GfT Gesellschaft für Tribologie e.V.



62. Tribologie-Fachtagung 2021

Reibung, Schmierung und Verschleiß

Forschung und praktische Anwendungen

- Nachhaltigkeit in der Tribologie
- Biotribologie
- Datenbanken und Datenanalyse
- Dünne Schichten & Oberflächentechnologie
- Dichtungstechnik
- Fahrzeugtechnik
- Maschinenelemente & Antriebstechnik
- Schmierstoffe & Schmierungstechnik
- Tribometrie
- Tribologische Systeme
- Werkstoffe & Werkstofftechnologien
- Zerspanung & Umformtechnik
- Sondersession: Forschungsfeld Tribologie (BMWi)

27. bis 29. September 2021 in Göttingen

ISBN: 978-3-9817451-6-0

Herausgeber und Vertrieb:
Gesellschaft für Tribologie e.V.
E-Mail: tribologie@gft-ev.de • Internet: www.gft-ev.de

Umschlaggestaltung:
pulcinello
Marcus Depenbusch
Kamper Straße 20 • 52064 Aachen
Telefon: (0241) 400 87 46 • Telefax: (0241) 400 87 54
E-Mail: info@pulcinello.de • www.pulcinello.de

Die Beiträge wurden unverändert in der von den Autoren zur Verfügung gestellten Fassung veröffentlicht.

Copyright:
© Gesellschaft für Tribologie e.V., 2021

Mathias Woydt

Materialeffizienz durch Verschleißschutz - Der Beitrag der Tribologie zur Reduzierung der CO_2-Emissionen

Zusammenfassung

Die Tribologie ist keine direkt sichtbare Folge menschlichen Handelns und unterteilt sich in Energieverbrauch durch Reibungsverluste und zusätzlichen Ressourcenverbrauch durch Verschleiß und Ausfälle von Maschinenelementen und Produkten. Die Ressourcen¬frage war bisher der CO2-Thematik untergeordnet. Abhängig von der absoluten Menge der betrachteten Stoffströme ergeben sich aus deren Anteilen, die der Tribologie zurechenbar sind, unter Annahme einer Verdopplung der Lebensdauer durchschnittlich 1,06-3,70 Gigatonnen an Ressourcenmasse pro Jahr bzw. 1,68 bis 6,77 Gigatonnen CO2eq. pro Jahr an eingespartem CO2-Rucksack. Reibungs- und Verschleißschutz sind durch ihren Beitrag zu den Treibhausgasemissionen miteinander verbunden. Ein angenommenes, mittel-/langfristiges Einsparpotential von 30% der Reibungsverluste am Primärenergieverbrauch mindert die globalen CO2-Emissionen um weitere 2,27-4,55 Gigatonnen an CO2–Äquivalenten pro Jahr.

Abstract

Tribology is not a directly visible consequence of human activities and is divided into energy consumption due to friction losses and additional resource consumption through wear and failures of machine elements and products. The resource issue has so far been subordinate to the CO2 issue. Depending from the absolute amount of material streams considered, its portions allocated to tribology and assuming doubling the service life result in average in savings of 1.06-3.70 gigatons in mass of resources per year or of embedded 1.68 to 6.77 gigatons CO2eq.per year. Friction and wear protection are linked together through their contributions to greenhouse gas emissions. An assumed, medium/ long-term savings potential of 30% of the frictional losses on primary energy consumption reduces global CO2 emissions by a further 2.27-4.55 gigatons of CO2 equivalents per year.

Einleitung

Tribologie ist eine kaum wahrgenommene Konsequenz menschlichen Handelns. In der öffentlichen Diskussion und Wahrnehmung wird die Tribologie jedoch nach Ansicht der Deutschen Gesellschaft für Tribologie (GfT) mit ihrem breiten Leistungsspektrum zur CO_2-Reduzierung für den Klimaschutz und zur Nachhaltigkeit als eine Querschnittstechnologie nicht annähernd ausreichend berücksichtigt. Gegenüber dem leicht nachvollziehbaren Zusammenhang zwischen „CO_2 und Reibung“ ist das Zusammenspiel von „Verschleißschutz und Nachhaltigkeit“ komplexer. Menschliches Handeln wurden schon immer mit Geld bewertet. Direkte und eingebettete Emissionen von CO_2 oder CO_2-Äquivalenten ($CO_{2eq.}$) stellen die Währungen oder den „Goldstandard“ der Zukunft für Nachhaltigkeit dar, um menschliche Aktivitäten zu vergleichen und deren Folgen zu bewerten [1,2].

Die volkswirtschaftliche Bedeutung der Tribologie wurde in der Vergangenheit mehrfach untersucht und quantifiziert ohne dabei die CO_2-Emissionen und Material-Fußabdrücke zu berücksichtigen (Siehe Tabelle 1). Die primären Motivationen bestanden darin, das Potenzial zur Verringerung der Abhängigkeit von Ölimporten zu untersuchen. Die Studien von Sir Peter Jost [3], A.S.M.E [4] und A.R.P.A.-E [5] weisen auf Einsparungen beim Primärenergieverbrauch hin, die je nach lokalem Strommix in CO_2-Emissionen umgerechnet werden können.

Wechselwirkung der Reibung mit CO_2-Emissionen

Der fossile CO_2-Anteil an der weltweiten Primärenergieerzeugung betrug 2019 86 %. Nach Holmberg et al. [6,7] gehen 20-23% (absolut) des gesamten Primärenergieverbrauchs durch Reibung verloren mit einem geschätzten, langfristigen Einsparpotenzial von 40%. In Resolutionen des US-Kongresses (nicht angenommen!) hieß es, dass „ungefähr ein Drittel des weltweiten Primärenergieverbrauchs auf Reibung zurückzuführen ist“ [8]. Aus den verschiedenen Studien ergibt sich eine Spanbreite an absoluten Potenzialen zur Reduzierung des Primärenergieverbrauchs durch Reibung:
Jost 1966: 5%; Holmberg 2019: 8%; Holmberg 2017: 8,6%; A.S.M.E. 1977: 10,9%; U.S. Congress 2016: 12%; A.R.P.A.-E 2017: 24%.

Einigkeit erzielten diese Studien hinsichtlich des langfristigen Einsparpotentiales des Reibungsanteils im Primärenergieverbrauch durch tribologische Maßnahmen, welches zwischen 30-40% eingeschätzt wird. Die fossilen (also anthropogenen), direkten oder energiebedingten CO_2-Emissionen kumulierten sich 2019 auf 33,6 Gigatonnen CO_2 [9]. Daraus ergibt sich ein absolutes CO_2-Reduktionspotenzial im Bereich von 2,7 Gigatonnen bis 8,1 Gigatonnen oder 8-24 % der globalen und direkten CO_2-Emissionen.

Tabelle 1. Einsparpotentiale an Primärenergie durch Reibungsminderungen [1,2,10]

Studie	Jahr des Erscheinens	Einsparpotential an Primärenergie	
		In % von Primärenergieverbrauch	In EJ bezogen auf den Primärenergieverbrauch des benannten Jahres
Jost (G.B.)	1966	5	0,4 EJ
A.S.M.E. (USA), Pinkus & Wilcock	1977	10,9	10 EJ (93 EJ)
Holmberg et al.	2017	8,6	
A.R.P.A.-E (USA)	2017	24	24,1 EJ (von 102,9 EJ)
Holmberg et al.	2019	8,0	

1 EJ= 10^{18} Joules; A.S.M.E.= The American Society of Mechanical Engineers; Primärenergieverbrauch (Total primary energy supplies (TPES)) in 2019: global= 584 EJ. USA= 105,7 EJ. Deutschland= 13,1 EJ;

Neben Schmierstoffen bieten die Dünnschichttechnologien und alternativen Legierungen die vielseitigsten und sichersten Technologien zur Reibungsreduzierung an.
Es ist zu beachten, dass durch die Einbeziehung nicht energiebedingter CO_2-Emissionen, wie Zement- und Ziegelfertigung, zu den 33,6 Gigatonnen CO_2 weitere +4,4 Gigatonnen CO_2 hinzukommen. Die Emissionen anderer Treibhausgase (THG), wie Methan (CH_4), Stickstoffoxid (N_2O), Schwefelhexafluorid (SF_6), teilfluorierte Kohlenwasserstoffe, fluorierte Ether und perfluorierte Verbindungen, sowie Landnutzungsänderungen (LUC), werden als CO_2-Äquivalente umgerechnet und oben draufgeschlagen, so daß die gesamten Treibhausgasemissionen 2019 sich auf 59,1±5,9 Gigatonnen $CO_{2eq.}$ erhöhen [9].

In einer digitalisierten Welt wird in beweglichen Teilen und Maschinenelementen die Reibung weiterhin irreversibel Energie in Wärme umwandeln. Die Reduzierung der Reibung ist nicht nur ein generelles Thema oder ein Thema für Verbrennungsmotoren, sondern auch für Elektro- und Brennstoffzellenfahrzeuge, denn die Reduzierung der Reibung in Elektroantrieben erhöht die Reichweite von Elektrofahrzeugen.
Insgesamt ist die Reibungsreduzierung eine dominierende Teilmenge der Energieeffizienz und als solche gut eingebettet in den Nachhaltigkeitszielen (Sustainable Development Goals (SDG)) der Vereinten Nationen [11]. Energieeffizienz findet sich im SDG #7.3 „Bis 2030 die weltweite Steigerungsrate der Energieeffizienz verdoppeln“ und

im SDG #13 „Umgehend Maßnahmen zur Bekämpfung des Klimawandels und seiner Auswirkungen ergreifen“.

Ressourcenverbrauch und CO_2-Thematik

In der öffentlichen Wahrnehmung und Diskussion ist der Ressourcenverbrauch der CO_2-Thematik untergeordnet. Die globale Erwärmung ist in aller Munde, aber der Begriff Nachhaltigkeit bleibt vage. In Sachen Nachhaltigkeit teilen Wirtschaft, Gesellschaft und Wissenschaft unterschiedliche Sichtweisen mit sich ständig ändernden Definitionen. Die 17 Nachhaltigkeitsziele der Vereinten Nationen (U.N.) geben hier Klarheit [11]. Nachhaltigkeit in modernen Gesellschaften in Verbindung mit Ressourcenverbrauch wird eines der wichtigsten globalen Ziele der Zukunft sein. Stoffströme, Ressourcenverbrauch und der „Materialhunger“ unterliegen einem wachsenden gesellschaftspolitischen Diskurs, der eine Verbesserung der ökotoxikologischen Eigenschaften sowie eine Überprüfung und Optimierung von Eigenschaftsprofilen nach den Nachhaltigkeitskriterien der U.N. SDGs fordert. Die Tribologie beeinflusst den Einsatz und die Langlebigkeit von Materialien über alle Industriebereiche und Konsumgüter hinweg und beschränkt sich nicht nur auf die Mobilität.

Die versteckten und komplexen Wechselwirkungen zwischen Verschleißschutz und Nachhaltigkeit

Langlebigkeit hat keine Verbindung zur Technosphäre der Kreislaufwirtschaft, aber die Verlängerung des Produktlebenszyklus entkoppelt folglich den Materialverbrauch vom Wirtschaftswachstum und reduziert Abfallströme sowie mindert den Ressourcenverbrauch und deren CO_2-Rucksack.

Der Materialfußabdruck

Jede Rohstoffgewinnung und deren Verarbeitung hat immer Auswirkungen auf die Umwelt. Abraumhalden und Bergbaugruben sind sichtbare Zeugen der Mineralienextraktion. Die globalen Stoffströme stellen den Ausgangspunkt für Bewertungen der Auswirkungen des Ressourcenverbrauchs auf die damit verbundenen eingebetteten CO_2-Emissionen (CO_2-Rucksack) von Primärressourcen dar. Der materielle Fußabdruck menschlicher Aktivitäten erreichte 2017 92,1 Gigatonnen (= Milliarden Tonnen) an Stoffmasse [12] plus 8,6 Gigatonnen an zyklierten Stoffen [13], was zu einem Stoffstrom von 100,6 Gigatonnen führt, der zwangsläufig CO_2-Emissionen aus Gewinnung, Verarbeitung und Produktion enthält (siehe Tabelle 2). Fossile Energieträger tragen nur ~15% (oder 15,1 Gigatonnen) zu diesem globalen Stoffströmen bei. Nichtmetallische Mineralien (Baustoffe, mineralische Rohstoffe) wie Sand, Kies und Kalkstein etc. machen mit 43,8 Gigatonnen mehr als die Hälfte des gesamten stofflichen Abbaus aus und haben möglicherweise keinen Bezug zur Tribologie. Zement spielt in diesem Stoffstrom eine bedeutende Rolle (siehe Tabelle 3). Der Zementverbrauch für Straßen und Autobahnen, welche mit dem Reifen ein Tribosystem ausbilden, betrug 33 % in den USA (2015) [14] und in China (2019) 22,4 % des gesamten Zementverbrauchs [15]. Schließlich beträgt der potenzielle Ressourcenpool, der vom Verschleißschutz betroffen ist, mindestens 17,7 Gigatonnen. Für das Jahr 2017 gibt es folgende Mengen an technischen Stoffströmen, die weitere Studien und Untersuchungen erfordern, um Stoffströme Anwendungen und Endverwendungen mit Tribosystemen oder „deren funktionales Profil“ von Tribosystemen

bestimmt werden, zuzuordnen. Aus den verfügbaren Daten ergeben sich verschiedene Ressourcenpools:

a. 17,720 Gigatonnen (für 2015, abgeleitet aus den Zahlen vom U.N. Resources Outlook 2019),
b. 9,120 Gigatonnen an “metal ores” (für 2017, U.N. Resources Outlook 2019, p. 43) [12],
c. 10,1 Gigatonnen an “metal ores” (für 2017, Circularity Report 2020, p. 18) [13] and
d. >6,642 Gigatonnen “Ingenieurwerkstoffen” (Siehe Tabelle 3).

Unabhängig von der Tatsache, daß die verschiedenen Stoffmengen weitere Präzisierungen zukünftig erfahren müssen, stellt sich die Frage nach dem darin eingebettetem CO_2?

Tabelle 2: Globale Rohstoffentnahme 2017

Extraktion nach Materialgruppe	Gigatonnen	Bezug zur Tribologie
Globale Rohstoffentnahme	92,063	—
Rezyklate	8,600	Re-Raffination von Gebrauchtölen
Gesamter Stoffstrom	**100,663**	—
Mineralische Rohstoffe (nicht-metallisch)	-43,834	Lebensdauerverlängerungen von Fahrbahnbelägen
Biomassen jeglicher Art	-24,062	Schmierstoffe und Additive auf Basis nachwachsender Rohstoffe
Fossile Energieträger	-15,047	Reibungsminderung senkt den allgemeinen Primärenergieverbrauch
Potentieller Ressourcenpool für Maßnahmen über Verschleißschutz	**17,720**	Eine abgenommene Verdoppelung der Nutzungsdauer von Maschinen, Anlagen und Konsumgüter halbiert den Ressourcenverbrauch

Die Auswirkung des jährlichen weltweiten Verbrauchs von rund 40 Millionen Tonnen oder 0,040 Gigatonnen an Schmierstoffen ist innerhalb der globalen Stoffströme marginal, kann aber angesichts der Gesamtmenge der Stoffströme an Biomassen theoretisch vollständig aus biogenen Ressourcen gewonnen werden. Andererseits haben ausgelaufene oder geleckte Schmierstoffe eine große Bedeutung für die Wasser- und Bodenqualität, woraus sich über das Nachhaltigkeitsziel SDG #3 ein Bezug zur Nachhaltigkeit ableitet.

CO_2-Emissionen aus der Extraktion von Metallen/Materialien

In einer Welt von Bits&Bytes&Bitcoins sowie künstlicher Intelligenz wird es weiterhin Maschinen mit beweglichen Elementen geben, die aus Materialien bestehen und für eine niedrige Reibung und Langlebigkeit geschmiert werden müssen. Der weltweite Materialverbrauch von 92,1 Gigatonnen im Jahr 2017 (+8,6 Gigatonnen Kreislaufprodukte) soll bis 2060 auf 167 Gigatonnen (U.N. Environment) [12] bzw. 190 Gigatonnen (O.E.C.D.) [16] steigen. Diese Prognosen erhöhen unweigerlich den Verbrauch von Metallen und Mineralien, die im Maschinenbau verwendet werden, sofern ausreichend vorhanden, sowie die darin eingebetteten $CO_{2eq.}$-Emissionen. Die Tabelle 3 schätzt die $CO_{2eq.}$-Emissionen von den globalen Materialströmen wichtiger Spezialmetalle und bedeutender, technischer Metalle sowie nichtmetallischer Werkstoffe ab, die in Produkte jeglicher

Art gelangen, wie für die Mobilität, Maschinen, Anlagen, Infrastruktur, Gebäuden, Haushaltsgeräten, usw.. Diese Daten wurden von int. Industrieverbänden oder aus der Literatur bezogen [2,10]. Die $CO_{2eq.}$-Emissionen für die Primärproduktion einer Tonne der gesamten Primärmetalle oder -materialien, die in Tabelle 3 dargestellt sind, liegt im Mittel über alle Primärmetalle und -materialien zwischen 1,39:1 bis 1,86 Tonnen $CO_{2eq.}$ pro Tonne Metall/Material. Unter Berücksichtigung der Spannbreiten in den Dichten von Kraftstoffen aus der EN16528 errechnen sich Emissionsfaktoren von 3,032-3,494 Tonnen CO_2 pro Tonne Kraftstoff [17].

Tabelle 3: Mittlere $CO_{2eq.}$-Emissionen bei der Gewinnung von einer Tonne Primärmetall/-material [2,10]

Primärmetall oder –material	CO_2 Äquivalente in Tonnen pro Tonne an Metall oder Material	Globale Produktion in 2018 bzw. 2019 [10^3 Tonnen]	Berechnete $CO_{2eq.}$-Emissionen der Primärmetalle oder -materialien [10^3 Tonnen]
Sondermetalle			
Li, W, Mo, Mn, Ni, Mg, Pb, Nd	>7	45.620	326.631-332.098
Titan	45	7.200	324.000
Chrom	25	12.300	307.500
Silicium	10	8.400	84.000
Zwischensumme	—	65.120	**>1.042.131**
Bedeutendste Metalle			
Kupfer*	5,5-9,5	23.600	129.800-224.200
Aluminium	16,6	64.800	1,075.680
Stahl (Eisen)	>1,8	1.808.000	>3.254.400
Zwischensumme	—	1.908.299	**>4.459.880**
Nicht-metallische Ingenieurwerkstoffe			
Bitumen	0,30-0,75	90.000	27.000-67.500
Plastik$^+$	~3,4	360.000	~1.224.000
Zement	0,6-1,3	4.200.000	2.520.000-5.460.000
Gesamt	—	**6.642.819**	**9.273.011-12.353.378**

* aus Konzentraten, „open pit“ Mine; $^+$ Plastik= Thermoplaste, Polyurethane, Duroplaste, Elastomere, Klebstoffe, Beschichtungen/Farben und Dichtstoffe als auch Fasern aus Polypropylen.

Aus den Zahlen der Vereinten Nationen errechnet sich ein ähnliches Verhältnis zwischen den $CO_{2eq.}$-Emissionen und extrahierten Materialien/Metallen von 1,38:1. Dieses Verhältnis errechnet sich für 2015 aus den THG-Emissionen von 11,5 Gigatonnen $CO_{2eq.}$ (U.N. Emissions Gap Report 2019, S. XXV und S. 56) geteilt durch den Material-Fußabdruck für 2015 von 8,3 Gigatonnen an Metallerzen von United Nation Environments [12,18]. Für 2017 berichtet der UN Resources Outlook 2019 [12] von einer Extraktion von 9,1 Gigatonnen Metallerzen, während der Circularity Report 2020 [13, S. 18] 10,1 Gigatonnen angibt.

Die Natur der Erze und eingesetzten Verarbeitungsverfahren erklären die Bandbreiten der äquivalenten CO_2-Emissionen ($CO_{2eq.}$) in Tabelle 3. Die größten CO_2-Emittenten mit mehr als einer Gigatonne $CO_{2eq.}$ sind Zement, Stahl, Kunststoffe und Aluminium gefolgt von Titan und Chrom mit je rund 300 Megatonnen $CO_{2eq.}$. bzw. Kupfer. Unabhängig von den Bestrebungen der Stahl- und Aluminiumindustrien, die spezifischen CO_2-Emissionen

langfristig zu reduzieren, werden Maßnahmen zur Verbesserung von Lebenszyklen und Langlebigkeit den Rohstoffverbrauch und die Abfallströme reduzieren und zur Senkung der CO_2-Emissionen beitragen. Schmierstoffe spielten in der Vergangenheit eine vorteilhafte Rolle im Hinblick auf Reibungs-, Verschleiß- und Fressschutz, die in Zukunft wertvoller werden, um die Reibung weiter zu reduzieren (Energieeffizienz) und die Lebensdauer von Geräten und Gebrauchsgütern zu verlängern (Materialeffizienz, Ressourcenschonung) was zu einer deutlichen Reduzierung der CO_2-Emissionen führt. Folglich spielt die Tribologie ihre Nützlichkeit für den Klimaschutz und die Nachhaltigkeit in der Nutzungsphase der Produkte aus.

Kombiniert man Reibstellen enthaltene oder bildende Stoffströme von 6,6 Gigatonnen bis 17,7 Gigatonnen mit einer erwarteten Verdoppelung in der Lebensdauer, vermindert sich der Stoffstrom auf 3,3-8,65 Gigatonnen. Dieser verbleibende und potentiell für die Tribologie relevante Stoffstrom multipliziert mit dem durchschnittlichen $CO_{2eq.}$ Intensitätsverhältnis („CO_2-Hebel“) von 1,39-1,86 Tonne $CO_{2eq.}$ pro Tonne Material ergibt ein Minderungspotential an $CO_{2eq.}$ von 4,6-16,1 Gigatonnen. Andererseits müssen Stoffströme ohne Tribosysteme oder Bezug zur Tribologie abgezogen werden. Die Frage ist nun, welche Anteile dieser potentiellen Stoffströme Anwendungen mit Tribosystemen oder solchen, die von Tribosystemen unmittelbar funktional abhängen, zuzuordnen sind. Hierüber liegen keine allgemeinen Erkenntnisse bzw. Datengerüste vor.

Zuordnung der Materialströme

Die extrahierten Ressourcen strömen in verschiedene Anwendungen. Für die verschiedenen Werkstoffgruppen fehlen heute detaillierte Sankey-Diagramme der Stoffströme. Anwendungen ohne Bezug zur Tribologie, wie Verpackungen, Strukturbauteile oder Katalysatoren, müssen aus den potentiellen Materialströmen herausgenommen werden. Dennoch gibt es für die verbleibenden Stoffströme, welche in Tribosystemen Verwendung finden oder deren funktionales Profil von Tribosystemen abhängen, folgende Methodologien für deren Zuordnung:

A. Fokus nur auf die Triboelemente
   Dabei wird nur die Masse des verschlissenen oder ausgefallenen Triboelementes, wie die der Gleitlagerschale oder des Kolbenrings oder des Wälzlagers, unabhängig von seiner Auswirkung auf das Teilsystem oder Gesamtprodukt, berücksichtigt.
B. Fokus auf Subsysteme oder Komponenten
   Selbst wenn Verschleiß oder Ausfälle nur durch ein bestimmtes Triboelement verursacht wurden, wird die Masse des Teilsystems/der Komponente, wie Getriebe oder Motor, berücksichtigt, da es ohne Überholung unbrauchbar geworden ist und sein vollständiger Austausch einen neuen Materialverbrauch verursacht. Dieser Ansatz schließt die Masse anderer Tribo-Elemente, vom Gehäuse und der Peripherie mit ein, obwohl die noch funktionsfähig sind, da das gesamte Subsystem bzw. die gesamte Komponente ausgetauscht und/oder verschrottet oder demontiert wurde und die Materialmenge hoffentlich stofflich recycelt wird.
C. Fokus auf Produkte
   Die gesamte Maschine oder das Produkt wird verschrottet, wie z.B. ein Fahrzeug, obwohl viele Teilsysteme, Innenausstattung, Antriebsstränge und Gehäuse noch funktionsfähig sind, so dass dessen gesamte Massen dem tribologierelevanten Stoffstrom zugerechnet werden, weil

-eine technische Obsoleszenz eingetreten ist (sog. „gestrandete Vermögenswerte“) und/oder
-ein Subsystem oder eine Hauptkomponente ausgefallen ist und eine Reparatur oder ein Austausch wirtschaftlich nicht durchführbar ist.

Die gesamte Produktmasse mit allen unterschiedlichen Materialien wird berücksichtigt, wenn sie verschrottet oder demontiert und recycelt wird. Dieser Ansatz berücksichtigt die Gesamtfolgen eines ausgefallenen oder verschlissenen Tribosystems.

Weiterhin bleibt zu berücksichtigen, dass durch schnelle technologische und gesetzliche Entwicklungen Produkte in die technische Veralterung geraten, so dass die Sinnhaftigkeit von Langlebigkeit und der Wiederverwendung von durch Wiederaufarbeitung vollständig wiederhergestellte Produkte nicht mehr gegeben ist.

Zusammenfassung

In einer sozio-ökologischen Betrachtung kann der Verschleißschutz dazu beitragen, bei gleichem Ressourcenverbrauch bzw. stagnierenden CO_2-Emissionen eine Verdoppelung im Nutzwert zu erlauben bzw. doppelt so viele Erdenbürger können am Nutzen der Ressourcen teilhaben. In der Addition der mittel-/langfristige Minderungspotentiale pro Jahr durch Reduktionen in der Reibung und Verbesserungen im Verschleißschutz mittels Werkstoff-&Schmierungstechnik, also durch konsequente Anwendungen tribologischer Maßnahmen, ergeben sich 4-11 Gigatonnen $CO_{2eq.}$ weiniger oder

a. 10,5-26,4% bezogen auf die 2019 global emittierten 37,9±1,9 Gigatonnen an CO_2 oder
b. 7,6-19,1% bezogen auf die 2019 global emittierten 52,4±5,2 Gigatonnen an THG [19].

Bibliographische Referenzen

[1] M. Woydt et al. Interdisciplinary technology for the reduction of CO_2-emissions and the conservation of resources, September 2019; https://www.gft-ev.de/en/tribology-study/

[2] M. Woydt et al. , Wear protection and sustainability as cross-sectional challenges, January 2021, https://www.gft-ev.de/en/tribology-in-germany-wear-protection-and-sustainability-as-cross-sectional-challenges/ .

[3] H. P. Jost, Lubrication (Tribology). Education and Research Report. London: Dept. Education and Science, Her Majesty's Stationary Office; February 1966

[4] O. Pinkus and D.F. Wilcock, Strategy for Energy Conservation through Tribology, 1977, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, USA; *www.asme.org*

[5] P.M. Lee and R. Carpick (eds.), Tribology Opportunities for Enhancing America´s Energy Efficiency – A report to the Advanced Research Projects Agency, 14th February 2017, U.S. DoE, https://alliance.seas.upenn.edu/~carpickg/dynamic/wordpress/wp-content/uploads/2012/03/TribologyARPAE_FINAL.pdf

[6] K. Holmberg and A. Erdemir, Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions, FRICTION 5(3): 263–284 (2017)

[7] K. Holmberg and Erdemir, A., „The impact of tribology on energy use and CO_2 emission globally and in combustion engine and electric cars.“, Tribology International, 2019, Vol. 135, p. 389-396

[8] United States Congress, Resolutions #916 of September 28, 2016, https://www.govtrack.us/congress/bills/114/hres916

and #306 of May 2nd, 2017 by the “House of Representatives“, https://www.govtrack.us/congress/bills/115/hres306
[9] Emissions Gap Report 2019, November 2019, United Nations Environment Program, United Nations Avenue, Gigiri, PO Box 30552, 00100 Nairobi, Kenya, ISBN: 978-92-807-3812-4, https://www.unep.org/emissions-gap-report-2020
[10] M. Woydt, The importance of tribology for reducing CO_2 emissions and for sustainability, Int. J. WEAR, Vol. 474–475, 15 June 2021, 203768, https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203768
[11] United Nation, 70. General Assembly, Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development, resolution adopted on 25. September 2015
[12] United Nations Environment, Global Resource outlook 2019, A Report of the International Resource Panel, United Nations Statistics Division, Development Data and Outreach Branch, 2 United Nations Plaza, New York, NY 10017, USA, ISBN: 978-92-807-3741-7, https://unstats.un.org/sdgs/report/2019/Overview/
[13] C. Schmidt et al. , The Circularity Gap Report 2020, January 2020, Circular Economy, Mauritskade 63, 1092 AD Amsterdam, Netherlands, https://www.circularity-gap.world/2020
[14] S. A. Miller, The role of cement service-life on the efficient use of resources, Environ. Res. Lett. 15 (2020) 024004, https://doi.org/10.1088/1748-9326/ab639d
[15] US Cement industry annual yearbook 2019, Portland Cement Association, 5420 Old Orchard Road, Skokie, Illinois 60077-1083, USA
[16] O.E.C.D., Global Material Resources Outlook to 2060: Economic Drivers and Environmental Consequences, OECD Publishing, 2019, 2 Rue André Pascal, 75016 Paris, https://doi.org/10.1787/9789264307452-en
[17] K. Juhrich, CO_2 Emission Factors for Fossil Fuels, report 28/2016, German Environment Agency (UBA) June 2016, https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1968/publikationen/co2_emission_factors_for_fossil_fuels_correction.pdf
[18] United Nations Environment, 12.2 Material footprint (MF) and MF per capita, and material footprint per GDP; Excel data file: https://environmentlive.unep.org/indicator/index/12_2_1
[19] United Nations Environment Programme (2020). Emissions Gap Report 2020. Nairobi, ISBN: 978-92-807-3812-4, https://www.unep.org/emissions-gap-report-2020

Dr. Mathias Woydt
MATRILUB
Limonenstr. 16
D-12203 Berlin (Germany)

Tel: +49 (0)172 395 95 94
Fax: +49 (0)30 83 22 18 84
Email: m.woydt@matrilub.de

Elena Popova, Valentin L. Popov

Zur Geschichte der Kontaktmechanik: Hertz – Föppl – Schubert – Cattaneo & Mindlin – Lee & Radok – JKR

Zusammenfassung:

Ludwig Föppl veröffentlichte Anfang 1941 ein 8-seitiges Papier "Elastische Beanspruchung des Erdbodens unter Fundamenten". Das Hauptergebnis dieser Arbeit wurde 1942 von seinem Doktoranden Gerhard Schubert weiterentwickelt. Die Veröffentlichungen von Föppl und Schubert enthalten viele Ergebnisse, die von mehreren Forschern auf dem Gebiet der Kontaktmechanik in den folgenden Jahrzehnten des 20. Jahrhunderts erhalten wurden. Leider sind beide Papers in Vergessenheit geraten, was angesichts der Jahre ihres Erscheinens (1941-42) nicht verwunderlich ist. Die Lösung von Schubert erlangte durch die Publikation von Sneddon (1965) – eine der meistzitierten Veröffentlichungen in der Geschichte der Kontaktmechanik – große internationale Anerkennung. Sneddon stellte jedoch lediglich einen anderen Herleitungsansatz vor, um bereits bekannte Lösungen zu erhalten. Wichtige Entwicklungen der Kontaktmechanik der nachfolgenden Jahre waren die Arbeiten, welche kompliziertere Probleme (Tangentialkontakt, Kontakt viskoelastischer Körper, adhäsiver Kontakt) auf das Normalkontaktproblem von elastischen Körpern zurückgeführt haben (Cattaneo & Mindlin, Lee & Radok und Johnson, Kendall und Roberts, JKR). Die Lösung von Föppl und Schubert wurde schließlich unter Heranziehen dieser späteren Entwicklungen in der Methode der Dimensionsreduktion (MDR) in ein mnemonisch einfaches und für jeden Ingenieur leicht verfügbares Verfahren implementiert.

Heinrich Hertz (Abb. 1a) löste 1882 [1] das Problem des elastischen Kontakts parabolischer Körper. Diese Lösung ist wahrscheinlich die wichtigste und bekannteste Veröffentlichung in der Kontaktmechanik. Die Verallgemeinerung dieser Lösung für beliebige axialsymmetrische Körper wird Ian Sneddon aufgrund seiner 1965 veröffentlichten Arbeit zugeschrieben [2]. Diese Arbeit ist eine der meistzitierten Arbeiten in der Geschichte der Kontaktmechanik, noch höher zitierte als das klassische Werk von Hertz. Die Lösung von Sneddon wurde jedoch nicht von Sneddon erhalten, und er beanspruchte nicht einmal die Priorität. Die Lösung, auf die sich Sneddon in seinem berühmten Artikel stützt, stammt von Galin, einem der bekanntesten Vertreter der Kontaktmechanik in der Sowjetunion. Galin hat die Ergebnisse seiner Arbeiten aus den 1940er Jahren in einem 1953 in Moskau erschienenen Buch zusammengefasst [3], (das Cover dieses Buches ist in Abb. 1b dargestellt). Zu sagen, dass Sneddon diese Lösung kannte, ist fast nichts zu sagen. Er hat nicht nur Galins Buch und andere Veröffentlichungen von Galin im Original gelesen (da Sneddon Russisch kannte), sondern hatte auch großen Respekt vor Galin und ermöglichte die Übersetzung und Veröffentlichung von Galins Buch ins Englisch. Die englische Ausgabe erschien im Oktober 1961 im Verlag des North Carolina State College [4]. Auf der Titelseite (Abb. 1c und Abb. 1d) steht, dass das Buch von Moss übersetzt und von Ian Sneddon herausgegeben wurde.

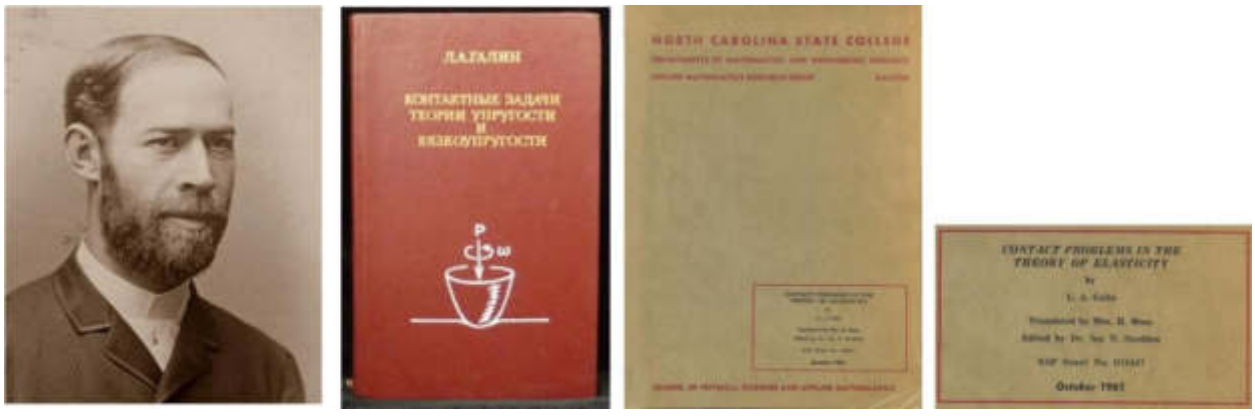


Abb. 1: (a) Der Pionier der Kontaktmechanik, H. Hertz; (b) Das Cover des Buches von Galin erschien 1953 in russischer Sprache; (c) Cover der Übersetzung von Galins Buch in der Edition von Sneddon; (d) Hinweis zur Übersetzung und Ausgabe auf dem Umschlag.

In seiner berühmten Arbeit [2] zitiert Sneddon Galins Buch von 1953. Aber die Wege der Geschichte sind unergründlich und die Namensgebung in der Geschichte nicht vorhersehbar. Offenbar erschien das Sneddonsche Paper zur richtigen Zeit, am richtigen Ort, im richtigen Umfang und so wurde Galinsche Lösung sofort zur "Sneddon's Solution", ohne besondere Beteiligung von Sneddon. Das Faszinierendste ist jedoch, dass diese Lösung schon früher und auf sehr einfache und elegante Weise von den deutschen Wissenschaftlern Prof. Föppl von der Technischen Hochschule München und seinem Doktoranden Gerhard Schubert gefunden wurde. Aber es wurde nicht bemerkt und blieb bis in unsere Tage praktisch nicht zitiert.

Die treibende Kraft bei dieser Entdeckung war Professor Föppl. Sein 1941 erschienener 8-seitiger Aufsatz "Elastische Spannungen im Untergrund unter Fundamenten" [5] war ein echter Durchbruch in der Kontaktmechanik beliebig geformter axialsymmetrischer Körper. In dieser Arbeit hat Föppl die Verformung der Oberfläche eines elastischen Halbraums unter Einwirkung beliebiger Ebenen sowie beliebiger achsensymmetrischer Druckverteilung in einer Form bestimmt, die eine einfache Inversion und damit Lösung eines beliebigen Kontaktproblems ermöglicht. Schubert benutzte die Tasache, dass beide Integrale, die die Lösung von Föppl darstellen, Abel-Transformationen sind. Er invertierte sie nach den bekannten Regeln um. Die resultierenden beiden Gleichungen lösen das Kontaktproblem vollständig. Dies sind genau die Gleichungen von Galin und Sneddon, jedoch viel früher und auf fantastisch einfache Weise erhalten!

Trotz der grundlegenden und umfassenden Ergebnisse dieses Papers blieb es weitgehend unbekannt. Die Gründe dafür liegen auf der Hand: Das Papier erschien in München, in deutscher Sprache während des Zweiten Weltkriegs. Tiefe Kluften trennten deutsche Wissenschaftler nicht nur während des Krieges, sondern auch in den ersten Nachkriegsjahren vom Rest der Welt, sodass die Arbeit in Vergessenheit geriet. Der Krieg zerstörte nicht nur Häuser, sondern auch die wissenschaftliche Kommunikation und das Ansehen der deutschen Wissenschaft.

Aber dies ist nicht das Ende der Geschichte. Tatsächlich wurden die gleichen Gleichungen viele Male entdeckt. Unabhängig davon wurde es 1954 von Green und Zerna [7] gefunden. 1998 schlug Jäger [8] eine weitere, sehr nützliche Herleitung vor, die schließlich im Rahmen der Methode der Dimensionsreduktion [9] in eine einfache mnemonische Form gebracht wurde. Es dauerte 71 Jahre, um sich mit der 1942 gefundenen Lösung vertraut zu machen...

Der wahre Mehrwert der MDR wird aber erst recht bei der Betrachtung allgemeinerer Probleme sichtbar. Aufgrund von Sätzen, die eine (genaue oder angenäherte) Abbildung von tangentialen Kontaktproblemen (Cattaneo, 1938; Mindlin, 1949 [10]; Jäger, 1995; Ciavarella, 1998), viskoelastischen Kontaktproblemen (Radok, 1957 [11]) und adhäsiven Kontaktproblemen (Johnson et al., 1971 [12]) auf das nicht-adhäsive Normalkontaktproblem mache die MDR zu einem kompakten, universellen und intuitiven Werkzeug zum Verständnis und zur Analyse verschiedenster Kontaktprobleme. Tatsächlich bietet es eine Art „Pocket Edition“ aller von Forschern in den letzten 136 Jahren erarbeiteten Lösungen zur Kontaktmechanik. Dieses didaktische Werkzeug benötigt für seine Anwendung nur die Grundlagen der Analyse und macht so die Kontaktmechanik einer breiten Ingenieursgemeinde zugänglich. Alle wesentlichen Probleme der Verbindungsmechanik – wie Normal- und Tangentialkontakt, Spannungen an der Oberfläche und im Material, viskoelastische Kontakte, Adhäsion, Verschleiß und Fretting, Einfluss von Form- und Materialgradienten (Heß, 2016) auf Haftfestigkeit und Verschleiß sowie Dämpfung bei schwingenden Kontakten – dieses komplette Spektrum wesentlicher Kontaktprobleme lässt sich mit MDR ohne komplizierte mathematische Hilfsmittel analysieren.

Das Originalpapier von Schubert erschien in deutscher Sprache. Die vollständige englische Übersetzung findet sich in [13]. Der Aufsatz [13] beschreibt ausführlich den historischen Hintergrund der Entdeckung von Föppl und Schubert sowie technische Details ihrer Herleitung.

Literatur

[1] H. Hertz, Journal für die reine und angewandte Mathematik, 92, 156 (1882).
[2] I.N. Sneddon, The relation between load and penetration in the axisymmetric Boussinesq problem for a punch of arbitrary profile, International Journal of Engineering Science, 1965, 3, 47.
[3] L.A. Galin. Contact problems in the theory of elasticity; Moscow, 1963 (Л. А. Галин, Контактные задачи теории упругости, М, ГИТТЛ, 1953)
[4] L.A. Galin, Contact Problems in the Theory of Elasticity, North Carolina State College, 1961.
[5] L. Föppl, Elastische Beanspruchung des Erdbodens unter Fundamenten, Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A 1941, 12, 31 (in German).
[6] G. Schubert, Zur Frage der Druckverteilung unter elastisch gelagerten Tragwerken. Ingenieur-Archiv 1942, 13, 132 (in German).
[7] A. E. Green, and W. Zerna, Theoretical Elasticity. Oxford: Clarendon Press, 1954.
[8] J. Jäger, Axi-symmetric bodies of equal material in contact under torsion or shift, Archive of Applied Mechanics, 1995, 65, 478.
[9] V.L. Popov, M. Hess, Method of dimensionality reduction in contact mechanics and friction, Springer Berlin Heidelberg 2015.
[10] R.D. Mindlin, Compliance of elastic bodies in contact, Journal of Applied Mechanics., 1949,16, 259–268.
[11] J.R.M. Radok, Viscoelastic stress analysis, Quart. Appl. Math 1957, 15, pp. 198-202.
[12] K. L. Johnson, K. Kendall, & A. D. Roberts, Surface Energy and the Contact of Elastic Solids. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1971, 324, 301–313. doi:10.1098/rspa.1971.0141
[13] E. Popova, V.L Popov, Ludwig Föppl and Gerhard Schubert: Unknown classics of contact mechanics, Z Angew Math Mech. 2020, 100, e202000203.

Elena Popova
Technische Universität Berlin
Fachgebiet Wissenschaftsgeschichte
Straße des 17. Juni 135
10623 Berlin

E-Mail: Elena.Popova@tu-berlin.de

Prof. Dr. Valentin L. Popov
Technische Universität Berlin
Fachgebiet Systemdynamik und Reibungsphysik
Straße des 17. Juni 135
10623 Berlin
E-Mail: V.Popov@tu-berlin.de

Sven Wirsching, Dominik Bänsch, Marcel Bartz, Sandro Wartzack

Modifikation der Methode der Dimensionsreduktion zur Berechnung von beliebigen Punkt- und Ellipsenkontakten in Wälzlagern

Zusammenfassung:

Im Inneren von Wälzlagern existiert eine Vielzahl von unterschiedlichen Kontakten. So sind nicht nur Linienkontakte an den Laufbahnen, dem Käfig sowie den Wälzkörpern, sondern auch Punkt- und Ellipsenkontakte zwischen Wälzkörperstirnfläche und Ringbord vorhanden. Abhängig von der Belastungssituation tragen diese Kontakte unterschiedlich zur Belastbarkeit, zur Temperaturentwicklung und damit zum Betriebsvermögen des Wälzlagers bei. Die axiale Belastbarkeit von Rollenlagern wird vorwiegend vom Bordkontakt bestimmt, da die axialen Lastanteile von den Borden aufgenommen werden. Zur Berechnung der Belastbarkeit ist eine genaue Beschreibung des Kontaktes zwischen Wälzkörperstirnfläche und Ringbord notwendig. Eine verbesserte Kontaktberechnung erlaubt die zielgerichtete Entwicklung effizienterer und leistungsfähigerer Wälzlagerungen.

Bei bestehenden Methoden zur Auslegung von Wälzlagern erfolgt die Kontaktberechnung zwischen Wälzkörper und Bord auf Basis der zeit- und ressourceneffizienten HERTZschen Theorie, welche Vereinfachungen bei der Beschreibung der Geometrien trifft. Kontakte realer, komplexer Geometriepaarungen von Wälzkörper und Bord, wie sie zur Optimierung der axialen Belastbarkeit der Rollenlager eingesetzt werden, lassen sich damit allerdings nur ungenau berechnen. Im Vergleich zu zeitaufwendigen, hochwertigen numerischen Berechnungen (z. B. Finite-Elemente-Analyse) sind größere Diskrepanzen in der Größe der Kontaktfläche und -pressungen zu verzeichnen.

Aus diesem Grund wird in diesem Beitrag eine neue zeit- und ressourceneffiziente Methode zur Berechnung von Punkt- und Ellipsenkontakten vorgestellt. Mit Hilfe der Methode der Dimensionsreduktion (MDR) nach POPOV können Kontakte rotationssymmetrischer Körper exakt berechnet werden. Durch eine Modifikation der MDR wird die Berechnung nicht rotationssymmetrischer Körper ermöglicht. Die vorhandene Kontaktsituation wird mit einer Überlagerung von verschiedenen rotationssymmetrischen Geometrien beschrieben und berechnet. Die modifizierte MDR wird anhand einfacher Kontaktsituationen mit der HERTZschen Theorie verglichen. Die Ergebnisse für komplexere Kontaktsituationen werden mit denen aus Finite-Elemente-Analysen gegenübergestellt. Durch den Vergleich der berechneten Kontaktfläche und Kontaktpressung werden die Möglichkeiten und Grenzen der modifizierten MDR beurteilt.

Abstract:

Inside rolling bearings, there is a large number of different contacts. These include not only linear contacts on the raceways, the cage and the rolling elements, but also point and elliptical contacts between the rolling element end face and the ring rib. Depending on the load situation, these contacts contribute differently to the load carrying capacity, the temperature development and thus the operating capability of the rolling bearing. The axial load carrying capacity of roller bearings is determined primarily by the rib contact, since the axial load components are absorbed by the ribs. To calculate the load capacity, an exact description of the contact between the rolling element end face and the ring rib is necessary. An improved contact calculation allows the targeted development of more efficient and higher-performance rolling bearings.

In existing methods for dimensioning rolling bearings, the contact between the rolling element and rib is calculated on the basis of the time- and resource-efficient theory of HERTZ, which makes simplifications in the description of the geometries. However, contacts of real, complex geometry pairings of rolling element and rib, as used to optimize the axial load capacity of roller bearings, can only be calculated inaccurately with this method. Compared with time-consuming, high-quality numerical calculations (e.g. finite element analysis), there are greater discrepancies in the size of the contact area and contact pressures.

For this reason, this paper presents a new time- and resource-efficient method for the calculation of point and elliptical contacts. Using the method of dimensional reduction (MDR) according to POPOV, contacts of rotationally symmetric bodies can be calculated exactly. A modification of MDR allows the calculation of non-rotationally symmetric bodies. The existing contact situation is described and calculated with a superposition of different rotationally symmetric geometries. The modified MDR is compared with the HERTZ theory using simple contact situations. The results for more complex contact situations are compared with those from finite element analyses. By comparing the calculated contact area and contact pressure, the possibilities and limitations of the modified MDR are assessed.

1 Einführung

In der Entwicklung von energieeffizienten Wälzlagern spielen sekundäre Kontakte, wie der Rollenstirn/Bordkontakt, eine immer größere Rolle. So hat der Rollenstirn/Bordkontakt von Kegelrollenlagern einen erheblichen Einfluss auf die Verlustleistung und die axiale Tragfähigkeit [5]. Für eine volle Ausnutzung des Leistungsvermögens ist eine präzise Auslegung der Lager notwendig. Hierzu werden quasistatische und dynamische Berechnungswerkzeuge zur Bestimmung der Belastung sowie der Reibungsleistung eingesetzt [6].

Der Stand der Technik zur Berechnung der Kontakte sind die Theorie nach HERTZ [1] sowie das Scheibenmodell nach TEUTSCH [4]. Torusförmige Geometrien, wie sie typischerweise zur Reduzierung der Reibung zwischen Wälzkörperstirn und Bord eingesetzt werden, lassen sich damit zumeist nur unzureichend genau beschreiben. Dies führt zu Unterschieden bei der Berechnung der Einfederung, Kontaktfläche und -form sowie der Kontaktpressung. Diese Diskrepanzen wirken sich auf die Berechnung der Reibungsleistung aus, da diese aus der Festkörper- sowie der Fluidreibung ermittelt wird. In diesem Beitrag wird eine alternative Kontaktberechnungsmethode für diese Sekundärkontakte vorgestellt, deren Grundlage die Methode der Dimensionsreduktion (MDR) nach POPOV [3] bildet. Es wird gezeigt, dass die MDR durch eine Modifikation auch für nicht rotationssymmetrische Geometrien verwendet werden kann. Hierzu werden die Ergebnisse mit der HERTZschen Theorie verglichen.

2 Modifizierte MDR

Der nachfolgenden Untersuchung liegt die MDR zugrunde. Die mathematischen Grundlagen der MDR werden dabei im Wesentlichen nicht verändert, sondern für ein modifiziertes Verfahren herangezogen.

2.1 Randbedingungen

Für die nachfolgenden Untersuchungen werden zwei Körper mit einer Kontaktnormalkraft F_N von 400 N belastet. Beide Körper besitzen die gleichen Materialeigenschaften, dargestellt in Tabelle 1. Bei der MDR wird der effektive Elastizitätsmodul E* verwendet. Dieser spiegelt die elastischen Eigenschaften beider Körper wieder und berechnet sich mit Gleichung (1).

Tabelle 1: Materialparameter der beiden Kontaktkörper

Variable	Größe
Elastizitätsmodul $E_{1,2}$	210 GPa
Poissonzahl $v_{1,2}$	0,3

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}. \quad (1)$$

Es werden vier Geometriepaarungen mit den Parametern entsprechend Tabelle 2 untersucht. Geometriepaarung Nr. 1 und 2 lassen sich, wie in [3] beschreiben, direkt mit der MDR berechnen. Der Kontakt der Geometriepaarungen Nr. 3 und 4 erfüllt nicht die Voraussetzungen für die MDR. Durch eine Modifikation der MDR können diese dennoch berechnet werden. Der Kegelradius wird im Kontaktpunkt ermittelt und als konstant angenommen. Beim Kugel/Torus Kontakt befindet sich die Kugel mittig auf dem Torus-Ring und parallel zu dessen Symmetrieachse, wie in Bild 2 zu sehen.

Tabelle 2: Exemplarisch untersuchte Geometriepaarungen des Rollenstirn/Bordkontaktes

Nr.	Geometrie 1	Geometrie 2	r_{11}	r_{12}	r_{21}	r_{22}
1	Kugel	Ebene	30 mm	30 mm	∞ mm	∞ mm
2	Kugel	Kugel	30 mm	30 mm	60 mm	60 mm
3	Kugel	Kegel	30 mm	30 mm	-60 mm	∞ mm
4	Kugel	Torus	30 mm	30 mm	60 mm	∞ mm

Mit Anwendung der MDR wird die Kugel auf ein Ersatzprofil (Kreis) reduziert. Dieser Kreis wird durch eine Parabelfunktion (siehe Gleichung 2) angenähert, dargestellt in Bild 1. Da die Kontaktfläche im Vergleich zu den Abmessungen der Geometrie sehr klein ist, ist die Abweichung der Parabel vom Kreis nur sehr gering. Bei einem Kugel/Kugel Kontakt kann

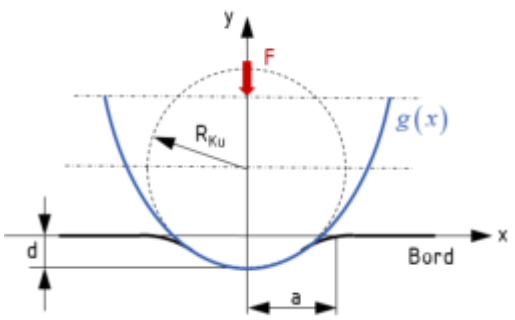


Bild 1:Approximation der Kugelgeometrie mit Hilfe einer Parabelfunktion

ein Ersatzkörper gebildet werden, der in der MDR durch ein Ersatzprofil reduziert wird. Mit Hilfe des Ersatzradius R* aus Gleichung 3 lässt sich dieses wiederum beschreiben.

$$g(x) = \frac{1}{R^*} \cdot x^2. \tag{2}$$

mit

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}. \tag{3}$$

2.2 Modifikation der MDR

Die Grundidee der Modifikation der MDR ist die Aufteilung der Kontaktsituation in zwei rotationssymmetrische Kontakte, um beliebige Punkt- und Ellipsenkontakte berechnen zu können. Dazu wird der Kontakt, ähnlich wie bei der Theorie nach HERTZ, in zwei senkrecht zueinanderstehenden Ebenen geschnitten. In diesen Schnittebenen können wiederum zwei rotationsymmetrische Kontaktsituationen erzeugt werden. Im Falle des Kugel/Kegel (Nr. 3) und Kugel/Torus (Nr. 4) Kontaktes kann ein Kugel/Ebene und ein Kugel/Kugel Kontakt, wie in Bild 2 zu sehen, abgeleitet werden.

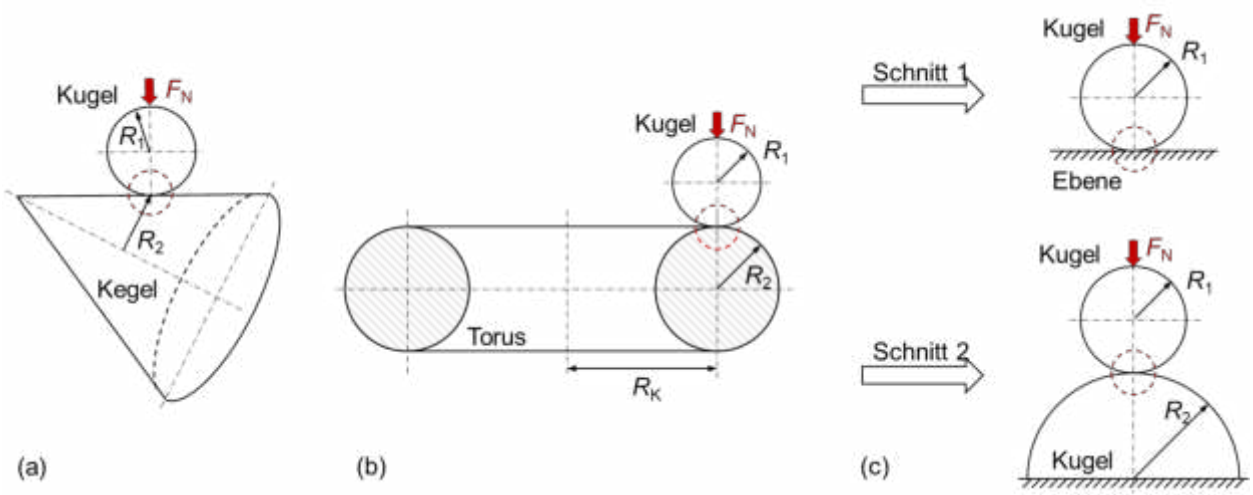


Bild 2: Schematische Darstellung der Kontaktsituation (a) Kugel/Kegel, (b) Kugel/Torus und die (c) Aufteilung in zwei rotationssymmetrischen Kontakte durch zwei Schnitte

Die beiden abgeleiteten Kontaktsituationen Kugel/Ebene und Kugel/Kugel können nun mit der MDR berechnet werden. Anschließend werden diese überlagert. Dabei sind die ermittelten Kontaktradien beider Kontaktsituationen maßgebend für die Größe der entstehenden Kontaktellipse.

2.2 Berechnung mit der MDR

Mit Hilfe der MDR aus [3] ergeben sich die nachfolgenden Gleichungen. Für den jeweiligen Kontaktradius *a* ergibt sich somit Gleichung 4:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \cdot \frac{F_N \cdot R^*}{E^*}} \tag{4}$$

Die Annäherung *d* der beiden Kontaktpartner kann, wie folgt, mit Gleichung 5 ermittelt werden:

$$d = \frac{1}{R^*} \cdot \left(\frac{3}{4} \cdot \frac{F_N \cdot R^*}{E^*}\right)^{\frac{2}{3}} \tag{5}$$

Für die Pressungsverteilung ergibt sich entsprechend in Abhängigkeit von x- und y-Koordinaten Gleichung 6:

$$p(x,y) = \frac{2 \cdot E^*}{\pi \cdot R^*} \cdot \sqrt{\left(\frac{3}{4} \cdot \frac{F_N \cdot R^*}{E^*}\right)^{\frac{2}{3}} - x^2 - y^2} \tag{6}$$

Mit Hilfe dieser Parameter können im nächsten Schritt die rotationssymmetrischen Geometriepaarungen zur ursprünglichen Kontaktsituation zusammengeführt werden.

2.3 Überlagerung der rotationssymmetrischen Kontakte

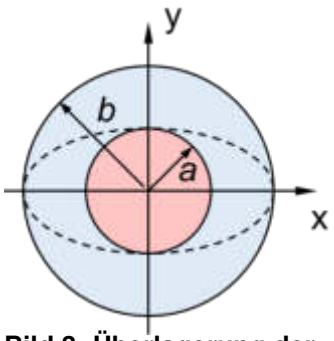


Bild 3: Überlagerung der Kontaktflächen des (blau) Kugel/Ebene Kontaktes mit dem (rot) Kugel/Kugel Kontakt zur resultierenden Kontaktellipse

Im Falle des Kugel/Kegel- und Kugel/Torus-Kontaktes entsteht eine ellipsenförmige Pressungsverteilung. Die Halbachsen *a* und *b* der Ellipse ergeben sich aus den beiden Geometriepaarungen Kugel/Ebene und Kugel/Kugel, wie in Bild 3 dargestellt. Im nächsten Schritt müssen die Annäherung *d* der beiden Körper sowie die Pressungsverteilung *p* über die neu ermittelte Kontaktellipse berechnet werden. Hierzu wird die allgemeine Ellipsengleichung [2], siehe Gleichung 7 herangezogen:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{a^2} = 1 \tag{7}$$

Mit Hilfe der allgemeinen Ellipsengleichung kann entsprechend die Annäherung für den überlagerten Kontakt wie in Gleichung 8 umformuliert werden:

$$d = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_K} \cdot \frac{1}{R^*}\right) \cdot \sqrt[3]{R_K \cdot R^* \cdot \left(\frac{3 \cdot F_N}{4 \cdot E^*}\right)^2} \tag{8}$$

Analog ergibt sich für die Pressung *p* in der neu ermittelten Kontaktellipse unter Berücksichtigung der allgemeinen Ellipsengleichung Gleichung 9:

$$p(x,y) = \frac{E^*}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{R_K} + \frac{1}{R^*}\right) \cdot \sqrt{\sqrt[3]{R_K \cdot R^* \cdot \left(\frac{3 \cdot F_N}{4 \cdot E^*}\right)^2} - \sqrt[3]{\frac{R^*}{R_K}} x^2 - \sqrt[3]{\frac{R_K}{R^*}} y^2} \tag{9}$$

Die maximale Pressung p_{max} im Mittelpunkt der Kontaktellipse in Gleichung 10 lässt sich vereinfachen zu:

$$p_{max} = \frac{E^*}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{R_K} + \frac{1}{R^*}\right) \cdot \sqrt{a \cdot b} \tag{10}$$

Bei der Berührung von einer Kugel mit einem Torus tritt zusätzlich eine Krümmung der Kontaktellipse auf, wie in Bild 4 dargestellt. Um diese zu berücksichtigen, wird der Krümmungsradius des Torus R_K verwendet. Für die Krümmung in y-Richtung ergibt sich der Zusammenhang aus Gleichung 11.

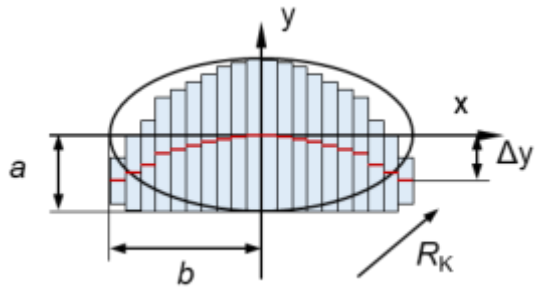


Bild 4: Krümmung der Kontaktellipse bei der Berührung von Kugel und Torus

$$\Delta y = r \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x}{r}\right)^2}\right) \qquad (11)$$

Das Einsetzen von Gleichung 11 in Gleichung 9 ergibt die Pressungsverteilung p_K für die gekrümmte Ellipse eines Kugel/Torus Kontaktes und führt zu Gleichung 12:

$$p_K(x,y) = \frac{E^*}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{R_K} + \frac{1}{R^*}\right) \cdot \sqrt{\sqrt[3]{R_K \cdot R^* \cdot \left(\frac{3 \cdot F_N}{4 \cdot E^*}\right)^2} - \sqrt[3]{\frac{R^*}{R_K}} x^2 - \sqrt[3]{\frac{R_K}{R^*}} \cdot \left(z - r + r \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x}{r}\right)^2}\right)\right)^2} \qquad (12)$$

3 Ergebnisse

Im Folgenden werden die vier Geometriepaarungen aus Tabelle 2 mit der modifizierten MDR berechnet und die Ergebnisse mit der Theorie nach HERTZ verglichen. Mit beiden Methoden werden die Ellipsengröße mit *a* und *b*, die Annäherung der Körper *d* sowie die maximale Pressung p_{max} ausgewertet und gegenübergestellt. Die Ergebnisse können Tabelle 3 entnommen werden.

Tabelle 3: Ellipsenbreite und -länge, Annäherung und maximale Pressung aus der Berechnung mit HERTZ und der modifizierten MDR für die vier untersuchten Geometriepaarungen

Nr.	HERTZ				modifizierte MDR			
	a **in mm**	***b*** **in mm**	***d*** **in mm**	p_{max} **in N/mm²**	***a*** **in mm**	***b*** **in mm**	***d*** **in mm**	p_{max} **in N/mm²**
1	0,4272	0,4272	0,0061	1046,1	0,4272	0,4272	0,0061	1046,1
2	0,3732	0,3732	0,0069	1370,9	0,3732	0,3732	0,0069	1370,9
3	0,3875	0,5813	0,0067	845,2	0,4272	0,5383	0,0057	880,7
4	0,3486	0,4561	0,0074	1200,9	0,3732	0,4272	0,0066	1222,2

Für die Geometriepaarungen Kugel/Ebene und Kugel/Kugel stimmen die Ergebnisse der modifizierten MDR mit der Theorie von HERTZ überein. Die Kontaktanalysen der Geometriepaarung von Kugel/Kegel sowie Kugel/Torus zeigen jedoch größere Abweichungen zwischen den Ergebnissen der modifizierten MDR und denen von HERTZ.

Tabelle 4: Prozentuale Abweichung der modifizierten MDR von der Theorie nach HERTZ

Nr.	***a***	***b***	***d***	p_{max}
1	0 %	0 %	0 %	0 %
2	0 %	0 %	0 %	0 %
3	10 %	7 %	15 %	4 %
4	7 %	6 %	11 %	2 %

In Tabelle 4 sind die prozentualen Abweichungen der modifizierten MDR von der Theorie nach HERTZ aufgelistet. Die Geometriepaarungen 1 und 2 können ohne Abweichung mit der MDR abgebildet werden. Bei Geometriepaarung 3 und 4 treten für die Ellipsengröße Abweichungen bis zu 10 %, die Annäherung bis 15 % und die Pressungen bis 4 % auf. Es zeigt sich, dass einfache Kontakte, wie 1 und 2 sehr gut wiedergegeben werden und durch eine Überlagerung dieser einfacheren Kontakte die Beschreibung komplexerer Geometriepaarungen wie 3 und 4 mit geringem Fehler möglich sind.

4 Fazit und Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, dass durch eine Modifikation der MDR die Berechnung von unterschiedlichen Geometriepaarungen, wie sie in Wälzlagern auftreten, möglich ist. Die Druckellipsen, Annäherungen und Pressungen können mit geringen Abweichungen zu HERTZ ermittelt werden. Zusätzlich kann mit der modifizierten MDR die Form der Druckellipse analytisch und realitätsnäher durch eine Krümmung der Ellipse berechnet werden. Die Modifikation der MDR bietet damit eine alternative, schnelle Berechnungsmöglichkeit für Kontakte in Mehrkörpersimulationen und kann zur Erhöhung der Genauigkeit bei der Berechnung der Reibungsleistung beitragen.

Für eine breite Anwendung dieser Berechnungsmethode auf umfassende Geometriepaarungen und deren Position zueinander sind jedoch noch weitere Schritte notwendig. Weitere Geometriepaarungen wie Kegel/Torus, Torus/Torus sowie konkave Varianten bedürfen noch weiteren Untersuchungen. Verschiedene Positionen zur Torus-Geometrie wurden bisher nicht untersucht. Die Radien dieser Kontakte können mit Hilfe der Spirischen Kurve im Kontaktmittelpunkt ermittelt werden. Die modifizierte MDR kann damit analog angewandt werden.

Quellenangaben

[1] HERTZ, H.: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik (Crelle's Journal) 1881 (1881) 92

[2] MERZIGER, G.: Formeln + Hilfen zur höheren Mathematik. 5. Aufl. Springe: Binomi-Verl., 2007

[3] POPOV, V. L. u. HEß, M.: Methode der Dimensionsreduktion in Kontaktmechanik und Reibung: Eine Berechnungsmethode im Mikro- und Makrobereich. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013

[4] TEUTSCH, R.: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Maschinenelemente- und Getriebetechnik-Berichte. Techn. Univ, 2005

[5] TONG, V.-C. u. HONG, S.-W.: Characteristics of tapered roller bearing subjected to combined radial and moment loads. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology 1 (2014) 4, S. 323–328

[6] VESSELINOV, V.: Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 2003

Autoren:

Sven Wirsching M. Sc.; Dominik Bänsch B. Sc.; Dr.-Ing. Marcel Bartz; Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack; Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Martensstraße 9, 91058 Erlangen

Chen, Sirui; Erdmann, Knut; Bause, Katharina; Albers, Albert

Untersuchung des Kontaktverhaltens eines Synchronisierungssystems mit numerischer Modellierung und experimenteller Analyse

Zusammenfassung:

Die in heutigen Antriebssystemen eingesetzten Synchronisierungssysteme müssen funktionssicher sein und an die modernen Algorithmen der Getriebesteuerung angepasst werden. Das tribologische Verhalten der Wirkflächenpaare der Synchronisation bestimmt die Funktion des Synchronisierungssystems. Nach aktuellem Stand der Forschung sind die Untersuchungen des Kontaktverhaltens tribologischer Systeme aber noch nicht hinreichend systemebenen-übergreifend implementiert, z. B. die Untersuchung der Reibung in lokaler Betrachtung ohne Berücksichtigung der Getriebesystemebene. Um diese Lücke zu schließen, sollen Bewegungsgleichungen genutzt werden.

In diesem Beitrag wird eine numerische Modellierung der Wirkflächenpaare entwickelt, um die energetischen und kinematischen Zusammenhänge zwischen den Synchronisierungskomponenten darzustellen. Dafür wird ein Sequenzmodell der unterschiedlichen Systemzuständen des Synchronisationsvorgangs durch die Analyse des Funktions-Gestalt-Zusammenhangs aufgebaut. Für jeden Systemzustand wird ein C&C²-Modell erstellt. Um die Wirkflächenpaare quantifiziert zu beschreiben, wird auf Basis der Modelle in Masse-Feder-Dämpfer-Modelle überführt, mit dem das Verhalten der Reibungskontakte während der Synchronisierung beschrieben werden kann. Die Koeffizienten der einzelnen Terme entsprechen dabei jeweils den Komponentenmassen und Kontaktsteifigkeiten, wobei die Dämpfungskoeffizienten von bspw. der Reibungszahl oder der Oberflächenrauheit abhängen können. Mit dem vorgestellten Untersuchungsprozess ist das tribologische Verhalten abbildbar. Die numerischen Modelle können zukünftig in weiteren Entwicklungen aus dem Bereich der Synchronisierungssysteme genutzt werden, wobei die zugrundeliegenden C&C²-Modelle die Berücksichtigung etwaiger Gestaltänderungen ermöglichen.

Abstract:

The synchronization systems used in today's drive systems must be functionally reliable and adapted to the modern algorithms of the transmission control. The tribological behavior of the working surface pairs of the synchronization determines the function of the synchronization system. According to the current state of research, the investigations of the contact behavior of tribological systems are not yet sufficiently implemented across system levels, e.g., the investigation of the friction from a local perspective without taking the transmission system level into account. To close this gap, equations of motion should be used.

In this article, a numerical modeling of the working surface pairs is developed to represent the energetic and kinematic relationships between the synchronization components. For this purpose, a sequence model of the different system states in the synchronization process is built up by analyzing the function-embodiment relationship. A C&C² model is created for each system state. To quantify the working surface pairs, the models are converted into mass-spring-damper models, which can be used to describe the behavior of the friction contacts during synchronization. The coefficients of the individual terms correspond to the component masses and contact stiffnesses, and the damping coefficients can depend on, for example, the coefficient of friction or the surface roughness. With the presented investigation process, the tribological behavior can be mapped. The numerical models can in future be used in further developments in the field of synchronization systems, whereby the underlying C&C² models enable any changes in design to be considered.

1. Einleitung

Der steigende Anteil an Elektro- und Hybridfahrzeugen erfordert die Weiterentwicklung und Vernetzung der Antriebsstrangkomponenten [1]. Dies erfolgt durch die Integration von Mechanik, Elektronik, Software sowie der Vernetzung von Steuergeräten [2]. Im Bereich des Synchronisierungssystems – einem Subsystem im Antriebsstrang – werden Änderungen vorgenommen. Dabei sind die mechanischen Funktionen sicherzustellen und gleichzeitig ist die Anpassung der mechanischen Komponenten an die Algorithmen der Getriebesteuerung erforderlich. Zur Drehmomentübertragung und Drehzahlangleichung vereint ein Synchronisierungssystem in sich eine reib- und eine formschlüssige Kupplung [2]. Dies führt dazu, dass während des Synchronisationsvorgangs verschiedene Kontaktarten auftreten. Dazu zählt die Reibung zwischen Konus und organischem Reibbelag und der Metall-Metall Kontakt der Verzahnungen.

Abbildung 1 zeigt die Explosionsdarstellung eines Synchronisierungssystems. Während des Synchronisationsvorgangs bewegt sich die Schiebemuffe durch den Antrieb von Aktorik und Schaltgabel in axialer Richtung. Dabei ändert sich der Kontaktzustand des Synchronisierungssystems. Um das Kontaktverhalten besser abzubilden, wird der Contact & Channel-Ansatz (C&C²-Ansatz) [3] genutzt. Dieser ermöglicht es, auf Basis wechselnder

Wirkflächenpaare sowie beteiligter Leitstützstrukturen, den Synchronisierungsvorgang in einzelne Zustände zu unterteilen. Dabei wird ein Sequenzmodell für den Synchronisationsvorgang aufgebaut. Dieses beschreibt die beteiligten Systeme, deren Wirkflächen sowie Leitstützstrukturen sowie die zugehörigen Systemgrößen und bildet so die Basis für die anschließende Überführung der in auf Bewegungsgleichungen begründete Modelle.

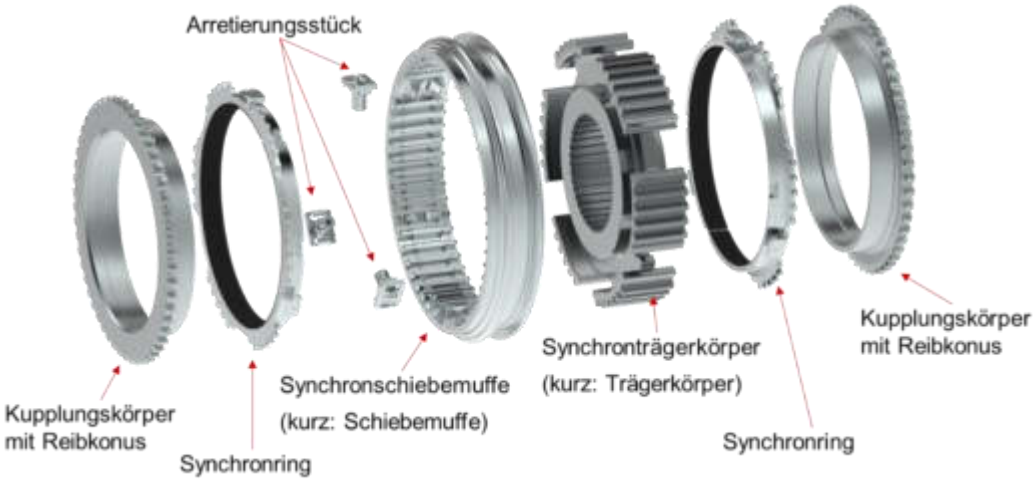


Abbildung 1 Explosionsdarstellung eines Synchronisierungssystems

2. Stand der Forschung und Zielsetzung

Zur Auslegung der Synchronisation wird oftmals vereinfachend angenommen, dass die Kontakteigenschaften wie etwa Reibungszahl konstant und homogen sind [3]. Tatsächlich hängt die Reibungszahl in Synchronisierungen von vielen weiteren wiederum voneinander anhängigen Größen ab, u. a. von der Relativgeschwindigkeit [4]. Während des Synchronisationsvorgangs ändert sich die Reibungszahl somit je nach Kontaktzustand. Der Synchronisationsvorgang wird üblicherweise in fünf Zustände eingeteilt: Vorsynchronisieren, Synchronisieren, Entsperren, Einspuren und Überschieben [2]. Abbildung 2 zeigt den prinzipiellen zeitlichen Verlauf der Schaltkraft, Drehzahldifferenz und des Schaltwegs [5]. Vorangegangene Untersuchungen führten zur Entwicklung eines Freiheitsgradmodells, bei dem die Wirkflächenpaare mit einem räumlichen Gelenkmodell beschrieben werden [5]. Dabei werden die Wechselwirkungen der Kraft- und Drehmomentflüsse während eines Synchronisierungsvorgangs jedoch nicht abgebildet.

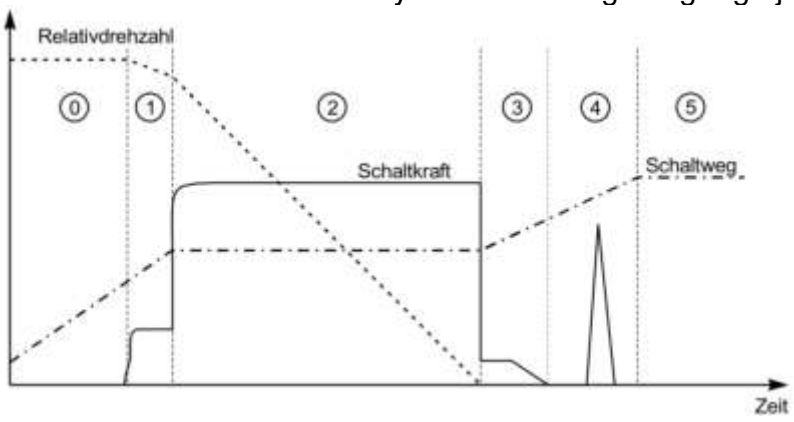


Abbildung 2 Prinzipieller Verlauf charakteristischer Größen eines Synchronisierungsvorganges [5]

Außerdem sind Untersuchungen zum Kontaktverhalten tribologischer Systemen oftmals nicht skalenübergreifend (von der Systemebene bis hin zur Wirkflächenebene. Die Untersuchungen von Synchronisierungssystemen in bspw. [6-12] umfassen teilweise nur eine Skalenebene ohne Abhängigkeiten zur Getriebesystemebene zu berücksichtigen.

Das Forschungsziel der Autoren ist daher, das wechselnde Kontaktverhalten von Synchronisierungssystemen unter Berücksichtigung der Getriebesystemebene mittels des C&C²-Ansatzes in die unterschiedlichen Kontaktzustände zu differenzieren, zu analysieren und beschreibbar zu machen. Um zukünftig verhaltensvorhersagende Modelle für die Produktentwicklung bereitzustellen, wird daraus ein mathematischer Ansatz zur Beschreibung des Synchronisationsvorgangs entwickelt. Dieser beruht auf Bewegungsgleichungen gemäß dem Masse-Feder-Dämpfer-Modell (MDF-Modell).

3. Vorgehen zur Untersuchung des Kontaktverhaltens

Der Synchronisierungsvorgang ist ein dynamischer Prozess, bei dem das Kontaktverhalten schwer zu modellieren ist, weil Systemzustände wechseln. Diese Wechsel lassen sich durch Veränderungen von Wirkflächen respektive der Wirkflächenpaare sowie der sie verbindenden Leitstützstrukturen identifizieren und in C&C²-Modellen beschreiben. Zur Reduktion der Komplexität ist zuerst die Aufteilung dieses Vorgangs notwendig (s. Abschnitt 3.1), um die einzelnen Zustände als Momentaufnahmen „statisch“ betrachten zu können. Die Reibung zwischen den Wirkflächen und den umgebenden Leitstützstrukturen werden in einem MFD-Modell beschrieben und mithilfe der Bewegungsgleichungen numerisch formuliert (s. Abschnitt 3.2). Zum Schluss werden die Koeffizienten mithilfe von Versuchsdaten bestimmt.

3.1 Aufteilung der Synchronisierungsvorgangs nach Systemzuständen

Zum besseren Verständnis des Synchronisierungsvorgangs wird dieser mit dem C&C²-Ansatz [13-15] in unterschiedliche Systemzustände sequenziert [3]. Zur Modellierung des Gestalt-Funktion-Zusammenhangs mit dem C&C²-Ansatz gibt es drei Kernelemente [16]:

- Wirkflächenpaare (WFP): Flächenelemente, die bei der Axialkraft- und/oder Drehmomentübertragung beteiligt sind und dabei in Kontakt treten.
- Leitstützstrukturen (LSS): Volumenelemente, die genau zwei WFP verbinden und eine Leitung von Axialkraft und/oder Drehmoment ermöglichen.
- Connectoren (C): Abstraktion der Systemumgebung, bspw. die Reibbeläge der Schaltgabel oder die Außenverzahnung der Getriebewelle.

Abbildung 3 stellt ein Einfachsynchronisierungssystem dar. Das zu betrachtende System wird von Schaltgabelnut mit Schiebemuffe, Innenverzahnung mit Welle und Reibfläche des Kupplungskörpers begrenzt. Die Innenverzahnung des Trägerkörpers und die Welle übernehmen die Drehmomentübertragung. Die Schaltgabel erzeugt in den Zuständen 1 - 4 eine Axialkraft auf die Schiebemuffe. In einem Einfachsynchronisierungssystem wird der Einfluss des Schmierstoffes, bzw. des Öls, auf die resultierenden Eigenschaften der Kontaktmaterialien bezogen [5].

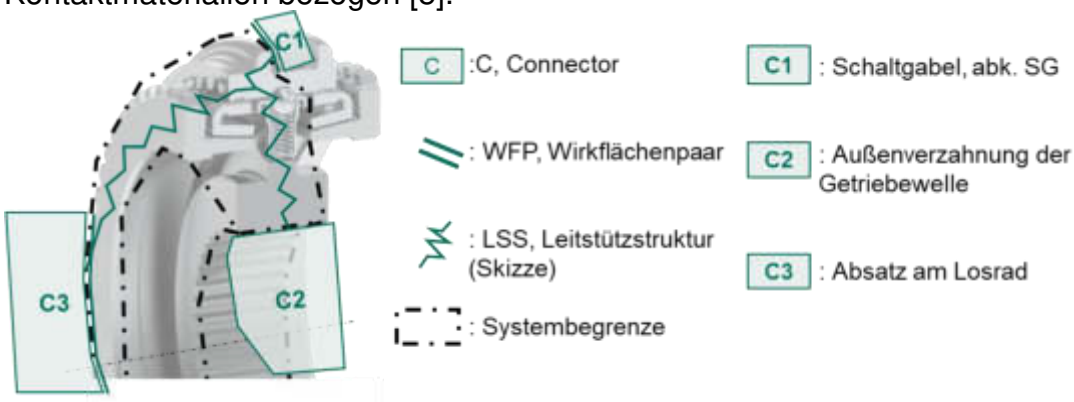


Abbildung 3 Einfachsynchronisierungssystem, das mit dem C&C²-Ansatz beschrieben wird

In Abbildung 4 sind die C&C²-Modelle der Systemzustände 1 bis 3 abgebildet. Die Kraft- und Drehmomentflüsse sind dabei vom jeweiligen Kontaktzustand abhängig.

Diese können dabei wie folgt beschrieben werden:

1. **Axialkraftfluss**: Schiebemuffe → Arretierungsstück → Indexierung des Synchronrings → Konus des Kupplungskörpers;
   Drehmomentfluss: Trägerkörper → Arretierung → Indexierung des Synchronrings → Konus des Kupplungskörpers.
   Abgebildete axiale Bewegungen: Schiebemuffe, Arretierung, Synchronring, (Konus und Trägerkörper sind ortsfest)
   Rotation: Welle/Trägerkörper/Schiebemuffe/Arretierung, Synchronring, Konus.
2. **Axialkraftfluss**: Schiebemuffe → Dachschrägkontakt: Schiebemuffe / Synchronring → Konus des Kupplungskörpers.
   Drehmomentfluss: Verzahnung: Trägerkörper / Schiebemuffe → Dachschrägkontakt: Schiebemuffe / Synchronring → Konus des Kupplungskörpers.
   Abgebildete axiale Bewegungen: Schiebemuffe, Arretierung, Synchronring, (Konus und Trägerkörper sind ortsfest)
   Rotation: Welle/Trägerkörper/Schiebemuffe/Arretierung, Synchronring, Konus.
3. **Axialkraftfluss** (nur beim Lösen des klemmenden Synchronrings): Schiebemuffe → Arretierungsstück → Indexierung von Synchronring →Konus des Kupplungskörpers
   Drehmomentfluss (nur beim Lösen des klemmenden Synchronrings): Verzahnung: Trägerkörper / Schiebemuffe → Hinterlegungskontakt: Schiebemuffe / Synchronring → Konus des Kupplungskörpers.
   Abgebildete axiale Bewegungen: Schiebemuffe, Arretierung, Synchronring, (Konus und Trägerkörper sind ortsfest)
   Rotation: Welle/Trägerkörper/Schiebemuffe/Arretierung, Synchronring, Konus.

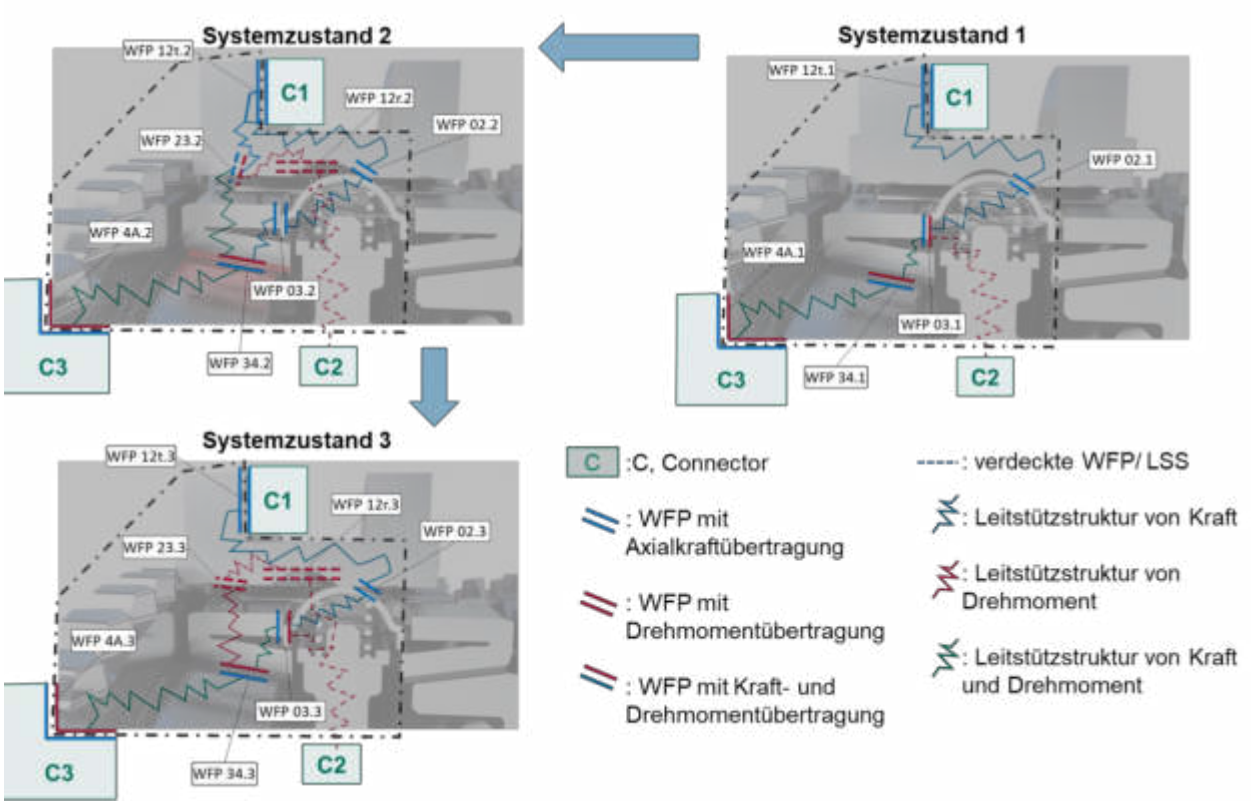


Abbildung 4 Sequenzmodell der Systemzustände 1-3. Die Leitstützstruktur wird mit der zu betrachtenden Kraft- und Momentübertragungen dargestellt.

Parallel dazu wird ein Sequenzmodell aufgebaut. Die Aufteilung nach den Systemzuständen stimmt mit der üblicherweise verwendeten Aufteilung des Synchronisierungsvorgangs überein (s. Abbildung 2 in Abschnitt 2). Die Systemzustände werden als Zustand

1 bis Zustand 5 bezeichnet. Ein Zustand wird dabei als statisch betrachtet, d. h., dass während einem Zustand keine neuen Kontakte entstehen oder sich auflösen. So kann für jeden Zustand ein einzelnes numerisches Modell aufgebaut werden.

3.2 Numerische Modellierung

Auf der Mikroskala erfolgt die Modellierung der Elastizität der Oberflächen im Zustand des Haftens durch ein Feder-Dämpfer-Modell, wobei die Reibkraft gleich der Feder-Dämpfer-Kraft ist [17]. In [17] wird nur die Elastizität, welche aus den Rauigkeiten der im Reibkontakt befindlichen Oberflächen berücksichtigt. In Abbildung 5 zeigt die Verformung und das Losbrechen der modellierten Federn und Dämpfern an einer elastischen Oberfläche [17].

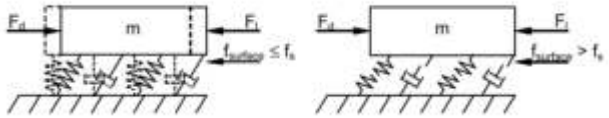


Abbildung 5 Elastische Oberflächen mit Feder-Dämpfer-Modell auf der Mikroskala [17]

Gleichung (1) zeigt die Differentialgleichung zur Berechnung der Feder-Dämpfer-Kraft. [16]

$$f_{surface} = k_{surface} \cdot s + b_{surface} \cdot \dot{s} \quad [17] \qquad (1)$$

Dabei ist $k_{surface}$ die vom Wirkflächenpaar abhängige Federkonstante, $b_{surface}$ die Dämpfungskonstante und s die elastischen Auslenkung [17]. Analog dazu ist ein Gleiten als das kontinuierliche Verbinden und Losbrechen des Feder-Dämpfer-Systems von der Oberfläche zu verstehen. Abbildung 6 zeigt die Übertragung des Feder-Dämpfer-Modells auf das C&C²-Modell von Zustand 2.

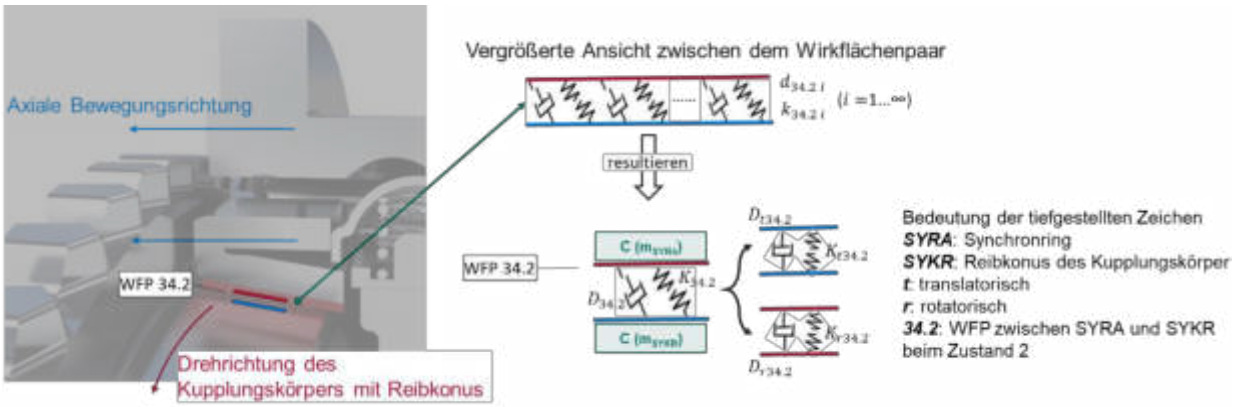


Abbildung 6 Beispiel zur Übertragung des Feder-Dämpfer-Modells auf ein Wirkflächenpaar

Unter Berücksichtigung der kinematischen Anteile wird die Masse der Connectoren als ein Term hinzugefügt. Aus dieser Modellvorstellung ergeben sich für unterschiedliche Skalen, die in Tabelle 1 dargestellten Zustandsgleichungen.

Tabelle 1 Erweiterung der modellierten Gleichungen des Feder-Dämpfer-Modells

Im Mikrometerbereich	In lokaler Kontinuumsmechanik	In globaler Mechanik: Translation	In globaler Mechanik: Rotation
$f_{surface}$	σ (Spannung)	F_{ax} (Schaltkraft)	M (Drehmoment)
s	ε (Dehnung)	s (Schaltposition)	θ (Drehwinkel)
$k_{surface}$	k	K_t	K_r
$b_{surface}$	d	D_t	D_r
m	m	m (Masse)	J (Schwungmasse)
$f_{surface} = k_{surface} \cdot s + b_{surface} \cdot \dot{s} + m \cdot \ddot{s}$	$\sigma = k \cdot \varepsilon + d \cdot \dot{\varepsilon} + m \cdot \ddot{\varepsilon}$	$F_{ax} = K_t \cdot s + D_t \cdot \dot{s} + m \cdot \ddot{s}$	$M = K_r \cdot \theta + D_r \cdot \dot{\theta} + J \cdot \ddot{\theta}$

Die Differenzialgleichungen sind in drei Terme gegliedert: den potenziellen Anteil, den dissipativen Anteil und den kinematischen Anteil. Der dissipative Anteil wirkt sich aus in dem Verlust der Kraft- und Drehmomentübertragung. Die Federkonstante ist von der Kontaktsteifigkeit abhängig, welche wiederum vom Elastizitätsmodul des Kontaktmaterials und der Rauheit der Kontaktfläche abhängt. Die Energieverluste sind abhängig von bekannten als auch unbekannten Einflüssen. Da die Energieverluste nur aufwendig messbar sind, ist die Dämpferkonstante kaum bestimmbar und sind deshalb unbekannte Größen in den Gleichungen. Die Masse der relevanten Teile mit translatorischem und rotatorischem Anteil ist m. Entsprechend zur translatorischen Auslenkung s ist θ der relative Drehwinkel.
Auf Basis dieser Grundlagen wird für jeden Systemzustand ein MFD-Modell aufgebaut. Um das Modellierungsvorgehen zu beschreiben, wird der Systemzustand 2 als Beispiel genutzt. In diesem Zustand ist der Kontakt zwischen der Arretierung und der Schiebemuffe funktional sekundär. Die daran anknüpfende Leitstützstruktur und Wirkflächenpaar haben gegenüber dem Kontakt von Verzahnung und Konus einen geringeren Einfluss.

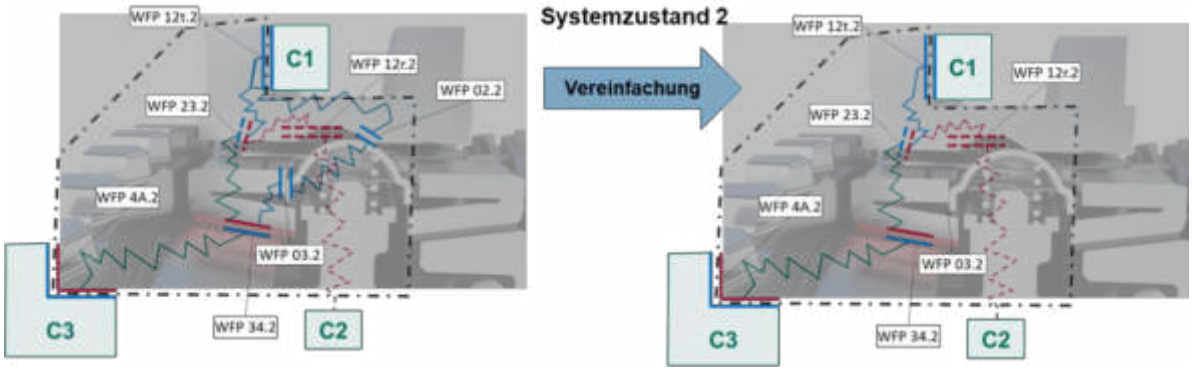


Abbildung 7 Vereinfachung des C&C²-Modells am Beispiel von Zustand 2

Das MFD-Modell des Zustandes 2 (s. Abbildung 8) kann nach der Analyse mit dem C&C²-Modell (s. Abbildung 7) vereinfacht werden. Die Leitstützstruktur [12] überträgt weiterhin Kraft und Drehmoment. Mit der numerischen Modellierung der Wirkflächenpaare werden die energetischen und kinematischen Wandlungen zwischen den Synchronisierungskomponenten verknüpft.

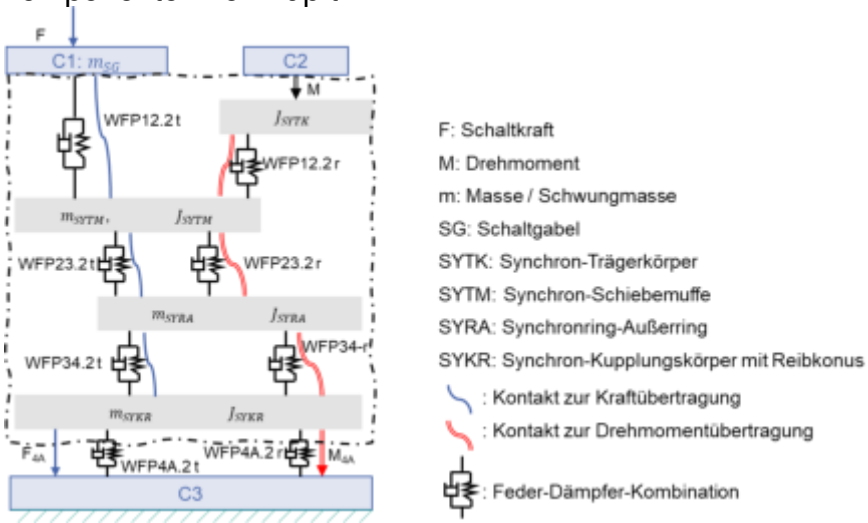


Abbildung 8 Masse-Feder-Dämpfer-Modell von Zustand 2

Mithilfe des dargestellten Modells können die Differentialgleichungen aufgebaut werden. In den Gleichungen sind s (Schaltposition/-weg), $\dot{s}$ (axiale Geschwindigkeit), $\ddot{s}$ (axiale Beschleunigung) die zeitabhängigen Größen. Die Zeitabhängigkeit drückt aus, dass der

aktuelle Zustand des Synchronisierungssystems auch vom letzten Zustand abhängig ist. Dies bedeutet, dass bspw. Hysterese oder kumulative Oberflächenschäden aus den Vorzuständen berücksichtigt werden. Daher können die Differenzialgleichungen in einem Gleichungssystem (siehe Abbildung 9) zusammengefasst werden. Sind die Koeffizienten bekannt, kann das Gleichungssystem gelöst werden.

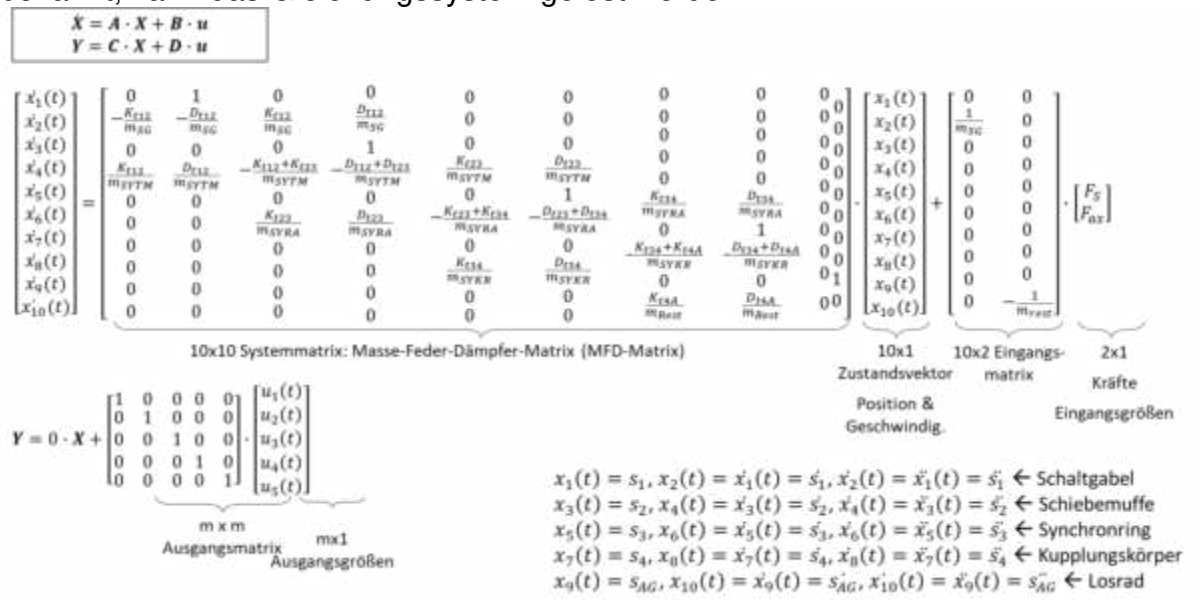


Abbildung 9 Beispiel der aus Masse-Feder-Dämpfer-Modell formulierten Zustandsgleichungen und Ausgangsgleichungen in Zustand 2

4. Ergebnisse und Diskussion

In den Experimenten wird der Betrieb des Antriebsstrangs auf dem Prüfstand nachgebildet. Die Schaltkraft der Schaltgabel und die axiale Kraft auf dem Losrad werden gemessen, wie auch die Position der Schaltaktorik. Daraus kann die Schiebemuffenposition berechnet werden. Die Rotationsinformationen, z. B. die Drehzahl oder das Drehmoment am Losrad, werden ebenfalls detektiert. Die gemessenen Daten werden üblicherweise nach zeitlichem Verlauf von jeder Schaltung dokumentiert. Nach dem in diesem Beitrag entwickelten Ansatz werden die Versuchsdaten zunächst in die 5 Synchronisierungszustände aufgeteilt. Abbildung 10 zeigt die Aufteilung der Messdaten in die unterschiedlichen Zustände.

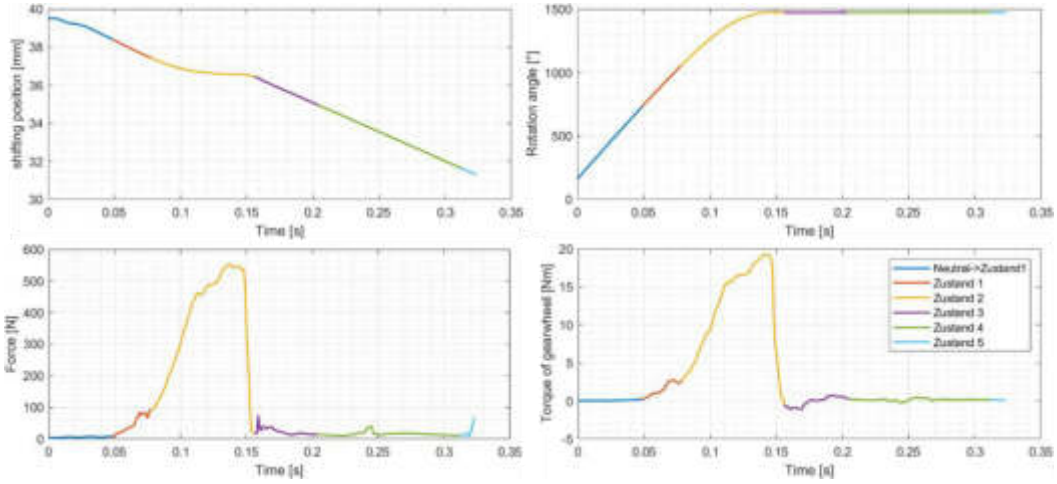
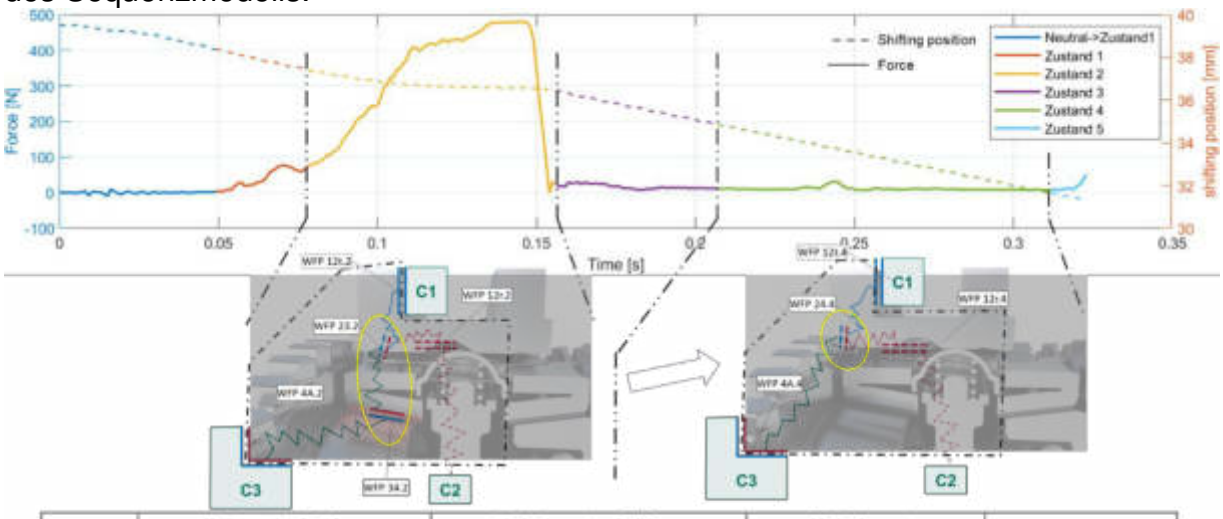


Abbildung 10 Beispiel der Aufteilung von Messdaten nach Kontaktzuständen

Dazu werden Algorithmen und Kriterien aus den zuvor beschriebenen unterschiedlichen Kontaktbedingungen verwendet. Die Kriterien werden auf Basis der Systemfunktionalität

durch Messwerte und die Geometrie des Synchronisierungssystems für das Beispielsystem spezifisch definiert.
Zur Prüfung der Lösbarkeit, der in Abbildung 9 dargestellten Differenzialgleichungen wird zunächst bestimmt, welche Parameter in den Differenzialgleichungen bekannt und welche unbekannt sind. Der Zustandsvektor $\boldsymbol{X}$ der ersten Gleichung ($\dot{\boldsymbol{X}} = \boldsymbol{A} \cdot \boldsymbol{X} + \boldsymbol{B} \cdot \boldsymbol{u}$) besteht aus der axialen Position und der Geschwindigkeit der sich axial bewegenden Bauteile. Dabei entspricht die Ableitung des Zustandsvektors $\dot{\boldsymbol{X}}$ der axialen Geschwindigkeit und Beschleunigung. Die axiale Position der Schiebemuffe ist messbar und kann daher als bekannt betrachtet werden. Die Kräfte werden von Kraftsensoren als Eingangsgrößen $\boldsymbol{u}$ in die Gleichung eingesetzt. In der Systemmatrix $\boldsymbol{A}$, bzw. der MFD-Matrix, sind die Massen der Leitstützstrukturen bekannt. Unbekannt sind in der Gleichungsgruppe noch die Feder- und Dämpferkoeffizienten der Wirkflächenpaare zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe, Schiebemuffe und Synchronring, Synchronring und Konus sowie Kupplungskörper und Losrad. Insgesamt gibt es daher 11 unbekannten Größen in 10 Gleichungen (s. Abbildung 11). Daraus ergibt sich, dass die Differenzialgleichungsgruppe auf Basis des Zustands 2 unterbestimmt und daher nicht lösbar ist.
Die Gleichungsgruppe des Zustands 2 ist aufgrund unterschiedlicher C&C²-Modelle nicht identisch zu der von anderen Zuständen, aber die Form der Zustandsgleichung ($\dot{\boldsymbol{X}} = \boldsymbol{A} \cdot \boldsymbol{X} + \boldsymbol{B} \cdot \boldsymbol{u}$) ist für alle Zustände gültig. Im Sequenzmodell sind die Zustandsvektoren und Eingangsgrößen aller Zustände bekannt, weil die Positionen und die Kräfte über den ganzen Synchronisierungsvorgang gemessen werden. Die Lösbarkeit der Differenzialgleichung hängt von der Anzahl der unbekannten Größen und der Anzahl der Differenzialgleichungen ab. Die Wirkflächenpaare der Zustände sind nicht unabhängig. Bspw. hat das WFP zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe immer den gleichen Kontakt durch den Synchronisierungsvorgang. Die Abbildung 11 zeigt den Vergleich der C&C²-Modelle und Zustandsgleichungen von Zustand 2 und 4. Daraus ergibt sich die Lösbarkeit mithilfe des Sequenzmodells.



Zustand	Bekannte Größen in MFD-Matrix	Unbekannte Größen in MFD-Matrix		Unbekannte Zustandsgrößen	Gleichungsanzahl
2	m_{SG}, m_{SYTM}, m_{SYRA}, m_{SYKR}, m_{rest}, F_s, F_{ax}	K_{23}, K_{34}, D_{23}, D_{34}	K_{12}, K_{4A}, D_{12}, D_{4A}	s_2, s_3, s_4	10
4	m_{SG}, m_{SYTM}, m_{SYKR}, m_{rest}, F_s, F_{ax}	K_{24}, D_{24}		s_2, s_4	8

Abbildung 11 Vergleich der unbekannten und bekannten Größen von Zustand 2 und 4

Stimmt die Anzahl der Unbekannten mit der Anzahl der Gleichungen überein, ist das Gleichungssystem von Zustand 4 lösbar. Die vier Unbekannten, die auch in Zustand 4 vorhanden sind, können somit zur Lösung von Zustand 2 genutzt werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Das Synchronisierungssystem wird mit einem Sequenzmodell durch eine grundlegende Funktions-Gestalt-Synthese abgebildet. Dabei sind die Kraft- und Drehmomentübertragungen aller Systemzustände mit dem C&C²-Ansatz modelliert. Zur Übersichtlichkeit wird nur ein Teil des Sequenzmodells zur Erklärung der Modellierung und des Ansatzes als Beispiel gezeigt. Um das Kontaktverhalten nicht nur qualitativ zu beschreiben, sondern auch quantifizierbar zu machen, wird dabei das Wirkflächenpaar mit einem Masse-Feder-Dämpfer Modell abgebildet, wonach ein Differentialgleichungssystem aufgebaut wird. Zur Lösbarkeit der Differentialgleichungen werden mehrere Systemzustände kombiniert. Der Übergang zwischen den Zuständen bedeutet, dass die Änderungen der Feder- und Dämpferkoeffizienten in weiteren numerischen Modellen umgesetzt werden. Der Ansatz und das Vorgehen sind dabei für alle Zustände gültig.
Mit dem vorgestellten Untersuchungsprozess wird das tribologische Kontaktverhalten abbildbar. Beim Auftreten eines nichtherkömmlichen Verhaltens in Versuchen oder der Anwendung bietet der entwickelte Untersuchungsansatz zwei Möglichkeiten. Es können mögliche Ursachen und entsprechende Lösungen ermittelt werden. Einerseits wird so der auftretende Zustand während eines Synchronisierungsvorgangs identifiziert und anderseits kann ermittelt werden, aus welchen Ursachen das Verhalten resultiert.
Der Ansatz bietet die Möglichkeit, zukünftige Entwicklungen im Bereich der Synchronisierungssysteme mit echtzeitfähigen Steuerungsalgorithmen in weiteren Entwicklungen mechatronischer Antriebsstränge zu integrieren. Die vorgegebenen Konstanten können mithilfe gemessener Daten präzise validiert werden, damit die Beschreibung und Modellierung des Kontaktverhaltens präziser wird. Dabei wird nicht nur die Verhaltensgröße, z. B. die Reibungszahl oder die Temperatur betrachtet, sondern auch die grundlegenden Koeffizienten überwacht. Damit ist ein System in der Lage, die Zustände im laufenden Synchronisierungsprozesses früh zu kennen und ggf. Maßnahmen einzuleiten.

6. Danksagung und Interesse

Die in dieser Arbeit verwendeten Synchronisationssysteme sind Produkte der Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Die korrespondierende Autorin beschäftigt sich als Spezialistin für Produktentwicklung der Synchronisierungssysteme bei Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

7. Quellenangaben

[1] Albers, A., Babik, A., Braun, A., Merkel, P. u. Robens, G. (Hrsg.): Methodenentwicklung und -validierung am Beispiel eines innovativen Fahrzeugkonzepts für elektrisch angetriebene Fahrzeuge. VDI Innovative Fahrzeugantriebe 2010. Dresden 10.11.2010-11.11.2010

[2] Naunheimer, H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W., Fietkau P.: Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. 3. Auflage, Berlin: Springer 2019

[3] Matthiesen, S. & Ruckpaul, A. (2012). New Insights on the Contact&Channel-Approach - Modelling of Systems with Several Logical States. In International Design Conference. DESIGN 2012 (S. 1019–1028). Dubrovnik, Croatia.

[4] Kirchner, E.: Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2007

[5] Erdmann, K.: Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchronisierungen. Dissertation. Hannover 2008

PUBLIC

[6] Belastungsgrenzen Mehrkonus-Synchronisierungen, FVA Forschungsvorhaben Nr. 490X, Abschlussbericht, Heft 1298, 2018

[7] Lösche T.: Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs, Dissertation, Hannover 1997

[8] Neudörfer S.: Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen, Dissertation, Hannover 2008

[9] Spreckels M.: Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen, Dissertation, 2001

[10] Layher M.: Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente, Dissertation, München 2011

[11] Tomic D.: Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften, Dissertation, München 2009

[12] Winkler J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß, Dissertation, München 2008

[13] Matthiesen, S. (2021). Gestaltung - Prozess und Methoden. In B. Bender & K. Gericke (Hrsg.), Pahl/Beitz Konstruktionslehre (9. Aufl.,). Berlin Heidelberg, Germany: Springer-Verlag GmbH

[14] Albers, Albert; Matthiesen, Sven (2002): Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme. In: Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung 54 (7/8), S. 55–60.

[15] Grauberger, P., Wessels, H., Gladysz, B., Bursac, N., Matthiesen, S. & Albers, A. (2019). The contact and channel approach – 20 years of application experience in product engineering. Journal of Engineering Design 81 (1), 1–25. doi:10.1080/09544828.2019.1699035

[16] Albers, A. u. Wintergerst, E.: The Contact and Channel Approach (C&C²-A) – relating a system's physical structure to its functionality. In: IWMT Bangalore 2013, Chakrabarti, A. u. Blessing, L. (Hrsg.): An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations. Springer 2014

[17] S. Klotzbach, H. Henrichfreise, Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme, ASIM 2002, 16. Symposium Simulationstechnik, Rostock, 2002

Autoren:

M.Sc. Sirui Chen[1,2*], Dr.-Ing. Knut Erdmann[2], Dipl.-Ing. Katharina Bause[1], Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers[1]

*Korrespondenz: sirui.chen@partner.kit.edu

[1]: Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, Kaiserstr.10, 76131 Karlsruhe, Deutschland

[2]: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach, Deutschland

A. Winkler, M. Bartz, S. Wartzack

Verschleißsimulation grenz- und mischreibungsbehafteter Wälzkontakte

Zusammenfassung:

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein allgemeingültiges Vorgehensmodell zur numerischen Verschleißberechnung von Wälzkontakten vorgestellt. Das Simulationsmodell von Winkler [1] wird um die Möglichkeit erweitert, neben mischreibungsbehafteten Kontakten auch grenzreibungsbehaftete Kontakte zu berücksichtigen. Am Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers werden Ergebnisse der Verschleißmodellierung sowohl im Mischreibungsgebiet als auch im Grenzreibungsgebiet präsentiert.

Abstract:

This contribution presents a generally applicable approach for the numerical wear calculation of rolling-sliding contacts. The simulation model of Winkler [1] is extended to include contacts subject to boundary lubrication in addition to contacts subject to mixed lubrication. Using the example of an axial cylindrical roller bearing, wear-modeling results of the mixed and boundary lubrication regime are illustrated.

1. Einleitung

Der zunehmende Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe zur Reduzierung der Reibung in Maschinenelementen wie Wälzlagern führt zu einem verstärkten Betrieb im Misch- oder Grenzreibungsgebiet. Der damit einhergehende Verschleiß kann zu einem verfrühten Ausfall solcher tribologisch hoch beanspruchten Systeme führen. In diesem Zusammenhang bietet die detaillierte Verschleißsimulation ein großes Potenzial für die Auslegung von Maschinenelementen: Zum einen lassen sich mit ihrer Hilfe Betriebsbedingungen mit einer unerwünscht hohen Verschleißrate gezielt vermeiden. Zum anderen ermöglicht sie die Abschätzung von Lebensdauern sowie die Optimierung des Einlaufprozesses.

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein allgemeingültiges Vorgehensmodell zur Verschleißsimulation misch-, grenz- und trockenreibungsbehafteter Maschinenelemente vorgestellt. Das Mischreibungs-Simulationsmodell basiert auf einer erweiterten EHD-Simulation mit indirekter Kopplung der Makro- und Mikrohydrodynamik wohingegen die Kontaktberechnung im Grenz- und Trockenreibungsgebiet auf einer numerisch stabileren FEM-basierten Berechnung der Pressungen mithilfe des Penalty-Kontaktalgorithmus‘ beruht. Zur Beschleunigung der Rechenzeit werden die Geometrien sowie die mechanischen Eigenschaften von Grund- und Gegenkörper jeweils in einen äquivalenten Ersatzkörper überführt.

2. Stand der Forschung

Die simulationsunterstützte Berechnung von Verschleiß ermöglicht eine detaillierte ortsaufgelöste Erfassung der Kontaktdrücke und des Verschleißes. Es lässt sich zwischen Simulationsmodellen unterscheiden, die Verschleiß in trockenen Kontakten betrachten und Modellen, die den Verschleiß in geschmierten Tribosystemen analysieren.

PÕDRA [2] entwickelte ein Simulationsmodell zur Berechnung des Verschleißes in trockenen Zylinder/Ebene- und Kugel/Ebene-Kontakten auf Grundlage des Verschleißmodells nach ARCHARD [3]. Die Berechnung des Kontaktdrucks basierte auf der WINKLERschen Bettung. Weiterhin veröffentlichte PÕDRA [4] ein FEM-basiertes Simulationsmodell zur Verschleißberechnung am Beispiel eines Stift/Scheibe-Tribometers.

HEGADEKATTE [5] publizierte eine FEM-basierte Verschleißsimulation sowohl für den trockenen Stift/Scheibe-Kontakt als auch den trockenen 2-Scheiben-Kontakt. Zur Berücksichtigung der Verschleißtiefe in der Kontaktberechnung nutzte HEGADEKATTE die in der FEM-Software ABAQUS implementierte Subroutine UMESHMOTION.
SFANTOS [6] schlug eine Simulation auf Grundlage der Randelementmethode (BEM) für trockenen Gleitverschleiß basierend auf dem Verschleißmodell von ARCHARD vor, die sowohl auf einen Stift-Scheibe-Kontakt als auch auf ein Verschleißproblem in der Hüftendoprothetik angewendet wurde.
ANDERSSON [7] stellte eine numerische Verschleißsimulation für den Kugel/Ebene-Kontakt auf und setzte zur Kontaktberechnung auf einen Halbraumansatz nach LIU [8], welcher auf *diskreter Faltung* und *Fourier-Transformation* (DC-FFT) beruht.
MORALES-ESPEJEL [9] veröffentlichte zuletzt ein Simulationsmodell für das Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers, welches es ermöglicht, die lokale Verschleißtiefe auf Grundlage einer trockenen Kontaktsimulation und zudem die Ermüdungslebensdauer durch Schadensakkumulation nach PALMGREN zu berechnen.

Die bisher genannten Ansätze erlauben eine Verschleißmodellierung an nicht-geschmierten Kontakten. Im Folgenden wird auf ausgewählte Modelle der Verschleißsimulation geschmierter Tribosysteme eingegangen.

ZHU [10] entwickelte einen Ansatz für die numerische Verschleißberechnung in geschmierten Kontakten, der auf einem deterministischen elastohydrodynamischen Mischreibungsmodell basiert. Die Oberflächentopographie wurde direkt in die Schmierfilmhöhengleichung einbezogen und das Verschleißvolumen nach ARCHARD bestimmt.
TERWEY [11, 12] implementierte ein auf der Halbraumtheorie basierendes Kontakt- und Verschleißmodell für grenz- und mischreibungsbehaftete Wälzkontakte unter deterministischer Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Der Kontaktdruck wurde durch eine Kopplung eines elastischen Halbraummodells mit empirischen Schmierfilmhöhengleichungen nach [13] bestimmt. Der Verschleißkoeffizient nach ARCHARD wurde auf Basis schädigungsmechanischer Berechnungen ermittelt.
BEHESHTI und KHONSARI [14] stellten einen stochastischen Ansatz zur Verschleißberechnung in thermo-elastohydrodynamischen Linienkontakten vor. Der Verschleißkoeffizient nach ARCHARD wurde wiederum durch schädigungsmechanische Berechnungen und der Kontaktdruck durch eine Kopplung empirischer Schmierfilmhöhengleichungen nach [13] mit einem stochastischen Kontaktdruckmodell nach KOGUT und ETSION [15] ermittelt.
ZHANG [16] untersuchte die Verschleiß- und Rauheitsentwicklung in einem mischreibungsbehafteten Linienkontakt und koppelte zur Berechnung des Kontaktdrucks das stochastische Kontaktmodell nach KOGUT und ETSION [15] mit einem Finite-Differenzenbasierten EHD-Modell. Weiterhin wurde die verschleißbedingte zeitliche Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils anhand des Verschleißmodells nach SUGIMURA und KIMURA [17] berechnet. Der lokale Verschleiß auf makroskopischer Ebene wurde ebenfalls nach dem Verschleißgesetz von ARCHARD bestimmt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass einerseits Simulationsmodelle zur Verschleißberechnung in trockenen und andererseits in geschmierten Kontakten entwickelt wurden. Dabei mangelt es an ganzheitlichen Methoden zur Verschleißberechnung über alle Reibungsregime hinweg. Aus diesem Grund wird in diesem Beitrag ein Ansatz zur numerischen Verschleißmodellierung vorgestellt, welcher sowohl im Mischreibungsgebiet als auch im Grenz- und Trockenreibungsgebiet angewendet werden kann und auf einer indirekten Kopplung der Makro- und Mikrohydrodynamik im Bereich der Mischreibung beruht.

3. Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet

Bild 1 zeigt den schematischen Simulationsablauf der numerischen Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet.

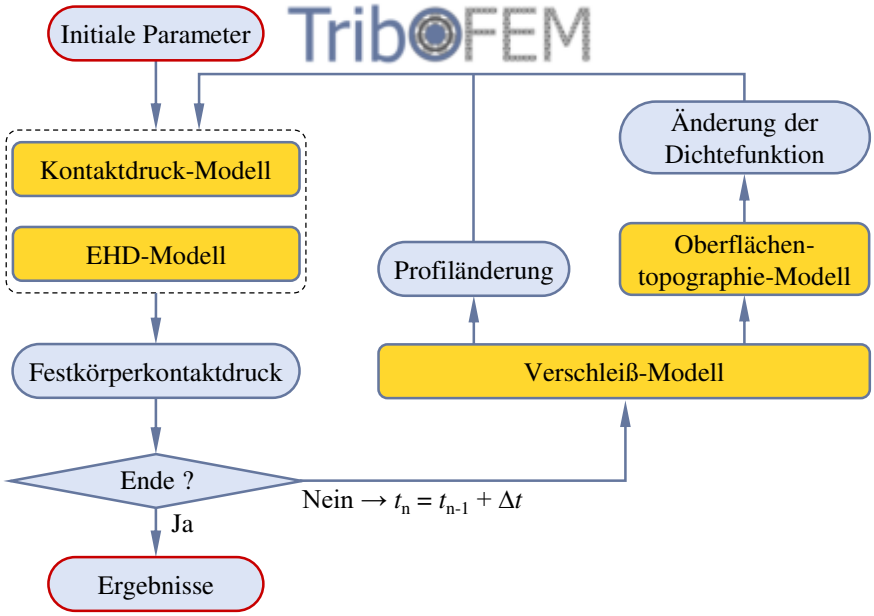


Bild 1: Simulationsablauf (Mischreibung)

3.1. EHD-Modell

Die EHD-Simulation wird, basierend auf einem Ansatz von HABCHI [18], mittels kommerzieller FEM-Software umgesetzt. Hierbei ist die REYNOLDS-Differentialgleichung

$$\overbrace{\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho(p_h)\cdot h(x,y)^3}{12\cdot\eta(p_h)}\frac{\partial p_h}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho(p_h)\cdot h(x,y)^3}{12\cdot\eta(p_h)}\frac{\partial p_h}{\partial y}\right)}^{\text{Druckterm}}=\underbrace{\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho(p_h)\cdot h(x,y)\cdot\frac{u_1+u_2}{2}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\rho(p_h)\cdot h(x,y)\cdot\frac{v_1+v_2}{2}\right)}_{\text{Geschwindigkeitsterm}} \tag{1}$$

gemeinsam mit der Schmierfilmhöhengleichung

$$h(x,y,t)=h_0(t)+s_0(x,y)+h_{\text{wear}}(x,y,t)+\delta_{\text{elastic}}(x,y,t) \tag{2}$$

unter Erfüllung des Kräftegleichgewichts

$$F=\int_{\Omega_c}p_{\text{total}}(x,y)\,d\Omega_c=\int_{\Omega_c}\left[p_h(x,y)+p_a(x,y)\right]d\Omega_c \tag{3}$$

und unter Beachtung der Druckabhängigkeit von Schmierstoffdichte und Schmierstoffviskosität zu lösen.

Die klassische EHD-Simulation wird im vorliegenden Fall durch die Kopplung mit einem stochastischen Kontaktdruck-Modell um das Mischreibungsgebiet erweitert, sodass der Anteil des Festkörperkontakts am gesamten Kontaktdruck ermittelt und für die Verschleißberechnung herangezogen werden kann.

3.2. Kontaktdruck-Modell

Im Rahmen dieses Beitrags wird das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktdruckmodell [19] verwendet, um den Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit von der Schmierfilmhöhe zu bestimmen:

$$p_a = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \int_d^{\infty} \left(z_s - d \right)^{1,5} \phi_s \left(z_s \right) \mathrm{d}\, z_s \tag{4}$$

Darin bezeichnen η die Asperitendichte, β den Krümmungsradius der Asperiten und ϕ_s die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Höhen von Rauheitsspitzen. Eine Umrechnung zwischen der Dichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s und der Dichtefunktion des Oberflächenprofils ϕ ist über folgende Abschätzung möglich:

$$\phi_s \left(z_s \right) \approx \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot \phi \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot z_s \right) \tag{5}$$

wobei σ_s die Standardabweichung der Höhen der Rauheitsspitzen und σ die Standardabweichung der Höhen des gesamten Oberflächenprofils darstellen.

3.3. Verschleißmodell

Die lokale Verschleißtiefe wird anhand des Verschleißmodells nach ARCHARD [3] bestimmt.

$$h_{wear} \left(x, y \right) = k \cdot s \left(x, y \right) \cdot p_a \left(x, y \right) \tag{6}$$

Da zur Verschleißberechnung lediglich der Festkörperkontaktdruck herangezogen wird, ist der Verschleißkoeffizient k somit unabhängig von der tatsächlich vorhandenen Schmierfilmhöhe und im Grenzreibungsgebiet zu bestimmen.

3.4. Oberflächentopographiemodell

Als Oberflächentopographie-Modell wird das Modell nach SUGIMURA und KIMURA [17] implementiert, welches es erlaubt die zeitliche Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils in Abhängigkeit der Verschleißtiefe zu berechnen, siehe Bild 2.

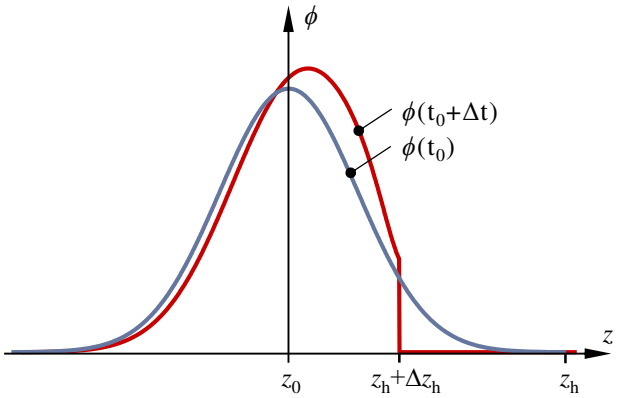


Bild 2: Qualitative Darstellung der zeitlichen Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion ϕ

Die angepasste Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils ϕ wird anschließend in die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s nach Gl. (5) umgerechnet und als Eingangsgröße für das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell im folgenden Berechnungsschritt verwendet.

4. Verschleißmodellierung im Grenzreibungsgebiet

Bild 3 zeigt den schematischen Simulationsablauf der numerischen Verschleißmodellierung im Grenzreibungsgebiet.

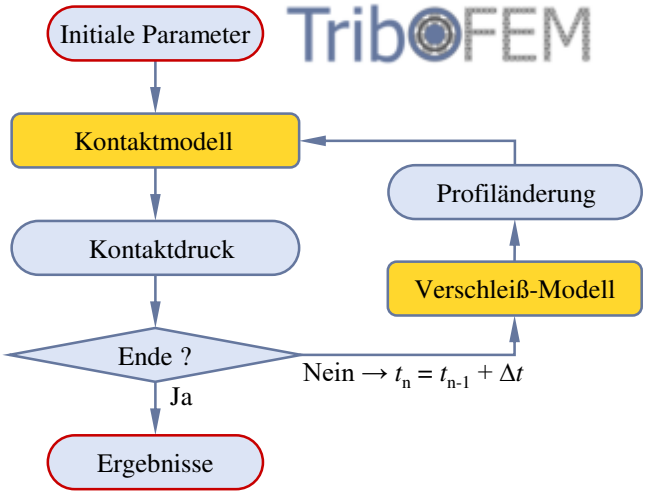


Bild 3: Simulationsablauf (Grenzreibung)

4.1. Kontaktmodell

Im Gegensatz zu dem EHD-basierten *Load-Sharing*-Konzept der Mischreibungs-Simulation wird im Bereich der Grenzreibung ein FEM-basiertes Kontaktmodell zu Berechnung der Kontaktdrücke eingesetzt. Hierbei wird – analog zur FEM-basierten EHD-Modellierung nach HABCHI [18] – ein Ersatzkörper definiert, welcher die äquivalenten mechanischen Eigenschaften von Grund- und Gegenkörper besitzt. Dieser wird mit einer starren Freiformfläche kontaktiert, welche wiederum die äquivalente Geometrie von Grund- und Gegenkörper aufweist.

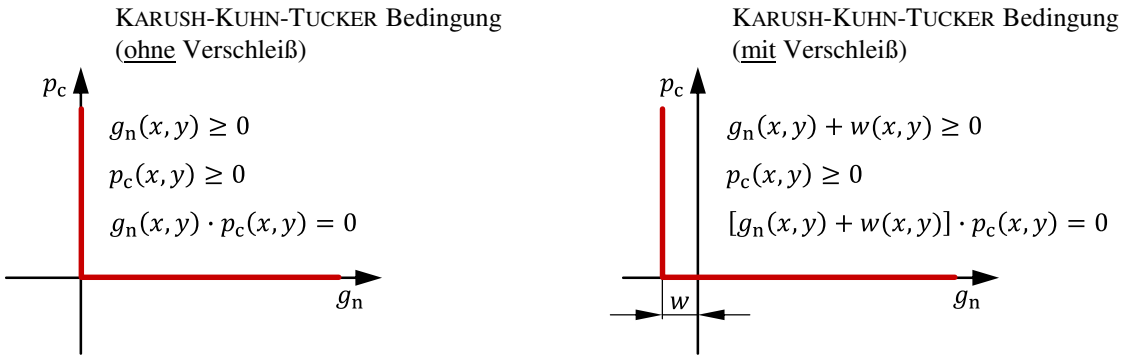


Bild 4: Verschleißbedingte Modifikation der KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingung

Die Berücksichtigung der verschleißbedingten Profiländerung in der Kontaktsimulation erfolgt über eine Adaption der Kontaktbedingungen in Form der in Bild 4 dargestellten KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingungen.

4.2. Verschleiß-Modell

Als Verschleißmodell wird – wie auch bei der Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet – auf das Modell nach ARCHARD zurückgegriffen. Anstelle des Festkörperkontaktdrucks wird jedoch der gesamte, durch das in Abschnitt 4.1 vorgestellte Kontaktmodell, ermittelte Kontaktdruck für die Verschleißberechnung herangezogen.

5. Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden exemplarische Simulationsergebnisse für zwei unterschiedliche Betriebsbedingungen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 diskutiert. Eine Übersicht der untersuchten Lastfälle kann Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Simulierte Lastfälle

	Lastfall 1 (Mischreibung)	**Lastfall 2 (Grenzreibung)**
Axiallast	50 kN	50 kN
Drehzahl	500 min^{-1}	100 min^{-1}
Betriebsdauer	10 h	50 h
Schmierstoff	FVA 1 (40 °C)	FVA 1 (40 °C)

Damit resultieren für beide Lastfälle jeweils 2.250.000 Überrollungen pro Lagerscheibe. Für Lastfall 1 ergibt sich ein Schmierfilmdickenparameter von $\lambda \approx 0{,}6$, bei Lastfall 2 beträgt dieser $\lambda \approx 0{,}2$. Nach numerischen Untersuchungen von TERWEY [20] findet der Übergang zwischen Misch- und Grenzreibung für das betrachtete Axial-Zylinderrollenlager etwa bei einem Schmierfilmdickenparameter von $\lambda \approx 0{,}35$ statt.

Bild 5 veranschaulicht den anfänglichen Verlauf von hydrodynamischem Druck und Festkörperkontaktdruck für Lastfall 1 bzw. den Verlauf des gesamten Kontaktdrucks für Lastfall 2 in der Wälzkörpermitte.

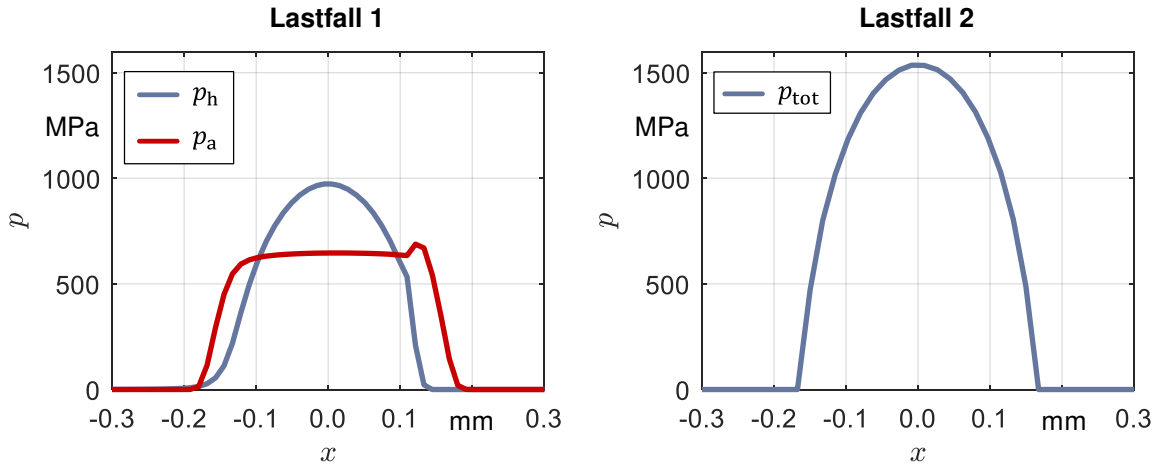


Bild 5: Initialer Druckverlauf (t = 0)

Die Verteilung des Gesamtdrucks über dem Kontaktgebiet jeweils zu Beginn und zum Ende der Simulation zeigt Bild 6. Nach 10 Stunden Laufzeit im Falle des Betriebs im Mischreibungsgebiet bzw. nach 50 Stunden Laufzeit im Falle des Betriebs im Grenzreibungsgebiet ist eine deutliche Drucküberhöhung im Zentrum des Kontakts erkennbar. Diese ist beim grenzreibungsbehafteten Kontakt (Lastfall 2) stärker ausgeprägt als im Bereich der Mischreibung (Lastfall 1).

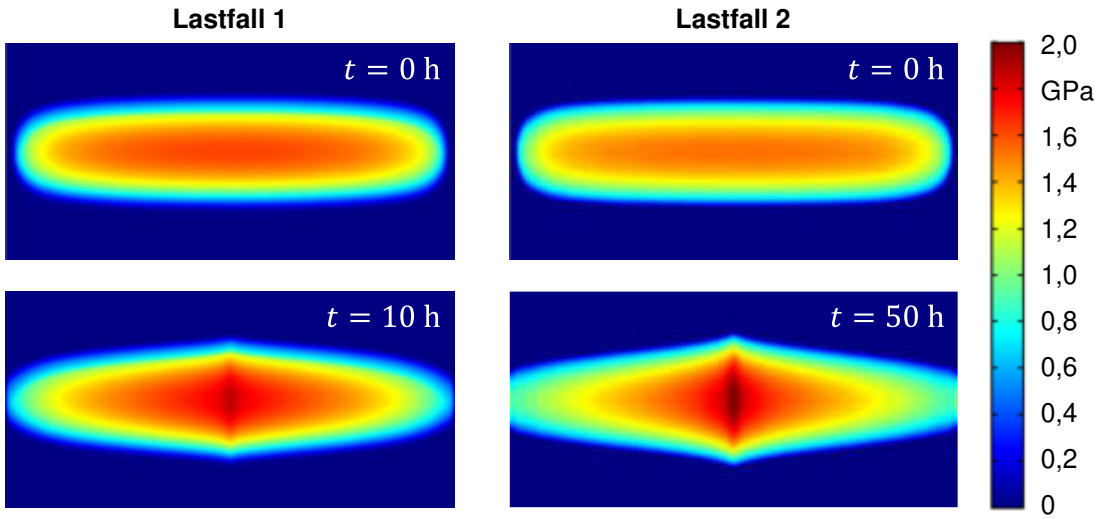


Bild 6: Gesamtdruck (zu Beginn und am Ende der Simulation)

Der Grund für die Drucküberhöhung liegt in dem in Bild 7 dargestellten Verläufen der Verschleißtiefen. Diese resultieren aus der Überlagerung von Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit. Während in der Wälzkörpermitte reines Rollen auftritt, nimmt der Schlupfanteil jeweils nach außen und innen in radialer Richtung linear zu. Die etwas höheren Verschleißtiefen an den inneren Kontakthälften (negative y-Richtung) der Lagerscheiben erklärt sich durch die Aufteilung des Verschleißvolumens auf einen kleineren Umfang im Vergleich zu den Außenseiten.

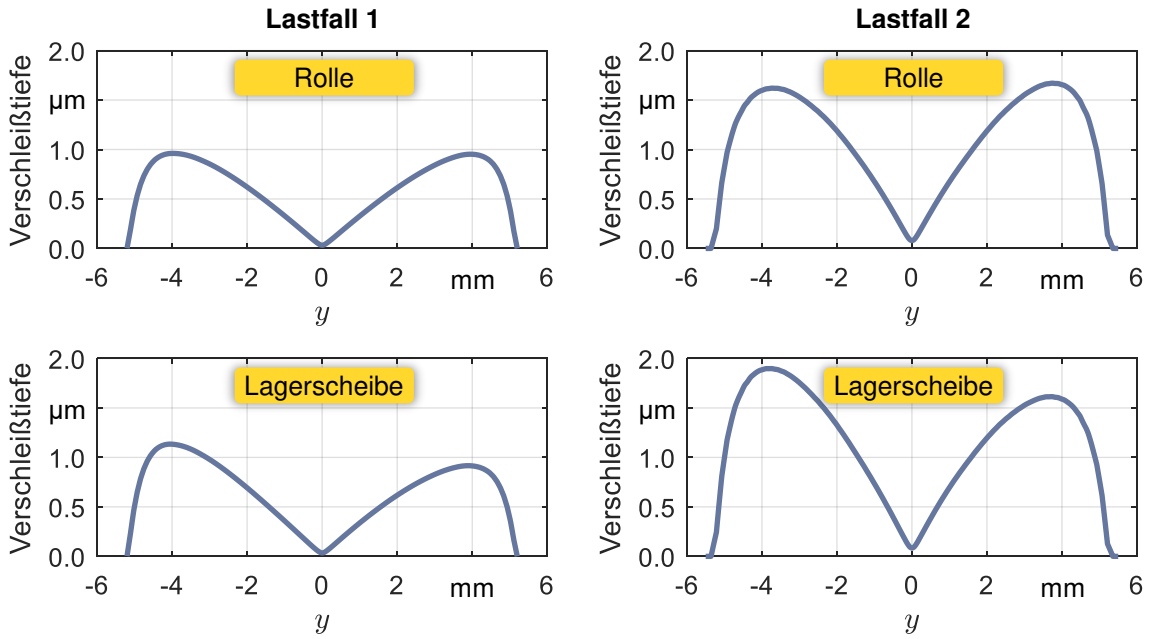


Bild 7: Resultierende Verschleißtiefen an Lagerscheiben und Wälzkörpern

Insgesamt ergeben sich damit die in Tabelle 2 zusammengefassten Verschleißmassen beider Lagerscheiben und aller 15 Wälzkörper.

Tabelle 2: Verschleißmassen am Ende der Simulation

	Lastfall 1	**Lastfall 2**
Verschleißmasse	51 mg	94 mg

Anhand von Bild 8 werden abschließend noch die Ergebnisse des stochastischen Kontaktdruckmodells sowie des Oberflächentopographiemodells nach SUGIMURA und KIMURA verdeutlicht.

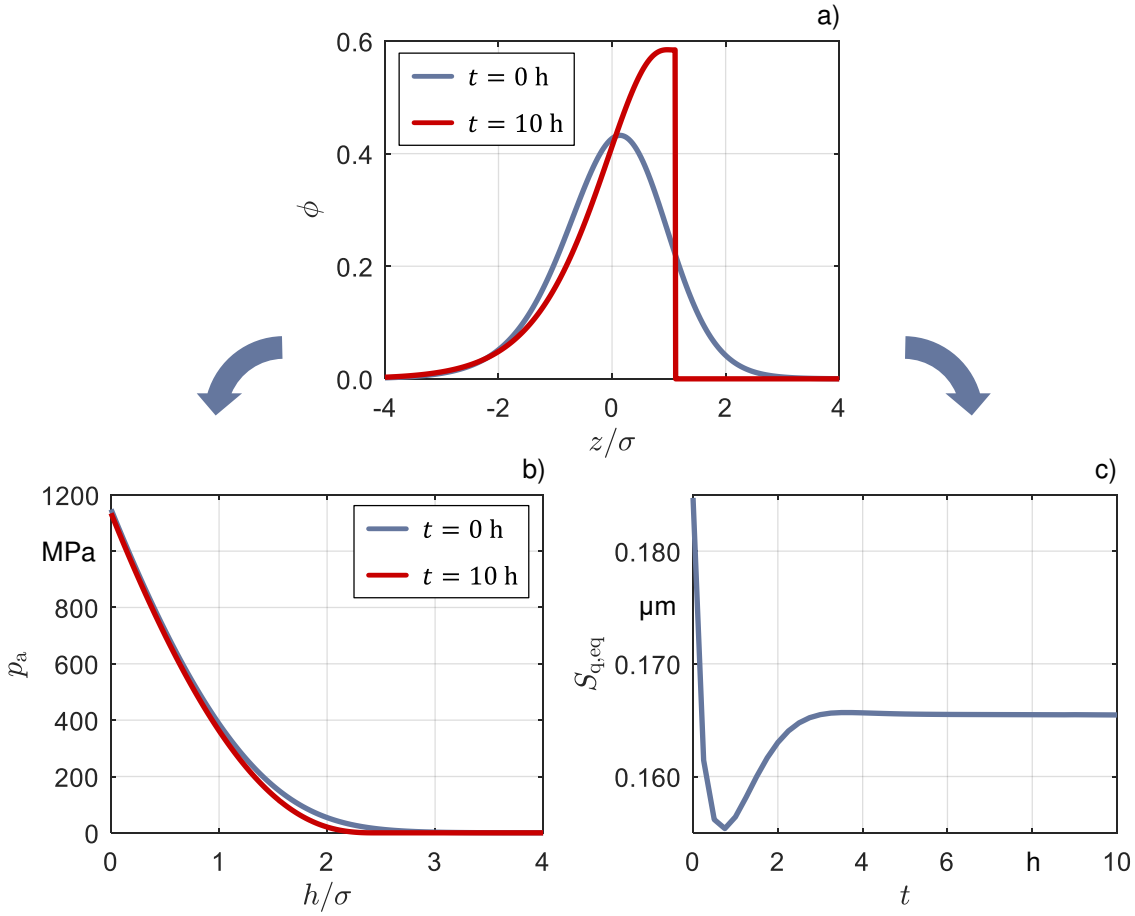


Bild 8: Ergebnisse der Verschleißsimulation im Mischreibungsgebiet:
a) Dichtefunktionen, b) Festkörperkontaktdruckkurven, c) Oberflächenrauheit

In Bild 8 a) ist die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils zu Beginn (blau) und am Ende der Simulation (rot) dargestellt. Anhand der Dichtefunktionen wurden die in Bild 8 b) dargestellten Festkörperkontaktdruckkurven ermittelt. Hieraus wird ersichtlich, dass sich der Übergang von einem Zustand der Vollschmierung zum Bereich der Mischreibung durch die verschleißbedingte Einglättung der Oberfläche hin zu geringeren Schmierfilmhöhen verschiebt. Weiterhin ist in Bild 8 c) der zeitliche Verlauf des Mittenrauwerts (der äquivalenten rauen Oberfläche) dargestellt. In diesem Fall ist nach etwa 3 Stunden ist keine Änderung der Oberflächenrauheit bzw. der Dichtefunktion mehr festzustellen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Das in diesem Beitrag vorgestellte Simulationsmodell ermöglicht eine detaillierte Verschleißberechnung von Wälzkontakten, welche sowohl im Misch- als auch Grenz- oder Trockenreibungsgebiet betrieben werden. Neben Axial-Zylinderrollenlagern lassen sich ebenfalls weitere Wälzlagerarten und andere Maschinenelemente, wie beispielsweise Getriebe oder Nocken-Stößel-Kontakte berechnen. Um verlässliche quantitative Aussagen über den Verschleiß treffen zu können, ist allerdings die für das jeweilige betrachtete System adäquate Bestimmung des Verschleißkoeffizienten k unabdingbar. Zukünftige Forschungsarbeiten sollten sich deshalb verstärkt auf diesen Aspekt konzentrieren.

7. Literatur

[1] WINKLER, A.; MARIAN, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Numerical Modeling of Wear in a Thrust Roller Bearing under Mixed Elastohydrodynamic Lubrication. Lubricants. Bd. 8 (2020) Nr. 5, S. 58/1–58/21.

[2] PÕDRA, P.; ANDERSSON, S.: Wear simulation with the Winkler surface model. Wear. Bd. 207 (1997) 1-2, S. 79–85.

[3] ARCHARD, J. F.; HIRST, W.: The wear of metals under unlubricated conditions. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 236 (1956) Nr. 1206, S. 397–410.

[4] PÕDRA, P.; ANDERSSON, S.: Simulating sliding wear with finite element method. Tribology International. Bd. 32 (1999) Nr. 2, S. 71–81.

[5] HEGADEKATTE, V.; KURZENHÄUSER, S.; HUBER, N.; KRAFT, O.: A predictive modeling scheme for wear in tribometers. Tribology International. Bd. 41 (2008) Nr. 11, S. 1020–1031.

[6] SFANTOS, G. K.; ALIABADI, M. H.: A boundary element formulation for three-dimensional sliding wear simulation. Wear. Bd. 262 (2007) 5-6, S. 672–683.

[7] ANDERSSON, J.; ALMQVIST, A.; LARSSON, R.: Numerical simulation of a wear experiment. Wear. Bd. 271 (2011) 11-12, S. 2947–2952.

[8] LIU, S.; WANG, Q.; LIU, G.: A versatile method of discrete convolution and FFT (DC-FFT) for contact analyses. Wear. Bd. 243 (2000) 1-2, S. 101–111.

[9] MORALES-ESPEJEL, G. E.; GABELLI, A.: Rolling bearing seizure and sliding effects on fatigue life. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. Bd. 233 (2019) Nr. 2, S. 339–354.

[10] ZHU, D.; MARTINI, A.; WANG, W.; HU, Y.; LISOWSKY, B.; WANG, Q. J.: Simulation of Sliding Wear in Mixed Lubrication. Journal of Tribology. Bd. 129 (2007) Nr. 3, S. 544–552.

[11] TERWEY, J. T.; BERNINGER, S.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.; POLL, G.: Numerical Calculation of Local Adhesive Wear in Machine Elements Under Boundary Lubrication Considering the Surface Roughness. In: ABDEL WAHAB, M. (Hrsg.): Proceedings of the 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Singapore: Springer, 2019, S. 796–807.

[12] TERWEY, J. T.; FOURATI, M. A.; PAPE, F.; POLL, G.: Energy-Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime. Lubricants. Bd. 8 (2020) Nr. 2, S. 16/1–16/15.

[13] HAMROCK, B. J.; SCHMID, S. R.; JACOBSON, B. O.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2. Auflage. New York: Marcel Dekker, 2004.

[14] BEHESHTI, A.; KHONSARI, M. M.: An engineering approach for the prediction of wear in mixed lubricated contacts. Wear. Bd. 308 (2013) 1-2, S. 121–131.

[15] KOGUT, L.; ETSION, I.: A Static Friction Model for Elastic-Plastic Contacting Rough Surfaces. Journal of Tribology. Bd. 126 (2004) Nr. 1, S. 34–40.

[16] ZHANG, Y.; KOVALEV, A.; HAYASHI, N.; NISHIURA, K.; MENG, Y.: Numerical Prediction of Surface Wear and Roughness Parameters During Running-In for Line Contacts Under Mixed Lubrication. Journal of Tribology. Bd. 140 (2018) Nr. 6, S. 061501/1–061501/13.

[17] SUGIMURA, J.; KIMURA, Y.; AMINO, K.: Analysis of the Topographical Changes Due to Wear — Geometry of the Running-In Process. Journal of Japan Society of Lubrication Engineers. Bd. 31 (1986) Nr. 11, S. 813–820.

[18] HABCHI, W.: Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems. Hoboken: Wiley, 2018.

[19] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 295 (1966) Nr. 1442, S. 300–319.

[20] TERWEY, J. T.: Näherungslösungen für Reibung und Verschleiß in ölgeschmierten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der realen Rheologie. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2020.

Autorenanschrift

Andreas Winkler, M.Sc.
Dr.-Ing. Marcel Bartz
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk)
Martensstraße 9
91058 Erlangen

Kontakt: winkler@mfk.fau.de

A. Keller, M. Enger, J. Molter

Comparison of transfer films generated using different testing categories

Abstract:

Bearing materials which can support high loads and sliding speeds while not requiring lubrication are one of the key research goals in bearing-material-design. Although by far not as performant as lubricated systems, PTFE modified polymer compounds represent the current state of the art for such applications. Under certain load-conditions these materials can form a protective transfer film on the counter face stabilizing friction and wear. Many research works indicate that by enhancing those transfer films, further improvements in energy efficiency and system reliability can be achieved.

This contribution is a follow-up to the article “Quantitative key characteristics of transfer films and how they correlate/relate to tribo-performance” and “Quality of PTFE containing transfer films and their impact on tribological performance”. All articles relate to the government funded project “Targeted improvement of PTFE containing transfer films for friction and wear reduction”. The goal of this project is a deeper understanding and description of the basic mechano-chemical rules/laws of transfer film formation and all related impact factors.

Early development phases of new tribological materials are often conducted on model-tests because they feature good repeatability, comparability in combination with minimal testing complexity and low cost. Unfortunately, system-behavior of model-tests is usually not directly transferable to real application. Therefore, component testing was also used. Different polymer compounds (standard and modified using nano fillers) were tested at different load cases on a Pin-on-Disc (PoD) and Radial-bearing (RB) test-rig. SEM-imaging was used to describe the micro-structural features of the transfer films qualitatively. Quantitative characteristics of the transfer films were derived by applying custom image processing algorithms on post-test SEM images and correlate the outcomes to tribo-performance.

As anticipated PoD-tests show good but not perfect correlation to the RB-tests:

• The ranking of wear KPIs correlates rather well qualitatively, but there persist noticeable differences in the absolute values.

• Nano particle modification significantly impacts tribological performance, resulting in significantly reduced wear rates.

• The quantitative transfer film quality data showed good correlation to wear rates obtained by both test types.

• Deviations in friction, wear and transfer film characteristics primarily arise from the geometric and thermal differences between both test setups. In the RB-test, the curvature of bearing and shaft results in non-uniform contact pressure distribution; it also reduces the escape of wear particles leading to a recirculation of wear particles into the load zone. The heat dissipation and thermal equilibrium is also different for both test setups.

Introduction/Research goals

This article is a follow-up to the contribution “Quality of PTFE containing transfer films and their impact on tribological performance” [KELL2019] and “Quantitative key characteristics of transfer films and how they correlate/relate to tribo-performance” [KELL2020]. Both articles relate to the government funded project “Targeted improvement of PTFE containing transfer films for friction and wear reduction”. The aim of this research project is to better understand the transfer film formation of PTFE used as plain bearing material or filler and to adequately describe it using suitable methods. By Understanding the film formation process, it might be possible to improve transfer film quality and extend the collective stress range and other conditions at which such films can be formed. Thereby we hope to achieve lower frictional losses as well as increasing the load carrying capacity and extending lifecycle of unlubricated polymer plain bearing systems.

The control of film formation and film quality seems conceivable by modifying the used polymer compounds with nanoparticles like α-Al2O3 [SAWY2003], carbon nanotubes or graphene [KAND2012; KAND2014]. Other methods improve the chemical bonding of the polymer particles onto the counter face (chelation) by targeted activation of the PTFE molecules [ONED2014; HARR2015].

A commercially available polymer compound of our industrial research partner is the primary test subject of this project. The compound consists of a thermoplastic polymer matrix modified with PTFE and with a combination of PTFE and different types of nano-fillers (designated Nano-A and Nano-B) in several volume-percentages. Specific material compositions cannot be disclosed at this point in time.
Previous studies focused on model-testing because it features good repeatability, comparability in combination with minimal testing complexity and low cost. Unfortunately, system-behavior of model-tests is usually not directly transferable to real application. Main subject of this article is the utilization of a radial bearing (RB) test device to assess the sliding performance of the compounds and compare the results to those obtained by model testing.
As described in our previous entries [KELL2020], quantitative description of the transfer film features is seen as a key element for deeper understanding of the relation between film quality and tribo-performance and is therefore also used in this analysis. Our approach is similar to the method described by H.S. Khare [KAHRE2010] and used by J.Ye et al. [YE2014] and D.R. Haidar et al. [HAIDAR2017]. In summary, the method calculates the “free space length” L_f, which is basically a characteristic value for the geometrical density or coverage ratio of polymer patches adhering on the counter surface.

Test setup for PoD and Radial Bearing Tests

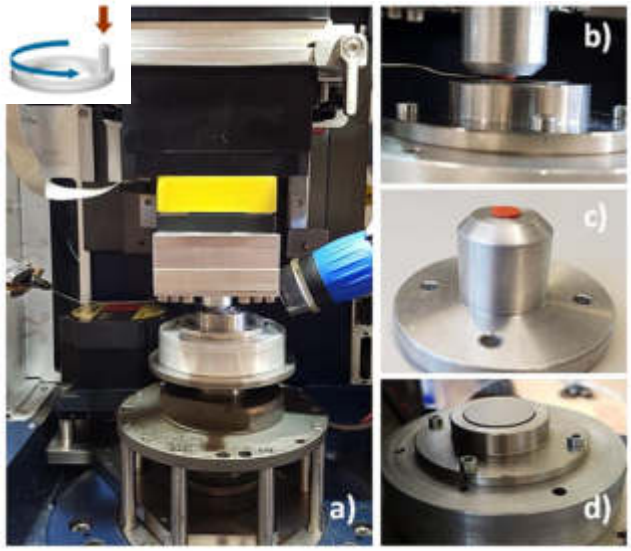


Figure 1 a) Complete test setup; b) Detail view of the PoD-contact and position of temperature sensor; c) Pin adaption; d) disc fixation

Primary friction and wear testing is carried out using a PoD model test configuration on Bruker UMT as shown in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.. The contact ratio was set to 0.2 which is high compared to standard Pin-on-Disk tests with the intention to reflect typical ratios of bearing shaft contacts (ε = 0.33 based on a 120° contact angle). The Ø6 mm pins are punched out from injection moulded plates and the counterbody discs are standard SRV® disc specimens (100Cr6 bearing steel) which have been reground to R_z 3 ± 0,3 µm, R_a 0,3-0,4 µm and a concentrical grinding pattern.
The normal and tangential forces are recorded using a 2-axis load transducer with a measurement range of 1 kN. Near contact temperature was detected using a K-type thermocouple which slid on the disc with minimal pre-force. Linear wear is registered by the geometrical approach of the pin holder to the counter surface. Although this is influenced by thermal expansion and elastic deformation of the tribometer, this is the most accurate wear measurement our lab could achieve with this setup. Prior and post weight measurements were inconclusive, due to remaining residues of adhesive on the pins used to fix them in the sample holder.

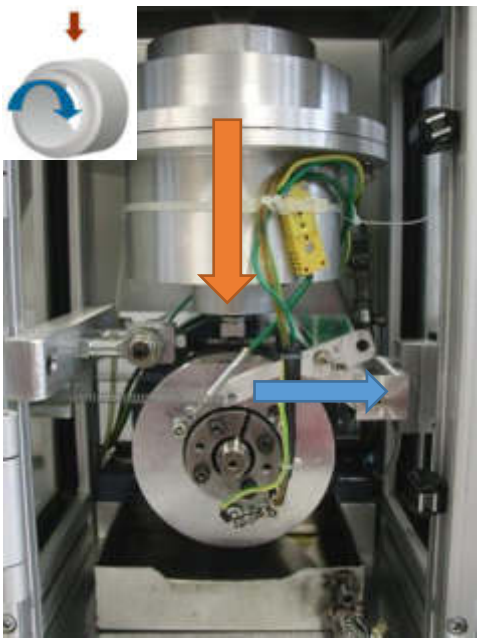


Figure 2 Front view of RB test rig

Friction and wear experiments are also carried out using an in-house designed and built radial bearing tester with up to 6 kN normal load and up to 3000 1/min rotary speed (**Figure 2**). The bearing specimens dimensions are: Ø 20 mm x 15 mm width and 1,5 mm wall thickness. The bearing is paired with 100Cr6 steel shaft with similar heat treatment specifications and a circumferential grinding finish Normal Loads are applied by a pneumatic cylinder and measured by a standard 1D S-Form force transducer. The bearing holders' rotational axis is mechanically decoupled from the normal load by a large needle bearing. The friction forces/torque is measured via a lever connected to a second S-form force transducer. Similar to the PoD setup, temperatures are measured close to the contact using a k-type thermocouple which slides with low preload on the steel shaft. Secondary measurements on the back of the polymer-bearing were tested, but ultimately found to be unsuitable due to insufficient thermal conductivity of the polymer. Unfortunately, no online-wear measurement is available on this test rig. Instead, prior and post weight measurements were conducted.
In both test setups, a load of 11.3 MPa (based on projected contact area) was applied. However, it was quickly realized that similar sliding speeds could not be used, because of insufficient heat dissipation of the radial bearing setup. Therefore, the sliding speeds of 0.1 m/s of the PoD-test had to be reduced to 0.07 m/s for the RB-test to mitigate the risk of overheating the polymer. Testing duration was set to 10 km, ensuring equal cycle-counts. Testing statistic was a minimum of 2-3 test runs.

Friction and wear results

Comparing the "steady state" friction levels at 11.3 MPa first, there are already some noticeable differences between the PoD and RB testing methods (**Figure 3**).
In the PoD test series, with rising volume percentage of Nano-A, steady state friction also rises significantly, while Nano-B modification stays on the same level as the base polymer regardless of its volume percentage. In RB testing Nano-A still shows increasing friction levels with increasing volume percentage, but the absolute level is lower and in case of the low percentage even beneath the base polymer. Additionally, Nano-B loses the slight friction advantage that it showed in the PoD-test.

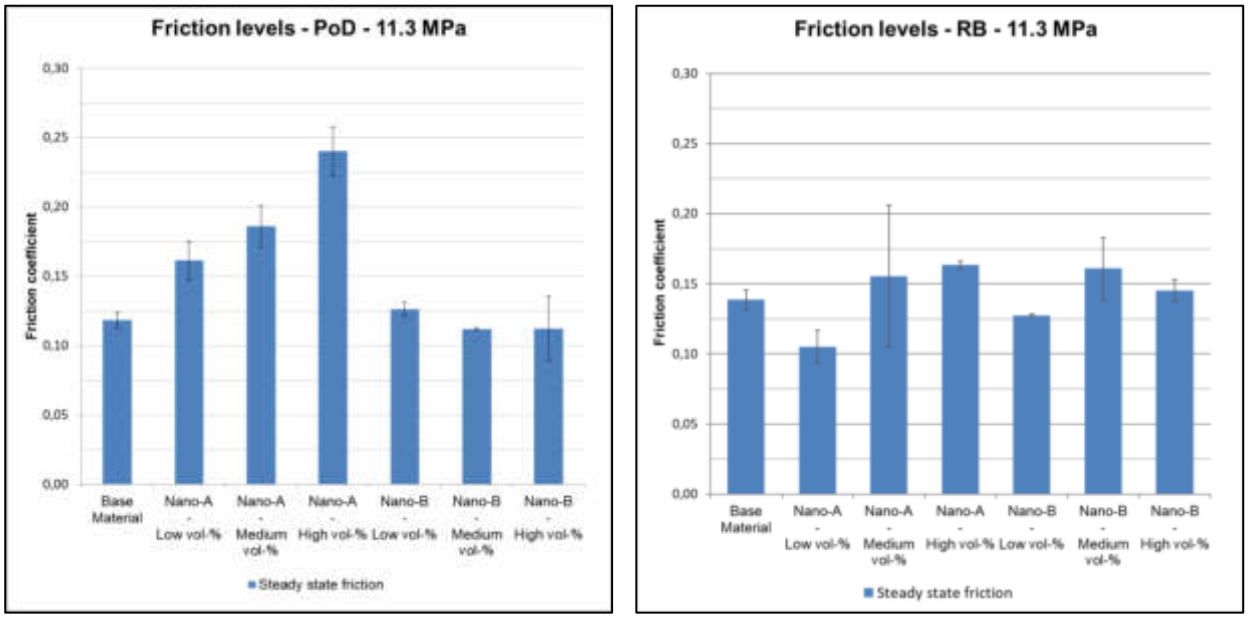


Figure 3 Comparison of mean steady state friction levels in PoD (left) and RB (right) tests at 11.3 MPa

Although the wear metrics of the two test setups differ (linear geometric wear-rate measurement with PoD and absolute gravimetric measurement with RB), there is a good qualitative correlation between them (**Figure 4**). All nanoparticle-modifications offer improved wear resistance with at least 2-4x times lower wear KPIs.

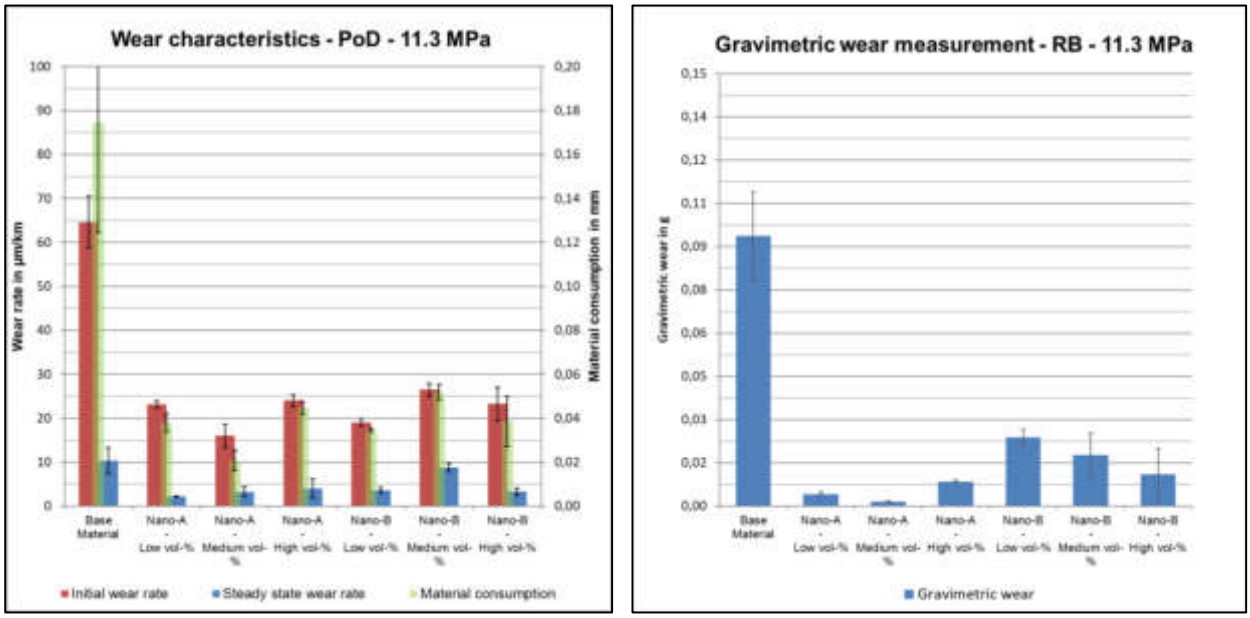
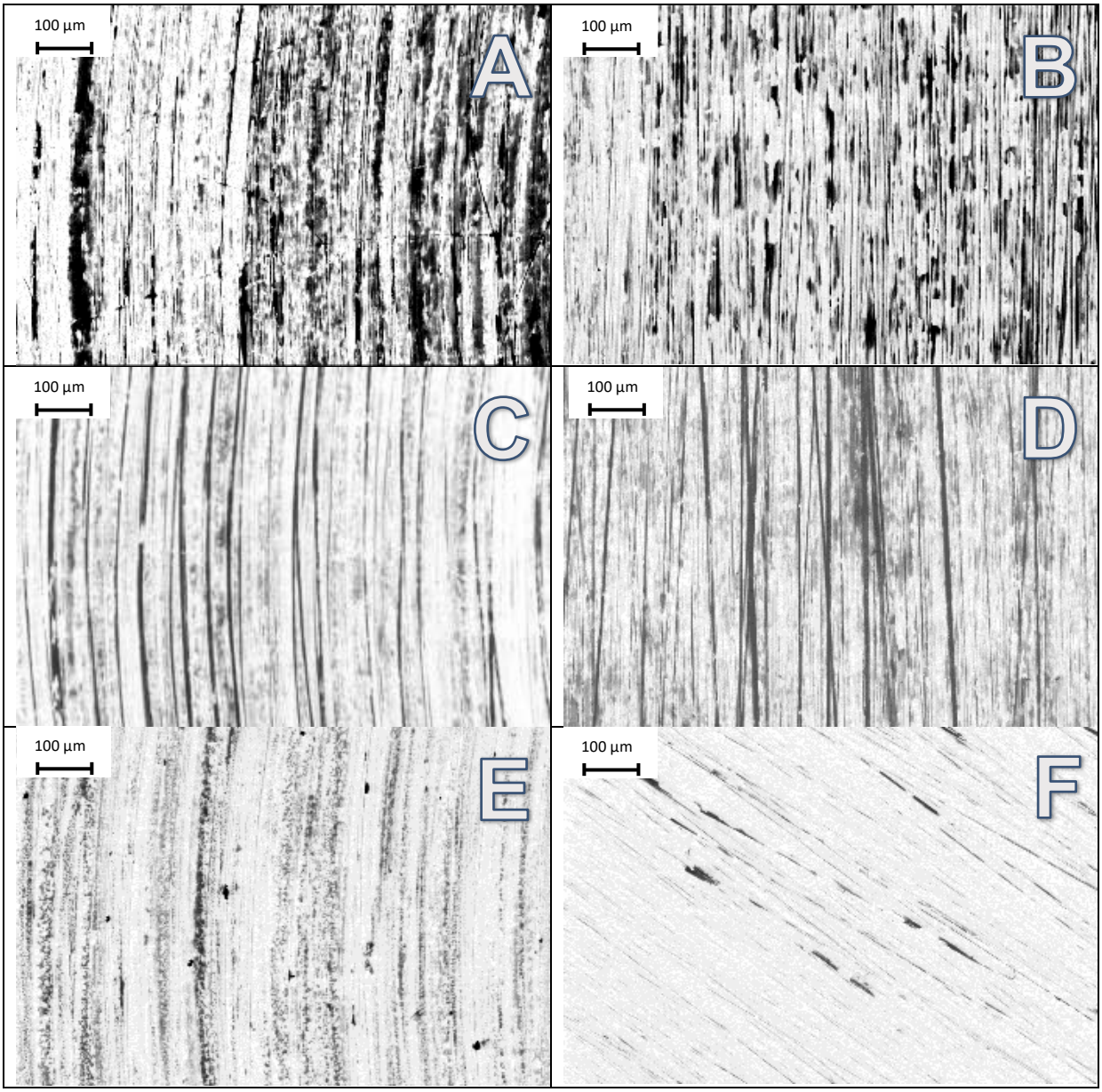


Figure 4 Comparison of wear characteristics in PoD (left) and RB (right) tests at 11.3 MPa

Transfer film characteristics

As stated, main research goal of this project is to explore the role of polymer transfer films for dry operating systems. This requires a quantitative description and classification of the films. In our studies, due to the nature of the used base polymer, the usual methods like digital microscopy or white light interferometry only generate images with insufficient contrast. The transferred polymer patches usually appear semi-transparent and are hardly distinguishable from the surrounding topography of the disc specimens. To overcome these drawbacks, we primarily used REM/BSE-imaging to obtain high quality and contrast rich images of the transfer films. Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. shows representative images of the resulting transfer films formed by different polymer compounds in both PoD- and RB-testing.



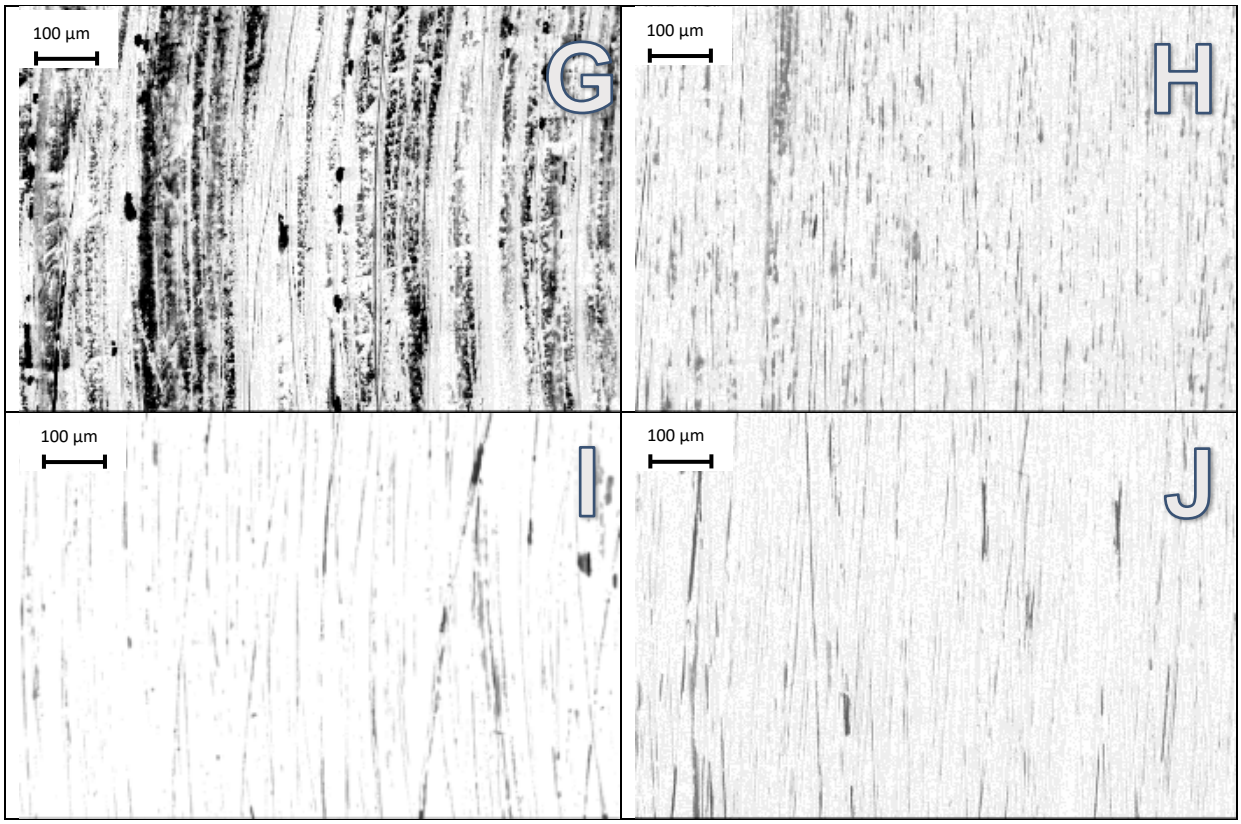


Figure 5 SEM/BSE images of the tested polymer compounds; Left side is PoD-test, right side is RB-test with 11.3 MPa and 0.1/0.07 m/s sliding speed: A/B = Nano-A low; C/D Nano-A high; E/F Nano-B low; G/H Nano-B high; I/J Base polymer

Qualitatively, the base polymer as well as the Nano-A variants look very similar for both test types. The base polymer shows only minor transfer layer formation and polymer deposition is mainly found within the negative roughness features of the grinding marks. Nano-A has good overall coverage, especially for the low volume percentage, while high volume percentage causes more abrasion. The exception here is Nano-B, which shows significantly less dense transfer films in the RB configuration compared to the PoD configuration.

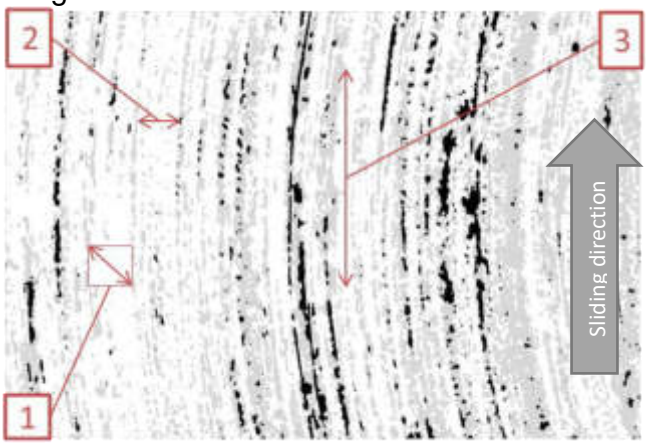


Figure 6 Measurement of mean (square) free space length [1], free space length in x [2] and free space length in y [3]

To measure the transfer film coverage, a simple Matlab algorithm is used. This algorithm counts whitespace-pixels of the BSE-images in x and y direction as well as diagonally until a dark pixel is touched as seen in **Figure 6**. The number of pixels and thus the dimension of the voids within the transfer film is saved in a list. These numbers are used to derive mean “free-space-length”. The hypothesis is, that this value correlates with polymer wear due to adhesive and abrasive interactions between polymer and counterbody.

The method was first proposed and used by H.S. Khare [KAHRE2010] and consequently by J.Ye et al. [YE2014] and D.R. Haidar et al. [HAIDAR2017] for the same purpose of measuring transfer film quality which showed good correlation to friction and wear measurements. In our previous article

[KELL2020], we have also shown successful application of quantitative transfer film quality data and its correlation to wear responses.
Figure 7 shows results of the transfer film analysis in conjunction with the wear results. It can be seen, that qualitatively PoD and RB tests look somewhat similar. The base material shows a significantly higher (at least 2x) mean or median free space length compared to all other samples. However, the absolute values differ from PoD to RB-test. This is apparent in the RB test of the base polymer, where free space length is 7 to 8 times higher compared to the “best” samples of Nano-A. Nano-B also shows decreasing free space length with increasing volume percentage, which could not be observed in PoD-tests but fits to the visual impression of the transfer film as seen in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden..

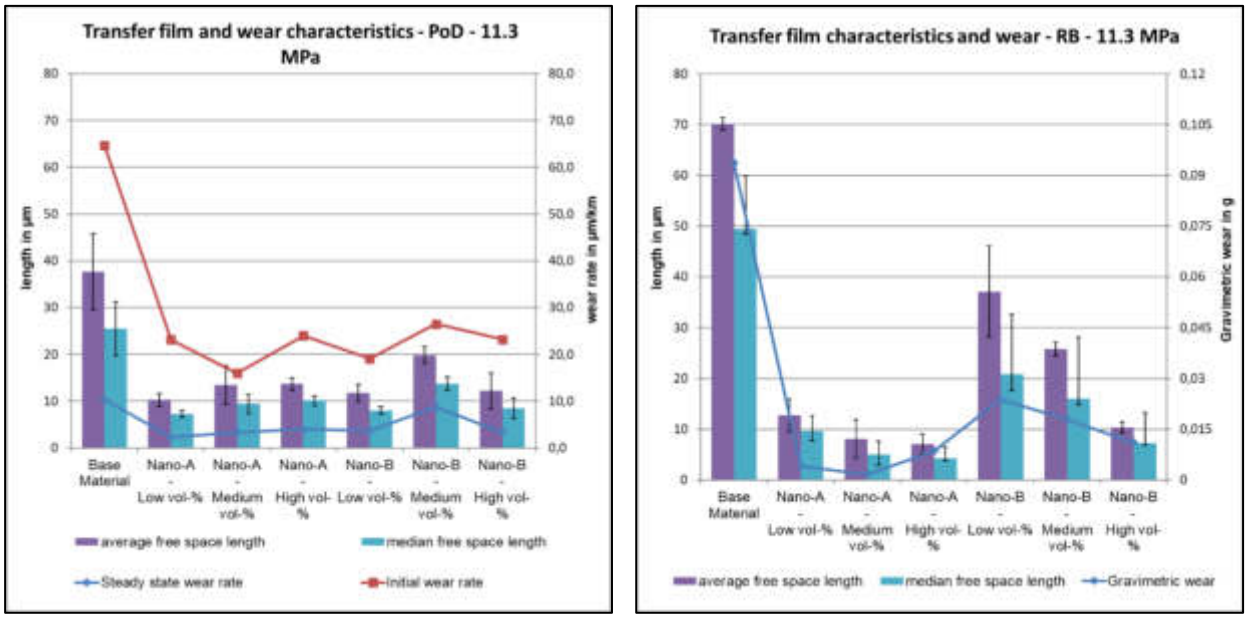


Figure 7 Comparison of wear and transfer film characteristics in PoD (left) and RB (right) tests at 11.3 MPa

It was previously hypothesized, that for optimal wear behavior, a transfer film should generally be as dense and continuous as possible. This would minimize abrasive and adhesive interaction between polymer and steel. However, the differences we see here might suggest that the wear response of the system - while to some degree dependent on the free space length between transfer film patches - is even more dependent on the nature of the transfer film patches and therefore the specific polymer/nanoparticle system themselves. “Good” transfer film patches lead to reduced wear, while “bad” transfer film patches (for example with big abrasive particles) lead to increased wear. This might also suggest that each specific Tribosystem exhibits its own threshold value for the free space length that leads to low wear, while too thick films can have a detrimental effect on wear because of transfer film instability.

Summary and conclusion

The ranking of wear KPIs correlates qualitatively well between PoD and RB test. There are some noticeable differences regarding friction values at the selected load case of 11.3 MPa. Deviations in friction and wear characteristics probably arise from the geometric and thermal differences between both test setups. In the RB-test, the curvature of bearing and shaft results in non-uniform contact pressure distribution. This results in a lower pressure at the entry and exit zone of the contact, while the maximum contact pressure is at least 4/π times higher than the used projected contact pressure. This generally results in more distinct elastoplastic deformation and creep. The geometric differences between axial PoD and RB also impacts how wear particles escape the load/contact zone, e.g. fine wear dust was found in the bottom half of the bearing after testing. Recirculation of wear particles into the load zone might influence the friction and wear response as well as transfer film formation. Additionally, the friction induced temperature development was noticeably higher in the RB-tests, so that sliding speeds had to be reduced for RB-testing to mitigate the risk of overheating. Still, the RB-test typically showed 10 K higher near contact temperatures compared than PoD-tests. Thus the glass transition temperature of ~ 60°C of the base polymer was most likely exceeded which could explain the differences in friction response.
Even though transfer films looked quite similar for the base polymer and Nano-A, differences could be shown with Nano-B although wear results were similar. This suggests that the wear response is not only dependent on the transfer film coverage rate or “free-space-length” but also on the composition of used polymer. So, the quantitative transfer film characteristics of nanoparticle modified polymers should primarily be compared within their own nanoparticle–family. Overall PoD-testing is still seen as viable tool for fast preliminary testing and down-selection of polymer compounds, but additional component testing of the most promising materials is strongly recommended.

Acknowledgements

This scientific contribution is based on the results of the publicly funded Cooperation project (FHprofUnt) "Targeted improvement of PTFE containing transfer films for friction and wear reduction” (FKZ: 13FH149PX6) with the project partner GGB GmbH. This project is funded by the Federal Ministry of Education and Research (BMBF) on the basis of a decision of the German Bundestag.



References

[ENGER2017] M. Enger, J. Erlewein, T. Ziegler, J. Eder: Structural and chemical alterations in transfer films; 58. Tribologie -Tagungsband 2017, ISBN 978-3-9817451-2-2

[HAIDAR2017] Haidar D.R., Ye J., Moore A.C., Burris D.L.: Assessing quantitative metrics of transfer film quality as indicators of polymer wear performance; Wear 380-381 (2017) 78-85

[HARR2015] Harris, K.L.; Pitenis, A.A.; Sawyer, W.G.; Krick, B.A.; Blackman, G.S.;Kasprzak, D.J.; Junk, C.P.: PTFE tribology and the role of mechanochemistry in the development of protective surface films. Macromolecules 2015, 48, 3739-3745

[HOFF2014] T. Hoffmann; D. Lehmann: Chemisch modifiziertes PTFE als EP/AW Additiv in Schmierstoffen; Tribologie und Schmierungstechnik 61 (2014);11- 16

[KAHRE2010] H.S. Khare, D.L. Burris: A quantitative method for measuring nanocomposite dispersion; Polymer 51 (2010) 719-729

[KAND2012] Kandanur, S.S.; Rafiee, M.A.; Yavari, F.; Schrameyer, M.; Yu, Z.-Z.; Blanchet, T.A.; Koratkar, N.: Suppression of wear in graphene polymer composites; Carbon 2012, 50, 3178-3183

[KAND2014] Kandanur, S.S.; Schrameyer, M.A.; Jung, K.F.; Makowiec, M.E.;Bhargava, S.; Blanchet, T.A.: Effect of activated carbon and various other nanoparticle fillers on PTFE wear. Tribol. Trans. 2014, 57, 821-830.

[KELL2019] Keller A., Enger M., Trubnykov S., Molter J.; Quality of PTFE containing transfer films and their impact on tribological performance; GFT-Jahrestagung 2019l

[KELL2020] Keller A., Enger M.., Molter J.; Quantitative key characteristics of transfer films and how they correlate/relate to tribo-performance; GFT-Jahrestagung 2020; Onlinetagung

[ONED2014] Onodera, T.; Kawasaki, K.; Nakakawaji, T.; Higuchi, Y.; Ozawa, N.;Kurihara, K.; Kubo, M.: Chemical reaction mechanism of polytetrafluoroethylene on aluminum surface under friction condition; J. Phys. Chem. C 2014, 118, 5390-5396

[SAWY2003] Sawyer, W.G.; Freudenberg, K.D.; Bhimaraj, P.; Schadler, L.S.: A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles; Wear 2003, 254, 573-580.

[YE2013] J. Ye, H.S. Khare, D.L. Burris: Transfer film evolution and its role in promoting ultra-low wear of a PTFE nanocomposite; Wear 297 (2013) 1095-1102

[YE2014] J. Ye, H.S. Khare, D.L. Burris: Quantitative characterization of solid lubricant transfer film quality; Wear 316 (2014) 133-143

Authors:

Andreas Keller, MSc.
andreas.keller@hs-mannheim.de
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Molter
j.molter@hs-mannheim.de
Dr. Marco Enger
Senior Tribologist
Marco.enger@ggbearings.com

Hochschule Mannheim
Kompetenzzentrum Tribologie
Paul-Wittsack-Straße 10
68163 Mannheim
GGB Heilbronn GmbH
Ochsenbrunnenstrasse 9
74078 Heilbronn

Marcel Neu, André Harder, Steffen Puchtler, Eckhard Kirchner

Numerical Estimation of Ionic Charge Density Transport out of Rolling Bearing Contacts as Enabling Mechanism for Consecutive Discharge Events

Zusammenfassung:

Dieser Beitrag zeigt einen numerischen Ansatz zur Simulation der Fluid-Struktur-Wechselwirkung eines Wälzkontakts in Verbindung mit der Berechnung quasistatischer elektrostatischer Felder und des Transports ionischer Spezies auf der Grundlage der Poisson-Nernst-Planck-Gleichung. Auf Basis eines experimentellen Ansatzes wird eine beispielhafte EHL-Berechnung gezeigt und die Ergebnisse zur Berechnung der zeitlichen Entwicklung einer ionischen Spezies im EHL-Kontakt in Richtung des Schmierstoff-Fernfeldes verwendet. Das gezeigte Verfahren soll als Blaupause für künftige Berechnungen der zugrundeliegenden elektrochemischen Prozesse dienen, die mit dem Phänomen der verringerten Durchschlagsfestigkeit bei aufeinanderfolgenden Entladungen verbunden sein könnten.

Abstract:

This contribution offers a numerical approach combining fluid-structure interaction simulation with the calculation of quasi-static electrostatic fields and the transport of ionic species based on the Poisson-Nernst-Planck equation. An example EHL calculation is shown based on an experimental dataset and the results are used to calculate the temporal progression of an ionic species in the EHL contact towards the lubricant far field. The procedure shown is intended as a blueprint for future calculations of underlying electrochemical processes which might be connected to the phenomena of reduced dielectric strength during consecutive discharges.

Introduction

Electrical phenomena in rolling bearings have been under investigation by the scientific community for quite some time. However, not all topics have been covered yet, neither for the use case of sensor utilizable machine elements (Schirra et al.) [1] nor for the damaging mechanisms [2] arising in the context of electric drive trains. The bearing currents induced by pulse width modulated (PWM) signals, which are essential for the dynamic operation of drive trains through the AC/DC conversion, are the major cause for bearing failure, as pointed out by Lin et al. [3]. Contrary to ideal sine wave signals, the PWM signals result in net voltages $\mathrm{v_{CM}}$, shown in figure 1. With steep flanks and therefore high voltage gradients $d\mathrm{v_{CM}}/d\mathrm{t}$, the signal induces bearing currents $\mathrm{i_{CM}}$.

Those inverters induced bearing currents (IIBC) discharge through the bearing and result

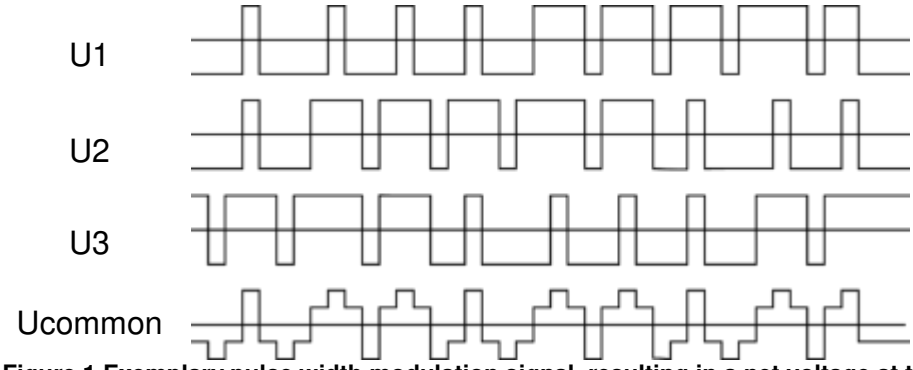


Figure 1 Exemplary pulse width modulation signal, resulting in a net voltage at the shaft and a potential difference at the bearing

in ripple-like surface damages. A lot of effort was put into the prediction and even more into the prevention of discharges such as insulating sealing technologies or insulating lubricants. The estimation of the harmfulness of induced currents is based on the charge density, which only offers mere qualitative statements about the probability of IIBC damaging [15]. Theories about the underlying processes that lead to an explanation about the damaging process and its development over time are scarcely existent. Harder et al. [4] recently offered an explanatory approach for the events of electric discharge machining (EDM), based on concepts of high voltage engineering in the preceding of their

reported experimental results. Those results indicate that the initial discharge significantly impacts subsequent events, which will be revisited shortly in the following. Starting from this finding it is theorized that the ions produced because of the discharge through the lubrication gap might cause a decrease in dielectric strength. Since such discharge events have not been reproduced in an isolated experiment, for example with a ball on disc system, a numerical approach is utilized to estimate, whether ionic species can impact the overall dielectric strength of the lubrication gap or not. First the numerical approach is presented briefly and referenced numerical calculations are carried out to estimate the average residence time of the ionic species in the lubrication gap. The transport of the ionic species is thereby, dominated by the lubricant flow on the one hand and the forces exerted by the electric field on the other hand. Then the fundamentals for the calculation of EHL contacts and the species transport are stated briefly. Afterwards the numerical approach is explained, the results are shown and discussed. This contribution closes with a conclusion and estimates, whether ionic species can influence the overall dielectric strength.

Experimental Data

Harder et al. [4] aimed in their experimental studies for an estimation on the impact of EDM currents on bearing lifetime. During their initial experiments, it can be seen, contrary to expectations, that the discharge events do not take place permanently over time for the chosen configuration. Instead, the damaging mechanism only started after an initial discharge event took place, presumably due to statistical probability. As a result of this initial discharge, the damaging mechanism was triggered, and a current was induced. The set parameters are shown in Table 1.

Table 1 Experimental parameters used by Harder et al. [4]

Experimental Parameter				
Parameter	Variable	Unit	Value	Power
Temperature	T	K^1	318	-
External Potential	Φ	$\mathrm{kg}^1\mathrm{m}^2\mathrm{A}^{-1}\mathrm{s}^{-3}$	7	-
Rotational Velocity	Ω	s^{-1}	66.67	-
Radial Load	$\mathrm{F_R}$	$\mathrm{kg}^1\mathrm{m}^1\mathrm{s}^{-2}$	2	10^3
Axial Load	$\mathrm{F_{Ax}}$	$\mathrm{kg}^1\mathrm{m}^1\mathrm{s}^{-2}$	1	10^3
Rolling elements	z	-	9	-
Rolling element Radius	R	m^1	3.96	10^{-3}
Inner Raceway Radius	R	m^1	15.551	10^{-3}

The explanations offered by high voltage engineering [16] on how this ignition process works are ambiguous, compared to the Townsend process for gaseous media. The experiments were carried out with an alternating potential Φ of $7\ \mathrm{V}$, which necessarily extinguishes the apparent EDM mechanisms during the zero transition of the signal. Therefore, the initial discharge supports the re-ignition as already pointed out by Harder et al. [4]. Amongst others, one explanation is the formation of charged species in the lubricant due to the electric discharge. These species remain in the contact region after the EDM process extinguishes and consequently influence the electric field. Those ions might be subject to convective forces exerted by the external electric field and the lubricant flow acting perpendicular to each other. The residence time τ_{RES} of those ions and the evolution of its concentration c_{ion} over time might indicate if such a process could be of importance. Since such studies are nearly impossible to carry out experimentally without an excessive expense for an experimental setup, this contribution approaches

the problem via a numerical calculation. Following, the setup and the set of equations used in the modelling of each of the domains of this multi-physical problem are explained.

Fundamentals

The calculation of elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) systems such as rolling bearing contacts is generally regarded as a multi-physical phenomenon and classified as fluid-structure interaction (FSI) problem. Several source codes have emerged for the numerical calculation of EHL contacts over the past two decades. Starting with the calculations by Almqvist et al. [5] over the numerical extensions made by Hartinger et al. [6] and later by Hajishiafee et al. [7], phenomena such as cavitation and temperature distributions inside the surfaces and rolling elements have been added. Although these approaches exist, the numerical solution of EHL problems is still challenging in terms of calculation time and convergence, especially if additional domains are added. Approaching the described problem, the main FSI coupling is extended with a thermodynamic and electrical domain as shown in figure 2.

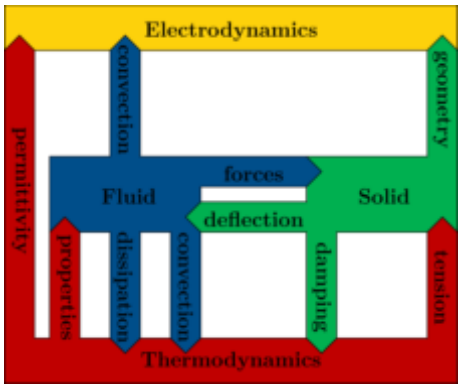


Figure 2 Multi-physical domains and their interaction considered in this contribution

The coupling between the fluid domain $\Omega^{\mathcal{F}}$ and the solid domain $\Omega^{\mathcal{S}}$ is realized through the pressure and drag forces that the fluid imposes on the solid, which in return is deformed, thus changing the geometry of the fluid domain. While high shear rates are present at the inlet of the contact zone, viscous heating contributes to the thermodynamics Ω^{T} of the system. In turn, the properties of the fluid, namely the dynamic viscosity $\mu^{\mathcal{F}}$ and the density $\rho^{\mathcal{F}}$, change with temperature T and pressure p. The impact extends towards the permittivity ε of the fluid. The describing differential equations and analytical terms for the material properties are given in the following.

Fluid Domain $\Omega^{\mathcal{F}}$

The basic differential equations for a compressible calculation of the fluid domain are the mass transport (1) and the momentum transport (2).

$$\frac{\partial \rho^{\mathcal{F}}}{\partial t} + \frac{\partial \rho^{\mathcal{F}} u_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{with } i = 1-3 \qquad (1)$$

$$\frac{\partial \rho^{\mathcal{F}} u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho^{\mathcal{F}} u_i\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i}\tau_{ji} + \rho^{\mathcal{F}} g_i \qquad \text{with } i,j = 1-3 \qquad (2)$$

The compressible calculation of the fluid domain requires an equation of state (EOS) to set pressure p, temperature T and fluid density $\rho^{\mathcal{F}}$ into context. In this case the Tait EOS (3) is used.

$$\frac{\mathrm{v}}{\mathrm{v}_0} = \frac{\rho_0^{\mathcal{F}}}{\rho^{\mathcal{F}}} = 1 - \frac{1}{1+\mathrm{K}_0'} \ln\left[1 + \frac{p}{K_0}(1+\mathrm{K}_0')\right] \qquad \text{with } K_0 = \mathrm{K}_\infty + \frac{K_0}{T} \qquad (3)$$

Equation (3) is accurate across all pressure regions and is extended to the temperature through the bulk modulus according to Fakhreddine et al. [8]. The Tait EOS is seen to be the most accurate representation for density unless no empirical equation is used, according to Bair [9]. Building on this, the Doolittle equation [10], [11] is used to describe the viscosity over the pressure and temperature range according to equation (4).

$$\mu^{\mathcal{F}} = \mu_R^{\mathcal{F}} \exp\left[\mathrm{BR}_0\left(\frac{\frac{\mathrm{v}_\infty}{\mathrm{v}_{\infty\mathrm{R}}}}{\frac{\mathrm{v}}{\mathrm{v}_\mathrm{R}} - \mathrm{R}_0\frac{\mathrm{v}_\infty}{\mathrm{v}_{\infty\mathrm{R}}}} - \frac{1}{1-\mathrm{R}_0}\right)\right] \qquad (4)$$

Apparently, the equation does not depend on pressure or temperature explicitly rather indirectly via the specific volume v and how it changes with temperature and pressure. Therefore, the Doolittle equation is only applicable in conjunction with an EOS and has been designed to be used with the mentioned Tait EOS (3).

Solid Domain $\Omega^{\mathcal{S}}$

For the calculation of the solid domain, the elastic deformation of the contact area, commonly referred to as the Hertzian contact area [13], is described via equation (5).

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} D_i = \frac{\partial}{\partial x_i}\sigma_{ij} + \rho^{\mathcal{S}} f_b \qquad \text{with } i = 1-3 \qquad (5)$$

In contrast to the fluid domain, which is governed by a Eularian description, the solid domain is described as Lagrangian, leading to the known arbitrary Lagrangian Eularian (ALE) formulation for the coupling problem in FSI. Therefore, the displacement of the volume elements D_i is calculated via the Cauchy Stress Tensor σ_{ij} and probable external volume forces f_b. The Cauchy tensor is defined according to Hooke's law as

$$\sigma_{ij} = 2\mu^{\mathcal{S}}\epsilon_{ij} + \lambda^{\mathcal{S}}\epsilon_{kk}\delta_{ij} \qquad \text{with } \mu^{\mathcal{S}} = \frac{E}{2(1-\nu)},\ \lambda^{\mathcal{S}} = \begin{cases} \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \text{for plain stress} \\ \frac{\nu E}{(1-\nu)(1-\nu)} & \text{for plain stress and 3D cases} \end{cases} \qquad (6)$$

with the Lamé constants $\mu^{\mathcal{S}}$ and $\lambda^{\mathcal{S}}$, the strain tensor ϵ is defined in terms of the displacement D_i and reads as follows,

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial}{\partial x_j}D_j + \frac{\partial}{\partial x_i}D_i\right) \qquad \text{with } i,j = 1-3 \qquad (7)$$

To reduce the complexity of the solid calculation approach, the deformation of the solid region is mapped onto the rolling element, utilizing the reduced Youngs modulus E' while including the elasticity modulus of the rings E_1 and the rolling elements E_2 as well as their Poisson ratios ν_1 and ν_2, respectively.

$$E' = \frac{1}{2}\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)^{-1} \qquad (8)$$

Since the problem to be investigated is a contact mechanical problem, the inertia forces $\partial^2/\partial t^2$ are neglected, which reduces the basic differential equation (5). Inserting equations (6), (7) and (8) into equation (9) delivers the final form of the differential equation (9) to solve for the elastic deformations,

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu^{\mathcal{S}}\left(\frac{\partial}{\partial x_j}D_j+\frac{\partial}{\partial x_i}D_i\right)+\frac{1}{2}\lambda^{\mathcal{S}}\left(\frac{\partial}{\partial x_k}D_k+\frac{\partial}{\partial x_k}D_k\right)\right)=-\rho^{\mathcal{S}}f_b \quad \text{with } i,j=1-3 \tag{9}$$

This legitimate simplification is advantageous for the stability of the coupling problem as oscillations between the fluid domain and the solid domain are reduced significantly but can still occur and impact the calculation.

Electric Fields and Ionic Species Transport $\Omega^{\mathcal{E}}$

The basis for the calculation of the electric field is the Poisson equation, based on the validity of the quasi-static approximation for this use case.

$$\frac{\partial^2}{\partial x_i^2}\left(\varepsilon\Phi_j\right)=-\rho^{\mathcal{E}} \quad \text{with } i=1-3 \tag{10}$$

Equation (10) describes the potential of the electric field $E=\partial\Phi_i/x_i$, which is impacted by the charge density $\rho^{\mathcal{E}}$ inside of the domain. The latter is of importance as it is the aim to discuss the influence of ionic charge distributions on the electric domain $\Omega^{\mathcal{E}}$. Therefore, the charge concentration in a fluid is described via the Poisson-Nernst-Planck (PNP) [12] equation (11).

$$\frac{\partial}{\partial t}c+\frac{\partial^2}{\partial x_i^2}u_ic=\frac{\partial^2}{\partial x_i^2}Dc+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left[\mu^{\mathcal{E}}\frac{\partial}{\partial x_i}\Phi_i\right]c\right) \quad \text{with } i,j=1-3 \tag{11}$$

The PNP equation describes the rate of change in concentration c of ionic species due to convection, diffusion, and electric driven mobility of the ions. The charge concentration relates to the charge density via the faraday constant $\rho^{\mathcal{E}}=F\cdot z\cdot c$, here z denotes the load carried by the ion.

Calculation Procedure

The calculation procedure evolves around the Fluid Structure Interaction (FSI) and is shown in detail in figure 3 left side. Contrary to regular FSI calculations where macroscopic elastic deformations of the solid are induced, the present calculations originate from a contact mechanic problem. The aim is to achieve an equilibrium of forces between the fluid film load capability F_{p} and an externally imposed target force F_{aim}. The first one is determined by the pressure and elastic deformation of the contacting area, which in turn depends on the initial lubrication gap height h_0. For the implementation of a load dependent displacement, the approach by Hartinger et al. [6] has been adapted. During the calculation the initial gap height is adjusted by the height Δh_0 according to equation (12), while the calculation advances in time Δt.

$$\Delta h_0=(D_{\max}-D_{\min})\cdot\frac{F_{\mathrm{aim}}-F_{\mathrm{p}}}{F_{\mathrm{aim}}}\cdot\frac{\Delta t}{t_{\mathrm{cd}}}r_{\mathrm{def}} \tag{12}$$

In this case, all boundaries $\Gamma^{\mathrm{FSI}},\Gamma^{\mathrm{fix}}$ of the solid domain $\Omega^{\mathcal{S}}$ are moved along the y-Axis and the fluid domain is adapted accordingly. Afterwards, the strong coupled iteration between the fluid and solid domain is calculated iteratively until changes in the handover parameters (force F_{p}, deformation D) drop below the convergence criterion.

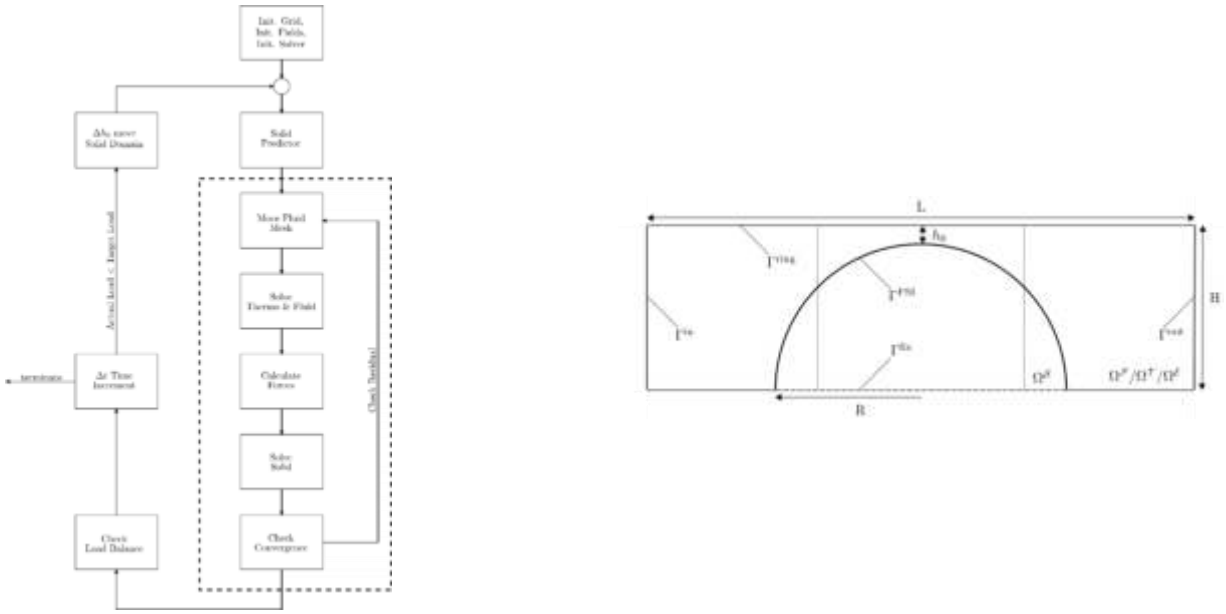


Figure 3 (left) FSI calculation workflow and load request consistent with Hartinger et al. [6]; (right) 2D calculation region

The change in the initial gap height Δh_0 is determined via the deformation difference $D_{\max} - D_{\min}$, the load fraction $(F_{\text{aim}} - F_{\text{p}})/F_{\text{aim}}$and the time fraction $\Delta t/t_{\text{cd}}$, where t_{cd} is a time constant derived from the speed of sound of the solid domain. The equation is relaxed with the same factor r_{def} used for the FSI coupling. Even though this equation accounts for the main aspects of time-stepping, deformation, and load, it still needs limitation towards a maximum deformation per time increment to stabilize the iterative procedure. Up until now, the respective value has been found iteratively and reliable values are provided for the respective calculations.

Calculated Case

The calculation of multi physical FSI problems is resource demanding even for two-dimensions, such that the three-dimensional representations are typically out of scope, as in this case. Moreover, a three-dimensional calculation would not offer more insights for the topic discussed in this contribution. Therefore, the total calculation domain Ω is shown in figure 3 right side. It is divided into the solid $\Omega^{\mathcal{S}}$ and fluid $\Omega^{\mathcal{F}}$ subdomain. The fluid region also contains the thermodynamic domain $\Omega^{\mathcal{T}}$ as no heat transfer into the solid is calculated as well as the electrodynamic domain $\Omega^{\mathcal{E}}$. The coupling of fluid and solid takes place at the interface Γ^{FSI}, which represents the EHL contact and its transition towards the fluid far field. The structure of this calculation area corresponds to known approaches according to Hartinger et al. [6] and Hajishiafee et al. [7]. However, the inlet Γ^{in} and outlet Γ^{out} were shifted to the position of the dashed lines, which corresponds to a 90° representation of the rolling element instead of a 180°, as in the initial domain. This adjustment was made in response to some numerical errors in the transition between far field and EHL region.

Results

First, a sole FSI calculation, excluding ionic species, was performed to evaluate the EHL contact which forms for the experimental parameters shown in Table 2.

Table 2 Parameters fed to the model equations (3) (4) and (6)

Fluid				
Tait EOS Parameter (SAE 20)				
Parameter	Variable	Unit	Value	Power
Density	ρ_F	$[kg^1m^{-3}]$	878	-
Bulk modulus at infinite Temperature	K_∞	$[kg^1m^{-1}s^{-2}]$	-0.9282	10^9
Bulk modulus rate of change with Temperature	$\dot{K}_0$	$[kg^1m^{-1}s^{-2}K^1]$	580.7	10^9
Bulk modulus rate of change with Pressure	K_0'	[-]	10.4	-
Doolittle Viscosity Parameter (SAE 20)				
dynamic Viscosity at reference Temperature	μ_R	$[kg^1m^{-1}s^{-1}]$	0.1089	-
Reference Temperature	T	$[K^1]$	293	-
Doolittle Parameter	B	[-]	3.52	-
Volume ratio $V_{\infty R}/V_R$	R_0	[-]	0.698	-
occupied volume thermal expansivity	ε	$[K^{-1}]$	-10.34	10^{-4}
Solid				
Density	ρ_S	$[kg^1m^{-3}]$	878	-
Youngs Modulus	$E_{1,2}$	$[kg^1m^{-1}s^{-2}]$	2.1	10^{11}
Poisson Ratio	$\nu_{1,2}$	[-]	0.3	-

The calculation was started with an initial lubrication gap height of $h_0 = 0.16\,\mu m$ which corresponds to an initial load capacity of $0.241 \cdot F_{aim}$. After a run-in phase for the calculation, to develop especially the velocity field into the fluid domain $\Omega^{\mathcal{F}}$, at constant h_0 the initial gap height was adopted till convergence was reached. Convergence was thereby a steady state of calculation in which the total load capacity of the lubricant $F_p = F_{aim} = 50\,kN/m$ was reached. The resulting EHL contact zone is shown in figure 4. The target load F_{aim} corresponds to 0.5 of the actual radial loads F_R acting on a single rolling element in the centre of the contact zone for the given parameters of the experimental setup in Table 1.

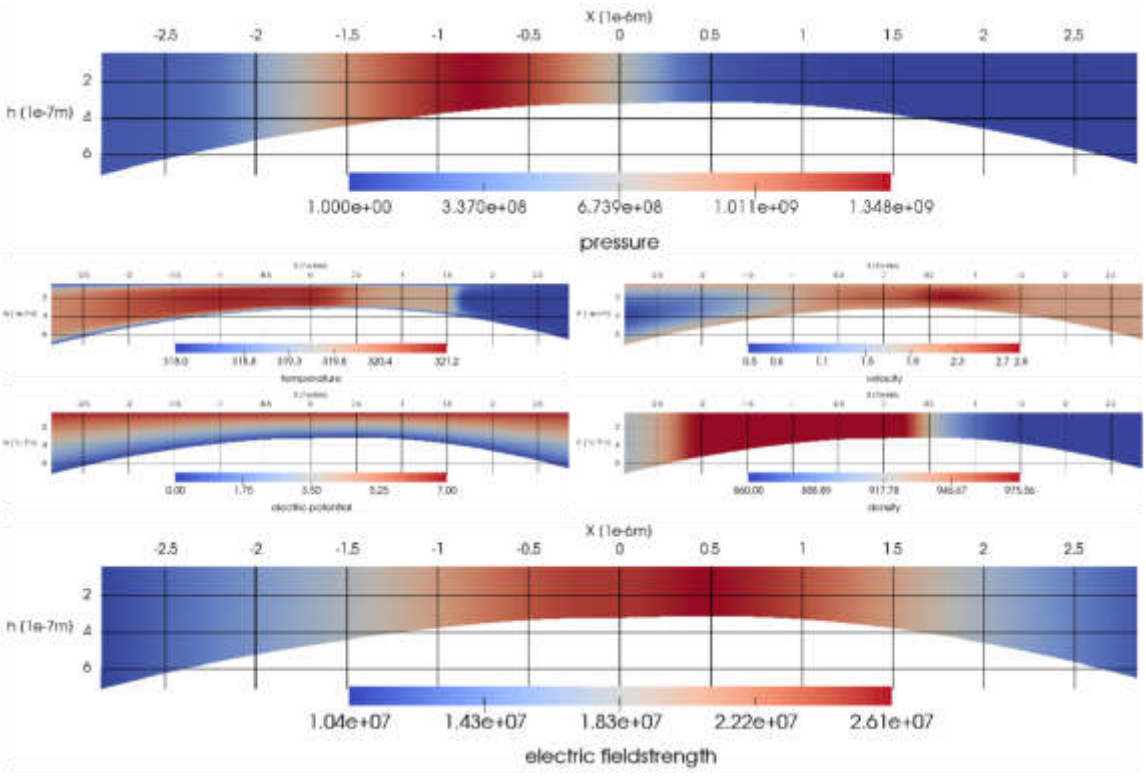


Figure 4 FSI calculation of thermal EHL contact and electric field. $\Delta t = 10^{-9}\,[s]$, $F_{aim} = 50\,[\frac{kN}{m}]$, $h_0 = 0.16\,[\mu m]$

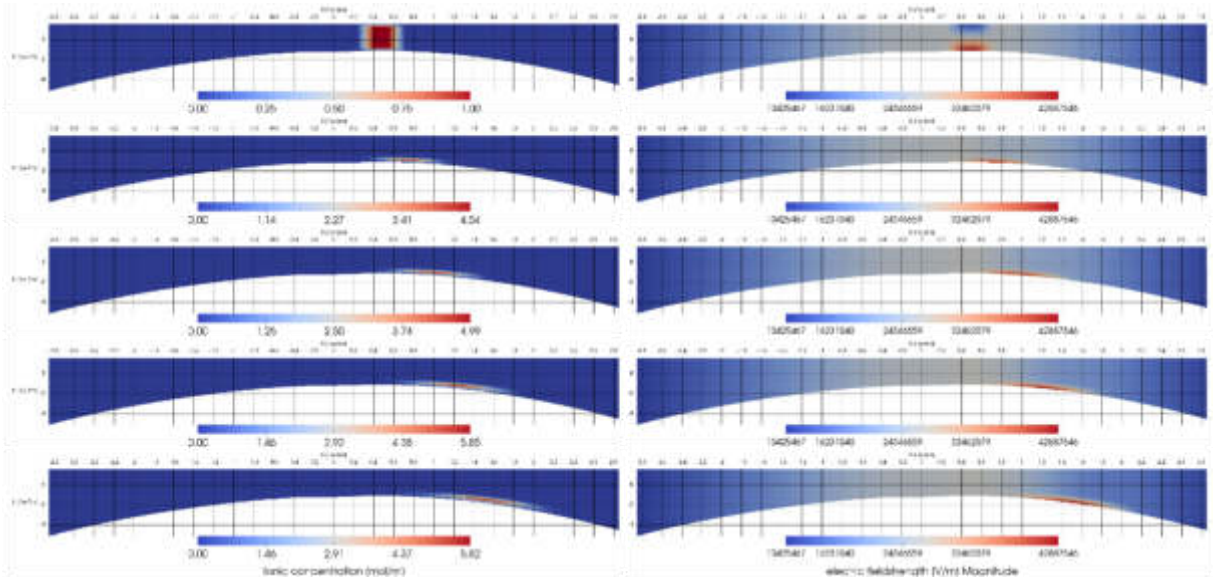


Figure 5 Left side: concentration distribution c; Right side: electric field strength E Top to button $t = 0; 2,5; 5; 7,5; 10 \cdot 10^{-6}\ [s]$. Initial concentration at $x = 0.5\mu m$ $c_0 = 1[\frac{m}{m^3}]$,$\mu^{\mathcal{E}} =\cdot 10^{-8}$.

In addition to the pressure, Temperature, density, and viscosity distributions are shown. The lubricant undergoes a glass transition at $\rho^{\mathcal{F}} \cong 975\ \mathrm{kg/m^3}$ which corresponds to a vanishing free volume $V - V_\infty = 0$. The glass transition point is reached for a major part of the EHL contact, also limiting the viscosity in this area, which is a legitimate simplification according to Bair et al. [9]. The most important information in figure 4 is the electric field strength E, resulting from the relative permittivity ϵ, which also changes with density, the potential difference Φ and the overall deformation.

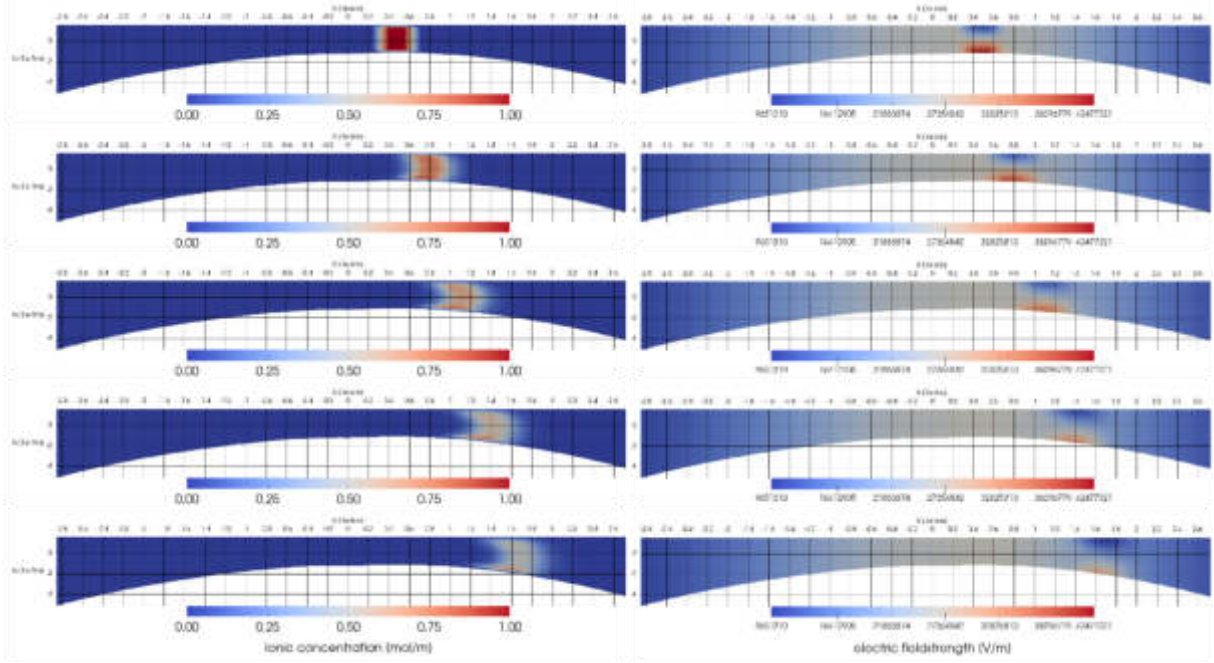


Figure 6 Left side: concentration distribution c; Right side: electric field strength E Top to button $t = 0; 2,5; 5; 7,5; 10 \cdot 10^{-6}\ [s]$. Initial concentration at $x = 0.5\mu m$ $c_0 = 1[\frac{m}{m^3}]$, $\mu^{\mathcal{E}} =\cdot 10^{-10}$.

The maximum field strength is reached 0.5 µm behind the centreline of the contact in the constriction where the pressure has normalized again. The maximum value of 2.7e7 V/m allows a theoretical breakthrough through the lubricant film [14]. As the simulation of the actual discharge event is out of scope for this contribution, the investigation focuses on

the hypothesis that residual ionic species might impact the electric system of Figure 4. As each charge has its own electric field, the residual ions might lower or increase the electric field strength locally. Therefore, two concentrations ($c_0 = 0{,}01; 1\ [\mathrm{mol/m^3}]$) of positively charged ions and two different electric mobility's ($c_0 = 10^{-8}; 10^{-10}\ [\mathrm{m^2/(Vs)}]$) are calculated. The electric mobility is comparable to the viscosity of a fluid and determines how the ionic species is impacted by the electric field. Figure 5 shows the development of the ionic concentration in the contact area for a high ionic mobility and the corresponding electric field development. It is observable that due to the high mobility the ions move along the electric field lines and accumulate at surface with the opposite charge. Figure 6 shows the results for a simulation with a much lower mobility compared to the results in Figure 5. It is observable that the ions move much slower towards the surface with the opposite charge and are therefore carried by the velocity of the lubricant. Since the time constants of the Fluid Domain are much greater than of the Electric Domain, it is likely that this slowly moving ions are reducing the required electric potential necessary for a follow up discharge, what would support the explanation presented by Harder et al. [4]. The impact on the electric field for the initial distribution c_0 is significant by comparing figure 4 and figure 5. The electric field doubles its amplitude locally. The simulations of $c_0 = 0{,}01; 1\ [\mathrm{mol/m^3}]$ does not offer this clear impact on the electric field although the increase in concentration for the high mobility case does show an impact on the electric field strength. Accordingly the simulation data are only shown in the presentation due to the limitation in the number of pages. However the increase in concentration as a consequence of the higher mobility leads to an impact of ionic species on the local electric field way above the impact that might be considered by using approximation methods that do not exactly resolve the local geometry of the rolling contact.

Conclusions and Outlook

The shown contribution is a first attempt to investigate ionic species in EHL contacts of radially loaded rolling bearings. The theoretical framework to investigate this complex problem was presented in detail. The offered numerical solution does demonstrate a way to calculate this multiphysical problem of four different domains in reasonable time. The approach is not only applicable to ionic charge carriers imposed by discharge, like in the presented case, but also to permanent ionic species for example in additives. It could be shown that the impact of ions on the electric field in the aftermath of a discharge event is present, depending on the electric mobility and the initial concentration of ions in the contact zone. It has been shown that the residence time of the ions is strongly dependant on the mobility and exceeds the signal frequency of the external AC potential significantly which supports the assumption by Harder et al. [4] that a single discharge event impacts following ones, resulting in consecutive discharge streaks. However, the results presented must be put into perspective against the background of several simplifications. The first simplification is the pure radial load applied in the calculation. Furthermore, most material models were fed with literature values simply because no specific values were available for the base oil used during the experiments. About experimental research, it would therefore be desirable to be able to describe the electrical properties more precisely, especially in the case of damaging electrical phenomena.

Literature

[1] T. Schirra, G. Martin, S. Puchtler and E. Kirchner, "Electric impedance of rolling bearings. Consideration of unloaded rolling elements", *Tribology International.* vol. 158, 2021. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.106927

[2] T. Plazenet, T. Boileau, C. Caironi and B. Nahid-Mobarakeh, "A Comprehensive Study on Shaft Voltages and Bearing Currents in Rotating Machines", *IEEE Transactions on Industry Applications*. vol. 54(4), pp. 3749 – 3759, 2018. DOI: 10.1109/TIA2018.2818663

[3] F. Lin, K. T. Chau, C. C. Chan, and C. Liu, "Fault diagnosis of power components in electric vehicles", *Journal of Asian Electric Vehicles*, vol. 11(2), pp. 1659–1666, 2013. DOI:10.4130/jaev.11.1659

[4] A. Harder, L. Piske, M. Neu and E. Kirchner, "Initiierungs- und Abklingeffekte von elektrischen Schädigungsmechanismen im Wälzlager", In: *VDI Berichte,* vol. 2378, pp.65-74, 14. Fachtagung VDI Gleit- und Wälzlagerungen, 03.-04.05.2021, Düsseldorf. ISBN: 987-3-18-09237-8

[5] T. Almqvist and R. Larsson, "The Navier-Stokes approach for thermal EHL line contact solutions" *Tribology International*, vol. 35(3), pp. 163-170, 2002. DOI: 10.1016/S0301-679X(01)00112-8

[6] M. Hartinger, M. Dumont, S. Ioannides, D. Gosman and H. Spikes, "CFD Modelling of a Thermal and Shear-Thinning Elastohydrodynamic Line Contact", *ASME Journal of Tribology*, vol.130(4), pp.307-323, 2008. DOI: 10.1115/1.2958077

[7] A. Hajishafiee, A. Kadiric, S. Ioannides and D. Dini, "A coupled finite-volume CFD solver for two-dimensional elasto-hydrodynamic lubrication problems with particular application to rolling element bearings", *Tribology International, vol. 109*, pp. 258-273, 2017. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.12.046

[8] Y.A. Fakhreddine and P. Zoller, "The Equation of State of a Polydimethylsiloxane Fluid", *Journal of Applied Polymer Science*, vol. 41, pp. 1087-1093, 1990. DOI: 10.1002/app.1990.070410518

[9] S. Bair and C. McCabe, *High Pressure rheology for Quantitative Elastohydrodynamics*. Amsterdam: Elsevier, 2007. ISBN: 9780444522436

[10] A.K. Doolittle, "Studies in Newtonian Flow. I. The Dependence of the Viscosity of Liquids on Temperature", *Journal of Applied Physics*, vol. 22, pp. 1031-1035, 1951. DOI: 10.1063/1.1700096

[11] A.K. Doolittle, "Studies in Newtonian Flow. II. The Dependence of the Viscosity of Liquids on Free-Space", *Journal of Applied Physics*, vol. 22, pp. 1471-1475, 1951. DOI: 10.1063/1.1699894

[12] B.J. Kirby, *Micro- and Nanoscale Fluid Mechanics. Transport in Microfluidic Devices*, Cambridge: Cambridge University Press. 2010. ISBN: 978-0521119030

[13] V.L. Popov, *Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Application*, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2010. ISBN: 978-3-642-10803-7

[14] A. Furtmann, *Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang*, Hannover: Gottfried Wilhelm-Leibnitz-Universität Hannover. 2017. DOI: 10.15488/8972

[15] A. Muetze, *Bearing Currents in Inverter-Fed AC-Motors* Darmstadt: Technische Universität Darmstadt Darmstadt. 2003. ISBN: 978-3832225285

[16] A. Küchler, *High Voltage Engineering. Fundamentals – Technology – Applications* Wiesbaden: Springer Vieweg. 2018. ISBN: 978-3-642-11992-7

Authors

Marcel Neu, M. Sc., André Harder, M.Sc., Steffen Puchtler, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner
Fachgebiet pmd TU Darmstadt, Otto-Berndt-Str. 2, 64287 Darmstadt

R. Fehrenbacher; A. Jörger; K. Bause; S. Ott, A. Albers

Topografieänderungen während der Vorkonditionierung: Eine Analyse des Zusammenhangs der Oberflächenbeschaffenheit und deren Kenngrößen von trockenlaufenden Reibpaarungen

Zusammenfassung:

Die Beurteilung des Fortschrittes eines Vorkonditionierungsvorganges wird bei der Industrie vorwiegend auf Grundlage der Reibungszahlverläufe über die Anzahl der durchgeführten Schaltungen ausgesprochen. Auf jener Basis getätigte Bewertungen werden in diesen Forschungsarbeiten um eine Begutachtung der Oberflächenbeschaffenheit erweitert. Hierzu werden verschiedene Reibpaarungen einer hohen Anzahl an Bremsschaltungen unter divergenten Beanspruchungskollektiven unterzogen und dabei zyklenweise detaillierte 3-D-Aufnahmen der Oberflächentopografie an mehreren Stellen der Reibflächen vorgenommen. Die daraus gewonnenen Informationen bilden unter anderem die Basis, um gängige Profilparameter aus den Oberflächendaten abzuleiten und deren Korrelation zu der Reibungszahl sowie deren Verlauf zu beurteilen. Des Weiteren wird das Fundament zum Aufbau völlig neuer Beurteilungskriterien einer erfolgreichen Vorkonditionierung aufgezeigt und somit Möglichkeiten zur Beschleunigung des Verfahrens erbracht.

Abstract:

The assessment of the progress of a preconditioning process is mainly made in the industry based on the friction coefficient curves over the number of cycles completed. Assessments made on that basis are extended in this research work to include an assessment of the surface condition. For this purpose, various friction pairings are subjected to a high number of braking operations under divergent stress collectives, and detailed 3-D images of the surface topography are taken at several points on the friction surfaces on a cycle-by-cycle basis. Among other things, the information obtained from this work forms the basis for deriving typical profile parameters from the surface data and assessing their correlation to the coefficient of friction and its progression. Furthermore, the foundation for the construction of entirely new evaluation criteria of successful preconditioning is shown, and thus possibilities for the acceleration of the process are provided.

Einleitung:

Der Bedarf an kompakten Kupplungs- und Bremssystemen steigt. Diese Systeme sorgen beispielsweise bei Werkzeugmaschinen, Fertigungsstraßen, im Bergbau und vor allem im Bereich der Personenbeförderung für Sicherheit und Zuverlässigkeit. Auch in Ressorts wie der Energiewandlung durch Windkraft, der Abwassertechnik oder in der Medizintechnik gewinnen Kupplungs- und Bremssysteme zunehmend an Bedeutung.
Ein wichtiger Aspekt dieser Systeme ist neben der Zuverlässigkeit ein über die Betriebsdauer gleichbleibendes Reibverhalten. Vor allem fabrikneue Reibpaarungen sind durch Fertigungstoleranzen, Lagerung sowie Transport und die Umgebungskonstruktion toleranzbehaftet was Vorkonditionierungsprozesse aus funktionaler Sicht eigentlich unabdingbar macht. Die Bewertung solcher Prozesse wird im Allgemeinen jedoch nur undurchsichtig durch Beurteilungen anhand von Reibungszahlverläufen über verschiedene Formen des Energieeintrages in die Reibpaarung angegeben. Diese Energieeinträge können durch mehrere hintereinandergeschaltete Bremszyklen oder Dauerschlupf erfolgen. Eine Standardisierung existiert weder bei Art sowie Höhe des Energieeintrags noch bei der Beurteilung der erfolgreich beendeten Vorkonditionierung.
Bei Letzterem hat sich dennoch die Bewertung des Verlaufs der Reibungszahl sowie dessen Annäherung an einen konstanten Wert über die Schaltungsanzahl etabliert. Dies jedoch ohne Beleuchtung der dahintersteckenden Mechanismen. Diese Forschungsarbeiten zielen darauf ab, einen ersten Schritt zur Untersuchung der auf den Reiboberflächen stattfindenden Vorgänge während der Vorkonditionierung zu begehen. Es werden dabei die Zusammenhänge der Verläufe von Reibungszahl, Topologie-Änderungen und den daraus berechneten Werten von Oberflächenparametern gezogen, indem die Reibflächen mehrere Systemvarianten unter unterschiedlichen Belastungskollektiven während eines typischen Einlaufvorganges analysiert werden.

Hilfsmittel und Methodik:

Zur Vorkonditionierung wird während dieser Forschungsarbeiten eine speziell hierfür konstruierte Untersuchungsumgebung an einem Prüfstand des IPEK-Instituts für Produktentwicklung verwendet (Abbildung 1). Neben einem steifen Strukturaufbau werden zur Minimierung von Messfehlern sämtliche Sensoren in Nähe des Friktionskontaktes positioniert. Der Energieeintrag erfolgt durch präzise steuerbare Elektromotoren, welche durch ein Massenträgheitssimulationsmodell angesteuert werden. Zur Untersuchung der Reibflächen und deren Topografie wird ein Weißlichtinterferometer mit hoher Auflösung verwendet. Die auf dieser Apparatur gewonnenen Daten dienen als Grundlage unterschiedlicher Auswertemethoden und zur Berechnung gängiger Oberflächenprofilparameter. Zudem können anhand der aufgenommenen Details FEM-Simulationen aufgebaut werden, die mit weiteren Materialdaten eine in-situ-Betrachtung des Reibkontaktes ermöglichen, um somit Traganteile und deren Änderungen während der Vorkonditionierung zu beobachten. Abbildung 2**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zeigt das Modell zur in-situ Kontaktanalyse. Die Reib- und Gegenreibscheibe sind dabei auf Basis der mit dem Weißlichtinterferometer gemessenen Oberflächenprofile digitalisiert und vernetzt worden. Diese Messdaten und Modelle werden dem am Prüfstand gemessenen Reibungszahlverlauf gegenübergestellt, um mögliche Kausalitäten abzuleiten.

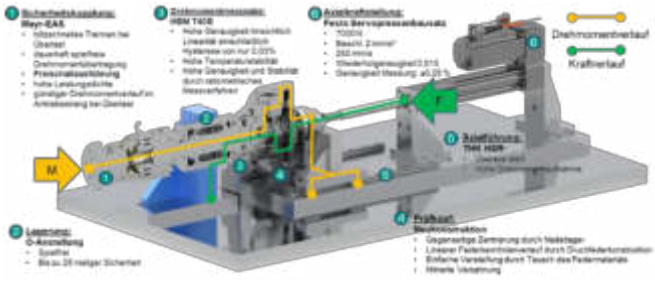


Abbildung 1 Untersuchungsumgebung zur Vorkonditionierung der Proben

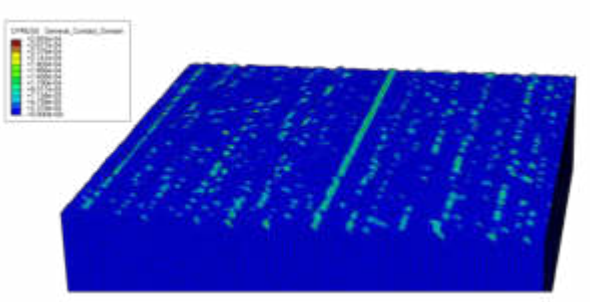


Abbildung 2 Kontaktdruckverteilung der Gegenreibscheibe

Aufgrund der großen Datenmenge und der angestrebten Korrelation zwischen den Reibungszahlen, der Oberfläche sowie der korrespondierenden Kennwerte wurde von den Autoren eine Methode zur Visualisierung der Messergebnisse erarbeitet. (Abbildung 3) Um eine niederschwellige Anwendbarkeit zu ermöglichen, wurde diese in einem Softwaretool mit einer hinterlegten Datenbank zur Speicherung der Oberflächendaten und den daraus abgeleiteten Profilparameter operationalisiert. Neben der Möglichkeit zur Animation der 3-D-Oberflächendaten verschiedener Messpunkte und einer darauf aufbauenden chronologischen Abfolge der Oberflächenstrukturen steht die Begutachtung der Oberflächenkennwerte und deren Relationen zu den Minimal- und Maximalwerten im Vordergrund. Das Softwaretool verfügt weiter über eine Eingabemaske, welches in der Lage ist, dem Bediener mit geringem Aufwand gewünschte Aufnahmen unter

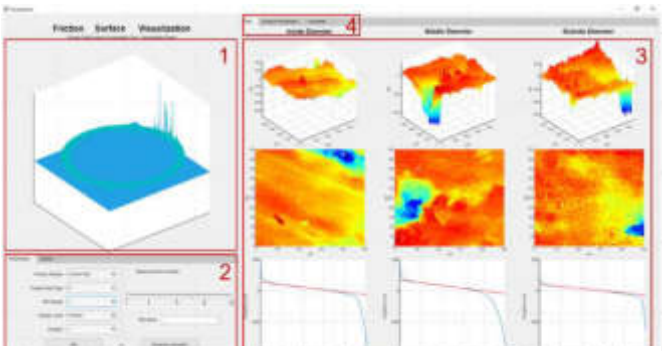


Abbildung 3 Topografiedarstellung dreier Messflächen eines Belages (1: Gesamtdarstellung des Belages, 2: Auswahlbereich der Messung, 3: Anzeige der Oberflächen (Innen, Mitte, Außen), 4: Ansichtswechsel über Registerkarten (Oberfläche, Oberflächenkennwerte, Animation)

Berücksichtigung der Position und des Fortschritts des Vorkonditionierungsprozesses anzuzeigen. Gleichzeitig ist dieses Werkzeug in der Lage, relevante Oberflächenkennwerte über Messwolken zu berechnen und Abottkurven (Materialanteilskurven) der gemessenen Bereiche aufzuzeigen.

Die Untersuchungsmethodik teilt sich in mehrere Teilgebiete. Zunächst erfolgt die tatsächliche Vorkonditionierung durch Bremsschaltungen am Prüfstand. Die Anzahl an Schaltungen und somit die Spannen der Untersuchungsintervalle sind während des Versuchsverlaufs des gesamten Vorkonditionierungsprozesses individuell gestaltet. Neuralgische Phasen wie zu Beginn des Prozesses werden in kurzen Messabständen untersucht. Im Gegensatz dazu, so die Erfahrung, werden nach mehreren Hunderten absolvierten Zyklen keine größeren Änderungen erwartet und die Anzahl an aufeinanderfolgenden Bremsungen zwischen den Oberflächenaufnahmen erhöht. Die Untersuchungen erfolgten an mehreren Systemen bei gleicher Eingangsparameterkombination, um eine höhere Brauchbarkeit der Ergebnisse zu erreichen. Nach jedem Versuchsintervall folgen hochauflösende Messungen mit Punktabständen von 2 µm am Weißlichtinterferometer. Bei diesen Untersuchungen werden unterschiedliche Positionen der Oberflächen des Belages und der Gegenreibscheibe aufgenommen. Die Lokalisierung der Messflächen erfolgte hinsichtlich erwartbarer inhomogener Belastungszustände über die komplette Reibbelagsbreite [1]. Die Punkte sind dabei so gewählt, dass die Radien der Messfelder des Belages mit denen der Gegenreibscheibe exakt übereinstimmen. Untersucht wurden unterschiedliche Reibmaterialien mit identischen Abmessungen, die sich vor allem in Bezug auf ihre Steifigkeiten unterscheiden.

Die initialen Belastungsparameter (Energieeintrag, Drehzahl, Flächenpressung) wurden durch Versuche bei ähnlichen Forschungsvorhaben mit entsprechenden Reibmaterialien und darauffolgenden Ergebnisauswertungen von Vorversuchen zu Beginn der Arbeiten definiert. Zudem flossen Erfahrungen und gängige Werte der Industrie mit ein.

Ergebnisse:

Zur Ergebnisdarstellung kann ebenfalls oben erwähntes Softwaretool herangezogen werden. Dabei können Matrizen aufgebaut werden die Oberflächenkennwerte derartig anordnen, sodass ein direkter Vergleich zwischen unterschiedlichen Belägen und Belastungskollektiven mit Diagrammen ermöglicht wird. (Abbildung 4 – Abbildung 6

Die Untersuchungsergebnisse der Oberflächenparameter legen nahe, dass im Allgemeinen während des Vorkonditionierungsprozesses eine Einglättung stattfindet. Hierfür sprechen vor allem die Werte des arithmetischen (exemplarisch in Abbildung 4) oder des quadratischen Mittenrauwertes. Der Verlauf der Reibungszahl steigt im Laufe des Vorkonditionierungsprozesses über alle Leistungsstufen tendenziell an (Abbildung 5). Neben dem arithmetischen Mittenrauwertes (Ra) wurden viele weitere Oberflächenkennwerte auf deren Entwicklung und Wechselwirkung mit denen der Reibungszahlen verglichen. Ein Wert, dessen Geltung für die Bewertung des Einlaufes höher anzusetzen ist, ist die



Abbildung 4 Arithmetische Mittenrauwerte (Ra) bei unterschiedl. Energieeinträgen pro Schaltung (Blau < Grün < Lila)

reduzierte Spitzenhöhe Rpk, (Abbildung 6) sie bietet eine gute Aussagekraft bezüglich der Spitzkämmigkeit eines Profils, was auch Relevanz zur Beurteilung des Traganteils haben kann [2]. Es konnte festgestellt werden, dass die Verläufe der reduzierten Spitzenhöhe mit denen der Reibungszahl korrelieren. Jedoch sind Unterschiede zwischen den Reihen mit unterschiedlich hohen Energieeinträgen zu sehen. Auffällig sind auch starke Änderungen der Werte mit Erhöhung der Anzahl aufeinanderfolgender Bremszyklen. Hier gibt es Anzeichen für eine Umstrukturierung der Oberfläche mit einhergehender Temperaturerhöhung der Reibflächen [3]. Auch in diesem Punkt sind Korrelationen zwischen einigen Oberflächenkennwerten und der Reibungszahl beobachtbar. Je nach Leistungsstufe sind diese Änderungen mehr oder weniger ausgeprägt. (Abbildung 4 – Abbildung 6) Wobei die Änderungen bei höheren Energieeinträgen weniger auffällig sind. Auch die Belagsart spielt hier eine Rolle, da die Ausprägung der Gradienten bei steiferen Belägen ersichtlicher ist als bei weichen. Allgemein gilt, dass Abhängigkeiten einiger Oberflächenkennwerte zu beobachten sind. So markiert die hier gezeigte Versuchsreihe gegenläufige Entwicklungen des Verlaufs des arithmetische Mittenrauwert zum Reibungszahlverlauf, während die reduzierte Spitzenhöhe mit diesem korreliert.

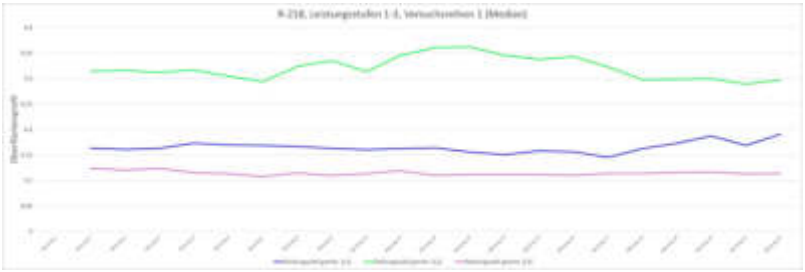


Abbildung 5 Reibungszahlverlauf bei unterschiedl. Energieeinträgen pro Schaltung (Blau < Grün < Lila)

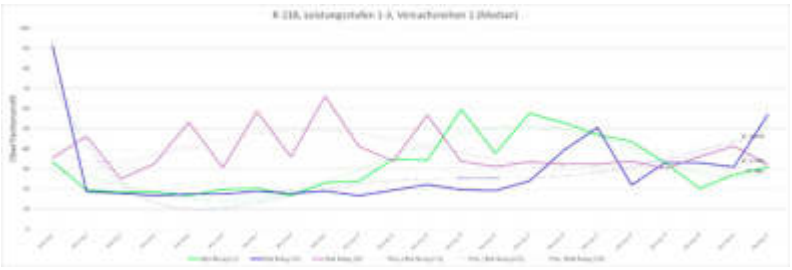


Abbildung 6 Reduzierte Spitzenhöhe Rpk bei unterschiedl. Energieeinträgen pro Schaltung (Blau < Grün < Lila)

Diskussion:

Der innovative Beitrag dieser Forschung liegt vorrangig im Aufbau einer neuen Untersuchungsmethodik zur Bewertung von Vorkonditionierungsprozessen. Die Erweiterung durch neue Beurteilungskriterien für den Erfolg von Vorkonditionierungen um Oberflächenkennwerte zeigt Korrelationen mit dem Reibungszahlverlauf. Hierbei werden erste Erfahrungen zur Beurteilung von Mechanismen auf der Reibfläche, die den Verlauf der Reibungszahlen beeinflussen, aufgezeigt. Zudem bietet die parallele Aufnahme von Oberflächen in 3-D die Möglichkeit zur Validierung der berechneten Oberflächenkennwerte und einen tiefen Einblick in die Struktur von Oberflächentopografien und deren Änderungen.

Quellen:

[1] Albers, A., Ott, S., Merkel, P.: Kupplungsmodell zur Beschreibung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag- auf Bauteiluntersuchungen. Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben 607. Karlsruhe 2013

[2] Mahr GmbH. 2015. MarSurf. Oberflächenkenngrößen.

[3] Severin, D., Musiol, F.: Der Reibprozess in trockenlaufenden mechanischen Bremsen und Kupplungen, Artikel. Konstruktion 47. Berlin 1995

Autorenangaben

Rüdiger Fehrenbacher, M.Sc ruediger.fehrenbacher@kit.edu
Arn Jörger, M.Sc. arn.joerger@kit.edu
Katharina Bause, Dipl.-Ing. katharina.bause@kit.edu
Sascha Ott, Dipl.-Ing. sascha.ott@kit.edu
Albert Albers, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. sekretariat@ipek.kit.edu

Thomas Geike, Marc Hieke

Kavitationsdynamik in geschmierten Kontakten – Weiterentwicklung eines Modells mit Blasendynamik

Zusammenfassung:

Kavitation ist ein weit verbreitetes Phänomen in Gleitlagern und anderen geschmierten Kontakten. In geschmierten Kontakten können in Folge der Kavitationsdynamik kurzzeitig Zugspannungen im Schmierfilm auftreten. Diese Zugspannungen, bisher kaum hinsichtlich Dauer und Größenordnung bestimmt, werden mit einem Simulationsmodell aus Reynolds-Gleichung und Rayleigh-Plesset-Gleichung für die Abziehbewegung von Kreisplatte und Kugelkappe untersucht. Dabei wird, im Gegensatz zu früheren Modellen des Autors, die „dilatational viscosity" in der Blasendynamik berücksichtigt. Die Zugspannungen sind praktisch relevant bei der Berechnung der Öffnungszeiten von Ventilen (Ölkleben). Es lässt sich zudem vermuten, dass die im Simulationsmodell auftretenden kurzzeitigen Zugspannungen auch in anderen Fällen auftreten und Einfluss auf Materialermüdung und Verschleiß der beteiligten Bauteile haben und damit praktisch relevant sind.

Abstract:

Cavitation is a widespread phenomenon in journal bearings and other lubricated contacts. In lubricated contacts, tensile stresses can occur in the lubricant as a result of cavitation dynamics. These tensile stresses, hardly known with respect to duration and magnitude, are investigated with a simulation model consisting of Reynolds equation and Rayleigh-Plesset equation for the negative squeeze motion of circular plate and spherical cap. The tensile stresses are practically relevant in calculating the opening times of valves (oil stiction). It may assumed that the short-time tensile stresses occurring in the simulation model also occur in other cases and have an influence on material fatigue and wear of the components involved and are thus practically relevant.

Einführung

Kavitation ist ein typisches Phänomen in Strömungsmaschinen, Gleitlagern und in anderen geschmierten Kontakten. Dabei treten Zustände auf, in denen die strömende Flüssigkeit bzw. das Schmiermittel zeitweise diskontinuierlich werden. Es entsteht und vergeht ein Nebeneinander von Flüssigkeit und Hohlräumen [1-3].

Bei der Berechnung der Tragfähigkeit von Gleitlagern ist Kavitation ein entscheidendes Phänomen. Entsprechend umfangreich ist die dazu vorhandene Literatur. In bestimmten Situationen können in Folge der Kavitationsdynamik kurzzeitig Zugspannungen im Schmierfilm auftreten. Diese Zugspannungen sind bisher kaum hinsichtlich Dauer und Größenordnung untersucht. Für die meisten Lagerberechnungen sind die kurzzeitig vorhandenen Zugspannungen nicht relevant; insofern wird mit „Druck gleich Null" gerechnet, wann immer kein positiver Druck vorliegt. Bei Haftproblemen in geschmierten Kontakten (Ölkleben, Oil Stiction) werden die Zugspannungen im Schmierfilm beim Trennen zweier Oberflächen notwendigerweise berücksichtigt [4-7]. Es lässt sich vermuten, dass die kurzzeitigen Zugspannungen auch in anderen geschmierten Kontakten Einfluss auf Materialermüdung und Verschleiß der beteiligten Bauteile haben und damit über das Ölkleben hinaus praktisch relevant sind.

Für eine Abbildung der Kavitationsdynamik mit Zugspannungen in einem Simulationsmodell muss neben der Reynolds-Gleichung eine Gleichung für die Blasendynamik herangezogen werden. Ein erstes Modell, das Reynolds-Gleichung und eine einfache Gleichung für die Blasendynamik zur Simulation von Kavitation in geschmierten Kontakten verbindet, wurde von Someya vorgestellt [8].

Ausführlich wurde die zeitliche Dynamik des Blasenwachstums und die Drücke und Kräfte beim Abziehexperiment von Geike und Popov [9] untersucht. Im Modell von Geike und Popov und den zugehörigen Simulationsrechnungen für das Abziehexperiment der Kreisplatte blieben im Wesentlichen drei Fragen offen [10].

1. Wie kann die numerische Stabilität auch für die Kugelkappe (endlicher Krümmungsradius) erreicht werden?
2. Wie groß ist die charakteristische Zeit für den Abfall der Zugspannungen im Abziehexperiment?
3. Welche experimentellen Daten stehen für eine Modellvalidierung bzw. eine Parameteridentifikation zur Verfügung?

Anknüpfend an die früheren Arbeiten des Autors (Geike) wird ein Modell aus Reynolds-Gleichung und Rayleigh-Plesset-Gleichung weiter untersucht. Dabei steht die Abziehbewegung für eine Kreisplatte und eine Kugelkappe im Vordergrund. Es wird gezeigt, dass das Hinzufügen eines weiteren Terms (Dilatationsviskosität bzw. in den englischen Veröffentlichungen als dilatational viscosity bezeichnet) einen großen Einfluss auf die Dynamik des Blasenwachstums und die charakteristische Zeit des Abfalls der Zugspannungen hat. Zudem wird gezeigt, dass mit der modifizierten Rayleigh-Plesset-Gleichung für beide Fälle – die Kreisplatte und die Kugelkappe – numerisch stabile Simulationsmodelle folgen. Die Untersuchung der Kugelkappe ist nur der erste Schritt auf dem Weg zum eigentlichen Ziel – Simulation von Mischreibungszuständen zwischen Kontaktpartnern mit rauen Oberflächen unter Berücksichtigung der Kavitationsdynamik.

Numerische Simulation des Abziehexperiments

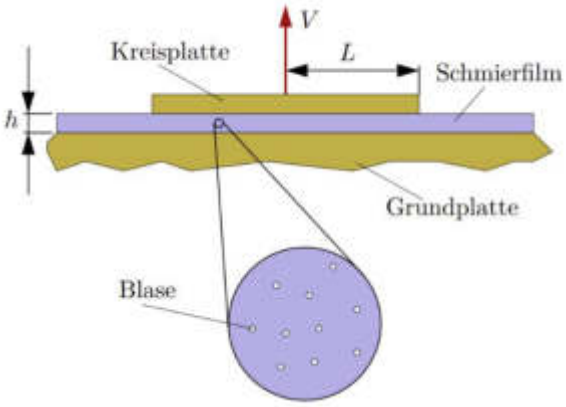


Bild 1: Abziehexperiment für die Kreisplatte

Ein Simulationsmodell für die Abziehbewegung (Bild 1), das das Auftreten von Zugspannungen abbildet, muss die Blasendynamik berücksichtigen. Ausgehend von der Rayleigh-Plesset-Gleichung [17, 18] für den Blasenradius und der Reynoldsgleichung für kompressible Fluide können partielle Differentialgleichungen für Dichte und Druck hergeleitet werden. Die räumliche Diskretisierung der partiellen Differentialgleichungen mit der DQ-Methode [19] führt auf ein System aus Differential- und algebraischen Gleichungen.

Dieser Ansatz für das Kavitationsproblem in Schmierfilmen im Abziehexperiment wurde in [9, 20] erstmalig dargestellt und z. B. später von Husen et al. [21] in Kombination mit einem Finite Elemente Modell benutzt. Das Simulationsmodell von Geike und Popov war im Ansatz durch die Arbeiten von Sauer zur Kavitation in Strömungsmaschinen [22] inspiriert. Die Arbeit von Someya [8] war den Autoren zu diesem Zeitpunkt nicht bekannt. Praktisch zeitgleich haben Gehannin et al. [23] ein ähnliches Modell für die Simulation von Quetschfilmdämpfern (Squeeze film dampers) entwickelt und mit den experimentellen Ergebnissen von Adiletta und Pietra [24] verglichen. Ähnliche Modelle für die Berechnung von Gleitlagern sind in der Folge bei Snyder et al. [25] und Braun et

al. [26] zu finden. Für Gleitlager gibt es zudem von Jaramillo et al. [27] mathematische Untersuchungen zur numerischen Stabilität, die einen Hinweis auf die Relevanz der Dilatationsviskosität geben.

Ergebnisse für die Kreis- und Kugelplatte

Die Simulationsergebnisse werden im Vortrag und in einer folgenden Veröffentlichung im Detail dargestellt. Wie numerische Experimente zeigen, liefert ein auf der ursprünglichen Rayleigh-Plesset-Gleichung basierendes Simulationsmodell extrem kurze Zeiten für den Druckabfall und numerische Stabilitätsprobleme für die Kugelkappe [9, 10]. Es zeigt sich, dass das Hinzufügen eines zusätzlichen Terms beide Probleme löst.

Fazit

Ein Modell zur Berechnung der Kavitationsdynamik und den damit einhergehenden Zugspannungen in geschmierten Kontakten wurde weiterentwickelt. Ziel war die Klärung offener Fragen zur Zeitskala, auf der der Abfall der Zugspannungen im Abziehexperiment erfolgt, und zur numerischen Stabilität bei der Kugelkappe. Es zeigte sich, dass die Erweiterung der Rayleigh-Plesset-Gleichung um einen Summanden sowohl die charakteristische Zeit als auch die numerische Stabilität beeinflusst. Die charakteristische Zeit für den Abfall der Zugspannungen ist im erweiterten Modell deutlich größerer als im früheren Modell und passt besser zu experimentellen Erfahrungen, z. B. aus dem Kontext des Ölklebens. Die numerischen Stabilitätsproblem für die Kugelkappe sind gelöst.
Aus heutiger Sicht sind zwei Hauptrichtungen der weiteren Forschung am dringendsten.

1. Simulation des elasto-hydrodynamischen Problems zwischen rauen Oberflächen unter Berücksichtigung der Kavitationsdynamik – entweder über das beschriebene Modell oder über den Zwischenschritt einer kinetischen Gleichung für die Abzugskraft je Kugelkappe [28]. Für die Simulation des elastischen Teils kann die Randelementemethode [29] oder die Methode der Dimensionsreduktion [30, 31] genutzt werden.
2. Effekt der kurzzeitigen Zugspannungen in Schmierfilmen auf die Materialermüdung und den Verschleiß: Die beschriebenen Effekte von kurzzeitig auftretenden Zugspannungen sind mindestens beim Ölkleben praktisch relevant. In welchem Maße die Zugspannungen zur Materialermüdung und zu Verschleiß beitragen, ist experimentell zu klären.

Quellen

[1] Prandtl L.: Strömungslehre, Friedr. Vieweg & Sohn, 1957
[2] Szeri A Z.: Fluid Film Lubrication, Cambridge University Press, 2005
[3] Dowson D, Taylor C M.: Cavitation in Bearings, Annual Review of Fluid Mechanics, 1979, 11, S. 35-66
[4] Resch M, Scheidl R.: A model for fluid stiction of quickly separating circular plates, Proc. IMechE C J. Mech. Eng. Sci., 2014, 228, 1540–1556
[5] Scheidl R, Gradl C.: An approximate computational method for the fluid stiction problem of two separating parallel plates with cavitation. J. Fluids Eng., 2016, 138:061301
[6] Yoshizumi F, Kondoh Y, Moroi T, Tamano S, Morinishi Y.: Model study on the oil stiction of a discharge reed valve in compressors. ASME J. Tribol., 2018, 140:021103
[7] Roemer D, Johansen P, Pedersen H, Andersen T.: Fluid stiction modeling for quickly separating plates considering the liquid tensile strength. J. Fluids Eng., 2015, 13:061205
[8] Someya T.: Negative pressure in the oil-film of journal bearing, Rotrib 03 National Tribology Conference, University of Galati, Galati, 2003, S. 215-220
[9] Geike T, Popov V L.: A bubble dynamics based approach to the simulation of cavitation in lubricated contacts, ASME J. Tribol., 2009, 131(1), 011704
[10] Geike T.: Review on the bubble dynamics based cavitation dynamics for the negative squeeze motion in lubricated contacts, Front. Mech. Eng., 2020, 6, 33

[11] Hays D F, Feiten J B.: Cavities between moving parallel plates, in: Davies, R. (Ed.), Cavitation in Real Liquids, Elsevier, New York, 1964, S. 122-127
[12] Parkins D W, May-Miller R.: Cavitation in an oscillatory oil squeeze film, ASME J. Tribol., 1984, 106, S. 360-367
[13] Chen X, Sun M, Wang W, Sun D C, Zhang Z, Wang X.: Experimental investigation of time dependent cavitation in an oscillatory squeeze film, Sci. China Ser. G, 2004, 47, S. 107-112
[14] Wang W, Zhang Z, Chen X, Sun M, Sun D C.: Investigation of cavitation phenomenon in an oscillatory oil squeeze film in World Tribology Congress III (Washington, DC: WTC), 2005, 64167
[15] Sun M, Zhang Z, Chen X, Wang W, Meng K, Sun D C.: Experimental study of cavitation in an oscillatory oil squeeze film. Tribol. Trans., 2008, 51, 341–350
[16] Optasanu V, Bonneau D.: Finite element mass-conserving cavitation algorithm in pure squeeze motion - validation/application to a connecting-rod small end bearing, ASME J. Tribol., 2000, 122, S. 162-169
[17] Plesset M S, Prosperetti A.: Bubble dynamics and cavitation, Annu. Rev. Fluid Mech., 1977, 9, S. 145-185
[18] Feng Z C, Leal L G.: Nonlinear bubble dynamics, Annu. Rev. Fluid Mech., 1997, 29, S. 201-243
[19] Shu C.: Differential Quadrature and Its Applications in Engineering, Springer, Berlin, 2000
[20] Geike T, Popov V L.: Cavitation within the framework of reduced description of mixed lubrication, Tribology International, 2009, 42, S. 93-98
[21] Husen L V, Müller S, Reinartz B, Knoll G.: Berechnung von Kavitationsvorgängen in hydrodynamischen Gleitlagern auf der Basis eines blasendynamischen Modells. Tribologie und Schmierungstechnik, 2016, 63, 25–31
[22] Sauer J.: Instationär kavitierende Strömungen - ein neues Modell basierend auf Front Capturing und Blasendynamik, PhD Thesis, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, Germany, 2000
[23] Gehannin J, Arghir M, Bonneau O.: Evaluation of Rayleigh-Plesset equation based cavitation models for squeeze film dampers, ASME J. Tribol., 2009, 131, 024501
[24] Adiletta G, Pietra L D.: Experimental study of a squeeze film damper with eccentric circular orbits. ASME J. Tribol., 2006, 128, 365–377
[25] Snyder T, Braun M, Pierson K.: On Rayleigh-Plesset based cavitation modeling of fluid film bearings using the Reynolds equation. J. Phys. Conf. Ser., 2015, 656:12072
[26] Braun M, Pierson K, Snyder T.: Two-way coupled reynolds, Rayleigh-Plesset-Scriven and energy equations for fully transient cavitation and heat transfer modeling. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., 2017, 174:012030
[27] Jaramillo A, Bayada G, Ciuperca I, Jaib M.: On the well-posedness of Reynolds-Rayleigh-Plesset coupling, 2018, arXiv [Pre-print]. arXiv:1805.07219v1 [math-ph].
[28] Geike T, Popov V L.: Reduced description of mixed lubrication, Tribology International, 2008, 41, 6, S. 542-548
[29] Pohrt R, Li Q.: Complete boundary element formulation for normal and tangential contact problems. Phys. Mesomech., 2014, 17, 334–340
[30] Geike T, Popov V L.: Dimensional reduction for fast simulations of contact problems, In Computer Methods and Experimental Measurements for Surface Effects and Contact Mechanics VIII, WIT Press, 2007, S. 217-226
[31] Popov V L, Heß M.: Methode der Dimensionsreduktion in Kontaktmechanik und Reibung, Springer Vieweg, 2013

Ein ausführlicher Beitrag ist bei der Zeitschrift Tribologie und Schmierungstechnik zur Veröffentlichung eingereicht.

Prof. Dr.-Ing. Thomas Geike, Beuth Hochschule für Technik Berlin, Fachbereich VIII, Luxemburger Str. 10, 13353 Berlin, Email: thomas.geike@bht-berlin.de

Marc Hieke, Strausberg, derzeit Student der Mathematik an der Humboldt Universität Berlin

Stefanie Haupt, Matthias Kröger, Jörn Krüger

Einfluss der Polymerfunktionalisierung auf Adhäsion, Reibung und Formverschmutzung

Zusammenfassung:

Acht verschiedene Elastomermischungen mit differierender Polymerzusammensetzung wurden am Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung auf ihre Entformungscharakteristik und die Formverschmutzung untersucht. Es wurden jeweils zehn Entformungen je Modellmischung durchgeführt und die Verschmutzung der Vulkanisationsform wurde nach jeder Testserie festgehalten. Die Zusammensetzung der Polymere scheint bei den verwendeten Mischungen keinen starken Einfluss auf die Entformungskräfte zu haben. Jedoch beeinflussen einige Mischungsbestandteile die Reibcharakteristik bei der Vulkanisatentformung. Das frühzeitige Einsetzen von Vernetzungsreaktionen scheint die Formverschmutzung zu initiieren. Zwischen der inneren Reibung des Polymers mit dem Füllstoff und der Streuung der maximalen globalen Entformungskraft könnte ein korrelativer Zusammenhang bestehen.

Abstract:

Eight different elastomer compounds which differ in their polymer compositions were investigated for demolding force and friction as well as their mold fouling. With ten demolding cycles per compound and photo-technical recording of the mold fouling effects, the used polymer composition does not have a strong influence. The components of the compound however, do have an influence on the friction characteristics while removing of the vulcanizate from the mold. It seems that early crosslinking has an initiating influence on mold fouling effects. A correlation between the measurable fluctuations in the maximum demolding force and the internal friction of the polymer with the filler is probable.

Einleitung

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ist ein Forschungsfokus der Automobilindustrie und deren Zulieferern. Durch den Austausch von Werkstoffen kann das Gesamtgewicht des Fahrzeugs reduziert werden. Eine Effizienzsteigerung im Sinne des Kraftstoffverbrauchs kann jedoch auch durch weiterentwickelte und angepasste Antriebslösungen erreicht werden. Rund 10 % des gesamten Kraftstoffverbrauchs entfällt dabei auf die Reifen. Aus diesem Grund sind funktionalisierte Polymere - wie beispielsweise Styrol-Butadien (SBR) - sehr vielversprechend für einen geringeren Energieverbrauch. Allerdings löst die Steigerung der Energieeffizienz einen Zielkonflikt zwischen Nasshaftung, Rollwiderstand sowie Verschleißfestigkeit aus. [1]

Diese Studie untersucht den Einfluss verschiedener unpolarer und ungesättigter Kautschuke auf ihr Entformungsverhalten. Dafür wurden acht Modellmischungen mit differierender Kautschukzusammensetzung, Glasübergangstemperatur (T_g) sowie Polymerfunktionalisierung von der CONTINENTAL AG zur Verfügung gestellt.

Polymerfunktionalisierung

Drei der getesteten Kautschukmischungen enthalten funktionalisierte Polymere. Die verwendeten Lösungs-Styrol-Butadien-Kautschuke, wie auch der verwendete Butadien-Kautschuk enthalten funktionalisierte Gruppen an den Endketten, ob diese ein- oder zweiseitig sind, ist nicht bekannt. Abhängig von den Endgruppen bilden diese Vernetzungspunkte mit dem Silica, dem Ruß oder reagieren chemisch miteinander. Durch die Funktionalisierung wird die Interaktion zwischen dem Füllstoff und dem Polymer verstärkt und eine verbesserte Silica-Dispersion ist messbar. Die geringere Kettenflexibilität und die gestiegene Silica Dispersion optimiert den Zielkonflikt zwischen Rollwiderstand und Nasshaftung. [1, 2]

Vier weitere Mischungen enthalten keine Funktionalisierungen. Diese unterscheiden sich jedoch in der Polymerzusammensetzung und ob Lösungs- oder Emulsions-Styrol-

Butadien zum Einsatz kommen. Zum Vergleich wurde zusätzlich noch eine Mischung mit reinem Naturkautschuk auf sein Entformungsverhalten untersucht. [2]

Experimentelle Untersuchung und Analyse der Messergebnisse

Um eine Vielzahl von Vulkanisatentformungen auf ihre Charakteristik untersuchen zu können, wurde ein selbstentwickelter Kompressions-Molding Prüfstand (**Bild 1**) seit 2017 optimiert und erweitert. Die vorgenommenen Anpassungen ermöglichen einen automatisierten Prüfprozess mit Hilfe eines kollaborierenden Roboters (UR 5).

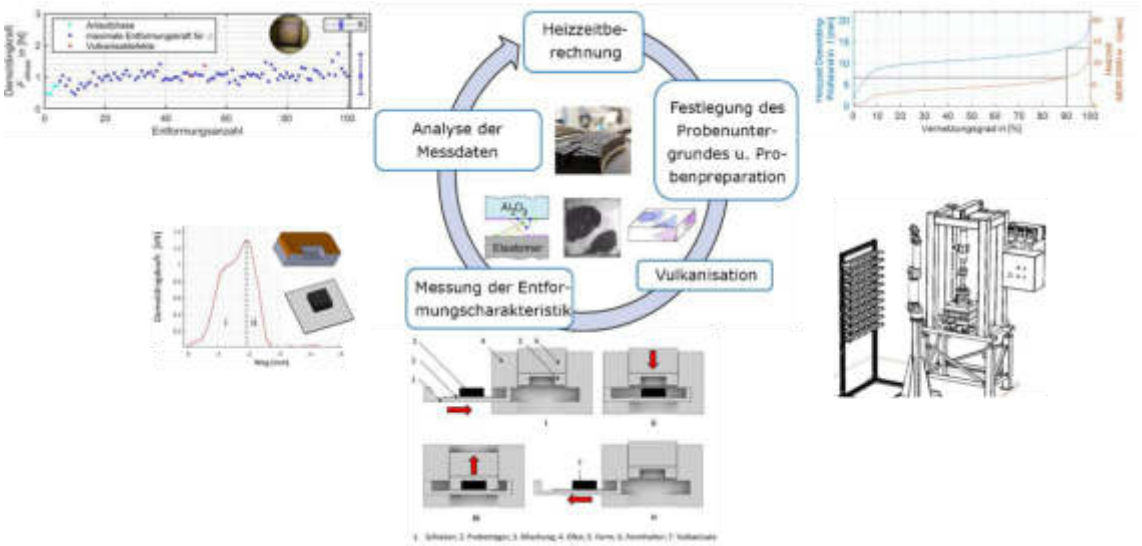


Bild 1: Prüfprozess zur Analyse der Entformungscharakteristik von Vulkanisaten

Die „grünen“ Kautschukproben werden mit einer Volumenstanze vorbereitet und auf Stahlplatten mit Haftvermittler mittels einer Positionierungshilfe aufgebracht. Die verwendete Vulkanisationsform wird vor jeder neuen Testserie mittels einer Läppstrahlkabine und einem speziellen Sandstrahlmedium gereinigt. Die beschichteten Bereiche der Vulkanisationsform werden durch den Aufsatz eines PVC-Covers vor dem abrasiven Abtrag geschützt. Alle Fläche werden im Anschluss mit reinem Ethanol abgewaschen. Die gereinigte Vulkanisationsform kann in den aufgeheizten Prüfstand montiert werden. Die vorbereiteten Proben werden in ein Lager einsortiert, aus welchem der Roboter Platte um Platte die Proben entnimmt. Der montierte Greifer stellt fest, ob sich auf der angefahrenen Lagerposition eine Probenplatte befindet und führt diese dann dem Prüfprozess zu. Dabei wird die Vulkanisationssequenz gestartet, in der eine 160 C° heiße Vulkanisationsform durch einen Hydraulikzylinder nach unten fährt und einen Vulkanisationsdruck von 16 bar aufbaut.

Während der Vulkanisation kühlt sich die verwendete Form um ca. zehn Grad ab. Nach einer mischungsspezifischen Heizzeit und dem Erreichen einer 90-prozentigen Vernetzung im kritischen Punkt des Vulkanisates wird die Entformungssequenz eingeleitet. Dabei werden die entstehenden Kräfte mittels eines DMS-Sensors und der zurückgelegte Weg mit einem Wegsensor aufgezeichnet. Danach tauscht der Roboter die Probenplatte und aktiviert die integrierte Spiegelreflexkamera mit angeschlossenem Boroskop und Hallogen-Lampe, um die Formverschmutzung nach jedem Entformungszyklus aufzunehmen.

Die Vernetzungscharakteristik von sieben der acht Modellmischungen ähneln sich. Jedoch zeigt die Modelmischung mit Emulsions-Styrol-Butadien-Kautschuk (E-SBR) und einem speziellen aromatischen Extrakt (RAE) sehr zeitig Vernetzungsreaktionen. Diese

frühzeitig stattfindenden Vernetzungen könnten die Ursache für die deutlich messbare Seitenwandreibung während des Entformungsprozesses sein (**Bild 2**). Die Vernetzungsreaktionen der reinen Naturkautschukmischung unterscheiden sich signifikant von denen der anderen Mischungen.

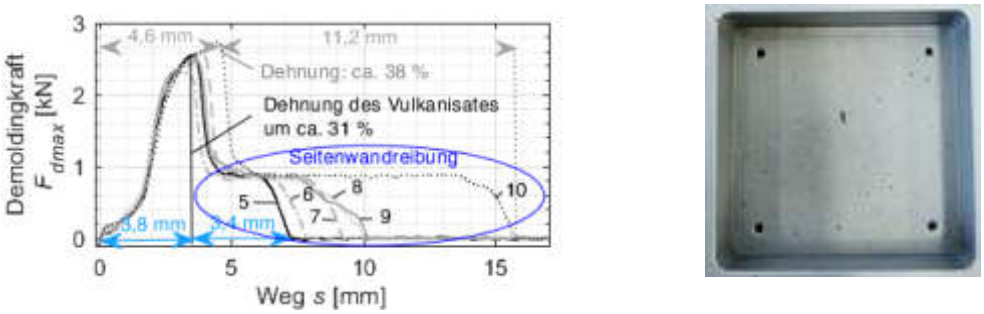


Bild 2: Links: Entformungscharakteristik Probe 5 – 10 der Modellmischung mit E-SBR und RAE, rechts: Vulkanisationsform nach zehn Entformungen

Für die Untersuchungen der Einflüsse wurden jeweils zehn Proben präpariert, vulkanisiert und die aufgenommen Messdaten analysiert. Alle 80 durchgeführten Prüfprozesse verliefen ohne Probleme und die Vulkanisatoberflächen zeigen keinerlei Defekte. Nach den durchgeführten Testserien wurde die Vulkanisationsform auf Verschmutzungen untersucht. Nur die verwendete Vulkanisationsform, welche die Modellmischung mit E-SBR und RAE vulkanisiert hat zeigt Verschmutzungserscheinungen, welche ebenfalls auf die zeitig einsetzende Vernetzung zurückzuführen sein kann.

Um die acht Modelmischungen miteinander zu vergleichen, werden die maximalen globalen Entformungskräfte aus den Messdaten bestimmt und die letzten sechs Messwerte statistisch in einem Error-Plot (Maximum – Mittelwert – Minimum) zusammengefasst (**Bild 3**).

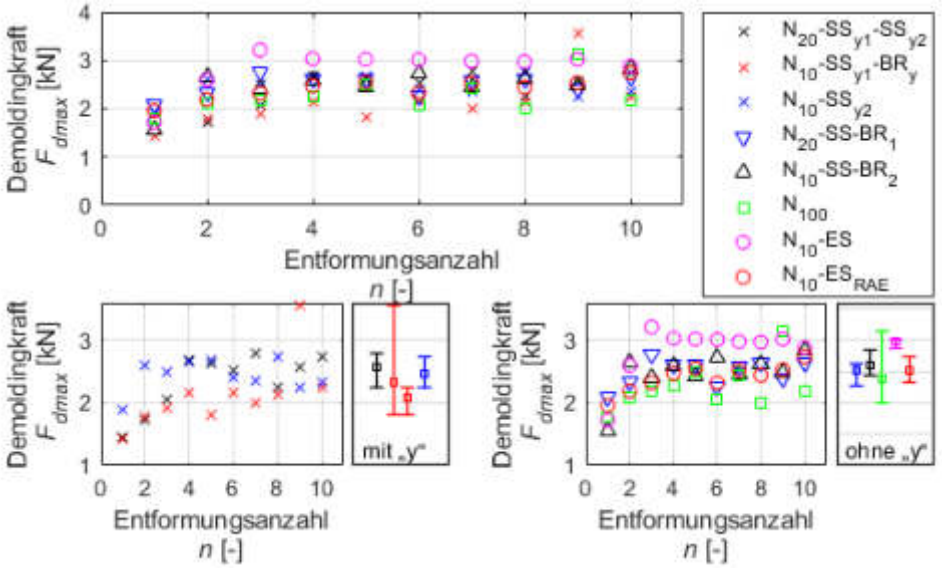


Bild 3: Maximale Entformungskräfte und Error-Plots

Sechs Modellmischungen pegeln sich mit ihrer gemessen Entformungskraft auf ca. 2,5 kN ein. Die Mischung mit funktionalisierten Lösungs-Styrol-Butadien-Kautschuk und funktionalisierten Butadien-Kautschuk (N_{10}-SS_{y1}-BR_y) besitzt im Durchschnitt die geringsten Entformungskräfte, wenn die neunte Messung (3,56 kN) als Ausreißer nicht

in die Auswertung mit einbezogen wird. Die Modelmischung mit Naturkautschuk und E-SBR weist eine sehr geringe Streuung der Messdaten auf und die maximalen Entformungskräfte sind um ca. 20 % höher. Die Ursache könnte in der höheren Verzweigung des E-SBR's liegen. [3]

Die gemessenen Entformungskräfte wurden zusätzlich einer Korrelationsanalyse mit ausgewählten physikalischen Daten unterzogen. Diese Daten wurden von der CONTINENTAL AG zur Verfügung gestellt. Eine signifikante Korrelation ist jedoch nur schwer erkennbar. Die Ergebnisse des komplexen Schermoduls bei 70 °C und einer sehr kleinen Dehnung sehen dennoch sehr vielversprechend aus, um eine Prognose zu auftretenden Streuungsvariationen während der Vulkanisatentformung zu treffen. Dieser Ansatz muss in weiteren Studien überprüft werden.

Literatur

[1] Chigusa Yamada: Rollwiderstand und Nasshaftung ausbalancieren. Beidseitig funktionalisierter S-SBR für Reifen, 2019. https://www.kgk-rubberpoint.de/24146/rollwiderstand-und-nasshaftung-ausbalancieren/, abgerufen am: 22.03.2021.

[2] Matthias Kröger, Jörn Krüger, Stefanie Haupt: Tribologie und Schmierungstechnik. Influence of polymer functionalization on adhesion, friction and mold fouling, 2021.

[3] GDCh: Flüssige Polybutadiene: Spezialisten mit breitem Einsatzgebiet, 2020. https://faszinationchemie.de/makromolekulare-chemie/news/fluessige-polybutadiene-spezialisten-mit-breitem-einsatzgebiet-1/, abgerufen am: 12.04.2021.

Prof. Dr. Matthias Kröger
Technische Universität Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung
Agricolastraße 1, 09599 Freiberg, Deutschland

M.Sc. Stefanie Haupt
Technische Universität Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung
Agricolastraße 1, 09599 Freiberg, Deutschland

Dr. Jörn Krüger
Material & Process Development & Industrialization Tires
Commercial Tire Technology
Continental Reifen Deutschland GmbH
Jädekamp 30, 30419 Hannover, Germany

P. Berlet, D. Hoffmann, K. Pöhlmann, A, Kailer, I. Khader, D. Kürten, R, Luther, J. Rausch, C. Rynio, J. Neuhaus, T. Cornelsen, D. Emde

Tribologische Aspekte zukünftiger Verbrennungsmotoren für Power-to-X

Zusammenfassung

Der Beitrag zeigt anhand von Beispielen, welche Herausforderungen sich bei der Entwicklung neuer tribologisch noch leistungsfähigerer Ventiltriebskomponenten sowie von thermisch und chemisch hoch beständigen Motorölen und Verfahren zu deren Prüfung ergeben und wie sie durch den Einsatz moderner Werkzeuge und Methoden gemeistert werden können.

Abstract

The present article shows the challenges arising within the development process of new, tribological more powerful valve train components as well as thermally and chemically highly resistant engine oils of future internal combustion engines for power-to-X applications and their testing by using various examples. Furthermore, it is explained how these challenges are met by using modern tools and methods.

Einleitung

Auf dem Weg zur Klimaneutralität bis 2050 will die Europäische Union mit dem 2021 vorgestellten Programm „Fit for 55“ bis 2030 die CO_2-Emissionen zunächst um 55% gegenüber 1990 verringern. Mit dem deutlichen Ausbau der regenerativen Energieerzeugung insbesondere aus Sonne und Wind wird die zeitlich und örtlich bedarfsgerechte Verfügbarkeit von elektrischer Energie anspruchsvoller. In den Sektoren Verkehr, Industrie und Landwirtschaft sowie zur flexiblen dezentralen Energieerzeugung sind jedoch weiterhin effiziente und flexible Antriebe notwendig. Hier werden sämtliche Möglichkeiten der Defossilisierung genutzt werden müssen, um innerhalb kurzer Zeit erfolgreich zu sein. Dazu gehört außer der weiteren Elektrifizierung auch die verstärkte Nutzung von sogenannten Power-to-X-Technologien zur Speicherung bzw. anderweitigen Nutzung von Stromüberschüssen in Zeiten eines Überangebotes erneuerbarer Energien. Die Antriebstechnologie der nahen Zukunft muss sich an einem zügig umsetzbaren CO_2-Reduzierungspotential orientieren. Das Energiesystem wird sich gleichzeitig kontinuierlich weiterentwickeln, so dass die Antriebstechnologie der Zukunft darauf abgestimmt sein muss. Nur ein geeigneter Mix an Technologien, angepasst an die jeweilige Anwendung, wird diese Herausforderungen optimal erfüllen können [1].

Auch bei der Nutzung regenerativ erzeugter flüssiger (Power-to-Liquid) oder gasförmiger (Power-to-Gas) Kraftstoffe werden die Effizienz und Robustheit der Motoren Schwerpunkt von Forschung und Entwicklung bleiben. Ein Konsortium von Industriepartnern und dem IWM arbeitet im Projekt GESIR (Gasmotoren mit energieeffizienten Systemtechnologien und integraler Robustheit) an Lösungen zur Steigerung der Belastbarkeit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer der tribologisch höchstbeanspruchten Komponenten in Gasmotoren, um weitere Verbesserungen des Wirkungsgrads zu ermöglichen und die Emissionen zu reduzieren, die in einem Demonstratoraggregat umgesetzt werden sollen. Der vorliegende Beitrag beschreibt erste Ergebnisse der Arbeiten.

Notwendigkeit verbesserter Werkstoffe und Schmierstoffe für zukünftige Gasmotoren

Eine weitere Erhöhung des Wirkungsgrades von Gasmotoren lässt sich einerseits durch Reibungsverringerung erzielen, z.B. mit dem Einsatz angepasster niedrigviskoser Motoröle, die die hydraulischen Verluste im gesamten Ölkreislauf verringern [2]. Andererseits können Verbesserungen auch durch eine effizientere Verbrennung erreicht werden. Damit steigen jedoch die Verbrennungsdrücke und Temperaturen. In beiden Fällen nehmen die tribologischen Beanspruchungen der Motorkomponenten erheblich zu. Insbesondere werden die Belastungen an den Auslassventilen kritisch, die unter den hohen Temperaturen und Drücken des Brennraums funktionieren müssen. Um die bei Gasmotoren häufige Bildung von Ablagerungen im Motor zu vermeiden, müssen Schmierstoffe entwickelt werden, die bei extremer thermischer Belastung nur geringfügig zu Aschebildung neigen. Darüber hinaus ergeben sich durch das Fehlen von Schmiereigenschaften flüssiger Kraftstoffe und deren Verbrennungsprodukte zusätzliche Herausforderungen. Um trotzdem akzeptable Lebensdauern der Motoren und Motorkomponenten zu erreichen, ist es notwendig, den Verschleiß der Motorkomponenten und die Degradation der Schmierstoffe auch bei höheren Belastungen niedrig zu halten. Lösungsansätze hierfür sind insbesondere die Entwicklung thermisch hoch stabiler Schmierstoffe sowie die Erhöhung der Verschleißbeständigkeit im Bereich der Ventilsitzringe, Ventile und Ventilführungen durch verbesserte, tribologisch angepasste Werkstoffe. Um die Betriebsbedingungen im Hinblick auf die Belastungsgrenzen der Motorkomponenten präziser abstimmen zu können, ist darüber hinaus ein besseres Verständnis der tribologischen Vorgänge in diesem Bereich notwendig.

Entwicklung thermisch hochstabiler Schmierstoffe mit abgesenkter Viskosität

Aus den im vorangegangenen Absatz genannten Gründen kommt der Optimierung der thermo-oxidativen Beständigkeit und der Verringerung der Ablagerungsbildung des Motorenschmierstoffes eine besondere Bedeutung zu, da ein reibungs- und verschleißarmer Betrieb ohne wirksame Schmierung nicht möglich ist.

Das Motoröl ist während des Gebrauchs einer Vielzahl von Belastungen, wie hohen Temperaturen, Scherkräften, Eintrag von Blow-By-Gasen und Kraftstoff (Gas) ausgesetzt. In der Folge treten Viskositätserhöhung und die Bildung von flüssigen und festen Reaktionsprodukten auf. Man unterscheidet zwischen

- oxidativer Alterung, d.h. Reaktionen mit Luftsauerstoff, bei der organische, öllösliche, oft kurzkettige und damit relativ starke Säuren entstehen und
- thermischer Alterung, die durch Bildung von hochmolekularen Strukturen zu einem erheblichen Viskositätsanstieg bis hin zu Verharzungen führt (Polymerisation).

In der Praxis treten beide Prozesse gemeinsam auf. Die Oxidation von Ölen kann durch Antioxidantien vermieden oder verringert werden.

Die Polymerisation beginnt mit Oxidationsreaktionen, einem anfangs eher langsamen Prozess, da nur wenige Radikale und genügend Inhibitoren im Öl vorhanden sind. Dieser Mechanismus greift verstärkt an Doppelbindungen an; hier ist also eine direkte Verbindung zwischen Ölalterung und Qualität des Gases gegeben.

Feste Reaktionsprodukte aus thermo-oxidativen Reaktionen oder Verbrennungsruß werden im Öl von Dispergatoren in Schwebe gehalten, um eine Sedimentation bei Motorstillstand zu vermeiden. Zur Vermeidung von Rückstandsbildung von hochmolekularen, organischen, wasserstoffarmen und ölunlöslichen Verbindungen werden Detergentien eingesetzt.

Gegenmaßnahme zur Versauerung des Schmierstoffs ist die „basische Grundeinstellung“ von Motorölen durch sogenannte TBN-Träger (=Total Base Number). Damit wird die Pufferkapazität eines Öls beschrieben. Weiterhin wird den Auswirkungen der Versauerung durch Zugabe von Korrosionsinhibitoren begegnet.

Im Laufe der Ölalterung steigt einerseits die Präsenz von Reaktionszentren, andererseits sinkt die Konzentration der Inhibitoren, so dass die Ölalterung immer schneller vonstattengeht. Bestimmte Oxidationsprodukte wirken zudem autokatalytisch und beschleunigen zusätzlich die Polymerisation. In der Folge kann es zur Schlammbildung kommen, also der Verbindung von Ölbestandteilen bzw. Ölalterungsprodukten mit festen Fremdstoffen, Wasser und Säuren, oft einhergehend mit einer Phasentrennung in dünnflüssige und eingedickte Komponenten.

Die Konzepte für thermisch hoch stabile Schmierstoffe für den Einsatz in gasbetriebenen Motoren umfassen primär folgende Aspekte:

- Optimierung der thermo-oxidativen Beständigkeit und Verringerung der Ablagerungsbildung des Motorenschmierstoffes: Hierfür werden möglichst temperatur- und oxidationsbeständige Grundöle und Additive ausgewählt. Außerdem werden als stabilisierende Komponenten spezielle Hochtemperatur-Alterungsschutz-Additive eingesetzt.
- Um die bei Gasmotoren häufige Bildung von Ablagerungen im Motor zu vermeiden, müssen Komponenten ausgewählt werden, die bei extremer thermischer Belastung nur geringfügig zu Aschebildung neigen; eine aschearme Additivierung ist also anzustreben. Hier bietet sich die von FUCHS entwickelte zinkfreie Additivtechnologie als Ausgangsbasis an.
- Schließlich ist bei einer Erhöhung der Temperatur mit einer verstärkten Stickoxidbildung zu rechnen, die die Lebensdauer des Schmierstoffs deutlich reduzieren kann; die Additivierung muss also auf hohe Stickoxidbelastung der Rohemission angepasst werden.
- Insgesamt dient die Optimierung der thermo-oxidativen Belastbarkeit auch der Beibehaltung bzw. Verlängerung der Ölwechselintervalle.
- Für eine Reduktion des Kraftstoff- (Gas-)Verbrauchs ist es erforderlich, die Reibung an allen Tribokontakten des Motors zu vermindern. Dazu wird untersucht, wie weit die Ölviskosität abgesenkt werden kann, ohne die Verdampfungsneigung des Öls unter den thermisch anspruchsvollen Bedingungen signifikant zu erhöhen. Für den Einsatz besonders reibungsarmer und haltbarer Verschleißschutztechnologie für niedrigviskose Öle verfügt FUCHS bereits über breite Erfahrung.

Zunächst wurden Referenzöle (Benchmarks) definiert, mit denen die neuen Entwicklungsvarianten verglichen werden. Aus den Zielvorgaben für den Gasmotor wurden die konkreten Vorgaben für die Schmierstoffentwicklung abgeleitet:

- Rheologische Eigenschaften
- Verdampfungseigenschaften
- Temperatur- und Oxidationsbeständigkeit
- Gehalt an emissionsrelevanten Elementen (Schwefel, Phosphor, Ascheträger, ggf. differenziert nach Elementen Zn, Ca, Mg, Mo)
- Verträglichkeit mit (neuen) Werkstoffen (z.B. Ventile, -führungen, -sitzringe).

Erhöhung der Verschleißbeständigkeit im Bereich der Ventilsitzringe, Ventile und Ventilführungen durch verbesserte, tribologisch angepasste Werkstoffe

Die für zukünftige Gasmotoren notwendigen höheren Brennraumtemperaturen und -drücke erfordern ein besonderes Augenmerk auf die tribologischen Systeme Ventil/Ventilsitzring und Ventil/Ventilführung. Um die Verschleißeigenschaften dieser Tribosysteme zu verbessern, wurden neue Ventilsitzringe und Ventilführungen mit den Methoden der Pulvermetallurgie entwickelt. Dabei ermöglicht der pulvermetallurgische Fertigungsweg einen sehr modularen Werkstoffaufbau. So ist es zum Beispiel möglich, maßgeschneiderte Werkstoffe herzustellen, die das gewünschte Eigenschaftsprofil bestmöglich erfüllen und dabei nicht den Beschränkungen der Schmelzmetallurgie unterliegen. Infolgedessen setzt sich ein typischer gesinterter Ventilsitzringwerkstoff aus z. B. einer Matrix mit eingebauten Hartphasen, Festschmierstoffen, infiltriertem Kupfer in den Poren und gegebenenfalls weiteren Phasen zusammen. Bei den Ventilführungen ist es darüber hinaus auch üblich, die vorhandene Restporosität mit Öl zu imprägnieren, um den Verschleiß und die Reibung im Motorbetrieb noch weiter abzusenken.

Es wurden Werkstoffentwicklungen und Verschleißversuche sowohl für das Tribosystem Ventil/Ventilsitzring als auch für das System Ventil/ Ventilführung durchgeführt. Das Ventil blieb dabei unverändert. Die Ergebnisse der Verschleißversuche wurden jeweils mit derzeit eingesetzten Referenzmaterialien für Ventilsitzringe bzw. Ventilführungen verglichen.

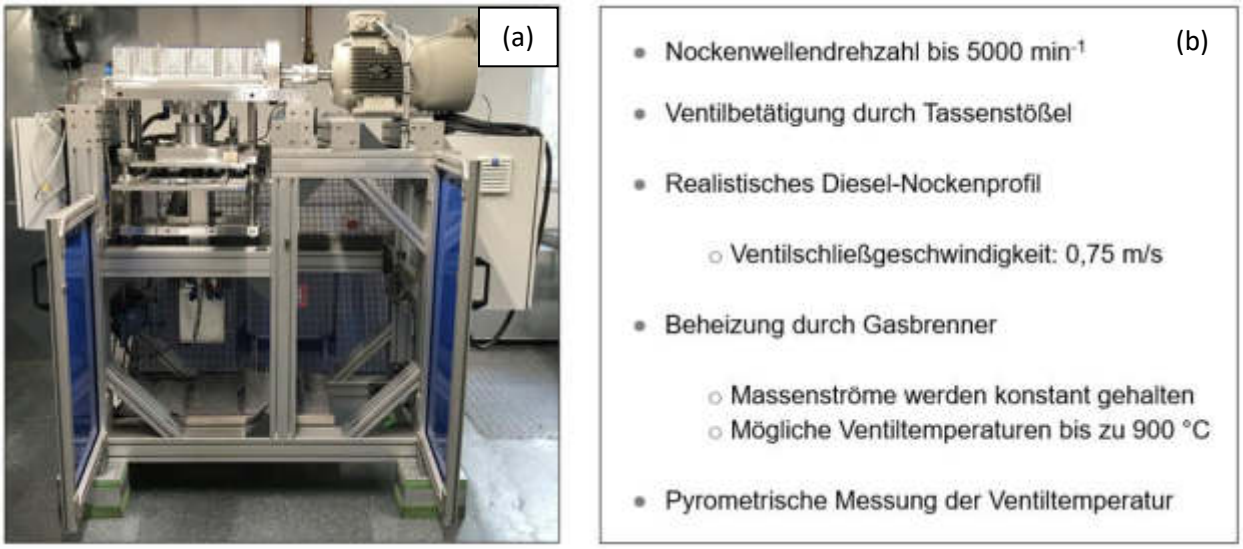


Bild 1: (a) Übersichtsaufnahme des Rig-Tests, (b) Daten des Rig-Tests.

Der zur Prüfung des Tribosystems Ventil/Ventilsitzring genutzte Rig-Test, Bild 1a, ermöglicht grundlegende und reproduzierbare Verschleißversuche an den realen Bauteilen Ventil und Ventilsitzring. Dabei trifft ein Ventil mit einer Geschwindigkeit von ca.

0,75 m/s auf einen Ventilsitzring auf. Der Prüfstand wird durch eine Nockenwelle mit Elektromotor angetrieben und die Aufheizung erfolgt über einen Brenner mit Erdgasbefeuerung. Der Probenträger für Ventil, Ventilführung und Ventilsitzring besteht, angelehnt an den Referenzmotor, aus Stahlguss. Weitere Daten des Prüfstands sind in Bild 1b aufgelistet.

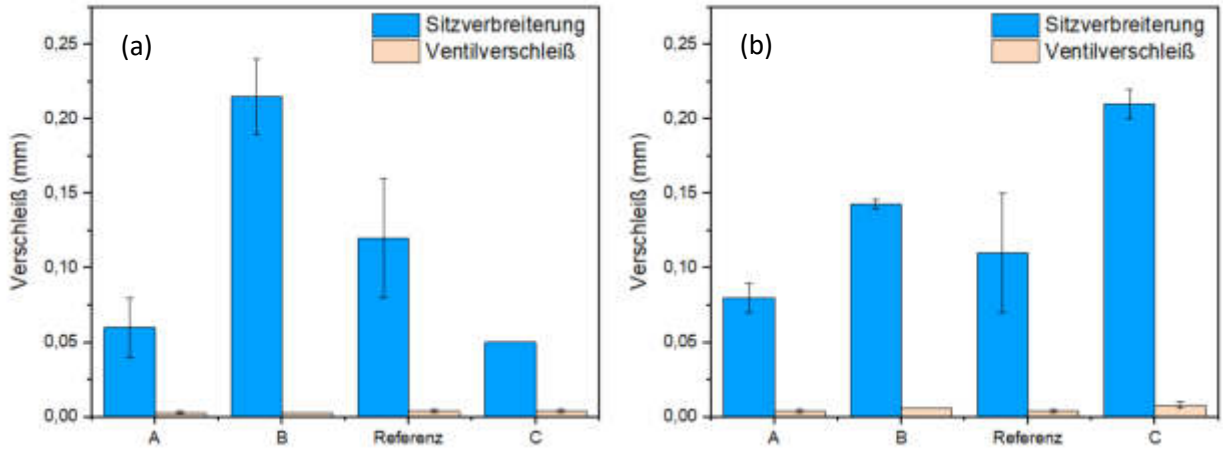


Bild 2: Verschleißergebnisse für Ventilsitzringe und Ventile aus dem Rig-Test an Bauteilen in Originalgeometrie. (a) Einlassgeometrie und Ventiltemperatur von ca. 500 °C, (b) Auslassgeometrie und Ventiltemperatur von ca. 700 °C.

Die Ergebnisse aus den 20 Stunden-Verschleißversuchen mit einer Nockenwellendrehzahl von 1250 min^{-1} und den Originalbauteilen der Einlass- und Auslassgeometrie sowie den angepassten Werkstoffkonzepten (Materialien A, B, C) sind in Bild 2a-b zu sehen. Auffällig ist hier, dass unter Einlassbedingungen gleich zwei neue Ventilsitzringwerkstoffe, Materialien A und C, einen deutlich geringeren Verschleiß zeigen als der derzeit verwendete Referenzwerkstoff (schmelzmetallurgisches Material), Bild 2a. Unter Auslassbedingungen zeigt sich immerhin noch ein Material, Material A, mit höherem Verschleißwiderstand als die eingesetzte Referenz. Bei den Referenzmaterialien handelt es sich in beiden Fällen um schmelzmetallurgisch hergestellte Werkstoffe. Im Vergleich dazu weist Material A (pulvermetallurgisch hergestellt) eine Mischung aus Schnellarbeitsstahl, Hartphasen, Festschmierstoffen und Kupfer auf, was in den hier vorliegenden Tribosystemen einen zielführenderen Ansatz darstellt.

Für die Charakterisierung der Ventilführungsmaterialien wurde ein SRV 5-Tribometer der Firma Optimol Instruments GmbH genutzt. Die Stifte wurden hierbei aus dem Ventilführungsmaterial und die Scheiben aus dem entsprechenden Ventilwerkstoff gefertigt.

Die Ergebnisse aus den Tribometerversuchen sind in Bild 3 dargestellt. Bei dem Referenzmaterial handelt es sich um das gleiche Material, welches derzeit als Ventilführung in der Anwendung aus Bild 2 zum Einsatz kommt. In Bild 3 a wird deutlich, dass die neuen Materialien A und B weniger Verschleiß zeigen als der derzeit eingesetzte Referenzwerkstoff. Dabei fällt besonders Material B ins Auge, bei dem der Verschleiß im Vergleich zur Referenz nahezu um den Faktor 7 reduziert ist. Der Hauptunterschied zwischen dem Referenzmaterial und dem Material B liegt dabei in der Mikrostruktur der Matrix.

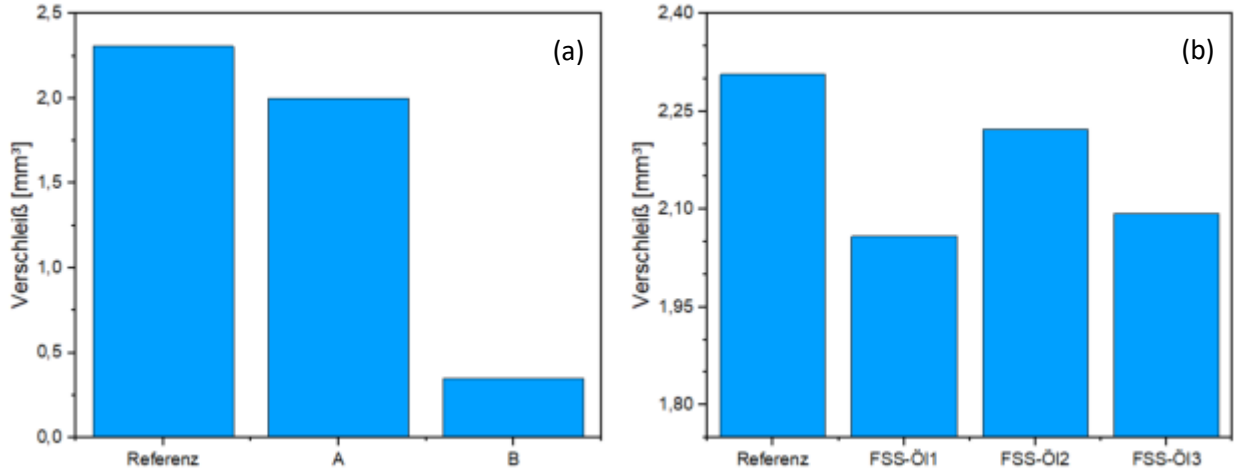


Bild 3: Ergebnisse aus den Stift-Scheibe-Verschleißversuchen an Ventilführungswerkstoffen. (a) Referenzmaterial im Vergleich zu zwei neuen Materialien. (b) Referenzmaterial mit Standardimprägnierung im Vergleich zu einer Imprägnierung mit unterschiedlichen festschmierstoffhaltigen Ölen.

Bild 3 b zeigt die Ergebnisse aus den Ölvariationen an dem Referenzwerkstoff. Dabei wurde der Referenzwerkstoff vor den Verschleißbeanspruchungen anstatt mit dem Referenzöl mit festschmierstoffhaltigen Ölen (FSS-Öl1 bis FSS-Öl3) imprägniert. Es wird deutlich, dass alle drei Ölvarianten zu einem geringeren Verschleiß führten als der Werkstoff mit dem Referenzöl. Wenn man nun noch in Betracht zieht, dass sich auch Material B aus Bild 3 a noch mit festschmierstoffhaltigen Ölen imprägnieren lässt, dann zeigt sich hier ein noch größeres Potential, das Tribosystem Ventil/Ventilführung in dem betrachteten Sechszylinder- Stationärmotor zu optimieren.

Optische Untersuchungen zur Charakterisierung der Schmierungssituation im tribologischen System Ventil/Ventilführung

Aufgrund seiner Komplexität und Dynamik stellt das tribologische System Ventilschaft/Ventilführung die Motorenentwickler schon immer vor große Herausforderungen. Ein geschlossenes Modell der Schmierungs- und Verschleißsituation im transienten Realsystem ist aufgrund der zahlreichen Einflussgrößen bis heute nicht vorhanden. Jedoch wurden in [3] an einem Pkw-Motor bereits Untersuchungen unter Einsatz von transparenten Ventilführungen aus Saphirglas durchgeführt. So konnte Aufschluss über die lokal vorherrschende Schmierungssituation im Spalt gegeben werden. Mithilfe der laserinduzierten Fluoreszenz konnte die Schmierfilmhöhenverteilung in Längs- und Umfangsrichtung im Betrieb quantitativ charakterisiert werden. Das in [3] beschriebene Verfahren soll nun für den Einsatz im Realsystem Ventilführung am Auslassventil des oben genannten Stationärmotors weiterentwickelt werden, um die Schmierungssituation charakterisieren zu können. Dazu sind auch hier ein endoskopischer Zugang und eine Hochgeschwindigkeitskamera notwendig. Das Ziel ist es, im realitätsnahen Betrieb mit einem minimalinvasiven Zugang, über welchen sowohl die Beleuchtung als auch die Beobachtung stattfindet, die dynamische Schmierhöhenverteilung zu bestimmen. Mit einer Ventilführung in Sandwichbauweise wird sichergestellt, dass die Ventilführung zu großen Teilen in Originalzustand verbleibt. Sowohl die Schmierstoffzufuhr durch die zweilippige Ventilschaftabdichtung im oberen Bereich als auch Wärmeleiteigenschaften der Ventilführung sowie die anstehenden Gasdrücke und Temperaturen an der Unterseite entsprechen über weite Strecken dem Original. Bild 4 zeigt einen Schnitt durch den Zylinder mit dem optischen Zugang für die Ventilführung.

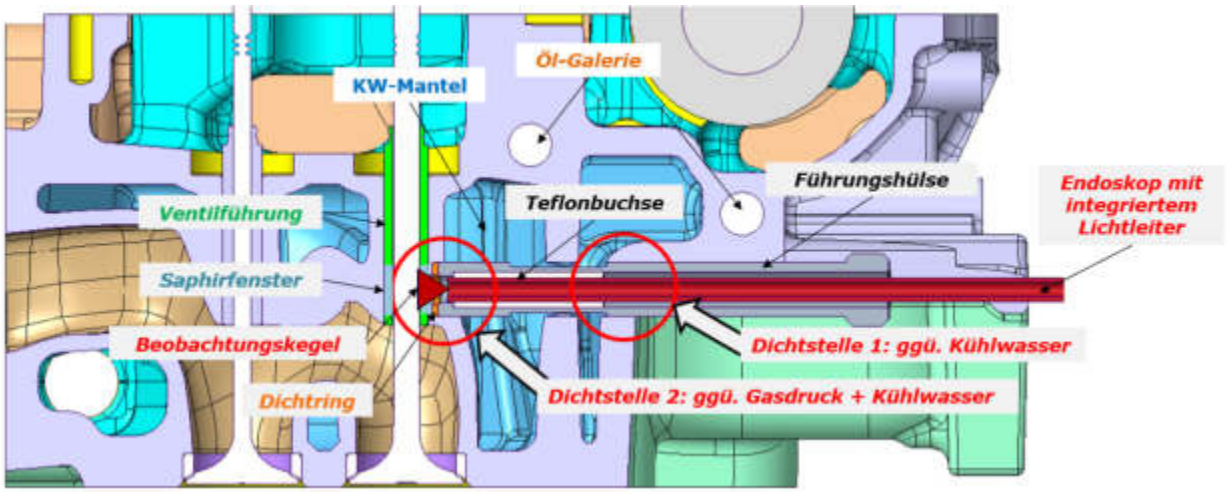


Bild 4: Schnitt durch den Zylinder mit dem optischen Zugang für die Ventilführung.

Für die Untersuchungen wird ein Prüfstand mit einen Zylinderkopf samt elektrisch angetriebenem Ventiltrieb aufgebaut. Der Zylinderkopf wird über den Kühl- und Ölkreislauf thermisch konditioniert. Zusätzlich wird der Brennraum des optisch betrachteten Zylinders mit heißer Druckluft beaufschlagt. Das Heißgas bringt so für das betrachtete Auslassventil Temperaturen wie im Vollmotor. Diese wurden dort mittels thermometrischer Messungen vorher identifiziert.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sollen das in Bild 5 dargestellte dynamische Modell über Schmierfilmhöhen sowie Schmierstoffvolumenströme beschreiben und später mit denen von kontinuierlichen hochauflösenden Verschleißmessungen mit der Radionuklidtechnik (RNT) korreliert werden.

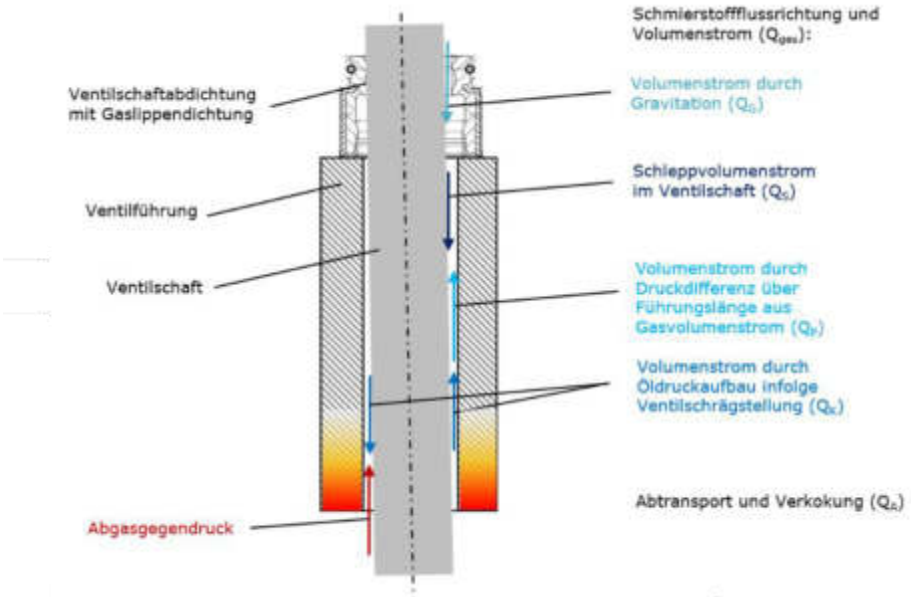


Bild 5: Modell System Ventilschaft und Ventilführung mit Schmierstoffvolumenströmen

Kontakt- und Verschleißsimulation des tribologischen Systems Ventil/ Ventilsitzring

Die numerische Simulation soll das Verhalten unter den Bedingungen des realen Motors nachbilden. Dafür müssen die kontaktmechanischen Belastungen an Ventil und Ventilsitzring in Abhängigkeit von Temperaturfeldern berechnet werden. Darüber hinaus werden die Spannungs- und Temperaturdaten, die in der Kontaktmechaniksimulation berechnet werden, in eine Subroutine zur Berechnung des Verschleißes eingegeben, in der ein benutzerdefinierter Algorithmus verwendet wird.

Das Finite-Elemente (FE) Modell wurde mit der kommerziellen Software Abaqus® entwickelt. Es ist achsensymmetrisch und wurde mit einem feineren Netz in der Nähe des Kontaktbereichs und einem gröberen Netz für die restliche Geometrie diskretisiert, um eine reduzierte Rechenzeit zu gewährleisten. Für die Vernetzung des Modells wurden bilineare Spannungs- und Verschiebungselemente mit 4 Knoten in der Kontaktzone und mit 3 oder 4 Knoten außerhalb der Kontaktzone verwendet. Die mittleren Elementgrößen von ca. 35×35 µm² in der Kontaktzone des Sitzrings und von ca. 50×50 µm² in der Kontaktzone des Ventilsitz wurden nach zahlreichen Iterationen mit verschiedenen Elementgrößen gewählt. Die Gültigkeit des Netzes wurde durch den Vergleich von Ergebnissen aus einer Fallstudie mit verschiedenen Netzverfeinerungen überprüft, um eine geeignete Netzkonfiguration zu wählen.

Das Werkstoffmodell wurde basierend auf experimentellen Daten für die Ventil-Sitzringpaarung erstellt. Die Temperaturverteilung wurde anhand der von Partnern zur Verfügung gestellten Daten sowie einer Wärmeübergangsanalyse bestimmt. In der FE-Modellierung wurde das Temperaturprofil im Ventilsystem über entsprechende Temperaturrandbedingungen definiert. Eine transiente Wärmeübergangsanalyse wurde als Anfangsbedingung für die Temperaturverteilung im Ventil und im Sitzring in der anschließenden strukturmechanischen Simulation verwendet. Die Ventilschließkraft wurde durch eine fluktuierende Kraftfunktion modelliert. Die Funktion wurde angepasst, damit die numerische Stabilität des Modells gewährleistet ist. Erste Kontaktsimulationen sind in Bild 6 dargestellt.

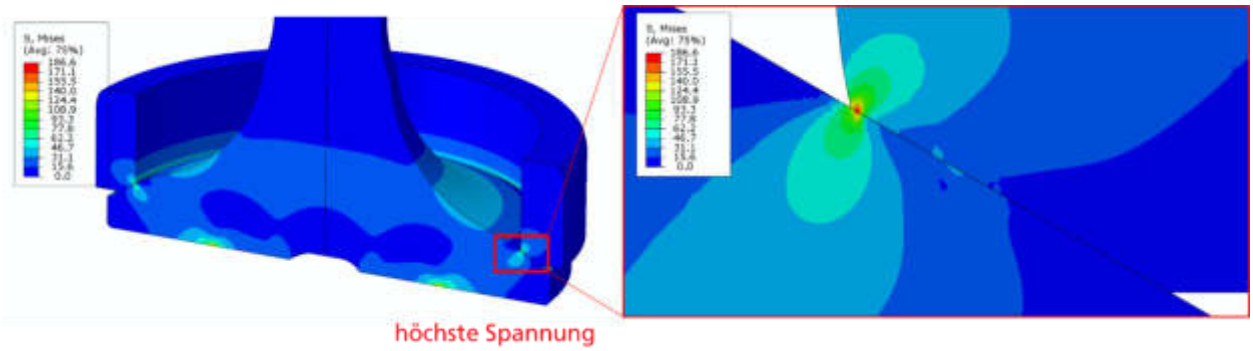


Bild 6: Verteilung der max. von Mises Vergleichsspannung im Kontakt (Ausgangszustand)

Zur Modellierung des Verschleißes mittels Abaqus® wurde die Subroutine UMESHMOTION an die vorliegende Anwendung angepasst. Das Verschleißmodell basiert auf dem Holm-Archard-Modell, wobei das Verschleißvolumen V_w gegeben ist als:

$$V_w \propto \frac{F_N s}{H} \qquad (1)$$

wobei F_N die Normalkraft, s der Gleitweg und H die Härte des weicheren Werkstoffs sind. Das Verschleißgesetz auf Basis der mechanischen Belastung wird wie folgt beschrieben:

$$\dot{V}_w = C_o P \frac{ds}{dt} \qquad (2)$$

Hierbei sind $\dot{V}_w$ die volumetrische Verschleißrate, t die Zeit, s der Gleitweg und C_o der Verschleißkoeffizient (eine werkstoff- und kontaktspezifische Konstante). Diese werden anschließend in das FE-Modell zur Berücksichtigung der Geometrieänderung aufgrund von Verschleißvorgängen implementiert.

Zur Anpassung des Verschleißgesetzes an die Finite-Elemente-Form, kann die Gleichung wie folgt angegeben werden:

$$\dot{V}_w(\vec{x}, t) = C_o \int p(\mathbf{x}, t)\, \dot{s}(\mathbf{x}, t) dA \qquad (3)$$

wobei $\dot{s}$ die Gleitgeschwindigkeit, **x** die Kontenposition und A die Kontaktfläche sind. Detaillierte Beschreibungen der Modellbildung finden sich in [4] und [5].

Aufgrund systembedingter Einschränkungen bei der Berechnung der Kontaktpressung erfolgt nur eine sequenzielle Berechnung des Verschleißes. D.h., der Verschleiß kann nur abwechselnd auf den zwei Kontaktkörpern entwickelt werden. Daher wurde eine sequenzielle Verschleißsimulation angewandt und die Verschleißsätze (Elemente im Modell, die einem Materialabtrag unterzogen werden) wurden im Ventilsitz und im Ventilring definiert, Bild 7. Zur Überprüfung des Systems und seiner Stabilität wurden Sensitivitäts- und Stabilitätsanalysen durchgeführt.

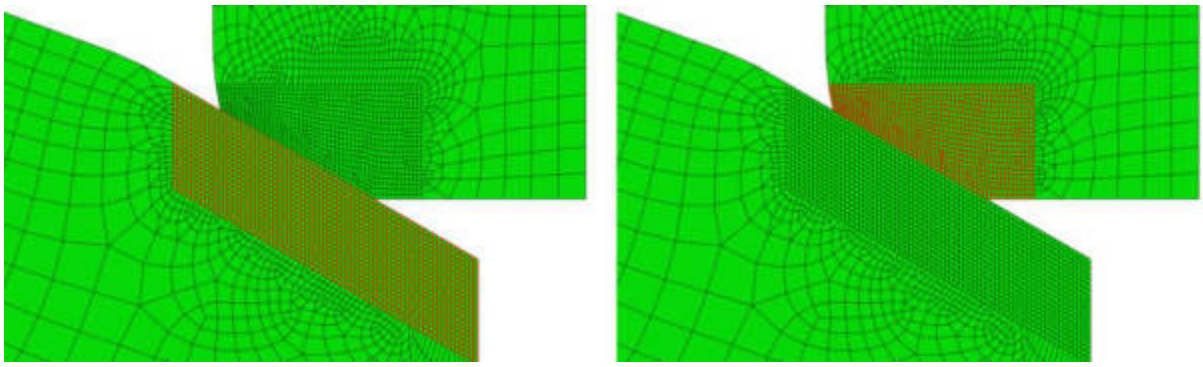


Bild 7: Verschleißsätze im Ventilsitz (links) und im Sitzring (rechts).

Eine erste Verifizierung der Simulation wurde mit einem angenommenen erhöhten Verschleißkoeffizienten durchgeführt. Das resultierende Profil der Ventilfläche ist in Bild 8 dargestellt.

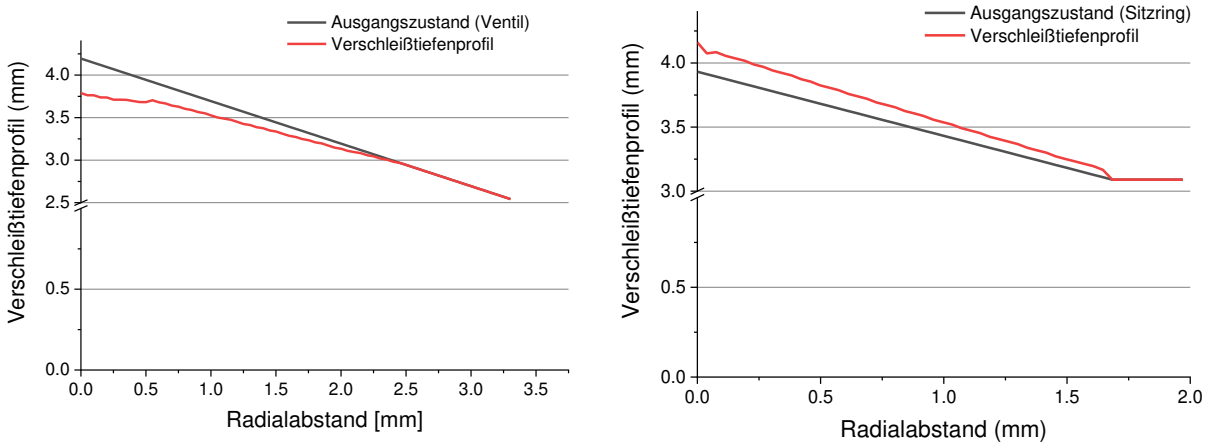


Bild 8: Verschleißprofile an der Ventilfläche (links) und an der Ventilsitzringfläche (rechts) im Vergleich zum Profil im Ausgangszustand.

In der Folge werden Annahmen wie z.B. der Verschleißkoeffizient C_o durch experimentell ermittelte Werte ersetzt, um die Simulationen weiter zu verbessern.

Ausblick

In dem laufenden Vorhaben werden aktuell viele der von den Projektpartnern identifizierten und in diesem Beitrag beschriebenen Herausforderungen in Form von technischen Lösungen umgesetzt, um die Effizienz und Robustheit zukünftiger Verbrennungsmotoren für Power-to-X und insbesondere das Verständnis für deren höchstbeanspruchte Tribosysteme weiter zu verbessern.

Literatur:

[1] Technische, regulatorische und gesellschaftliche Herausforderungen bei der Realisierung einer CO_2-neutralen Antriebstechnik, Drittes Positionspapier der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik e.V., März 2021.

[2] Berlet, P., Dilbat, M., Pöhlmann, K., Kuse, S.: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Verbrennungsmotoren, Auswirkungen auf Reibung und Verschleiß, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2013.

[3] Heinemann, R. M.: Vergleichende experimentelle Untersuchungen des Schmierfilms im auslassseitigen tribologischen System Ventilführung-Ventilschaft an einem befeuerten Motor unter Benzin- und Erdgasbetrieb, Dissertation, Hannover, 2017

[4] Khader, I., Kürten, D., Kailer, A.: A study on the wear of silicon nitride in rolling–sliding contact. Wear (2012) 296(1-2) 630-637. DOI: 10.1016/j.wear.2012.08.010.

[5] Khader, I., Renz, A., Kailer, A.: A Wear Model for Silicon Nitride in Dry Sliding Contact against a Nickel-Base Alloy, Wear (2017) 376-377 352-362. DOI: 10.1016/j.wear.2016.12.019.

Danksagung:

Das diesem Beitrag zugrunde liegende Vorhaben „GESIR - Gasmotoren mit energieeffizienten Systemtechnologien und integraler Robustheit“ wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie gefördert.



Autorenanschrift:

Dr. Peter Berlet, IAVF Antriebstechnik GmbH,
Im Schlehert 32, 76187 Karlsruhe

P. Berlet, D. Hoffmann, K. Pöhlmann, IAVF Antriebstechnik GmbH, Karlsruhe
A, Kailer, I. Khader, D. Kürten, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg
R, Luther, J. Rausch, Fuchs Schmierstoffe GmbH, Mannheim
C. Rynio, J. Neuhaus, T. Cornelsen, D. Emde, Bleistahl Produktions-GmbH & Co. KG, Wetter

Géraldine Theiler, Thomas Gradt

Benchmarking of polymer materials for tribological applications in hydrogen

Zusammenfassung:

Ziel der vorgestellten Arbeiten ist, den Einfluss von Wasserstoff auf das tribologische Verhalten eines breiten Spektrums von Polymermaterialien zu untersuchen. Dafür wurden die Reibungszahlen und Verschleißkoeffizienten verschiedener TPE-, POM-, PA66-, PA12-, PPA-, PEEK-, PAI-, PI- und PBI-Typen bestimmt.
Gefüllte und ungefüllte Polymere verschiedener Lieferanten wurden bei Raumtemperatur in Luft und Wasserstoffgas (H2) sowie in flüssigem Wasserstoff bei -253°C (LH_2) verglichen. Für die Tests wurde eine Pin-on-Disc-Anordnung verwendet, bei der Polymer-Stifte kontinuierlich gegen eine rotierende Stahlscheibe (AISI 304) gepresst wurden.

Abstract:

The focus of this study is to evaluate the influence of hydrogen on the tribolological behavior of a wide range of polymer materials. Thereby, the friction and wear coefficients of different grades of TPE, POM, PA66, PA12, PPA, PEEK, PAI, PI and PBI were determined.
Filled and unfilled polymers from different suppliers were compared at room temperature in air and hydrogen gas (H2) as well as in liquid hydrogen at - 253°C (LH_2). The samples were arranged in a pin-on-disc configuration with polymer pins continuously sliding against a rotating steel disc (AISI 304).

Introduction

The development of hydrogen technologies entails high safety requirements in distribution and dispensing infrastructure. It is therefore necessary to pursue research on material compatibility in hydrogen, especially for critical parts with tribological issues. Our previous works on the sliding performances of PEEK and PI materials pointed out the effect of polymer structure, fillers, temperature and counterface material in hydrogen environment [1-4]. The focus of this study is to evaluate the influence of hydrogen on a wider range of polymer materials.

Experiments

In this study, different grades of TPE, POM, PA66, PA12, PPA, PEEK, PAI, PI and PBI were selected from either commercially available products or provided by Evonik Operations GmbH, Ensinger Sintimid GmbH, DuPont™ and TU Kaiserslautern.
Tribological tests were performed at room temperature in air and in hydrogen gas (H_2) at 10^5 Pa (H_2O < 5ppm) and in LH_2 at -253°C as described in [3]. The samples were arranged in a pin-on-disc configuration with a flat pin continuously sliding against a rotating disc. Polymer composite samples were cut into pins with a contact area of 4x4 mm^2. Steel discs (AISI 304) with a roughness of Ra = 0.22 µm were used as counterface. Sliding velocity was set to v = 0.2 m/s and normal force to 50 N (3 MPa contact pressure). The wear of the composites was determined by the total weight loss after 5000 m sliding.

Results

Hydrogen environment is generally beneficial for the tribological behavior of pure polymers, but its effect depends on the polymer and supplier (Fig.1). Different transfer mechanisms are observed accordingly. The friction coefficient is significantly reduced for PA66, PAI, PI and PBI in hydrogen, while it increases for POM and PEEK2. The wear rate is lower in H_2 for most polymers, except for PI3, which still shows the second-best result after PBI.
The friction coefficient of polymer composites is reduced in H_2 but not always the wear rate (Fig.2). All in all, the performance of MoS_2 and especially graphite filled polymers is improved in hydrogen environment.

Under cryogenic conditions, the tribological behavior is improved for most neat polymers, in particularly with PA based materials. The performance of PEEK composites, which shows excellent sliding properties in gaseous H_2, is worse in LH_2 due to the lack of transfer film formation. This is in accordance with previous results observed with 52100 steel discs [3].

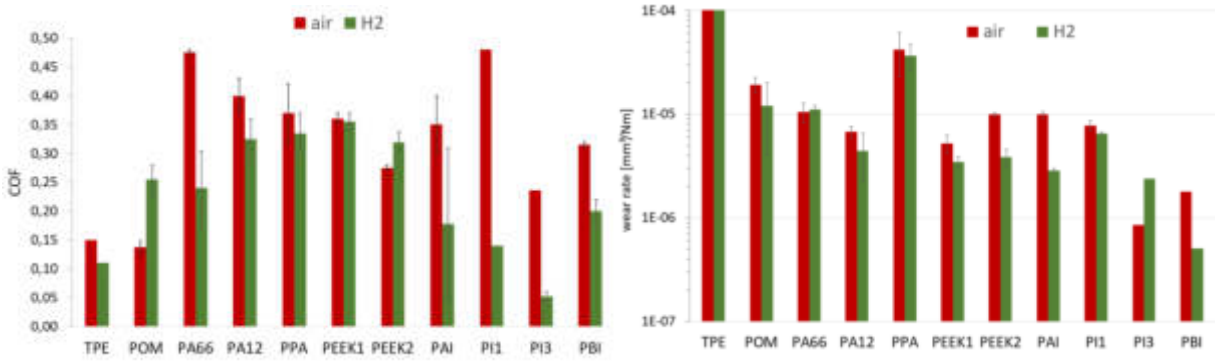


Fig. 1 Coefficient of friction (COF) and wear rate of pure polymers in air and H_2

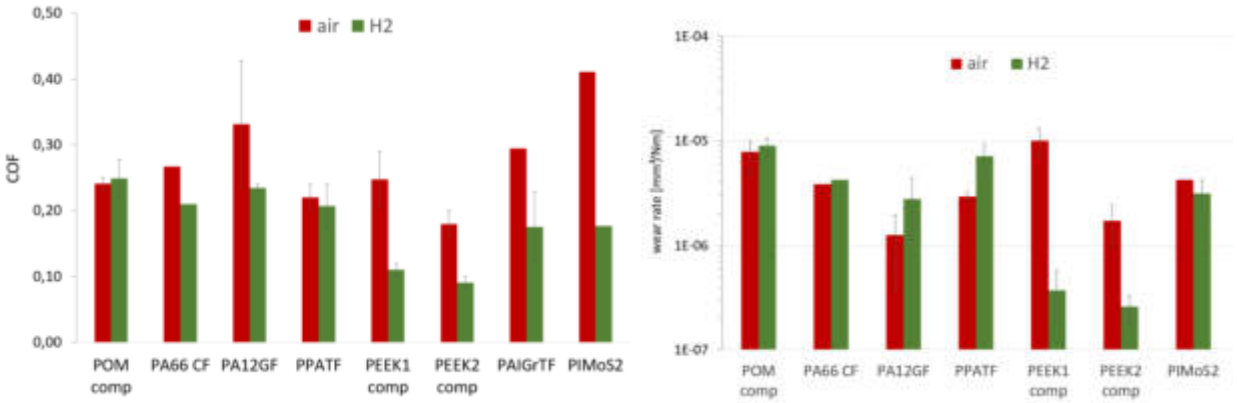


Fig. 2 Coefficient of friction (COF) and wear rate of filled polymers in air and H_2

Summary

The tribological behavior of a wide range of polymer materials was investigated in gaseous hydrogen at ambient temperature and in LH_2 at -253°C. Hydrogen environment is generally beneficial, but its effect depends on the polymer and filler. The best tribological performances were achieved with PEEK composites in gaseous hydrogen, and with PA based polymers at cryogenic temperature.

[1] Tribology Intern. 92 (2015) 162-17
[2] Wear 368-369 (2016) 278-286
[3] Cryogenics 93 (2018) 1–6
[4] Polymer Testing 93 (2021) 106912

Dr.-Ing. Géraldine Theiler, Dr. Thomas Gradt, Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, Unter den Eichen 44-46, 12203 Berlin, Germany

Andreas Vogt

Application of Machine Learning for Failure Detection in Tribological Machine Elements

Artificial Intelligence and Machine Learning experienced once again a hype in recent years. The actual optimism is founded on a significant increase of computing power as well as the availability of large amounts of data due to cheap and connected sensors.
At the same time tribological knowledge about systems or machine elements is still often based on experience. The description of pretended simple tribological systems with physical models is even today difficult due to the prevailing complex interactions. It is especially challenging to decide, which of the in principal known interactions really dominates the tribological behavior of a mechanical system.
Because of the toughness of broad physical based approaches a data driven approach can help to steer the physical modelling and point into the right direction for the most important features of a physical description of a tribosystem. First of all it must be proven that data based models alone are powerful enough to extract meaningful information from measurement data in order to e.g. identify certain damages in a ball bearing.
The paper will give an example how tribological damages in a ball bearing can be detected by means of structure born sound and the evaluation of these signals with machine learning methods.

Introduction

Tribologically stressed machine elements fail at the end of their lifetime with specific defects. Anticipating upcoming failures is necessary to react in time, i.e. take counter measures such as shutting down a machine for maintenance or advising a car driver to have a service.

The underlying hypothesis for this work is that vibration signals that are continuously gained during the operation of a machine contain information about their actual condition and thus can indicate an upcoming failure. In our case we are looking at ball bearings. Ball bearings are very broadly used machine elements and present in almost all machines containing rotating parts.

In this paper we suggest a method to identify fatigue damage (pittings) in roller bearings in an early stage by evaluating structure born sound with Machine Learning methods. Machine Learning can be implemented in several ways, such as classification, regression, clustering and dimensionality reduction.

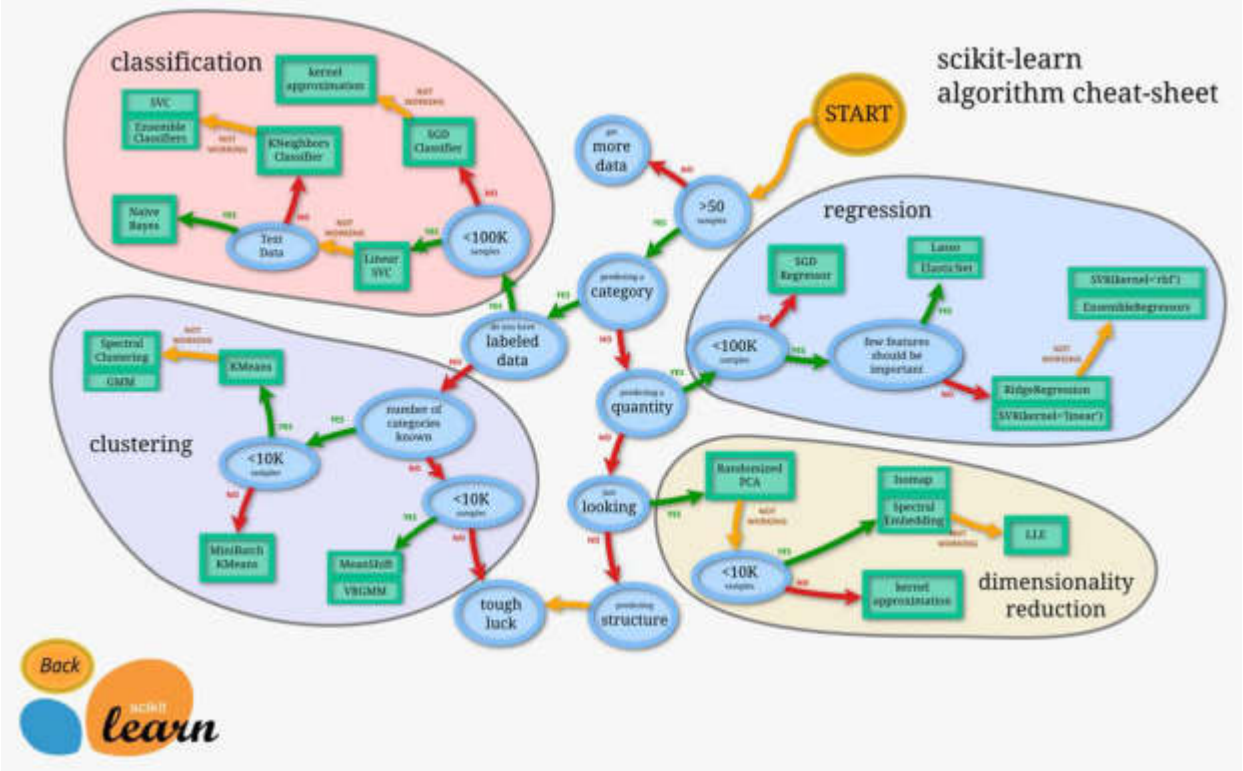


Figure 1: Overview over ML approaches, from [1]

Since we want to classify a health status or class (“o.k.” or “critical”) of the bearing and we do have enough samples as well as a possibility to label our data we will pursue the path in **Figure *1*** to find suitable classification algorithms. This is a supervised learning approach.

Experimental Background

The objects under investigation are deep groove ball bearings of the type 6206-C-C3 (**Figure *2***)



Figure 2: FAG deep groove journal bearing utilized for endurance testing in the FE9 test rig

In our case we want to create and detect a typical bearing damage, so called pittings. These pittings are small dimples that develop at first on the runway of the inner ring of the ball bearing. They are the result of fatigue cracks that originate beneath the surface because of repeated mechanical stress cycles. When the balls pass a reference point on the bearing runway the Hertzian pressure increases and decreases in the contact zone (compressive stress) and due to local slip effects tangential surface stresses (shear stress) increase and decrease during one pass of a ball.

In order to accelerate the development of the pitting damage we used a deep groove ball bearing (bearing type 6206-C-C3) and applied an axial load on the bearing. (This is kind of a “misuse”, but we want to accelerate the development of the pittings). The runway geometry of this bearing together with the applied axial load enforces higher shear stresses because of an increase in spinning friction between balls and runways.

Operating the bearing at an increased temperature also speeds up the deterioration of the bearing due to accelerated grease ageing. Oxidation processes in the grease speed up and the grease loses its lubrication properties faster, thus increasing further the mechanical stress on the runway in the contact zone. The utilized grease is a low temperature grease, i.e. also for the grease the enhanced operating temperature is a clear misuse.

Corresponding to the axial load the pittings do not occur at the bottom of the grooves of the inner and outer ring but rather on their shoulders. **Figure 3** denotes the location of the pittings in an axially loaded deep groove ball bearing.

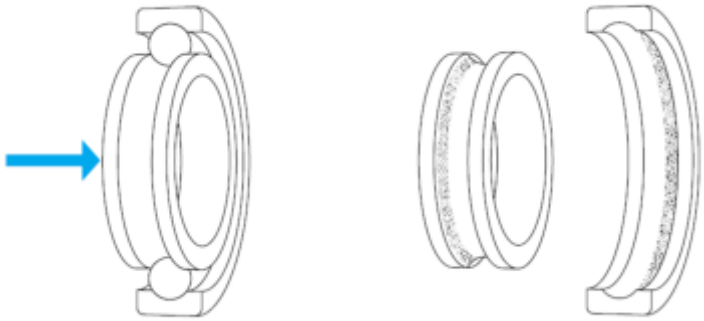


Figure 3: Location of pitting damages on the inner and outer runway of a deep groove ball bearing under axial load, from [2]

The following **Figure *4*** shows the runway surface of the inner ring of a bearing after testing. The pittings are clearly visible.

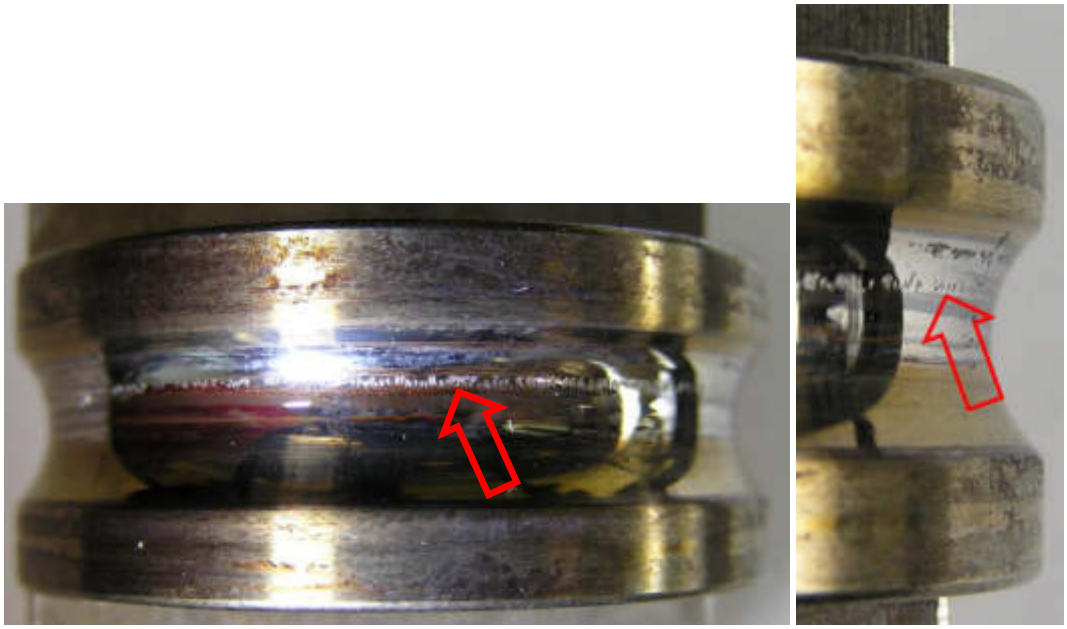


Figure 4: Pittings on inner ring

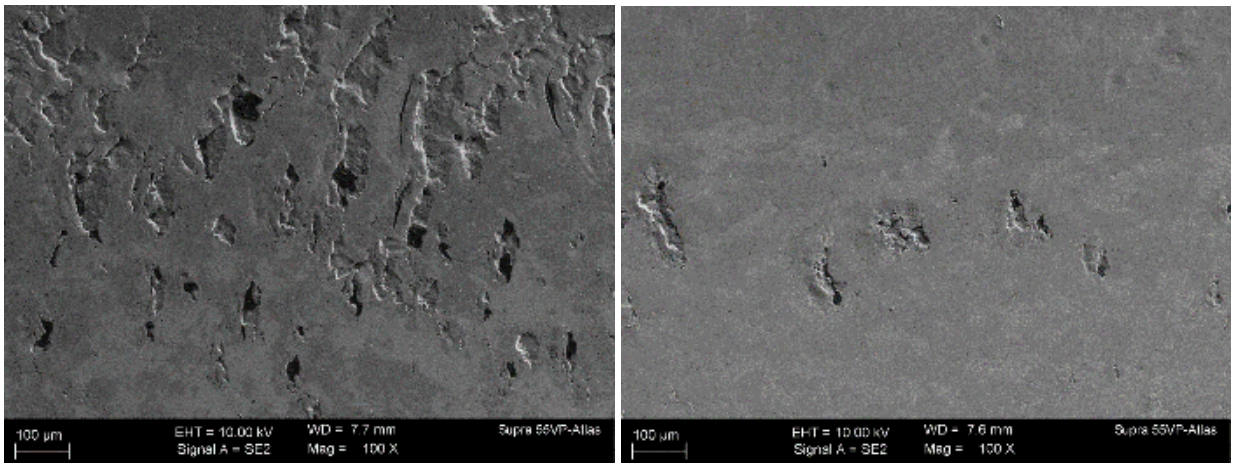


Figure 5: SEM images of pitting damage on inner ring raceway (left) and outer ring raceway(right) from one and the same bearing. The outer ring damage is less pronounced due to the conformal contact between balls and outer ring and the resulting lower pressures and stresses.

The test rig utilized is a standard FE9 test rig by FAG / Schaeffler. This test rig is originally intended to qualify greases as lubricants for roller bearings. The standard test according to DIN 58121-2 utilizes angular contact ball bearings running at a constant speed and axial load and an enhanced temperature.

Figure *6* shows the complete test rig with the five test heads that allow a parallel operation of five bearings.

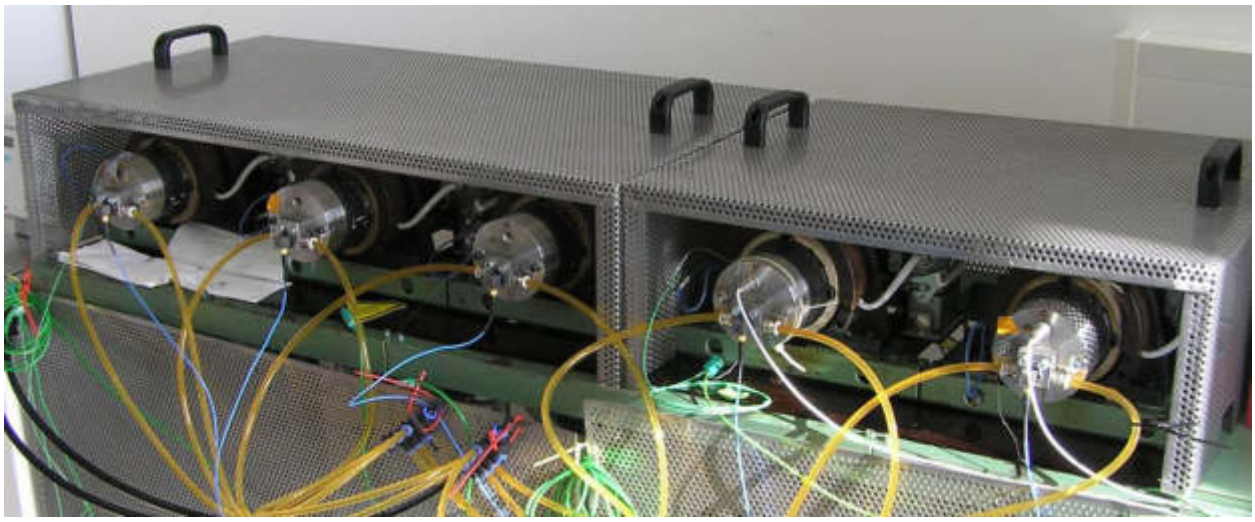


Figure 6: FE9 Test rig with five test heads

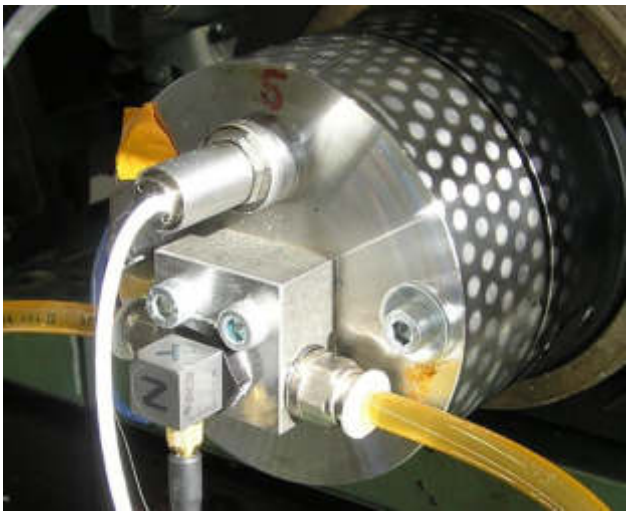


Figure 7: Position of the 3-axis acceleration sensor. Between the sensor and the bearing cover a cooling unit is mounted to keep the sensors temperature in the admissible operating range.

Available Data and Data Acquisiton

We have five signal types per bearing that we are recording:

- temperature of the outer ring of the test bearing
- power used by the driving motor
- acceleration signal for the x-direction
- acceleration signal for the y-direction
- acceleration signal for the z-direction

The temperature signal we are only using for supervising the experiment.

The power signal is the electrical power the driving motor needs in order to keep the required speed of 6000 rpm even if the friction in the test bearing increases. Hence the power is a measure for the friction in the test bearing. There is an unknown fraction of this power needed to overcome the friction in the ancillary bearing in the test head and the motor bearings, losses in the belt drive and internal losses of the electrical motor. However, these losses are assumed to be constant at least over the testing time of a few hundred operating hours. (At the beginning of each test run it is checked, whether the driving power is within certain limits.) The losses that are not constant over testing time are those of the test bearing. Therefore the driving power increase is evaluated, not its absolute values. Sampling frequency for the power signal is also 100 Hz.

The acceleration data we collected for a lot of measurement intervals each with a duration of 1 second and a sampling frequency of 20 kHz. The individual measurement intervals are separated in time by 59 seconds, i.e. we collect data for one second every other minute.

The reason for not collecting the acceleration data continuously is the total testing time that can be as long as hundreds of hours. Continuously recording at a sample rate of 20 kHz for one bearing (3 channels) would result in approx. 50 GB/week. However, regarding the total testing times of at least tens of hours and the relatively slow development of the pittings (i. e. the increase of number of defects on the runways) it seems reasonable to assume that there will not be a significant increase of the number of pittings within one minute. (We consequently assume that within the measurement interval of one second the signals are stationary.) Therefor we accepted the 59 seconds gaps in the time signals

The acceleration signals were recorded with triaxial accelerometers by PCB Piezotronics for each test bearing individually (**Figure *7***). The +- 10% frequency range of the utilized model is 1.4 to 6500 Hz, the sensitivity is 100 mV/g. These sensors were mounted at the bearing cover ensuring a stiff coupling of the sensors to the outer ring of the test bearing.

The output signals of the acceleration sensors were digitized and recorded with an universal measuring amplifier. The amplifier has a bandwidth of 0 to 48 kHz (-3 dB), the utilized anti-aliasing filter has a cut off frequency of 8 kHz and we sampled the signals with 20 kHz sampling frequency. Amplitude resolution is 24 bit.

Signal Evaluation

The temperature signal is not evaluated further. The temperature is not a suitable signal for *predicting* anomalies since bulk temperatures react only slowly to changes in friction losses and, above all, it increases usually not until briefly before a complete failure of a machine element.

As mentioned above the power signal is a measure for the friction in the test bearing. Because there are also other effects that consume electrical power in the test head (e.g. electro-magnetic and electric losses, friction in the driving belt, friction in the ancillary bearing) this power cannot be evaluated directly. However, since these losses are assumed to be constant over a test run, the driving power increase is evaluated, not its actual values. The values we worked with were the average power over each measurement interval.

The acceleration signals are the key signals for this work. They were also evaluated for each measurement interval individually, i.e. we determined certain signal features always for only one measurement interval at a time (assuming stationary signals within each one second interval).

For each measurement interval we calculated features of the acceleration signals suggested by Lei (Table 1). In the beginning it was unclear which of these would be good indicators for detecting pittings, but this was taken care of during our evaluation process.

One could also look for other features that can be extracted from the (acceleration) signals, but for a start we used the established ones identified by Lei.

Table 1: Selected features for evaluating the acceleration signals, x(t): time series, s(k): spectrum, fk: frequency value of k-th spectrum line, from [3]

Time-domain feature parameters	Frequency-domain feature parameters
$T_1 = \frac{\sum_{n=1}^{N} x(n)}{N}$	$F_1 = \frac{\sum_{k=1}^{K} s(k)}{K}$
$T_2 = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N} (x(n)-T_1)^2}{N-1}}$	$F_2 = \frac{\sum_{k=1}^{K} (s(k)-F_1)^2}{K-1}$
$T_3 = \left(\frac{\sum_{n=1}^{N} \sqrt{\lvert x(n) \rvert}}{N}\right)^2$	$F_3 = \frac{\sum_{k=1}^{K} (s(k)-F_1)^3}{K(\sqrt{F_2})^3}$
$T_4 = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N} (x(n))^2}{N}}$	$F_4 = \frac{\sum_{k=1}^{K} (s(k)-F_1)^4}{KF_2^2}$
$T_5 = \max \lvert x(n) \rvert$	$F_5 = \frac{\sum_{k=1}^{K} f_k s(k)}{\sum_{k=1}^{K} s(k)}$
$T_6 = \frac{\sum_{n=1}^{N} (x(n)-T_1)^3}{(N-1)T_2^3}$	$F_6 = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} (f_k-F_5)^2 s(k)}{K}}$
$T_7 = \frac{\sum_{n=1}^{N} (x(n)-T_1)^4}{(N-1)T_2^4}$	$F_7 = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} f_k^2 s(k)}{\sum_{k=1}^{K} s(k)}}$
$T_8 = \frac{T_5}{T_4}$	$F_8 = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} f_k^4 s(k)}{\sum_{k=1}^{K} f_k^2 s(k)}}$
$T_9 = \frac{T_5}{T_3}$	$F_9 = \frac{\sum_{k=1}^{K} f_k^2 s(k)}{\sqrt{\sum_{k=1}^{K} s(k) \sum_{k=1}^{K} f_k^4 s(k)}}$
$T_{10} = \frac{T_4}{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} \lvert x(n) \rvert}$	$F_{10} = \frac{F_6}{F_5}$
$T_{11} = \frac{T_5}{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} \lvert x(n) \rvert}$	$F_{11} = \frac{\sum_{k=1}^{K} (f_k-F_5)^3 s(k)}{KF_6^3}$
	$F_{12} = \frac{\sum_{k=1}^{K} (f_k-F_5)^4 s(k)}{KF_6^4}$
	$F_{13} = \frac{\sum_{k=1}^{K} (f_k-F_5)^{1/2} s(k)}{K\sqrt{F_6}}$

In total we calculated for each measurement interval and each channel (x, y and z) eleven time domain features and thirteen frequency domain features (the underlying spectra covering the whole time signal of the measurement interval of one second). That is we ended up with 72 features per measurement interval. With a total testing time of 100 hours this results in a feature table of 6000 rows (60 measurement intervals per hour) and 72 columns (features).

The rows number of the feature table corresponds to the running time of the bearing in one-minute steps. For each time step there are 72 values (in the columns) that stand for the specific properties of the signal at this point in time.

The first damages (pittings) occur after a certain running time only and then accumulate. So in the beginning of each test there is a time block in which the bearing is not damaged ("o.k." condition) and a second region when the damage in the bearing is developing ("critical" condition). The idea now is that via the features of the acceleration signals it is possible to differentiate between these two states, i.e. to classify them.

Principal Component Analysis (PCA)

As mentioned in the previous chapter in the beginning it is unknown whether or which of the features suggested by Lei are suited to identify the pitting damage in the bearings.

The determined 72 features for a single measurement interval can be interpreted as a point in a 72 dimensional feature space. With the ongoing testing time these points move forward in the feature space especially in those dimensions (features) that change most.

The PCA is defined as an orthogonal linear transformation that transforms the feature space to a new coordinate system in such a way that the greatest variance of the features comes to lie on the first coordinate (called the first principal component), the second greatest variance on the second coordinate in the principal component space, and so on. Hence the principal components are a linear combination of the signal features. The first principal components are a combination of the features that vary most over the testing time. It is reasonable to assume that the features with the highest variance correlate most with the changes inside the bearing and thus are the most significant for describing the bearing status.

The result of a PCA is a transformation matrix that is used to transform the feature "vectors" (i.e. the rows in the feature table) into the principal component space. The classification algorithms are then trained with the principal component tables.

With the PCA the high dimensional feature space can be reduced to a few principal components that still contain significant information about the changes of the features over testing time. Reducing the number of dimensions (columns in the principal component table) improves the training of the classifier algorithms due to disregarding features that have no explanatory power anyway.

A drawback of the principal components is that they do not have a direct physical meaning any more. It is however still possible to identify the important physical features by a reverse transformation from the principal component space into the feature space.

Training of Classification Algorithms by Machine Learning – Supervised Learning

Classification algorithms are trained with so called "supervised learning" methods. In this context "supervised" means that additional information for the health status exists. This information determines which condition is assigned to a specific feature set.

Assigning a condition to a principal component vector (row in the principal component table) is called “labelling”. In our case the labels are “o.k.” and “critical” and each row of the principal component table has to be labelled with one of them for training.

Since during running time the runways of the bearings cannot be examined the onset of the pitting damage (the “critical” condition) and hence the corresponding rows cannot be determined and labelled directly.

However, with the development of the runway damage the friction torque increases. This increase results in a power consumption raise of the driving motor since the rotating speed is controlled and kept constant. **Figure *8*** shows the increase of driving power after an initial phase where the internal test bearing friction is constant and the bearing therefor assumed to be in the “o.k.” condition. The onset of the friction increase is assumed to correlate with the development of the pittings and hence the bearing condition is labelled “critical” from this point in time.

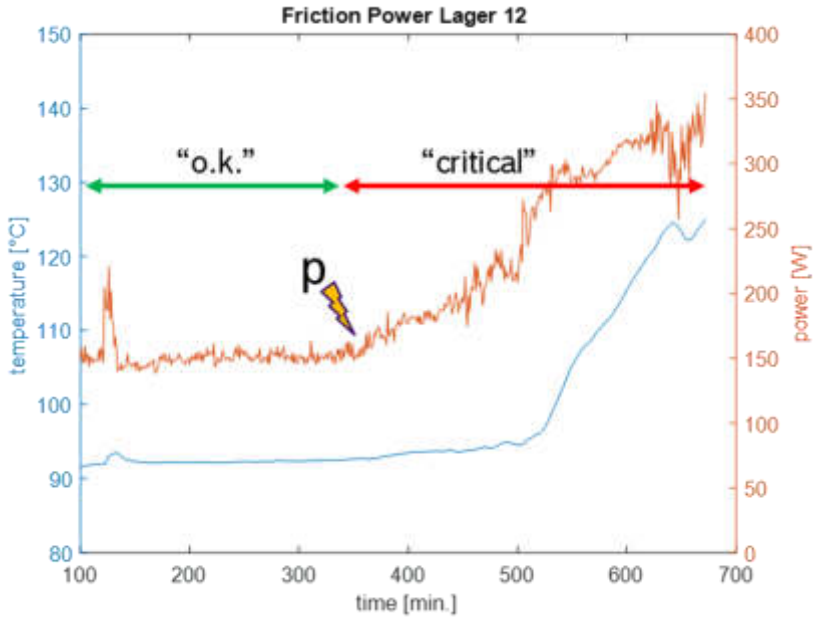


Figure 8: Development of the driving power and the bearing temperature. The driving power which is assumed to correlate with the bearing damage is rather constant up to 350 minutes and then starts to increase. From this point in time the bearing condition is labelled “critical”. What can also be seen in this figure is that the temperature signal lags clearly behind the power signal.

All rows of the principal component tables are labelled according to whether the power consumption was constant (“o.k.”) or had started to increase (“critical”). However, not all of the power curves were as easy to classify as the curve shown in **Figure *8***. Therefore the labelling is of course subjective and somewhat questionable.

There are a number of different classification models known that can in principle be used for our purpose. However, it cannot be said in advance which of these models is suited best for given data sets. A general practice therefore is to try different models and check which one performs best for the problem at hand. In our case the models contained in the Matlab™ Machine Learning Toolbox were used.

The input data for the classification model training are the principal component tables. Since in practically all cases the first ten PC contained the most information the tables were reduced to the first ten columns.

The aim is to have a model, that in our case gives back the status of a bearing (“o.k.” or “critical”) based on an input data set that contains the principal components (features) of a measurement interval which in our case belongs to a certain point in time.

In order to evaluate the performance of the different models the training data are divided into two subsets basically. With the first subset the actual training is carried out. The second subset is afterwards used to evaluate the performance of the found model. These sub-sets are created by a random selection from all measurement intervals. During training the principal components are used together with the known condition of the bearings (the labels). For evaluating the accuracy of a model an unlabeled principal component vector is fed into the model and the model proposes the status of the bearing for this vector, i.e. for the corresponding measurement. A typical segmentation is that 75 % of the data are used for training and 25 % for evaluating the accuracy of the model i.e. how many principal component vectors are assigned a correct status.

Performance of Classification Models for Different Test Data Sets

For a test series of 21 bearings for each bearing / test an individual classification model was acquired as described above. The accuracies were determined using all 72, only the first 10 or the first 5 principal components. This was done in order to judge the accuracy loss when only using a reduced number of principal components. **Figure *9*** shows the prediction accuracy for these individual models. Average accuracy is higher than 90 %.

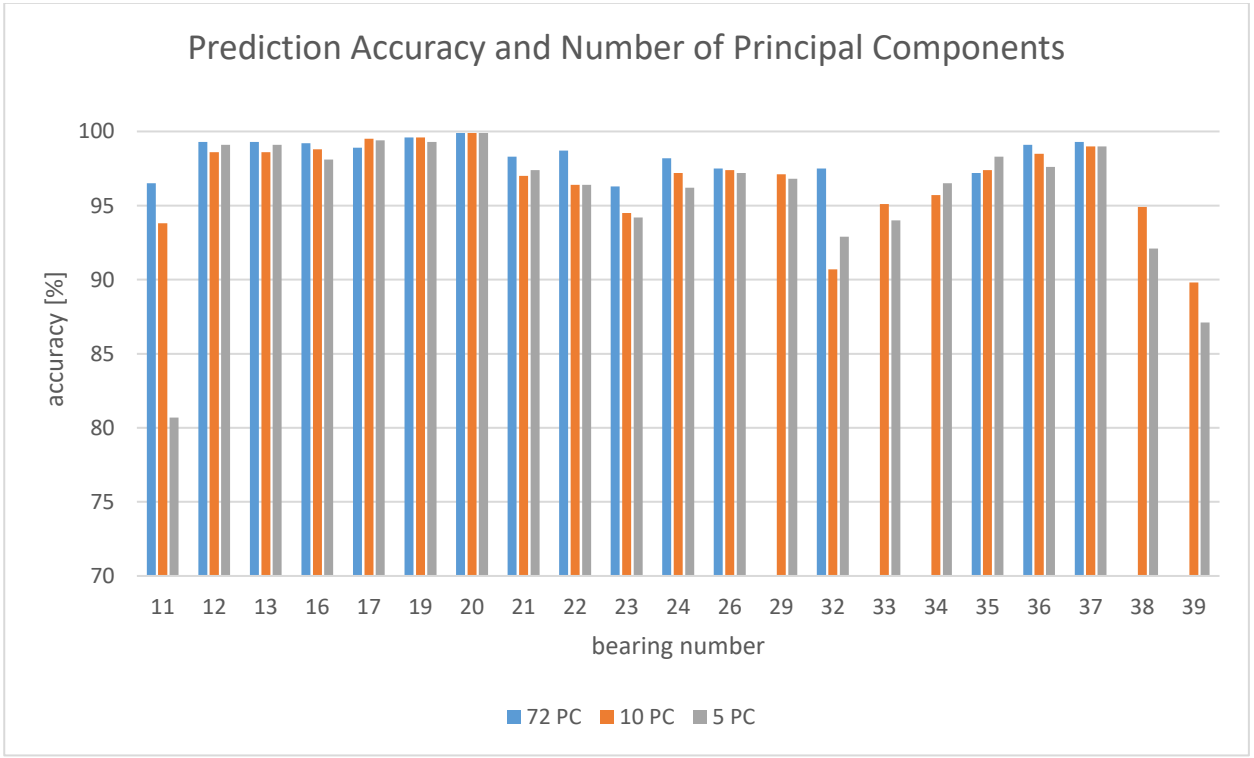


Figure 9: Prediction accuracy for 21 bearings based on the evaluation of 72, 10 or 5 principal components. There is no significant decrease in accuracy if only 5 components are used instead of 10. Sometimes the accuracy is higher with less components: principal components not containing information increase noise and can therefore worsen the result. Average accuracy is higher than 90 %.

Since the models were developed for each single bearing individually (training and evaluation data belonged only to the actual bearing), these are the results for an “internal and individual” evaluation.

A more realistic approach is to train only one classification model with a number of data sets from different test runs or bearings. The reason is that the pitting damages do not develop identically: there is always some variation regarding number and size of the pittings as well as the speed with which they develop.

So for the “ensemble, internal evaluation” the data sets of an ensemble of measurements (bearings) were used. A subset of all data was used for training and another subset of the measurement data for the evaluation for the common model. In our case we used 14 bearings with in sum 22018 measurement intervals.

The achieved accuracies are shown in **Figure *10***. In comparison to the “individual, internal” evaluation the accuracy of the “ensemble, internal evaluation” is a little lower which was to be expected: the bearing damages do differ.

In a next step the most realistic situation is tested. Here the classification algorithms are trained with data of an ensemble of bearings (as before). But the trained model is then applied to a data set of a bearing that was not part of the training, i.e. a complete unknown data set. This scenario resembles a real world application: classification models are trained with available data sets and then these models have to be applied to till then completely unknown data sets e.g. from the field. This situation was modeled by training the classifier with the features from 13 bearings. A PCA was carried out and classification models based on the first seven principal components trained. The best model was selected by an internal validation (validation from a separated sub-set of the training bearings). Then the features of the unknown bearing were transformed into the principal component space with the transformation matrix of the realized PCA. Finally the first seven principal components of the data of the unknown bearing were analyzed with the developed classification model. The accuracy of this analysis was judged by comparing the classification result with the labels of the unknown bearing. The achieved accuracy of this “cross-evaluation” is lower than for the internal evaluation, but still 85 %. **Figure *10*** shows the accuracies of the three different approaches in comparison.

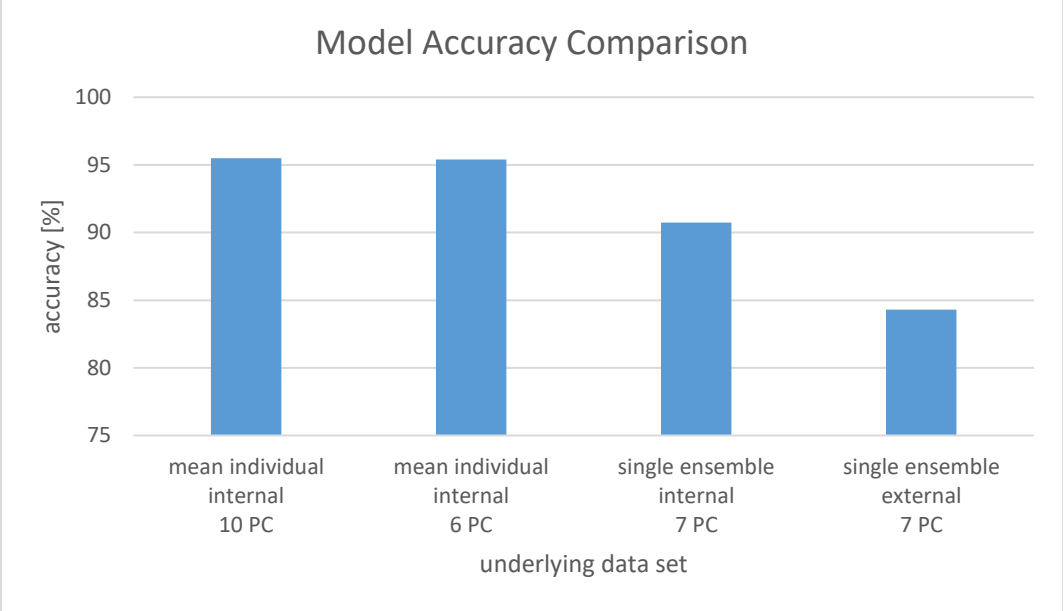


Figure 10: Accuracy comparison for the three approaches „individual, internal“, „ensemble, internal“ and „ensemble, external“. The accuracies for the classification models achieved with the “individual, internal” approach are given for 10 and 6 evaluated principal components, the accuracy for the “ensemble, internal” approach and for the “ensemble, external” approach for 7 evaluated principal components. The “individual, internal” created models achieve accuracies of 95 % and there is no relevant difference if 10 or 6 PC are used. The accuracy for the “ensemble, internal” model is 91 % and for the “ensemble, external” model is 84,6 %

Conclusion

The presented examples do show that application of machine learning methods to data from tribological systems (in this case structure born sound) can help to identify deteriorating machine elements. Thus it can enable condition monitoring in order to establish predictive health management and prevent sudden machine failure due to tribological problems.

References

[1]: Overview over ML approaches from https://scikit-learn.org/stable/_static/ml_map.png , 16th of January 2020

[2]: SKF product information 401 “Bearing failures and their causes”, page 5

[3]: “A new approach to intelligent fault diagnosis of rotating machinery”, Yaguo Lei et. al., Expert Systems with Applications 35, (2008) 1593–1600

Dr. Andreas Vogt
Robert Bosch GmbH
Corporate Research
Robert-Bosch-Campus 1
D-71272 Renningen

Christoph Bienefeld, Andreas Vogt, Marian Kacmar, Eckhard Kirchner

Physics-based feature engineering for predicting the remaining useful life of ball bearings

Abstract:

In rotating machinery, rolling bearings are often the components limiting service life. With the help of precise predictions of remaining useful life, the components can be maintained on a condition-based basis, generating significant cost savings. This avoids both unnecessarily frequent maintenance and downtime caused by component failure. By using machine learning methods, measurement data can be used to automatically predict the condition of components that are subject to wear. Here, the available data and its preprocessing are essential. The measurement of structure-borne sound signals has proven itself in the past for predicting the condition of rotating machine elements. The decisive factor here is to determine so-called features from the high-frequency sampled structure-borne sound signals. These features are supposed to reflect the characteristic properties of the measured signals, whereby the data volume of the features is considerably reduced compared to the volume of the original signals. The prediction quality of the remaining useful life machine learning models is largely dependent on the quality of the generated features. In the literature a multitude of different feature calculations is already documented. Thereby features in the time, frequency and time-frequency domain are to be distinguished. In this contribution, some new features are presented and compared to common features from literature, which enable particularly good ball bearing condition predictions. Subsequently, these promising features are further investigated with respect to their mathematical-physical meanings. Focus is set on the traceability of the processing workflow used.

Introduction

In many applications, rolling bearings are subject to very high material stresses, resulting in bearing damage. Bearing failure can often be very costly, as it often results in the failure of the entire system. To prevent such failures, the predictive maintenance approach is increasingly being adopted in industry. This involves condition monitoring of the bearings so that they can be replaced when some critical damage is reached. With the help of condition-based maintenance, the costs associated with maintenance and machine downtime can be minimized [1]. In order to implement condition-based maintenance, machine learning (ML) algorithms are increasingly being used to draw the connection between measurement signals and the condition of the components. ML can also be used to predict the remaining useful life (RUL) of components. This allows maintenance to be planned at an early stage [2].

The sensor data and its preprocessing used are essential for the accuracy of the RUL predictions. The present contribution focuses on the so-called feature engineering, which is an important part of data preprocessing for machine learning. Measurement data, ML models and evaluation methods are to be seen as constant boundary conditions within the workflow used. Within this framework, different feature engineering methods are investigated. An overview of the investigation approach can be seen in Figure 1.

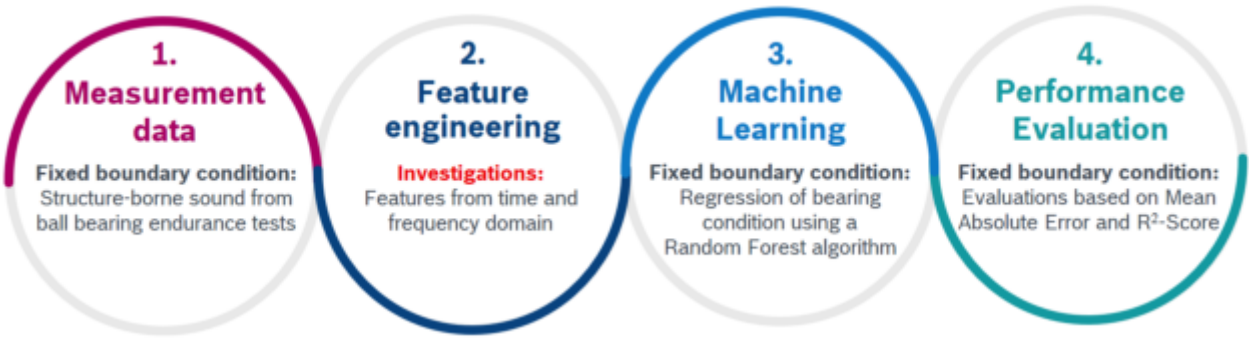


Figure 1: Overview of the workflow used

Measurement data

Aim of the measurements is to record structure-borne sound signals from different rolling bearings as wear progresses. A standard FE9 test rig is used for this purpose. The ball bearings used are of type 6206-C-C3 and lubricated with Isoflex Topas L32 grease by Klüber Lubrication. The sensor used is a 3-axis piezo accelerometer (model PCB-356A15). The sensor is mounted on the cooling block of the test rig, which is in contact with the outer ring of the bearing. For the investigations carried out here, only data from the sensor's X-axis is used, which is oriented radially to the bearing. The data is acquired at a sampling rate of 20 kHz. An imc CRONOSflex Universal Measurement Amplifier and an anti-aliasing filter (Cauer LP, 8th order) at a cutoff frequency of 8 kHz are used in the measurement chain. The amplitude is resolved with 24 bits. There is a constant speed of 6000 rpm with constant axial load and constant bearing temperature. An increased temperature is used to accelerate the bearing wear. The measurement data is recorded at intervals of 1 s with intervening breaks of 59 s. A total of 9 endurance runs are examined. A threshold value in the power consumption of the driving electric motor is defined as a stopping criterion. This leads to test run times ranging between 10 and 20 hours. At the end of the test period, the bearings exhibit very similar damage patterns. Figure 2 shows an exemplary inner ring of a bearing after endurance testing.



Figure 2: Damaged ball bearing inner ring

The aim is to perform a regression of the damage progress based on the measured acceleration data. For this purpose, a label has to be created artificially. As can be seen in Figure 3, a Health Indicator is used as label, which increases from 0 to 1 during the duration of the test run. The value 0 stands for completely healthy, whereas 1 stands for severely damaged.

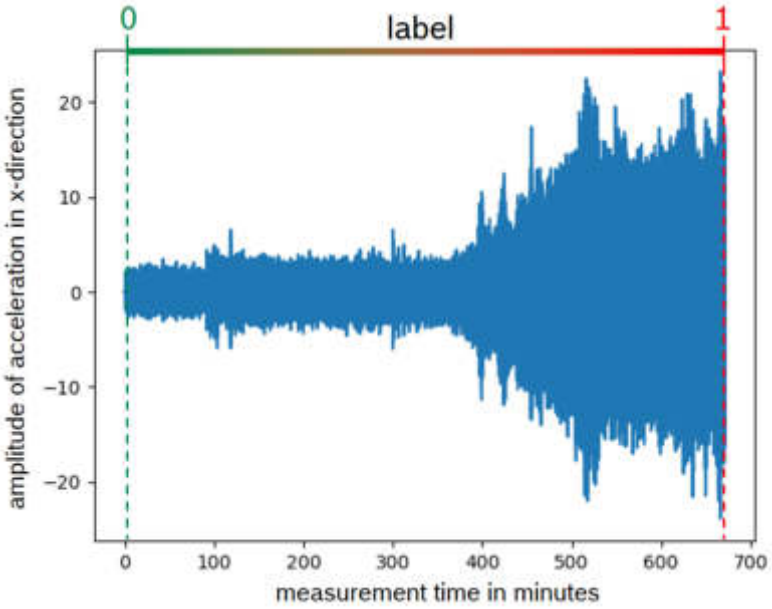


Figure 3: Creation of a health indicator label for supervised learning

Feature engineering

To enable wear detection, the measured structure-borne sound signals have to be preprocessed. Because of the selected sampling frequency (20 kHz) and measurement duration (1 s), the raw data contains 20000 values per measurement interval. Due to this large amount of data, a direct application of ML algorithms based on the raw data would be very inefficient. This problem can be solved using so-called feature generation methods, which are part of feature engineering. An important goal of feature generation methods is to reproduce the information of the raw measurement data in a reduced amount of data. The generated features can be used for an efficient training of ML algorithms. The choice of particular features has a very high influence on the achievable accuracy of the ML [3]. Therefore, the impact of different feature generation methods is to be investigated here.

A variety of feature generation methods based on structure-borne sound signals for rolling bearing damage detection are documented in literature. A distinction can be made between features in the time, frequency and time-frequency domain [4]. Lei et al. propose a collection of features for damage detection of rolling bearings based on structure-borne sound signals [5]. Since these features are frequently utilized in applications, they are used here for comparison purposes.

Furthermore, new features are proposed which are mathematically very simple to calculate and thus offer advantages for real-time applications. These newly proposed features are generated in the time-frequency domain and will be referred to as averaged-frequency-band-features. In order to generate these, the time signal is first split into segments. Then the individual time segments are transferred to the frequency domain using FFTs. The frequency spectrum is split into bands of equal width. As features, the mean values of the frequency bands are used.

Machine Learning

Aim of the workflow used is to test different features and their combinations with little computational effort. For this purpose, the machine learning algorithm used and its settings must not be changed in the course of the investigations. A random forest is chosen here. Random forests can be trained relatively quickly and perform reliably at a high level compared to other regression methods. Being tree-based, random forests provide a built-in way to evaluate features in terms of their relevance to the prediction [6]. For the implementation of the machine learning models the Scikit-learn library is used. Based on preliminary investigations the number of random forest trees is chosen to 500 and the maximum depth of the trees is chosen to 20. The training of the random forest is done on the data from 8 of the performed endurance runs. The test data used to evaluate the performance originates from the 9^{th} bearing endurance run and is thus completely separated from the training data.

Feature Performance Evaluation

The evaluation of the regression quality achieved is carried out with the metrics MAE (Mean Absolute Error) and R^2 (coefficient of determination). Two different feature generation methods are compared. On the one hand, the features proposed by Lei et al. [5] for damage detection of rolling bearings are taken as reference. On the other hand, self-developed averaged-frequency-band-features are examined.

The performance evaluation is carried out on the basis of a 9-fold cross validation. For a total of 9 times, 8 of the endurance runs are used as training data and the remaining run is used as test data. The overall performance, presented in Table 1, is determined by averaging these 9 individual results.

Table 1: Performance comparison

	Averaged-frequency-band-features	Lei-features
MAE (lower is better)	0.0817	0.0940
R^2 (higher is better)	0.864	0.830

Considering both the MAE and the R^2, the averaged-frequency-band-features perform better than the Lei-features. Using the newly proposed averaged-frequency-band-features, the MAE can be reduced by 13 %. Since a total of 24 Lei-features are used, the number of frequency bands of the averaged-frequency-band-features is also chosen to be 24. This prevents a bias of the comparison results due to different feature counts. Given a maximum frequency resolution of 10000 Hz, the bandwidth of the frequency bands is thus 416 Hz.
Figure 4 shows the results for 1 of the 9 predictions performed during cross-validation on the test data for both feature sets used. The diagonal target line on which all points would ideally lie in the case of perfect predictions is plotted as reference. The deviation of the test data points from the diagonal thus indicates the discrepancy between true and predicted bearing condition.

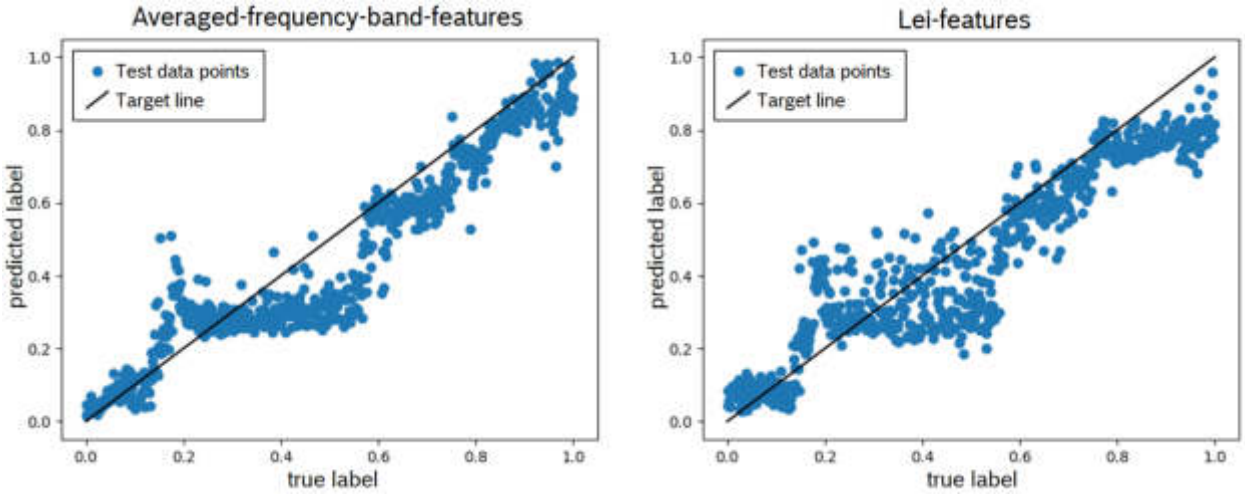


Figure 4: Prediction results of one exemplary test bearing data set

Comparing the two feature sets, it is again evident that the averaged-frequency-band-features provide a more accurate prediction than the Lei-features. Particularly noteworthy are the areas at the beginning (near 0) and at the end (near 1) of the endurance run. In these areas, the advantage of the averaged-frequency-band-features becomes particularly apparent. The reduced prediction error allows for more precisely planned predictive maintenance, which results in cost savings in the industrial application.
Additionally, it should be noted that the calculation of the averaged-frequency-band-features is faster by a factor of 4 in comparison to the Lei-features. This is a major advantage especially with respect to a potential real-time application on performance-limited hardware.

Conclusion

To predict the damage progress of rolling bearings using machine learning, different feature generation methods based on structure-borne sound signals are investigated. The prediction accuracy achieved with the different features is compared in a unified workflow. Under the boundary conditions used here, the newly introduced averaged-

frequency-band-features perform particularly well, especially considering the computationally efficient mathematical formulation.
In future work, further feature generation methods may be created and investigated. Furthermore, it should be analyzed why these features perform well and what meaning individual features may have in a physical sense. There seems to be further potential for optimization here. It is also to be examined to what extent the results achieved can be transferred to more realistic tests in which speed and load parameters are varied. Since this represents a challenge in terms of generalizability, the methodology used may have to be adapted.

References

[1] Robert Bond Randall: Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications, John Wiley & Sons, 2011

[2] Yaguo Lei et al.: Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to RUL prediction, Mechanical Systems and Signal Processing 104, Elsevier, 2018

[3] Yaguo Lei: Intelligent Fault Diagnosis and Remaining Useful Life Prediction of Rotating Machinery, Elsevier, 2017

[4] Kwok F Tom: A Primer on Vibrational Ball Bearing Feature Generation for Prognostics and Diagnostics Algorithms, Army Research Laboratory, 2015

[5] Yaguo Lei et al.: A new approach to intelligent fault diagnosis of rotating machinery, Expert Systems with Applications 35, Elsevier, 2008

[6] Diego Cabrera et al.: Fault diagnosis of spur gearbox based on random forest and wavelet packet decomposition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015

Authors

Christoph Bienefeld, M.Sc.[1,2]
Dr. Andreas Vogt[1]
Dr. Marian Kacmar[1]
Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner[2]

[1] Robert Bosch GmbH
Corporate Research
Robert-Bosch-Campus 1
71272 Renningen, Germany

[2] Technische Universität Darmstadt
Institute for Product Development and Machine Elements
Otto-Berndt-Straße 2
64287 Darmstadt, Germany

Mirco Kröll, Reinhard Grundtner, Francesco Pagano, Erik Nyberg, Vuokko Heino, Dirk Spaltmann, Thomas Gradt

Auswirkungen von vereinheitlichten Prozeduren auf tribologische Versuche

Zusammenfassung:

Anerkannte Institutionen stellen ihre kombinierten Kompetenzen auf dem Gebiet tribologischer Charakterisierungen Industrie und Forschung zur Verfügung (https://www.i-tribomat.eu/). Ein Aspekt hierbei ist eine tribologische Datenbank. Um die nötige Qualität der Daten sicherzustellen sind vereinheitlichte Prozeduren erforderlich, in deren Auswirkungen dieser Vortrag einen Einblick gibt.

Abstract:

Renowned institutions provide their combined competence in tribological characterisation to industry and research (https://www.i-tribomat.eu/). One aspect herein is a tribological database. Harmonised procedures are necessary in order to ensure the quality of data required. Some insights into the effects of these procedures will be presented.

Tribologische Dienstleistungen durch das Europäische Tribologie-Zentrum erfordern vereinheitliche Prozeduren

Im Europäischen Projekt „i-TRIBOMAT“ (Grant Agreement Nr. 814494; Call: H2020-NMBP-TO-IND-2018), verbinden anerkannte Institutionen ihre Kompetenzen tribologischer Charakterisierungen. Hierbei entsteht ein Testfeld (Open Innovative Test Bed) aus über 100 Tribometern, welches innerhalb eines europäischen Zentrums für vielfältige tribologische Dienstleistungen zur Verfügung gestellt wird. Dieses „European Tribology-Centre (ETC)“ wird Industrie und Forschung ganzheitliche Lösungen verschiedenster Problemstellungen anbieten.

Das Unternehmen wird drei Kern-Dienstleistungen anbieten. Diese sind:

- Eine gemeinsame Infrastruktur zur Charakterisierung („shared infrastructure“)
- Maßgeschneiderte digitale Werkzeuge zum Datenmanagement („IT – platform“)
- Spezialisierte Simulations-Anwendungen zum Up-Scaling („collaboration interface“)

Ein zentrales Element des Unternehmens ist eine maßgeschneiderte Datenbank, deren Schema und Struktur die Speicherung der Eigenschaften tribologischer Systeme erlaubt. Diese Datenbank umfasst derzeit rund 950 Attribute.

Qualität der Daten

Für dieses über Europa verteilte Testfeld sind Prozeduren notwendig, die sicherstellen, dass die Resultate und Daten dieser Dienstleistungen charakteristisch und kennzeichnend, vertrauenswürdig, vergleichbar sowie reproduzierbar sind. Sie müssen gleichermaßen unabhängig von den Instituten, Ausrüstungen, Auswertungsmethoden und Durchführenden gültig sein. Diese Qualitätsansprüche an die Daten wiegen umso schwerer, da sie unter anderem als Grundlage für (Bauteil-)Simulationen dienen können.

Die Qualität der Daten wird von vielen Faktoren beeinflusst. So sind beispielsweise Tribometer konstruiert worden, um anwendungsnah Kontaktsituationen nachzustellen. Sie stellen insofern eine Herausforderung dar, da für ihren Bau Standards und Normen fehlen. Davon ist auch die Auswertung des Reibkoeffizienten betroffen, für die beispielsweise bei oszillierenden Bewegungen mindestens vier verschiedene Berechnungsmethoden existieren [1].

Die korrekte Beschreibung der Oberflächenrauheit der beteiligten Körper eines tribologischen Systems ist elementar für die Vergleichbarkeit der tribologischen Daten. Bei der Messung der Rauigkeit von Oberflächen spielt nicht nur die Methodik zur Erfassung der Topographie eine Rolle, sondern auch die Verwendung und Einhaltung der Vorgaben zur Berechnung anhand von Normen. Aktuelle Normen (zum Beispiel die ISO 21920) lassen bei der Anwendung des Cut-Offs Interpretationen zu. Softwarelösungen, die bei den meisten Messgeräten durch Hersteller zur Verfügung gestellt werden, liefern unterschiedliche Ergebnisse für Rauigkeitsparameter, obwohl ihnen derselbe Rohdaten-Input übergeben wurde und sie mit denselben Normenvorgaben arbeiten. Bei diesen Softwarelösungen handelt es sich zumeist um „Black Boxes“, sodass die Gründe für die Ergebnisvarianz im Dunkeln liegen.

Dies sind nur einige Beispiele dafür, wie unterschiedlich tribologische Charakterisierungen durchgeführt beziehungsweise ausgewertet werden können und damit die Vergleichbarkeit sowie die Qualität der Daten bestimmen.

Kontinuierlicher Verbesserungsprozess als Teil des Qualitätsmanagements tribologischer Versuche

Durch verbesserte Ringversuche mit den Projektpartnern als Teilnehmern wurden die zurzeit angewandten Methoden identifiziert. Deren Ergebnisse sind insbesondere hinsichtlich der bereits erwähnten Einflüsse ausgewertet worden. Methodiken und Maßnahmen des Qualitätsmanagements fanden Anwendung, um diese Einflüsse zu minimieren. Schlussendlich wurden Best Practices formuliert, die den Kern der vereinheitlichten Prozeduren des zu gründenden Unternehmens bilden.

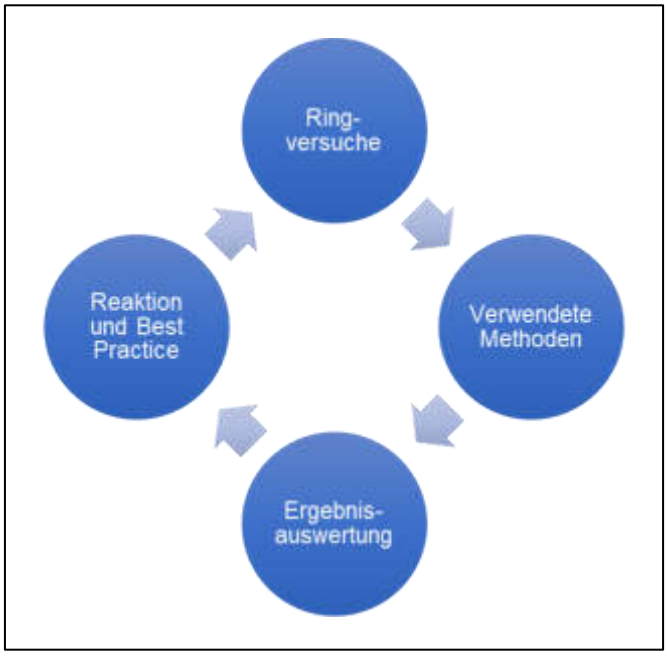


Abbildung 1 Schematischer und kontinuierlicher Prozess zur Vereinheitlichung verschiedener Prozeduren

Dieser kontinuierlicher Verbesserungsprozess ist Teil des Qualitätsmanagements des europäischen Tribologiezentrums und sorgt dafür, dass ein immerwährender Abgleich der verwendeten Methoden stattfindet und gleichzeitig neue, verbesserte Techniken eingebunden werden.

So wurde unter anderem ein dokumentiertes und webbasiertes Tool in Eigenentwicklung des Projektes zur Berechnung der Rauigkeit geschaffen, welches für alle Dienstleistenden des europäischen Tribologiezentrums zur Verfügung gestellt wird. Dies gewährleistet eine einheitliche, nachvollziehbare und geprüfte Berechnung.

Vereinheitlichte Prozeduren und Anwendung von Best Practices können zu einer deutlichen Verringerung beispielsweise der Wiederholstandardabweichung als auch der Vergleichsstandardabweichung führen, wie in Abbildung 2 verdeutlicht wird.

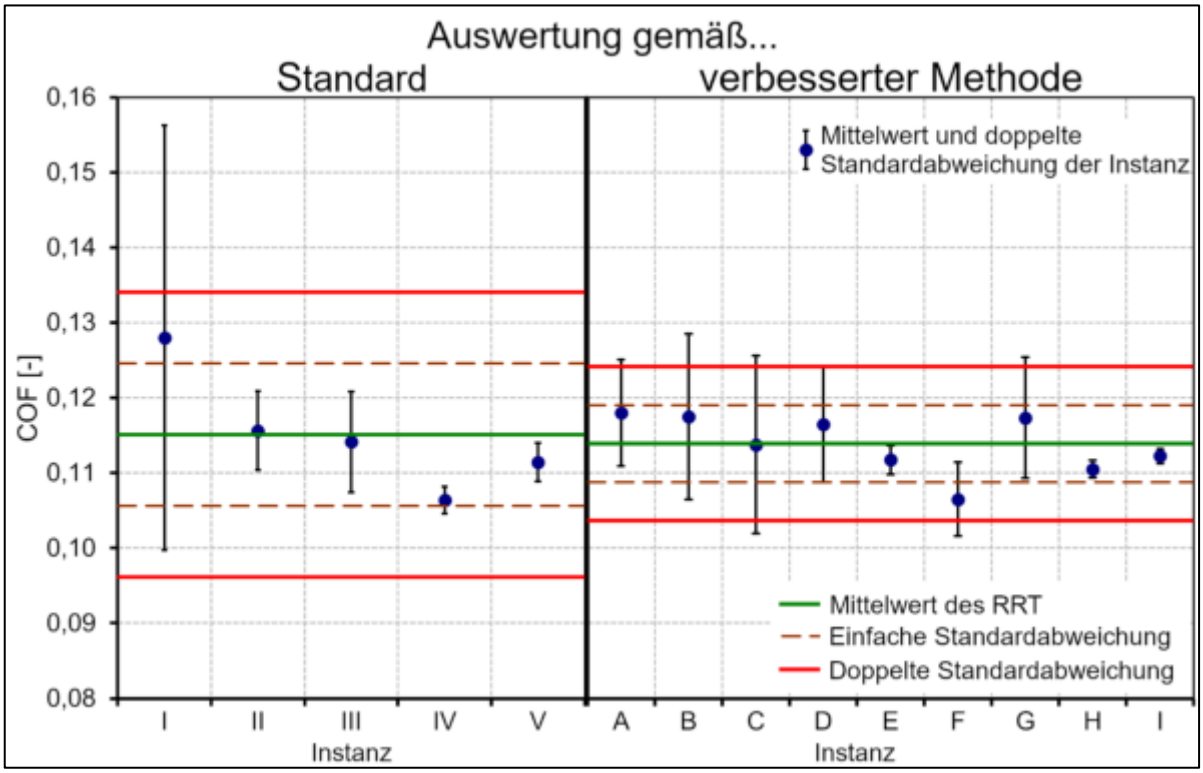


Abbildung 2 Beispielhaftes Ergebnis einer Auswertung des Reibkoeffizienten eines Ringversuches nach Standard bzw. Verwendung verbesserter Methodiken (100Cr6 vs. 100Cr6, geschmiert)

Danksagung

Dieses Projekt hat Förderung durch die Europäische Union innerhalb des Forschungs- und Innovationsprogramms Horizon 2020 unter dem Grant Agreement Nr. 814494, Projekt i-TRIBOMAT, erhalten.

Quellenangaben

[1] I. Llavori, et al., Critical Analysis of Coefficient of Friction Derivation Methods for Fretting under Gross Slip Regime, Tribology International, Volume 143, 2020, 105988, ISSN 0301-679X, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105988.

Autoren

Mirco Kröll, Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), 9.5 - Tribologie und Verschleißschutz, Unter den Eichen 44 – 46, 12203 Berlin

Reinhard Grundtner, AC2T research GmbH, Viktor-Kaplan-Straße 2/C, 2700 Wiener Neustadt, Österreich

Francesco Pagano, Fundación Tekniker, Parke Teknologikoa, C/ Iñaki Goenaga, 5, 20600 Eibar, Gipuzkoa, Spanien

Dr. Erik Nyberg, Ph.D., Lulea Tekniska Universitet, Universitetsomradet Porson, 971 87 Lulea, Schweden

Dr. Vuokko Heino, Ph.D., Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy, Tekniikantie 15A, 02150 Espoo, Finnland

Dr. Dirk Spaltmann, Ph.D., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), 9.5 - Tribologie und Verschleißschutz, Unter den Eichen 44 – 46, 12203 Berlin

Dr. rer. nat. Thomas Gradt, Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), 9.5 - Tribologie und Verschleißschutz, Unter den Eichen 44 – 46, 12203 Berlin

Axel Baumann, Christoph Wincierz, Edgar Steigerwald, Bernd Bertsche

Reibwertverhalten von Getriebeölen und Bedeutung für den Zahneingriff bei Fahrzeuggetrieben

Zusammenfassung:

Die Produktanforderungen an Zuverlässigkeit, Emissionen und Komfort für Fahrzeuggetriebe der Hersteller und OEMs sind hoch. Hierbei ist es für die Dauerlauferprobung von großer Bedeutung bereits früh im Entwicklungsprozess ein maßgeschneidertes Getriebeöl, das die Anforderungen an Dauerhaltbarkeit der mechanischen Komponenten und einen hohen Wirkungsgrad erfüllt, festlegen zu können.
Die Qualifizierung eines geeigneten Getriebeöls erfolgt üblicherweise in Vortests auf Modellprüfständen. Ein wichtiges Leistungsmerkmal von Fahrzeuggetrieben ist deren Geräuschverhalten, welches in erster Linie durch die emittierten Heul- und Rasselgeräusche bestimmt wird. In vorangegangenen Untersuchungen wurde eine Abhängigkeit des Zahneingriffsvorgangs bei Fahrzeuggetrieben von der Ölformulierung nachgewiesen.
Im Rahmen dieses Vortrags wird anhand des Reibwertverlaufs von Getriebeölen der Einfluss auf den Zahneingriffsvorgang von Fahrzeuggetrieben vorgestellt. Dazu werden Reibwertmessungen der Mini Traction Machine mit unterschiedlichen Getriebeölformulierungen präsentiert und der Einfluss von unterschiedlichen Grundölen/Additiven auf das Reibwertverhalten experimentell untersucht. Durch den Einsatz von niedrigviskosen, reibwertoptimierten Ölen in Fahrzeuggetrieben kann der Zahneingriff beeinflusst und so Schwingungen und Geräusche reduziert werden.

Abstract:

The product requirements for reliability, emissions and comfort for automotive transmissions by manufacturers and OEMs are high. For endurance testing, it is of great importance to be able to specify a tailor-made gear oil that meets the requirements for durability of the mechanical components and a high degree of efficiency early in the development process.
The qualification of a suitable gear oil usually takes place in preliminary tests on model test benches. An important performance feature of automotive transmissions is their noise behavior, which is primarily determined by the howling and rattling noises emitted. In previous studies, a dependency of the gear meshing process in automotive transmissions on the oil formulation was proven.
In the context of this lecture, the influence on the tooth meshing process in automotive transmissions will be presented based on the friction coefficient curve of gear oils. For this purpose, friction coefficient measurements of the Mini Traction Machine with different gear oil formulations will be presented and the influence of different base oils/additives on the friction coefficient behavior will be investigated experimentally. The use of low-viscosity, friction-optimized oils in automotive transmissions can influence the meshing of the teeth and thus reduce vibrations and noise.

Introduction and problem definition

The mechanical properties of oils are determined using test methods. There are standardized test methods for determining viscosity and density. The characterization of gear oil based on the dynamic viscosity alone is not sufficient for the physical explanation of different levels of noise emissions in automotive transmissions [1]. For this reason, the test procedure for determining the friction coefficient is used in the following to enable a further distinction between the oils according to mechanical properties.

Friction coefficient behavior of gear oils in gear meshing

The following friction conditions are distinguished in tooth flank lubrication: boundary friction, mixed friction and fluid friction [2]. Under load, the meshing tooth pairs are subject to high surface pressures, whereby the oil viscosity in the lubrication gap increases by leaps and bounds and the teeth deform elastically (elastohydrodynamic fluid friction). The start of engagement at the tooth root area of the driving spur gear and at the tooth tip of the driven spur gear is characterized by high slip values. These are increased when the tooth pairs are pre-engaged, e.g. due to elastic tooth deformation under load [3]. With helical gearing, the tooth flanks roll only in the vertical direction [4]. The oil film is therefore sheared in the tooth width direction.

Friction coefficient measurement with MTM and formulation of the oils examined

The friction conditions during tooth flank lubrication can be assessed using the Stribeck curve. The Stribeck curve represents the friction coefficient as a function of the speed. A

Mini Traction Machine (MTM) from PCS Instruments with a ball/plate measurement setup was used to determine the friction coefficient behavior of gear oils. This allows the friction coefficient of an oil to be determined at low speeds in the range of boundary and mixed friction up to elastohydrodynamic (EHD) fluid friction at high speeds.
Commercially available gear oils and self-formulated gear oils with various base oil types and VI improvers were used as the oils to be examined. All oils have a comparable viscosity level at the test temperature of 80 °C, so that the measured friction behavior can be traced back to the different chemical components of the oils, see Table 1.

Table 1: Viscosity data and formulations of the oils tested

	PAO/ HC/SN	**PAO/ HC**	**PAG1**	**PAG2**	**HC1**	**HC2**	**M1**	**HC/ MoDTC**	**HC/disp. VII**
Kin. Viscosity 40 °C	37,20 mm^2/s	37,80 mm^2/s	46,12 mm^2/s	32,00 mm^2/s	40,66 mm^2/s	32,64 mm^2/s	32,00 mm^2/s	40,77 mm^2/s	48,88 mm^2/s
Kin. Viscosity 100 °C	7,10 mm^2/s	7,30 mm^2/s	9,77 mm^2/s	7,10 mm^2/s	6,92 mm^2/s	6,97 mm^2/s	5,50 mm^2/s	6,90 mm^2/s	11,04 mm^2/s
Density 15 °C	862,0 kg/m^3	855,1 kg/m^3	1.028 kg/m^3	1.023 kg/m^3	845,0 kg/m^3	859,0 kg/m^3	906,3 kg/m^3	846,0 kg/m^3	854,4 kg/m^3
Dyn. Viscosity 80 °C	9,03 mPas	9,19 mPas	14,65 mPas	10,44 mPas	8,84 mPas	8,61 mPas	7,52 mPas	8,80 mPas	13,05 mPas
Base oils	PAO8, SN5, White-oil 3	PAO8, HC4	PAG insoluble in oil	PAG insoluble in oil	HC6, HC8	HC3	Cyclo-hexane in chair formation	HC6, HC8	HC3
Base oil viscosity 100 °C	$8mm^2/s$ $5mm^2/s$ $3mm^2/s$	$8mm^2/s$ $4mm^2/s$	$9mm^2/s$	$7mm^2/s$	$6mm^2/s$ $8mm^2/s$	$3mm^2/s$	$6mm^2/s$	$6mm^2/s$ $8mm^2/s$	$3mm^2/s$
Additives	EP/AW, dispersing PAMA	EP/AW, dispersing PAMA	Little AW	Little AW	ZnDDP	ZnDDP, non-dispersing PAMA	EP/AW	ZnDDP, MoDTC	ZnDDP, dispersing PAMA

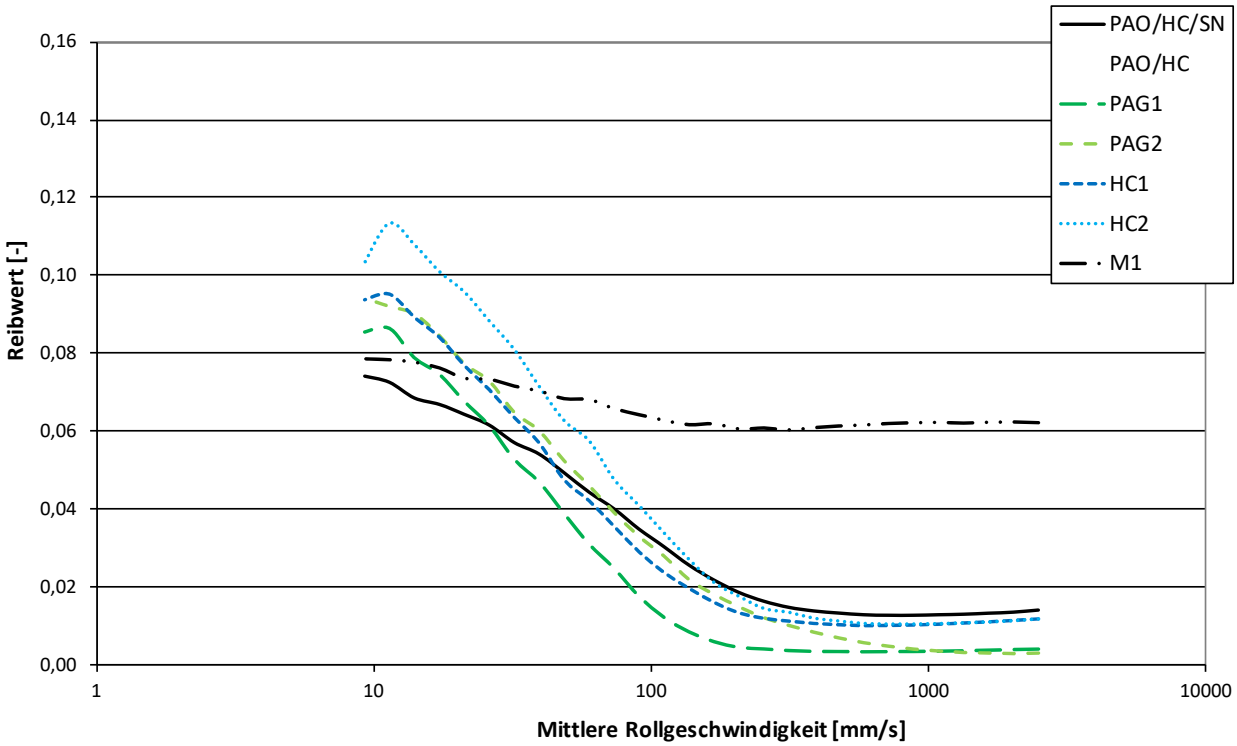


Figure 1: Friction coefficient curves of examined gear oils at *SRR* = 0,05 (almost pure rolling with a low proportion of sliding)

First, in Figure 1, the friction coefficient curves of the oils at *SRR* = 0,05 are examined. This operating condition can be compared with the friction conditions in tooth contact near the pitch point. If the amount of sliding in contact is lower, the overall friction coefficient of all oils drops significantly compared to Figure 2, as the oil is subject to lower shear stress in this state and the level of the lubricant film in the gap can thus be better maintained. The traction fluid M1 has the consistently highest friction coefficient curve in the area of mixed and fluid friction. Almost all oils are at the same level in the mixed friction range, with the exception of PAG1 with the lowest friction coefficient curve and HC2 and PAO/HC with the highest friction coefficient curve. The PAG oils PAG1 and PAG2 have the lowest friction coefficient in the area of fluid friction at speeds from 880 mm/s. The oils HC1 and HC2 show different frictional behavior in the area of boundary and mixed friction. In the area of fluid friction from 880 mm/s, the two hydrocrack oils behave identically.
The next step is to analyze the friction coefficient curves of the oils with rolling and superimposed sliding with *SRR* = 0,5, see Figure 2. This corresponds to the friction conditions at the start of the engagement in the tooth root area of the driving gear and at the tooth tip of the driven gear. At low average rolling speeds of up to approx. 10 mm/s, all oils in contact have boundary friction at a friction coefficient of 0,08–0,14. This area is characterized by a comparatively high friction coefficient, since the proportion of solid bodies carried is highest at low speeds. The two HC oils (HC1, 2) have the highest coefficients of friction in this area and the two PAO/HC formulations (PAO/HC/SN, PAO/HC) have the lowest coefficients of friction. The coefficients of friction of the PAG oils (PAG1, 2) are between those of the HC and PAO/HC formulations. The traction fluid M1, which is characterized by a constantly high friction coefficient over a wide range of mean rolling speed, is a special case in comparison. The traction fluid M1 is designed for use in toroidal continuously variable transmissions, where a high friction coefficient is required in order to be able to transmit high forces via the fluid.

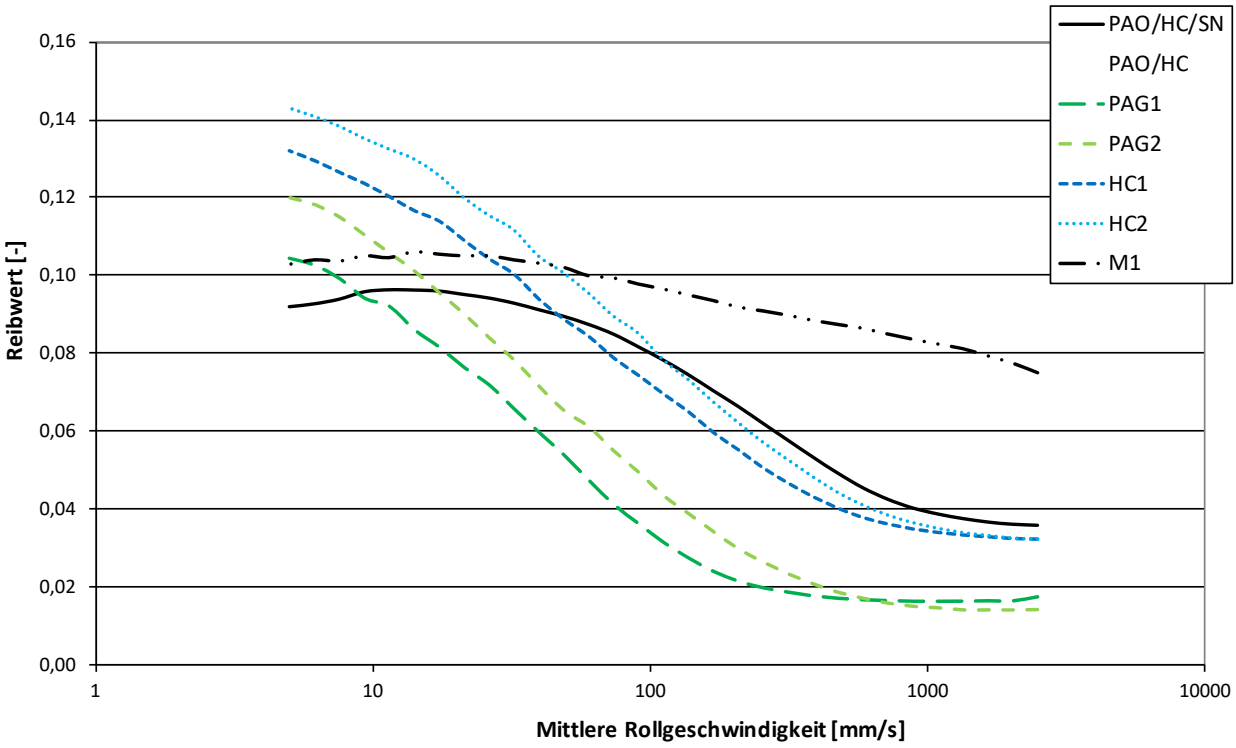


Figure 2: Friction coefficient curves of examined gear oils at *SRR* = 0,5 (rolling with superimposed sliding)

With increasing speed, the friction coefficient of all other oils falls further and the range of fluid friction is reached at around 1.800 mm/s. The PAO/HC formulations in the area of mixed and fluid friction are around 0,04–0,02 higher in the friction coefficient than the PAG oils. As the rolling speed increases, the PAG2 adapts to the coefficients of friction of the PAO/HC and HC oils at around 0,038. The two PAG formulations show a very low friction coefficient, especially in the area of fluid friction, which means less power transmission through the fluid and low energy losses in tooth meshing. Compared to PAG2, PAG1 has the lowest friction coefficient curve of all the oils examined in the area of mixed friction.

Influence of the gear meshing behavior under vibration excitation by the friction coefficient of the gear oil

Rattling noises occur when loose parts such as unloaded gears or synchronizer rings are stimulated to move within their play by torsional vibrations, such as those caused by an internal combustion engine and hit the limits of the play. In the case of load-free meshing gears in automotive transmissions, the torsional vibration excitation causes a deviation from the law of gearing and thus from error-free tooth flank meshing. As a result, there are ingress impacts at the start of the tooth engagement, which lead to high noise emissions from the automotive transmission [1]. Noise reduction can be achieved significantly by avoiding the ingress impacts, e.g. by using gear oils with a low friction coefficient at a high proportion of sliding.

For this purpose, a manual transmission in a front-transverse arrangement was measured acoustically on a transmission test rig with first gear engaged. The constant transmission input speed of 900 min^{-1} was superimposed by a rotational irregularity of the second engine order, as occurs in four-cylinder engines. The angular acceleration amplitude was increased from 0–2.000 rad/s^2 and the measured sound pressure level was plotted

against the angular acceleration [5], see Figure 3. The oils according to Table 1 were varied in the series of measurements.
The two PAG oils show significantly lower sound pressure levels over the entire range of the angular acceleration amplitude in comparison with the other oils examined. Compared to PAO/HC/SN, PAG1 shows up to 2 dB(A) and PAG2 up to 4 dB(A) lower sound pressure level in the measurement. The noise behavior of PAG2 is remarkable. Compared to PAO/HC/SN, PAG2 has an identical viscosity behavior at the same oil sump temperature and generates lower transmission noise emissions. In the friction coefficient measurements (see Figure 2) PAG1 and PAG2 are lowest in the mixed/fluid friction range.
In contrast, the traction fluid M1 is at the same noise level as PAO/HC and thus generates the highest sound pressure level in comparison with the other oils. In the friction coefficient measurements (see Figure 2), the M1 is highest in the mixed and fluid friction range. PAO/HC shows a significantly different behavior than M1 in the friction coefficient measurements. As a result, there is no correlation between the friction coefficient measurement and the measurement of transmission noise between M1 and PAO/HC.
However, this behavior allows the following conclusions: there is no pure fluid friction in the unloaded tooth meshing with vibration excitation, but rather EHD and, in the range of low angular acceleration amplitudes, boundary friction conditions. Likewise, the density of the oils in Table 1 has no correlation with the measured sound pressure levels in Figure 3 and therefore has no influence on the impact absorption.
The friction coefficient-optimized formulation HC/disp. VII leads to a sound pressure level reduction of up to 1,5 dB(A) compared to PAO/HC/SN in a wide range of vibration excitation. The dispersing PAMA used has a friction-reducing effect in the EHD friction at the start of the tooth engagement with high proportions of sliding friction. This avoids the ingress impacts caused by the vibration excitation and the transmission noise emissions are reduced.

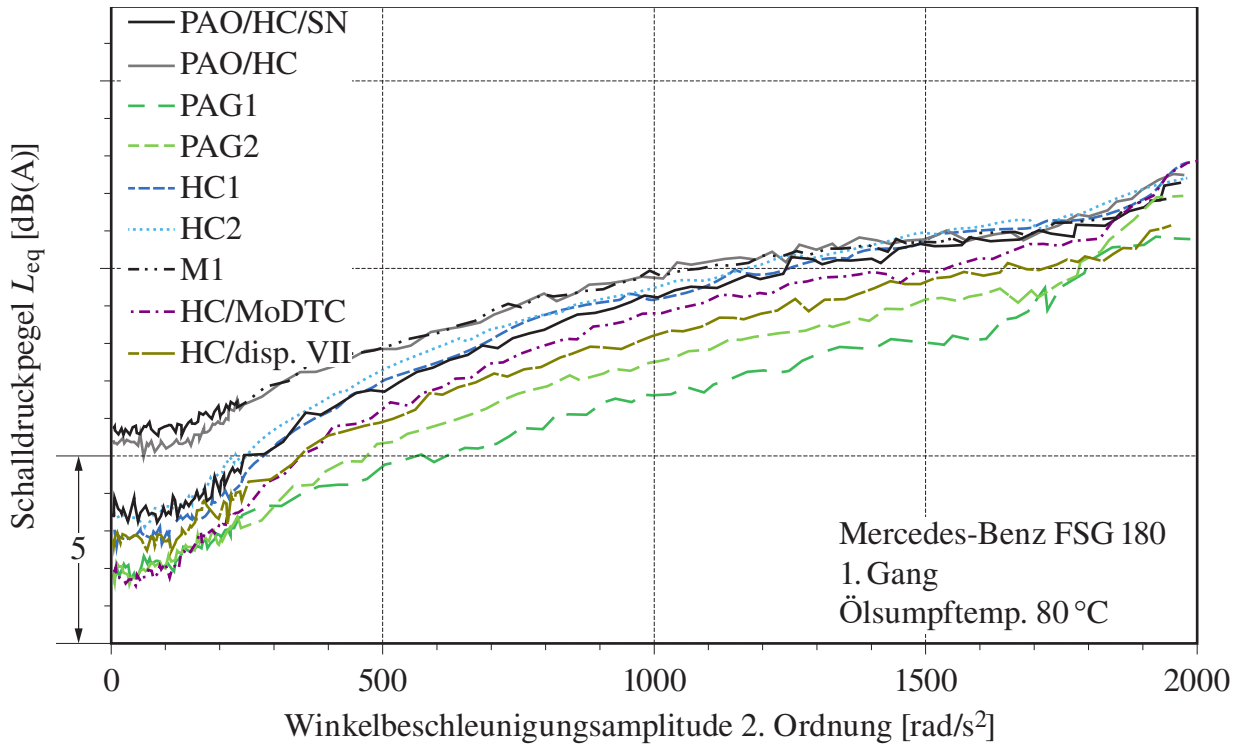


Figure 3: Transmission noise level over the excitation amplitude at the transmission input with the examined gear oils according to Table 1

In the range up to 350 rad/s^2 in particular, the HC/MoDTC oil formulation reduces the sound pressure level by up to 2 dB(A) compared to PAO/HC/SN. This is achieved by the friction modifier additive MoDTC in the area of boundary friction and thus HC/MoDTC is on the same sound pressure level as PAG2.

Summary and Outlook

Knowledge of the course of the friction coefficient of gear oils in the area of boundary, mixed and fluid friction is essential in order to be able to make early statements about the efficiency, noise emissions and wear of automotive transmissions. For this purpose, the gear oil is specifically formulated from certain PAG or PAO/HC base oils with PAMAs as VI improvers in order to achieve a low friction coefficient. The friction coefficient behavior of a gear oil formulation is determined not only by the viscosity but also by the steric structure of the molecules it contains. The friction coefficient measurement with the help of the MTM is suitable for fine-tuning the formulation with regard to the percentage of base oils and additives. In this way, suitable additives that reduce the friction coefficient can be identified in a short time and optimized for use in gear oils. Nevertheless, the pre-tested gear oil formulation must be checked for compliance with the requirements with regard to efficiency, noise emissions and wear in the transmission. In further series of measurements, different additives and base oil types are examined with regard to the friction coefficient behavior and noise emissions in automotive transmissions.

References

[1] A. Baumann, „Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle," Ph.D. thesis, University of Stuttgart, 2013.

[2] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz and W. Novak, Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application, Berlin, Heidelberg: Springer, 2011.

[3] W. Steinhilper and B. Sauer, Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Berlin, Heidelberg: Springer, 2008.

[4] G. Niemann and H. Winter, Maschinenelemente, Band 2: Gertriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2003.

[5] A. Baumann, P. Fietkau and B. Bertsche, „Nachbildung verbrennungsmotorischer Drehschwingungen auf einem Getriebeprüfstand für Rasselgeräuschuntersuchungen," in *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung*, Stuttgart, 2011.

Authors

Dr.-Ing. Axel **Baumann**, AVL Deutschland GmbH & ZG TriboTech, Gerbergärten 25, 71332 Waiblingen, Germany, Contact: linktr.ee/drab
Dr.-Ing. Christoph **Wincierz**, Evonik Operations GmbH, Kirschenallee, 64293 Darmstadt, Germany
Dr. Edgar **Steigerwald**, formerly Deutsche Pentosin-Werke GmbH, Industriestraße 35–53, 22880 Wedel, Germany
Prof. Dr.-Ing. Bernd **Bertsche**, Institute of Machine Components (IMA), University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 9, Stuttgart, Germany

Acknowledgement

The project was carried out at the Institute of Machine Components (IMA), University of Stuttgart and supported by Daimler AG, Evonik Operations GmbH and formerly Deutsche Pentosin-Werke GmbH, Germany.

Joerger, A.; Lin, T-H.; Spadinger, M.; Bause, K.; Ott, S.; Albers, A.

Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager

Zusammenfassung:

Öle und Fette sind die häufigsten Schmiermittel für mechanische Konstruktionselemente wie Wälz- oder Gleitlager im Maschinenbau. Forschungen unterschiedlicher Disziplinen hat ein umfangreiches Verständnis der Schmiermechanismen geliefert, das die Anwendung der beiden Schmiermittel unter verschiedenen Randbedingungen, wie etwa bei extremen Temperaturen oder hohen Drücken, ermöglicht. Neben diesen beiden klassischen Schmiermitteln stellen Festschmierstoffe eine Alternative dar, um tribologische Systeme zu schmieren. Da diese Systeme jedoch vergleichbar wenig erforscht sind, steht kaum Fachwissen zu deren Verwendung in üblicher Konstruktionsliteratur zur Verfügung. Im Rahmen dieses Beitrags werden experimentelle Ergebnisse zum Reibungsverhalten von graphitgeschmierten Axialkugellagern präsentiert. Es werden Axialkugellager 51208 mittels Airbrushpistolen mit Graphitdispersion geschmiert. Die Ergebnisse sind Reibungszahlen im Bereich von 0,008 ($C/P = 6$) bis 0,019 ($C/P = 47$). Die Reibungszahl sinkt somit mit steigender Last, wohingegen bei steigender Drehzahl keine signifikante Veränderung gemessen werden kann.

Abstract:

Oil and grease are the most common lubricants for mechanical design elements such as rolling or journal bearings. Research in different areas has provided a comprehensive understanding of the lubrication mechanisms and allows the application of both lubricants under different conditions, such as extreme temperatures or high pressures. In addition to these two classic lubricants, solid lubricants represent an alternative method of lubricating tribological systems. However, since these systems are under-researched, little expertise on their use is available in common literature. In this paper, experimental results on the friction behavior of graphite-lubricated axial ball bearings are presented. Axial ball bearings 51208 are lubricated with graphite dispersion using air-brush. The results show coefficients of friction in the range of 0.008 ($C/P = 6$) to 0.019 ($C/P = 47$). The coefficient of friction decreases with an increasing load, whereas with increasing rotational speed no significant changes are measurable.

1. Einleitung

Getriebe und Wälzlager werden heutzutage überwiegend mit Ölen und Fetten geschmiert. Aufgrund der häufigen Verwendung der beiden Schmiermittel sind diese umfangreich erforscht. Festschmierstoffe dagegen sind eine Gruppe von Schmiermitteln, die kaum erforscht sind, weshalb auch kaum Erfahrungswissen vorhanden ist. Dies zeigt sich nicht zuletzt in den wenigen Informationen, die in gängiger Konstruktionsliteratur zu Festschmierstoffen zu finden sind. Die Erforschung der Festschmierstoffe hat daher zum Ziel, neue Erkenntnisse zu deren Schmiermechanismen zu generieren, um sie zielgerichtet in tribologischen Konstruktionselementen wie Getrieben oder Wälzlagern einsetzen zu können. Neben den hochbelasteten Wälzkontakten können die Ergebnisse auch Aufschluss geben, ob der Einsatz in geringer belasteten Anwendungen (z. B. Gleitlagern) Vorteile mit sich bringt.

In diesem Beitrag wird der Einfluss von Graphit auf das Reibungsverhalten von Axialkugellagern untersucht. Dazu wird eine Validierungskonfiguration genutzt und das übertragende Drehmoment der Axialkugellager (Verlustmoment) gemessen . Daraus kann anschließend die Reibungszahl bestimmt werden. Die handelsüblichen Axialkugellager werden dabei zu Beginn und im Betrieb mit Graphitdispersion geschmiert.

2. Stand der Forschung

Graphit besteht aus Schichten von hexagonal angeordneten Kohlenstoffatomen (siehe Abbildung 1). Es wird zum einen aus natürlichen Lagerstätten in u. a. China, Indien und Südkorea gewonnen. Zum anderen kann es auch synthetisch hergestellt werden (Acheson-Verfahren). Graphit wird bspw. in Bleistiften, Elektroden oder als Schmiermittel verwendet. [1]

Die Schmierwirkung von Graphit ist bereits seit vielen Jahrzehnten bekannt. 1928 postulierte Bragg dazu die sogenannte „deck-of-cards“ Theorie [2]. Er begründet die Schmierwirkung von Graphit im Abscheren der Ebenen. Einige Forschungsberichte widersprechen dieser Theorie, wonach die Schmierwirkung von Graphit auf Zusatzmoleküle im Kontakt (bspw. Wassermoleküle) zurückzuführen ist. [3–5]
Demnach sind die Umgebungsbedingungen eines mit Graphit geschmierten Systems entscheidend für die Ausprägung der Reibungseigenschaften. In tribologischen Konstruktionselementen wie Gleit- oder Wälzlagern wird Graphit nur selten als Schmiermittel eingesetzt. Nicht zuletzt da auch nur wenig Informationen in üblicher Konstruktionsliteratur [6–8] zur Verfügung stehen, findet es bei Ingenieuren nur selten Anwendung.

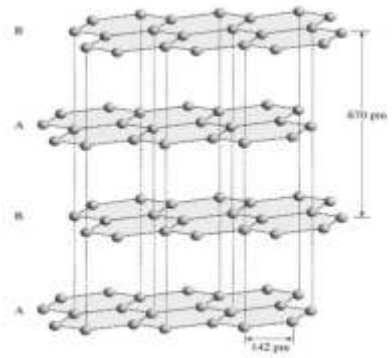


Figure 1: Graphitstruktur [1]

Kiran et al. [9] fertigten eine Legierung mit Graphitzusatz für Gleitlager. Der Verschleiß in den Versuchen mit dem Material entsprach dabei den Erwartungen der Forscher. Mit mehr Last, mehr Geschwindigkeit oder höherer Laufzeit entstand in den Versuchen mehr Verschleiß. Sharma et al. [10] nutzen eine ähnliche Legierung wie Kiran et al. und zeigten, dass im Bereich von Grenzreibung der Verschleiß eines Gleitlagers durch das zugesetzte Graphit reduziert werden konnte. Im Bereich der Wälzlager gibt es bereits einen Anbieter, der Wälzlager mit Graphitschmierung für Temperaturen bis zu 350°C bewirbt [11]. Ein weiterer Hersteller [12] bewirbt Festschmierstoffe, die in Compounds mit Ölen oder Fetten gebunden oder gelöst sind. Offen bleibt dabei jedoch die genaue Zusammensetzung der Schmierstoffe. Beide Angaben eint, dass die beworbenen Lager bzw. Schmiermittel nur für geringe Drehzahlen (< 500 1/Min) (vgl. [11,12]) freigegeben sind. Somit zeigt sich, das Graphit als Schmiermittel erst wenig erforscht ist. Nur wenige Forschungsberichte existieren, die den Einfluss von reinem Graphit auf das tribologische Verhalten eines Kontakts analysieren. Morstein und Dienwiebel Klicken oder tippen Sie hier, um Text einzugeben. [13] untersuchen mit einem Mikrotribometer den Einfluss unterschiedlich dicker Graphitbeschichtungen auf die Reibwerte. Sie finden heraus, dass bei zunehmender Schichtdicke die Reibwerte sinken, was jedoch durch Pflügeffekte mehr als ausgeglichen wird.
Die Literaturrecherche zeigt, dass bisher nur wenig Erfahrungswissen zum Einsatz von Graphit in mechanischen Konstruktionselementen vorhanden ist. Erste Erfahrungen zu Graphitschmierungen sind vorhanden, umfassen aber Graphit in einem Bindemittel, dessen Einfluss auf das Reibverhalten noch nicht ausreichend erklärt wird. Darüber hinaus fehlen Forschungsberichte zum Einfluss von Graphit auf hochbelastete Wälzkontakte.

2.1. Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Analyse des Reibungs- und Verschleißverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager. Der Einsatz von bindemittelfreiem Graphit erlaubt die Analyse des Einflusses von reinem Graphit auf das Reibungszahlverhalten der Wälzlager. Dabei werden hochbelastete Wälzkontakte bei unterschiedlichen Lagerdrehzahlen betrachtet und das Verhalten über die Reibungszahl beschrieben. Die Ergebnisse geben Aufschluss über die Randbedingungen, unter denen Graphitschmierungen in hochbelasteten Kontakten eingesetzt werden können.

3. Methode

3.1. Prüfling

Die Versuche werden mit handelsüblichen Axialkugellagern (Baureihe 51208) durchgeführt. Die Lager werden gereinigt, bevor sie manuell mit Graphit beschichtet werden. Die Beschichtung erfolgt mittels handelsüblicher Airbrush-Pistolen (Harder-Steenbeck Ultra Solo). Aufgesprüht wird Graphitdispersion (DAG 386, [14]), die als Verdünnungsmittel überwiegend Ethanol enthält. Noch während des Beschichtungsvorgangs verdampft das Ethanol und eine dunkle Graphitschicht bleibt auf der Oberfläche haften. Für die Beschichtung werden die Lager zerlegt und Innen- und Außenringe sowie Käfige und Kugeln separat beschichtet. Die Käfige werden von beiden Seiten beschichtet. Anschließend sollten die Lager bei Raumklima mindestens 24 h trocknen. Die gereinigten Lager sind in Abbildung 1 abgebildet. Die anschließende Beschichtung mit der Airbrush-Technik und Graphitdispersion führt zu den dunkel eingefärbten Lagern (vgl. Abbildung 2).



Abbildung 1. Axiallager vor der Beschichtung.



Abbildung 2. Axiallager nach der Beschichtung und vor den Versuchen.

3.2. Validierungskonfiguration

Die Untersuchungen werden auf einem Systemtribometer am IPEK – Institut für Produktentwicklung durchgeführt. Der Antrieb des Lagerinnenrings erfolgt über ein Planetengetriebe und einen Asynchronmotor. Die Lager sind in einer abgedichteten Prüfkammer, sodass kein Öl aus dem Getriebe das Lager beeinflussen kann. Die Normalkraft wird über Pneumatikzylinder aufgebracht und mit einem Axialkraftsensor gemessen. Die gemessenen Axialkraft wird mit dem gemessen Drehmoment zur Berechnung der Lagerreibungszahl verwendet.

In Abbildung **3** ist der Prüfstand in einer Schnittansicht durch den Prüfling dargestellt. Auf der linken Seite befindet sich die Messeinheit, die in Abbildung **4** isoliert dargestellt ist. Der Prüfling ist im mittleren Bereich, der Messkammer, eingebaut und vor äußeren Verschmutzungen wie etwa Öl geschützt. Die Prüfumgebung umfasst insgesamt 6 nutzbare Prüfkammern. Um eine gleichmäßige Schmiermittelverteilung zu gewährleisten, werden die Versuche aktuell mit nur einer Prüfkammer durchgeführt.

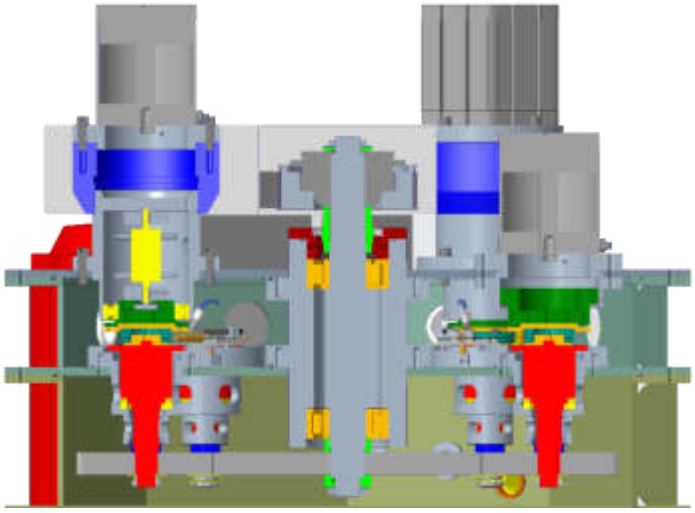


Abbildung 3. Prüfstand in Schnittansicht

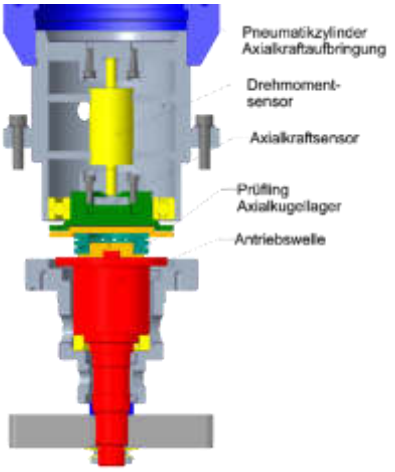


Abbildung 4. Messaufbau im Prüfstand

Diese Untersuchungen umfassen Betriebspunkte bei 250 und 500 1/min bei 1, 1,5 und 2 GPa Flächenpressung zwischen Kugel und Ring. Die Auswertung der Versuche erfolgt über die Reibungszahl, die sich mit $\mu = M_{gemessen}/(r_{Lager}F_{Axial})$ berechnet. Der Begriff Reibungszahl beschreibt daher das Verhältnis von Reibmoment zum Produkt aus Axialkraft und Lagerradius über das gesamte Lager. Daher gehen in seine Berechnung Einflüsse vom System Wälzlager ein, weshalb die Reibungszahl als Funktional in Abhängigkeit von bspw. Last, Geschwindigkeit oder Ort zu verstehen ist. Davon abgegrenzt ist der Begriff Reibwert zu interpretieren, der üblicherweise für das Verhältnis von Tangential- und Axialkraft in Gleitsystemen mit einem Kontakt verwendet wird. Er beschreibt dabei systemunabhängig die Reibung und wird üblicherweise mit Modellversuchen ermittelt.
Die Schmierung der Lager erfolgte in Intervallen. Je 60 s wurde 0,4 ml 5%-Graphitdispersion zwischen Lagerinnenring und Käfig stoßweise eingesprüht. Die Menge wurde experimentell in Vorversuchen festgelegt und sollte ein konstantes Reibungsverhalten im Einsprühintervall gewährleisten. Die Nachschmierung erfolgt über die in Abbildung 5 dargestellte Nachschmiereinheit. Dabei wird die Graphitdispersion über den blau gefärbten Schlauch zugeführt. Die Luftversorgung für die Pistole verläuft unterhalb und ist nicht dargestellt. Die Aktivierung erfolgt über einen Pneumatikzylinder, der in der Abbildung nicht dargestellt ist. Der Spalt zwischen Lagerinnenring und Käfig beträgt nur wenige Millimeter, weshalb der Großteil der Graphitdispersion nicht in das Lager gelangt, sondern sich auf den Außenseiten der Lagerbauteile und in der Messkammer verteilte.

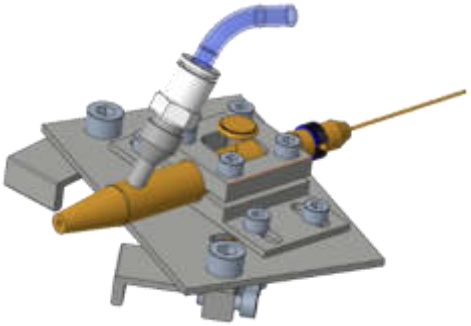


Abbildung 5. Die Nachschmiereinheit, die über einen Pneumatikzylinder alle 60 s 0,4 ml Graphitdispersion in das Lager sprüht.

Das Ziel der Versuche war die Ermittlung eines Reibungszahlkennfelds für graphitgeschmierte Axiallager. Bei den Drehgeschwindigkeiten von 250 und 500 1/min wurden Kontaktdrücke zwischen Kugel und Ringen von 1, 1,5 und 2 GPa aufgebracht. Vor Beginn einer Messung wurden die Lager 5 min bei konstanter Drehzahl (250 1/min) und 1 GPa Kontaktdruck eingelaufen. Anschließend erfolgte die Messung im genannten Parameterraum. Die Dauer einer Messung beträgt 15 min. Für jeweils eine Geschwindigkeitsstufe wird ein Lager verwendet. Es wurden somit 6 Lager für die vorgestellten Versuche verwendet. Der Parameterraum ist in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt. Die Messung des Drehmoments erfolgte mit einer Abtastrate von 100 Hz. In den Abbildungen des Reibungszahlverlaufs wurde daher ein gleitender Mittelwert genutzt, um die Ergebnisse übersichtlich darzustellen.

Tabelle 1 Versuchsplan

	Versuchs-reihe 1	Versuchs-reihe 2	Versuchs-reihe 3	Versuchs-reihe 4	Versuchs-reihe 5	Versuchs-reihe 6
Prüfling 1 250 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa
Prüfling 2 500 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa
Prüfling 3 500 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa
Prüfling 4 250 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa
Prüfling 5 250 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	x	x	x
Prüfling 6 500 1/min	1 GPa	1,5 GPa	2 GPa	x	x	x

4. Ergebnisse

4.1. Initiale Beschichtung der Wälzlager

Bereits beim Zusammensetzen der Ringe und dem mit Kugeln befülltem Käfig löste sich die Beschichtung auf den Laufbahnen und auf den Kugeln ab. Auf den ringförmigen Flächen neben den Laufbahnen blieb das Graphit überwiegend haften, da hier beim Zusammenbau keine Berührungen stattfinden. In diesem Bereich (siehe Abbildung 6**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) kam es trotzdem beim Zusammensetzen der Lager lokal zu Abplatzungen, die die Messung der Graphitschichtdicke ermöglichen. Die Graphitschichtdicke wurde mit einem Digitalmikroskop gemessen und betrug ca. 70 µm (siehe Abbildung 7). Auf der Kugellaufbahn, dargestellt in Abbildung 6**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, ist kaum Graphit erkennbar. Oberflächenanalytische Untersuchungen zum verbliebenden Graphit an der Oberfläche folgen in weiteren Arbeiten.

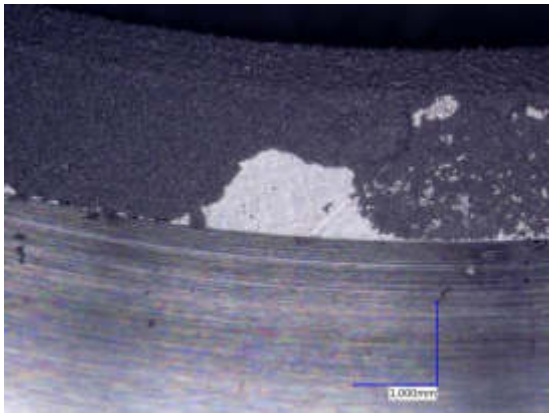


Abbildung 6. Randbereich eines Rings mit Laufbahn.

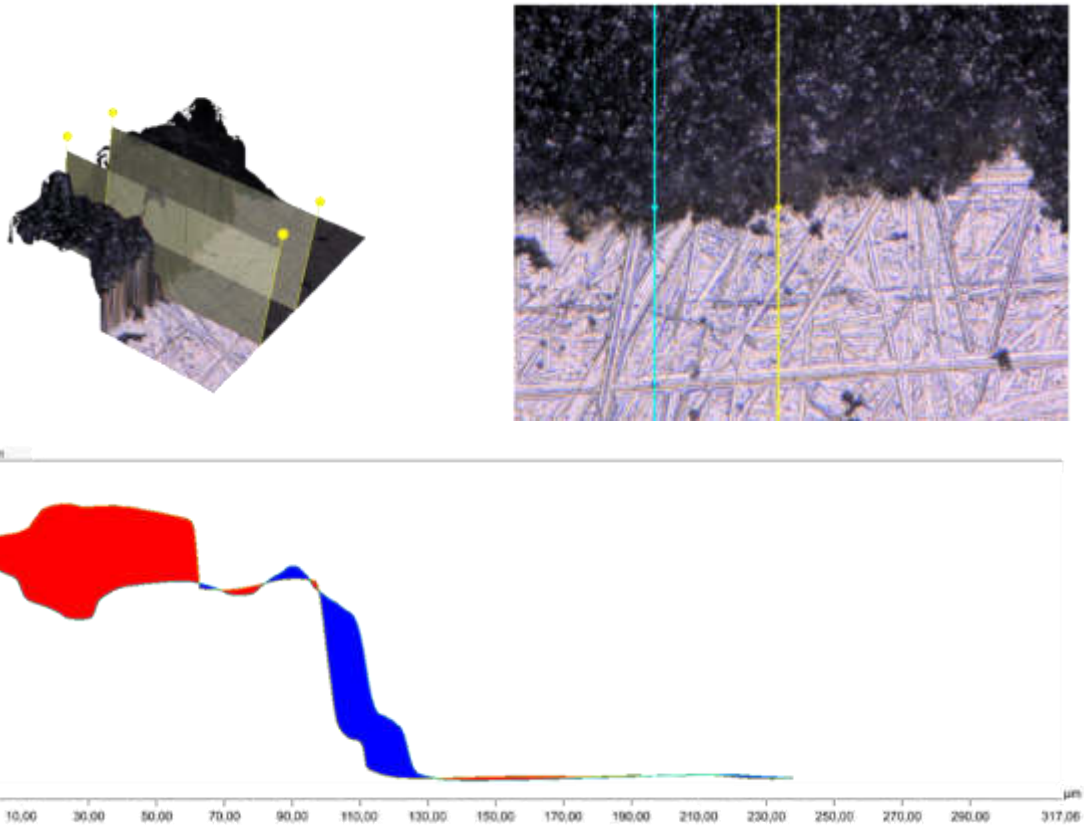


Abbildung 7. Bestimmung der Graphitschichtdicke mit einem Digitalmikroskop

4.2. Ungeschmierte Lager

Zur besseren Vergleichbarkeit der gemessenen Reibungszahlen wurden auch Versuche mit ungeschmierten Lagern durchgeführt. Die Reibungszahl eines ungeschmierten Lagers bei 250 1/min und 1 GPa Flächenpressung ist in Abbildung 8 abgebildet. Neben dem Absolutwert nahm bei den Versuchen auch die Schwankung des gemessenen Drehmoments zu. Um Schäden vorzubeugen, wurde der Versuch bei Drehmomentspitzen von über 10 Nm beendet.

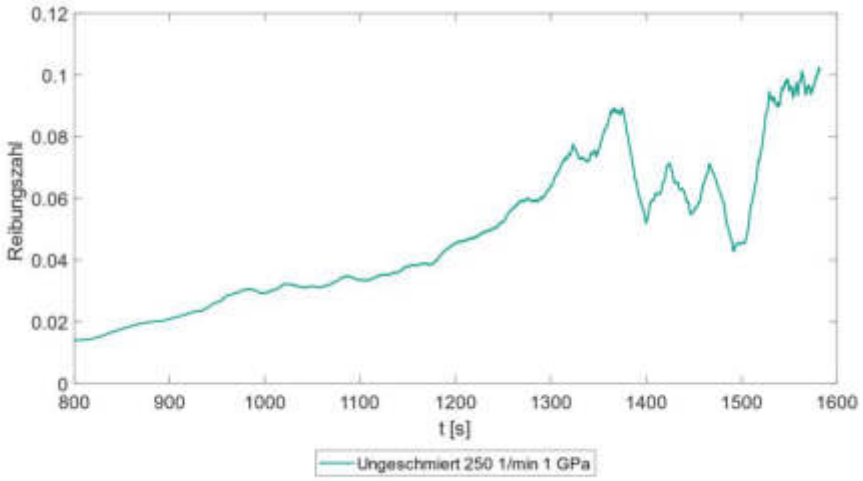


Abbildung 8. Reibungszahlverlauf eines ungeschmierten Lagers

4.3. Schmierung mit Graphitdispersion

Das erste Prüflager wurde für 6 Versuchsläufe mit konstanter Drehzahl (250 1/min) verwendet. Die Last wurde in zwei Zyklen vorwärts entsprechend den Werten in Tabelle 1**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** variiert. Abbildung 9 zeigt die resultierenden Reibungszahlkurven. Alle 6 Kurven im Diagramm haben einen zahnförmigen Verlauf, der durch das Einsprühen von Graphitdispersion entsteht. Zum Zeitpunkt des Einsprühens sinkt die Reibungszahl ab und steigt bis zum nächsten Einsprühen wieder an. Auffällig im Diagramm ist, dass die Reibungszahl mit steigendem Druck abnimmt. Die Wiederholversuche im zweiten Zyklus liegen etwa in der Größenordnung des Erstdurchgangs.

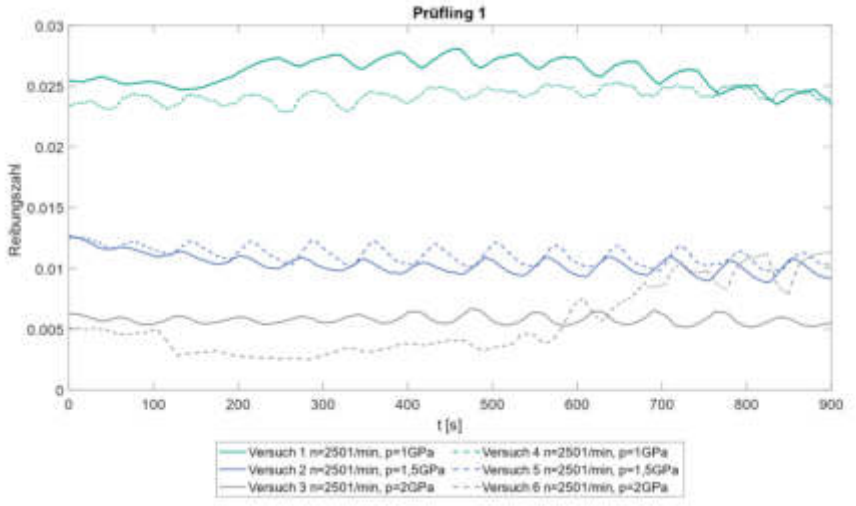


Abbildung 9. Reibungszahlverlauf von Prüflagers 1 bei 250 1/min

Das Prüflager 3 wurde mit einer Drehzahl von 500 1/min gefahren und die resultierenden Reibungszahlverläufe (Abbildung 10) haben die gleichen Sägezahnstruktur wie Prüflager 1. Auffallend ist, dass die Reibungszahl in den niedrigeren Laststufen stärker abfällt als im 2 GPa Lastfall. Die Gesamtstreuung über die Wiederholungen des Versuchslaufs ist größer als bei 250 1/min. Den dritten Versuchslauf (graue-durchgezogene Linie) kennzeichnen Reibungszahlschwankungen, die einen Versuchsabbruch vor der regulären Zeit

erforderten. Nach dem Abkühlen und dem versuchsvorbereitenden Einlauf des Lagers erreichte dies in den kommenden vier Versuchsläufen wieder ein stabiles Verhalten.

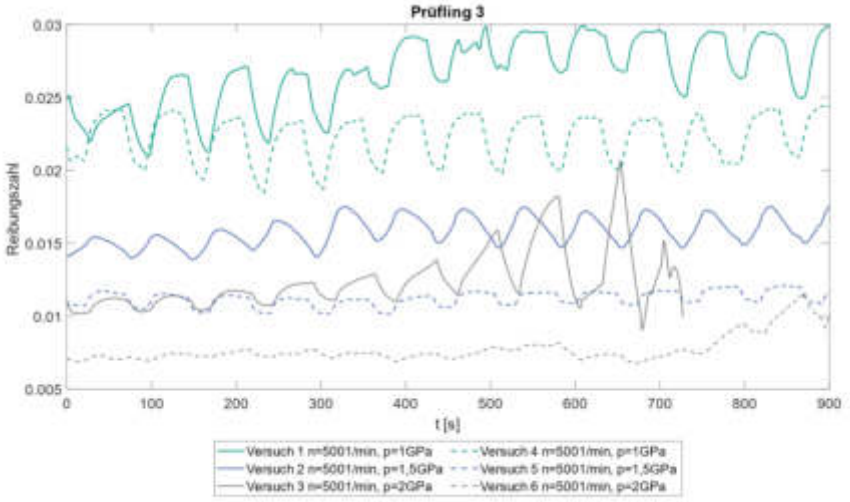


Abbildung 10. Reibungszahl graphitgeschmierte Axialkugellager Prüfling 3 bei 500 1/min

Insgesamt wurden 30 Versuche durchgeführt – 100 Wiederholungen pro Laststufe Die Aufteilung in 2 Geschwindigkeitsstufen ergibt 15 Versuche je Geschwindigkeit. Die beiden Box-Plots in Abbildung 11 zeigen die gemittelten Reibungszahlen in Abhängigkeit des Drucks bzw. der Geschwindigkeit. Die roten Mittellinien der Box-Plots geben den Median an. In Abbildung 11 (a) ist zu erkennen, dass die Reibungszahl mit steigender Pressung sinkt. In der Streuung der Reibungszahlen ist kein Muster erkennbar. In der rechten Grafik liegen die Reibungszahlen bei beiden Drehzahlstufen in etwa gleich. Die Streuung bei 500 1/min ist geringer als bei 250 1/min. Die mittlere Reibungszahl bei 250 1/min und 1 GPa ($C/P = 47$) beträgt ca. 0,019, sinkt bei 1,5 GPa ($C/P = 14$) auf 0,013 und bei 2 GPa ($C/P = 6$) auf 0,008. Bei konstanten Drehzahlen ergibt sich 0,015 für 250 1/min und 0,012 für 500 1/min.

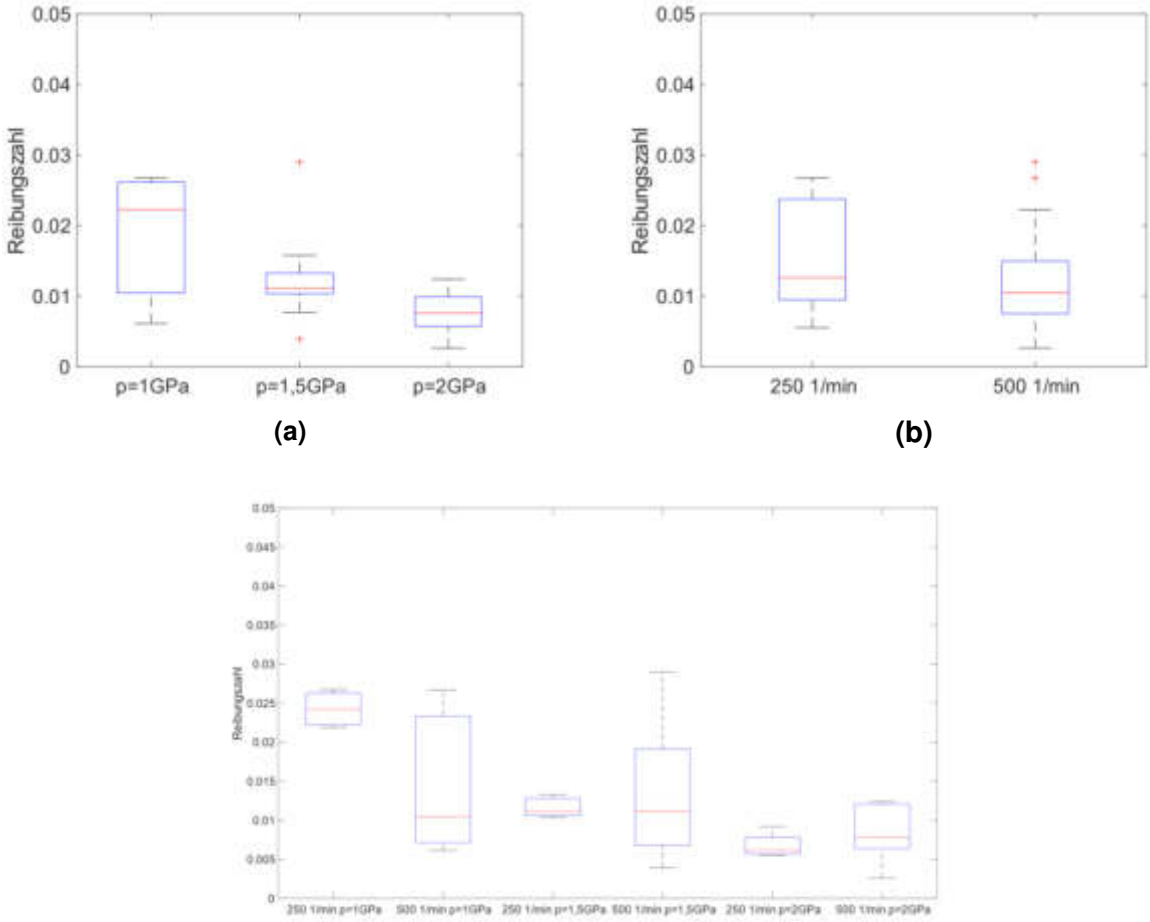


Abbildung 11. Box-Plots für Druck (a) und Drehzahl (b)

5. Diskussion und Ausblick

Die Versuche zeigen, dass gegenüber einem ungeschmierten Lager eine Schmierwirkung zu erkennen ist. Im Vergleich zu Ölschmierungen ($\mu \sim 0{,}0015\ f\ddot{u}r\ C/P = 10$) [15] liegen die Reibungszahlen der graphitgeschmierten Lager höher. Weitere Versuche sollen jetzt zeigen, wie sich die Graphitdispersion im Lager verteilt und wie dadurch die sägezahnförmige Reibungszahlkurve entsteht. Durch das Ansteigen der Reibungszahl zeigt sich, dass die Schmierwirkung mit der Zeit vermindert wird. Ob dies am Verschleiß des Graphits oder aber dem Heraustragen des Graphits aus der Kontaktzone liegt, wird in zukünftigen Untersuchungen betrachtet. Beide Fälle erfordern jedoch für die Anwendung in technischen Systemen eine kontinuierliche Nachschmierung. Die Nachschmierung kann dabei etwa durch Festkörpergraphit oder durch flüssig gebundenes Graphit erfolgen. Bei Öl- und Fettschmierungen ermöglichen deren viskoses Verhalten die Nachschmierung eines Kontakts durch Nachfließen. Diese Eigenschaft besitzt das Graphit nicht und erfordert daher eine aktive Nachschmiervorrichtung.

In den nächsten Analysen werden die Temperaturverläufe der Lager ausgewertet. Die Bindungsenergie zwischen den Kohlenstoffatomen des Graphits führt zu dessen hoher Temperaturstabilität. Ob das Graphit diese Eigenschaft auf Wälzlager übertragen kann, ist Teil weiterer Untersuchungen.

Die gegenüber Öl und Fett unterschiedliche Konsistenz des Schmiermittels kann für technische Anwendungen genutzt werden. Beispielsweise können die Systeme dadurch anwendungsfallabhängige Dichtungskonzepte umfassen. So sind etwa auch Anwendungen

im Bereich des Bauingenieurswesens denkbar, bei denen Bauteile bewegt werden müssen.

6. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Unterstützung im Rahmen des Schwerpunktprogramms „SPP2074 – Fluidfreie Schmiersysteme mit hoher mechanischer Belastung“ im Projekt „Mechanismen der Graphitschmierung in Wälzkontakten“ (AL 533/37-1).

7. Referenzen

1. Binnewies, M.; Finze, M.; Jäckel, M.; Schmidt, P.; Willner, H.; Rayner-Canham, G. *Allgemeine und Anorganische Chemie;* Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2016, ISBN 978-3-662-45066-6.
2. Bragg, W. An Introduction to Crystal Analysis. *Nature* **1928**, *122*, 915–916, doi:10.1038/122915a0.
3. Savage, R.H. Graphite Lubrication. *Journal of Applied Physics* **1948**, *19*, 1–10, doi:10.1063/1.1697867.
4. Spreadborough, J. The frictional behaviour of graphite. *Wear* **1962**, *5*, 18–30, doi:10.1016/0043-1648(62)90177-1.
5. Wang, Q.J.; Chung, Y.-W. *Encyclopedia of Tribology;* Springer US: Boston, MA, 2013, ISBN 978-0-387-92896-8.
6. Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.; Spura, C. *Roloff/Matek Maschinenelemente;* Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, 2019, ISBN 978-3-658-26279-2.
7. Steinhilper, W.; Sauer, B. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2;* Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2012, ISBN 978-3-642-24302-8.
8. Bender, B.; Göhlich, D. *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen;* Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2020, ISBN 978-3-662-59712-5.
9. Kiran, T.S.; Prasannakumar, M.; Basavarajappa, S.; Viswanatha, B.M. Effect of heat treatment on tribological behavior of zinc aluminum alloy reinforced with graphite and SIC particles for journal bearing. *Industrial Lubrication and Tribology* **2015**, *67*, 292–300, doi:10.1108/ILT-08-2013-0090.
10. Sharma, S.C.; Girish, B.M.; Kamath, R.; Satish, B.M. Graphite particles reinforced ZA-27 alloy composite materials for journal bearing applications. *Wear* **1998**, *219*, 162–168, doi:10.1016/S0043-1648(98)00188-4.
11. SKF GmbH. Lager und Lagereinheiten für hohe Temperaturen. Available online: https://www.skf.com/de/products/rolling-bearings/engineered-products/high-temperature-bearings-and-bearing-units#cid-493780 (accessed on 11 June 2021).
12. Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Schmierung von Wälzlagern*, Herzogenaurach, 2013. Available online: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_176_de_de.pdf.
13. Morstein, C.E.; Dienwiebel, M. Graphite Lubrication Mechanisms Under High Mechanical Load. *Wear* **2021**, *47*, 203794, doi:10.1016/j.wear.2021.203794.
14. Henkel. *Technisches Datenblatt BONDERITE L-GP OD EU ACHESON*, Düsseldorf, 2015. Available online: http://tds.henkel.com/tds5/Studio/ShowPDF/243%20NEW-EN?pid=BONDERITE%20L-GP%20OD%20EU%20ACHESON&format=MTR&subformat=BOND&language=EN&plant=WERCS.

15. Brändlin; Eschmann, H.; Weigand. *Die Wälzlagerpraxis*: *Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*, korrig. Nachdr. der 3. Aufl.; Vereinigte Fachverl.: Mainz, 1998, ISBN 3783002907.

Autorenangaben

Arn Joerger, M. Sc. arn.joerger@kit.edu
Tzu-Hsiang Lin, M. Sc. sekretariat@ipek.kit.edu
Dipl.-Ing. Markus Spadinger markus.spadinger@kit.edu
Dipl.-Ing. Katharina Bause katharina.bause@kit.edu
Dipl.-Ing. Sascha Ott sascha.ott@kit.edu
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers albert.albers@kit.edu

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
IPEK Institut für Produktentwicklung
Campus Süd
Kaiserstr. 10
76131 Karlsruhe

Benjamin Lehmann, Francisco Gutiérrez Guzmán, Georg Jacobs

Einfluss von impulsartigen Belastungen auf die elastohydrodynamischen Kontaktzustände in Gleitlagern von Schiffsantrieben

Zusammenfassung:

Die Relevanz von Eis-Propeller-Kollisionen in Schiffantriebsträngen wird durch den Klimawandel größer, da dieser zur Erschließung neuer Schifffahrtswege in arktischen sowie in antarktischen Regionen und zugleich zu einem erhöhten Aufkommen von Treibeis innerhalb der Schifffahrtswege führt. Der Kontakt zwischen Schraube und Eis führt zu hohen Belastungen innerhalb des Antriebsstrangs, und je nach Belastung und Häufigkeit zur frühzeitigen Komponentenschädigung und zum Ausfall. Bisher gibt es keine Lebensdauermodelle, welche den Einfluss der impulsartigen und stochastischen Eisbelastungen auf die Antriebsstranglager eines Schiffes hinreichend berücksichtigen. Für die Definition geeigneter Lebensdauermodelle ist zunächst eine Untersuchung der auf die Schiffschraube wirkenden Kräfte sowie deren Auswirkungen auf die Antriebsstrangkomponenten (Welle, Lager, Stützstruktur, …) im elastodynamischen Gesamtsystem notwendig, um die Beanspruchung der Gleitlager quantifizieren zu können. In dieser Arbeit wurde der Einfluss von Eislasten, die zu lebensdauerbeeinträchtigenden Kontaktzuständen in den Gleitlagern führen, identifiziert und beschrieben. Die lebensdauerbeeinträchtigenden Kontaktzustände äußern sich hauptsächlich durch Druckspitzen, die zu plastischen Verformungen und Ermüdung führen können, sowie durch den transienten Übergang der Gleitlagerkontaktbedingungen von EHD- zur Mischreibung, der einen adhäsiven und abrasiven Verschleiß zur Folge hat. Für die Untersuchungen wurde ein MKS- und EHD-Modell der Schiffswellenanlage (Antriebswellenverbund) des Forschungsschiffs SA Agulhas II aufgebaut. Unter Berücksichtigung realer Einbaubedingungen wie Wellenlänge, Abstand der Lager zueinander und deren Breite wurden Systemeinflüsse wie Durchbiegungen, Schwingungen und Kantentragen in der Modellierung berücksichtigt. Auf diese Weise ließen sich dynamische Einflüsse von Impulsbelastungen, die auf den Schiffspropeller wirken, auf die Kontaktbedingungen in den verhältnismäßig breiten, weit auseinanderliegenden und hierdurch zum Kantentragen neigenden Schiffswellenlagern untersuchen. Aus vorliegenden Messungen des Antriebswellenmoments der SA Agulhas II bei Eis-Impulsbelastungen wurden Kräfte auf den Schiffspropeller abgeleitet. Da die vorliegenden Messungen eine starke Varianz der Lasthöhe und Lastdauer aufweisen, waren die beiden Lasteigenschaften Fokus der folgenden Untersuchungen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Lasthöhe und Lastdauer einen relevanten Einfluss auf die Kontaktzustände in den Gleitlagern haben. Die Ergebnisse lassen sich für eine a priori Bewertung später vorliegender Messdaten des Wellenmomentes hinsichtlich lagerschädigender Lasteigenschaften nutzen.

Abstract:

The relevance of ice-propeller collisions in marine propulsion systems is increasing due to climate change, which leads to the opening of new shipping lanes in Arctic as well as in Antarctic regions and at the same time to an increased occurrence of drift ice within the shipping lanes. The contact between the propeller and ice leads to high loads within the drivetrain, and depending on the load and frequency, to premature component damage and failure. To date, there are no service life models that adequately account for the influence of impulsive and stochastic ice loads on a ship's drivetrain bearings. For the definition of suitable lifetime models, an investigation of the forces acting on the ship's propeller as well as their effects on the drivetrain components (shaft, bearings, support structure, ...) in the elastodynamic overall system is first necessary in order to be able to quantify the stress on the journal bearings. In this work, the influence of ice loads leading to life-impairing contact conditions in the journal bearings was identified and described. The life-impairing contact conditions are mainly manifested by pressure peaks, which can lead to plastic deformation and fatigue, and by the transient transition of the sliding bearing contact conditions from EHD to mixed friction, which results in adhesive and abrasive wear. For the investigations, a MBS and EHD model of the ship's shaft line (drive shaft assembly) of the research vessel SA Agulhas II was built. Taking into account real installation conditions such as shaft length, distance between the bearings and their width, system influences such as deflections, vibrations and edge-bearing were considered in the modeling. In this way, dynamic influences of impulse loads acting on the ship's propeller on the contact conditions in the relatively wide, widely spaced ship's shaft bearings, which tend to edge-bearing, could be investigated. Forces on the ship's propeller were derived from available measurements of the SA Agulhas II propulsion shaft moment under ice impulse loads. Since the available measurements show a large variance in load height and load duration, the two load characteristics were the focus of the following investigations. The results show that the load height and load duration have a relevant influence on the contact states in the journal bearings. The results can be used for an a priori evaluation of later available measurement data of the shaft torque with regard to bearing-damaging load properties.

Einleitung

Die Schifffahrtsaktivitäten in arktischen und antarktischen Gebieten nehmen zu. In der Antarktis steigt der Verkehr durch Kreuzfahrtschiffe aufgrund touristischer Aktivitäten zunehmend. Infolge des Klimawandels driftet mehr Eis in Richtung offenes Meer [1, 2], was die Wahrscheinlichkeit einer Interaktion zwischen Propeller eines Schiffes und Eis

erhöht. Sowohl bei Kreuzfahrtschiffen als auch bei Frachtschiffen werden extreme Impulsbelastungen im Antriebsstrang erzeugt, wenn Eis auf den Propeller trifft. Diese stochastisch auftretenden Impulsbelastungen führen je nach Belastungshöhe und Häufigkeit zur frühzeitigen Komponentenschädigung. Insbesondere die in den Schiffantriebssträngen verbauten Gleitlager weisen aufgrund von eisbedingten Schäden unerwartete Ermüdungs- und Verschleißerscheinungen auf [3], die zu starken Beeinträchtigungen im Betrieb der Wellenanlage führen können. Eine Instandsetzung der Gleitlager erfordert eine aufwendige und kostenintensive Demontage des Antriebsstrangs im Trockendock. Um den sicheren Betrieb des Antriebsstrangs zu gewährleisten und kostenintensive Instandsetzungsmaßnahmen zu vermeiden, wird eine Steigerung der Zuverlässigkeit von Schiffantriebsstranglagern angestrebt. Die Zuverlässigkeit kann durch eine belastungsgerechte Auslegung und durch prädiktive Instandhaltungsmaßnahmen gesteigert werden, wofür zum einen die Kenntnis über die durch Eis induzierten Lagerlasten und zum anderen die Kenntnis über die Lebensdauer der Antriebsstranggleitlager notwendig werden. Eine Quantifizierung des Einflusses von eisbedingten Propellerlasten auf die Kontaktzustände in den Antriebsstranggleitlagern ist daher nicht nur für Schiffsbetreiber sondern auch für Hersteller von Schiffen und Antriebsstrangkomponenten von Bedeutung. Für die Auslegung der Antriebsstranggleitlager bei Eisbelastungen werden die von Klassifikationsgesellschaften entworfenen Auslegungsrichtlinien [4–6] verwendet. In den Richtlinien werden am Propeller wirkende Kräfte für die Lagerauslegung bislang konstant angenommen. Verschiedene Lastprofile, die eine variierende Lastdauer und Lasthöhe berücksichtigen, werden in den Richtlinien für die Auslegung der Antriebsstranglager nicht vorgesehen. Weiterhin fehlen Methoden zur Berechnung von Materialverschleiß oder Materialermüdung der Antriebsstranggleitlager bei stochastischen Propeller-Eis-Lasten.

Das Ziel der präsentierten Untersuchungen ist die Erfassung des Einflusses von Dauer und Höhe der am Propeller wirkenden Last auf die Kontaktzustände in den Antriebsstranglagern, mit dem übergeordneten Ziel, lebensdauerbeeinträchtigende Einflüsse beider Lasteigenschaften identifizieren zu können. Die Quantifizierung des Einflusses erfolgt mittels Betrachtung des im Lager vorliegenden Gesamtdrucks und der minimalen Schmierfilmhöhe.

Nachfolgend wird zunächst der Aufbau des Simulationsmodells beschrieben. Hierbei wird auf die verwendete Simulations-Toolkette eingegangen, die Topologie von Schiffswellenanlagen erläutert und die für das Simulationsmodell relevanten Komponenten identifiziert. Weiterhin werden Annahmen, Randbedingungen und die bei der Modellierung des Antriebsstrangs berücksichtigte Geometrie beschrieben sowie die Eingangslasten der Simulation definiert. Anschließend erfolgt eine Darstellung der Simulationsergebnisse, die den resultierenden maximalen Gesamtdruck und die minimale Schmierfilmhöhe bei variierender Lastdauer und Lasthöhe in den Gleitlagern darstellen. Die Ergebnisse werden zuletzt in Hinblick auf die Bedeutung für die Materialermüdung und den Materialverschleiß der Antriebsstranglager diskutiert.

Simulationsmodell

Für die Untersuchungen wurde der Antriebsstrang des Forschungsschiffs SA Agulhas II modelliert. Dieser besteht im Wesentlichen aus zwei parallelen Wellenanlagen (backbordseitig und steuerbordseitig), welche sich jeweils wiederum aus drei aneinander gekoppelten Wellen zusammensetzen: Motorwelle, Zwischenwelle und Stevenrohrwelle, an die der Propeller angeflanscht ist. Die Stevenrohrwelle ist über eine Kupplung mit der

Zwischenwelle verbunden und wird über drei Stevenrohrlager, gelagert. Da die Stevenrohrwelle am Propeller angebunden ist und die am Propeller angreifenden Lasten aufnimmt, wurde das System Stevenrohr (Stevenrohrwelle, drei Stevenrohrlager, und umgebende Stützstruktur) in den Fokus der Untersuchungen gesetzt und modelliert. Die drei Stevenrohrlager (hinteres, mittleres und vorderes) bestehen aus Weißmetall WM 5 (5% Zinngehalt). Der Durchmesser beträgt 520 mm (vorderes), 525 mm (mittleres) und 570 mm (hinteres Stevenrohrlager). Die Breite beträgt 480 mm (vorderes und mittleres) und 1200 mm (hinteres Stevenrohrlager). Das Stevenrohr ist vollständig mit Mineralöl der Klasse ISO VG 100 gefüllt. Die Öltemperatur wurde der Gleitlagermassentemperatur gleichgesetzt, welche aus vorliegenden Messdaten bei der Durchquerung des Schiffes von eisbedecktem Meer stammt. Die über einen Monat gemittelten Temperaturen ergeben sich zu 23,6 °C (vorderes), 9,4 °C (mittleres) und 16,5 °C (hinteres Stevenrohrlager). Das EHD- und MKS-Simulationsmodell des Antriebsstrangs wurde in der kommerziellen Software AVL Excite Power Unit aufgebaut, welche eine Berücksichtigung der nichtlinearen, elastohydrodynamischen Dynamik in den Gleitlagerkontakten und der linearen Dynamik der Strukturnachgiebigkeit in den Komponenten Antriebswelle, Lager und umgebende Stützstruktur (inklusive Anbindungen an den Schiffsrumpf) ermöglicht. Die Modellierung des Systems Stevenrohr erfolgte in drei Schritten: Modellierung der Geometrie in einer CAD-Software (Inventor Professional 2018), Diskretisierung der Geometrie und Berechnung von Steifigkeitsmatrizen (Abaqus CAE 2018) und Aufprägung von Randbedingungen sowie Definition von Kontaktbedingungen (AVL Excite Power Unit 2020 R2). Abbildung 1 zeigt die verwendete Toolkette sowie die Bezeichnungen der modellierten und diskretisierten Komponenten des Stevenrohrs der SA Agulhas II.

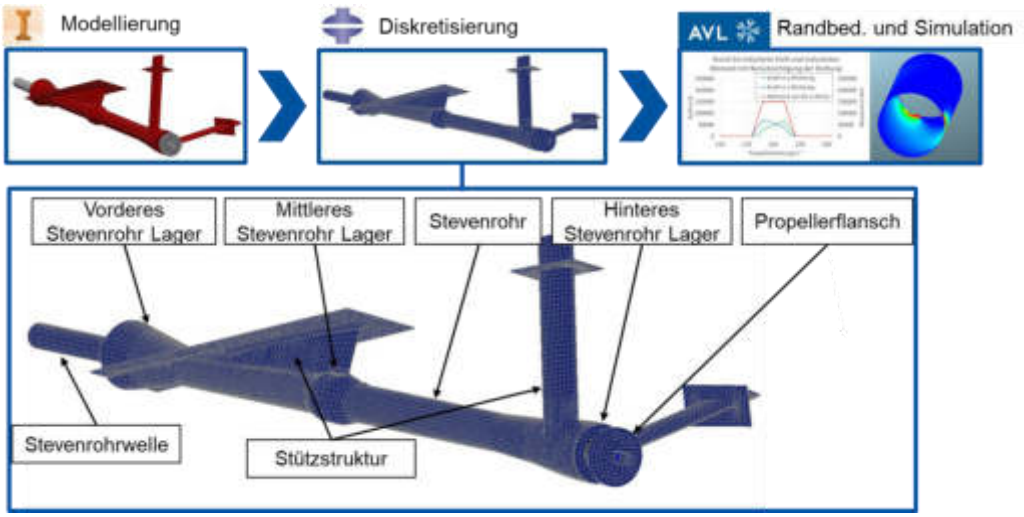


Abbildung 1: Verwendete Toolkette und Bezeichnung der modellierten und diskretisierten Komponenten des Antriebsstrangs (Stevenrohr)

Dem Modell wurde die Erdgravitationsbeschleunigung aufgeprägt. Für die Bewertung des Einflusses von Eislasten auf die Lager wurden Propellerlasten in Anlehnung an die veröffentlichten Aufzeichnungen der Torsionsmomentmessung an der Wellenanlage der SA Agulhas II definiert [7]. Das bei Eis-Kontakt an der Zwischenwelle gemessene Torsionsmoment wurde in [7] auf das am Propeller angreifende Torsionsmoment zurückgerechnet. Das am Propeller angreifende Torsionsmoment lässt nicht auf die Orientierung und den Angriffspunkt von durch Eis verursachten Kräften zurückschließen. Die Orientierung wird in Richtung der Gravitationsbeschleunigung definiert, um den kritischsten Lastfall, der aus einer Aufsummierung der Propellerlast und der Last durch

Gewichtskräfte resultiert, zu berücksichtigen. Gleichzeitig wird angenommen, dass die Kraft in Umfangsrichtung des Propellers orientiert ist, um die Kollision mit einem in Umfangsrichtung des Propellers erscheinenden Hindernis abzubilden. Hierdurch wird die Propellerposition definiert, sodass für die Definition des Kraftangriffspunkts nur noch der Hebelarm definiert werden muss. Dieser wird auf 93 % (2 m) der Propellerblattlänge festgelegt, um die Kollision des Propellers mit Eis in der Nähe der Blattspitze darzustellen. Das Profil des Kraftverlaufs, die Lasthöhe und die Lastdauer orientieren sich am Case 1 der in [7] veröffentlichten Messungen, welcher einen Lastfall niedriger bis mittelhoher Eislasten bei einer Wellendrehzahl von 109 U/min darstellt. Das Lastprofil weist einen trapezförmigen Verlauf auf. Die Last steigt mit konstanter Rampe von 0 kN auf ein Lastplateau (entspricht dem Wert der Lasthöhe) an und fällt anschließend mit konstanter Rampe auf 0 kN ab. Die Simulationsdurchführung erfolgt vollfaktoriell, wobei der Simulationsplan einer zweidimensionalen Versuchsmatrix entspricht, in der die Lastdauer und die Lasthöhe variiert werden. Die Extremwerte der Lastdauer und Lasthöhe ergeben sich aus dem Case 1 der in [7] veröffentlichten Messungen zu 25 ms bis 225 ms für die Lastdauer und zu 25 kN bis 150 kN für die Lasthöhe. Die Schrittweite der Lastdauer beträgt mit Rücksicht auf eine vertretbare Gesamtsimulationsdauer (ca. 1,5 h/Simulation) 50 ms, die Schrittweite der Lasthöhe beträgt 25 kN.

Ergebnisse

In der

Abbildung **2** sind die Ergebnisse der simulativen Untersuchungen dargestellt. In den Diagrammen wird das Maximum des zu jeder Lastdauer und Lasthöhe in den Antriebsstranglagern auftretenden Gesamtdrucks gezeigt. Folgende Beobachtungen können festgehalten werden:

1. Im hinteren Lager kommt es zu einem stark ansteigenden maximalen Gesamtdruck bis zu 6 MPa bei größer werdender Lastdauer bei Lasthöhe über 100 kN
2. Im mittleren Lager kommt es zu einem ansteigenden maximalen Gesamtdruck bis zu 1,7 MPa bei kleiner werdender Lastdauer. Dieser Effekt verstärkt sich bei Zunahme der Lasthöhe
3. Im vorderen Lager kommt es zu einem ansteigenden maximalen Gesamtdruck bis zu 1,5 MPa bei kleiner werdender Lastdauer. Dieser Effekt verstärkt sich bei Zunahme der Lasthöhe.

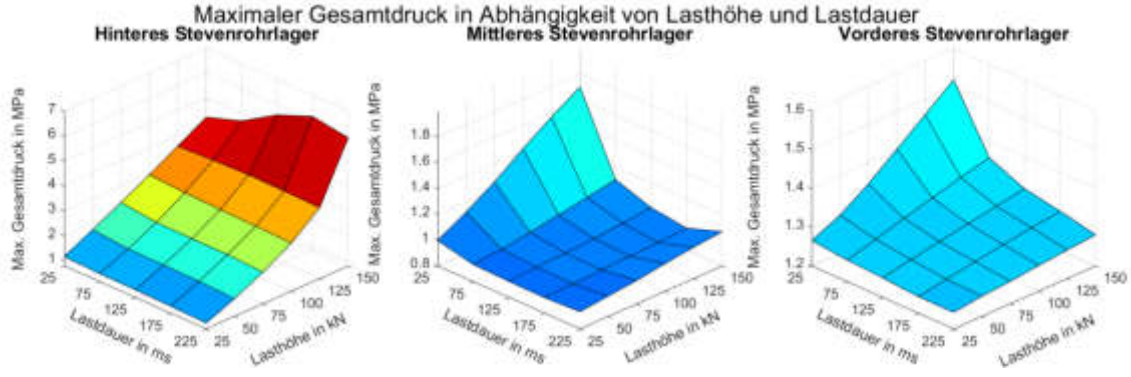


Abbildung 2: Maximaler Gesamtdruck in Abhängigkeit der Lasthöhe und der Lastdauer für das hintere Stevenrohrlager (links), für das mittlere Stevenrohrlager (mittig) und für das vordere Stevenrohrlager (rechts)

In Abbildung 3 ist der maximale Gesamtdruck im hinteren Lager exemplarisch für die kürzeste, für eine mittlere und für die längste Lastdauer bei einer Lasthöhe von 75 kN (links) und bei einer Lasthöhe von 150 kN (rechts) dargestellt. Zu Beginn der Simulation ist ein Einschwingen des maximalen Gesamtdrucks zu erkennen, der aus der initialen Aufprägung der statischen Kräfte auf die elastische Struktur resultiert und bei einem Wellenrotationswinkel von 180° abgeklungen ist. Bis zu einem Wellenrotationswinkel von 180° wirken konstante Gravitationskräfte und konstante hydrodynamische Kräfte (statischer Zustand). Ab 180° Wellenrotationswinkel wird die Eis-induzierte Last eingeleitet. Die Verläufe des Gesamtdrucks im Lager divergieren ab diesem Zeitpunkt, da die Geschwindigkeit der Lasteinleitung in Korrelation zur Lastdauer variiert. Folgende Beobachtung kann festgehalten werden:

4. Während der maximal auftretende Gesamtdruck im hinteren Lager bei einer Lasthöhe von 75 kN mit steigender Lastdauer leicht abnimmt (von 2,3 MPa auf 2,0 MPa), nimmt der maximal auftretende Gesamtdruck bei einer Lasthöhe von 150 kN mit steigender Lastdauer zu (von 4 MPa auf 6 MPa).

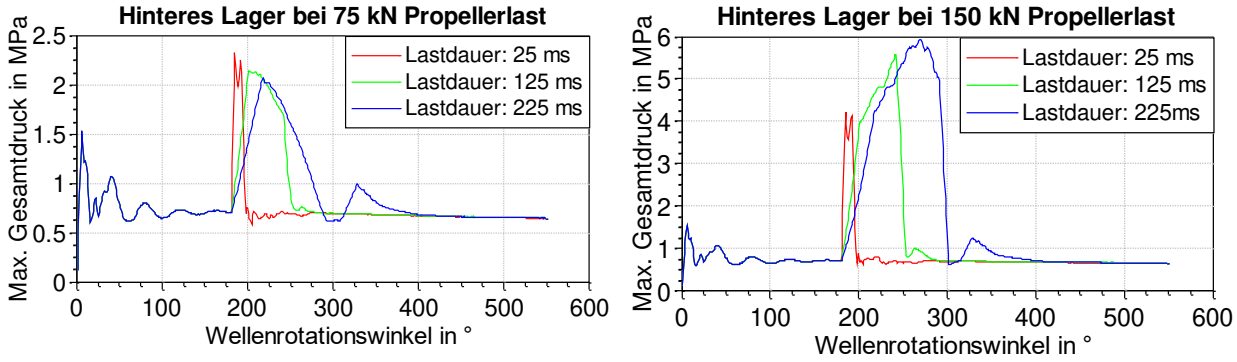


Abbildung 3: Vergleich des maximalen Gesamtdrucks im hinteren Lager über den Wellenrotationswinkel bei variierender Lastdauer und einer Lasthöhe von 75 kN (links) beziehungsweise einer Lasthöhe von 150 kN (rechts)

In Abbildung 4 sind der maximale Gesamtdruck im mittleren Lager (links) und der maximale Gesamtdruck im vorderen Lager (rechts) exemplarisch für die kürzeste, für eine mittlere und für die längste Lastdauer bei einer Lasthöhe von 150 kN dargestellt. Folgende Beobachtungen können festgehalten werden:

5. Im mittleren Lager steigt der maximale Gesamtdruck bei einer Lastdauer von 25 ms stark an (um circa 100 %). Zudem oszilliert der maximale Gesamtdruck mit abklingender Amplitude über circa drei Schwingspiele.
6. Im vorderen Lager steigt der maximale Gesamtdruck bei einer Lastdauer von 25 ms an (um circa 25 %) und oszilliert über circa drei bis vier Schwingspiele.

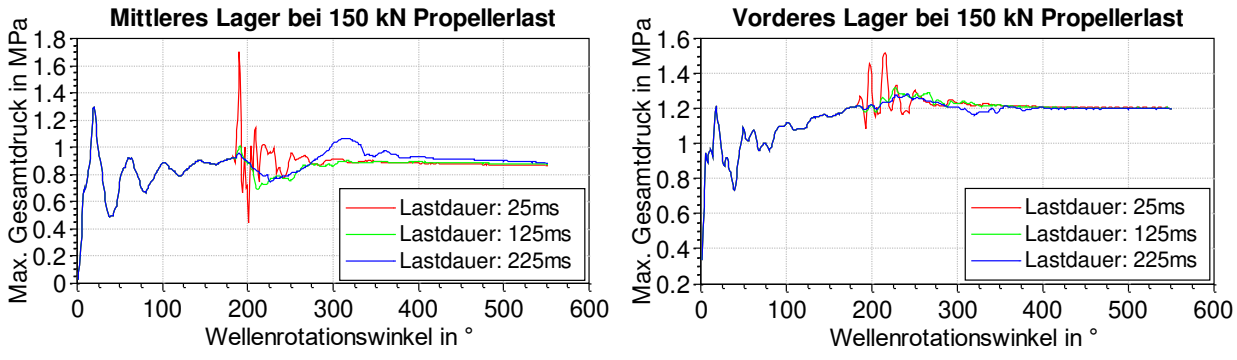


Abbildung 4: Vergleich des maximalen Gesamtdrucks im mittleren Lager (links) und des maximalen Gesamtdrucks im vorderen Lager (rechts) über den Wellenrotationswinkel bei variierender Lastdauer und einer Lasthöhe von 150 kN

Abbildung 5 zeigt den Verlauf der minimalen Schmierfilmhöhe in den drei Lagern. Für jedes Lager wird jeweils der Lastfall dargestellt, bei dem im entsprechenden Lager der höchste Gesamtdruck auftritt. Folgende Beobachtung kann festgehalten werden:

7. Die minimale Schmierfilmhöhe des vorderen und mittleren Lagers nimmt im statischen Zustand Werte zwischen 130 µm und 150 µm an und bleibt bei Lasteinleitung nahezu unverändert. Die minimale Schmierfilmhöhe des hinteren Lagers sinkt bei Lasteinleitung von circa 230 µm bis auf 12 µm ab.

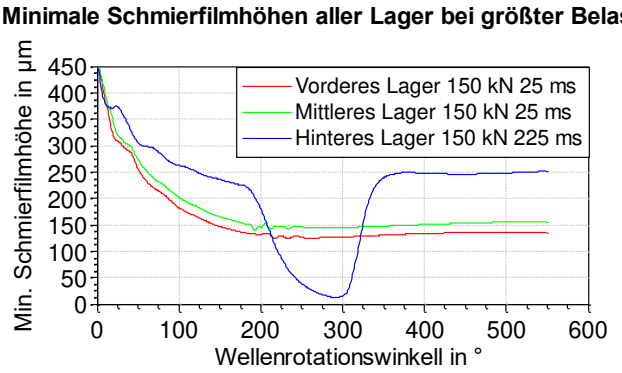


Abbildung 5: Verlauf der minimalen Schmierfilmhöhe im vorderen Lager, im mittleren Lager und im hinteren Lager jeweils zu dem Lastfall, bei dem der höchste Gesamtdruck im Lager auftritt

Diskussion

Aus der Literatur ist zu entnehmen, dass das am Propeller verortete Stevenrohrlager das kritischste Gleitlager hinsichtlich Schädigung in Antriebssträngen von Schiffen ist [8–10]. Die Ergebnisse bestätigen die vorangegangenen Arbeiten, da im Vergleich mit dem mittleren und vorderen Lager am hinteren Stevenrohrlager ein bis zu dreifach höherer Gesamtdruck auftritt und die Schmierfilmhöhe auf unter ein Zehntel der Schmierfilmhöhe im statischen Zustand fällt. Das hintere Lager wird bei einer Kombination von großer Lasthöhe und einer großen Lastdauer mit einem vergleichsweise hohen Gesamtdruck von bis zu 6 MPa beansprucht. Aus Datenblättern des Werkstoffs Weißmetall WM 5 folgt eine Quetschgrenze von 23 MPa und eine maximal zulässige Flächenpressung von 11,5 MPa bei schwellender Belastung [11, 12], womit der vorliegende maximale Gesamtdruck von 6 MPa nicht die maximal zulässige Flächenpressung übereschreitet. Hierbei ist anzumerken, dass die untersuchte Lastdauer und Lasthöhe aus Lastfällen mittlerer bis hoher Eislasten abgeleitet wurden und keine extremen Eisbelastungen darstellen, die in einigen extremen Fällen auf das Dreifache der in dieser Arbeit angenommenen maximalen Last ansteigen können [7]. Der starke Anstieg des maximalen Gesamtdrucks auf 6 MPa wird durch die mit der Dauer der Lasteinwirkung nachlassende Squeeze-Film-Dämpfung im Schmierspalt erklärt, welche beispielsweise in [13] beschrieben wird. Dieser Effekt verursacht einen anfänglich hohen Dämpfungswiderstand des Öls im Lastbereich, welcher aus einer anfänglich hohen radialen Relativgeschwindigkeit zwischen Lager und Welle resultiert und mit anhaltender Lastdauer schwindet. Der sich durch den Dämpfungseffekt ausbildende und anfänglich großflächig tragende Ölfilm schwindet, wodurch sich die Last auf eine stetig kleiner werdende, tragende Fläche verteilt. Die Betrachtungen des lokalen Gesamtdrucks in

Abbildung 6 bestätigen die Annahme und zeigen, dass der höchste Gesamtdruck an der propellerseitigen Kante des Lagers auftritt. An derselben Kante tritt auch das Absinken der Schmierfilmhöhe auf bis zu 12 µm auf, wodurch dort der hydrodynamische Schmierungszustand beeinträchtigt wird.

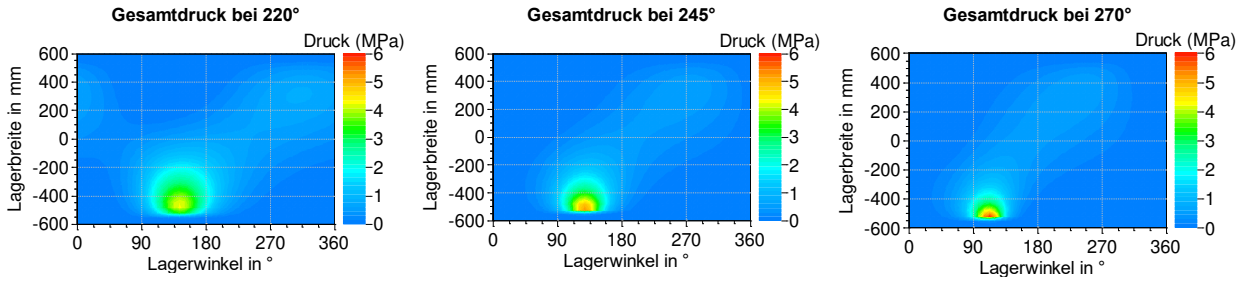


Abbildung 6: Vergleich der Gesamtdruckverteilung im hinteren Lager bei einer hohen Lasthöhe von 150 kN und einer langen Lastdauer von 225 ms bei voranschreitendem Wellenrotationswinkeln: 220° links, 245° mittig und 270° rechts

Das mittlere Lager und das hintere Lager weisen vor allem bei kurzer Lasteinwirkung auf den Propeller eine deutliche Überhöhung des Gesamtdrucks auf. Die Amplitude des maximalen Gesamtdrucks steigt dabei in beiden Lagern kurzzeitig auf 1,8 MPa beziehungsweise 1,4 MPa an, was unmittelbar nach der Lasteinwirkung in einer Oszillation des Gesamtdrucks resultiert. Der beobachtete Druckanstieg sowie die Oszillation des Gesamtdrucks werden auf die hohe Nachgiebigkeit und dadurch hohe Schwingungsanfälligkeit der langen Stevenrohrwelle zurückgeführt. Die minimale Schmierfilmhöhe beider Lager nehmen Werte zwischen 130 µm beziehungsweise 150 µm an und bleiben während der Lasteinleitung nahezu unverändert. Hieraus wird geschlossen, dass der hydrodynamische Schmierungszustand in den beiden Lagern nicht beeinträchtigt wird.

Die Ergebnisse bestätigen, dass die Wechselwirkung aus Lastdauer und Lasthöhe einen wesentlichen Einfluss auf die Kontaktzustände in den Gleitlagern nimmt. Der Einfluss äußert sich in auftretenden Schwingungen der Druckbelastung bei kleiner Lastdauer und einer starken Reduzierung der Schmierfilmhöhe bei lang anhaltender Belastung. Die beobachteten Effekte der schwingenden Druckbelastung und der stark absinkenden Schmierfilmhöhe sind relevant für künftige Lebensdauerberechnungen der Antriebsstranggleitlager, wobei die schwingende Druckbelastung zu einer schwellenden Beanspruchung des Lagerwerkstoffs führt und einen Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer nimmt. Die sinkende Schmierfilmhöhe nimmt einen Einfluss auf die Verschleißlebensdauer, da sie zu einer Beeinträchtigung des hydrodynamischen Schmierungszustands führt.

Zusammenfassung und Ausblick

Ein MKS-EHD-Simulationsmodell eines Schiffantriebsstrangs wurde aufgebaut, um den Einfluss von Lastdauer und Lasthöhe von aus Propeller-Eis-Kollisionen resultierenden Propellerlasten auf die Kontaktzustände in den Gleitlagern zu erfassen. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Wechselwirkung aus Lastdauer und Lasthöhe einen wesentlichen Einfluss auf den in den Lagern vorliegenden Gesamtdruck und die Schmierfilmhöhe nehmen. Bei hohen Lasthöhe (150 kN) resultiert eine kurze Lastdauer (25 ms) in einem Druckanstieg von bis zu 100 % im mittleren Lager und führt zu einer schwellenden Beanspruchung im mittleren und vorderen Stevenrohrlager. Eine lange Lastdauer (225 ms) hingegen führt im hinteren Stevenrohrlager zu einer Reduzierung der

Schmierfilmhöhe auf unter 10 % (12 µm) der im statischen Lastfall vorliegenden Schmierfilmhöhe (230 µm). Die schwingende Druckbelastung im vorderen und mittleren Stevenrohrlager wird auf die hohe Nachgiebigkeit und hohe Schwingungsanfälligkeit der langen Propellerwelle zurückgeführt. Die starke Reduzierung des Schmierfilms im hinteren (propellerseitigen) Stevenrohrlager kann auf eine nachlassende Squeeze-Film-Dämpfung zurückgeführt werden, welche anfänglich eine starke Kantenbeanspruchung des hinteren Lagers verhindert aber mit voranschreitender Belastungsdauer schwindet. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass für die Verschleiß- und Ermüdungslebensdauerberechnung von Schiffsantriebsstranglagern die Wechselwirkung aus Lasthöhe und Lastdauer berücksichtigt werden muss. Später vorliegender Messdaten des Wellenmomentes können anhand der Ergebnisse a priori hinsichtlich der Auftretenswahrscheinlichkeit kritischer Kontaktzustände in den Antriebsstranglagern bewertet werden.

Mit dem in der Arbeit aufgebauten EHD-MKS-Simulationsmodell wurde der erste Grundstein für die Lebensdauermodellierung von Schiffantriebsstranglagern gelegt. Das Modell lässt eine Erfassung des Einflusses von eisbedingten Propellerlasten auf die Kontaktzustände in den Antriebsstranglagern zu. Künftig wird angestrebt, dem Simulationsmodell simulativ ermittelte und experimentell validierte Eislasten aufzuprägen und Modelle für die Verschleiß- und Ermüdungslebensdauerberechnung der Antriebsstranggleitlager zu implementieren.

Quellenangaben

[1] Devin Powell, „Antarctic ice shelf threatened by warming: Collapse could trigger major melting and sea level rise“, Science News, S. 5–6, 2012.

[2] J. Turner et al., „Antarctic climate change during the last 50 years“ in S. 279–294, doi: 10.1002/joc.1130.

[3] J. J. Isekär, Costly failures in propulsion, machinery design, installation and operation - How to avoid them? [Online]. Verfügbar unter: https://de.scribd.com/document/480000886/costly-failures-in-propulsion-machinery-design (Zugriff am: 5. August 2021).

[4] International Association of Classification Societies, „Requirements concerning polar class“, 2006.

[5] DNV GL AS, „Rules for classification Ships: Part 6 Additional class notations Chapter 6 Cold climate“, 2017.

[6] Bureau Veritas, „Rules for the Classification of Steel Ships: PART F – Additional Class Notations“, 2021.

[7] R. de Waal, A. Bekker und P. S. Heyns, „Indirect load case estimation for propeller-ice moments from shaft line torque measurements“, Cold Regions Science and Technology, Jg. 151, S. 237–248, 2018, doi: 10.1016/j.coldregions.2018.03.016.

[8] H. Xing, Q. Wu, Z. Wu und S. Duan, „Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Marine Sterntube Bearing Based on Multi-body Dynamics“, Energy Procedia, Jg. 16, S. 1046–1051, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.01.167.

[9] D. Sverko und A. Sestan, „Experimental Determination of Stern Tube Journal Bearing Behaviour“, Brodogradnja, Jg. 61, Nr. 2, S. 130–141, 2010.

[10] G. N. Rossopoulos, C. I. Papadopoulos und C. Leontopoulos, „Tribological comparison of an optimum single and double slope design of the stern tube bearing, case study for a marine vessel“, Tribology International, Jg. 150, S. 106343, 2020, doi: 10.1016/j.triboint.2020.106343.

[11] K.-D. Arndt, H. Brüggemann und J. Ihme, „Einfache Beanspruchungen“ in Festigkeitslehre für Wirtschaftsingenieure, K.-D. Arndt, H. Brüggemann und J. Ihme, Hg., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011, S. 27–126, doi: 10.1007/978-3-8348-9790-9_2.
[12] E. Schmid und R. Weber, Gleitlager. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1953.
[13] R. Sattler, „Physikalisch basierte Mixed-Level Modellierung von gedämpften elektromechanischen Mikrosystemen“. Dissertation, TU München, 2005.

Autoren:

Benjamin Lehmann, M.Sc. benjamin.lehmann@imse.rwth-aachen.de
Dr.-Ing. Francisco Gutiérrez Guzmán francisco.guzman@imse.rwth-aachen.de
Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs georg.jacobs@imse.rwth-aachen.de

Lehrstuhl und Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung der RWTH Aachen University
Schinkelstraße 10
52062 Aachen

Florian Reinle, Dominic Linsler, Boris Brodmann

Charakterisierung der Reibungsoptimierung durch Gleitschleifen und Additiveinbringung

Zusammenfassung:

Gleitschleifen ist in der Lage, eine tribologische Oberflächenoptimierung durch verbesserte Oberflächentopographie zu erreichen. Ein Verfahren mit hohem Reibungsenergieeintrag kann günstige Konditionierungseffekte, etwa im Gefüge, hervorrufen. Dieser Energieeintrag kann auch genutzt werden, um Additive mittels Chemisorption fest auf der Oberfläche zu verankern. Hier soll gezeigt werden, welche tribologischen Verbesserungen in ersten Versuchen mittels einer Schwefelverbindung erzielt wurden. Des Weiteren hat sich gezeigt, dass sich neben Reibwert- und Verschleißverbesserungen durch das Finish auch die Topographieveränderung mittels Streulichtanalyse gut aufzeigen lässt.

Abstract:

Mass finishing is able to achieve tribological surface optimization through improved surface topography. A process with a high frictional energy input can cause favorable conditioning effects e.g. for grain structure. This energy input can also be used to attach additives to the surface by means of chemisorption. Here it will be shown which tribological improvements were achieved in initial experiments using sulfur additives. Furthermore, it has been shown that in addition to friction coefficient and wear improvements due to the finish, also the topography modification can be shown clearly with the help of scattered light analysis.

Einleitung

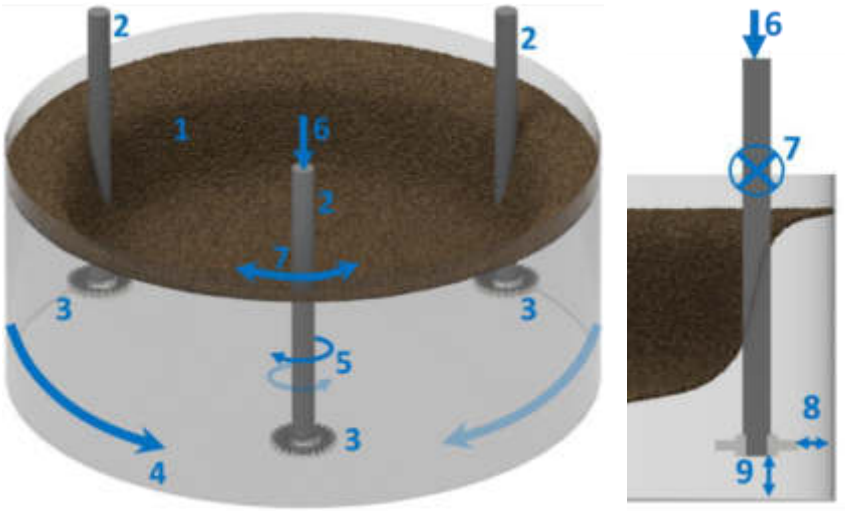
Unter Nachhaltigkeitsgesichtspunkten sind Lebensdauer und Energieeffizienz von Maschinenelementen wichtige Aspekte. Endbearbeitungen tribologisch belasteter Oberflächen spielen hier zur Verringerung von Reibung und Verschleiß eine wichtige Rolle. Neben der Einstellung der Topographie wird durch die Endbearbeitung die chemische Zusammensetzung der Oberfläche und auch das Randzonengefüge verändert [1]. Im niedrigsten Verschleißratenregime, in dem Maschinenbauanwendungen typischerweise operieren, spielen diese drei Größen für eine unter tribologischen Aspekten leistungsfähige Oberfläche eine zentrale Rolle [2,3].

Im Vortrag wird sowohl die Beeinflussung der Topographie als auch der Oberflächenchemie durch eine Gleitschleifbehandlung adressiert. Geschliffene Oberflächen dienen hier als Referenz. Neben der Betrachtung klassischer höhen- bzw. amplitudenbasierten Rauheitsparameter (z.B. Ra, Rz) wird die Streulichtmethode eingesetzt. Zur Beeinflussung der Oberflächenchemie wurde der Ansatz verfolgt, durch den Einsatz eines Mineralöls mit biobasierten Additiven als Prozessfluid eine Additivierung der Oberfläche umzusetzen.

Streamfinish – das optimierte Tauchgleitschleifen

Teil des Tauchgleitschleifens ist ein mit meist abrasivem Schleif- oder Poliergranulat gefüllter drehender Arbeitsbehälter, in den ein fixiertes Werkstück eingetaucht wird. Dies ist in der schematischen Darstellung zu erkennen, in der nur die oberste Schicht der Granulatfüllung in einem transparenten Behälter dargestellt ist (Abb. 1).
Die Firma OTEC hat dieses Verfahren zum Streamfinish weiterentwickelt. Mit der präzisen Rotation des Werkstückhalters um die eigene Achse werden die Bearbeitungsmöglichkeiten erweitert. Es werden viele Kombinationen aus Drehrichtungen um die Achsen ermöglicht, der Werkstückhalter kann zudem um die Längsachse gepulst werden. Die Eintauchtiefe und der Eintauchwinkel sind zentrale Stellparameter um den Wand- und Bodenabstand einzustellen. Mittels der

Prozessparameter kann die Strömung sehr flexibel an die Anforderungen der spezifischen Werkstücke angepasst werden.



1 Behälter + Granulat
2 Werkstückhalter
3 Werkstück (WS)
4 Behälterdrehung
5 WS-Halter Drehung
6 Eintauchtiefe
7 Eintauchwinkel
8 Wandabstand
9 Bodenabstand

Abb. 1: Tauchgleitschleifen – Streamfinish Schematisch, (l.)Behälter, (m.) partieller Radialschnitt

Die Reibenergie entsteht aus dem Druck und der Bewegung des Granulats relativ zum Werkstück. Dieser Energieeintrag des Streamfinish ist günstig für die Oberflächenkonditionierung [4] und notwendig für eine Verankerung von Additiven auf der Oberfläche. Zum Schmutzaustrag aus dem Behälter wird das Granulat mit einem Fluid durchspült. Im Rahmen der Bearbeitungsversuche wurde das Standard-Prozessfluid auf Wasserbasis durch ein Öl der Firma ML Lubrication mit biobasierten Additiven auf Schwefelbasis ersetzt.

Versuchsdurchführung

Als Werkstücke wurden Prüfscheiben für gezielte Gleitreibungsuntersuchungen im Stift-Scheibe-Tribometer (SST) sowie Wälzreibungsuntersuchungen in einem 2-Scheiben-Prüfstand (Amsler) ausgewählt. Die SST Scheiben sind initial plangeschliffen und bestehen aus nicht gehärtetem 42CrMo4. Die Amsler-Proben sind aus einsatzgehärteten, umfangsgeschliffenen 16MnCr5 in der Paarung jeweils in ebener und balliger Form. Es wurde für die Prüfläufe mit diesen Varianten gemäß Tab. 1 gearbeitet:

Zustand	Abkürzung	Proben-Typ
Geschliffen, Ausgangsqualität	REF	SST + Amsler
Gleitgeschliffen auf Wasserbasis	WaBasis	SST
Gleitgeschliffen auf Ölbasis, Grundöl	ÖlBasis	Amsler
Gleitgeschliffen mit Grundöl + Schwefeladditiven	SwBasis	SST + Amsler

Tab. 1: Zustandsübersicht der Proben

Die Gleitschleifbearbeitung wurden unter den vier Gruppen immer mit denselben Bearbeitungsparametern durchgeführt. Dabei wurde das Finish gezielt auf die SST- oder Amsler-Proben angepasst und bei Letzteren die balligen und ebenen Scheiben jeweils mit leicht angepassten Drehzahlen des Werkstückantriebs umgesetzt. Für die SST-Scheiben beträgt die Bearbeitungszeit 60s, für die Amsler-Proben 90s.

Veränderung der Oberflächenchemie: chemische Oberflächenanalysen

Es gilt zunächst zu zeigen, ob der Schwefel wie erwartet die Verbindung zum Eisen eingegangen ist. Dazu wurde die Oberfläche mit Röntgenphotoelektronenspektroskopie

(XPS) untersucht und über den Abtrag mit Ar-Ionen ein Elementtiefenprofil bis zu einer Tiefe von 100 nm erstellt.

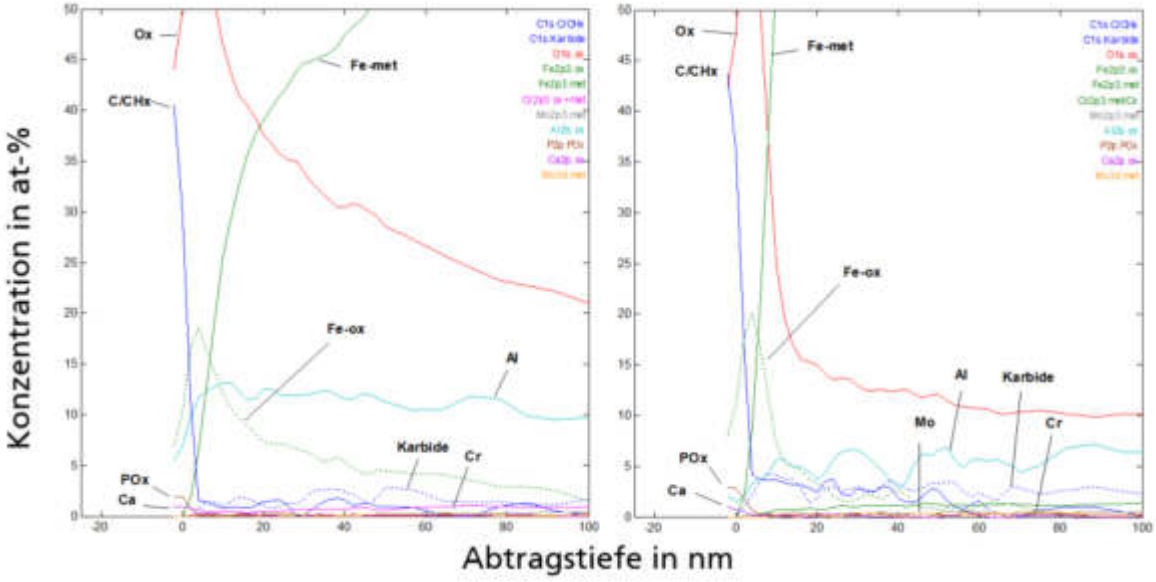


Abb. 2: XPS Analyse, SST, (l.) ÖlBasis, (r.) SwBasis

Im Vergleich zur geschliffenen Ausgangsqualität ist ein reibungsinduzierter Eintrag der Elemente des Schleifkörpers auf Basis von Al_2O_3 erkennbar (Abb. 2). Dies betrifft sowohl die SST- als auch die Amsler-Proben, jeweils auch in der Vergleichsvariante mit der Bearbeitung nur mit Grundöl (ÖlBasis). Der gewünschte Eintrag von Schwefel kann bei den SST-Scheiben nicht vom Signalrauschen unterschieden werden.
Bei den Amlser-Proben stellt sich im Vergleich zur Ausgangsqualität ein Eintrag von 3 at-% Schwefel ein, begrenzt auf die ersten 15 nm Tiefe. Die Ursache für die Unterschiede zwischen den Probentypen in Bezug auf den Schwefeleintrag wurde bisher noch nicht festgestellt, eine These ist der geringere Materialabtrag während der Bearbeitung im Fall der harten Amsler-Probe.

Veränderung der Topographie: Rauheitscharakterisierung und Streulichtanalyse

Zur weiteren Analyse der Ausgangsoberfläche für den Test und dem Einfluss der Topographieveränderung durch das Streamfinish wurden Streulichtmessungen nach VDA 2009 verwendet [5]. Rdq ist ein Profil-Rauheitsparameter, der für seine hohe Relevanz in Bezug auf Reibung bekannt ist. Aufgrund des hohen Einflusses von Oberflächengradienten, welcher der Parameter abbildet, hat man damit eine wichtige Komponente, um die statistischen mittleren Krümmungsradien im Kontakt zu ermitteln [6]. Eine Verringerung der Oberflächengradienten hilft in der Regel, die Kontaktspannungen zu reduzieren und den elastischen Anteil im Reibkontakt zu steigern. Rdq oder Sdq sind jedoch Parameter, bei denen die praktische Nutzbarkeit, der Vergleich zwischen Geräten als auch die Präzision aufgrund z. B. Messrauschen, Filterung und Ableitung begrenzt sind. Streulicht basiert auf Winkelmessungen und kann daher die Analyse von Gradienten unmittelbar und detaillierter vornehmen. Die Firma OptoSurf analysierte die Triboproben mit Streulicht, um u. a. den gradientenbasierten Rauheitsparameter Aq bzw. dessen Mittelung Aqm zu vermessen.
Die SST Scheiben wurden quer- und längs zur Vorzugsrichtung gemäß des initialen Planschliffs vermessen, dafür wird die Orientierung des Auswertungsarray verwendet, welches definiert welche Strukturrichtungen breitbandiger aufgelöst werden können. Dabei wurde jeweils ein Messfeld von 5 x 23 mm mittels eines 30 µm Messflecks abgedeckt, womit sich 150.000 Einzelmessungen ergeben. Diese sind nun in einer Häufigkeitsverteilung dargestellt (Abb. 3).

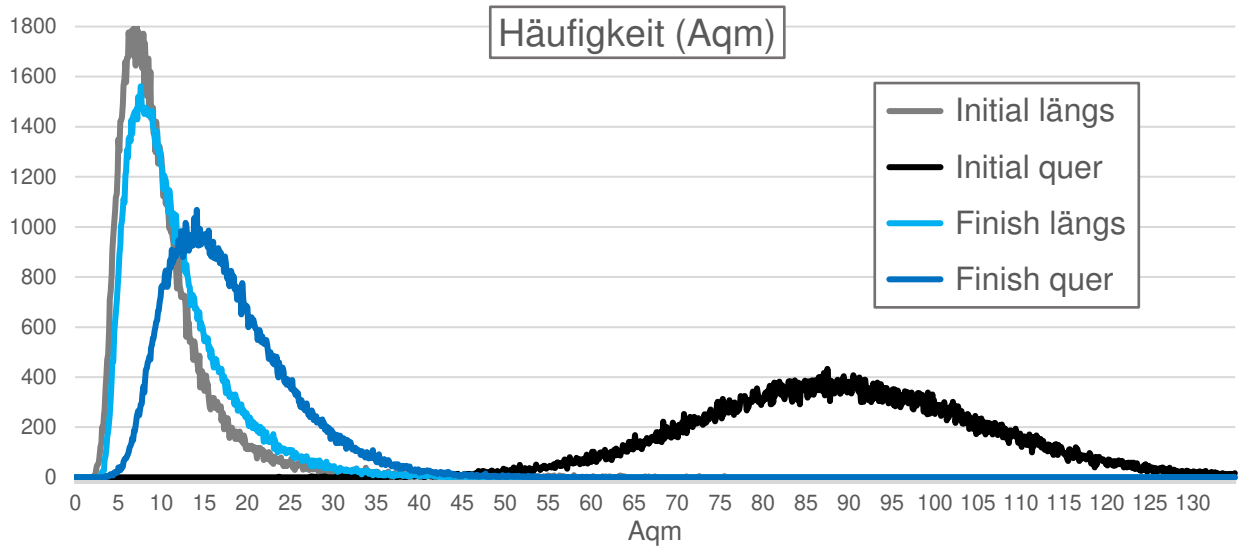


Abb. 3: Häufigkeitsverteilung SST-Scheibe, SwBasis, 0,1 Aqm pro Klasse

Dabei zeigt sich insbesondere in der Richtung quer zu den Schleifriefen eine deutliche Reduzierung der Oberflächenrauheit in Bezug auf Aqm. Dies bedeutet eine erhebliche Reduktion der Rauheitsgradienten, wenn auch nicht vollständig hin zum Niveau längs zu den Riefen. Zusätzlich damit verbunden ist eine signifikante Verbesserung auch hinsichtlich der Isotropie. Auch wenn die maximale Isotropie-Erhöhung entsprechend der Möglichkeiten des Streamfinish Prozesses noch nicht erreicht wurde.

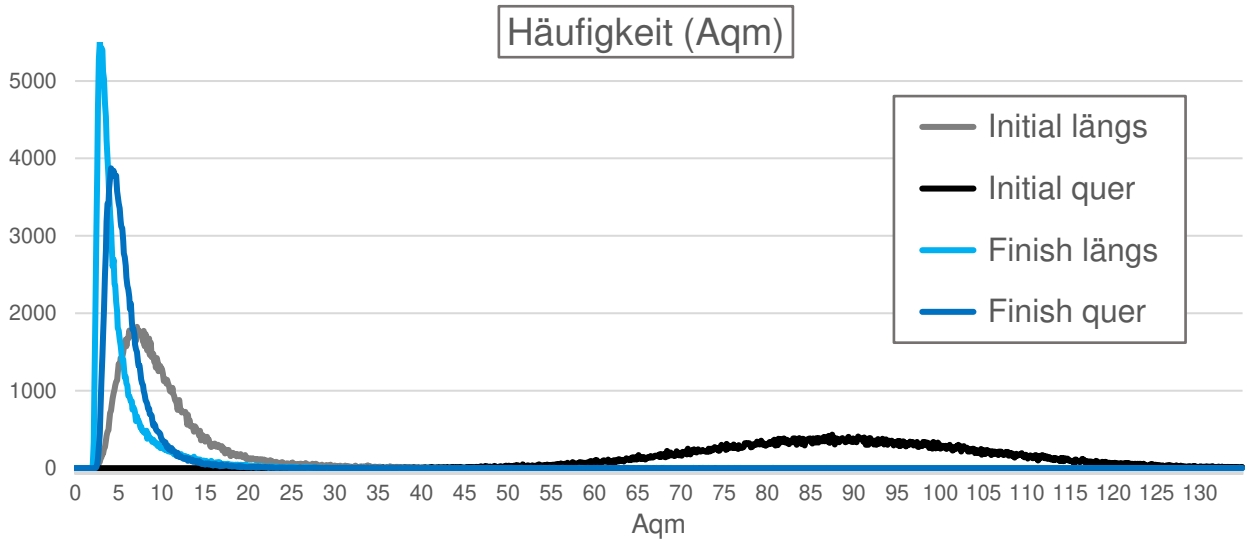


Abb. 4: Häufigkeitsverteilung SST-Scheibe, WaBasis, 0,1 Aqm pro Klasse

Ein vergleichbares Bild lässt sich bei der wasserbasierten SST-Scheibe feststellen (Abb. 4) mit dem entscheidenden Unterschied, dass sich nach dem Finish insgesamt ein deutlich niedrigeres Rauheitsniveau einstellt mit einem gemittelten Aqm von 6,13 quer und 5,24 längs gegenüber 17,8 quer und 11,64 längs. Im Vergleich zur Ausgangsqualität 88,9 quer und 10,25 längs entspricht dies einer deutlichen Rauheitsreduktion nach 60 s Bearbeitung.

Im Vergleich dazu zeigen Messungen an einem Weißlichtinterferometer (WLI) mit Lc = 800 µm einen Ra = 0,5 µm sowie ein Rz = 3,7 µm für die Ausgangsqualität sowie einen Ra = 0,15 µm und einen Rz = 1,1 µm für das Finish WaBasis. Im Vergleich dazu hat SwBasis eine leicht höhere Rauheit von Ra = 0,17 µm und Rz = 1,3 µm. Die Oberflächenstruktur stellt sich wie in Abb. 5 zu sehen nach dem Finish vergleichbar ein.

Ein sich an der Schleifstruktur orientierte Restwelligkeit ist hier in der horizontalen Richtung (quer) erkennbar.

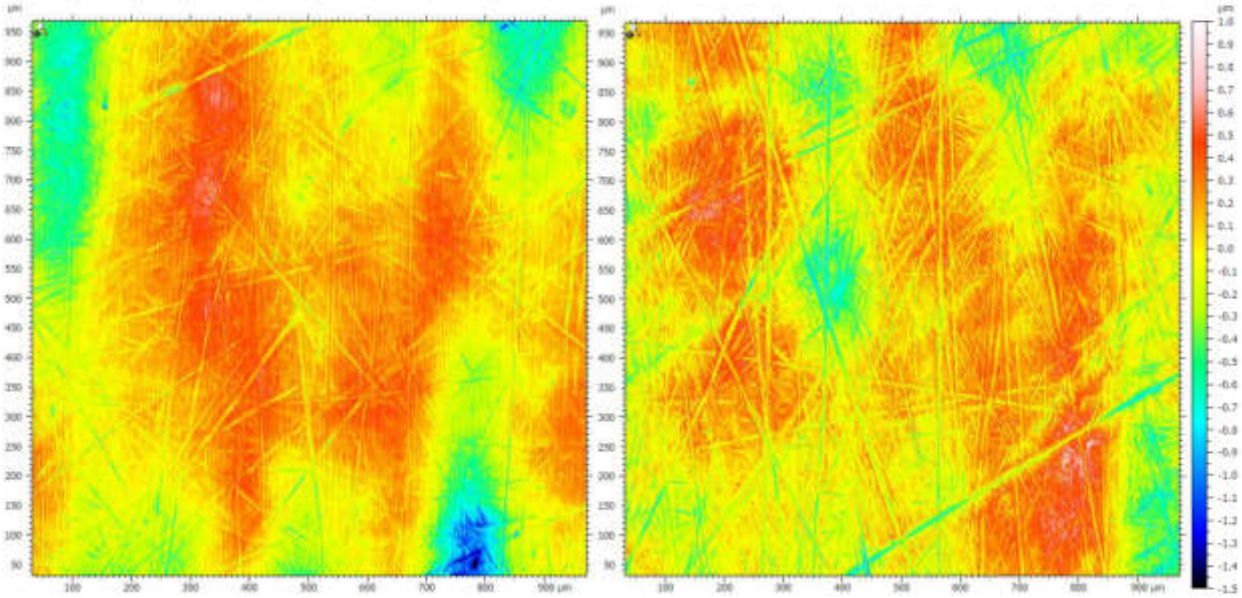


Abb. 5: WLI Aufnahme, SST Oberflächenstruktur, (l.) WaBasis, (r.) SwBasis

Die Amlser-Proben wurden von OptoSurf 360° umfänglich und mittig mit einer Spurbreite von 2,25 mm quer zur Schleifstruktur vermessen. Durch den Messpunkt von 30 µm ergeben sich 307.200 einzelne Aqm-Rauheitsmessergebnisse. Diese sind in einer Häufigkeitsverteilung dargestellt (Abb. 6).

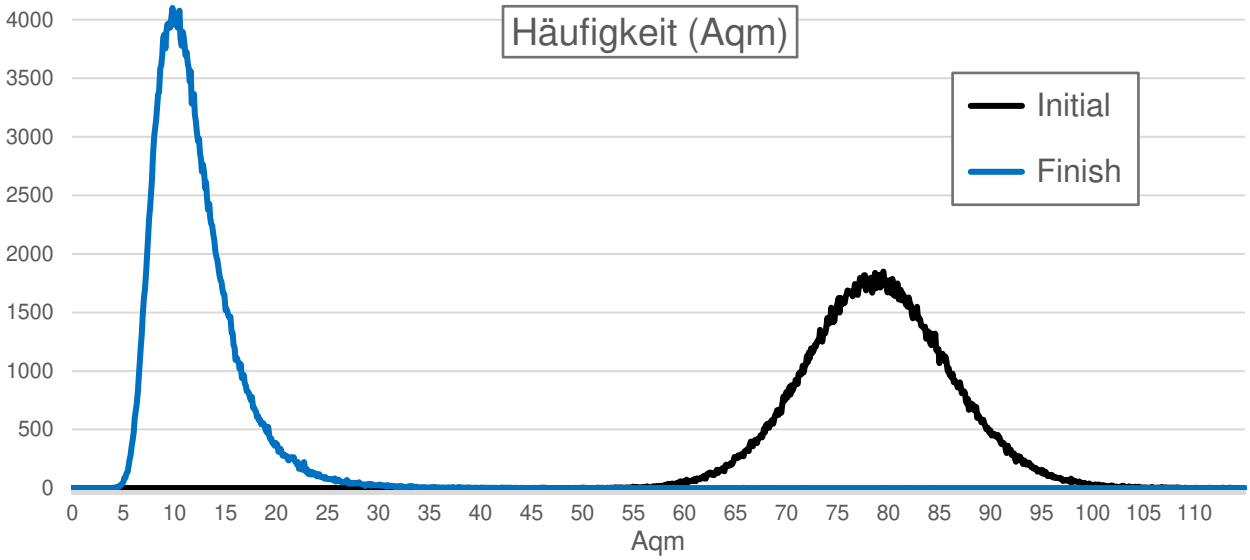


Abb. 6: Häufigkeitsverteilung Amsler-Probe, flach, ÖlBasis, 0,1 Aqm pro Klasse

Durch die hohe Anzahl an Einzelmessungen zeigen sich eindeutige Verteilungskurven. Es zeigt sich, dass das Finish durch einen unteren Grenzwert minimal erreichbarer Rauheit eingeschränkt wird. Ein mittlerer Aqm Wert von 78,98 wird durch das Finish um einen Faktor von etwa 6,5 auf 11,99 geglättet. Man sieht damit eine höhere Rauheitsreduktion in Bezug auf Gradienten (Aqm) als bei der reinen Höhenmessung (Ra, Rz).

Die weiteren Proben haben vergleichbare Verteilungen und die Aqm-Werte zeigen im Mittel einen Schwankungsbereich von max. 8 % mit einer Standardabweichung von 3 %. In Abb. 7 ist die Rauheitsverteilung der Streulichtmessung dargestellt, ÖlBasis und SwBasis verhalten sich identisch und sind daher nicht beide aufgeführt.

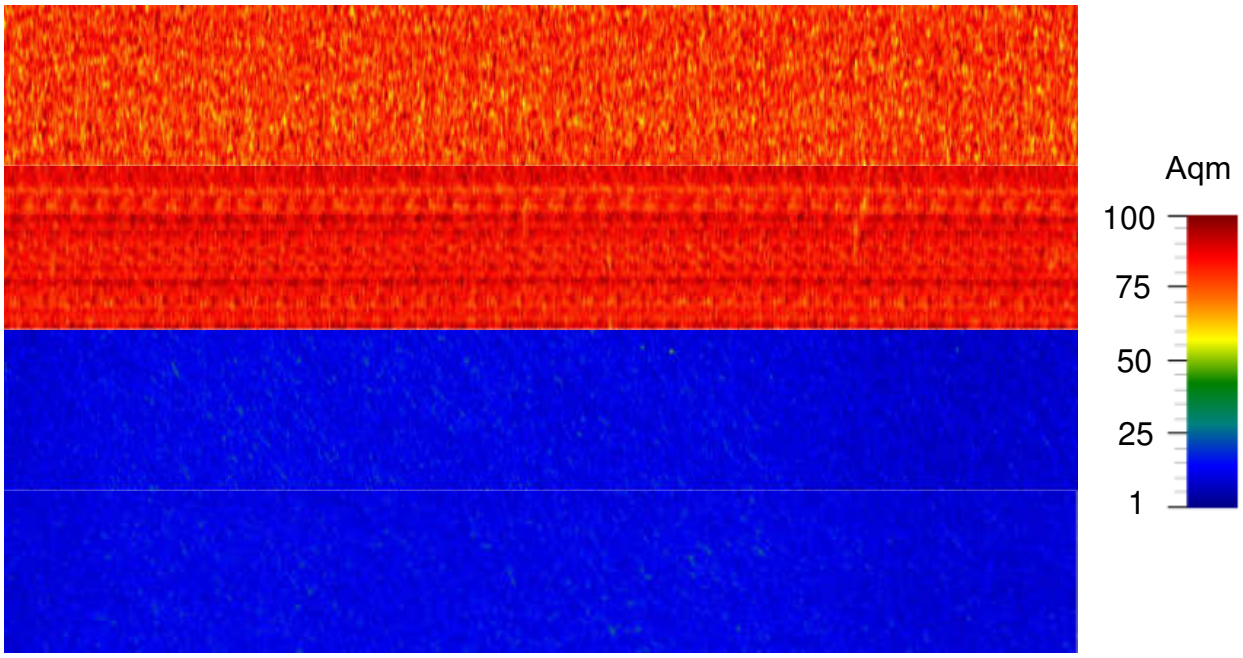


Abb. 7: Aqm Amsler-Proben, o. nach u.: flach REF, ballig REF, flach ÖlBasis, ballig Ölbasis

Interessant sind zudem die Intensitätsergebnisse der Streulichtmessung (Abb. 8). Chemische Reaktionen können das Reflexionsverhalten des Materials bzw. den Glanz verändern. Die, sofern dies einen Indikator darstellt, potenziell unregelmäßige erfolgte Additiveinbringung der flachen SwBasis-Probe wird zukünftig noch untersucht und ist mit den gewählten Prozessparametern zum einen nachvollziehbar als auch zum anderen durch deren Anpassung einfach korrigierbar.

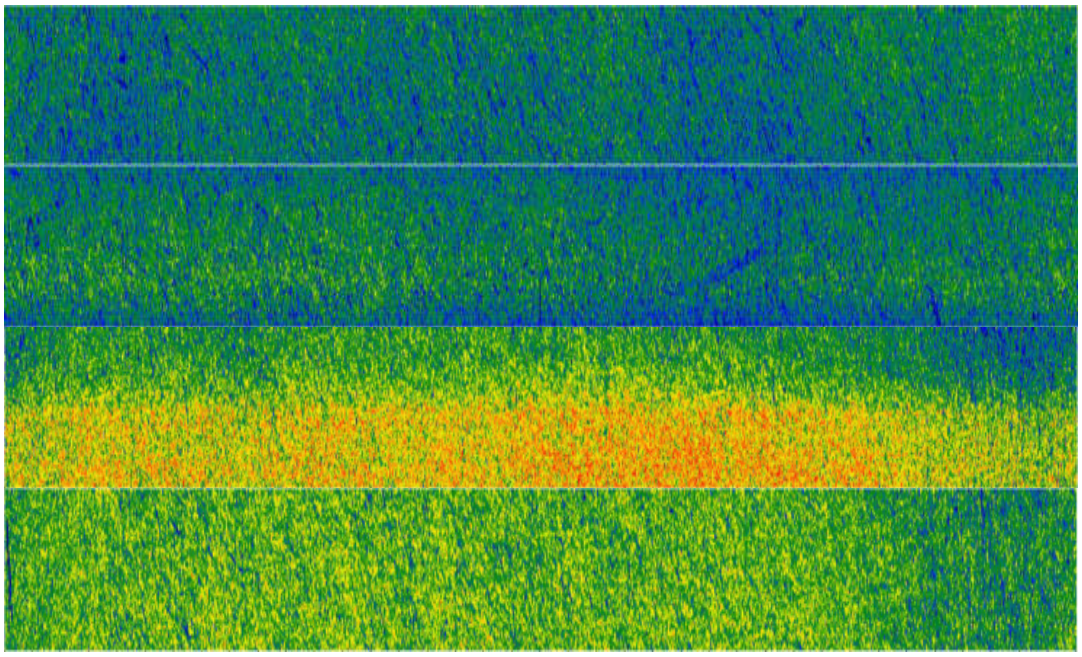


Abb. 8: Intensität Amsler-P., o. nach u.: flach ÖlBasis, ballig ÖlBasis, flach SwBasis, ballig Swbasis

Im Vergleich dazu zeigen Messungen an einem Konfokal-Messgerät mit Lc = 800 µm einen Ra = 0,29 µm sowie ein Rz = 2,1 µm für die Ausgangsqualität sowie eine einheitliche Qualität von Ra = 0,1 µm und einen Rz = 0,65 µm für die gefinishten Varianten. Die Oberflächenstruktur stellt sich wie in Abb. 9 zu sehen ein, ÖlBasis verhält sich vergleichbar und ist nicht separat aufgeführt. Es können eine geringe Restwelligkeit als Ergebnis der ursprünglichen umfänglichen Schleifstruktur sowie feine Mikrokratzer erkannt werden.

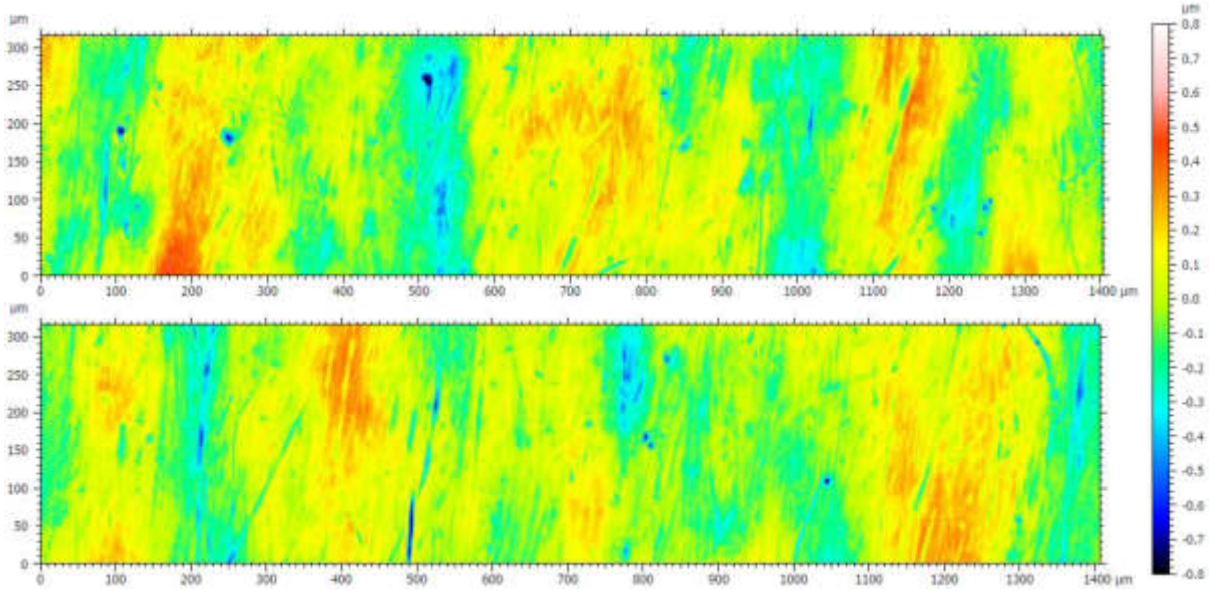


Abb. 9: Konfokal-Aufnahme, Amsler Oberflächenstruktur, (o.) ballig SwBasis, (u.) flach SwBasis

Prüfstandergebnisse und Analyse

Die SST-Scheiben wurden auf einem Stift-Scheibe-Tribometer des Fraunhofer IWM bezüglich des Reibungsverhaltens untersucht. Ein Stift aus 100Cr6 stellt den Gleit-Reibpartner der Scheibe dar. Der Kontakt wird mit einem mineralischen Grundöl der Viskositätsklasse ISO VG 32 voll beölt. Das Ergebnis basiert auf einer Mittelung mehrerer Einzelversuche. Bei allen Scheiben wurde vor dem Einlauf eine Stribeckkurve aufgenommen (Abb. 10, links) und nach einem Einlaufprogramm von insgesamt 16 h wurde die finale Stribeckkurve ermittelt. Vor dem Einlauf ergibt sich eine Rangfolge im Reibwert von der geschliffenen Referenz über die wasserbasiert gefinishten Scheiben (WaBasis) zu den additivierten, ölbasiert gefinishten Scheiben (SwBasis). Wobei sich zum einen die gefinishten Scheiben insgesamt mit deutlich niedrigeren Reibwerten zeigen, teilweise wurde eine Reduktion von 75 % erreicht. Insbesondere die mit schwefeladditiviertem Öl bearbeiteten Scheiben zeichnen sich durch die besten Ergebnisse aus. Dabei ist innerhalb der gefinishten Scheiben ein maximaler Unterschied von etwa 50 % bei 1,5 m/s Gleitgeschwindigkeit zu erkennen, bei 0,2 m/s ist die Unterscheidung undeutlich, wobei sich WaBasis mit erhöhter Schwankungsbreite etwas an die Spitze setzt.

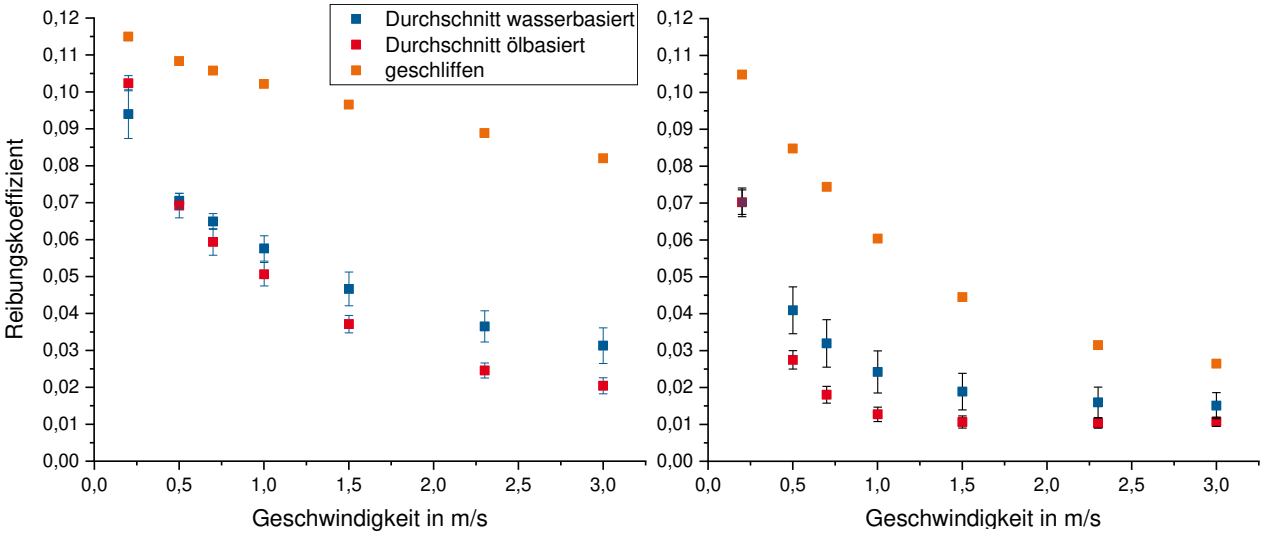


Abb. 10: SST-Stribeckkurven, (l.) vor dem Einlauf, (r.) nach dem Einlauf

Nach dem Einlauf bleiben die Differenzen mehrheitlich erhalten (Abb. 10, rechts). Die Schwankungsbreite der Ergebnisse verringert sich etwas und die schwefelbasierten Proben erreichen niedrige Reibwerte bis unter 0,01. Die Reibwerte bei 0,7 m/s betragen 0,018 (ölbasiert) bzw. 0,031 (wasserbasiert). Die niedrige Reibung ist eventuell nicht auf die gewünschte Additiveinbringung zurückzuführen, da die XPS Messung keinen Schwefel nachweisen konnte. Die Ursache der Unterschiede könnte in der unterschiedlichen Topographie begründet liegen. An der Ermittlung der Ursachen für diesen Effekt und den Unterschied zwischen WaBasis und SwBasis wird aktuell gearbeitet. Dabei ist eine These eine günstige Betriebsrauheit in diesem Tribosystem könnte oberhalb der Rauheit von WaBasis liegen.

Nach dem Prüflauf wurden erneut Streulichtmessungen durch die Firma OptoSurf durchgeführt und es wurden nahezu keine Topographieveränderungen festgestellt.

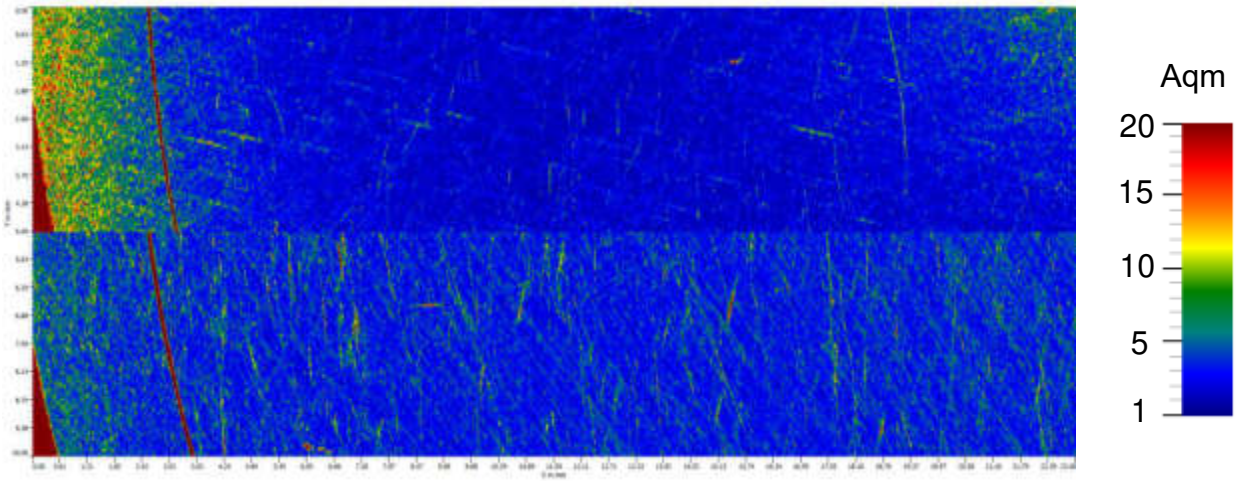


Abb. 12: SST WaBasis Aqm, nach dem Prüflauf, (o.) längs, (u.) quer

Die in Abb. 12 dargestellte WaBasis SST-Probe hatte an der äußeren Bahn Kontakt mit dem Stift. Dort ist eine Verschleißspur mit einer lokal sehr begrenzten Aufrauhung der Oberfläche links im Bild erkennbar, deutlich schmaler als der Stift-Durchmesser von 5 mm. Die am Rand rot erkennbare Rauheitserhöhung stellt den Rand bzw. das Ende der Scheibe dar. Die in Abb. 13 dargestellte SwBasis SST-Probe hat in den Reibspuren in der Mitte und nach außen hin jeweils eine leichte Einglättung erfahren, welche in der Messrichtung längs zur ursprünglichen Schleifstruktur erkennbar ist. Ob diese Beobachtungen einen Einfluss auf das Reibungsergebnis haben oder die hier noch nicht betrachtete Oberflächenveränderung des Stiftes als Reibpartner muss in nachfolgenden Untersuchungen aufgezeigt werden.

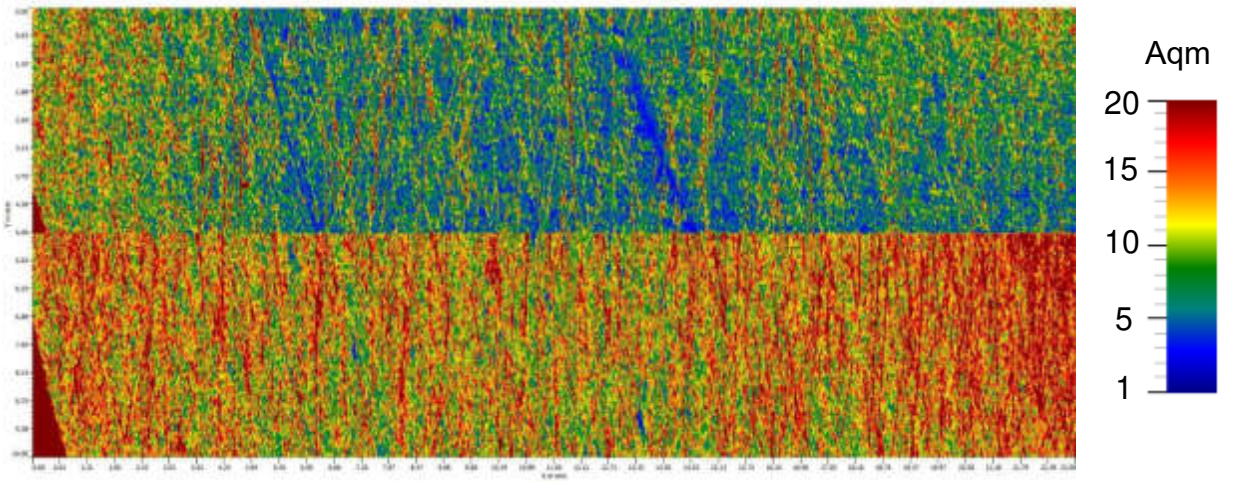


Abb. 13: SST SwBasis Aqm, nach dem Prüflauf, (o.) längs, (u.) quer

In Abb. 14 ist der mittlere Winkel der 150.000 Einzelmessungen der SwBasis SST-Probe aufgetragen. Man kann sowohl die Reststrukturen quer zu den Ausgangsriefen erkennen als auch sehr feine Kratzer. Zudem ist in der Orientierung längs eine rot eingerahmte kaum messbare Verschleißspur sichtbar. Der Scheibenrand ist im Steigungsbild als blauer Bogen auf der linken Seite erkennbar.

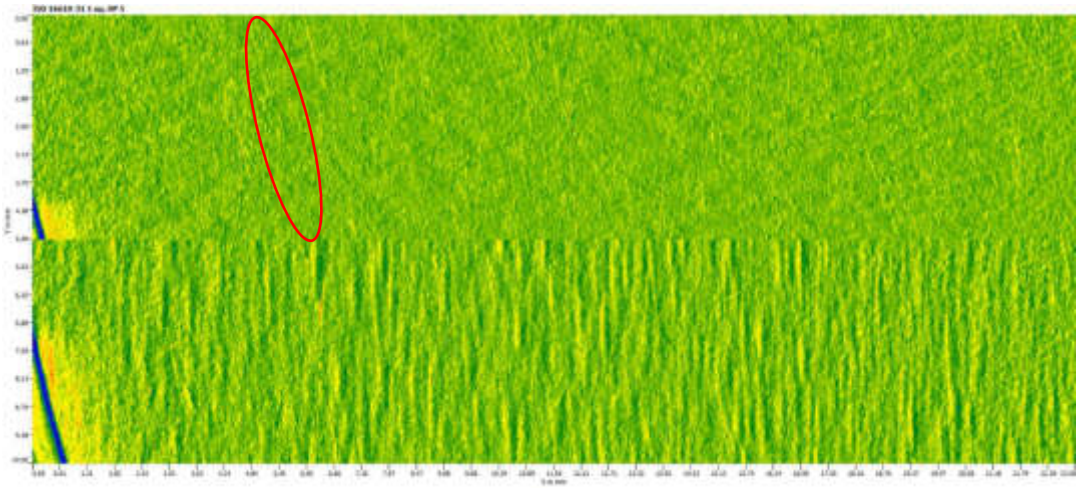


Abb. 14: SST SwBasis mittlere Steigung, nach dem Prüflauf, (o.) längs, (u.) quer

Zudem sind die Verschleißspuren in der Intensitätsausgabe beide erkennbar, die äußere Spur ist sowohl längs als auch quer etwas von der Restoberfläche abzugrenzen (Abb. 15). Vereinfacht betrachtet glänzen diese Stellen etwas mehr als die direkte Umgebung.

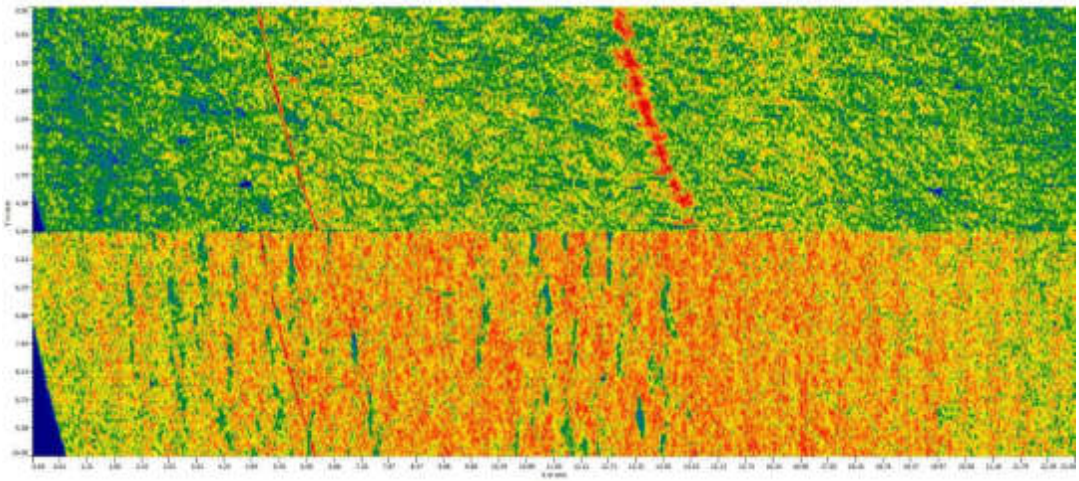


Abb. 15: SST SwBasis Intensität, nach dem Prüflauf, (o.) längs, (u.) quer

Fazit

Die gezeigten Arbeiten adressierten die Beeinflussung von Topographie und Oberflächenchemie durch das Streamfinishverfahren. Verglichen mit einer geschliffenen Referenzprobe konnten an den mit Streamfinish bearbeiteten Oberflächen niedrigere Reibwerte gemessen werden. Dabei zeigten bei den SST-Versuchen sehr glatte Oberflächen nicht zwingend die niedrigsten Reibwerte. Die Funktionalisierung von Oberflächen mit Additiven konnte auf einsatzgehärteten Amsler-Proben erfolgreich durchgeführt werden. Die entsprechenden Ergebnisse sind im Vortrag aufgeführt. Die bisher gesammelten Erkenntnisse bilden einen guten Grundstein, um dieses spannende und vielversprechende Themenfeld zukünftig weiter zu vertiefen.

Danksagung

Wir danken der Firma ML Lubrication und Dr. Thordsen für die hervorragende Zusammenarbeit. Die Arbeiten von OTEC und Fraunhofer IWM sind durch das BMEL im Rahmen des Projekts "TriboKon" gefördert.



Literatur

[1] M. Scherge, D. Shakhvorostov, K. Pöhlmann, Fundamental wear mechanisms of metals, Wear, 255, 2003, pp 395 – 400

[2] D. Linsler, F. Schröckert, M. Scherge, Influence of subsurface plastic deformation on the running-in behavior of a hypoeutectic Al-Si alloy; Tribology International 100, 2016, pp 224 – 230

[3] X. Chen, Z. Han, X. Li, K. Lu, Lowering coefficient of friction in Cu alloys with stable gradient nanostructures, Science Advances, 2, 2016

[4] A. Kacaras, J. Gibmeier, F. Zanger, V. Schulze, Influence of rotational speed on surface states after stream finishing, 4th CIRP Conference on Surface Integrity (CSI 2018)

[5] VDA2009, Geometrische Produktspezifikation, Winkelaufgelöste Streulichtmethode, Definition, Kenngrößen und Anwendung. 2010/01

[6] Brodmann R and Allgauer M 1989 Comparison of light scattering from rough surfaces with optical and mechanical profilometry Proc. SPIE 1009, Surface Measurement and Characterization, 111 ed J M Bennett pp 111–8

Autoren

M.Sc. Florian Reinle, OTEC Präzisionsfinish GmbH, Straubenhardt, f.reinle@otec.de

Dr. Dominic Linsler, MikroTribologie Centrum µTC, Fraunhofer IWM, Karlsruhe

Boris Brodmann, OptoSurf GmbH, Ettlingen, b.brodmann@optosurf.de

Völkel, Katharina; Pflaum, Hermann; Stahl, Karsten

Einfluss der Stahllamellentopographie auf das Einlaufverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen

Zusammenfassung:

Nasslaufende Lamellenkupplungen weisen zu Betriebsbeginn eine Phase des Einlaufens auf, in der sich das Reibungsverhalten durch Anpassung der Reibflächen signifikant ändern kann. Dieses Einlaufverhalten ist in Anhängigkeit der Charakteristika des Reibsystems bestehend aus Reibbelag, Stahllamelle und Schmierstoff stark unterschiedlich ausgeprägt. Mit dem Ziel einer guten Regelbarkeit und damit hohen Zuverlässigkeit der Kupplung ab der ersten Schaltung sollen Einlaufvorgänge wenig ausgeprägt und schnell abgeschlossen sein.

Der Beitrag behandelt Einflüsse der Stahllamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten. Hierzu werden die Stahllamellenoberflächen im Neuzustand und nach Versuch umfassend topographisch vermessen. Zur Charakterisierung der Stahllamellenoberflächen wird eine Vielzahl von 3D-Oberflächenkennwerten ausgewertet und einem neu entwickelten Kennwert zum Einlaufverhalten gegenübergestellt.

Abstract:

Wet multi-plate clutches have a running-in phase at the start of operation in which the friction behavior can change significantly by adjusting the friction surfaces. This running-in behavior can strongly depend on the characteristics of the friction system consisting of friction material, steel plate and fluid. With the aim of good controllability and thus high reliability of the clutch from the first shift, running-in processes should be less pronounced and should be completed quickly.

The article descries the influences of the steel plate on the running-in behavior. Therefore, topographical measurements of the steel plate surfaces before and after test are carried out. To characterize the steel plate surfaces, a large number of 3D surface parameters are evaluated and compared to a newly developed parameter characterizing the running-in behavior.

Einleitung

Das Funktions- und Komfortverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen wird maßgeblich durch das Reibungsverhalten bestimmt. Insbesondere zu Lebensdauerbeginn, wenn Einlaufvorgänge noch nicht abgeschlossen sind, kann sich das Reibungsverhalten durch Einglätten und Anpassen der Kontaktflächen sowie den Aufbau chemischer Grenzschichten signifikant ändern (vgl. z. B. [Ing10, Sto19, Voe19]). Dieses Einlaufverhalten ist in Abhängigkeit der Charakteristika des tribologischen Systems, bestehend aus den im Reibkontakt befindlichen Reibpartnern sowie dem Schmierstoff und den Betriebsbedingungen, stark unterschiedlich ausgeprägt (vgl. z. B. [Bäs16, Kit96, Lor13, Sit07]). Insbesondere Charakteristika der Stahllamelle aus der Fertigung können in dieser frühen Phase der Nutzung einen Einfluss auf das Einlaufverhalten zeigen ([Dum79, Yes92, Höh01, Höh03]).

Mit dem Ziel einer guten Regelbarkeit und damit hohen Zuverlässigkeit der Kupplung ab der ersten Schaltung stehen zwei Punkte im Vordergrund der Entwicklungen. Zum einen sollen Einlaufvorgänge, also Änderungen des Reibungsverhaltens zu Betriebsbeginn, möglichst wenig ausgeprägt und schnell abgeschlossen sein. Zum anderen soll die Kupplung bereits im Einlauf ein gutes Reibungsverhalten (Reibungszahlniveau und Reibcharakteristik) aufweisen, um Einschränkungen von Funktion oder Komfort, z. B. durch Schaltstöße oder Reibschwingungen, auszuschließen (vgl. z. B. [Nau07]).

Der Beitrag stellt einen Auszug der Ergebnisse meiner Dissertation [Voe20] dar. Die Erkenntnisse basieren auf den Untersuchungen im Rahmen der Forschungsvorhaben FVA-Nr. 343/III und FVA-Nr. 343/IV.

Methoden

Die Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen erfolgt nach der in [Voe20] erarbeiteten ***Methodik ‚Einlaufverhalten Lamellenkupplungen'***.

Das Reibungsverhalten der Kupplungen wird experimentell am Komponentenprüfstand KLP-260 [Mei15]) ermittelt. Der Einlauf ist durch nichtkonstante Änderungen des Reibungsverhaltens über der Schaltzahl gekennzeichnet (nichtlinearer Trend). Die Methodik umfasst Versuchs- und Auswertemethoden, die eine quantitative Charakterisierung des Einlaufverhaltens anhand von Kennwerten realisieren. Der Kennwert x_{lin} gibt die Dauer des Einlaufs an; der Kennwert $\Delta\mu_{start}$ beschreibt die maximale Reibungszahländerung im Einlauf. Der Kennwert EW bildet eine Kenngröße zur Systembewertung, indem die Kennwerte x_{lin} und $\Delta\mu_{start}$ einem gewählten Bezugssystem gegenübergestellt und gewichtet zusammengefasst werden (vgl. auch [Voe21]). Ein System mit identischem Einlaufverhalten wie das Bezugssystem hat hierbei einen Wert EW von 0. Weist das betrachtete System ein besseres Einlaufverhalten als das Bezugssystem auf, ist der Wert EW positiv, bei einem schlechteren Einlaufverhalten ist der Wert EW negativ. Die Methodik wird herangezogen, um Einflüsse des Reibsystems Stahllamelle, Reibbelag, Schmierstoff) auf das Einlaufverhalten systematisch zu charakterisieren.

Es erfolgt eine optische Vermessung der Stahllamellenoberflächen mittels Fokus-Variation auf der Messmaschine InfiniteFocus G4, Firma Alicona [Ali19]. Tabelle 1 fasst die Parameter der Oberflächenvermessung zusammen. Um eine umfassende und systematische Vermessung der Stahllamellenoberflächen zu gewährleisten, wird jedes Lamellenpaket an 16 Messpositionen vermessen. Die Messpositionen sind so gewählt, dass sich auch bei Stahllamellenstrukturen mit Vorzugsrichtung viele unterschiedliche Ausrichtungen der Messfelder zur Bearbeitungs- und Gleitrichtung ergeben. Die Messpositionen befinden sich etwa auf Höhe des mittleren Reibradius und sind auf 180° am Umfang verteilt (detaillierte Beschreibung siehe [Voe20]). Mittels einer Vorrichtung werden die zu vermessenden Stahllamellen eindeutig in der Messmaschine positioniert. Auf der Vorrichtung befindet sich nahe der Messstelle ein Referenzpunkt, der vor jeder Messung zur Nullpunktreferenzierung angefahren wird. Somit ist eine genaue Repositionierung sichergestellt. Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit der Vermessung sind nachgewiesen.

Objektiv	20x
vertikale Auflösung	50 nm
laterale Auflösung	2,9 µm
Messfeld	1,35 mm x 1,35 mm
Anzahl Messpositionen	16

Tabelle 1: Parameter der topographischen Vermessung von Stahllamellen (aus [Voe17])

Die Auswertung der topographischen Vermessungen der Stahllamellenoberflächen erfolgt mit der der Messmaschine zugehörigen Auswertesoftware IF-MeasureSuite [Ali13]. Die Auswertesoftware liefert eine Vielzahl an 3D-Oberflächenkennwerten gemäß der Norm DIN EN ISO 25178-2 [DIN12]. Im Zuge der Auswertung der 3D-Oberflächenkennwerte wird der gemessene Datensatz formreduziert (Ebene) und gefiltert (phasenkorrigierter Gaußfilter, λc = 800 µm). Bei der optischen Vermessung der Stahllamellenoberflächen können Messfehler durch Reflexionen infolge einer Überbelichtung und durch Verunreinigungen in Form von Fusseln, Staubkörnern oder Ölrückständen auftreten. Diese Ausreißer werden gemäß der in [Hed16] beschriebenen 4-Sigma-Regel identifiziert und verworfen.

Ein weiteres Ergebnis der Oberflächenvermessung sind Oberflächenbilder der Stahllamellenoberflächen, um einen optischen Eindruck zu gewinnen.

Versuchsteile und Schmierstoffe

Die Untersuchungen werden an Kupplungen aus Serienanwendungen mit typischen Papierreibbelägen und Schmierstoffen aus Doppelkupplungs- und Wandlerautomatikgetrieben durchgeführt. Eine detaillierte Beschreibung der Versuchsteile und Schmierstoffe ist in [Voe20] aufgeführt. Die Kupplungen weisen sechs Reibflächen und einen mittleren Reibdurchmesser von 88 mm auf; die Außenlamellen sind Stahllamellen, die Innenlamellen Belaglamellen.

Es werden sechs Stahllamellenvarianten gemäß Tabelle 2 untersucht. Die Serienstahllamelle, Variante BPII-St1, weist eine Kaltbandoberfläche (kurz KBO) auf. Mit den Stahllamellen BPII-St4 wird eine zweite Stahllamellenvariante mit KBO aber abweichender Walzstruktur zu Stahllamellen BPII-St1 untersucht. Die Stahllamellenvarianten BPII-St2 und -St3 bzw. BPII-St5 und -St6 werden durch Nachbehandlung der Stahllamellenvarianten mit KBO BPII-St1 bzw. BPII-St4 hergestellt. Für die Stahllamellenvarianten BPII-St2 und BPII-St5 werden die KBOs in der Nachbehandlung bandgeschliffen, für die Stahllamellenvarianten BPII-St3 und BPII-St6 bandgeschliffen und gebürstet. Informationen zu den Werkstoffen der Stahllamellen liegen nicht vor.

BPII-St1	Kaltbandoberfläche (KBO) | Serienstahllamelle
BPII-St2	BPII-St1 nachbehandelt, bandgeschliffen
BPII-St3	BPII-St1 nachbehandelt, bandgeschliffen und gebürstet
BPII-St4	Kaltbandoberfläche (KBO), abweichende Walzstruktur zu BPII-St1
BPII-St5	BPII-St4 nachbehandelt, bandgeschliffen
BPII-St6	BPII-St4 nachbehandelt, bandgeschliffen und gebürstet

Tabelle 2: Stahllamellenvarianten in Baugröße BPII

Als Schmierstoffe werden typische Serienöle aus den Anwendungen Doppelkupplungsgetriebe (DCT-I, DCT-II und DCT-III) und Wandlerautomatikgetriebe (AT-I, AT-II und AT-III) verwendet. Es kommen ein Reibbelag DCT-B aus der Anwendung Doppelkupplungsgetriebe und ein Reibbelag AT-B aus der Anwendung Wandler-Automatikgetriebe zum Einsatz.

Ergebnisse

Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten

Die Forschungsarbeiten [Voe20] umfassen neben den hier dargestellten Untersuchungen zu Einflüssen der Stahllamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten lastschaltender Kupplungen auch Untersuchungen zu den Einflüssen des gesamten tribologischen Systems (Stahllamelle, Reibbelag, Schmierstoff und spezifische Belastung) mit lastschaltenden und schlupfenden Kupplungen. Um die Ergebnisse zur Stahllamellentopographie besser einordnen zu können, werden in Tabelle 3 die Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten lastschaltender und schlupfender Kupplungen zusammengefasst.

In [Voe20] zeigt sich kein für alle Baugrößen und Betriebsarten dominanter Einfluss eines einzelnen Bestandteils des Reibsystems. Zudem sind die Einflüsse von starken Wechselwirkungen geprägt. Darüber hinaus führt das Einlaufen der Kupplung für unterschiedliche Lastniveaus zu unterschiedlichen Veränderungen des Reibungsverhaltens im Einlauf. Eine Systembetrachtung ist damit von zentraler Bedeutung.

	Lastschaltende Kupplungen	Schlupfende Kupplungen	
	Doppelkupplungsgetriebe und Automatikgetriebe	Verteilergetriebe	Sperrdifferential
Stahllamelle	◒ moderater Einfluss	○ schwacher Einfluss	● starker Einfluss
Reibbelag	● starker Einfluss	◒ moderater Einfluss	◒ moderater Einfluss
Schmierstoff	◒ moderater Einfluss	● starker Einfluss	◒ moderater Einfluss

Tabelle 3: Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten lastschaltender und schlupfender Kupplungen

Charakterisierung der Stahllamellenoberflächen

Zur Charakterisierung der Stahllamellenoberflächen werden knapp dreißig 3D-Oberflächenkennwerte gemäß DIN EN ISO 25178-2 [DIN12] ausgewertet. Für jeden 3D-Oberflächenkennwert werden die Messwerte im Neuzustand und nach Versuch an den 16 Messpositionen (Lamellen-Vorderseite: P1v-P8v und -Rückseite: P1h-P8h) in einem Balkendiagramm visualisiert.

Bild 1 zeigt ein derartiges Balkendiagramm für den Oberflächenkennwert Sk eines Versuchs mit Stahllamellen BPII-St1, Reibbelag DCT-B und Schmierstoff DCT-II. Der Oberflächenkennwert Sk ist gemäß [Höh03] in besonderem Maße geeignet, das Funktionsverhalten zu charakterisieren. Sowohl im Neuzustand (Messungen M01) als auch nach Versuch (Messungen M02) sind zwischen den Messpositionen deutliche Unterschiede in den ermittelten Werten Sk erkennbar. So treten im Neuzustand Werte Sk im Bereich von etwa 2,2 µm bis 3,7 µm auf. Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit der Vermessung sind nachgewiesen, nicht detektierte Fehler in der Vermessung der Oberflächen (z. B. Fehlstellen, Verunreinigungen der Messstelle und daraus resultierende Verfälschung der Messergebnisse, fehlerhafte Messparameter, etc.) können nach einer systematischen Überprüfung ausgeschlossen werden. Unterschiede in den ermittelten 3D-Oberflächenkennwerten der verschiedenen Messpositionen sind folglich auf lokale Unterschiede in der Stahllamellenstruktur zurückzuführen. Eine Zuordnung von Oberflächenkennwerten zu Charakteristika der Oberflächenbilder ist allerdings nicht gegeben. Unabhängig von derartigen Unterschieden in den Werten Sk der verschiedenen Messpositionen sind in Bild 1 über alle Messpositionen hinweg die Werte Sk im Neuzustand größer als im gelaufenen Zustand. Es findet also eine Einglättung der Stahllamellenoberflächen statt.

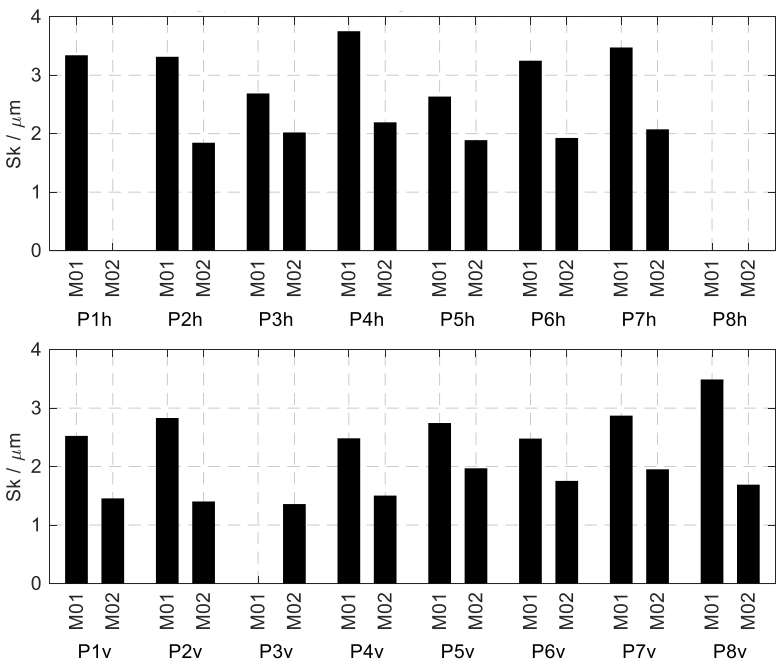


Bild 1: Messwerte Sk an den 16 Messpositionen einer Stahllamelle im Neuzustand (M01) und nach Versuch (M02) (Stahllamellen BPII-St1 / Reibbelag DCT-B / Schmierstoff DCT-II)

Bild 2 zeigt exemplarisch die Oberflächenbilder an Messposition P8v im Neuzustand (links) und nach Versuch (rechts). Das Oberflächenbild der gelaufenen Lamelle zeigt die deutliche Einglättung; es sind nur noch die tiefen Riefen der Ausgangsstruktur zu erkennen. Zudem sind Laufriefen (näherungsweise in horizontaler Ausrichtung) infolge der tribologischen Belastung im Versuch erkennbar. Vereinzelte Versuche und Messpositionen zeigen hingegen eine Zunahme der Werte Sk im Versuch. Eine Zuordnung zu Charakteristika der Oberflächenbilder ist auch hier nicht gegeben.

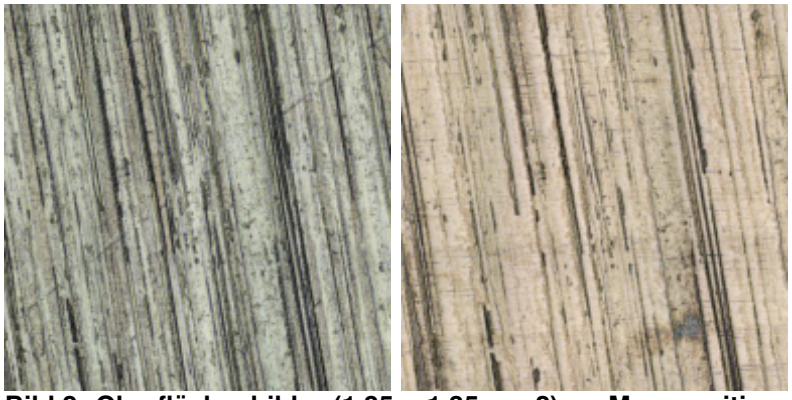


Bild 2: Oberflächenbilder (1,35 x 1,35 mm2) an Messposition P8v im Neuzustand (links) und nach Versuch (rechts)

Stahllamellenoberflächen von Versuchen mit unterschiedlichen Reibsystemen

Die Oberflächenvermessungen mehrerer Versuche werden gegenübergestellt, indem für jeden Oberflächenkennwert der Mittelwert über die 16 Messpositionen einer Stahllamelle gebildet wird. Die Visualisierung der Ergebnisse erfolgt analog der Darstellung der einzelnen Messpositionen in Balkendiagrammen. Min-Max-Balken geben den jeweils kleinsten und größten auf der jeweiligen Stahllamelle gemessenen Wert des betrachteten Oberflächenkennwerts an. Dabei handelt es sich bei den Min-Max-Balken nicht um Streubalken, weil die Unterschiede in den Kennwerten maßgeblich auf Unterschiede in der Stahllamellenstruktur zurückzuführen sind und insofern keine Streuungen im statistischen Sinn bilden. Die Reibsysteme der Versuche sind analog der Trenddarstellungen, Balkendiagramme und Scatterplots farblich codiert.

Bild 3 stellt die Werte Sk von Versuchen mit unterschiedlichen Stahllamellenvarianten in Kombination mit Reibbelag DCT-B und Schmierstoff DCT-II gegenüber. Die unterschiedlichen Stahllamellenvarianten weisen im Neuzustand teils vergleichbare Werte Sk (BPII-St3, -St4, -St6) auf, teils sind die Werte Sk deutlich unterschiedlich (z. B. BPII-St1). In Gegenüberstellung der Messwerte Sk vor und nach Versuch ist teils eine deutliche Abnahme im Versuch zu erkennen (BPII-St1), teils zeigt sich aber auch keine nennenswerte Veränderung der Oberflächentopographie charakterisiert durch den Oberflächenkennwert Sk (BPII- St3 und -St6).

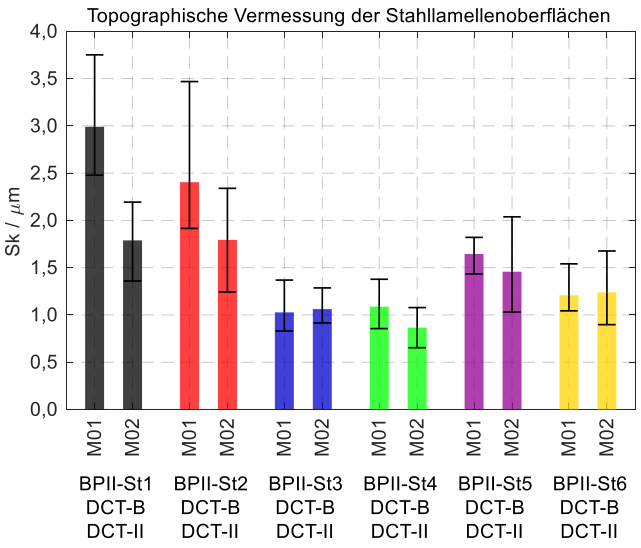


Bild 3: Messwerte Sk der Stahllamellenoberflächen im Neuzustand (M01) und nach Versuch (M02) für Versuche mit Reibbelag DCT-B und Schmierstoff DCT-II (Baugröße BPII)

Hierbei ist erkennbar, dass Stahllamellen mit größeren Werten Sk im Neuzustand im Versuch eine stärkere Abnahme zeigen als Versuche mit kleineren Werten Sk im Neuzustand. Die Unterschiede in den Werten Sk unterschiedlicher Stahllamellenvarianten sind also im Neuzustand größer als im gelaufenen Zustand.

Zur Beurteilung möglicher Wechselwirkungen zwischen der Veränderung der Oberflächentopographie im Versuch und dem Reibsystem sind in Bild 4 die Werte Sk von Stahllamellen BPII-St1 und -St4 im Neuzustand (Messungen M01) und nach Versuch (Messungen M02) in unterschiedlichen Reibbelag-Schmierstoff-Kombinationen dargestellt. Werden zunächst die Messwerte Sk mehrerer Stahllamellen gleicher Herstellung im Neuzustand verglichen, so zeigen sich hier Unterschiede sowohl in den Mittelwerten als auch in den Min-Max-Balken. Dies zeigt die lokalen Unterschiede in der Stahllamellenstruktur. Im gelaufenen Zustand zeigen sich ebenfalls Unterschiede in den Mittelwerten und Min-Max- Balken von Versuchen mit gleicher Stahllamellenvariante und unterschiedlichen Reibbelag-Schmierstoff-Kombinationen. In Versuchen mit Stahllamellen BPII-St1 nehmen die Werte Sk im Versuch im Mittel ab, in Versuchen mit Stahllamellen BPII-St4 sind die Unterschiede in den Werten Sk vor und nach Versuch sehr klein. Systematische Einflüsse des Reibbelags sind nicht zu erkennen. Bezüglich des Einflusses des Schmierstoffs zeigen sich mit beiden Stahllamellenvarianten in Versuchen mit Schmierstoff DCT-II nach Versuch im Mittel kleinere Werte Sk als in Versuchen mit Schmierstoff AT-II. Dies ist ein Hinweis auf eine Beeinflussung der Veränderung der Stahllamellenoberfläche durch den Schmierstoff.

Einflüsse der Stahllamellentopographie auf das Einlaufverhalten

Mit dem Ziel, systematische Einflüsse der Stahllamellentopographie auf das Einlaufverhalten zu identifizieren, erfolgt eine Gegenüberstellung der 3D-Oberflächenkennwerte der Stahllamellen (Neuzustand) und der Werte $\overline{EW}$ aus der Einlauf-Systembewertung. Als Maß für den Grad eines linearen Zusammenhangs wird der Korrelationskoeffizient ρ (Pearson-Korrelation) [Hed16] ausgewertet. Dieser Korrelationskoeffizient ρ nimmt Werte zwischen -1 (vollständig negative Korrelation) und 1 (vollständig positive Korrelation) an.

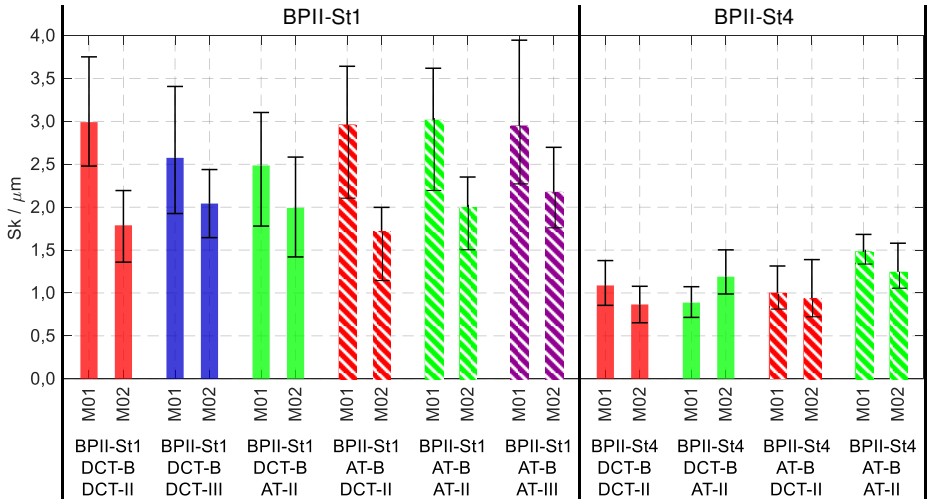


Bild 4: Messwerte Sk der Stahllamellenoberflächen im Neuzustand (M01) und nach Versuch (M02) für Versuche mit Stahllamellen BPII-St1 und -St4 (Baugröße BPII)

Bei Betrachtung aller Versuche mit Baugröße BPII ergeben sich keine starken Korrelationen (Korrelationskoeffizienten $\rho < 0{,}4$) zwischen den Stahllamellentopographien und dem Einlaufverhalten.

Für Versuche mit Reibbelag DCT-B zeigen sich mehrere Korrelationen mit Korrelationskoeffizienten |ρ| > 0,7 zwischen Oberflächenkennwerten (Sa, Sdq, Sdr, Sk, Sk+Spk, Sq, Ssk, Sv, Svk, Sz, S10z, Vmc, Vvc, Vvv) und dem Kennwert $\overline{EW}$. Mit Reibbelag AT-B sind die Korrelationskoeffizienten überwiegend deutlich kleiner, lediglich mit den 3D-Oberflächenkennwerten Ssk (ρ = - 0,73) und Sv (ρ = 0,64) ergeben sich stärkere Zusammenhänge zwischen Oberflächentopographie der Stahllamellen und Einlaufverhalten.

Bild 5 zeigt dies exemplarisch anhand des 3D-Oberflächenkennwerts Sdq. Die Stahllamellenvariante ist farblich codiert, die Form der Symbole codiert den Schmierstoff (DCT-II ▲; DCT-III ■; AT-II ▼; AT-III ♦). In Versuchen mit Reibbelag DCT-B (Bild 5, links) zeigt sich eine starke Korrelation zwischen den Werten Sdq und $\overline{EW}$ (ρ = 0,8). Mit Reibbelag AT-B ist ein Zusammenhang deutlich schwächer ausgeprägt (ρ = 0,47).

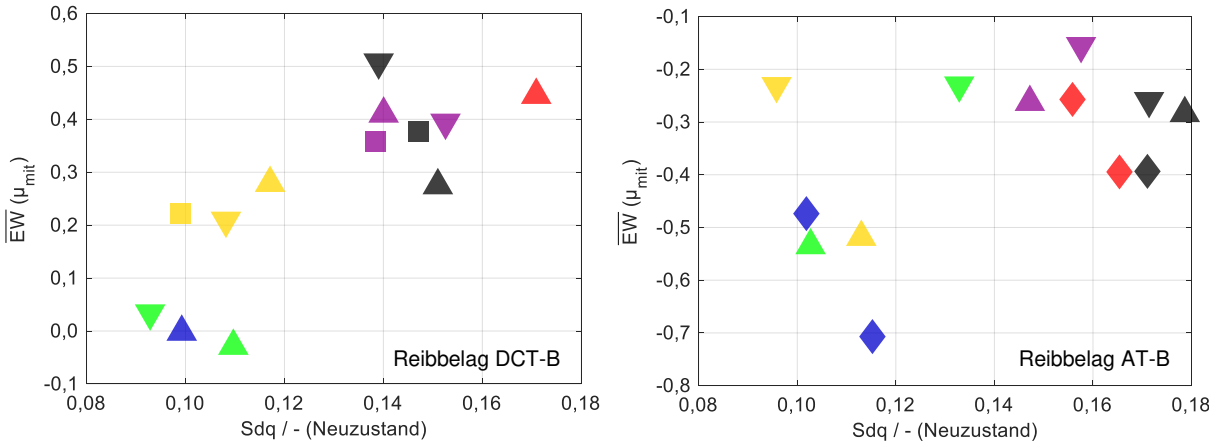


Bild 5: Gegenüberstellung von Stahllamellenoberfläche (Kennwert Sdq, Neuzustand) und dem Einlaufverhalten (Kennwert $\overline{EW}$) für Versuche mit Reibbelag DCT-B (links) und AT-B (rechts)

In Bild 6 sind die Korrelationen für Oberflächenkennwert Ssk aufgezeigt, links für Versuche mit Reibbelag DCT-B (ρ = - 0,75) und rechts für Reibbelag AT-B (ρ = - 0,73). Für beide Reibbelagkombinationen ergeben sich Zusammenhänge zwischen Stahllamellentopographie im Neuzustand und Einlaufverhalten $\overline{EW}$.

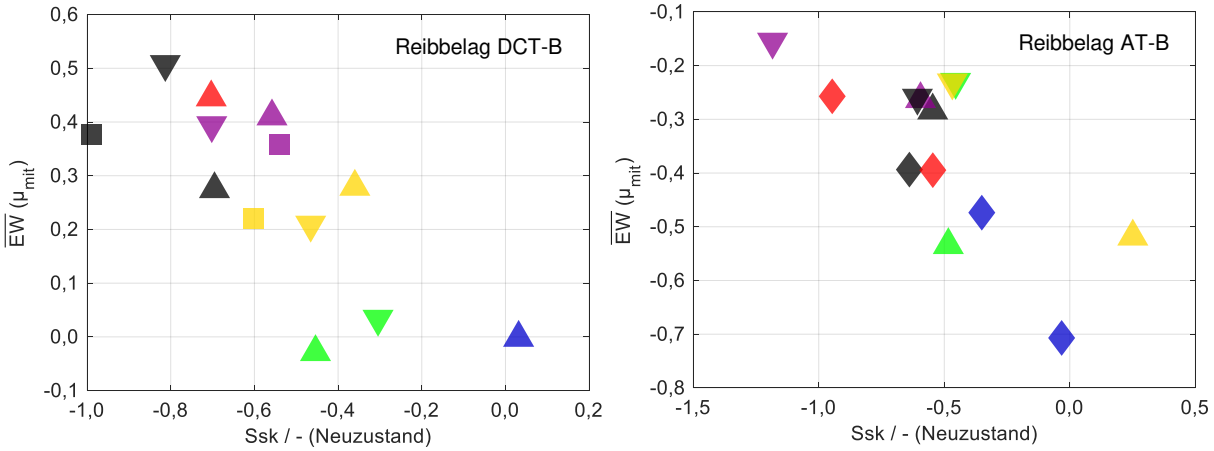


Bild 6: Gegenüberstellung von Stahllamellenoberfläche (Kennwert Ssk, Neuzustand) und dem Einlaufverhalten (Kennwert $\overline{EW}$) für Versuche mit Reibbelag DCT-B (links) und AT-B (rechts)

Diskussion und Zusammenfassung

Die Forschungsarbeiten [Voe20] umfassen neben den im vorliegenden Beitrag dargestellten Untersuchungen zu Einflüssen der Stahllamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten lastschaltender Kupplungen auch Untersuchungen zu den Einflüssen des gesamten tribologischen Systems (Stahllamelle, Reibbelag, Schmierstoff und spezifische Belastung) mit lastschaltenden und schlupfenden Kupplungen. Bei Betrachtung aller Versuche, also lastschaltende und schlupfende Kupplungen aus Automatik- und Doppelkupplungsgetriebe sowie Verteilergetriebe und Sperrdifferential mit jeweils serientypischen Reibbelägen, Schmierstoffen und spezifischen Belastungen, zeigt sich kein übergreifender, dominanter Einfluss eines einzelnen Bestandteils des Reibsystems. Zudem sind die Einflüsse von starken Wechselwirkungen geprägt.

Einflüsse der Stahllamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten werden umfassend betrachtet, indem bei lastschaltenden Kupplungen mit sechs Stahllamellenvarianten der ***Einfluss des Bearbeitungsverfahrens*** systematisch untersucht wird: zwei Kaltbandoberflächen (KBO) BPII-St1 und -St4 durchlaufen die Nachbearbeitungsverfahren Bandschleifen (BPII-St2 und -St5) und Bandschleifen und Bürsten (BPII-St3 und -St6). In den experimentellen Untersuchungen zeigt sich kein systematischer Einfluss des Bearbeitungsverfahrens der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten. Stahllamellen mit Kaltbandoberfläche zeigen in der Variante BPII-St1 in allen betrachteten Reibsystem ein überdurchschnittlich gutes Einlaufverhalten, während Stahllamellen BPII-St4 das schlechteste Einlaufverhalten aller betrachteten Stahllamellenvarianten aufweisen. Die Nachbearbeitung Bandschleifen führt bei beiden Stahllamellenvarianten zu einer Verbesserung des Einlaufverhaltens. Die Nachbearbeitung Bandschleifen und Bürsten ergibt im Fall der Stahllamellen BPII-St1 eine Verschlechterung, im Fall der Stahllamellen BPII-St4 in der Tendenz eine Verbesserung des Einlaufverhaltens.

Die ***Stahllamellenoberflächen*** ausgewählter Versuche werden im Neuzustand und nach Versuch topographisch vermessen, um Einflüsse auf das Einlaufverhalten vertieft zu untersuchen. Im Vergleich der Messwerte an mehreren Messpositionen auf einer Stahllamelle sowie zwischen mehreren Stahllamellen einer Variante zeigen sich teils deutliche Unterschiede. Unterschiede in den Messwerten werden auf lokale Strukturunterschiede zurückgeführt. Diese sind bereits anhand von Oberflächenbildern der Stahllamellen erkennbar. Ein wichtiges Ergebnis ist damit, dass sich die lokalen Strukturen auf einer Stahllamelle deutlich unterscheiden können. Eine belastbare Charakterisierung der Stahllamellentopographie erfordert somit eine umfassende Vermessung der Stahllamelle auf Vorder- und Rückseite und an mehreren Messpositionen. Wie bereits von Geier et al. [Gei03, Höh03] erarbeitet, ist eine 3D-Vermessung einer 2D-Vermessung vorzuziehen. Bei Strukturen mit Vorzugsrichtung ist bei der Wahl der Messpositionen darauf zu achten, dass diese unterschiedlichen Ausrichtungen von Bearbeitungs- und Gleitrichtung umfassen.

Einflüsse der Stahllamellentopographie auf das Einlaufverhalten werden untersucht, indem 3D-Oberflächenkennwerte der Stahllamellen im Neuzustand dem Kennwert $\overline{EW}$ zum Einlaufverhalten gegenübergestellt werden. Einflüsse der weiteren Bestandteile des tribologischen Systems auf das Einlaufverhalten sind teils stark ausgeprägt, weshalb Zusammenhänge zwischen 3D-Oberflächenwerten und den Werten $\overline{EW}$ teils die Betrachtung gleicher Reibbeläge bzw. Schmierstoffe voraussetzen. So zeigen sich für Versuche

mit Reibbelag DCT-B für mehrere 3D-Oberflächenkennwerte Zusammenhänge mit dem Kennwert $\overline{EW}$ (Korrelationskoeffizienten $|\rho| > 0{,}7$).

Danksagung

Die vorgestellten Erkenntnisse basieren auf dem Forschungsvorhaben FVA-Nr. 343/IV; gefördert aus Eigenmitteln der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Die Autoren bedanken sich für die Förderung und Unterstützung bei der FVA und den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses.

Literaturverzeichnis

Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Studienarbeiten

[Bäs16] Bäse, M. U.; Dzimko, M.; Deters, L.: Empirische Bewertung von Zusammenhängen zwischen Endbearbeitungsparametern und Reibungsverhalten von Lamellenreibpaarungen im Mikroschlupfbetrieb. 57. Tribologie-Fachtagung, Göttingen. Gesellschaft für Tribologie e.V. (2016).

[Dum79] Duminy, J.: Beurteilung des Betriebsverhaltens schaltbarer Reibkupplungen, Dissertation, Technische Universität Berlin (1979).

[Gei03] Geier, N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, Dissertation, Technische Universität München (2003).

[Hed16] Hedderich, J.; Sachs, L.: Grundlagen aus der Mathematik. Angewandte Statistik (2016).

[Höh03] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Geier, N.: Kenngrößen zur Beurteilung der Oberflächentopographien von nasslaufenden Reibkupplungen. VDI Berichte Nr. 1806, S. 115–125 (2003).

[Ing10] Ingram, M.; Spikes, H.; Noles, J.; Watts, R.: Contact properties of a wet clutch friction material. Tribology International. Heft: 43, S. 815–821 (2010).

[Kit96] Kitahara, S.; Matsumoto, T.: The Relationship Between Porosity and Mechanical Strength in Paper-Based Friction Materials. SAE Technical Paper 960982 (1996).

[Lor13] Lorentz, B.; Albers, A.: A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. Tribology International. Heft: 59, S. 259–266 (2013).

[Mei15] Meingaßner, G. J.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Test-Rig Based Evaluation of Performance Data of Wet Disk Clutches. 14th International CTI Symposium (2015).

[Sit07] Sittig, K.: Tribologisch induzierte oberflächennahe Veränderungen der Stahl- und Belaglamellen einer nasslaufenden Lamellenkupplung, Dissertation, Universität Karlsruhe (2007).

[Sto19] Stockinger, U.; Mühlenstrodt, K.; Völkel, K.; Pflaum, H.; Lipinsky, D.; Stahl, K.; Arlinghaus, H. F.: Analyse tribologischer Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS) – Additiveinflüsse auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Forschung im Ingenieurwesen. Heft: 83, S. 219–226 (2019).

[Voe17] Völkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: FVA-Nr. 343 III - Heft 1228 - Abschlussbericht Einlaufverhalten Stahllamelle - Einflüsse der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2017).

[Voe19] Voelkel, K.; Rothemund, M.; Albarracin Garibello, S.; Kramer, V.; Pflaum, H.; Stahl, K.: On the Simulation of the Micro-Contact of Rough Surfaces Using the Example of Wet Friction Clutch Materials. Lubricants. Heft: 7, S. 41 (2019).

[Voe20] Völkel, K.: Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Dissertation, TU München (2020).

[Voe21] Völkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Einlaufverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Schlupfbetrieb. Forschung im Ingenieurwesen. In Veröffentlichung - angenommen am 28.7.21 (2021)

[Yes92] Yesnik, M.; Lam, R. C.: Clutch Plate Surface Treatment for Improved Frictional Characteristics. SAE Technical Paper Nr. 922099 (1992).

Internetseiten und Benutzerhandbücher

[Ali13] Alicona Imaging GmbH: IF-LaboratoryMeasurementModule (2013).

[Ali19] Alicona Imaging GmbH: Alicona InfiniteFocus - Technical Specifications. URL: https://www.alicona.com/products/infinitefocus/.

Autoren

Dr.-Ing. Katharina Völkel - Dr.-Ing. Hermann Pflaum - Prof. Dr.-Ing Karsten Stahl

Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG), Technische Universität München, Boltzmannstr. 15, 85748 Garching

Bischofberger, Arne; Bause, Katharina; Ott, Sascha; Albers, Albert

Extended Abstract: Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten

Abstract:

In order to be able to design the tribological system in a targeted way for use as a mechatronic actuator, e.g. for influencing vibration-dynamic properties, knowledge of the friction behavior occurring in the application is necessary. The method described in this paper supports the characterization of the dynamic, application-related friction behavior of a wet-running multi-plate clutch. This enables more accurate and in particular, application-related predictions of behavior in wet-running friction contact, such as the transmissible torque in dynamic operation with adjusted tribological systems. It supports the early stage design of functional extensions in the wet-running clutch system. In this paper, the method is used with two tribological system variants that vary in their friction lining. Differences in their dynamic friction coefficient behavior were identified.

Einleitung

Für den Mobilitätswandel ergriffene Maßnahmen wie z. B. Hybridisierung, Downsizing und Downspeeding oder Leichtbau stellen Automobilhersteller vor immer neue Herausforderungen hinsichtlich des Fahrkomforts. Veränderte Schwingungsphänomene, Betriebszustände wie das Zu- und Abschalten der VKM oder das Fahren in niedrigen Drehzahlbereichen und unter erhöhten Drehmomentspitzen sind nur einige der sich negativ auf den Komfort auswirkenden Folgen. Die auch in Hybridantriebssträngen eingesetzte nasslaufende Lamellenkupplung stellt dabei eine Möglichkeit im Schlupfbetrieb dar, unerwünschte Schwingungen zusätzlich zu herkömmlichen Komponenten und v. a. bedarfsgerecht reduzieren zu können, vgl. u. a. [1 bis 5].

Um das Tribosystem gezielt für den Einsatz als mechatronischen Steller, z.B. zur Beeinflussung schwingungsdynamischer Eigenschaften, auslegen sowie für eine frühzeitige Validierung hinreichend genau modellieren zu können, sind Kenntnisse über das anwendungsnahe Reibverhalten notwendig. Unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen Kupplung und Restsystem, insbesondere einer periodischen Anregung, zeigt sich im dauerschlupfbetriebenen Friktionskontakt ein periodisches Reibverhalten [6, 7]. Dieses dynamische Reibverhalten weist signifikante Unterschiede gegenüber des quasistationären Reibverhaltens auf. **Abbildung 1** zeigt exemplarisch den dynamischen Verlauf der Reibungszahl unter periodischer Anregung (vgl. Abschnitt Validierungsumgebung und Vorgehensweise) sowie die Reibungszahl im quasistationären Dauerschlupfbetrieb für dasselbe tribologische Systems und bei ansonsten gleicher Beanspruchung (insbesondere Antriebsdrehzahl, Kühlölvolumenstrom, Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit).

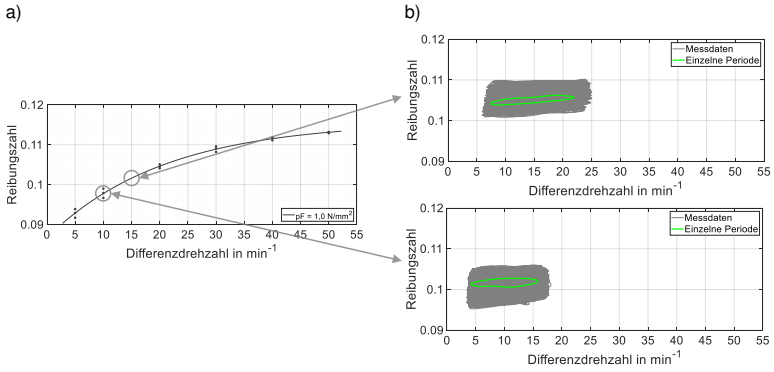


Abbildung 1: Quasistationäres (a) und dynamisches Reibverhalten bei zwei Grunddifferenzdrehzahlen (b) eines Tribosystems

Die periodische Änderung der Gleitgeschwindigkeit im Friktionskontakt führt zu einem hystereseförmigen, nicht konstanten Verlauf der Reibungszahl. Eine einfache Beschreibung durch den Reibungszahlgradienten sowie eine Reibungszahl ist für eine genaue Charakterisierung und Modellierung daher nicht ausreichend. In dieser Veröffentlichung wird hierfür eine Methode zur Charakterisierung des dynamischen Reibverhaltens vorgestellt. Dabei werden experimentelle Untersuchungen an einem hochdynamischen Prüfstand unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restsystem durchgeführt. Hierfür wurde ein entsprechendes Inline-Modul, welches die hochdynamische Untersuchung des Übertragungsverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im geregelten Dauerschlupfbetrieb ermöglicht, entwickelt und in die Prüfumgebung implementiert. In der anschließenden Auswertung wird das dynamische Reibverhalten im Friktionskontakt mittels Kennwerten charakterisiert. Die Methode wird an zwei verschiedenen Tribosystemvarianten angewandt und damit Unterschiede in deren dynamischen Reibverhalten aufgezeigt. Die Validierungskonfiguration zur dynamischen Untersuchung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete am KIT – Karlsruher Institut für Technologie: IPEK – Institut für Produktentwicklung wird im vollumfänglichen Beitrag und z. B. in [7, 8] genauer vorgestellt.

Die Methode ermöglicht es, zukünftig das dynamische Reibverhalten genauer charakterisieren zu können. Es können dadurch genauere und insbesondere anwendungsnahe Vorhersagen zum Verhalten im nasslaufenden Friktionskontakt wie u. a. dem übertragbaren Drehmoment im dynamischen Betrieb mit angepassten Tribosystemen ermittelt werden, wodurch eine frühzeitige Auslegung von Funktionserweiterungen im nasslaufenden Kupplungssystem unterstützt wird. Außerdem wird eine verbesserte Modellbildung ermöglicht. Die Charakterisierung trägt auch dazu bei, daran anknüpfend in zukünftigen Untersuchungen Tribosysteme auf Korrelationen zwischen deren dynamischen Reibverhalten und deren Schwingungsreduzierungswirkung untersuchen zu können. Dies trägt zentral zur weiteren Ergründung der Wirkmechanismen im Friktionskontakt, insbesondere auf welchen Effekten die dortige Schwingungsreduzierung beruht, bei. Eine Ableitung von Designparametern zur gezielten Auslegung des Tribosystems in Hinblick auf eine optimierte Schwingungsreduzierungswirkung wird dadurch unterstützt.

Dynamisches Reibverhalten: Methode und Kennwerte

Zur Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens werden neben grafischen Reibungszahlverläufen (vgl. z. B. [6]) bekannte und weitere Kennwerte eingeführt. Die Kennwerte werden jeweils für eine Parameterkombination, also einen einzelnen Versuch im sogenannten dynamischen Dauerschlupfzustand (vgl. vorheriger Abschnitt) ermittelt. Je nach Kennwert wird hierzu unterschiedlich vorgegangen.

Für die globalen Kennwerte, wie z. B. minimale und maximale Reibungszahl wird jeweils der entsprechende Wert aus dem relevanten Untersuchungsbereich (hier i.A. etwa 15 Sekunden) ermittelt. Der Kennwert μ_{max} ist entsprechend die während des Versuchs maximal erreichte Reibungszahl, unabhängig von der zugehörigen erreichten Differenzdrehzahl. Analog wird für die minimale Reibungszahl μ_{min} und den Mittelwert der Reibungszahl μ_{mean} vorgegangen. Nachfolgende **Abbildung 2** gibt einen Überblick über die betrachteten Kennwerte anhand zweier exemplarischer dynamischer Reibungszahlverläufe.

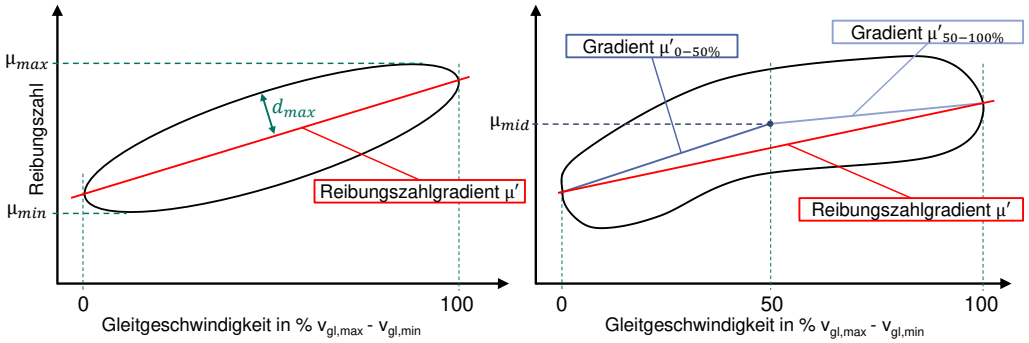


Abbildung 2: Kennwerte dynamisches Reibungszahlverhalten anhand zweier exemplarischer dynamischer Reibungszahlverläufe

Als lokale Kennwerte werden neben dem bekannten Reibungszahlgradienten μ′, dessen Ermittlung in [9] beschrieben wird, zwei weitere, bereichsspezifische Werte für den Reibungszahlgradienten eingeführt. Diese ermöglichen eine anwendungsnähere Beschreibung des Reibungszahlverlaufs, welcher im dynamischen Betrieb i. A. nicht einstufig, also nicht linear über der Gleitgeschwindigkeit verläuft. Es wird hierfür jeweils die Steigung zwischen dem Referenzpunkt und der geringsten Gleitgeschwindigkeit ($\mu'_{\mathbf{0-50\%}}$) sowie der höchsten Gleitgeschwindigkeit ($\mu'_{\mathbf{50-100\%}}$) herangezogen. Als Referenzpunkt wird μ_{mid} bei der Gleitgeschwindigkeit $(v_{gl,max} - v_{gl,min})/2$ festgelegt. Diese Unterteilung charakterisiert das Reibverhalten insofern genauer, da sich gezeigt hat, dass der Reibungszahlgradient im dynamischen Betrieb über der Gleitgeschwindigkeit mitunter starke Unterschiede aufweist. Dies wird z. B. in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. und auch in den nachfolgenden Untersuchungen ersichtlich. Außerdem wird zur genaueren Beschreibung der Hysterese der lokale Kennwert „Hysteresenausdehnung“ d_{max} eingeführt. Für die Ermittlung der „Hysteresenausdehnung“ dient die Gradientenlinie (in **Abbildung 2** rot eingefärbt) als Referenzlinie. Davon ausgehend wird orthogonal der maximale Abstand zum höher liegenden (größere Reibungszahl) Reibungszahlverlauf ermittelt. Analog zu den zuvor genannten lokalen Kennwerten wird der Wert für jede Periode lokal bestimmt und dann letztlich der Mittelwert aus 201 Perioden als Kennwert herangezogen. Nachfolgende **Tabelle 1** zeigt eine Übersicht der vorgestellten Kennwerte.

Tabelle 1: Dynamisches Reibungszahlverhalten: Kennwerte und deren Auswertung

Kennwert	Auswertung	Beschreibung
μ_{max}	Global (je Versuch)	Maximale Reibungszahl des Versuchs
μ_{min}	Global	Minimale Reibungszahl des Versuchs
μ_{mean}	Global	Mittlere Reibungszahl des Versuchs
μ′	Lokal (aus festgelegter Anzahl Perioden)	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden
$\mu'_{\mathbf{0-50\%}}$	Lokal	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden, jeweils im Bereich $v_{gl,min}$ bis 50% $v_{gl,max}$
$\mu'_{\mathbf{50-100\%}}$	Lokal	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden, jeweils im Bereich 50% $v_{gl,max}$ bis $v_{gl,max}$
d_{max}	Lokal	Mittlere Hysteresenausdehnung aus fester Anzahl Perioden, gemessen orthogonal auf der „Reibungszahlgradientenlinie“
μ_{mid}	Lokal	Mittlere Reibungszahl aus fester Anzahl Perioden bei 50% ($v_{gl,max}$ - $v_{gl,min}$)

Zusammenfassung & Ausblick

Im Beitrag wird eine Methode zur Beschreibung des dynamischen Reibungszahlverhaltens vorgestellt. Es werden hierfür neue Kennwerte eingeführt und erprobt.

Den Reibungszahlgradienten μ‘ in zwei Teilgradienten zu unterteilen, erweist sich als sinnvolle Kennwertergänzung. Die Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens wird dadurch präziser, da sich die Reibungszahl im nasslaufenden Lamellenpaket in der Regel nicht linear über der Gleitgeschwindigkeit ändert. Ersichtlich wird dies auch anhand der vorgestellten Untersuchungsergebnisse. Die Werte $\mu'_{\mathbf{0-50\%}}$ und $\mu'_{\mathbf{50-100\%}}$ unterscheiden sich hier teilweise deutlich, insbesondere im Bereich $50 - 100\,\%$ weisen die Reibungszahlen einen deutlichen flacheren Verlauf auf.

Mit d_{max} wird ein erster Ansatz zur Beschreibung der Größe der Hysteresen bei nasslaufenden Kupplungssystemen eingeführt. Bei perfekt elliptischen Verläufen beschreibt der Kennwert genau die halbe „Breite“ der Hysterese. Der Kennwert weist jedoch bei absoluten Vergleichen in Hinblick auf die Gesamtfläche der Hysterese bei unterschiedlichen Hysteresenformen Schwachstellen auf, da z. B. eine bananenförmige Hysteresenschleife einen deutlich größeren d_{max} Wert als eine ellipsenförmige Hysterse bei gleicher Hysteresenfläche aufweisen kann. Dies resultiert aus der bei bananenförmigen Hysterese weiter „außen“ liegenden Referenzlinie. Dennoch ist der Kennwert v. a. für relative Vergleiche zwischen verschiedenen Tribosystemen und für eine grundlegende Aussage zur Größe der Hysterese gut geeignet. Dies wird auch durch die Ergebnisse der hier durchgeführten Untersuchungen ersichtlich. Um genaue Aussagen zur Fläche der Hysterese, formunabhängig treffen zu können, sind weitere Kennwerte notwendig. Hierfür bietet sich ein Kennwert für die gesamte „eingeschlossene“ Fläche an. Dieser und weitere ergänzende Kennwerte werden in zukünftigen Untersuchungen aufgegriffen.

Die Methode wird exemplarisch anhand zweier Tribosystemvarianten mit veränderten Reibbelagsdichten angewandt. Zuvor wird die Reproduzierbarkeit mittels zweier baugleicher Tribosysteme untersucht und bestätigt. Zwischen den Varianten mit veränderten Reibbelägen können Unterschiede im dynamischen Reibungszahlverhalten anhand der Kennwerte Unterschiede herausgearbeitet werden. Insbesondere bei geringeren Anregungsamplituden und somit reinem Zug-Betrieb unterscheidet sich das dynamische Reibverhalten der beiden Tribosystemvarianten deutlich. Die Variante mit reduzierter Reibbelagsdichte und erhöhter Elastizität weist tendenziell:

- den geringsten Reibungszahlgradienten, allerdings mit großer Streuung bei geringerer Flächenpressung, sowie
- die geringsten Hysteresenausdehnungen

auf.

Bei hohen Anregungsamplituden und wechselndem Zug-Schub-Betrieb, also einem Wechsel der Gleitrichtung, lassen sich tendenziell keine signifikanten Unterschiede zwischen den Varianten im dynamischen Reibungszahlverhalten feststellen. Insbesondere bei hoher Flächenpressung hat die hier vorgenommene Reibbelagsveränderung keinen signifikanten Einfluss auf das dynamische Reibverhalten.

Die vorgestellte Methode ermöglicht nun eine Charakterisierung des anwendungsnahen dynamischen Reibungszahlverhaltens, wodurch eine verbesserte Modellbildung ermöglicht wird. In zukünftigen Untersuchungen gilt es nun auch nichtlineare Korrelationen (vgl. erste Untersuchungen zu linearen Korrelationen mit absoluten Reibungszahlen in [9]) zwischen dem dynamischen Reibungszahlverhalten und der Schwingungsreduzierungswirkung im nasslaufenden Friktionskontakt herauszuarbeiten. Durch eine Erweiterung

des Wissens über die zugrundeliegenden Wirkmechanismen kann zukünftig eine zur Schwingungsreduzierung gezielte Auslegung des Friktionssystems unterstützt und begünstigt werden.

Danksagung

Die im Beitrag vorgestellten Untersuchungen wurden mitunter im Rahmen des IGF-Vorhabens 21378-N durchgeführt. Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts. Das IGF-Vorhaben 21378-N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.



Literatur

[1] Reik, W., Friedmann, O., Agner, I. u. Werner, O.: Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In: Getriebe in Fahrzeugen 2004. Tagung Friedrichshafen, 22. und 23. Juni 2004. VDI-Berichte, 1827, Buch. Düsseldorf: VDI-Verl. 2004, S. 65–88

[2] Drexl, H.-J. u. Verein Deutscher Ingenieure: Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. VDI Berichte 697 (1988), S. 133–158

[3] Lutz, D. u. Verein Deutscher Ingenieure: Kupplungsmanagement - ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte 697 (1988), S. 219–256

[4] Abbassi, M. B.: Steigerung des Antriebsstrangkomforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 2, S. 118–126

[5] Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. Vortrag. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungsssysteme in Antrieben. 2019

[6] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems. Forschung im Ingenieurwesen (2020) 85, S. 1–10

[7] Ott, S. u. Basiewicz, M.: Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettlingen: VDI-Verlag, Düsseldorf 2017

[8] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. Tribologie und Schmierungstechnik 67 (2020) 1, S. 7–15

Autoren:

M.Sc. Arne Bischofberger*; Dipl.-Ing. Katharina Bause; Dipl.-Ing. Sascha Ott; Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, Kaiserstr.10, 76131 Karlsruhe
*arne.bischofberger@kit.edu

T. Kretschmer, S. Matthiesen, T. Gwosch

Untersuchung des Einflusses von Schmierzuständen auf die Reibwerte beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen

Zusammenfassung:

Das Schmiermittel hat einen großen Einfluss auf die Reibwerte von Schraubenverbindungen und das Prozessverhalten beim Anziehen mit Tangentialschlagschraubern. Es fehlen im Stand der Forschung Untersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffs auf die Reibwerte beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen. Ziel ist es daher, drei Schmierstoffe auf deren Reibwertverlauf zu untersuchen. Dazu werden die Reibwertverläufe und -streuungen mit einem Schraubentribologieprüfstand separat für das Gewinde und den Kopf der Schraube ermittelt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Schmierung von Schraubenverbindungen mit einer MOS2-haltigen Montagepaste zu niedrigeren Gewindereibwerten als bei mit Aluminiumpaste oder mittelviskosem Paraffinöl geschmierten Schraubenverbindungen führt. Die Verwendung der MOS-2-haltigen Anti-Seize Montagepaste führt dazu, dass für das Anziehen der Schraubenverbindung weniger Schläge des Schlagschraubers benötigt werden.

Abstract:

The lubricant has a big influence on the coefficients of friction and the tightening behavior of bolted joints when tightening with a tangential impact wrench. There is a lack of research of the influence of the lubricant on the friction values during impact tightening of bolted joints. Therefore, the aim is to investigate the characteristics of the coefficients of friction of three lubricants. By using a test bench, the coefficient of friction curves and scatters are determined separately for the thread and the bearing of the bolted joint. The results show that lubricating bolted joints with an assembly paste containing MOS2 leads to lower thread friction values than for bolted joints lubricated with aluminium paste or medium-viscosity paraffine oil. The use of the anti-seize assembly paste containing MOS-2 results in fewer required impacts of the impact wrench to tighten the bolted joint.

Einleitung

Der Einsatz von Tangential-Schlagschraubern im Stahlbau ist aus Handhabungs- und Effizienzgründen sehr beliebt. Der Anziehprozess weist jedoch eine große Streuung auf, was im Wesentlichen auf die tribologischen Verhältnisse in den Gewinde- und Unterkopfreibkontakten zurückzuführen ist. Der Einfluss unterschiedlicher Schmierzustände auf diese Reibwerte wurde für das kontinuierliche Anziehen mit einem Drehmomentschlüssel in [1] bereits dargestellt. Die Ergebnisse sind jedoch nicht auf das schlagende Anziehen übertragbar. In einer vorigen Studie [2, 3] konnte der Einfluss verschiedener Schlagschrauberdrehzahlen auf das Einschraubverhalten gezeigt werden. Da der Einfluss der Schlagschrauberdrehzahl den Effekt verschiedener Schmierungen überlagerte, wurde jedoch nur für den Kopfreibwert und nicht für den Gewindereibwert ein kleiner Effekt der untersuchten Schmierzustände nachgewiesen. Es fehlen Untersuchungen zum Einfluss des Schmiermittels beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen.
Ziel dieses Beitrags ist deshalb die Untersuchung des Einflusses des Schmiermittels auf die Reibwerte sowie das Anziehverhalten beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen. Dazu werden drei in der Praxis gebräuchliche Schmiermittel eingesetzt und die Reibwertverläufe und -streuungen mit einem Schraubentribologieprüfstand separat für das Gewinde und den Kopf der Schraube ermittelt.

Prüfstand und Studiendesign

Analog zu vorigen Studien wurde der Schraubentribologieprüfstand [2, 3] zur unabhängigen Untersuchung der Gewinde- und Kopfreibung von Schraubenverbindungen eingesetzt. Der Prüfstand ist in Abbildung 1 dargestellt.
Im Prüfstand sind zwei lange Wellen (1,2) ineinander geführt. Mithilfe von DMS wird das Gewindemoment an der inneren Welle (1) und das Kopfmoment an der äußeren Welle (2) gemessen. Das von der Schraube auf den Deckel (3) aufgebrachte Kopfmoment wird über eine durch einen Spannring (2a) fixierte Klauenkupplung auf die äußere Welle (2)

übertragen. Die Mutter ist links in der inneren Welle (1) in eine Tasche eingelegt und mit einer Halterung (1a) spielfrei fixiert. Der zwischen zwei gehärteten Scheiben liegende Kraftsensor (3a) misst die Vorspannkraft in der Schraubenverbindung. Um eine Belastung des Kraftsensors mit Querkräften auszuschließen, liegt unter dem Kraftsensor ein Nadellager (3b). Auf der rechten Seite sind die innere und äußere Welle jeweils mit einer Gummischicht (4a, 5a) fest eingespannt. Der rechte Block (5) und damit auch die innere Welle (1) sind axial verschiebbar. Um das Durchbiegen der Wellen aufgrund ihres Eigengewichts zu vermeiden, wird ein Gleitlager (6) eingesetzt. [2, 3]

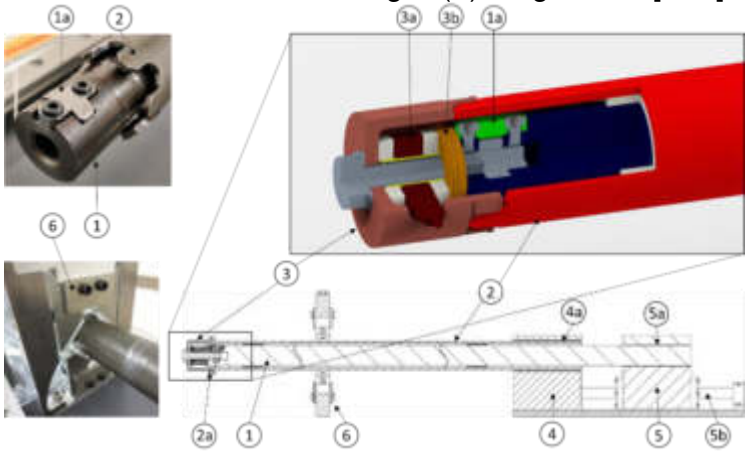


Abbildung 1: Aufbau des Schraubentribologieprüfstands zur unabhängigen Untersuchung von Kopf- und Gewindemomenten beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen [2]

Beim Anziehen der Schraubenverbindungen mit einem Tangentialschlagschrauber werden neben der Vorspannkraft die transienten Gewinde- und Kopfmomentenverläufe unabhängig voneinander erfasst. Daraus werden die während der einzelnen Schläge des Schlagschraubers wirkenden Gewinde- und Kopfreibwerte berechnet.
In der vorgestellten Studie wurden für jede Faktorstufe 14 geschmierte M10x55x1,5 Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf der Festigkeitsklasse 8.8 schlagend in eine Mutter angezogen. Die Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben wurden vor den Versuchen im Ultraschallbad mit Ethanol entfettet und anschließend nach einem randomisierten Versuchsplan mit einem der folgenden drei Schmierstoffen geschmiert:

- mittelviskoses Paraffinöl (Tunfluid DAB)
- Montagepaste auf Basis einer MoS2-Festschmierstoffkombination und synthetischem Trägeröl (Tunpas MOS-2)
- weiche, aluminiumhaltige Mehrzweckpaste (Tunpas AL)

Die Vorspannkraft, sowie die Gewinde- und Kopfmomente in der Schraubenverbindung wurden mit dem Messsystem LTT24 (Labortechnik Tasler GmbH) mit einer Messfrequenz von 1 MHz gemessen. Anschließend wurden die Messsignale mit einem Butterworth-Tiefpassfilter fünfter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 100 kHz gefiltert. Für die Berechnung der Kopf- und Gewindereibwerte in der Schraubenverbindung wurden zunächst für jeden Schlag das Maximum der Gewinde- und Kopfreibwerte sowie der Vorspannkraftwert vor dem Schlag ermittelt. Die Berechnung der Gewinde- und Kopfreibwerte bei den einzelnen Schlägen des Tangentialschlagschraubers erfolgt nach DIN EN ISO 16047 [4] nach Kellermann und Klein [5] über die geometrischen Beziehungen in der Schraubenverbindung:

$$\mu_{G,Schlag} = \frac{\frac{M_{G,Schlag}}{F_{Schlag}} - \frac{P}{2\,\pi}}{0{,}578 * d_2}, \qquad \mu_{K,Schlag} = \frac{2\,M_{K,Schlag}}{D_b * F_{Schlag}}$$

Dabei sind $\mu_{G,Schlag}$ und $\mu_{K,Schlag}$ die Gewinde- und Kopfreibwerte bei den einzelnen Schlägen des Schlagschraubers, $M_{G,Schlag}$ und $M_{K,Schlag}$ die maximalen Gewinde- und

Kopfreibwerte bei den einzelnen Schlägen des Schlagschraubers, F_{Schlag} die Vorspannkraft vor den einzelnen Schlägen, P die Gewindesteigung, d_2 der Flankendurchmesser des Schraubengewindes und D_b der Durchmesser für das Reibungsmoment der Schraubenkopf- und Mutterauflage.

Ergebnis und Diskussion

In Abbildung 2 sind die dynamischen Gewindereibwerte (links) und Kopfreibwerte (rechts) der durchgeführten Versuche über der Vorspannkraft dargestellt. Es sind alle identifizierten Schläge des Schlagschraubers bis zu einer Vorspannkraft von 26,3 kN abgebildet. Das für die Versuche verwendete Schmiermittel ist farblich gekennzeichnet.

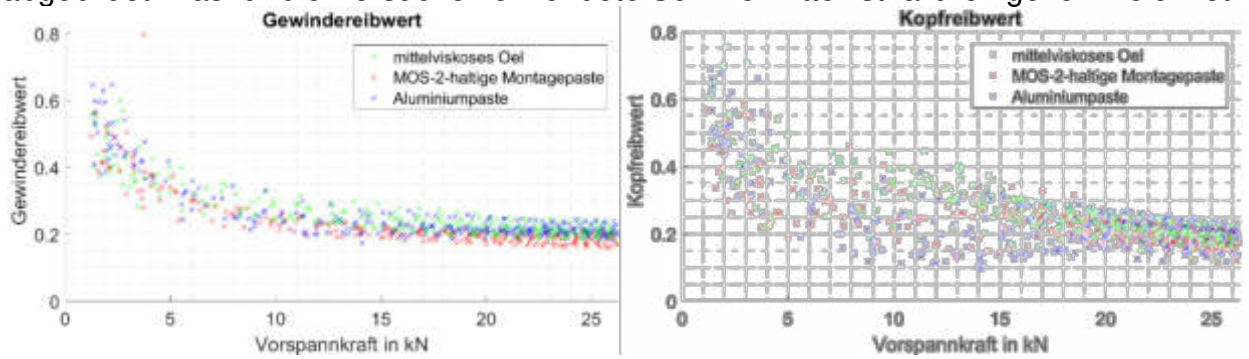


Abbildung 2: Verlauf der dynamischen Gewinde- und Kopfreibwerte beim Anziehen von Schraubenverbindungen mit dem Tangentialschlagschrauber über der Vorspannkraft

Analog zu vorigen Studien [2, 3] ist ein Abfallen der Gewinde- und Kopfreibwerte über dem Versuchsverlauf zu erkennen. Die Streuungen der Reibwerte nehmen mit dem Einschraubverlauf ab. Die Streuung des Gewindereibwerts ist geringer als die Streuung des Kopfreibwerts. Zusätzlich ist beim Gewindereibwert ein Einfluss der Schmierung der Schraubenverbindung mit einer MoS-2-haltigen Anti-Seize-Montagepaste auf die Reibwertverläufe zu beobachten. Ein Grund dafür kann sein, dass die Montagepaste den Haftreibwert herabsetzt, der durch jeden Schlag des Schlagschraubers erneut überwunden werden muss. Beim Kopfreibwertverlauf ist dieser Einfluss nicht zu beobachten. Gründe für das unterschiedliche Reibverhalten im Gewinde und unter dem Kopf könnten erstens unterschiedlich große Kontaktflächen unter dem Schraubenkopf und im Gewinde sein. Zweitens kann ein eventuelles Mitdrehen der Unterlegscheibe unter dem Kopf das Reibverhalten beeinflussen.

Die Reibwerte spielen eine große Rolle für das Anziehverhalten von Schraubenverbindungen. Je niedriger die Reibwerte sind, desto größer ist der Anteil des Impulses jedes einzelnen Schlages des Schlagschraubers, der zum Anziehen der Schraubenverbindung genutzt wird. Niedrigere Reibwerte führen deshalb dazu, dass die Anzahl der benötigten Schläge des Schlagschraubers zum Erreichen einer definierten Vorspannkraftgrenze sinken und damit die Einschraubgeschwindigkeit steigt.

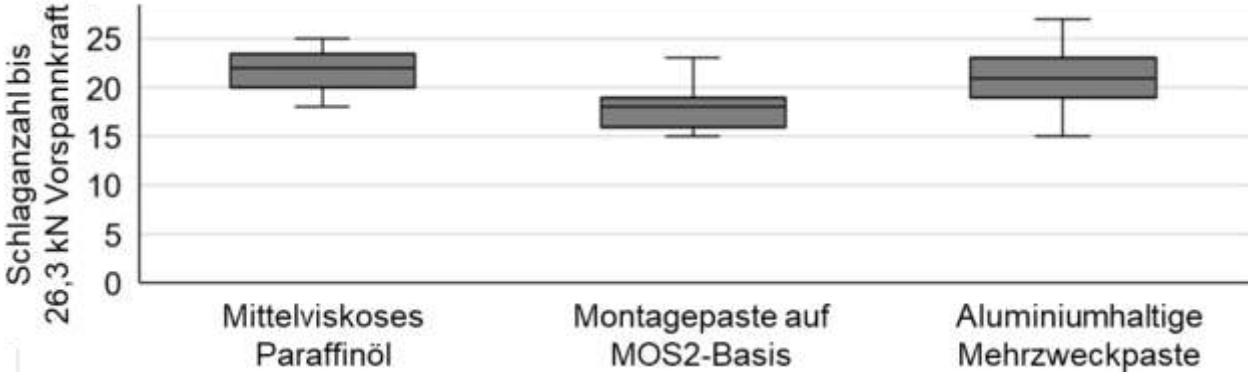


Abbildung 3: Boxplot der Schlaganzahlen zum Erreichen von 26,3 kN Vorspannkraft für drei Schmierstoffe

In Abbildung 3 sind in Boxplots für die untersuchten Schmierstoffe die Anzahl der Schläge des Schlagschraubers dargestellt, die zum Erreichen von einer Vorspannkraft von 26,3 kN in der Schraubenverbindung benötigt werden.
Insbesondere im Vergleich zwischen der Montagepaste und den beiden anderen Schmiermitteln ist ein Einfluss des Schmiermittels auf die benötigte Anzahl der Schläge zum Erreichen einer definierten Vorspannkraft zu erkennen. Die Reibwertverläufe der mit einem mittelviskosen Öl und der mit einer Aluminiumpaste geschmierten Schraubenverbindungen sind ähnlich. Dies führt dazu, dass die benötigte Schlaganzahl zum Anziehen der Schraubenverbindungen ähnlich ist.

Fazit und Ausblick

Für unterschiedlich geschmierte Schraubenverbindungen wurde das Reibverhalten über dem Einschraubvorgang sowie die benötigte Schlaganzahl zum Erreichen einer Vorspannkraft von 26,3 kN in der Schraubenverbindung beim Anziehen mit dem Tangentialschlagschrauber untersucht. Dazu wurden die Schraubenverbindungen auf einem Prüfstand unter vorgegebenen Randbedingungen angezogen.
Die Schmierung der Schraubenverbindung mit einer MOS-2-haltigen Anti-Seize-Montagepaste verringert die Gewindereibwerte im Vergleich zu Schmierungen mit einem mittelviskosen Öl oder einer Aluminiumpaste. Für die Kopfreibwerte konnten keine Unterschiede identifiziert werden. Zusätzlich war für die mit der Montagepaste geschmierten Schraubenverbindungen die Schlaganzahl des Schlagschraubers zum Einschrauben auf eine definierte Vorspannkraft geringer.
Zur Untersuchung der Reibprozesse im Gewinde und unter dem Kopf der Schraubenverbindung sollten die Reibflächen von unterschiedlich angezogenen Schraubenverbindungen genauer betrachtet werden.

Quellenangaben

[1] VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Berlin: Beuth; 2015
[2] Wettstein, A.; Kretschmer, T.; Matthiesen, S. (2020): Investigation of dynamic friction during impact tightening of bolted joints. In: Tribology International, S. 106251. DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106251.
[3] Wettstein, A.; Kretschmer, T.; Matthiesen, S. (2020): Untersuchung des dynamischen Reibverhaltens beim schlagenden Anziehen von Schraubverbindungen, Tribologie Fachtagung 60, GfT, Göttingen.
[4] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN ISO 16047: Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch (ISO 16047:2005 + Amd 1:2012); Deutsche Fassung EN ISO 16047:2005 + A1:2012.
[5] Kellermann, R.; Klein, H. C. (1955): Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. In: Konstruktion (7.2), S. 54–68.

Autoren

M.Sc. Tobias Kretschmer tobias.kretschmer@kit.edu
Dr.-Ing. Thomas Gwosch thomas.gwosch@kit.edu
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen sven.matthiesen@kit.edu

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
IPEK Institut für Produktentwicklung
Kaiserstr. 10
76131 Karlsruhe

Inga Herrmann / Sebastian Dörr

Climate Change is everywhere – and now!

Abstract

Climate Change is a very important aspect of sustainability, but sustainability is even more:

The UN defines sustainability in 17 categories – responsible use of resources as well as environment protection, but also education and other social aspects and economic development are measures.

What does this mean for our economy and specifically for the lubricants industry?

Integrating sustainability into corporate objectives is a complex process in which all corporate functions and employees must be involved.

Sustainability requirements have profound impact on business models, developments, products and processes and even financing. The selection of raw- and input materials, new and innovative products, processes and services are required and have to be assessed for their sustainability impacts. Lending will depend more on the sustainability of the company and business models. OEMs and customers demand data on the carbon footprint of products or even a full LCA analysis.

How can / must the lubricant industry address these challenges and, most importantly, how can the lubricant level fulfill these tasks?

This presentation describes the activities of the European initiative for sustainability in the lubricant industry. Challenges such as greenhouse gas calculation systems, allocations, offsets and possible changes in the industry due to new technologies are discussed at association level in working groups and recommendations for action are developed.

Several years ago, the German Lubricants Industry Association -VSI - started to develop a customized system for calculating greenhouse gases, specifically tailored to the needs of lubricant manufacturers. In the meantime, the national initiative for sustainability has been bundled at European level via the UEIL in a working group created specifically for this purpose. What does this system look like and how can you get involved? The aim is to establish a uniform European sustainability standard for the lubricants industry based on customized database containing validated and certified average values for the important raw materials, intermediate and end products, and processes. Based on the rules developed in the associations and based on general principles and standards, individual calculation of values is also possible. These values are stored certified in the database and are available for all database users. This simplifies the calculation for all parties involved, from the supplier to the user. The VSI is still responsible for the development of such a licensing system – but an implementation on European level is planned.

We see the need for such a set of rules for the industry, which includes transparency and legal force and is thus binding for all users.

Responsibility for sustainability is a duty for all corporate functions

Translating sustainability goals into corporate actions is a complex process – it is not enough to set up a „sustainability department“, but all relevant functions must understand the need for sustainable choices:

Engineering pays attention to the use of renewable components or easily to repairable options. Purchasing pays attention to options for input materials with high sustainability standards, production optimizes energy efficiency and replaces critical process materials with those with lower environmental impact.

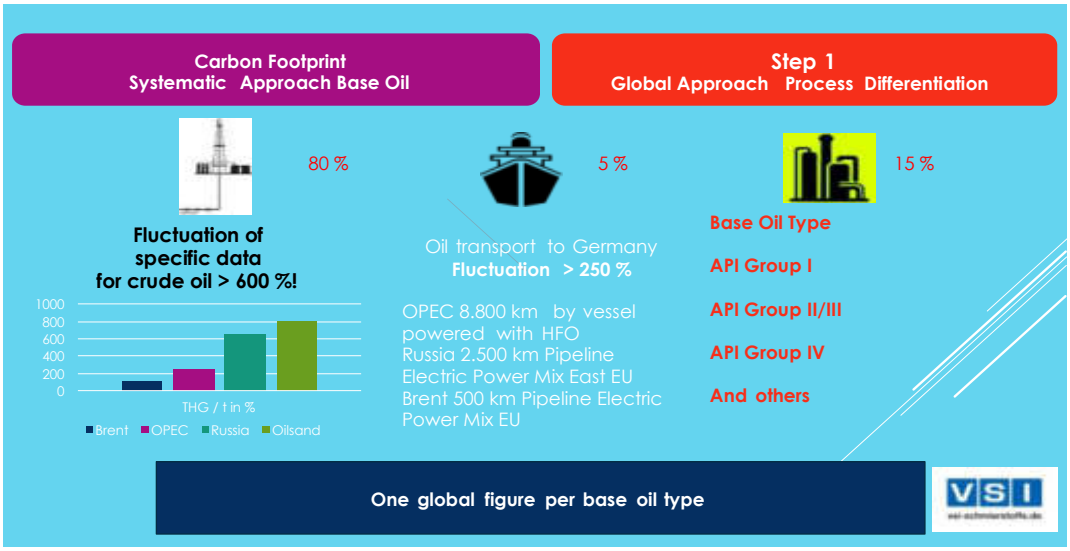
The complex value chain of lubricants and responsibility for sustainability



Sustainability in the upstream chain

The most important raw materials for lubricants are base oils and additives. Together these input materials have an impact on the CO2 footprint of the manufactured lubricant by about 80%! Therefore, it is extremely important to consider the greenhouse gas equivalent of these materials! But where do you get accurate and reliable figures for all the precursors?
Even the „simple“ case of base oils shows a diversity of 6-fold when considering different crude oil sources and transport modes including exploration efforts, methane slip and flaring. (Source IWO / Öko institute study)

Variety of crude oil and corresponding base oil GHG values



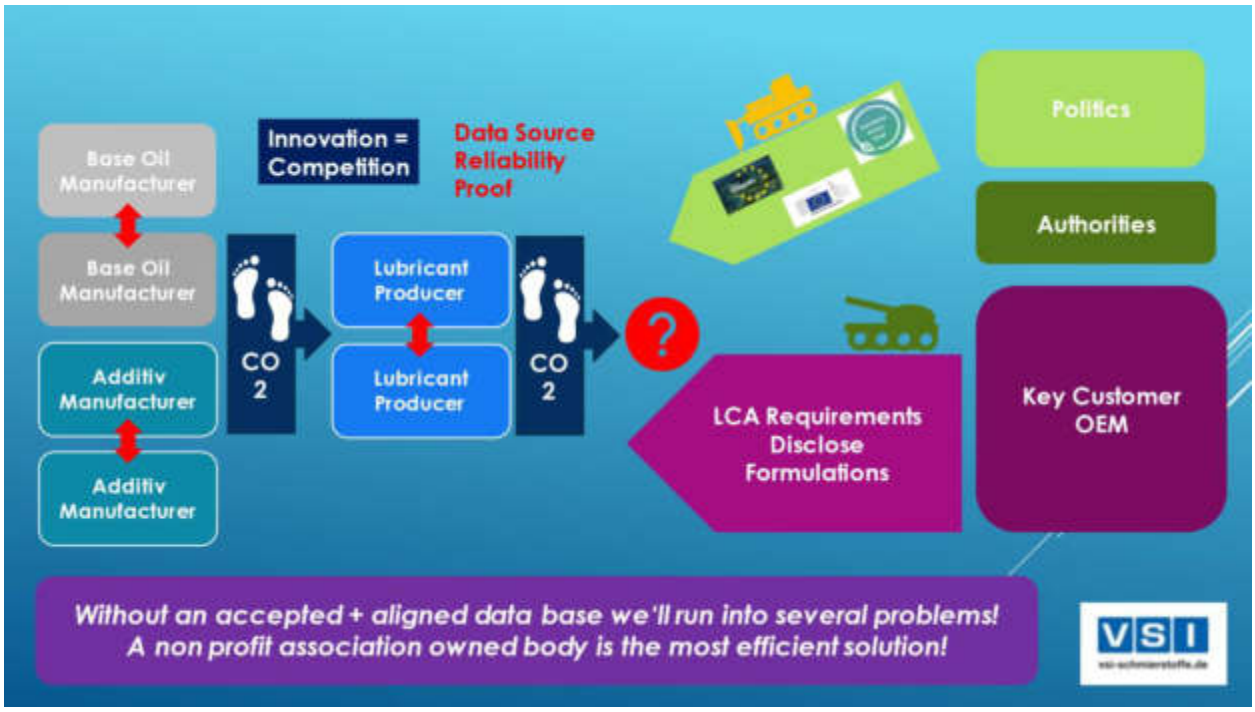
Sustainability and GHG calculation on the sales side

Major customers such as OEMs demand GHG values of lubricants or even a complete life cycle assessment (LCA) in the purchasing process - therefore correct GHG values are important for our communication with customers, authorities as well as within our own supply chain. GHG values become an element of the purchasing decision and thus receive a price! It is therefore all the more important that we work with correct figures in order to create a level playing field! Developing a system for the uniform calculation of GHG values on an independent level is essential, because this removes the discussion and verification of CO2 values from the relationship between supplier and customer.

Innovations to reduce the carbon footprint are welcome, but different data bases and calculation schemes would make a fair comparison difficult!

In addition, requirements to disclose formulas for GHG calculation or stricter legal requirements entail new risks and increase bureaucratic effort.

Increased pressure to reduce greenhouse gas emissions from OEMs and authorities will increase competition at all levels

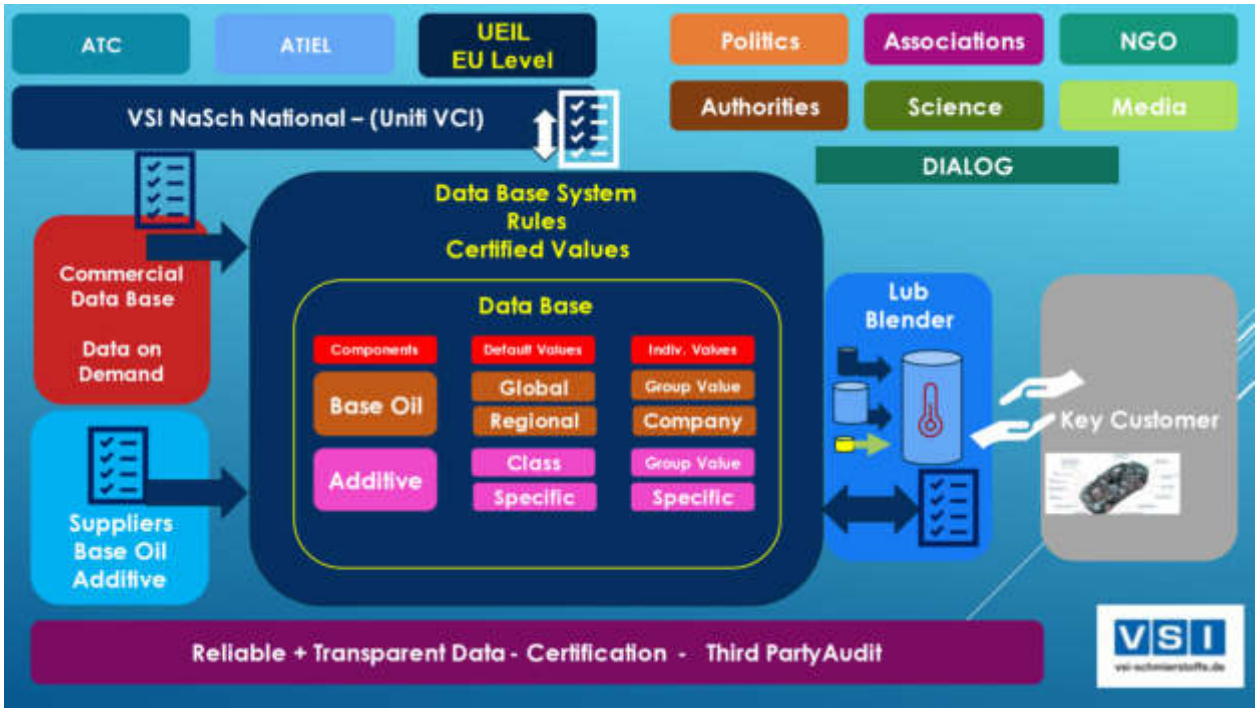


Concept for a nonprofit data base system – the license system

Based on already established and accepted standards, the proposed system adapts and tunes these rules to the needs of the lubricants industry together with the involved associations. As a first step, the database system adopts standard values from available sources using the agreed methodology.

Members can take these values and calculate their own carbon footprint using simple arithmetic calculation rules. The advantage of the system at this stage is the verification and preparation of the data and systematics in a form relevant for the lubricants industry and the control by third parties by means of an audit. At the same time, the systems initiate intensive communication with suppliers and key customers for cooperation and acceptance.

Concept for a nonprofit data base system owned by participating associations



The system is a non-profit legal entity, owned and operated by the participating associations – that is the key! In this case, it can offer members – licensees - an industry standard system with harmonised rules and certified data. In the first stage, the data will be standard values from studies and purchased data from commercial databases. These default values for pre chain and lubricant model formulations are available for all members. We are building a common ground for lubricant GHG calculations in this step. Later on, cooperation with upstream suppliers and their associations will help to include more and more specific data into the system. For the licensees, the use of the database has legally binding character:

If licensees want to calculate and claim values according to the system, they have to follow the rules of the system. And both – the system itself and the licensees using the data - must be certified or audited by third parties at certain intervals. This is a key difference between the licensing system for legal entities and the associations themself: The association can help with advice and recommend rules, but the licensee is legally obliged to do so! This strong system gives the necessary credibility for discussion with important clients and authorities!

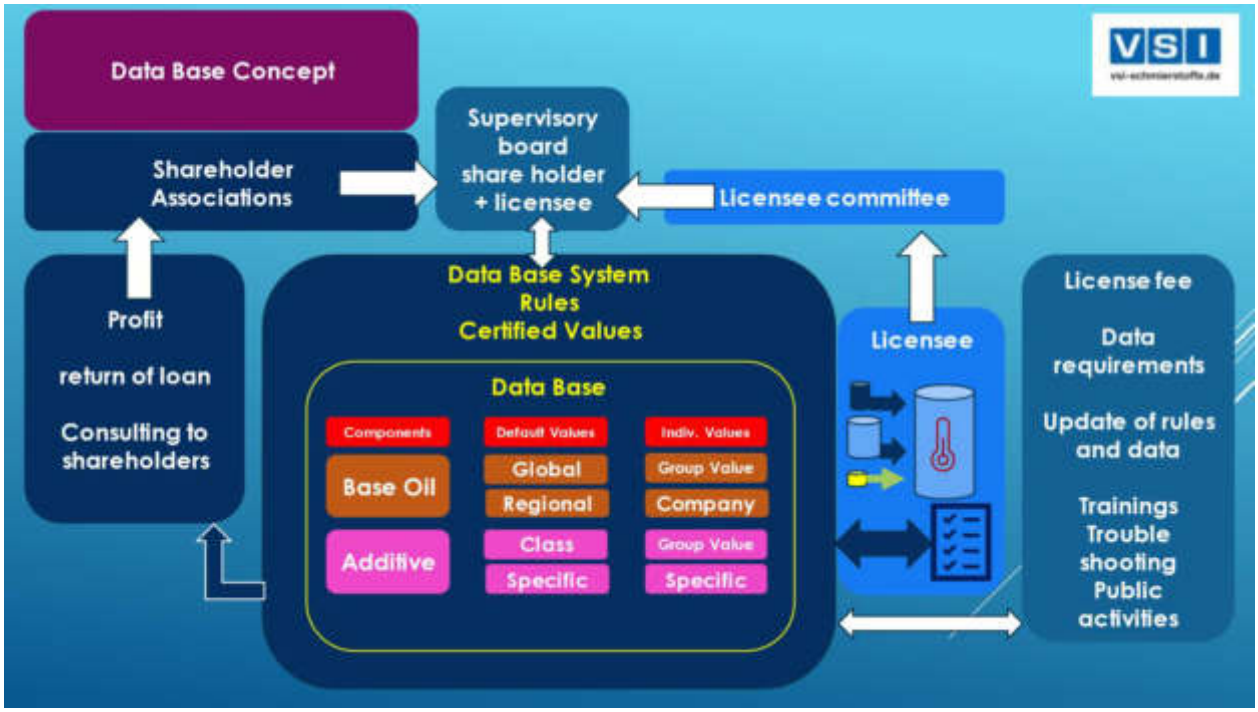
At the same time, this makes cooperation attractive for suppliers: They can bring reliable and useful standard values into the system through their associations, thus ensuring a level playing field and avoiding many individual discussions and reviews along the value chain. Individual companies can offer their innovative improvements and the resulting lower GHG values within a verified and accepted system in a fair competition and avoid confusion with different methods.

Lubricant manufacturers have a firm position if they report their GHG values in a fair competition and avoid disclosing formulations. If necessary, discussions take place with the legal entity outside the customer relationship. The system will follow legal and technical developments, it will be updated when standards or important values change,

and it will inform members – the validity date of data will become an important issue in the near future.

The system is open and interactive: any member or supplier can feed data into the system, but each data set is checked and certified before it is accepted and included in the data base! The system can take values from any data base if they are needed for its members – again, proof is required!

The system is controlled by an oversight bord composed of elected members of the licensees and representatives of the shareholders



Advantages:

Easy access to verified and comparable data from suppliers, open sources, commercial databases and own research.

Methodology and calculation scheme based on current standards – adapted to the needs of lubricant manufacturers

Update service when changes are important for the industry – validity dates for data and calculations

Binding rules and commitments lend credibility and make verification much easier than individual comparative data

Quellenangaben: VSI German Lubricant Manufacturers Associations

Autoren:

Inga Herrmann
VSI Verband Schmierstoff-Industrie e.V.
Abteilungsleiterin Schmierstoffe
Süderstrasse 73a
20097 Hamburg

Sebastian Dörr
Geschäftsführer
Lubtrading GmbH
1A Am Enneschte Flouer
L 6692 Moersdorf

Marius Wolf, Arshia Fatemi

Film Thickness in Elastohydrodynamically Lubricated Slender Elliptic Contacts

Zusammenfassung:

Verschiedene analytische Formeln zur Berechnung der Schmierfilmhöhe in elliptischen und Linienkontakten werden mit Ergebnissen von EHD-Simulationen evaluiert und eine neue Schmierfilmhöhengleichung für schmale elliptische Kontakte wird hergeleitet. Die neue Formel zeigt eine verbesserte Übereinstimmung sowohl mit EHD-Simulationen als auch mit experimentellen Daten im Vergleich zu bestehenden Formeln.

Abstract:

Various analytical formulas for the film thickness in elliptic and line contacts are benchmarked against EHL simulations and a new analytical film thickness equation for slender elliptic contacts is derived. The new formula shows significant better agreement with both EHL simulations and experimental measurements compared to currently available formulas.

Introduction

Friction force, wear and fatigue behavior of lubricated contacts highly depend on the film thickness in between contacting bodies. Numerical determination or experimental measurement of the film thickness require vast experience and significant financial resources and are therefore not suitable for practical use within day-to-day engineering.

Consequently, numerous analytical formulas for calculation of the fluid film thickness have been developed within the last decades [1]-[5]. Due to the more widespread application in machine elements, these equations mainly focus on line, point or wide elliptic contacts. Only the formula of Chittenden et al. [3] also covers the domain of slender elliptic contacts, e.g. the entrainment velocity is in the direction of the major contact ellipse.

The focus of this work lies on the central film thickness, which is commonly used for analytical calculation of friction forces in lubricated contacts [6] [7].

Benchmarking

Analytical equations are benchmarked against results obtained by a multilevel EHL solver. Results for benchmarking of a line contact are shown in fig. 1 and it can be seen that excellent agreement between the film thickness formula of Moes [4] and the results of the EHL solver is given. The formula of Dowson and Toyoda [2] also shows good agreement. However, it fails to predict the film thickness for small values of both dimensionless parameters M and L.

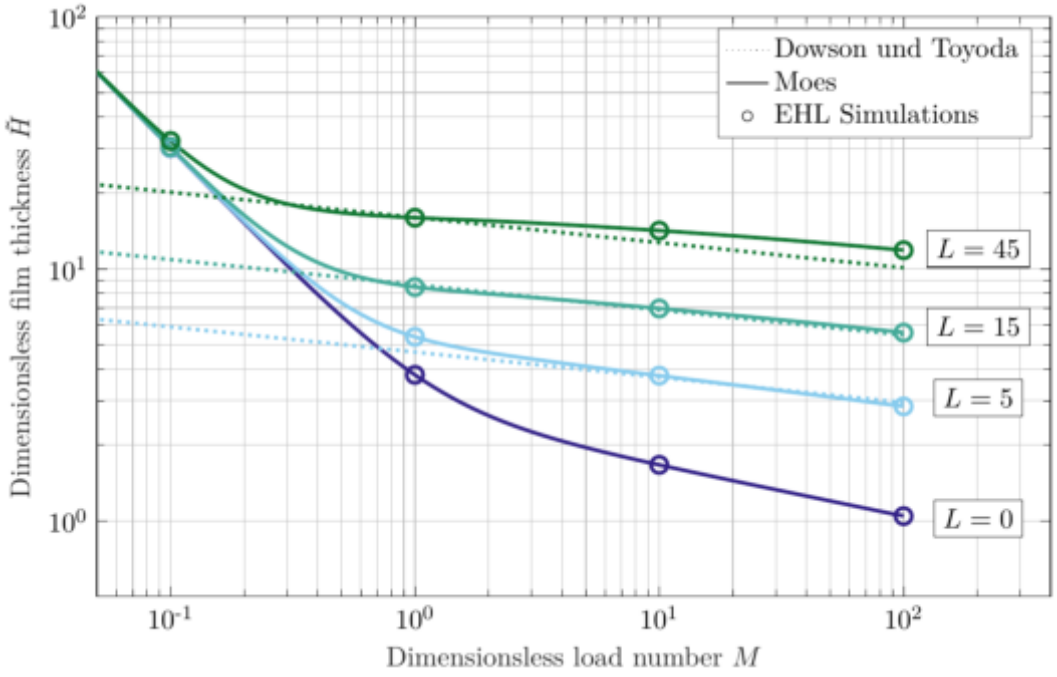


Figure 1: Benchmarking of state-of-the-art film thickness formulas for line contacts.

Similar benchmarking for wide and slender elliptic contacts can be found in [8]. Good agreement between analytical formulas and results of the EHL solver is given for wide elliptic contacts. However, analytical formulas fail to predict the film thickness in slender elliptic contacts with sufficient accuracy. This finding is confirmed by the work of Wheeler et al. [9].

Therefore, a new analytical formula for slender elliptic contacts has been developed by the authors [8]. It shows significant better agreement with numerical EHL results.

In addition to comparison with simulation results, the new formula is also validated by comparison with measured data for the central film thickness of slender elliptic contacts.

Conclusion

Analytical formulas for the film thickness in lubricated contacts are benchmarked against EHL simulations. Good agreement can be found for line and wide elliptic contacts. Yet, currently available formulas cannot accurately predict the film thickness in slender elliptic contacts. Therefore, a new formula was developed explicitly for slender elliptic contacts [8]. It shows good agreement with both numerical and experimental data.

Bibliography

[1] D. Dowson and G. R. Higginson, "New Roller Bearing Lubrication Formula," *Engineering,* vol. 192, p. 158–159, 1961.

[2] D. Dowson and S. Toyoda, "A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts," *Proceedings of the Fifth Leeds-Lyon Symposium on Tribology,* p. 60–64, 1978.

[3] R. J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn, C. M. Taylor and K. L. Johnson, "A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts. II. General case, with lubricant entrainment along either principal axis of the Hertzian contact ellipse or at some intermediate angle," *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences,* vol. 397, pp. 271-294, 1985.

[4] H. Moes, "Optimum similarity analysis with applications to elastohydrodynamic lubrication," *Wear,* vol. 159, pp. 57-66, 1992.

[5] G. Nijenbanning, C. H. Venner and H. Moes, "Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts," *Wear,* vol. 176, pp. 217-229, 1994.

[6] M. Shirzadegan, M. Björling, A. Almqvist and R. Larsson, "Low degree of freedom approach for predicting friction in elastohydrodynamically lubricated contacts," *Tribology International,* vol. 94, pp. 560-570, 2016.

[7] M. Shirzadegan, R. Larsson and A. Almqvist, "A low degree of freedom approach for prediction of friction in finite EHL line contacts," *Tribology International,* vol. 115, pp. 628-639, 2017.

[8] M. Wolf, S. Solovyev and A. Fatemi, "Film Thickness in Elastohydrodynically Lubricated Slender Elliptic Contacts: Part I - Numerical Studies of Central Film Thickness," *submitted to: Proc. Inst. Mech. Eng., Part J,* 2021.

[9] J.-D. Wheeler, P. Vergne, N. Fillot and D. Philippon, "On the relevance of analytical film thickness EHD equations for isothermal point contacts: Qualitative or quantitative predictions?," *Friction,* vol. 4, p. 369–379, 2016.

Marius Wolf, Robert Bosch GmbH, Robert-Bosch-Campus 1, 71272 Renningen, marius.wolf2@de.bosch.com

Dr. Arshia Fatemi, Robert Bosch GmbH, Robert-Bosch-Campus 1, 71272 Renningen, arshia.fatemi@de.bosch.com

Frank-Olaf Mähling, Christoph Wincierz,Thilo Krapfl, Thorsten Bartels, Lucas Voigt

Untersuchung des Einflusses von Schmierstoffen mit hohem Viskositätsindex auf die Effizienz von Luftverdichtern

Zusammenfassung:

Luftverdichter und pneumatische Systeme sind für einen wesentlichen Anteil des weltweiten industriellen Energieverbrauchs verantwortlich.

In den meisten Fällen sind Druckluftsysteme für den Betrieb von Industrieanlagen essenziell und müssen zuverlässig und robust arbeiten. Ein Aspekt von steigender Wichtigkeit ist die Energieeffizienz, die direkt mit den wachsenden Anforderungen an Nachhaltigkeit verbunden ist.

Für die Untersuchung des Zusammenhangs von Effizienz und Schmierstoffeigenschaften wurden unterschiedliche Öle formuliert und Messungen an Öl-eingespritzten Doppelschrauben-Luftverdichtern durchgeführt.

Die meisten Luftverdichteröle sind auf Viskositätsgrade VG32 bis VG68 formuliert und enthalten keinen Viskositätsindexverbesserer. Von Untersuchungen mit Hydraulikflüssigkeiten ist bekannt, dass Öle mit hohem Viskositätsindex (VI) gepaart mit hoher Scherstabilität eine schnell realisierbare Möglichkeit zur Steigerung der Effizienz von hydraulischen Anlagen darstellen. Die Mechanismen sind vergleichbar mit denen in der Luftverdichtung, allerdings finden sie auf einem anderen Druckniveau statt.

Für den effizienten Betrieb von Druckluftanlagen kommt dem volumetrischen Wirkungsgrad des Kompressors eine besondere Bedeutung zu. Die bessere Abdichtung des Förderelements erhöht den volumetrischen Wirkungsgrad und damit üblicherweise auch die Gesamteffizienz von Anlagen. Dieser Abdichtungsvorteil kann durch die Verwendung scherstabiler Öle mit hohem VI erreicht werden.

Der Effizienzvorteil wurde nun für Öl-eingespritzte Doppelschrauben-Luftverdichter auf einem Druckniveau von bis zu 12,5 bar untersucht.

Der Vortrag zeigt wie scherstabile Luftverdichteröle mit hohem VI die Effizienz im Vergleich zu gängigen Einbereichsölen verbessern können.

Abstract:

Air compressors and pneumatic systems in industry are responsible for a significant fraction of the overall power demand. These systems are essential for many processes in industry and need to be robust and reliable. Energy efficiency is an aspect of increasing importance and linked to the increased focus on sustainability.

In pneumatics, volumetric efficiency of the compressor is of high importance. The mechanisms are similar as observed and investigated over decades in hydraulic systems, however, taking place on lower pressure levels.

The paper presents results from oil-injected twin-screw air compressor investigations.

Most air compressor oils are formulated to viscosity grades VG32 to VG68 with a viscosity index not much above 100. It is known from hydraulic fluid investigations that a higher VI in combination with high shear stability is a proven technology to increase efficiency of hydraulic equipment.

Better sealing at the displacement element improves the volumetric and overall efficiency of the equipment in use. This sealing advantage can be achieved by use of shear stable high VI oils. The efficiency benefit is now proven for oil-injected twin screw air compressors, that operate at discharge pressures of typically around 10 bar.

The paper shows how shear stable high VI air compressor oils can improve the equipment efficiency compared to incumbent monograde fluids.

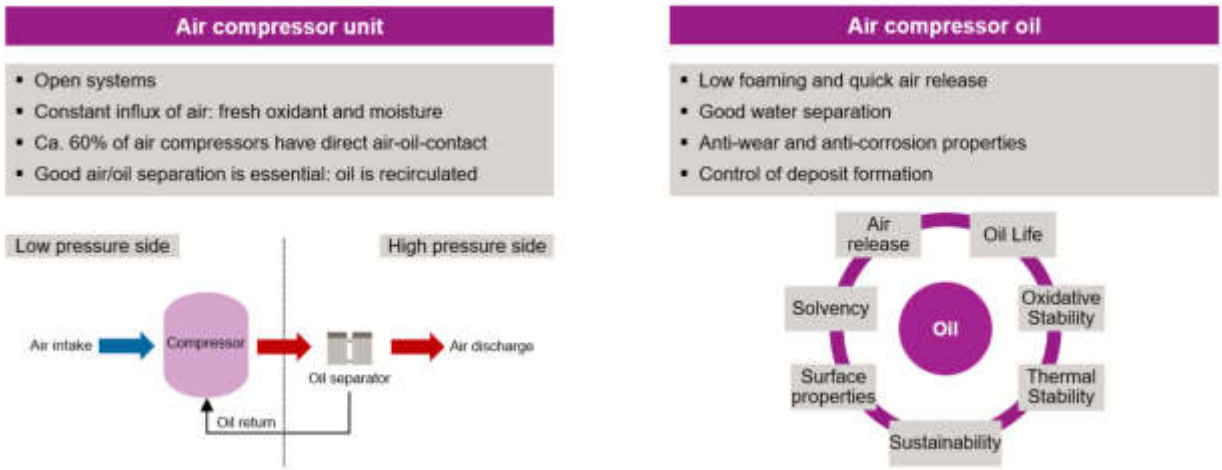
Motivation

Luftverdichter und pneumatische Systeme sind für einen wesentlichen Anteil des weltweiten industriellen Energieverbrauchs verantwortlich. Ca 18% des Energieverbrauchs in der Industrie werden zur Verdichtung von Gasen eingesetzt. Die Steigerung der Energieeffizienz von Gasverdichtern im Allgemeinen und insbesondere von pneumatischen Systemen kann zu einer signifikanten Energieeinsparung und Erhöhung der Nachhaltigkeit solcher Systeme eingesetzt werden. Die führenden Hersteller werben vielfach mit einer energieeffizienten mechanisch-elektrischen Auslegung, wie z.B. dem drehzahlgeregelten Antrieb.
Hersteller und Betreiber von pneumatischen und hydraulischen Systemen halten Verbesserungen folgender Aspekte für wichtig [1]:
Verfügbarkeit, Produktivität und Leistungsfähigkeit, Einhaltung von Bestimmungen und Regulierungen, erleichterte gut vorhersagbare Wartung, geringe Investitions- und Gesamtbetriebskosten (Total Cost of Ownership(TCO), Energieeffizienz), Industrie 4.0, autonomer Betrieb, Gewichtsreduktion und erhöhte Leistungsdichte.
Die Betrachtung der Gesamtkosten von pneumatischen Anlagen ergibt, dass über einen längeren Zeitraum von z.B. 5 Jahren der Anteil der Stromkosten an den Gesamtkosten inkl. Abschreibungen und Instandhaltung bei über 90 % liegt.
Die wachsenden Anforderungen an Nachhaltigkeit machen die Erhöhung der Energieeffizienz unabdinglich.

Anforderungen an Luftverdichteröle

Luftverdichteröle haben verschiedene Funktionen zu erfüllen. Neben dem Verschleiß- und Korrosionsschutz müssen sie bei erhöhten Temperaturen in Gegenwart von Luft dauerhaft zuverlässig schmieren, Luft- und Wasser abscheiden und Schmutzpartikel, wie auch Abrieb vom Verdichtungselement abtransportieren. Das Öl ist für die Abdichtung, also die Funktion des Verdichters, und Kühlung des Verdichtungselements unverzichtbar. Luftverdichteröle müssen über weite Temperaturbereiche hinweg arbeiten und sowohl thermisch als auch oxidativ beständig sein.
Das Öl als Konstruktionselement hat damit einen großen Einfluß auf die Lebensdauer und Leistungsfähigkeit der Maschine, inklusive der Energieeffizienz.

Die Anforderungen an Druckluftsysteme und Verdichter lassen sich in das Anforderungsprofil für Verdichteröle übersetzen, siehe Grafik 1.
Eine der Haupteigenschaften des Öls ist die Viskosität, die in einem gewissen, relativ engen Bereich den optimalen Betrieb der Maschine erlaubt. Die Erweiterung des optimalen Betriebsbereichs wird durch eine verringerte Temperaturabhängigkeit der Viskosität erreicht.
Ein gut ausgewähltes Öl erlaubt lange Ölwechselintervalle bei gleichbleibend hohem Wirkungsgrad der Maschine über ein großes Temperaturbetriebsfenster. Es schützt langfristig vor Korrosion, Abrieb und der Ablagerung von Belägen.
Ein gutes Öl sollte somit thermo-oxidativ und mechanisch stabil sein, gute Lösungseigenschaften haben und über einen hohen Viskositätsindex verfügen.



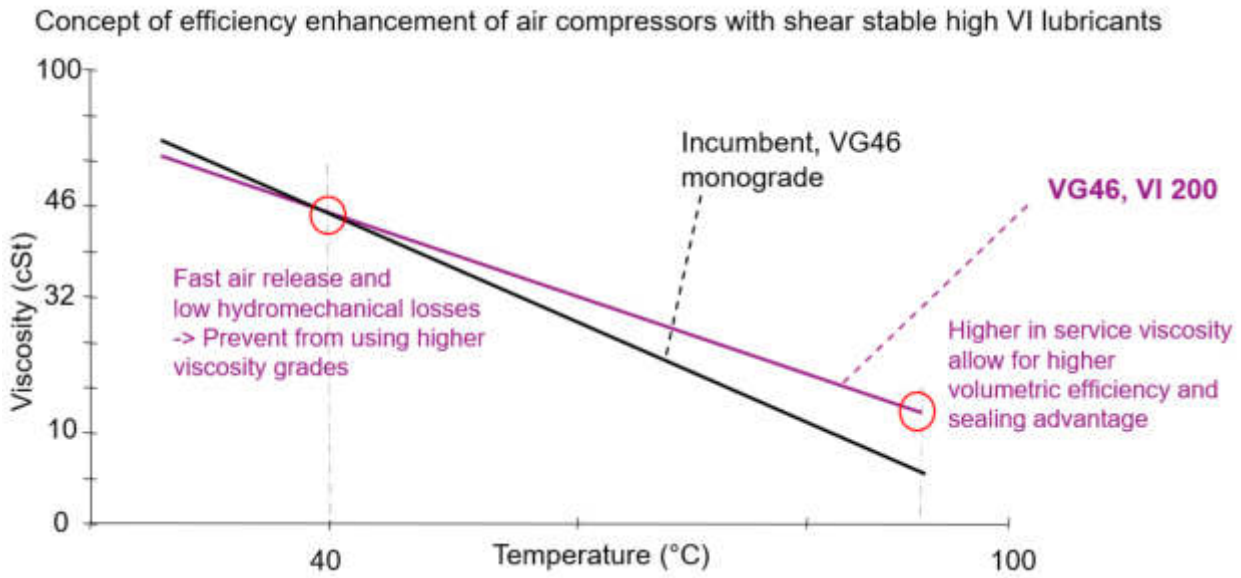
Grafik 1: Schematische Beschreibung eines Luftverdichters und der Anforderungen an das Verdichteröl

Die Anforderungen für Luftverdichteröle sind in der DIN 51506 und der ISO 6521 beschrieben.

Zusammenhang von Schmierstoffeigenschaften und Effizienz

Die Effizienz eines Verdichters hängt von seiner Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit und während des Betriebs vom spezifischen Energieverbrauch ab. Der spezifische Energieverbrauch ist bei einem öleingespritzten Verdichter wiederum abhängig von der Kühlung und Abdichtung und somit von den Eigenschaften des Öls.
Die Grafik 2 zeigt die Viskosität zweier Öle in Abhängigkeit von der Temperatur in einer doppelt logarithmischen Auftragung entsprechend ASTM D341. Ein Öl der Viskositätsgruppe ISO VG46 hat definitionsgemäß eine kinematische Viskosität von 46 cSt (±10%) bei 40 °C. Mit höherem Viskositätsindex kann bei gleichbleibender Viskosität bei tiefen Temperaturen (im Verdichter um 40 °C) eine Erhöhung der Viskosität bei typischen Verdichtungstemperaturen (z.B. in einem Doppelschraubenverdichter bei 80-90 °C) innerhalb derselben Viskositätsgruppe erreicht werden.
Einige synthetische Öle bringen erhöhte Viskositätsindizes mit sich, wie z.B. Polyalphaolefine, die bei etwa 145-150 liegen.
Hohe Viskositätsindizes, wie hier im Beispiel von 200, können durch Verwendung von Viskositätsindexverbesserern erreicht werden.

Die verbesserte Abdichtung des Verdichters steht im Zusammenhang mit einer erhöhten volumetrischen Effizienz und damit potenziell höherer Produktivität bei gleicher Leistungsaufnahme.
Einschlägige Erfahrungen liegen aus Versuchen und jahrzehntelangem Betrieb von hydraulischen Anlagen vor, wo volumetrische Effekte einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben.



Grafik 2: Viskosität als Funktion der Temperatur für zwei verschiedene VG46 Öle in einer doppelt logarithmischen Auftragung

Erfahrungen aus der Hydraulik

Hydrauliköle werden größtenteils in den Viskositätsklassen ISO VG32, VG46 und VG68 eingesetzt.

Sowohl in der Mobilhydraulik (z.B. Baumaschinen, Bagger) als auch in stationären hydraulischen Anwendungen (z.B. Pressen, Spritzgießanlagen, Roboter etc.) werden traditionell Hydrauliköle eingesetzt, wie sie in der DIN 51524 definiert sind.

In der Mobilhydraulik werden verbreitet Mehrbereichsöle mit VI > 140 eingesetzt, da saisonale Temperaturunterschiede oder auch Temperaturunterschiede im täglichen Rhythmus auftreten (kalte morgendliche Inbetriebnahme, hohe Leistungsanforderungen an warmen Nachmittagen). Die sogenannten HVLP Öle sind in der DIN 51524-3 definiert, die allerdings keine Anforderungen zur Effizienzsteigerung beinhaltet.

Evonik hat vor etwa 10 Jahren Grenzwerte für den Viskositätsindex, die Scherstabilität und die Tieftemperaturfließfähigkeit definiert, die eine Erhöhung der Energieeffizienz gegenüber Referenzölen garantieren.

In zahlreichen Untersuchungen konnten Effizienzsteigerungen im ein- und zweistelligen Prozentbereich ermittelt werden [2].

Auf Kettenbaggern mittlerer Größe kann mit einer Produktivitäts- und Effizienzsteigerung um 10 % gegenüber einem marktgängigen Referenzöl gerechnet werden. Stationäre automatisierte Anlagen zeigen häufig Verbesserungen zwischen 2 und 5%.

Der Begriff Energieeffizienz ist definiert als das Verhältnis von Nutzarbeit zu Energieverbrauch, der Begriff Produktivität steht für das von Nutzarbeit zu Zeit. Wenn eine hydraulisch angetriebene Maschine, wie z.B. ein Bagger, eine vorgegebene Arbeit in geringerer Zeit erledigt, hat er eine erhöhte Produktivität. Wenn er dabei pro Zeit nicht mehr Kraftstoff verbraucht als mit dem Referenzöl, ist seine Effizienz in gleichem Maße erhöht.

Dieses Beispiel zeigt wie wichtig es ist, gleichzeitig Nutzarbeit und Energieverbrauch über die Zeit zu messen. Dieses Prinzip gilt auch für Luftverdichter.



Grafik 3: Beobachtete Effizienzsteigerungen mit scherstabilem Hydrauliköl mit hohem VI (>160) gegenüber Einbereichsölen in hydraulischen Produktionsanlagen

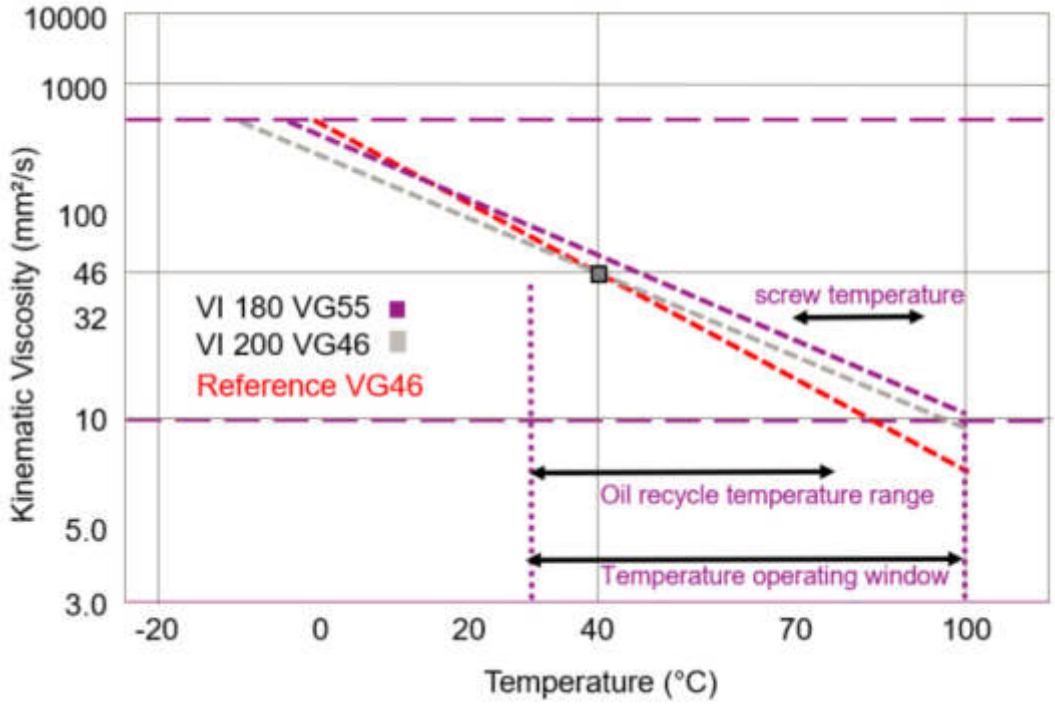
Versuchsbeschreibung: Öleingespritzte Schraubenverdichter von KAESER und AtlasCopco

Für die Untersuchungen auf öleingespritzten Doppelschraubenverdichtern wurden verschiedene Öle mit hohem Viskositätsindex formuliert. Grp III Basisöl wurde mit Polyalkylmethacrylat-basierten VI Verbesserern und einem handelsüblichen Schmierstoff-Additiv (Performance Package) geblendet, um einen VI von 180 bis 200 einzustellen. Die Zusammensetzungen und viskosimetrischen Daten sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Components	Unit	Reference VG 46	VG 46 Non-shear stable	VG 46	VG 46	VG 55
VISCOPLEX® VII	% wt	-	5.0	13.6	9.5	11.8
Grp III oil 4/6/8 cSt	% wt	-	94.2	85.6	89.7	87.4
Performance package	% wt	-	0.8	0.8	0.8	0.8
Lab test	**Unit**					
KV 40°C	mm²/s	45.4	46.3	46.8	46.0	55.0
KV 100°C	mm²/s	6.95	9.66	9.73	9.00	10.3
Viscosity index		109	200	200	180	180

Tabelle 1: Zusammensetzungen und viskosimetrische Daten der Testöle

Grafik 4 zeigt die Viskosität über der Temperatur von zwei Testölen im Vergleich mit dem Referenz-Einbereichsöl. Mit hohem VI ist es möglich insbesondere bei erhöhter Betriebstemperatur, bei der das Öl das Verdichtungselement schmiert, eine höhere Viskosität einzustellen. Damit diese Viskosität tatsächlich auch im Scherfeld anliegt, muss das Öl mit einem scherstabilen VI Verbesserer formuliert sein.
Ein weiterer Grund für die Verwendung eines scherstabilen VI Verbesserers ist die angestrebte hohe Lebensdauer des Öls, über die ein Viskositätsabbau durch permanenten Scherverlust vermieden werden muss.



Grafik 4: Viskosität über der Temperatur von zwei Testölen gegenüber einem Referenz-Einbereichsöl

Die Versuche wurden auf zwei unabhängigen Testständen durchgeführt. Ein Kaeser SX4 Doppelschraubenverdichter mit etwa 3 kW Leistungsaufnahme wurde mit den erforderlichen Messeinrichtungen für die Stromaufnahme, den Volumenstrom, sowie für Gas- und Öl-drücke und -temperaturen ausgerüstet.
Vor der Volumenstrommessung wurde zur Vermeidung von Kondensatansammlungen auf der Druckseite ein Kondenstrockner der Firma Kaeser eingebaut. Dadurch wurde eine exakte Volumenstrommessung der getrockneten Druckluft ermöglicht. Der gesamte Aufbau ist im Fließdiagram der Grafik 6 dargestellt.

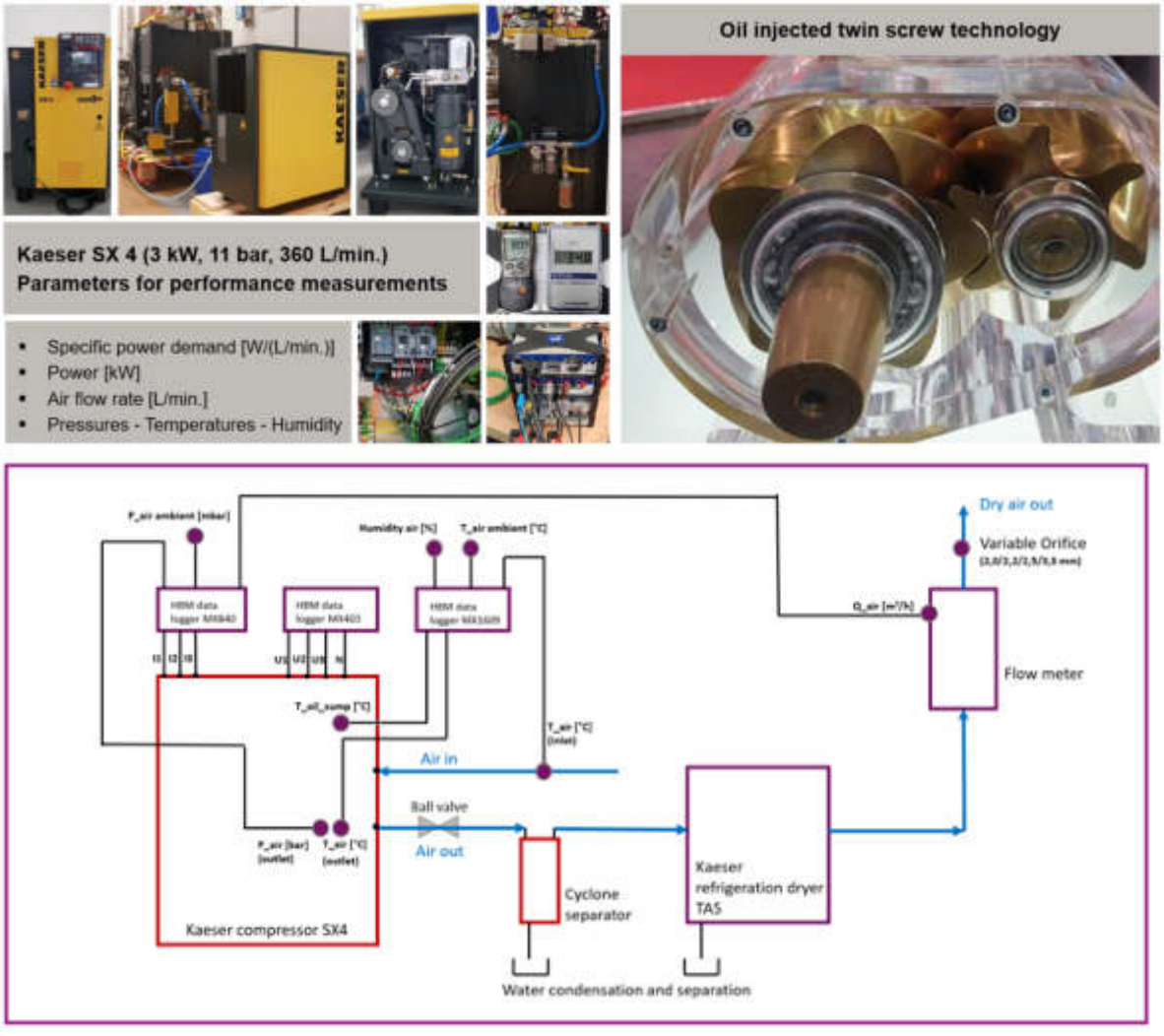
Der Kaeser Teststand wurde bei mehreren Drücken und Temperaturen betrieben.
Der Druck konnte durch Verwendung unterschiedlich großer Düsen mit Innendurchmessern von 2, 2,5 und 3,3 mm eingestellt werden. Je nach Volumenstrom haben sich unterschiedliche Drücke auf der Druckseite eingestellt.
Die Luftansaugtemperatur und -druck wurden kontrolliert und waren konstant bei 1 bar und 25 °C. Aus dem auf der Druckseite gemessenen Volumenstrom und der Leistungsaufnahme wurde die spezifische Leistungsaufnahme in W/(L/min.) berechnet. Um die tatsächliche Effizienzsteigerung zu ermitteln, musste der sich einstellende Druck auf der Auslassseite berücksichtigt werden. Über das Druckverhältnis und bei Annahme identisch adiabatischer Kompression ergibt sich die in der Tabelle gezeigte relative Erhöhung der Effizienz (E) unter Verwendung des Adiabatenexponenten von Luft mit 1,4.

$$\text{Effizienzsteigerung} = (E_{\text{Testöl}} - E_{\text{Referenzöl}}) / E_{\text{Referenzöl}}$$

Als Referenzöl wurde das mineralölbasierte Kaeser Sigma Fluid Mol mit VI = 106 verwendet. Das Öl wurde sorgfältig mit mehreren Spülvorgängen nacheinander gegen zwei Testöle mit VI 200 getauscht. Die beiden Testöle haben sich hinsichtlich ihrer Scherstabilität unterschieden.



Grafik 5: Doppelschrauben-Verdichter von Kaeser und AtlasCopco, auf denen Versuche mit verschiedenen Ölen durchgeführt wurden



Grafik 6: Aufbau des Versuchsstands mit Doppelschrauben-Verdichter von Kaeser. Das Foto eines Plexiglasmodells zeigt die Anordnung der beiden Schrauben im Verdichter.

Der Atlas Copco Prüfstand basiert auf einem GA75VSD Doppelschraubenverdichter, der ebenfalls mit zwei Testölen im Vergleich zu einem VG46 Einbereichsöl betrieben wurde. Die Testöle hatten beide einen VI von 180 und wiesen eine hohe Scherstabilität auf. Es kamen zwei unterschiedliche Viskositätsklassen zum Einsatz, VG46 und VG55.
Im Unterschied zum Kaeser Prüfstand konnte der Auslassdruck am AtlasCopco Prüfstand genau auf einen Zielwert, hier 8 bar, 10 bar bzw. 12,5 bar eingeregelt werden. Der Saugdruck lag bei allen Tests bei 1 bar. Die Öltemperatur wurde auf 90 °C eingestellt. Die spezifische Leistungsaufnahme wurde aus dem Volumenstrom und der Stromaufnahme ermittelt.

Ergebnisse und Diskussion

Die Versuche auf den Doppelschraubenverdichtern von Kaeser und AtlasCopco haben signifikante Effizienzsteigerungspotentiale aufgezeigt. Die größte Steigerung konnte unter größten Kompressionsanforderungen erzielt werden (hohe Öltemperatur, hoher Ausgangsdruck, maximales Fördervolumen). Das scherstabile VG46 Öl mit VI 200 ergab eine um 4,3% gesteigerte Effizienz auf dem Kaeser SX4 gegenüber dem Originalöl.
Nach dem Versuch wurden Ölproben genommen und im Labor untersucht. Das nicht-scherstabile Öl ist bereits nach einem Versuchstag nicht mehr im VG46 Bereich, hat also mehr als 10% seiner Viskosität verloren. Die scherstabile Formulierung weist eine unveränderte Viskosität auf.
Öle mit hohem Viskositätsindex müssen scherstabil sein, um die volle Effizienzsteigerung zu ermöglichen und um die hohe Performance über die Dauer eines typischen Ölwechselintervalls von z.B. 6000 Stunden zu liefern.

Fluid	VI	T_{Oil} (°C)	P_{Air} (bar)	P_{Total} (W)	Air flow rate (L/min)	$P_{specific}$ (Wmin/L)	Relative efficiency improvement (%)
Kaeser Sigma Fluid Mol VG46	106	92	8.38	3111	294	10.56	-
		73	9.11	3242	310	10.44	-
High VI shear stable VG46	200	93	8.85	3226	308	10.48	4.3
		74	9.43	3321	321	10.36	2.9
High VI non-shear stable VG46	200	93	8.85	3215	299	10.77	1.5
		75	9.39	3310	315	10.52	1.0

P_{Air}	Air pressure at air discharge
T_{Oil}	Compressor oil temperature
P_{total}	Total power demand of compressor unit
Air flow rate	Air flow at air outlet side (dry air at P_{Air})
$P_{specific}$	Power demand of compressor unit devided by air flow rate

Tabelle 2: Versuchsergebnisse auf Kaeser SX4: Das scherstabile VG46 Öl mit VI 200 erlaubt eine Effizienzsteigerung um maximal 4,3 % gegenüber dem Referenzöl mit VI 106. Die relative Erhöhung der Effizienz wurde aus der spezifischen Leistungsaufnahme, dem Druckverhältnis und der Annahme einer adiabaten Verdichtung berechnet.

Fluid	VG	VI	KV90 (cSt)	T_{Oil} (°C)	P_{air} (bar)	$P_{specific}$ (Wmin/L)	Relative efficiency improvement, (%)
Shell Corena S3 R46	46	105	8.69	90	8	7.11	-
				90	10	7.92	-
				90	12.5	9.11	-
High VI, shear stable VG46	46	180	11.05	90	8	6.99	1.7
				90	10	7.77	1.9
				90	12.5	8.91	2.2
High VI, shear stable VG55	55	180	12.55	90	8	7.00	1.6
				90	10	7.75	2.2
				90	12.5	8.87	2.7

Tabelle 3: Versuchsergebnisse auf Atlas Copco GA75 VSD

Auf der AtlasCopco Maschine wurden zwei Öle mit VI180 jedoch unterschiedlicher KV40 gegenüber einem VG46 Referenzöl getestet.
Beide Öle haben zu einer Effizienzsteigerung geführt, die mit steigendem Auslassdruck größer wurde. Da die Öltemperatur 90 °C betrug wurde die kinematische Viskosität bei 90 °C in die Tabelle 3 aufgenommen. Bei hohem Druckverhältnis korreliert die Effizienzsteigerung mit der Viskosität unter Betriebsbedingungen.
Die größte Effizienzsteigerung wurde mit einem scherstabilen VI 180 Öl mit 55cSt (bei 40 °C) bei 12,5 bar erreicht. Es konnten 2,7% Energie bei gleicher Nutzleistung eingespart werden.

Fazit

Die Eigenschaften von Luftverdichterölen haben einen signifikanten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Kompressors. Für den effizienten Betrieb von Druckluftanlagen kommt dem volumetrischen Wirkungsgrad des Kompressors eine besondere Bedeutung zu. Die durch einen hohen Viskositätsindex und damit höhere Viskosität bei Betriebsbedingungen erreichbare bessere Abdichtung des Förderelements erhöht den volumetrischen Wirkungsgrad und damit üblicherweise auch die Gesamteffizienz von Druckluftanlagen. Der Abdichtungsvorteil kann durch die Verwendung scherstabiler Öle mit hohem VI erreicht werden. Effizienzsteigerungen von bis zu 4,3 % konnten mit Fluiden basierend auf Grp III Basisölen und Polyalkylmethacrylat-basierten VI Verbesserern erzielt werden.

Es wäre wünschenswert, dass die Potentiale zur Effizienzsteigerung im Sinne einer verbesserten Nachhaltigkeit ausgeschöpft werden und das relativ einfache Mittel eines Ölwechsels auch in Bestandsanlagen genutzt wird [3]. (ArePron: Praxisleitfaden Ressourceneffizienz-Produktion 2021)

Literatur

[1] NFPA Technology Roadmap 2021 „Improving the design, manufacture and function of fluid power components and systems“

[2] „Performance demonstration reports“ on www.DYNAVIS.com; Nick Augusteijn in Lubes´n Greases EMEA, June 2020, pages 21-24; G. Huster, A. Smirnov, F.-O. Mähling, L. Voigt, T. Schimmel, T. Bartels, „Performancesteigerung einer KraussMaffei Spritzgießmaschine durch scherstabile HVLP Fluide – Eine Langzeitstudie“, O+P Fluidtechnik, 2020

[3] ArePron „Praxisleitfaden Ressourceneffizienz-Produktion“ 2021

Autoren

Frank-Olaf Mähling, Global Technology Manager Industrial, Evonik Operations GmbH, 64293 Darmstadt

Christoph Wincierz, European Industry Relations Manager Industrial, Evonik Operations GmbH, 64293 Darmstadt

Thilo Krapfl, Vice President Industrial, Evonik Operations GmbH, 64293 Darmstadt

Thorsten Bartels, Director Application & Performance Testing Europe, Evonik Operations GmbH, 64293 Darmstadt

Lucas Voigt, Performance Test Laboratory Manager, Evonik Operations GmbH, 64293 Darmstadt

E. Kuhn

Untersuchungen zur Schmierfett-Thixotropie

Zusammenfassung:

Das Phänomen Thixotropie beschreibt eine starke Eigenschaftsänderung eines Materials während einer Beanspruchung und eine erneute Veränderung während einer Ruhephase. Es wurde vor ca. 100 Jahren von H. Freundlich systematisch untersucht und beschrieben. Im Vortrag wird die Frage nach den Triebkräften für die beobachteten Mechanismen gestellt und mit Ergebnissen aus experimentellen Untersuchungen verdeutlicht.

Abstract:

The phenomenon thixotropy describes a strong change in properties of a material during stress and a renewed change during a resting phase. It was systematically examined and described by H. Freundlich about 100 years ago. In the lecture the question of the driving forces for the observed mechanisms is posed and clarified with results from experimental investigations.

Einleitung

Das Phänomen und der Begriff der *Thixotropie* sind seit ca. 100 Jahren beobachtet und in unterschiedlicher Weise definiert. Die ersten Untersuchungen wurden von H.Freundlich und seinen Mitarbeitern in den 20iger Jahren des vorigen Jahrhunderts durchgeführt. Daraus resultierten eine Reihe von wissenschaftlichen Beschreibungen und Interpretationen der gewonnen experimentellen Ergebnisse. Zunächst galt die Bezeichnung und damit verbundene Beobachtung für das Verhalten einer konzentrierten Eisenoxyd-Lösung [1].

In der Tribologie wurden in den vergangenen Jahren eine Reihe von experimentellen Arbeiten im Zusammenhang mit dem Begriff *Thixotropie* veröffentlicht. Hier sind die Publikationen von R.Czarny zu nennen, z.B. [2] und [3], und dann weiterführende Arbeiten von Paszkowski [4]. Diese Untersuchungen benutzen Schmierfette, also ein gänzlich anderes Material als die frühen Freundlich-Experimente. Czarny bemerkte in seinen Veröffentlichungen, dass Schmierfette nur partiell thixotrope Effekte zeigen und spricht über mögliche ablaufende Mechanismen. Paszkowski untersucht mittels Rheometer, AFM und Spektroskopie beanspruchte und in einer sich anschließenden Ruhephase befindliche Schmierfette. Er stellt u.a. Aktivitäten bei der Zahl der OH-Bindungen fest.

Rheometerexperimente

Durchgeführt wurden Tests mit Modellfetten, die ausschließlich aus Grundöl und einem Feststoff (Verdicker) bestanden. Die Experimente bestanden aus 3 Arbeitsschritten. Schritt 1 Scherung des Fettes im Rotationsversuch (10h), Schritt 2 ist eine sich anschließende Ruhephase, die, um das Verhalten beobachten zu können, eine äußerst schwache Oszillation beinhaltet ($\gamma = 0{,}02\%$, 15h). Danach erfolgt abermals eine Rotation. Über die ganze Versuchsdauer wird eine Temperierung auf 30°C=konst. durchgeführt (siehe Bild 1).

Das Verhalten im ersten Testabschnitt, also bei Scherbeanspruchung ist in vielen Publikationen beleuchtet worden. Es ist der vom Autor oft beschriebene Schmierfettverschleiß, der hier indirekt erkennbar wird. In dieser Prozessphase laufen gegensätzliche Mechanismen ab [7]. Im Vortrag steht das Verhalten im zweiten

Abschnitt, der „Ruhephase“ im Fokus.

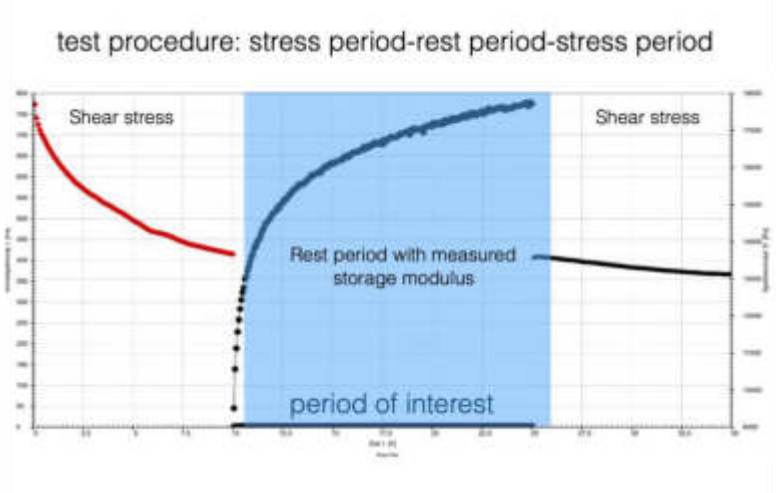


Bild 1: Testprozedur der durchgeführten experimentellen Untersuchungen [5], im mittleren Teil ist der Verlauf des Speichermoduls aufgezeichnet (super schwache Oszillation)

Struktur und Stabilität

Die Frage nach den ablaufenden Mechanismen ist in der Literatur immer wieder beantwortet worden. Wir finden in der ersten Phase eine Fragmentierung der Agglomerate, in der zweiten Phase eine Neubildung von Bindungen und abermals eine Fragmentierung im 3. Abschnitt. Der Frage warum das System dieses Verhalten zeigt, wollen wir uns in Verbindung mit Strukturbetrachtungen nähern.

Die Struktur eines Schmierfettes sei durch die Geometrie und Anordnung des Feststoffes beschrieben [6]. Zunächst sei angenommen die Ausgangsstruktur spiegelt ein Gleichgewicht, mindestens aber einen stabilen Zustand wider. Der einsetzende Reibungsprozess im Schmierfettfilm offenbart völlig neue Prozessbedingungen und das System „beanspruchtes Schmierfettvolumenelement“ verlässt augenblicklich den stabilen Zustand. Auf der Suche nach Bedingungen für eine minimale Entropieproduktion, denn ein thermodynamisches Gleichgewicht ist ohne Beendigung des Reibungsprozesses oder Selbstzerstörung nicht erreichbar, wird eine Struktur gebildet, die einen stabilen Zustand ermöglicht (stationärer Zustand). Nun wird der Reibungsprozess im Versuchsalgorithmus gestoppt, Wärme wird weiterhin konstant zugeführt. Das System bekommt im erreichten stationären Zustand wiederum völlig neue Prozessbedingungen. Es wird sich eine Struktur finden, die für diese neuen Bedingungen Stationarität ermöglicht. Das System sucht diesen Weg aktiv, wir sind passive Beobachter. Die erzwungene Instabilität zu Beginn des zweiten Abschnittes rückt das System in Gleichgewichtsferne und bietet die Wahrscheinlichkeit für die Bildung von Ordnungsstrukturen. Die kontinuierliche Wärmeenergiezufuhr und die neue Deformation der bereits deformierten Struktur sollen dabei Berücksichtigung finden.Um eine Idee über die systeminitiierten Vorgänge zu erhalten, untersuchen wir die Möglichkeiten und Bedingungen für eine Instabilität als Voraussetzung für das inhärente Bemühen.

Als Kriterium für das wahrscheinliche Auftreten einer Instabilität wird

$$\frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial t}\delta^2 S = \sum_{\rho} \delta J_\rho \delta X_\rho < 0$$

benutzt [8]. Es wird die produzierte Exzessentropie untersucht, also die Abweichungen der Ströme und Kräfte vom stationären Zustand. Für die Entropieproduktion soll einschränkend betrachtet werden

$$\frac{dS_i}{dt} = \frac{dS_{i(elast)}}{dt} + \frac{dS_{i(coag)}}{dt}$$

Im Vortrag werden daraus Konstellationen abgeleitet, die das beobachtete Verhalten interpretieren und Versuchsergebnisse dargestellt (Bild2).

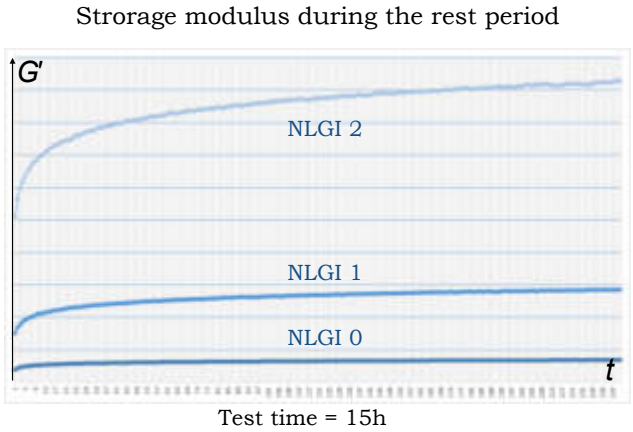


Bild 2: Verlauf des Speichermoduls in der „Ruhephase“ eines Modellfettes [5]

Literatur

[1] Freundlich, H.; Rawitzer,W.: Über die Thixotropie des konzentrierten Eisenoxydsols. *Kolloidchemie. Beihefte* 1927 XXV (5...8)

[2] Czarny, R. Einfluss der Thixotropie auf die rheologischen Eigenschaften der Schmierfette. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 36(1989)3

[3] Czarny,R.: Effect of temperature on the thixotropic phenomenon in lubricating greases.*Proceed. of Japan. Intern. Tribology Conf.* Nagoya, 1990

[4] Paszkowski,M.; Olsztynska-Janus,S.: Grease thixotropy: evaluation of grease microstructure change due to shear relaxation. *Industrial Lubrication and Tribology*, 66/2 (2014) 223-237

[5] Kuhn,E.: About the nature of lubricating grease-thixotropy. Submitted paper

[6] Kuhn, E.: Zur Tribologie der Schmierfette. Expert verlag 2017, 2.Aufl.

[7] Kuhn,E.: Aspects of Self-Organization of Tribological Stressed Lubricating Greases.*Lubricants* 2020, *8*, 28; doi:10.3390/lubricants8030028

[8] Prigogine,I.: Vom Sein zum Werden. *R.Piper & Co* 5.Aufl. Muenchen 1988

Prof.Dr. E. Kuhn, TREC, Inst. für Kon. +Prod.entw. HAW Hamburg Berliner Tor 21, 20099 Hamburg

Matzke, Markus; Beyer-Faiss, Susanne; Grebe, Markus; Höger, Olav

Thermo-oxidative grease service life evaluation – laboratory study with the catalytically accelerated method using the RapidOxy

Zusammenfassung:

Die zunehmenden Anforderungen an die Produktlebensdauer, einschließlich geringerer Ausfallraten und höherer Belastungen, stellen eine Herausforderung für Schmierfette dar und es sind geeignete Methoden zur Abschätzung der Fettgebrauchsdauer erforderlich. Thermo-Oxidation ist ein dominanter Degradationsmechanismus in vielen Automobilanwendungen bei erhöhten Betriebstemperaturen. Bei der Tribologie-Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie (GfT) 2019 wurde die Bosch-Methode zur quantitativen beschleunigten Prüfung der thermo-oxidativen Stabilität von Fetten mit dem RapidOxy Gerät vorgestellt. Diese Methode unterscheidet sich von der ASTM D8206 und der DIN 51830-1, da sie das Fett in Kontakt mit den Oxidationskatalysatoren Stahl oder Messing untersucht und zusätzlich zur Berechnung der Arrhenius-Aktivierungsenergie des Fettes verwendet wird. Die Oxidationsinduktionszeit, die durch eine signifikante Abnahme des Druckgefälles im Autoklaven angezeigt wird, wird als Kriterium für die Lebensdauer des Fettes verwendet. Die Methode wurde in der DIN-Arbeitsgruppe "Fettalterung" vorgestellt und eine Laborstudie mit Beteiligung von sieben Mitgliedslaboratorien wurde durchgeführt. Ziel dieser Studie war es, die Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit dieser Methode zu bewerten und die Anwendung des Arrhenius-Gesetzes für diesen Mechanismus zu überprüfen. Die Studie wurde mit einem handelsüblichen Schmierfett der NLGI-Klasse 2 durchgeführt, das aus einem Lithium-12-Hydroxystearat-Verdicker, Mineralöl und einem Additivpaket besteht. Das Fett wurde in dünnen Schichten entweder auf Stahl- oder Messingplatten bei 130 °C, 145 °C und 160 °C aufgetragen und die Oxidationszeit gemessen. Die Oxidationsinduktionszeiten bei verschiedenen Temperaturen wurden zur Ableitung der Aktivierungsenergien der Arrhenius-Gleichung für beide Plattenmaterialien verwendet. Die Anwendbarkeit des Arrhenius-Gesetzes wurde durch R^2-Werte über 0,998 für eine lineare Regression im Arrhenius-Diagramm verifiziert. Die Ergebnisse zeigten eine bemerkenswert geringe Streuung der verschiedenen Aktivierungsenergiebeträge. Die Werte der Aktivierungsenergie des untersuchten Fettes lagen im Bereich von 126 - 134 kJ/mol bei Stahl- und 99 - 113 kJ/mol bei Messingkontakt. Die Druckkurve als Bewertungskriterium wurde mit der Sichtprüfung und rheologischen Fließkurven verglichen. Basierend auf den Ergebnissen dieser Gemeinschaftsstudie und auf internen Erfahrungen bei Bosch wurde diese Methode dem DIN im Jahr 2020 zur Definition als neue Industrienorm vorgeschlagen. Der Entwurf "DIN 51830-2 Prüfung von Schmierfetten - Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit von Schmierfetten - Teil 2: Bestimmung der Arrhenius-Aktivierungsenergie des thermo-oxidativen Abbaus" befindet sich derzeit in der Begutachtung des DIN-Arbeitskreises und ein offizieller Ringversuch mit mehreren Schmierfetten und weiteren Laboren ist in Vorbereitung.

Abstract:

With increasing product lifetime requirements including reduced failure rates and higher loads greases are challenged and appropriate methods for grease service life estimation are necessary. Thermo-oxidation is one dominant degradation mechanism in many automotive applications at elevated operating temperatures.
At 60th German Tribology Conference 2019, the Bosch method for quantitatively accelerated testing of thermo-oxidative stability of greases with the RapidOxy test apparatus was presented. This method differs from ASTM D8206 and DIN 51830-1 because it measures the grease in contact with the oxidation catalysts steel or brass and it is additionally used to calculate the Arrhenius activation energy of the grease. The oxidation induction time which is indicated by a significant decrease of the autoclave pressure gradient is applied as criterion for grease service life. The method was introduced to the DIN working group “grease ageing” and a laboratory study with participation of seven member laboratories was carried out. The objective of this study was to evaluate repeatability and reproducibility of this method and to verify the application of Arrhenius law for this mechanism. The study was carried out with a commercially available lubricating grease of NLGI-class 2 which consists of a lithium 12-hydroxystearate thickener, mineral oil and an additive package. The grease was spread in thin layers on either steel or brass plates and the activation energy was measured at 130 °C, 145 °C and 160 °C. The oxidation induction times at different temperatures were used to derive the activation energies of the Arrhenius equation on both plate materials. The applicability of Arrhenius law was verified by R^2-values above 0,998 for a linear regression in the Arrhenius plot. Results indicated remarkably low scattering of values. The values of activation energies of this specific grease were in the range of 126 - 134 kJ/mol on steel and 99 - 113 kJ/mol on brass. The pressure curve as evaluation criterion was correlated with visual inspection and rheological flow curves.
Based on the results of this collaborative study and on internal experiences at Bosch, this method was proposed to DIN in 2020 for definition as a new industry standard. The draft “mDIN 51830-2 Testing of greases - Determination of oxidation resistance of greases - Part 2: Determination of the Arrhenius activation energy of thermo-oxidative degradation” is currently in review of the DIN working group and an official round robin test with several greases and more laboratories in currently in preparation.

1. Background and motivation

Grease-lubricated automotive components with long lifetimes at elevated temperatures rely on proper lifetime lubrication. Therefore, the service life of the lubricating grease must be known and meet the lifetime requirements of the machine element. With increasing product lifetime requirements including reduced failure rates and higher loads greases are challenged and appropriate methods for grease service life estimation are necessary. Thermo-oxidation is one dominant degradation mechanism in many automotive applications at elevated operating temperatures. Since grease testing under field-typical conditions is not efficient, accelerated endurance tests are needed. Dornhöfer presented a Bosch internal method for accelerated estimation of thermo-oxidation of greases at the GfT conference 2016 [1]. In his test method he already applied the contact of grease with catalytically active materials steel or brass. Beyer-Faiss also reported from tests for thermo-oxidation and clearly pointed out the relevance of contact with brass alloys as accelerator for lubricant degradation [2]. This knowledge was considered when the new method with the RapidOxy as used in our study was developed. The RapidOxy autoclave tests has already be standardized as ASTM D8206 (2018) “Oxidation Stability of Lubricating Greases – Rapid Small Scale Oxidation Test (RSSOT)” [3] and the corresponding DIN 51830-1 “Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit von Schmierfetten - Teil 1: Beschleunigtes Verfahren” [4]. Both standards apply the same criterion as established for oils, namely the time until the pressure has decreased by 10 % of its initial maximum value. From this criterion, the depletion of the antioxidant and the corresponding end of grease service life cannot be determined. Furthermore, both standards do not take the contact the contact with steel or brass as used in applications into account. Therefore, at the GfT conference in 2019, the Bosch method for quantitatively accelerated testing of thermo-oxidative stability of greases with the RapidOxy was presented [5]. This method differs from ASTM D8206 and DIN 51830-1 because it measures the grease in contact with the oxidation catalysts steel and brass and is used to calculate the Arrhenius activation energy of the grease. The oxidation induction time which is indicated by a significant decrease of the autoclave pressure gradient is applied as criterion for grease service life.

2. Scope of investigation

The first objective of this study was to evaluate this new method in an increased number of established grease laboratories. Furthermore, this should provide a first indication of method repeatability and reproducibility. The approach was an experimental study with participation of seven laboratories which are working on lubricating greases and members of the DIN working group “grease ageing”.

3. Method description

3.1. Test preparation and parameters

All measurements were carried out with the RapidOxy tester from Anton Paar GmbH. The grease sample is applied to a cleaned steel or brass sheet of 26 mm x 26 mm (***Figure 1***, left). The metal sheet is cleaned by thoroughly wiping it first with acetone, then with isopropanol and last with petroleum ether. Steel or brass is used as a carrier for the grease in order to take into account its catalyzing properties for the oxidation of the grease and to design test conditions which are similar to real use conditions where greases are in contact with steel surfaces. The amount of grease is weighed to 0.5 g and spread with a spatula to an even layer on the metal plate. The sample is then placed in the cleaned

glass petri dish that is provided with the device and a fresh FKM O-ring is placed in the groove (***Figure 1***, middle).

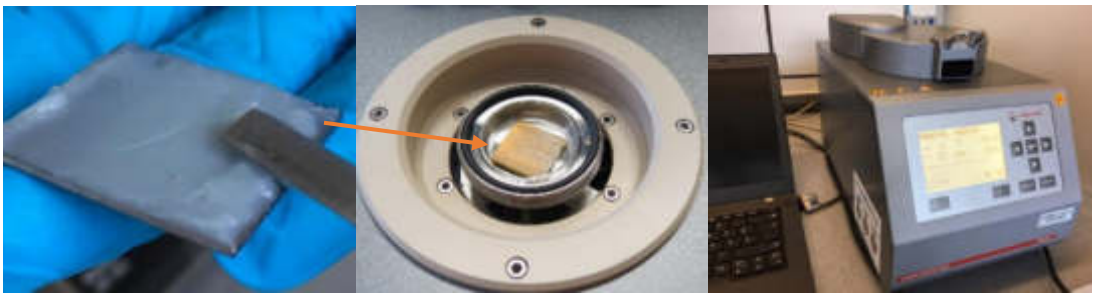


Figure 1: Application of grease sample on plate (left), open pressure chamber with grease sample on steel plate in petri dishes (middle) and whole test instrument with close safety hood (right)

Finally, the lid is screwed on the chamber and the safety hood is placed and locked over the autoclave. After that, the chamber is flushed with pure oxygen gas and then pressure is increased to the defined initial value of 700 kPa. The gas valve is closed and the heating to the desired temperature starts. During and after heating the internal chamber pressure is recorded. The instrument stops the test as soon as the termination criterion is reached. Typically, the termination criterion is set to the pressure decrease of 30 % from the initial maximum value. The value of 30 % has been defined to fully achieve the significant drop of pressure. In some cases depending on the grease type a higher value is necessary.

Test parameters:

Grease sample amount:	0.5 g
Plate materials:	Non-alloyed quality steel (1.0330); brass (CW508L, formerly 2.0321 / CuZn37)
Initial oxygen pressure:	700 kPa
Temperatures:	130 °C, 145 °C; 160 °C

Grease sample:

The study was carried out with a commercially available lubricating grease of NLGI class 2, which consists of a Lithium 12-hydroxystearate thickener, a mineral oil of a kinematic viscosity of 100 mm²/s at 40 °C and an additive package that includes an antioxidant additive. The grease was provided to all seven laboratories from the same manufacturing batch.

3.2. Estimation of oxidation induction time from pressure curve results

A typical test protocol for the grease is displayed in ***Figure 2***. After the test start, the sample and the gas volume in the autoclave is heated up. Since the volume is closed the internal pressure increases. After that, the pressure steadily decreases with an almost linear and comparably flat slope. Pressure is decreasing because of oxidation of grease components. It is assumed that the initial oxygen pressure decrease is caused by the oxidation of protecting antioxidant additive, which is supposed to prevent degradation of the base oil and thickener. After a certain duration, the pressure sharply decreases. This point corresponds to the nearly full depletion of the antioxidant and the beginning

oxidation of base oil and thickener. This duration shall be called the **oxidation induction time** (**OIT**) which is a function of grease composition and test conditions. The full depletion of the antioxidant additive is the end of useful service life of the grease since it is not recommended to operate components with degraded base oil or thickener. The desired lubrication properties would be affected and proper component operation and reliability could not be guaranteed.

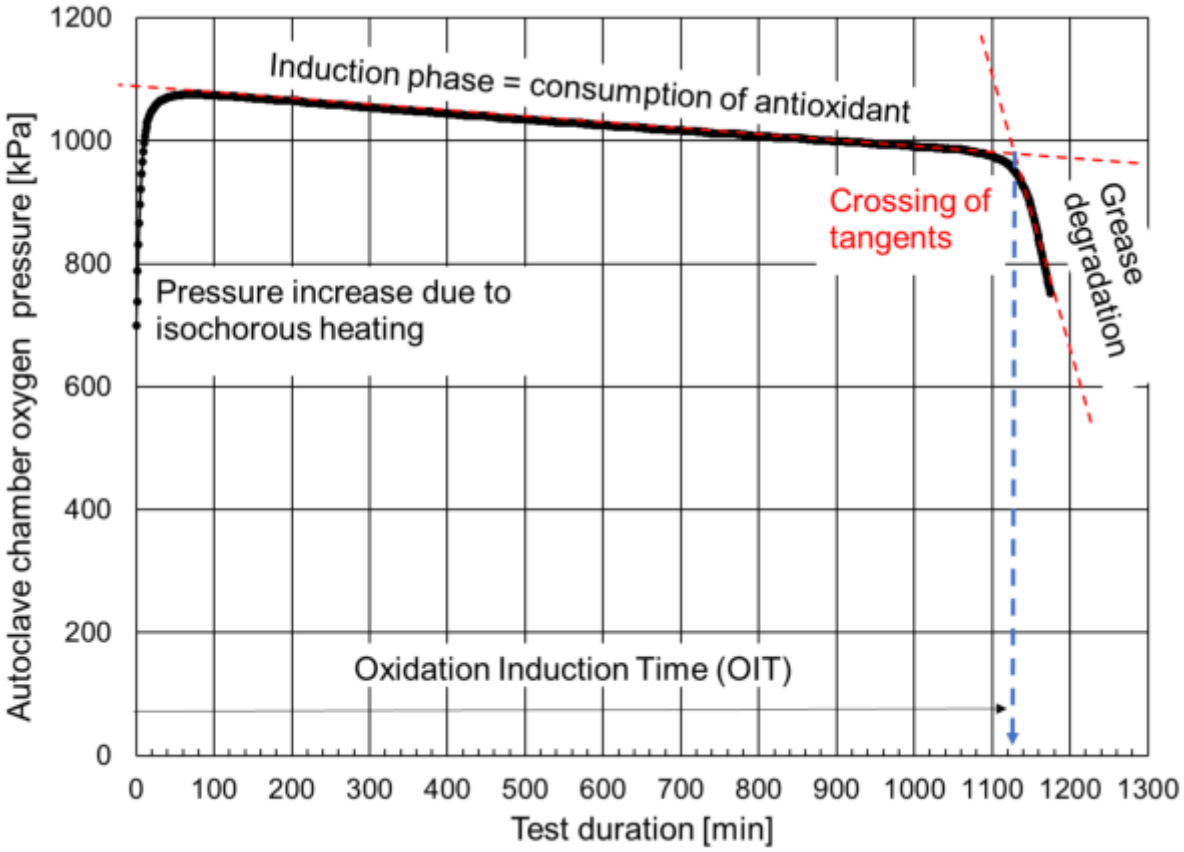


Figure 2: Typical pressure curve in autoclave during typical single experiment and evaluation of oxidation induction time by crossing of two fitted tangents

3.3. Calculation of Arrhenius activation energy

As described by Dornhöfer in 2016 [1] the service life of a grease must be estimated and meet the requirements of the temperature load collective over product lifetime. For this, the Arrhenius equation ***(equation 1)*** is applied and the activation energy E_A must be evaluated.

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_A}{R \cdot T}} \quad \textbf{(equation 1)}$$

with:

k	is the rate constant for the chemical reaction, in this case the oxidation rate
T	is the absolute temperature (in Kelvin)
A	is the pre-exponential factor, a constant for each chemical reaction. According to collision theory, A is the frequency of collisions in the correct orientation
E_A	is the activation energy for the reaction (in the same units as $R \cdot T$)
R	is the universal gas constant (8,314 $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$)

The activation energy can be calculated when oxidation induction times as expression for oxidation rate at different test temperatures are determined. With application of the natural logarithm to equation 1 the equation can be expressed as a linear equation ***(equation 2)***:

$$\ln k = -\frac{E_A}{R} \cdot \frac{1}{T} + const. \quad \textbf{(equation 2)}$$

When the logarithmic values for OIT (equals "$\ln k$") are plotted versus the inverse absolute temperature $\frac{1}{T}$ the results should follow a linear trend and the slope of the linear graph is equivalent to $\frac{E_A}{R}$.

4. Results

For the estimation of the activation energies of this grease in contact with steel and brass tests were conducted at 130 °C, 145 °C and 160 °C and oxidation induction times were determined as described in Chapter 3.2. Each temperature and plate material was measured twice in each laboratory. After a series of three temperatures, the Arrhenius activation energy was calculated from the gradient of the linear regression of oxidation induction times.

4.1. Oxidation induction times and Arrhenius activation energy on steel

Results of the logarithmic values of oxidation induction times on steel are plotted over the inverse absolute temperature in ***Figure* 3** in order to linearize the exponential Arrhenius law and enable a linear regression with a gradient that can be converted to the activation energy.

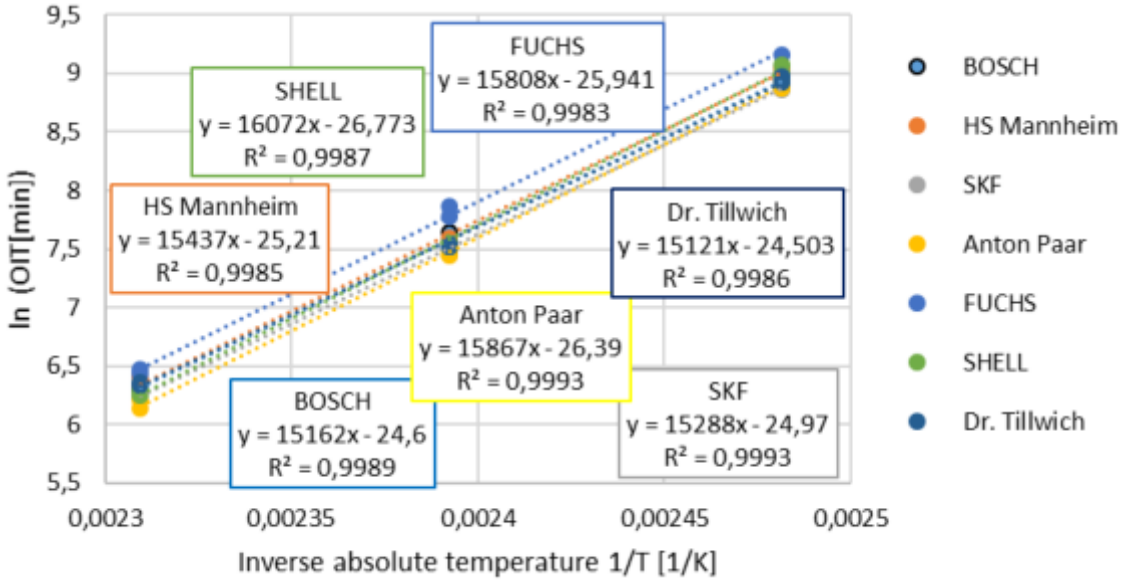


Figure 3: Arrhenius plot of *logarithmic* oxidation induction times at three temperatures on steel (zero offset for improved visibility of single data points)

The six measurement values of each laboratory were fitted with a linear regression and values for their coefficients of determination R^2 were calculated. Each laboratory achieved an excellent R^2 of at least 0,998 which means that the assumption of the Arrhenius equation is valid. Furthermore, the high values of R^2 are a clear indicator of the repeatability of measurements within each laboratory. The regression of all data points

from all laboratories together provided a R^2 of 0,996 demonstrates the reproducibility of results between different laboratories.

The Arrhenius activation energies were calculated by simple multiplication of the indicated slopes with the universal gas constant *R*. The results from the seven laboratories as well the arithmetic mean value are summarized in ***Table 1***. It must be emphasized that this was the first time for several laboratories to apply this evaluation routine of oxidation induction time. Furthermore, it needs to be pointed out that for this study there was no software routine available to estimate the oxidation induction time. Instead, this was carried out by the crossing of two manually fitted tangents. Values range from 126 kJ/mol to 134 kJ/mol which is a surprisingly low relative span of 6,2% of the arithmetic mean value despite the fact that the manual tangent fitting was done by seven different operators.

Table 1: Arrhenius activation energies on steel

	E_A=m*R/1000	E_A [kJ/mol]	slope m of linear regression [ln(min)*K]
BOSCH		126	15162
HS Mannheim KTM		128	15437
FUCHS		131	15808
Dr. Tillwich		126	15121
SHELL		134	16072
SKF		127	15288
Anton Paar		132	15867
arithmetic mean value		**129**	

4.2. Oxidation induction times and Arrhenius activation energy on brass

Results of the oxidation induction times on brass are plotted in ***Figure 4***. The coefficients of determination of the linear regression are above 0,99 for each laboratory series and are almost as high as on steel and verify the applicability of Arrhenius law also on brass.

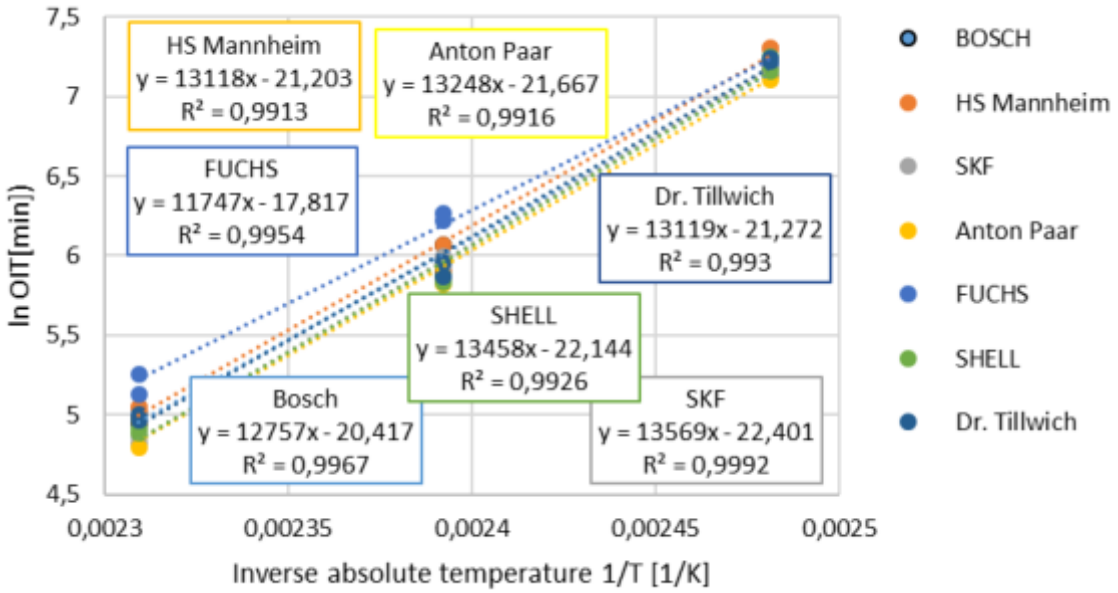


Figure 4: Arrhenius plot of logarithmic oxidation induction times at three temperatures on brass (zero offset for improved visibility of single data points)

The results of the activation energies on brass are summarized in ***Table 2***. Values range from 98 kJ/mol to 113 kJ/mol which is a relative span of 13,9% of the arithmetic mean value of 10 kJ/mol.

Table 2: Arrhenius activation energies on brass

	E_A=m*R/1000	E_A [kJ/mol]	slope m of linear regression [ln(min)*K]
BOSCH		106	12757
HS Mannheim KTM		109	13118
FUCHS		98	11747
Dr. Tillwich		109	13119
SHELL		112	13458
SKF		113	13569
Anton Paar		110	13248
arithmetic mean value		**108**	

It needs to be pointed out that the lower activation energy on brass does not indicate the lower resistance against thermo-oxidation. Instead, as the gradient of the linearized Arrhenius regression, the activation energy expresses the sensitivity against temperature variation. A lower activation energy means that the oxidation induction time is not as strongly affected by temperature increase than a grease with higher activation energy. In our case, the lower activation energy of 108 kJ/mol on brass (steel 129 kJ/mol) indicates that the oxidation induction time varies stronger by temperature variation in contact with steel than with brass. However, this does not express the overall stability. The total stability is expressed in the oxidation induction time at a defined temperature. In Figures a3 and 4 the natural logarithm of the oxidation induction time is applied to linearize the exponential Arrhenius equation and is plotted on the y-axis as “ln OIT”. The higher values of ln OIT on steel (10,5 - 13) express the longer service life of this grease on steel than on brass with ln OIT of 8,8 - 11,4. It can be concluded that the contact with brass, which is often used in machine elements like journal bearings or rolling bearing cages, catalyzes the thermo-oxidative degradation of this grease stronger than the contact with steel. Nevertheless, this finding cannot be generalized to all greases because different types grease components respond differently to contact with steel and brass.

4.3. Correlation of pressure decrease with rheological properties

In order to emphasize the high relevance of the chosen test criterion of oxidation induction time for the application in machine elements the following additional test series was carried out in the BOSCH grease laboratory in Renningen. 0,5 g of the same grease as in the previous measurements was tested in the RapidOxy at 150 °C on steel. The tests were stopped after 5%, 10 %, 15 %, 20% and 40 % decrease of initial relative pressure in order to evaluate the rheology of the grease after variable thermo-oxidative stress before and after the oxidation induction time.

The pressure curves with 5% and 10% pressure decrease indicate that the oxidation induction time was not reached, yet (***Figure 5***). The test stop after 15% pressure decrease is only few hours after the oxidation induction time and after 20% the thermo-oxidation has clearly reached the second regime. After these interrupted tests, greases were visually inspected and flow curves were measured. Photographs of the grease sample serve as a very first rough qualitative indicator of the state of degradation (***Figure 5***). After 5% and 10% the initial beige color has changed to a homogenous amber color and the initial contours of the spatula application are still visible as an indicator of residual

structural stability. After 15% the color is significantly darker in the center of the sample and oil can be found beside the plate. After 20% the sample has a shiny, liquid-like appearance and homogenous brown color. The spatula contour cannot be found any longer but the sample shows a liquid meniscus at the plate edges. Finally, after 40% the sample has become a dark sticky resin that has nothing in common with the original grease.

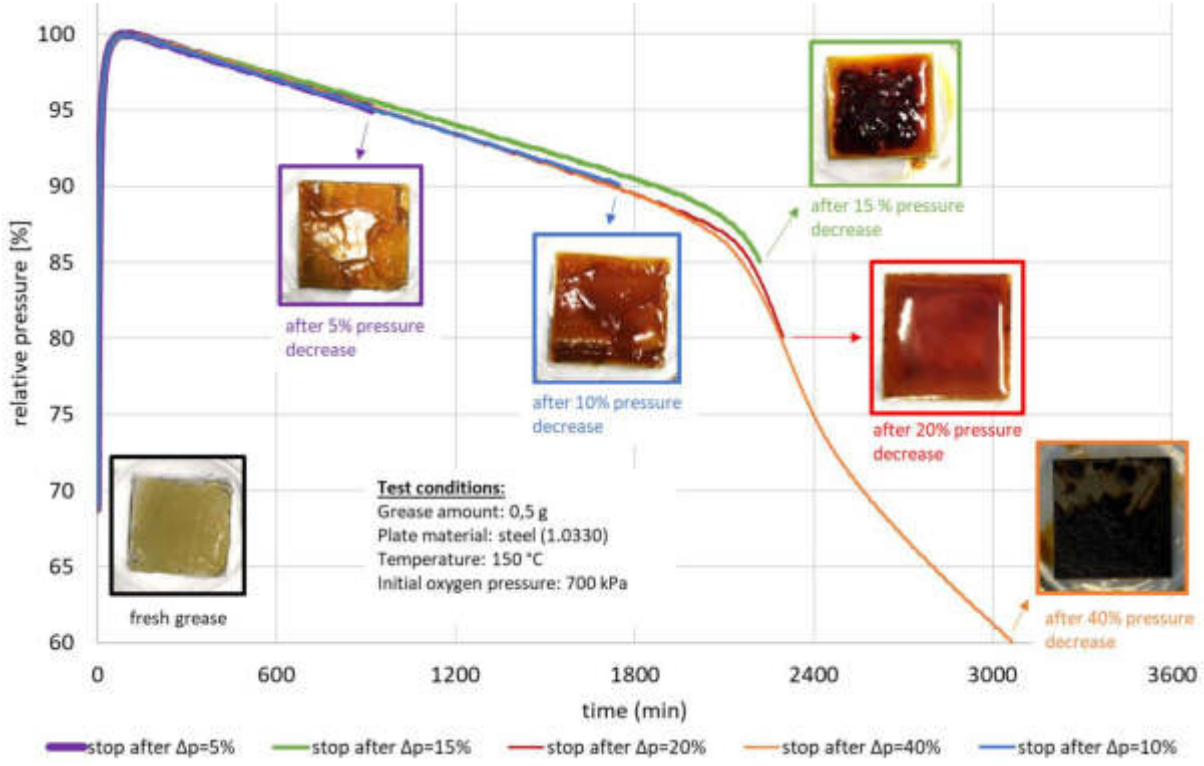


Figure 5: Pressure curves with stops after 5%, 10%, 15%, 20% and 40% decrease of relative pressure

The overview of flow curves is plotted in ***Figure 6***. In order to be able to display the wide range of values, a logarithmic scale of the y-axis is used in the overview of all curves. The more common linear scale of the y-axis was applied on a smaller range in ***Figure 7*** to achieve better discrimination of the curves. After the first 5% pressure decrease, the initial flow curve with an initial flow limit around 1000 Pa has shifted to a higher shear stress around 2000 Pa, which expresses a slightly stiffer consistency. After 10%, there is a significant change compared to 5% and the smooth flow curve does not indicate any inhomogeneity or partial degradation. After 15% and 20%, the flow curve exhibits a significant shift to lower values and there is almost no initial flow limit which would have to be expected for a grease. These flow curves resemble rather a Newtonian behavior of an oil than a Bingham behavior of a grease. This provides another evidence of the structural breakdown of this thickener right after the oxidation induction time. Such a grease without initial flow limit cannot remain in the desired position of the lubricated machine element. In such a condition, this grease, which is formulated as a rolling bearing grease (NLGI 2), would be thrown off by centrifugal forces even at very low rotational speeds. It is more than obvious that such a degraded grease after passing the oxidation induction time cannot meet its required specifications and must be considered as structurally failed. After passing the oxidation induction time the gradient of pressure increases which expresses that the rate of grease oxidation is significantly increased.

After 40% pressure decrease the flow curve is shifted to extremely high values around 50000 Pa which can be interpreted as a resinification of the base oil. In some cases this might provide a certain emergency lubrication but cannot be considered as engineering lubrication of high-performance machine elements.
The oxidation induction time, as it was identified in this study, is indicated by the transition from the first regime of linear and slow consumption of oxygen to the second regime of significantly faster decrease of oxygen pressure. During the first regime the grease is protected against thermo-oxidative degradation by its antioxidant additives. During this period the grease is supposed to sustain its desired structural and rheological properties. When the antioxidant content is fully consumed, there is no more protection of the thickener and base oil against thermo-oxidation. Thermo-oxidation of these main grease components leads to significant degradation which is reflected in its rheological properties and visual appearance.

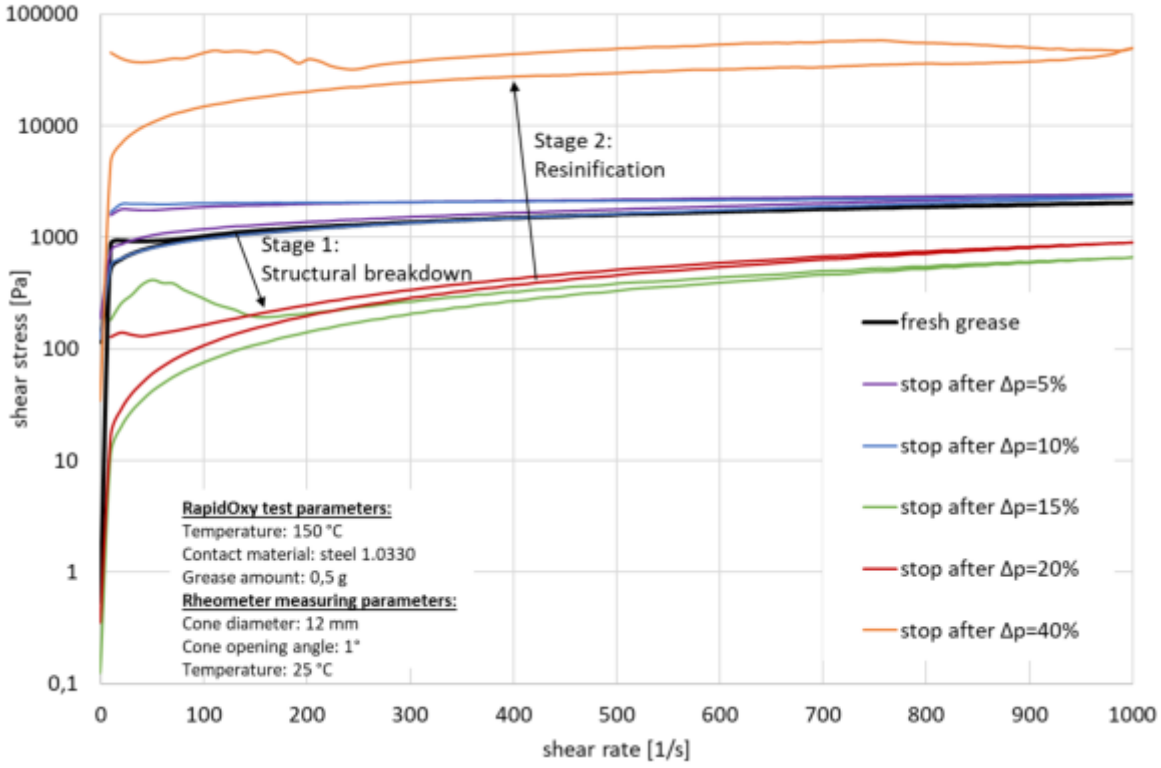


Figure 6: Rheological flow curves in cone-on-plate rheometer of grease after variable test duration in RapidOxy at 150 °C; logarithmic scale of shear stress

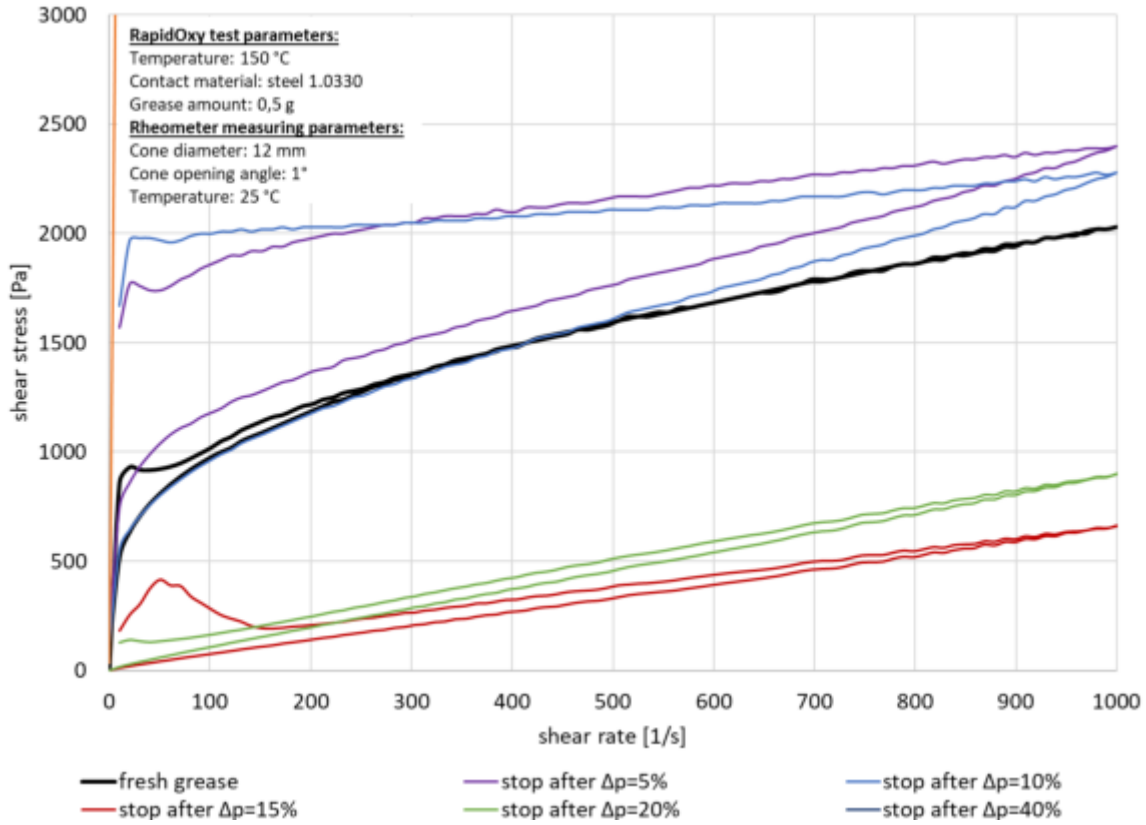


Figure 7: Rheological flow curves in cone-on-plate rheometer of grease after variable test duration in RapidOxy at 150 °C; detailed range of shear stress in linear scale

5. Conclusion

- The proposed test method has been positively evaluated by the DIN working group “grease ageing” for the determination of thermo-oxidative stability of the chosen lubricating grease and for calculation of the Arrhenius activation energy of its degradation kinetics.
- The new method takes the contact of grease with the catalytically active materials steel and brass, which are used in many machine elements, into account and simulates conditions which are more closely related to real application conditions.
- The oxidation induction time (OIT) as evaluation criterion, which is indicated by the significant oxygen pressure drop, corresponds with the structural degradation and failure of grease properties. Since the pressure decrease at oxidation induction time varies strongly with different grease formulations an arbitrary value of 10% as in ASTM D8206 or DIN 51830-1 cannot reliably detect the end of grease service life. Therefore, the criterion of oxidation induction time identification by the change of pressure gradient serves as a better indicator for grease service life in applications than an arbitrary value of pressure decrease of 10%.
- This study of seven laboratories indicated an acceptable repeatability and reproducibility and limited effort for the estimation of activation energies.
- Due to these positive results, the working group decided to standardize this method as DIN 51830-2. The draft version of this method has been submitted to the working group and is currently in review. In order to release this method as an official standard, values of repeatability and reproducibility need to be determined by an official round

robin test with at least 30 degrees of freedom. This round robin test is currently in preparation and laboratory measurements are expected to begin by the end of 2021.
- Additionally, measurement data with various grease compositions are being collected from several laboratories to evaluate for which grease formulation this test method and the criterion of sharp pressure drop can be applied.

6. Acknowledgements

Thank shall also be addressed to the DIN working group grease ageing for participation in this laboratory study and discussion of the method. Gratitude needs to be expressed to the people who carried out the measurements.

7. References

[1] Dornhöfer, G.: *Ermittlung der Schmierfettgebrauchsdauer mit zeitraffender Prüfmethode und Übertragbarkeit auf reales Temperaturkollektiv*; presented at GfT-Fachtagung 2016, Göttingen

[2] Beyer-Faiss, S.: *Prüfmethode zur Beurteilung der Alterungs- und Oxidationsstabilität von Schmierstoffen; p*resented at 14. International Colloquium Tribology 2004, Stuttgart/Ostfildern

[3] *ASTM D8206 (2018) Oxidation Stability of Lubricating Greases – Rapid Small Scale Oxidation Test (RSSOT*); 2018; Beuth-Verlag

[4] *DIN 51830-1 Prüfung von Schmierstoffen – Bestimmung der Oxidationsbeständigkeit von Schmierfetten – Teil 1: Beschleunigtes Verfahren*; 2020; Beuth-Verlag

[5] Matzke, M.; Dornhöfer, G.; Schöfer, J.: *Quantitatively-accelerated testing of grease oxidation – a parameter study with the RapidOxy*; presented at GfT-Fachtagung 2019, Göttingen

Author
Robert Bosch GmbH
Dr. Markus Matzke
Robert Bosch Campus 1 71272 Renningen
markus.matzke@de.bosch.com +49 711 811 10709

S. Tetora, C. Schadow, D. Bartel

Experimentelle Untersuchung der Einflussparameter auf False-Brinelling-Schäden in stillstehenden fettgeschmierten Wälzlagern

Zusammenfassung:

False-Brinelling-Schäden, welche bspw. durch Vibrationen von Maschinen bzw. Aggregaten ausgelöst werden oder während des Transportes bei widrigen Umgebungsbedingungen entstehen, können zu einer erhöhten Geräuschemission und zur Lagerlebensdauerreduzierung führen. Um die Qualität, Zuverlässigkeit und Langlebigkeit von Lagerungen zu erhöhen, sollten solche Schäden vermieden oder auf ein unschädliches Maß reduziert werden. Im Folgenden wird anhand einer in der Industrie anerkannten Prüfmethode der Einfluss der Grundölviskosität, des Grundöltyps bzw. der NLGI-Klasse auf das Schädigungsausmaß unter False-Brinelling-Bedingungen bei verschiedenen Temperaturen gezeigt. Dabei hat die Temperatur einen starken Einfluss auf die physikalisch-rheologischen Eigenschaften des Fettes. Darüber hinaus wird das Potential zur Reduzierung von False-Brinelling-Schäden aufgezeigt.

Abstract:

False brinelling damage, which can be caused by vibrations of machines or units or during transport under adverse ambient conditions, can lead to increased noise emissions and a reduction in bearing service life. In order to increase the quality, reliability and longevity of bearings, such damage should be avoided or reduced to a harmless level. Using an industrial accepted test method, the influence of base oil viscosity and type respectively of the NLGI class on damage under false brinelling conditions at different temperatures is shown. Thereby, the temperature has a strong effect on the physical-rheological properties of the grease. Furthermore, the potential for reducing false brinelling damage is demonstrated.

1. Motivation

False-Brinelling ist eine Verschleißerscheinung bei stillstehenden Wälzlagern, die dynamischen Belastungen und/oder Schwenkbewegungen mit sehr kleinen Amplituden ausgesetzt sind. Die dynamischen Belastungen mit sehr kleinen oszillierenden Bewegungen können bspw. durch Vibrationen von Maschinen bzw. Aggregaten ausgelöst werden oder beim Transport mit dem Lkw, der Eisenbahn und dem Schiff auftreten. Außerdem können vergleichbare Beanspruchungen in Blattlagern von Windkraftanlagen, in Lagerungen von Mehrachsrobotern oder Motorrad-Lenkkopflagern entstehen [1–5]. Die fettgeschmierten Wälzlager werden aufgrund des geringen konstruktiven Aufwands und des kostengünstigen Betriebes, im Vergleich zu ölgeschmierten Lagerungen, in allen Bereichen des Maschinen- und Fahrzeugbaus sehr häufig eingesetzt. Allerdings sind fettgeschmierte Wälzlager deutlich empfindlicher für False-Brinelling [6–8]. Oft sind die verwendeten Schmierfette nicht für stillstehende Lager unter dynamischen Beanspruchungen entwickelt, sondern für den rotierenden Betrieb, wobei ein elasto-hydrodynamischer Schmierfilm gebildet wird. Werden Maschinen, Anlagen oder Fahrzeuge mit den im Stillstand durch False-Brinelling geschädigten Wälzlagern in Betrieb genommen, können abhängig vom Schädigungsausmaß erhöhte Laufgeräusche, aber auch Frühausfälle durch Ermüdungsschäden entstehen. Dadurch werden unvorhergesehene Instandsetzungsarbeiten erforderlich, welche zu hohen Maschinenausfall- und Reparaturkosten führen. Um solche unerwarteten Kosten und Anlagenstillstände zu vermeiden, werden neben anderen Maßnahmen von Maschinen- und Fahrzeugherstellern zusammen mit Lager- und Schmierstoffherstellern gezielt Schmierfette für den Einsatz unter False-Brinelling-Bedingungen entwickelt. Um die Eignung solcher Schmierfette zu prüfen, können Prüfstände (einige Beispiele sind in [2, 8] angeführt) verwendet oder Transportversuche durchgeführt werden. Da Transportversuche sehr kostenintensiv und zeitaufwendig sind und viele der in der Literatur benannten Prüfstandstests häufig nicht mit den Erfahrungen aus der Praxis korrelieren, wurde in [7] speziell für diese Anwendung ein Wälzlagerprüfstand für hochdynamische Belastungen und Bewegungen entwickelt. Im Folgenden wird basierend auf diesem Prüfstand und dem in der Schmierstoff-, Wälzlager- und Fahrzeugindustrie anerkannten Prüfverfahren der Einfluss der Grundölviskosität, des Grundöltyps bzw. der NLGI-Klasse auf das Schädigungsausmaß unter

False-Brinelling-Bedingungen bei verschiedenen Temperaturen gezeigt und das Potential zur Reduzierung von False-Brinelling-Schäden vorgestellt.

2. Experimentelle Untersuchung der Einflussparameter

Das Schadenausmaß unter False-Brinelling-Bedingungen kann durch verschiedene Parameter beeinflusst werden. Einerseits können die chemische Zusammensetzung der Schmierfette (Eindicker, Grundöl, Additive, Festschmierstoffe usw.) eine Wirkung haben [8], andererseits spielen die physikalisch-rheologischen Eigenschaften eine nicht unbedeutende Rolle. In [9, 10] wurde der Einfluss der Grundölviskosität und Fettkonsistenz untersucht, wobei in [9] die Riffelbreiten als Auswertungskriterium festgelegt wurde. Diese Untersuchung zeigte, dass die Konsistenz nicht allein betrachtet werden darf. In [10] wurde mit Hilfe einer subjektiven Bewertung (Schulnotenskala) gezeigt, dass die Schädigung bei Fetten mit hoher Grundölviskosität geringer ausfällt als bei Fetten mit niedrigerer Grundölviskosität, selbst wenn die NLGI-Klasse des Fettes etwas niedriger war. Um herauszufinden, welchen Einfluss die Grundölviskosität sowie die daraus resultierenden rheologischen Eigenschaften bei chemisch gleichen Schmierstoffen auf die Schadensentwicklung unter False-Brinelling-Bedingungen haben, wurden die Modellfette mit PAO-Grundöl mit drei Viskositätsstufen (v_{40} = 30/70/110 cSt) und zwei verschiedenen Eindickertypen (Li-12-OH-stearat und Diharnstoff) hergestellt. Zur Betrachtung eines polaren Grundöltyps wurden außerdem die Modellfette mit drei verschiedenen Estern (Dioktylsebazat, Trimethylolpropan, Trimelitsäure-Ester) und beiden Eindickertypen bemustert. Die Modellfette wurden zur Vergleichbarkeit auf die Konsistenzklasse NLGI 2 eingestellt.

Tabelle 1: Modellfette

Kurzbezeichnung	Eindicker	Grundöl	ν_{40} [cSt]	NLGI-Klasse
Li+PAO30K2	Li-12-OH-stearat	Polyalphaolefin	30	2
Li+PAO70K2	Li-12-OH-stearat	Polyalphaolefin	70	2
Li+PAO110K2	Li-12-OH-stearat	Polyalphaolefin	110	2
PU+PAO30K2	Diharnstoff	Polyalphaolefin	30	2
PU+PAO70K2	Diharnstoff	Polyalphaolefin	70	2
PU+PAO110K2	Diharnstoff	Polyalphaolefin	110	2
Li+DOS11K2	Li-12-OH-stearat	Dioktylsebazat	11,6	2
Li+TMP45K2	Li-12-OH-stearat	Trimethylolpropan	45,6	2
Li+TMSE90K2	Li-12-OH-stearat	Trimelitsäure-Ester	90	2
PU+DOS11K2	Diharnstoff	Dioktylsebazat	11,6	2
PU+TMP45K2	Diharnstoff	Trimethylolpropan	45,6	2
PU+TMSE90K2	Diharnstoff	Trimelitsäure-Ester	90	2
Li+PAO30K1	Li-12-OH-stearat	Polyalphaolefin	30	1
Li+PAO110K1	Li-12-OH-stearat	Polyalphaolefin	110	1
PU+PAO30K1	Diharnstoff	Polyalphaolefin	30	1
PU+PAO110K1	Diharnstoff	Polyalphaolefin	110	1

Um den Einfluss der Fettkonsistenz auf False-Brinelling-Schäden zu erforschen, wurden zusätzlich Modellfette mit einem höherviskosen (v_{40} = 110 cSt) und einem niedrigviskosen PAO (v_{40} = 30 cSt) mit zwei Eindickern und der NLGI-Klasse 1 hergestellt. Alle Modellfette wurden zur Vermeidung von vorzeitiger Alterung lediglich mit einen phenolischen Antioxidationsadditiv (0,5 %) legiert. Andere Additive wurden nicht beigemengt. In Tabelle 1

sind alle betrachteten Modellfette zusammengefasst. Mit jedem Modellfett wurden jeweils mindestens vier False-Brinelling-Versuche bei Raumtemperatur und bei -39 °C durchgeführt und hinsichtlich des Verschleißvolumens ausgewertet.

2.1. Einfluss der Grundölviskosität und der Fettkonsistenz

Abbildung 1 (oben) zeigt die Ergebnisse der False-Brinelling-Wälzlagerversuche, wobei mit orangen Balken die Ergebnisse bei Raumtemperatur (RT) auf der linken y-Achse und mit blauen Balken die Ergebnisse bei -39 °C auf der rechten y-Achse dargestellt sind. Die Balken repräsentieren jeweils für jede Versuchsserie die Mittelwerte der Verschleißvolumina in 10^3 µm^3. Es ist zu beachten, dass sich die Skalierung der y-Achsen um Faktor 10 unterscheidet. Daraus ist direkt zu erkennen, dass die False-Brinelling-Schäden bei Tieftemperatur deutlich größer sind als bei Raumtemperatur. Dies liegt insbesondere an der Veränderung der rheologischen Eigenschaften und der Ölabscheidung in Abhängigkeit der Temperatur. Mit sinkender Temperatur erhöhen sich die Viskosität des Grundöls und die Scherviskosität des Fettes selbst. Außerdem verringert sich die Ölabgabe, so dass bei niedrigen Temperaturen die Verfügbarkeit des Schmierstoffs im Kontakt reduziert wird. Außerdem kann bei beiden Betriebstemperaturen eine deutliche Abhängigkeit der Schadenshöhe von der Grundölviskosität festgestellt werden. Obwohl an dieser Stelle lediglich die Ölviskositäten bei 40 °C und nicht bei den jeweiligen Betriebstemperaturen verglichen werden, wird deutlich, dass eine Reduzierung der Grundölviskosität zu einer Verringerung der False-Brinelling-Schäden führt. Jedoch ist diese Abhängigkeit mit verschiedenen Grundöltypen nicht eindeutig zu erkennen (s. Abbildung 1, unten). So zeigen die Modellfette mit dem TMP trotz der geringeren Grundölviskosität (45,6 cSt) ein höheres Schadensausmaß bei -39 °C als Fette mit dem TMSE (90 cSt). Dies könnte u.a. an der Chemie bzw. dem Kristallisations- und Benetzungsverhalten sowie der niedrigeren Ölabgabe bei Tieftemperatur liegen (s. Abbildung 4).

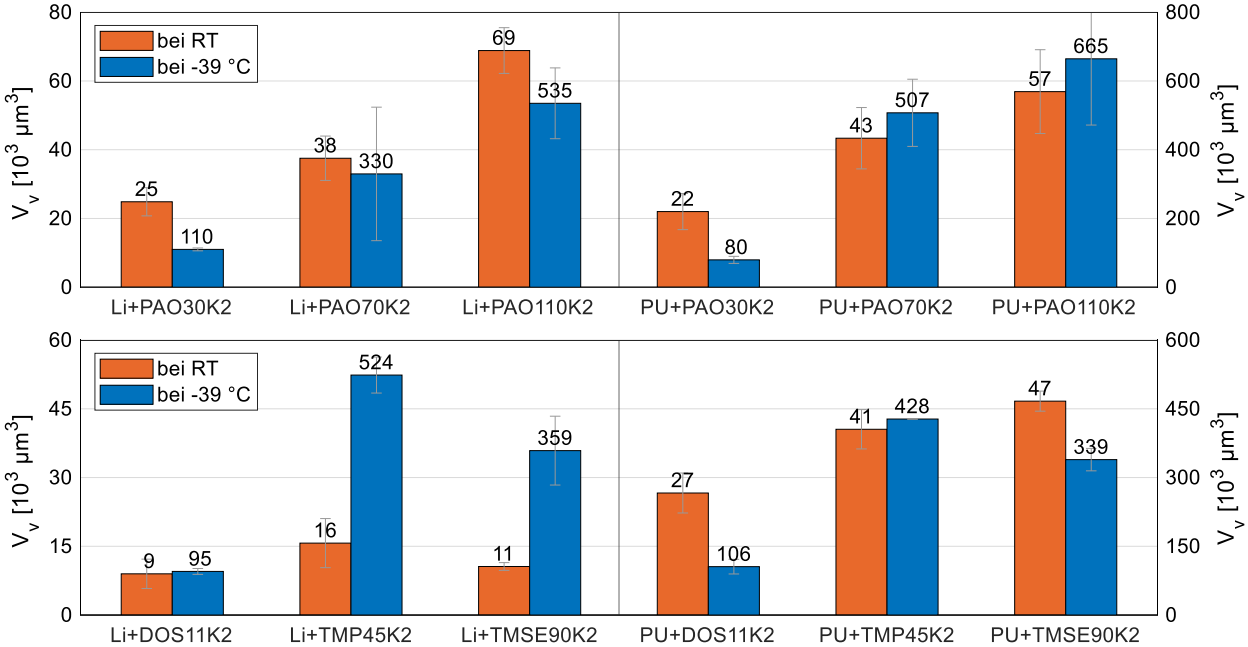


Abbildung 1: Variation der Grundölviskosität und des Grundöltyps

In Abbildung 2 werden die Ergebnisse der False-Brinelling-Wälzlagerversuche mit Modellfetten der NLGI-Klasse 1 und 2 gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt eine

deutliche Reduzierung der Verschleißvolumina sowohl bei Tief- als auch bei Raumtemperatur mit den Modellfetten mit höherviskosem Grundöl (v_{40} = 110 cSt) und niedrigerer NLGI-Klasse. Währenddessen führt eine sinkende Konsistenz der Modellfette mit niedrigviskosem Grundöl (v_{40} = 30 cSt) zur Erhöhung der Verschleißvolumina bei Raumtemperatur. Bei Tieftemperatur liegen die Ergebnisse auf einem vergleichbaren Niveau.

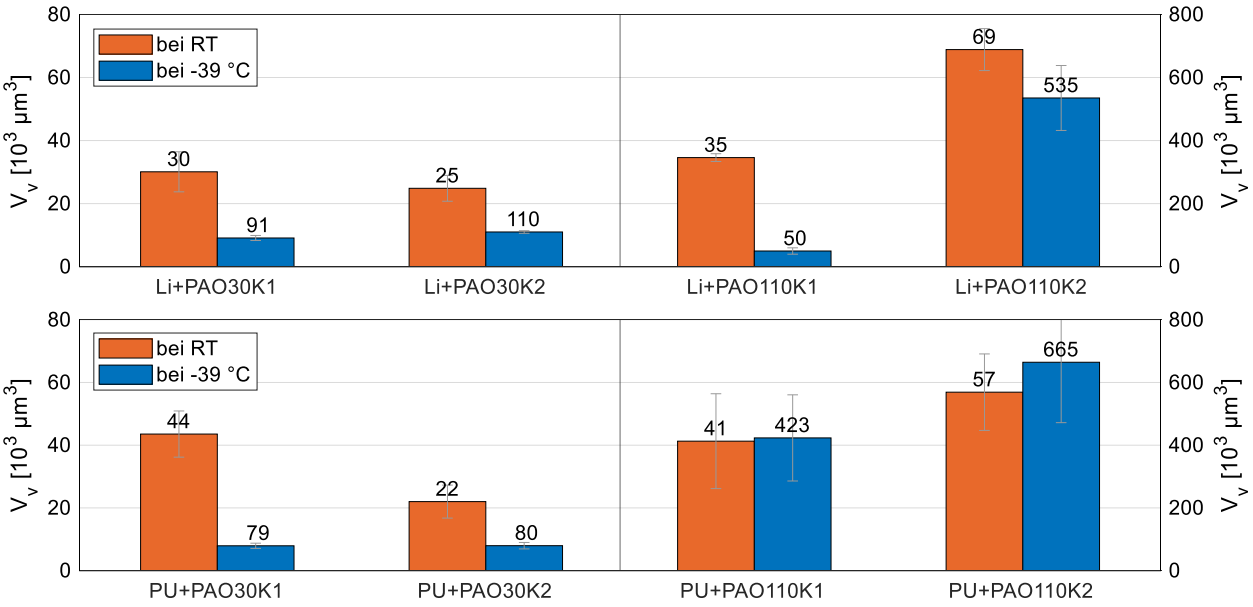


Abbildung 2: Variation der NLGI-Klasse

2.2. Einfluss der Betriebstemperatur

Um den Temperatureinfluss genauer zu analysieren, wurden mit den Lithiumseifen- und Harnstofffetten auf PAO-Basis mit v_{40} = 30 cSt und v_{40} = 110 cSt zusätzliche Versuchsreihen bei -20 °C und bei -30 °C (Li-Fette) durchgeführt. Die ermittelten Verschleißvolumina sind in Abbildung 3 zusammengefasst. Für jedes Modellfett wurde eine Regression der Verschleißvolumina in Abhängigkeit der Betriebstemperatur mit einer exponentiellen Funktion der Form $V_v(T) = a \cdot e^{b \cdot T}$ durchgeführt. Es ist zu sehen, dass die Schäden mit den Modellfetten mit höherviskosem Grundöl (v_{40} = 110 cSt) bei sinkender Temperatur deutlich stärker ansteigen. Dabei sind die Regressionskoeffizienten b doppelt bzw. dreifach (bei PU-Fett) so hoch, wie bei den Fetten mit niedrigviskosem Grundöl (v_{40} = 30 cSt).

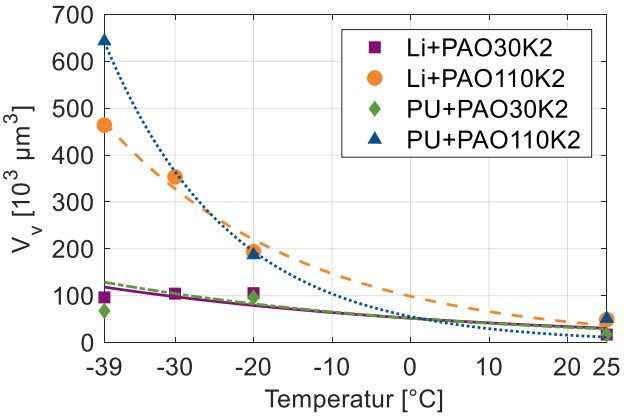


Abbildung 3: Variation der Temperatur

2.3. Einfluss der Ölabscheidung

Wie oben beschrieben wurde, treten unter gleichen Versuchsbedingungen mit reiner Ölschmierung geringere False-Brinelling-Schäden auf als in fettgeschmierten Lagerungen. Das führt zu der Annahme, dass die Anwesenheit des Schmieröls im Kontakt einen wesentlichen Einfluss auf die Schädigungsmechanismen unter False-Brinelling-Bedingungen hat. Um den Einfluss der Ölabscheidung auf das False-Brinelling-Verhalten der

Fette zu untersuchen, wurden mit den geprüften Schmierfetten Ölabscheidungsversuche bei Raumtemperatur, bei -20 °C und bei -39 °C nach der Filterpapier-Ring-Hausmethode der Robert Bosch GmbH durchgeführt. Hierbei wird ein Edelstahlring mit einem Innendurchmesser von 10 mm und einer Höhe von 5 mm mit dem zu untersuchenden Fett randvoll gefüllt. Anschließend wird eine der beiden Fettflächen auf ein Filterpapier gedrückt, welches auf einer ebenen Glasplatte plan aufliegt. Während der Versuchszeit (hier 48 h) gibt das Fett einen Teil des Öls an das Filterpapier ab. Die Menge kann durch Wägung quantifiziert werden kann. Die Ölabscheidung für die drei betrachteten Temperaturen ist in mg in Abbildung 4 als Balkendiagramm dargestellt. Darin ist zunächst für alle geprüften Fette zu erkennen, dass die Ölabscheidung sehr stark von der Temperatur abhängt. Mit sinkender Temperatur nimmt die Ölabscheidung stark ab. Außerdem weisen Fette mit höherviskosen Grundölen, mit Harnstoffeindickern sowie mit höherer Konsistenzklasse tendenziell eine geringere Ölabscheidung auf.

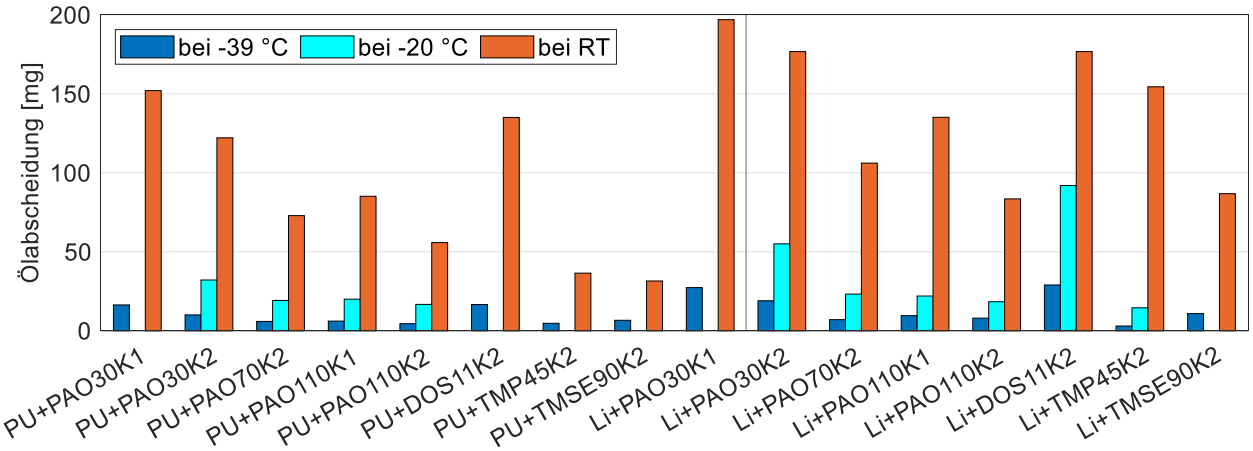


Abbildung 4: Ölabscheidung der Modellfette nach der Filterpapier-Ring-Methode

In Abbildung 5 wurden die Ergebnisse der Ölabscheidung den ermittelten Verschleißvolumina aus den False-Brinelling-Versuchen gegenübergestellt. Mit diesen Datenpunkten lässt sich eine Regression auf Basis einer Exponentialfunktion mit einem sehr hohen Bestimmtheitsmaß durchführen, wobei sich eine sehr starke nichtlineare Abhängigkeit des False-Brinelling-Schadensausmaßes von der Ölabscheidung zeigt. Insbesondere bei sehr geringer Ölabscheidung nehmen solche Schäden sehr stark zu. Eine hohe Ölabscheidung ist für eine Reduzierung von False-Brinelling-Schäden wünschenswert. Dies steht jedoch im Konflikt mit einer möglichst langen Fettgebrauchsdauer, für welche eine moderate, über die Nutzungszeit möglichst konstante Ölabgabe sinnvoll ist [11].

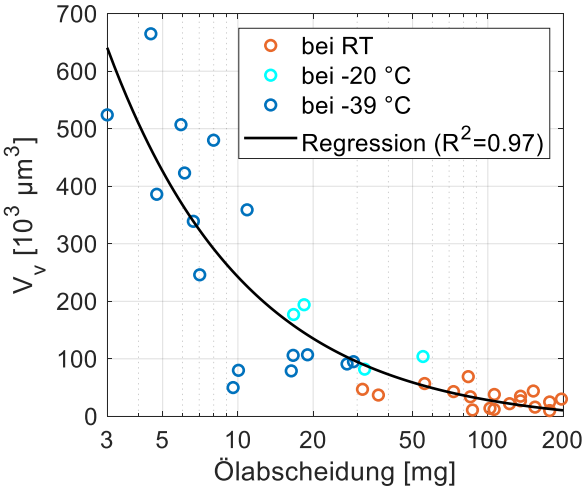


Abbildung 5: Verschleißvolumina vs. Ölabscheidung

2.4. Einfluss der Scherviskosität

Um die Fließfähigkeit der Modellfette bei allen Betriebstemperaturen zu bewerten und mit den False-Brinelling-Schäden zu vergleichen, wurden auf einem Kegel-Platte-Rheometer

bei einer konstanten Scherrate von 2.000 s^{-1} und diskreten Temperaturstufen von -40 °C bis +25 °C Scherversuche zur Bestimmung der Scherviskosität durchgeführt. Die Ergebnisse der Viskositätsmessungen sind in Abbildung 6 (links) abgebildet. Dabei ist zu erkennen, dass die Scherviskosität bei allen Fetten mit sinkender Temperatur zunimmt, wobei dieser Effekt insbesondere bei den Harnstofffetten verstärkt auftritt. Dies führt dazu, dass sich die Scherviskositäten der einzelnen Modellfette bei -40 °C sehr stark unterscheiden. Die geringste Scherviskosität bei -40 °C wurde bei dem Modellfett mit der geringsten Grundölviskosität (Li+DOS11K2) gemessen. Die höchste Scherviskosität bei dieser Temperatur trat beim Harnstofffett mit der höchsten Grundölviskosität (PU+PAO110K2) auf, wobei mit dem gleichen Öl und bei gleicher Temperatur mit der Lithiumseife (Li+PAO110K2) eine 12-fach geringere Scherviskosität bestimmt wurde.

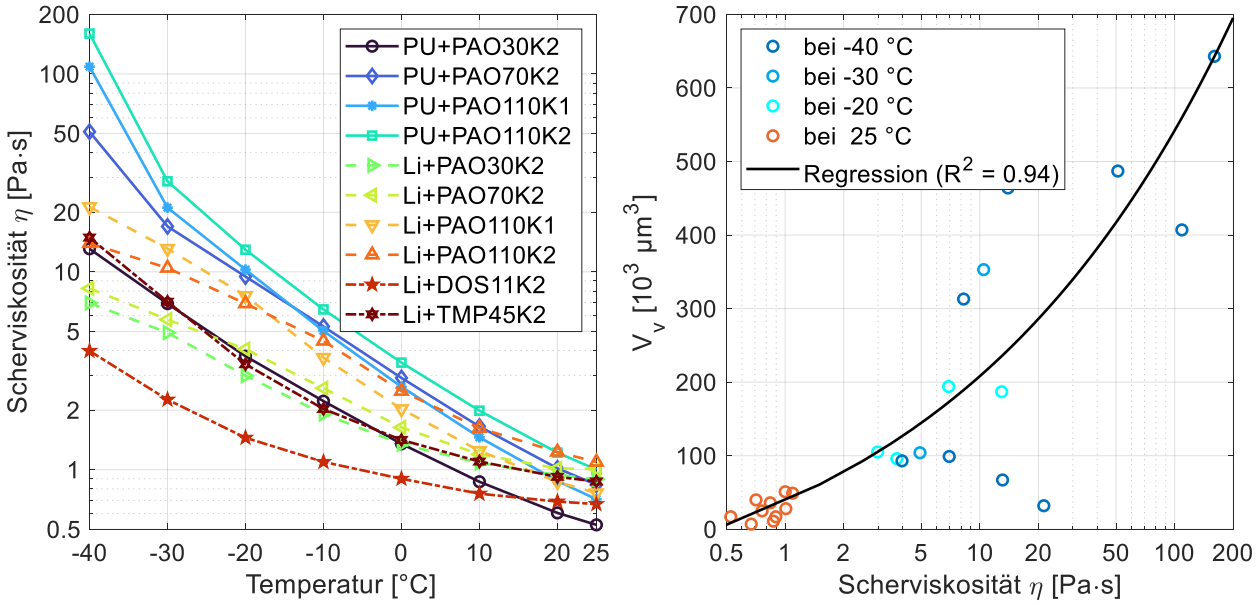


Abbildung 6: Scherviskosität der Modellfette (links), Verschleißvolumina in Abhängigkeit der Scherviskosität (rechts)

In Abbildung 6 (rechts) ist das Verschleißvolumen als Ergebnis der False-Brinelling-Versuche in Abhängigkeit der Scherviskosität für alle betrachteten Modellfette und Betriebstemperaturen aufgetragen. Hieraus lässt sich ableiten, dass mit zunehmender Scherviskosität tendenziell die Schädigung durch False-Brinelling zunimmt. Basierend auf diesen Datenpunkten lässt sich eine Regressionskurve mit einem logarithmischen Ansatz ableiten, welche ein Bestimmtheitsmaß von 0,94 erreicht. Bei einer linearen Darstellung ist zu erkennen, dass der Einfluss der Scherviskosität auf das False-Brinelling-Schadensausmaß bei niedrigen Scherviskositäten stärker ausgeprägt ist.

2.5. Speicher/-Verlustmodul und Fließ-/Nachgebegrenze

Neben der Ölabscheidung und der Scherviskosität werden durch die Temperatur auch weitere rheologische Schmierfetteigenschaften, wie der Speicher- und Verlustmodul bzw. die Fließ- und Nachgebegrenze, beeinflusst. Um zu prüfen, ob und wie die Schädigung unter False-Brinelling-Bedingungen von diesen Eigenschaften abhängt, wurden auf einem Rheometer mit einem Platte-Platte-Messsystem rheologische Messungen bei diskreten Temperaturen zwischen -40 °C und +20 °C durchgeführt. Dabei wird zwischen zwei Messplatten (Plattenabstand hier 1 mm) das zu testende Modellfett eingefüllt, so dass beide Platten vollständig benetzt und der Spalt komplett gefüllt werden. Während der Versuche wird eine der Messplatten rotatorisch oszilliert ($\omega = 10\ s^{-1}$), so dass das

Fett zwischen den Platten gezielt geschert wird. Dadurch werden Schubspannungen τ im Schmierstoff induziert. Zwischen der Deformation γ und der resultierenden Schubspannung τ entsteht eine Phasenverschiebung δ. Daraus können der Speichermodul G' und der Verlustmodul G'' für jedes einzelne Modellfett ermittelt werden. Dabei beschreibt der Speichermodul den elastischen Anteil des viskoelastischen Verhaltens des Fettes und der Verlustmodul den viskosen Anteil [12]. In Abbildung 7 sind exemplarisch die Ergebnisse der Messungen für das Modelfett PU-PAO30K1 dargestellt.

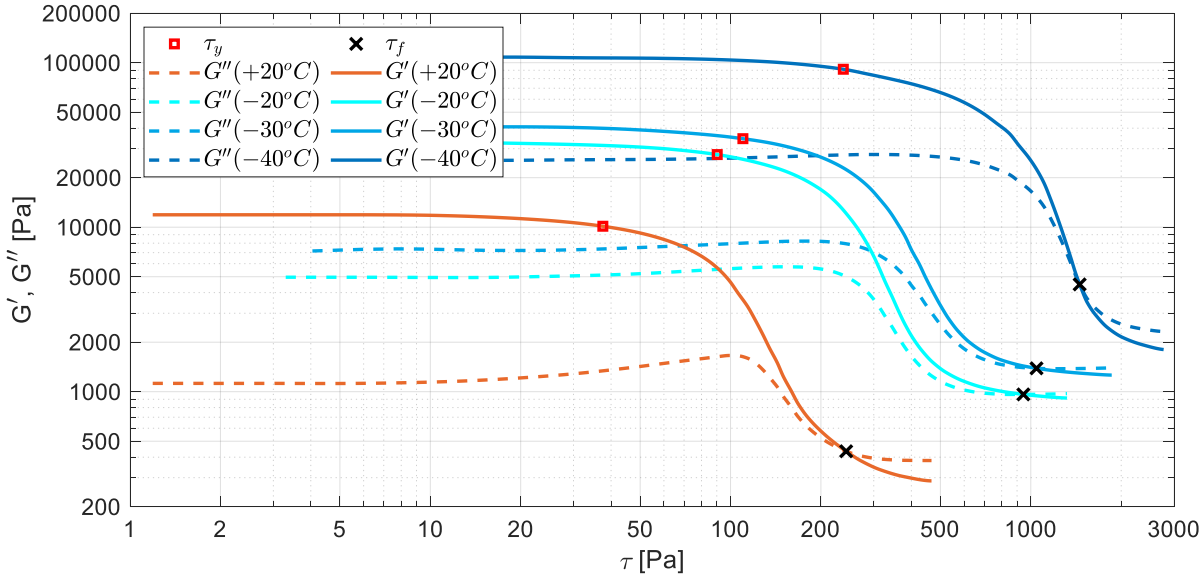


Abbildung 7: Speicher-/Verlustmodul in Abhängigkeit der Schubspannung für Modellfett PU+PAO30K1 bei verschiedenen Temperaturen

Bei niedrigen Schubspannungen bilden die Werte für den Speicher-/Verlustmodul ein quasi konstantes Plateau. Im Punkt, wo die Werte von G' vom jeweiligen Plateauwert um mehr als 10 % abfallen, wird der linear-viskoelastische (LVE) Bereich überschritten. Im LVE-Bereich sind die Schubspannung und Scherdeformation proportional. Das Ende des LVE-Bereichs wird als Nachgebegrenze τ_y bezeichnet (rote Marker).

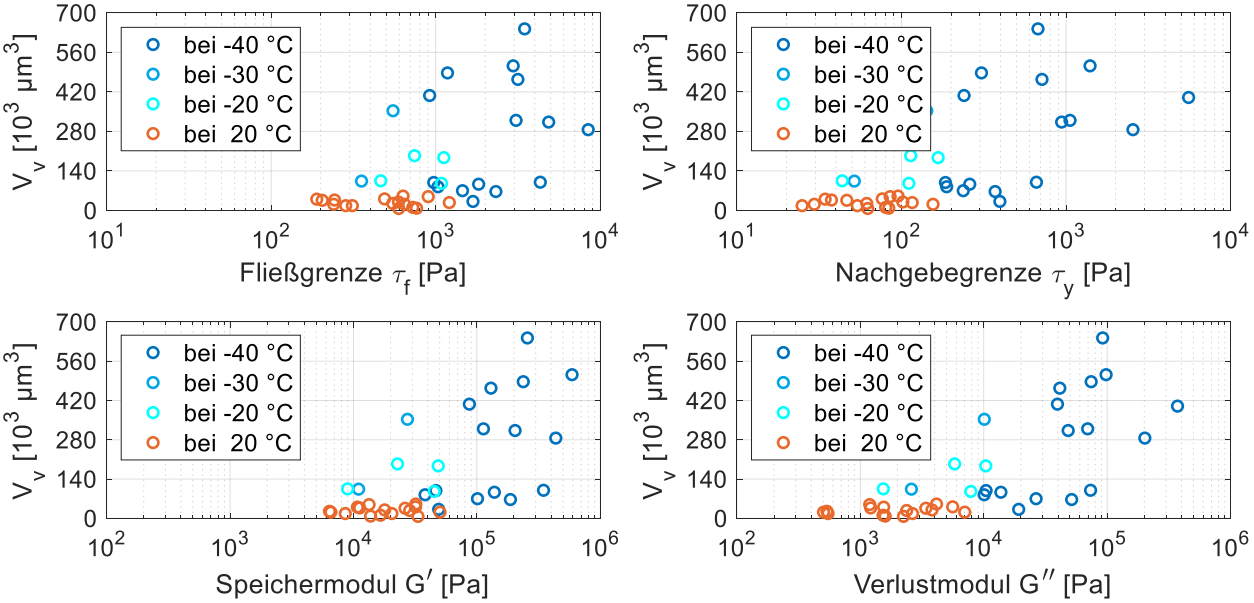


Abbildung 8: Speicher-/Verlustmodul und Fließ-/Nachgebegrenze vs. Verschleißvolumen von Fetten nach der False-Brinelling-Prüfung

Bei niedrigen Schubspannungen τ sind die Werte für den Speichermodul G' höher als für den Verlustmodul G''. Mit Erhöhung der Schubspannungen kehrt sich dieses Verhalten um, so dass ein Schnittpunkt beider Kurven entsteht. In diesem Punkt kann die Fließgrenze τ_f abgelesen werden. Es ist zu sehen, dass die betrachteten rheologischen Eigenschaften stark von der Temperatur abhängig sind. Tendenziell steigen sie mit abnehmender Temperatur an. In Abbildung 8 sind die Werte für die Nachgebe- und Fließgrenzen und für die Speicher-/Verlustmodule (im LVE-Bereich ermittelt) über die Verschleißvolumina für die Modellfette aus Tabelle 1 nach erfolgter False-Brinelling-Prüfung dargestellt. Tendenziell nimmt das Schadensausmaß mit der Erhöhung der rheologischen Kennwerte zu. Allerdings konnte kein funktioneller Zusammenhang zwischen den False-Brinelling-Schäden und den hier betrachteten rheologischen Eigenschaften abgeleitet werden.

3. Einfluss von False-Brinelling-Schäden auf die Wälzlagerlebensdauer

Um herauszufinden, in welchem Maß False-Brinelling-Schäden in Schrägkugellagern die Lagerlebensdauer im rotierenden Betrieb verringern können, wurden Ermüdungsversuche mit auf dem False-Brinelling-Wälzlagerprüfstand vorgeschädigten Lagern in einem für diesen Lagertyp modifizierten FE8-Prüfkopf durchgeführt. In [7, 8] wurde die Lebensdauer ölgeschmierter Wälzlager mit False-Brinelling-Schäden untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass sich die experimentell ermittelte Lebensdauer ungeschädigter Lager von $L_{10h,exp} = 2.500\,h$ auf nur $150\,h$ bei starker Vorschädigung durch False-Brinelling verringerte [11]. In den aktuellen Untersuchungen werden fettgeschmierte Lager betrachtet. Nach der Vorschädigung durch False-Brinelling wurden die Lager nicht gereinigt, sondern direkt im FE8-Prüfkopf montiert, so dass möglicherweise entstandene Verschleißpartikel im Lager verbleiben, was der Praxis entspricht Um in möglichst moderater Laufzeit Ermüdungsschäden zu generieren, wurden die Prüfbedingungen so gewählt, dass sich im Kontakt Mischreibungsbedingungen einstellen. Die FE8-Lebensdauerversuche wurden mit einer Axiallast von $18\,kN$ $(C/P = 1{,}49)$ bei einer Drehzahl von $1.000\,min^{-1}$ und $80\,°C$ durchgeführt. Dabei beträgt die maximale Hertz'sche Pressung im Kontakt $3.202\,MPa$. Die Lebensdauerversuche wurden mit zwei verschiedenen Praxisfetten (mit gleicher Grundölviskosität und NLGI-Klasse) mit zwei FB-Schadensstufen sowie mit ungeschädigten Lagern durchgeführt. Die moderate FB-Schadenstufe wurde mit einem mittleren Verschleißvolumen von ca. $55 \cdot 10^3$ µm³ definiert. Für die stark vorgeschädigten Lager wurde ein Verschleißvolumen in Höhe von ca. $275 \cdot 10^3$ µm³ festgelegt. Die Ergebnisse der FE8-Lebensdauerversuchen sind in Abbildung 9 in einem Weibull-Netz ausgewertet. Im Weibull-Netz sind die Lager, die mit Pitting-Schäden ausfielen, mit Punkten dargestellt. Lager ohne Pitting-Schäden entsprechen in Abbildung 9 den Kreisen auf der x-Achse. Die schwarze, blaue und grüne Linie repräsentieren die Ausfallgeraden nach der Maximum-Likelihood-Estimate-Methode (MLE), die auch nicht ausgefallene Lager berücksichtigt. Im Schnittpunkt der Ausfallgeraden mit der 10%-Ausfallwahrscheinlichkeitslinie lassen sich die experimentell ermittelten nominellen Lagerlebensdauern ablesen. Da mit dem Praxisfett 1 mit neuen, ungeschädigten Schrägkugellagern keine Ausfälle im Rahmen der geplanten maximalen Versuchslaufzeit von 1.000 h erzeugt werden konnten, ist keine Weibull-Auswertung für diese Versuche möglich.

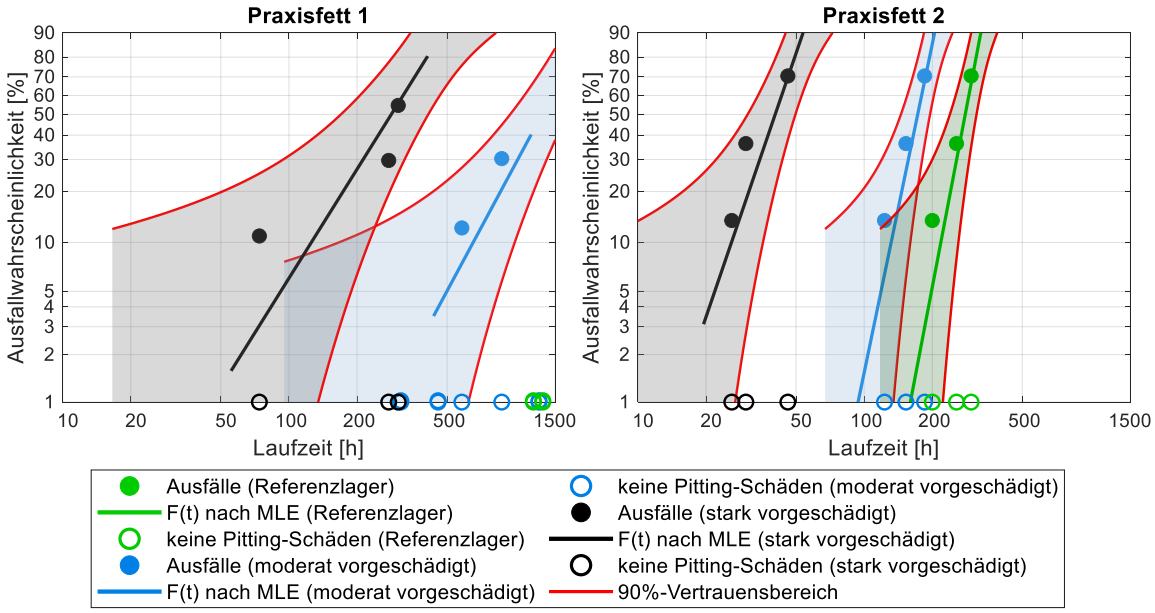


Abbildung 9: Weibull-Auswertung der FE8-Lebensdauerversuche

In Tabelle 2 sind die Ergebnisse noch einmal zusammengefasst. Es ist eindeutig zu sehen, dass unterschiedliche False-Brinelling-Schadensstufen die Lagerlebensdauer deutlich reduzieren können. Außerdem zeigte das Praxisfett 2 eine ca. 4- bis 5-fach kürzere Lebensdauer als Praxisfett 1 bei gleicher Schadenstufe.

Tabelle 2: Ergebnisse der Weibull-Auswertung

Fett	**Praxisfett 1**		**Praxisfett 2**		
Vorschädigung	stark	moderat	stark	moderat	ohne
Experimentell ermittelte Lebensdauer $L_{10h,exp}$	125,5 h	651,9 h	25,9 h	131,6 h	218,2 h

4. Zusammenfassung

Wenn durch Vibrationen von Maschinen bzw. Aggregaten oder während des deren Transportes False-Brinelling-Schäden entstehen, können diese eine erhöhte Geräuschemission im Betrieb hervorrufen und/ oder zur Lagerlebensdauerreduzierung führen. Der Einsatz eines geeigneten Schmierstoffes ist eine effektive und wirtschaftliche Methode, False-Brinelling-Schäden zu vermeiden oder auf ein unschädliches Maß zu minimieren. Daher wurden mithilfe einer in [7] entwickelten praxisnahen und in der Industrie anerkannten Prüfmethode zahlreiche Modellfette getestet. Anhand der vorgestellten Ergebnisse kann postuliert werden, dass die Schmierstoffanwesenheit im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt eine notwendige Bedingung für ein geeignetes Schmierfett ist, da dieses gegebenenfalls mit seinen Additiven, die Oberflächen schützen kann. Dabei hängt die Verfügbarkeit insbesondere von der Ölabgabe und dem Nachfließverhalten ab. Es wurde gezeigt, dass zur Reduzierung von False-Brinelling-Schäden ein Schmierstoff eingesetzt werden sollte, welcher bei der entsprechenden Umgebungstemperatur eine hohe Ölabscheidung sowie eine geringe Scherviskosität aufweist. Dabei sind insbesondere niedrige Temperaturen kritisch, da mit sinkender Temperatur in der Regel die Ölabscheidung abnimmt und die Scherviskosität zunimmt. Allerdings konnte kein funktioneller Zusammenhang zwischen den False-Brinelling-Schäden und den viskoelastischen Eigenschaften der Modellfette abgeleitet werden. Außerdem wurde gezeigt, in welchem Maß mit verschiedenen Praxisfetten unterschiedliche False-Brinelling-Schadensstufen die Lagerlebensdauer reduzieren können.

Förderhinweis

Die dargestellten Ergebnisse wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens „Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung“ erarbeitet. Das IGF-Vorhaben mit der Nr. 19786 BR der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literatur

[1] Schadow, C.: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Beanspruchung. Magdeburg; Shaker Verlag, Dissertation, 2016.
[2] Grebe, M.: False-Brinelling und Stillstandsmarkierungen bei Wälzlagern, Band 703, Expert Verlag, Renningen, 2017.
[3] Fritzsche, R.: Beschädigung eines Radlagers beim Pkw-Transport auf einem Lkw. In: Automobiltechnisches Zeitschrift 121, Heft 9, S. 58-63, 2019.
[4] Schwack, F.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen. Hannover, Dissertation, 2020.
[5] Bader, N.; Slabka, I.: Vorhersage der Eignung von Wälzlagerfetten in der Robotertechnik. Forschungsvorhaben Nr. 868 I, 2021.
[6] Almen, J.O.: Lubricants and False Brinelling of Ball and Roller Bearings. In: Mechanical Engineering 59, 1937.
[7] Schadow, C.; Deters, L.: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 540 I, Heft 951, (AiF-Nr. 15057 BR/1), 2010.
[8] Schadow, C.; Deters, L.: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung. Abschlussbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 540 II, Heft 1268, (AiF-Nr. 17448 BR), 2018.
[9] Pittroff, H.: Riffelbildung bei Wälzlagern infolge Stillstandserschütterungen. Schweinfurt, Dissertation, 1961.
[10] Griesheimer, S.: Einflussfaktoren auf die Entstehung von Stillstandsmarkierungen. Mannheim, Diplomarbeit, 2007.
[11] Schadow, C.; Tetora, S.; Bartel, D.: Folgeschäden durch False-Brinelling in Radlagern durch geeignete Schmierfette vermeiden, Reibung in Antrieb und Fahrzeug, Frankfurt am Main, 2020.
[12] DIN 51810-2:2017-04 Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten - Teil 2: Bestimmung der Fließgrenze mit dem Oszillationsrheometer und dem Messsystem Platte/Platte. Norm, April 2017.

Autoren

M.Sc. Serhii Tetora, Dr.-Ing. Christian Schadow, Prof. Dr.-Ing. habil. Dirk Bartel

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie
Universitätsplatz 2
39106 Magdeburg

E-Mail: serhii.tetora@ovgu.de

Dominic Linsler, Chris Gäbert, Florian Schlüter, Stefan Reinicke, Martin Dienwiebel

Schaltbare Viskosität zur Kontrolle von Reibung

Zusammenfassung:

Die Viskosität eines Schmierstoffs ist eine intrinsische Eigenschaft, die zwar durch verschiedene Maßnahmen verändert werden kann, aber im Produkt immer einer bestimmten Temperatur¬ab¬hängig¬keit folgt. Die Schmierstoffauswahl bzw. Anwendungen sind in manchen Fällen entsprechend einge¬schränkt. Eine reversibel veränderliche Viskosität bietet daher viele Möglichkeiten, das Parameterfeld für einen bestimmten Schmierstoffeinsatz zu vergrößern. Wir stellen im Vortrag die reversible Visko¬sitätsschaltung am Beispiel eines anthracenfunktionalisierten Silikonöls vor. Der Einfluss der Ketten-län¬gen¬verteilung auf den Schalteffekt und die Scherstabilität des modifizierten Schmierstoffs wurden an einem Rheometer untersucht. Dabei zeigte sich eine hohe Stabilität der Vernetzungspunkte auch in Randbereichen des möglichen Parameterfelds. Die Optimierung des Schalteffekts durch eine gezielte Kettenlängeneinstellung ist möglich. Die Ergebnisse verdeutlichen das Potential des gewählten Ansatzes für zukünftige technische Schmierstoffanwendungen.

Abstract:

Lubricant viscosity is an intrinsic viscosity that can be changed by various measures, but, for a certain product, follows a given temperature dependence. This limits the lubricant choice and also restricts applications. A reversibly tunable viscosity therefore has the potential to enlarge the parameter field of e.g. machine elements. We here present the reversibly tunable viscosity of an silicone oil modified with anthracene molecules. Influence of molar mass distribution on the viscosity change is addressed as well as the shear stability of the modified lubricant. The optimization of the viscosity change is possible by the adjustment of chain length distribution. The results indicate the potential for future technical applications.

Schaltbare Viskosität in Silikonölen

Die Schaltbarkeit von Reibung als Aspekt eines programmierbaren Materials ermöglicht in verschiedensten Anwendungen Möglichkeiten, die entweder den Parameterraum einer bestehenden Anwendung erweitern oder sogar neue, zuvor technisch nicht mögliche Anwendungen schafft. Die Demonstration eines schaltbaren Reibwerts erfolgte bereits an verschiedenen Systemen, z.B. mit ionischen Flüssigkeiten und elektrischen Potentialen, mit Ionen und polymerfunktionalisierten Oberflächen oder auch mit Licht, mit dem eine Ringöffnungs- oder Ringschlussreaktion in Lösungen induziert wurde. Hier stellen wir die Viskositätsänderung von Silikonölen vor, deren Kettenenden mit Anthracen funktionalisiert sind und die so eine reversible Kettenverlängerung unter Lichteinstrahlung zeigen (Abb. 1).

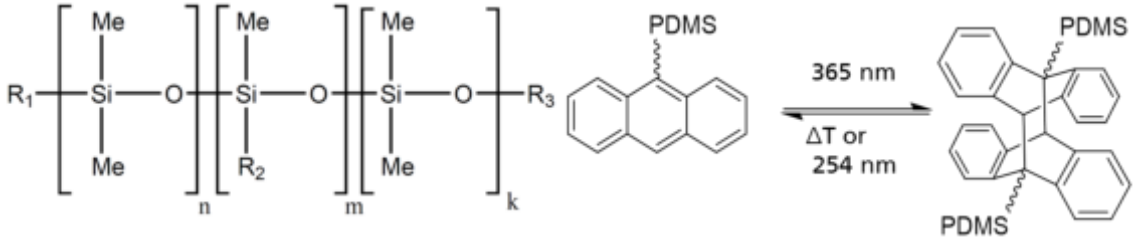


Abb. 1: Schematische Darstellung eines Silikonöls und der reversiblen Anthracenvernetzung. In den vorgestellten Ergebnissen sind die Ketten endfunktionalisiert, d.h. R_1 und R_3 sind funktionalisiert.

Einfluss von Kettenlänge und Konzentration

Die funktionalisierten Silikonöle können mit konventionellem Silikonöl gemischt werden. Eine sinkende maximale Viskositätsänderung ist zu erwarten und wird auch so beobachtet. Der Schalteffekt ist jedoch nicht nur durch die absolute veränderliche Viskosität charakterisiert, sondern auch durch die Geschwindigkeit der Viskositäts-änderung, die sich nicht nur durch eine erhöhte Lichtintensität pro Volumen steigern lässt, sondern auch von der Kettenlängenverteilung beeinflusst ist (Abb. 2).

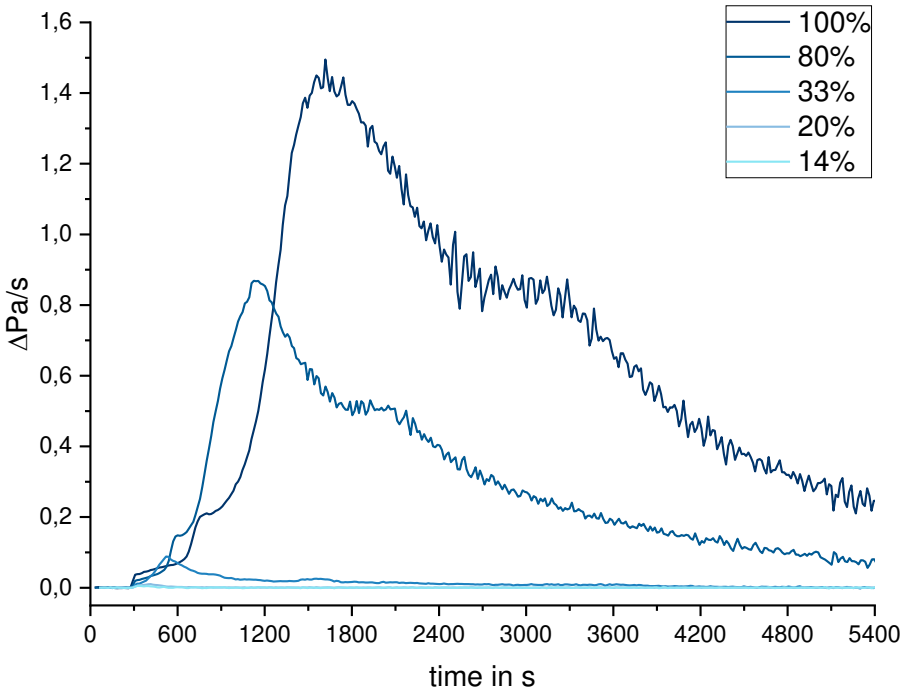


Abb. 2: Geschwindigkeit der Viskositätsänderung verschiedener Mischungen eines funktionalisierten PDMS (M_w 52 700 g/mol) mit konventionellem PDMS (M_w 10 700 g/mol) unter Bestrahlung mit UV-Licht von 365 nm Wellenlänge.

Beeinflussung der Reibung geschmierter Kontakte

In geschmierten Kontakten beeinflusst unter anderem die Schmierstoffviskosität den Reibwert des Tribosystems. In einem Kugel-3-Platte-Aufbau konnte durch Bestrahlung des funktionalisierten Schmierstoffs und die damit verbundene Viskositätserhöhung der Reibwert im Mischreibungsbereich von µ=0,034 auf ein µ von 0,015 reduziert werden. Im hydrodynamischen Teil der Stribeckkurve erhöhte sich der Reibwert wie erwartet. Trotz des engen Spalts im Reibkontakt und der damit im Vergleich zum Rheometer (2-Platte-Aufbau) erhöhten Scherung, die auf die Schmierstoffmoleküle wirkt, konnte keine Degradation des Schmierstoffs gefunden werden.

Dr. Dominic Linsler[1,2], Chris Gäbert[1,3], Florian Schlüter[2], Dr. Stefan Reinicke[1,3], Prof. Dr. Martin Dienwiebel[1,2]

[1] Fraunhofer CPM, Wöhlerstr. 11, 79108 Freiburg

[2] Fraunhofer IWM, MikrotribologieCentrum µTC, Rintheimer Querallee 2b, 76131 Karlsruhe

[3] Fraunhofer IAP, Geiselbergstraße 69, 14476 Potsdam-Golm

Felix Gatti, Tobias Amann, Andreas Kailer, Peter Rabenecker, Norman Baltes, Benedikt Marx, Jürgen Rühe

Makroskopische Reibwertsteuerung mit elektrischen Potenzialen unter Verwendung ionischer Flüssigkeitsgemische

Zusammenfassung:

Die direkte aber nicht mechanische Beeinflussung, Steuerung und Programmierung der Reibwerte von sich gegeneinander bewegenden Körpern ist eines der großen Ziele der Tribologie.[1] Dabei ist es besonders erstrebenswert die Eigenschaften nicht im Auswahlprozess der Materialien oder des Schmiermediums festzulegen, sondern während des laufenden Betriebs durch einen externen Trigger aktiv Einfluss auf den Reibwert zu nehmen. In dieser Arbeit wurden ionische Flüssigkeitsgemische (ILM) und ein elektrisches Potenzial als externer Trigger zur Reibwertsteuerung verwendet. Durch das Anlegen eines elektrischen Potenzials an der Oberfläche der Reibpartner wird eine Oberflächenladung induziert. Je nach Polarisation wird die molekulare Adsorption und Anreicherung von Kationen oder Anionen im Reibspalt gefördert und führt so zu einer Änderung des Reibwerts. Die Kopplung des Tribosystems mit dem elektrischen Potenzial über einen „Tribo-Contoller“ ermöglichte die zeitabhängige autonome Programmierung des Reibwerts auf vordefinierte Reibwerte.[2] Die Mechanismen die auf der Nanoskala zu steuerbaren Reibwerten führen, gilt es nun auf die Makroskala zu übertragen.[3] Dabei werden besonders die Oberflächenladungsdichte, der Stromfluss, die intrinsischen Eigenschaften der ILM und die tribologischen Parameter wie Schmierfilmdicke oder Lamda-Paramter betrachtet.

Abstract:

The direct but non-mechanical influencing, control and programming of the friction coefficients of bodies moving against each other is one of the major goals of tribology.[1] In this context, it is particularly desirable not to determine the properties in the selection process of the materials or the lubricant, but to actively influence the friction coefficient during operation by means of an external trigger. In this work, ionic liquid mixtures (ILM) and an electrical potential were used as an external trigger for friction coefficient control. By applying an electrical potential to the surface of the friction partners, a surface charge is induced. Depending on the polarisation, the molecular adsorption and accumulation of cations or anions in the friction gap is promoted, resulting in a change in the friction coefficient. The coupling of the tribosystem with the electrical potential via a "tribo-contoller" enabled the time-dependent autonomous programming of the friction coefficient to predefined friction values.[2] The mechanisms that result in controllable friction values on the nanoscale now need to be transferred to the macroscale.[3] In particular, the surface charge density, the current flow, the intrinsic properties of the ILM and the tribological parameters such as lubricant film thickness or lamda parameters are considered.

Einleitung

Die Optimierung von Reibung und Verschleiß wird derzeit durch die Anpassung von Werkstoffen und Schmierstoffen an die jeweilige Anwendung oder das tribologische System erreicht. Allerdings ist dieser Ansatz immer mit einem Kompromiss verbunden, da die Schmierstoffe nicht an das gesamte Belastungsspektrum einer Anwendung optimal angepasst werden können. Daher gibt es in der Tribologie noch ein enormes Potenzial zur Effizienzsteigerung.[4] Dabei muss beachtet werden, dass in unterschiedlichen technischen Systemen Reibung nicht nur nachteilig, sondern auch vorteilhaft sein kann.[1] Auf der Nanoskala führte die Kombination aus der Verwendung von ILs mit elektrischen Potenzialen zu Superschmierung die mithilfe des elektrischen Signals „eingeschalten“ werden kann.[5] Deshalb wird auch auf der Makroskala auf unterschiedlichster Weise versucht Reibung zu steuern.[6] In dieser Arbeit wird ein Ansatz vorgestellt, wie die Reibungseigenschaften durch die Kombination von ionischen Flüssigkeitsgemischen (ILM) und elektrischen Potenzialen verändert werden können. Durch externe Potenziale werden oberflächennahe Strukturen im Reibkontakt geändert und je nach Potenzial verschiedene Moleküle der ionischen Flüssigkeiten (ILs) auf der Reibfläche angereichert. Dies könnte zur Entwicklung eines programmierbaren Reibungssystems führen, das sich bei wechselnden Belastungen automatisch auf den optimalen Betriebspunkt einstellt.

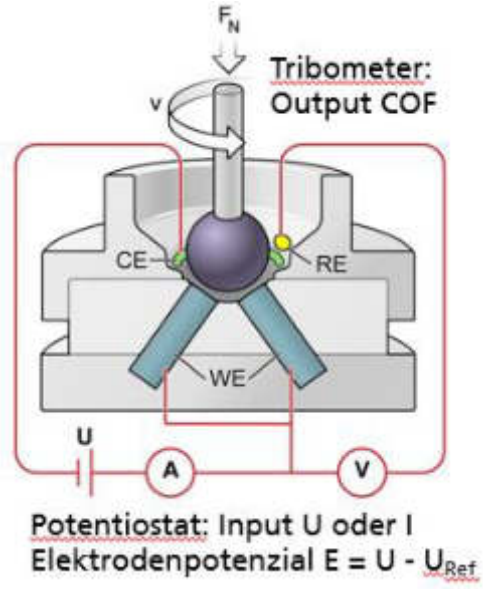


Abbildung 1: Tribologischer Aufbau mit verbundenem Potentiostat.[2]

Methoden und Ergebnisse

Bei dem Versuchsaufbau (Abbildung 1) handelt es sich um eine nach außen isolierte tribologische Zelle, die an einen Potentiostaten angeschlossen ist, um geladene Oberflächen in den Gleitkontakten zwischen der rotierenden Kugel und den drei unteren stationären Stiften (Arbeitselektrode, WE) zu induzieren. Die Kontrollierbarkeit des Reibungskoeffizienten wurde mit einem konstanten Strom nach einer Einlaufphase (300 µA) zwischen WE und Gegenelektrode (CE) untersucht. Dadurch sind die Oberflächen positiv oder negativ geladenen. Als Schmiermittel wurden zwei verschiedene ILs und deren Mischungen verwendet. Die tribologischen Tests wurden mit einer Normalkraft von 50 N (23,6 N pro Stift) einer rotierenden ½-Zoll-Kugel aus 100Cr6-Stahl auf drei Stiften aus 100Cr6-Stahl bei 100 U/min (Geschwindigkeit: 0,05 m/s) und bei Raumtemperatur (25 °C) durchgeführt. Es wurden zwei im Handel erhältliche ILs mit demselben Phosphonium-kation [$P_{666(14)}$] verwendet. Bei den Anionen handelt es sich um eine Variante auf Phosphatbasis [DEHP] und um eine Sulfonyl-imidvariante [BTA]. Die Tests wurden mit reinem [$P_{666(14)}$][DEHP] **(D)**, reinem [$P_{666(14)}$][BTA] **(B)** und sieben Mischungen aus beiden ILs in unterschiedlichen Mischungsverhältnissen durchgeführt. Die Auswahl dieser beiden ILs basierte auf eigenen Vorarbeiten.[7] Bei einem Massenmischungsverhältnis von **D:B** wie 1:3 konnte mit einem anodischen Potenzial eine Reibwerterhöhung von 45 % im Vergleich zu einer neutralen Oberfläche (Open Circuit Potential, OCP) erreicht werden. Mit einem kathodischen Potential wurde eine Reibwertreduktion von 10 % gegenüber einem elektrisch neutralen Zustand (OCP) bei einem Mischungsverhältnis von **D:B** wie 1:1 erzielt. Für jedes der Experimente wurde am Ende des Versuchs die Schmierfilmdicke nach Popov berechnet.[8] Abbildung 2 zeigt die errechneten Werte für die durchgeführten Experimente.

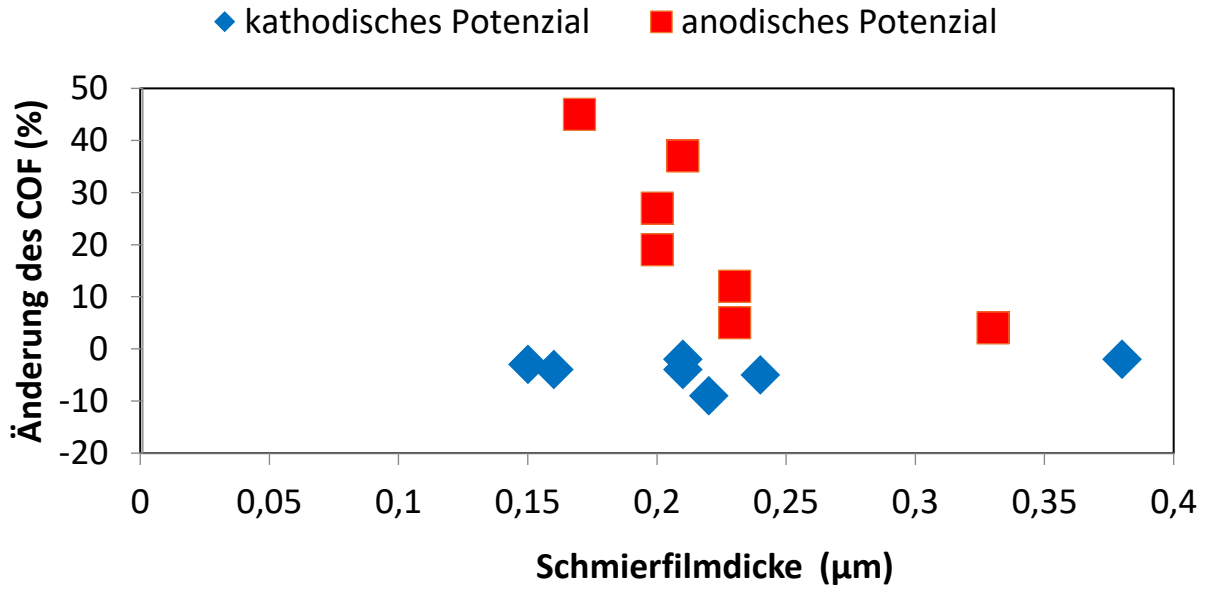


Abbildung 2: Änderung des Reibwerts durch elektrisches Potenzial in Abhängigkeit der Schmierfilmdicke.[2]

Über die Verknüpfung dieses Aufbaus mit einen „Tribo-Controller“ konnte unter Verwendung der Mischung **D:B** wie 1:3 eine zeitabhängige, autonome und reversible Programmierung des Reibwerts vorgenommen werden. Dabei wurde zwischen zwei voreingestellten Reibwerten (±10%) reversibel hin und her geschalten werden.[2]

Diskussion

Abbildung 2 zeigt die Tendenz, dass die Änderung des Reibwerts (COF) bei anodischen Potenzialen umso größer ist, je kleiner die Schmierfilmdicke ist. Bei kleinen Schmierfilmdicken wirkt sich die gezielte elektrochemische Adsorption der IL-Molekülschichten stärker auf den Reibungskoeffizienten aus als bei geringerem Druck und hoher Schmierfilmdicke. Es wird vermutet, dass sich die oberflächennahe Struktur der ILs durch die externe Aufladung verändert (Abbildung 3).[9] Ohne elektrisches Feld (OCP, Abbildung 3 **b**) sind die Anionen und Kationen statistisch im Schmierspalt verteilt. Bei einer anodischen Polarisation (Abbildung 3 **a**) wird eine Erhöhung der Konzentration der kleineren Anionen im oberflächennahen Kontakt induziert. Die Kationen, die ein größeres Volumen als die Anionen haben und über lange Alkylketten mit Schmiereigenschaften verfügen, werden aus dem Schmierspalt verdrängt und die Reibung nimmt zu. Bei entgegengesetzter Polarisierung (Abbildung 3 **c**) werden die Anionen verdrängt, und Reibung und Verschleiß werden verringert.

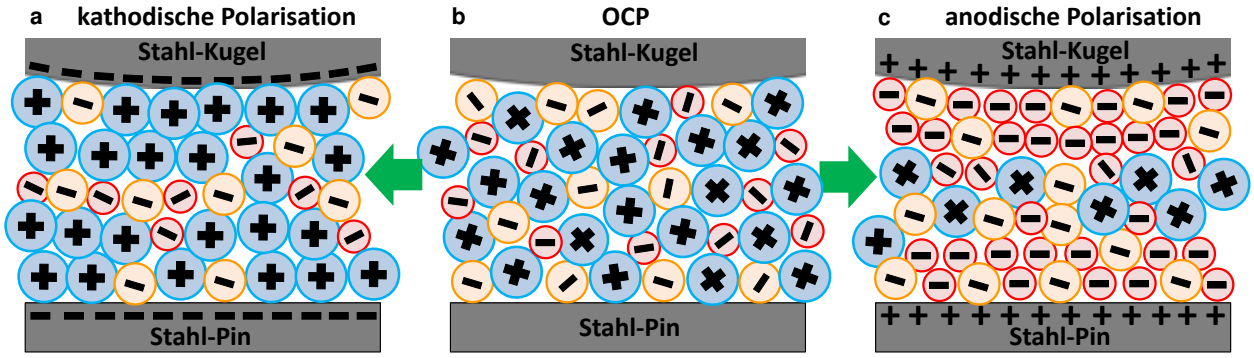


Abbildung 3: Angenommene Strukturbildung bei **a** kathodischer Polarisation, **b** neutraler Oberfläche ohne angelegte Spannung (OCP) und **c** anodischer Polarisation.

Die Annahme dieser Strukturbildung beruht nicht nur auf Berechnungen der Schmierfilmdicke, sondern auch auf der Interpretation anderer Parameter auf unterschiedlicher Größenskala wie dem direkt mit der Schmierfilmdicke korrelierenden Lamda-Parameter oder der Stromdichte. Zusätzlich wurden auf der kleinsten Größenskala auch die chemische Struktur der ILs verändert, um den Einfluss unterschiedlicher funktioneller Gruppe auf die Veränderung des Reibwerts zu beobachten.

Quellenangaben:

[1] Curtis, C. K. et. al. Friction 2020

[2] Gatti, F. et al. Scientific reports 2020, 10, 17634

[3] Urbakh, M. et al. Nature materials 2010, 9, 8–10

[4] Holmberg, K. et al., Tribol. Int. 2019, 5, 389–396

[5] Li, H. et al. Chemical communications 2014, 50, 4368–4370

[6] Krim, J. Frontiers in Mechanical Engineering 2019, 5, 22

[7] Dold, C. et al., Phys. Chem. Chem. Phys. 2015, 17, 10339–10342

[8] Popov, V. L. Kontaktmechanik und Reibung, Springer Verlag 2009

[9] Sweeney, J. et al. Physical review letters 2012 109, 155502

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Fraunhofer-Forschungscluster Programmierbare Materialien.

Autoren

Felix Gatti, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Wöhlerstr. 11, 79108 Freiburg, Deutschland; Telefon +49 761 5142-331, felix.gatti@iwm.fraunhofer.de, www.iwm.fraunhofer.de

Dr. Tobias Amann, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Wöhlerstr. 11, 79108 Freiburg, Deutschland

Dr. Andreas Kailer, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Wöhlerstr. 11, 79108 Freiburg, Deutschland

Peter Rabenecker, Fraunhofer-Institut für Chemische Technologie ICT, Joseph-von-Fraunhofer-Straße 7, 76327 Pfinztal, Deutschland

Dr. Norman Baltes, Fraunhofer-Institut für Chemische Technologie ICT, Joseph-von-Fraunhofer-Straße 7, 76327 Pfinztal, Deutschland

Benedikt Marx, Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Zwickauer Straße 46, 01069 Dresden, Deutschland

Prof. Dr. Jürgen Rühe, Institut für Mikrosystemtechnik IMTEK, Universität Freiburg, Georges-Köhler-Allee 103, 79110 Freiburg, Deutschland

Yasmin Korth, Susanne Beyer-Faiß

Untersuchung von Ionischen Flüssigkeiten unter Stromfluss

Zusammenfassung:

Jedes Jahr werden ca. 23% des Weltenergieverbrauchs von Reibung und Verschleiß verursacht. Besonders jetzt und in Zukunft, wenn Lager und Getriebe mehr und mehr elektrischen Strömen ausgesetzt sind, müssen Schmierstoffe neue Herausforderungen meistern, um die Bauteile vor diesen neuen Zerstörungsmechanismen zu bewahren.

Die Verwendung von Ionischen Flüssigkeiten als elektrisch leitfähige Schmierstoffadditive, um die entstehenden Ströme abzuleiten, wird schon seit längerem intensiv diskutiert und untersucht. Allerdings können die Ionischen Flüssigkeiten durch den vorhandenen Stromfluss chemischen Schaden nehmen, der bisher nicht dokumentiert wurde.

Generell bestehen Schmierstoffe in Industrieanwendungen aus einem Grundöl, Additivpaketen und eventuell einem Verdickersystem. Alle diese Bestandteile sind in der Regel Isolatoren und nicht in der Lage entstehende Ströme von Bauteilen abzutransportieren.

In diesem Verbundprojekt wurden verschiedene Ionische Flüssigkeiten, mit unterschiedlichen Leitfähigkeiten, definierten elektrischen Strömen ausgesetzt. Hierzu wurde eine neue Bestromungsapparatur entwickelt und aufgebaut, bei der die Ionischen Flüssigkeiten und Modellschmierstoffe verschiedenen Strömen und Temperaturen ausgesetzt werden können.

Der Einfluss der unterschiedlichen Bestromungen auf die chemische Zusammensetzung der Ionischen Flüssigkeiten wurde mittels IR-Spektroskopie, Rheologie und Leitfähigkeitsmessungen quantifiziert.

Die Ionischen Flüssigkeiten reagieren, je nach chemischem Aufbau, sehr unterschiedlich auf die angelegten Ströme, teilweise werden sie vollkommen zerstört.

Abstract:

Every year 23% of the world energy consumption is caused by friction and wear. Especially now and in future bearings and gear boxes will be exposed to electrical currents so lubricants have to prevent the components from new damage mechanism.

The usage of Ionic Liquids as conductible lubricant additives is in discussion for a longer period of time, but right now it was not investigated how these liquids could be affect by electrical currents itself.

Generally, lubricants in industry are compounded by base oils, additives, and thickeners. All these ingredients are isolators and not able to discharge electrical currents.

In these joint research project, different Ionic Liquids with different conductivities have been exposed to defined electrical currents. For that experiments a new current feed setup has been developed, where the liquids and model lubricants were exposed to electrical currents under temperature control.

The influence on the liquids by the current feed was chemically quantified by using IR-Spectroscopy, rheology and conductivity measurements.

The Ionic Liquids react, depending on their chemical structure, very different on the current feeds, some of them has been destroyed totally.

Im Rahmen des BMBF-Projektes EbiG wurden verschiedene Ionische Flüssigkeiten (IL) auf ihre Fähigkeit als leitfähige Schmierstoffadditive hin untersucht. Um die Leitfähigkeitseigenschaften der ILs und der erstellten Schmierstoffe testen zu können wurden eine eigene Leitfähigkeitsmesszelle und eine Bestromungsapparatur gebaut. Durch die Bestromung konnte eine beschleunigte Alterungsprüfung unter Stromfluss durchgeführt werden.

Leitfähigkeitsmesszelle und Bestromungsapparatur

Die Leitfähigkeitsmesszelle und die Bestromungsapparatur mit 5 Messplätzen wurden im Unterauftrag des Projektes EbiG durch die Firma inGENIOS entwickelte und aufgebaut. Die Leitfähigkeitsmesszelle hat ein Probenvolumen von 1ml und einen definierten Messbereich von 0-100 µS/cm, Abb.1.



Abb.1: Leifähigkeitsmesszelle entwickelt durch die Firma inGENIOS.

Die Bestromung der ILs und Schmierstoffproben erfolgte in einer neu entwickelten Bestromungsapparatur, Abb. 2. Der Aufbau der einzelnen Prüftöpfe besteht aus Stahlnäpfchen mit durch PTFE isolierten Edelstahlnetzen als Elektroden, Abb. 2.



Abb.2: Einzelne Bestromungsapparatur und Prüftopf.

Die Prüfungen können unter Luftsauerstoff und bei verschiedenen Temperaturen durchgeführt werden. Eine konstante Bestromung (Gleichspannung) von 0-25V, mit frei wählbarer Polarität, ist einstellbar. Referenzmessungen unter Schutzgas N_2 oder CO_2 sind möglich und sollen in Zukunft erfolgen.

Die Prüftöpfe wurden in einen umgebauten Wärmeschrank eingesetzt, bei dem ein konstanter Stromfluss von außen einstellt und gesteuert werden kann, Abb.3.

Bestromungsexperimente und chemische Auswertung reiner ILs

Mit der in Abb. 1 dargestellten Leitfähigkeitsmesszelle wurden die Leitfähigkeiten von verschiedenen ILs, zur Verfügung gestellt vom Projektpartner Iolitec, Ionic Liquids Technologies GmbH, vermessen. Ziel war es, ausgehend von den Leitfähigkeiten und der Verträglichkeit mit den Basisölen und Schmierstoffadditiven, die optimale Zusammensetzung für leitfähige Schmierstoffe zu ermitteln. In Tabelle 1 sind die Leitfähigkeiten der ILs und die unterschiedlichen Viskositäten dargestellt, da sich bei den Bewertungen der Ergebnisse herausgestellt hat, dass beide Eigenschaften im Zusammenspiel einen erheblichen Einfluss haben. Bei den ILs handelte es sich um Flüssigkeiten, die aus phosphor- und stickstoffhaltigen Anionen und Kationen zusammengesetzt sind, teilweise sind fluorierte Gruppen vorhanden.

Ionische Flüssigkeit	Leitfähigkeit [µS], RT	Viskosität [mPas], 20°C
IL1	2,44	1360
IL2	2,67	2430
IL3	6,73	842
IL4	50,3	873
IL5	114,8	432

Tabelle 1: Leitfähigkeits- und Viskositätswerte der ILs.

Ausgehend von der Annahme, dass in Lagern, eine Durchschlagsspannung von 10V zu erwarten ist, wurden die einzelnen Proben bei einen konstanten Stromfluss von 10V bestromt. Die Temperatur des Ofens wurde auf 40°C eingestellt, um Umgebungseinflüsse auszuschließen.

Um die optimalen Einstellungen für die Bestromung zu ermitteln, wurden zunächst die die Prüftöpfe mit den beiden leitfähigsten ILs (4,5) befüllt und die Proben bei unterschiedlicher Polung 24h bei 40°C und 10V bestromt.

Tabelle 2 zeigt die Auswertung der Leitfähigkeiten vor und nach der Bestromung:

Ionische Flüssigkeit	Leitfähigkeit [µS], RT, 0h	Leitfähigkeit [µs], RT, 24h	Polung
IL4	959	895	Topf Anode
IL5	1430	124	Netz Kathode
IL4	956	1,7	Topf Kathode
IL5	1300	55,5	Netz Anode

Tabelle 2: Leitfähigkeitswerte der ILs vor und nach Bestromung.

Die Abnahme der Leitfähigkeiten ist je nach Polung sehr verschieden, auch optisch sind die unterschiedlichen Reaktionen der ionischen Flüssigkeiten auf die Werkstoffe der Bestromungszellen zu erkennen. Durch die Versuche lässt sich sagen, dass die verwendeten Werkstoffe der Prüftöpfe einen erheblichen Einfluss auf die Alterung/Zersetzungsprodukte der ionischen Flüssigkeiten haben, auch der Einfluss der Polung wird deutlich, Abb.3,4.



Abb.3: Prüftöpfe und ILs 4,5 nach der Bestromung (24h) Polung, Topf Anode und Netz Kathode.



Abb.4: Prüftöpfe und ILs 4,5 nach der Bestromung (24h) Polung, Topf Kathode und Netz Anode.

Da der stärkste Einfluss der Polung auf die Leitfähigkeit bei der Anordnung Topf Kathode und Netz Anode zu beobachten ist, wurden im Anschluss Langzeitversuche mit dieser Polung durchgeführt.

Aufgrund der rostroten Färbung der ionischen Flüssigkeiten in Abb.4 wurde das Experiment mit der IL5 wiederholt und chemisch bewertet.



Abb.5: Prüftopf und IL 5 nach 24h, 10V Bestromung und 40°C.

Nach einer Bestromung mit 10V für 24h und bei 40°C zeigte sich im Prüftopf ein rostroter Belag, Abb.5. Die IL war ebenfalls rötlich verfärbt. Daraufhin wurde der Belag mittels ICP-OES spektroskopisch untersucht, Tabelle 2.

Element	Einheit	IL 5 original	IL 5 nach Bestromung
Chrom	[mg/l]	<1 <1	19 19
Eisen	[mg/l]	11 11	945 945
Mangan	[mg/l]	<1 <1	62 62

Die zusätzliche Analyse des Belages mittels EDX bestätigte, dass es sich dabei um Rost handelt.

Offensichtlich kann, abhängig von der IL und deren Zersetzungsprodukten, Korrosion an der Prüfzelle erzeugt werden. Die Bildung von Korrosion hängt mutmaßlich mit der chemischen Struktur der ILs zusammen, da nur die fluorhaltigen ILs dieses Ergebnis zeigen.

Um die Prozesse während der Bestromung näher zu bestimmen wurden die beiden leitfähigsten ILs (4,5) einem Langzeittest von 288h Stunden unterzogen. Abbildung 6 zeigt die Prüftöpfe nach 288h mit und ohne die ILs. Es ist eine deutliche Verfärbung der Flüssigkeiten und Korrosion in den Prüftöpfen zu erkennen.



Abb.6: Prüftöpfe nach 288h Bestromung, links IL4, rechts IL5.

Zur genaueren Analyse der chemischen Vorgänge wurden IR-Spektren der ILs aufgenommen. Beide ILs haben dasselbe Anion aber unterschiedliche Kationen. Bei der Analyse der IR-Spektren zeigt sich, dass vorwiegend das Anion gespalten wird und sich Aminverbindungen bilden, Abb. 7,8.

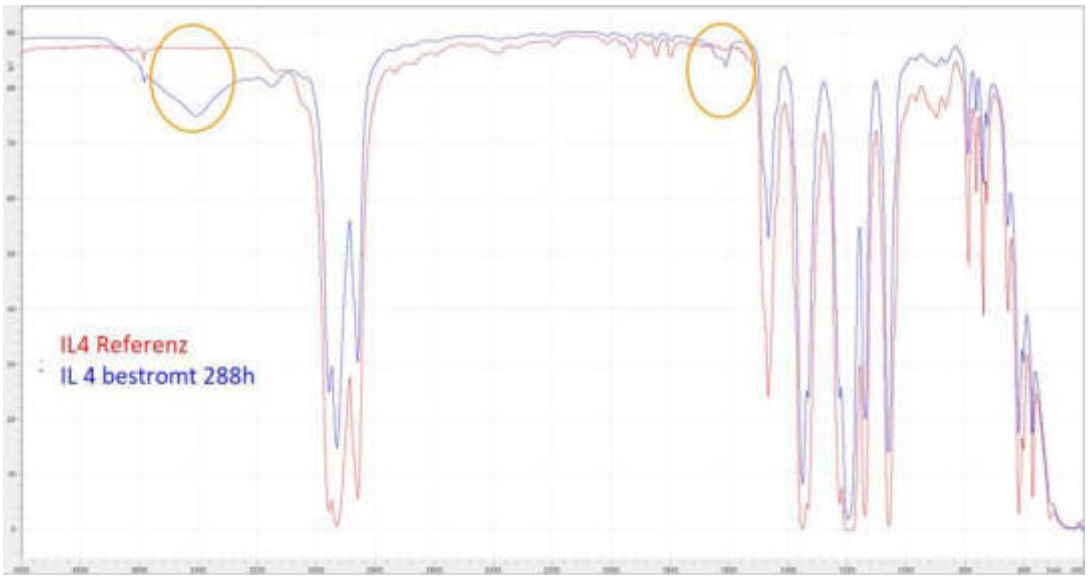


Abb.7: IR-Spektren IL4 bestromt 288h.

Bei den IR-Spektren der IL 5 zeigt sich die Zersetzung wesentlich deutlicher, was auch schon an den Bildern in Abb.7 zu erkennen war, Abb.8.

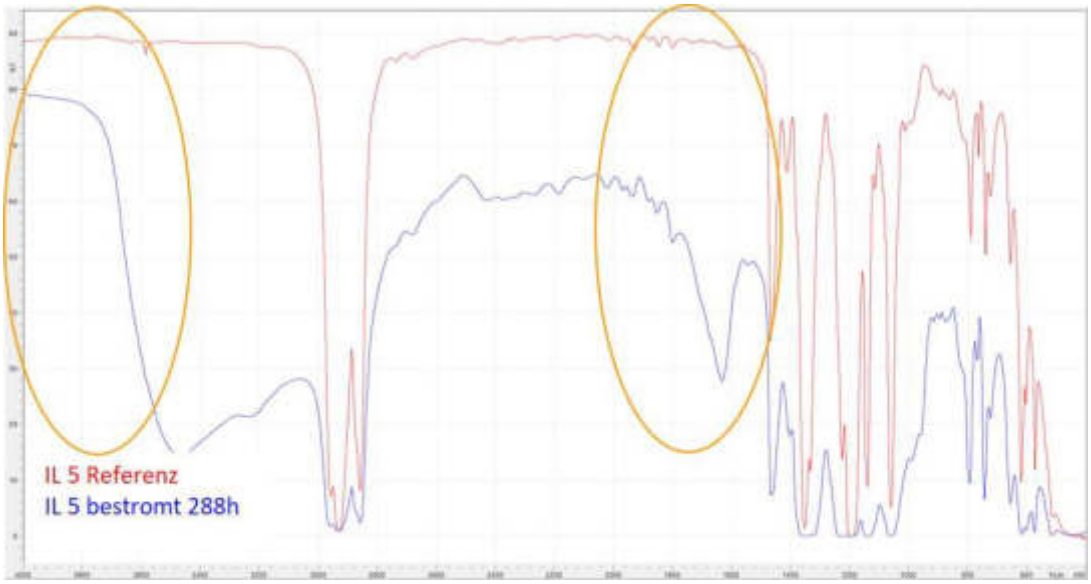


Abb.8: IR-Spektren IL5 bestromt 288h.

Die höhere Leitfähigkeit der ILs 4,5 ist Großteils bedingt durch die fluorierten, polaren Anionen. Durch die geringere Viskosität, Tabelle1, der IL5 im Vergleich zu IL4 ist eine schnellere Ionenwanderung im Stromfeld möglich und dadurch die Zersetzungswirkung und die Korrosion stärker ausgeprägt.

Die Bestromungsversuche der IL 1, 2, 3 und 4 zum Vergleich für 216h, 10V und 40°C vervollständigen die Experimente mit reinen ILs.

Abbildung 9 zeigt die Prüftöpfe nach dem Experiment und die dazugehörigen Flüssigkeiten.



Abb.9: Prüftöpfe und ILs 1-4 nach 216h Bestromung.

Exemplarisch sind in Abb.10 die IR-Spektren der IL3 gezeigt. Wieder ist eine beginnende Zersetzung zu erkennen, die aber wesentlich weniger stark ausgeprägt ist als zuvor.

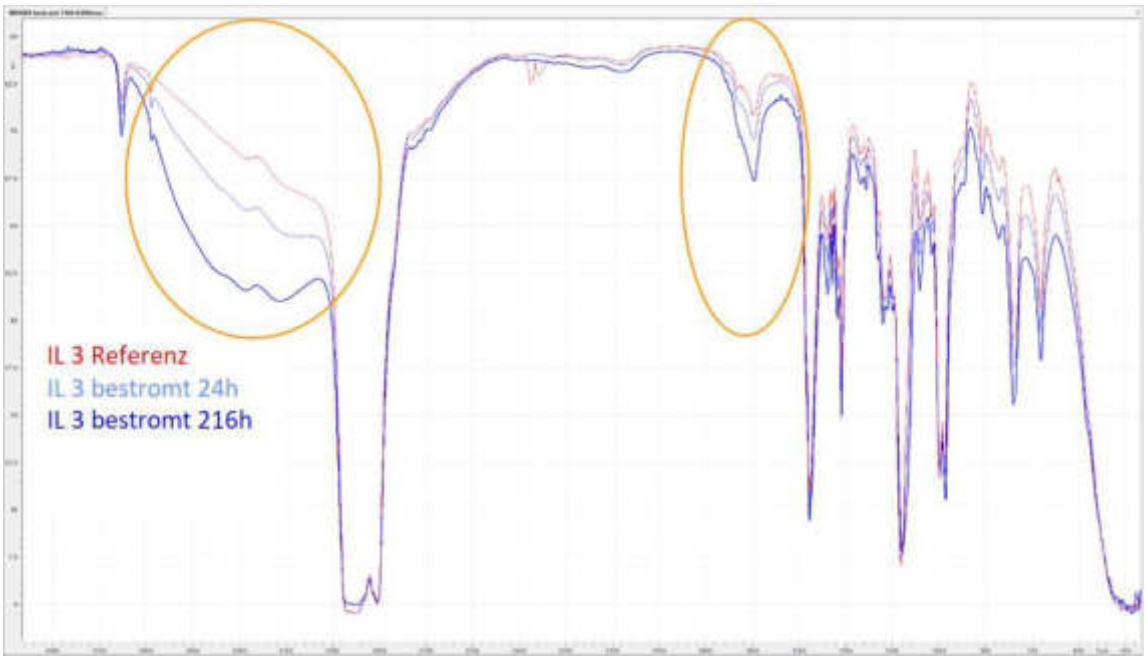


Abb.10: IR-Spektren IL3 unbestromt und bestromt 216h.

Beim Vergleich der Leitfähigkeiten der ILs 1-4 während des Experiments wird deutlich, dass eine Veränderung der Struktur sehr wahrscheinlich ist, Abb. 11, da bei allen ILs eine Verringerung der Leitfähigkeit zu beobachten ist.

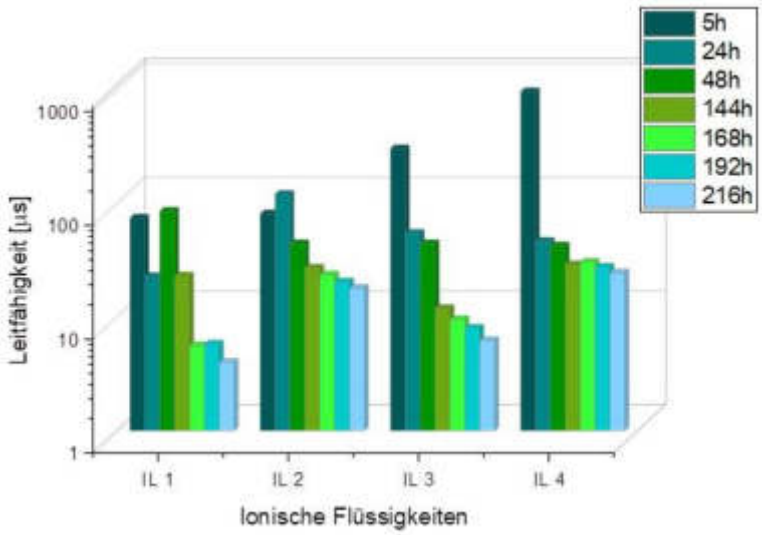


Abb.11: Leitfähigkeitswerte der ILs 1-4 nach unterschiedlichen Bestromungszeiten.

Dazu passen auch die gemessenen Viskositätswerte, Abb.12.

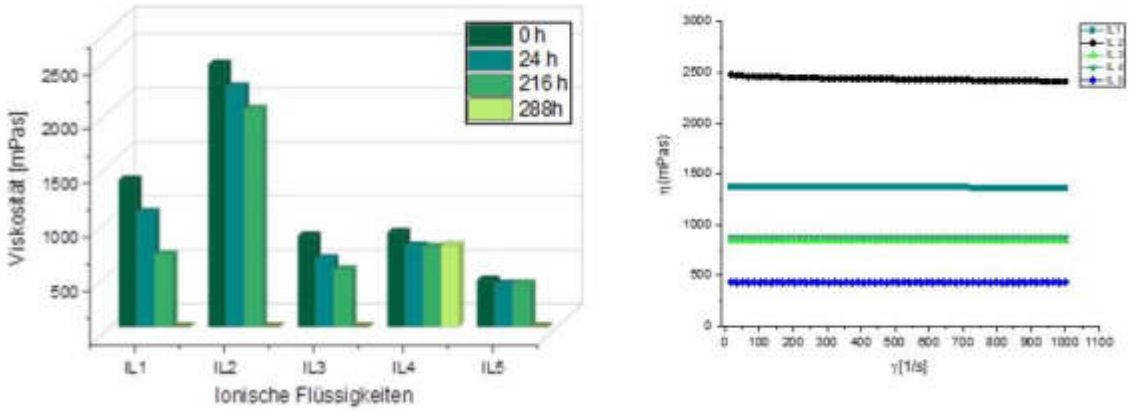


Abb.12: Viskositäten der ILs 1-4 nach unterschiedlichen Bestromungszeiten und die gemessenen Scherviskositäten der ILs im Originalzustand.

Die Viskositäten aller ILs nehmen über den Bestromungszeitraum ab, diese Abnahme ist nicht auf die rheologischen Eigenschaften der ILs, annähernd Newtonsches Verhalten, Abb. 12, zurückzuführen. Offensichtlich findet während des Stromeinflusses eine Umlagerung, bzw. teilweise Zersetzung der ILs statt, die sich durch die gesunkenen Leitfähigkeits- und Viskositätswerte ergänzend zur optischen Begutachtung und den IR-Spektren nachweisen lässt.

Bestromungsexperimente und chemische Auswertung an Modellschmierstoffen

Als erster Modellschmierstoff wurde die IL4 (5%) mit einem PAO gemischt. Eine Leitfähigkeit konnte nicht bestimmt werden. Optisch war eine Mischbarkeit zu erkennen. Die Bestromung bis zu 288h zeigte optisch keine Veränderung, Abb. 13. Es sind allerdings Strommarken am Boden des Topfes zu erkennen.



Abb.13: Prüftopf vor und nach 288h Bestromung, PAO + 5% IL4.

Die Viskosität ist innerhalb der Messgenauigkeiten nicht verändert zu der des PAO. Allerdings zeigt sich in den IR-Spektren eine Abnahme der Banden, die der IL4 zugeordnet werden können. Das deutet daraufhin, dass die IL während des Experiments den Strom abgeleitet hat und dabei „verbraucht“ wurde, Abb.14.

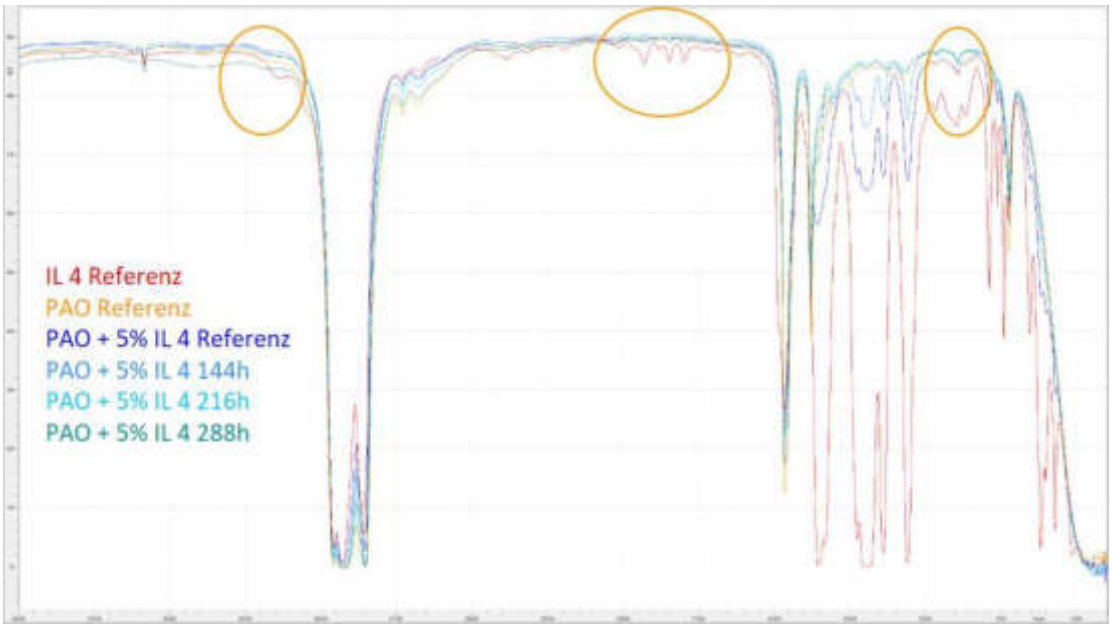


Abb.14: IR-Spektren PAO+5% IL4 bestromt 288h.

Weitere Modellschmierstoffe wurden aus Mischungen verschiedener Ester-Basisöle mit den ILs 4,5 (5%) hergestellt. Bei diesen polaren Basisölen konnten messbare Leitfähigkeiten ermittelt werden, Tabelle 3.

Ester	Viskosität Ester [mm2/s]	IL	Leitfähigkeit [mS], RT
Ester 5	23,43	IL4	1,24
Ester 5	23,43	IL5	1,46
Ester 4	14,95	IL4	1,93
Ester 6	128,7	IL4	0,33

Tabelle 3: Leitfähigkeiten der Mischungen verschiedener Ester mit IL4/5.

Die erzeugten Leitfähigkeiten hängen offensichtlich stark mit der Viskosität der Basisöle zusammen. Die Bestromung erfolgte für 144h, 40°V und 10V. Die Flüssigkeiten sind teilweise türkis verfärbt, was wahrscheinlich auf eine chromophore Wechselwirkung zwischen den spezifischen, chemisch sehr ähnlichen Estern (4,5) und dem stickstoffhaltigen Kation der IL4 zurückzuführen ist, eine konkrete Klärung steht noch aus. In den Töpfen sind eindeutige Bestromungsmarken zu erkennen, Abb.15.



Abb.15: Prüftöpfe nach der Bestromung von verschiedenen Mischungen aus Esterölen und IL4, 5.

Der Vergleich der Viskositäten vor und nach dem Experiment zeigt, dass hier kein Einfluss durch den Strom innerhalb der Toleranzen zu erkennen ist, Abb. 16.

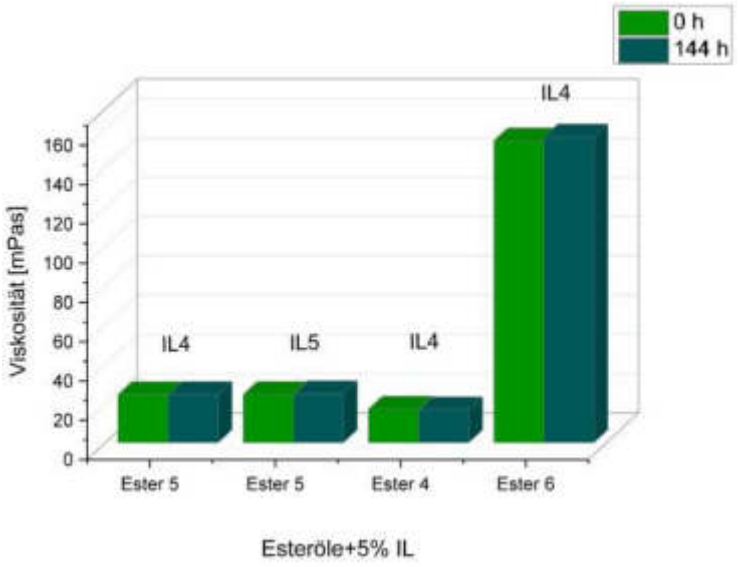


Abb.16: Viskositätswerte der verschiedenen Mischungen aus Esterölen und IL4, 5, vor und nach der Bestromung.

Bei der Auswertung der IR-Spektren der Mischungen aus verschiedenen Estern mit der IL4 kommt es häufig zu einer Überlagerung der Banden, was eine Auswertung erschwert.

Eine Abnahme der IL4 ist lediglich bei der Mischung Ester 6 mit IL 4 deutlich zu erkennen, Abb17.

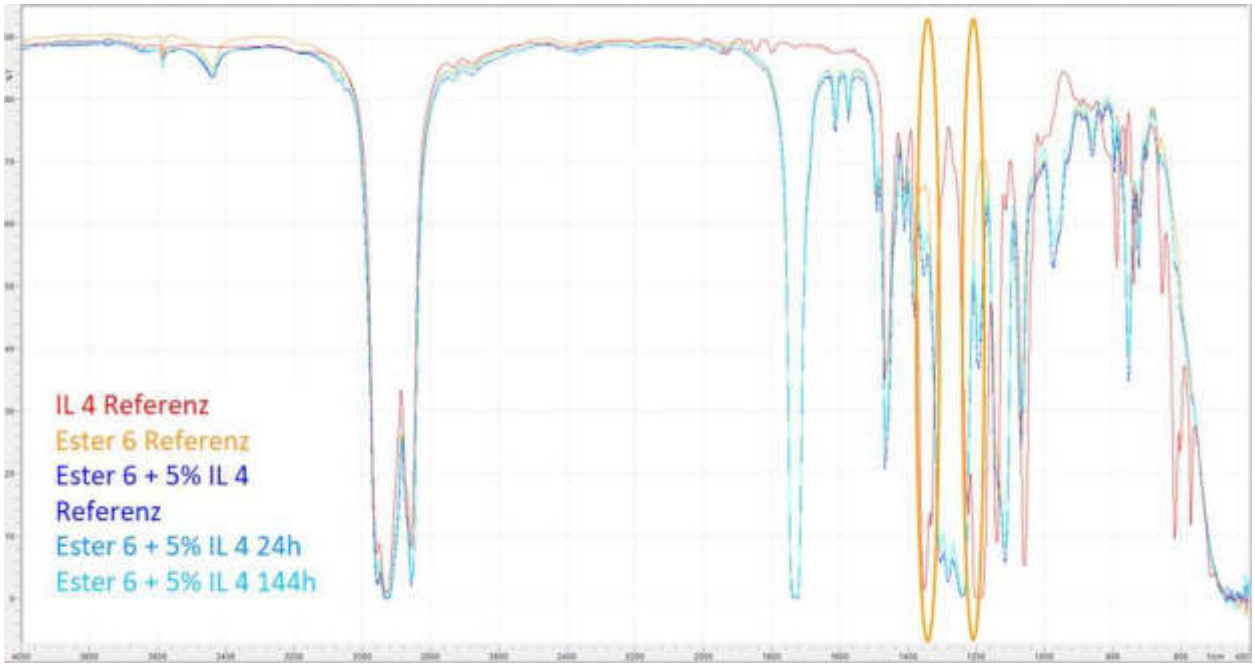


Abb.17: IR-Spektren Ester 6+5% IL4 bestromt 144h.

Ergebnisse

Die Bewertung der Ergebnisse zeigt, dass die Bestromungsapparatur zuverlässig eine beschleunigte Alterung unter Stromfluss erzeugt. Je nach chemischer Zusammensetzung der ILs ist eine Spaltung der chemischen Struktur, hier vorwiegend der Anionen möglich. Die entstandenen Reaktionsprodukte können zu Korrosion an

Stahloberflächen führen. Dabei ist die Korrosionsneigung stark abhängig von der chemischen Zusammensetzung der ILs. In dem hier gezeigten Bespielen kann nur Korrosion mit fluorhaltigen ILs erzeugt werden.

Bei allen bestromten ILs zeigt ein Zusammenhang der Leitfähigkeit und der Viskosität, was auf eine schnellere Ionenwanderung bei niedriger Viskosität zurückzuführen ist, dadurch wird auch die elektrochemische Stabilität in der Anwendung beeinflusst.

Die Viskositäten und Leitfähigkeiten der ILs nehmen während der Experimente ab, was auf die Umlagerung und teilweise Zersetzung der ILs zurückzuführen ist.

Bei der Zugabe der zweit leitfähigsten IL4 zu PAO zeigt sich, dass die IL trotz nicht messbarer Leitfähigkeit die stromableitende Funktion erfüllt und keine Korrosion bei dieser Konzentration aufweist.

Auch bei der Zugabe der ILs 4/5 zu verschiedenen Ester-Basisölen zeigt sich ein Stromabfluss durch Bestromungsmarken und aufgrund der höheren Polarität der Basisöle auch eine messbare Leitfähigkeit. Wieder ist keine Korrosion erkennbar.

Ganz offensichtlich können ILs zu einer Steigerung der Leitfähigkeit von Schmierstoffen betragen, allerdings sind die chemische Struktur der ILs deren Viskosität und vor allem die ausreichende Mischbarkeit limitierende Faktoren für den Einsatz.

1) Phosphonium-based Ionic Liquids and their application in Separation of dye form aquous solution, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, VOL. 11, NO. 3, **2016**

2) Physicochemical Properties of Long Chain Alkylated Imidazolium Based Chloride and Bis(trifluoromethanesulfonyl)imide Ionic Liquids, J. Chem. Eng. Data, 62, 3084−3094, **2017**

3) Vibrational Spectroscopy of Ionic Liquids, Chem. Rev., 117, 7053−7112, **2017**

4) Applications of phosphonium-based ionic liquids in chemical processes, Review, Iranian Chemical Society, Springer, **2020**

Danksagung:
Den Projektpartnern für die gute Zusammenarbeit.
Dem BMBF für die Förderung durch das PtJ im Rahmen des Projektes EPiG,
Förderkennzeichen 03XP0220A.

Dr. Yasmin Korth
Laborleitung, F&E
Dr. Tillwich GmbH Werner Stehr
Murber Steige 26
72160 Horb-Ahldorf

Susanne Beyer-Faiß
Geschäftsführung, F&E
Dr. Tillwich GmbH Werner Stehr
Murber Steige 26
72160 Horb-Ahldorf

Beyer-Faiss, Susanne; Korth, Yasmin; Amann, Tobias; Schubert, Thomas, Plebst, Sebastian

Tribological Behavior of Electrically Conductive Lubricants and Adapted Nanocomposites in Sliding Bearings using Ionic Liquids and Graphene

Zusammenfassung:

Die Feinmechanik muss sich der Herausforderung stellen, die Leistung und Effizienz von Präzisionsgleitelementen ständig zu verbessern, obwohl diese immer kleiner werden. Die Miniaturisierung der Bauteile erhöht die Anforderungen an die Schmierstoffe, auch bei höherem spezifischem Druck niedrige Reibungs- und Verschleißwerte zu erzeugen. Dies ist eine besondere Herausforderung, wenn Systeme mit Kunststoffmaterialien konstruiert werden, die in diesem Bereich weit verbreitet sind.
Anwendungen in der Praxis zeigen, dass aktuelle Lösungen an ihre Grenzen stoßen, wenn Bauteile neuen Umgebungsbedingungen ausgesetzt sind, zum Beispiel mit elektrischer Aufladung und damit verbundenen elektrischen Durchschlägen, die sowohl Materialien als auch Schmierstoffe extrem schädigen. Das Gleitlagermaterial sowie der Schmierstoff sind Isolatoren, was elektrostatische Aufladungen begünstigt.
Die Idee ist, ein Gleitlagersystem zu schaffen, das es erlaubt, die elektrische Ladung in jedem Betriebszustand des Lagers auch bei hydrodynamischer Schmierung konstant abzuleiten, dadurch dass alle Teile des Gleitlagers einschließlich des Schmiermittels mit einer definierten Ableitfähigkeit ausgestattet werden.
Die bisherigen Arbeiten im Verbundprojekt zeigen vielversprechende Ergebnisse: Es konnte gezeigt werden, dass eine Kombination von ionischer Flüssigkeit (IL) mit Graphen das Potential besitzt, ein Gleitlagersystem, bestehend aus einem modifizierten PA66 Compound und einer angepassten Schmierstoffdispersion so elektrisch leitfähig zu machen, dass elektrostatische Energie kontinuierlich während des Betriebs abgeführt werden kann. Das tribologische Verhalten des Basispolymers (Reibung und Verschleiß) wird nicht negativ beeinflusst und entspricht dem etablierter Kunststoff-Gleitlagerwerkstoffe. Die Entwicklung angepasster Schmierstoffdispersionen mit IL und Graphen mit definierter niedriger Leitfähigkeit weist in die richtige Richtung. Allerdings muss die Langzeit-Stabilität der Schmierstoffdispersionen weiter verbessert werden, da sie wichtig ist für den Erhalt der tribologischen Funktion.

Abstract:

Precision engineering has to meet the challenge to continuously improve performance and efficiency of precision sliding elements, although they are becoming smaller and smaller. The miniaturization of parts raises the demands on the lubricants to generate low friction and wear values even at higher specific pressures. This is a particular challenge, when systems are constructed with plastic materials, which are widely used in this field.
Applications in practice show, that actual solutions come to their limits, when components have to deal with new surrounding conditions, for example with electrical charge going along with disruptive discharge, which harms materials as well as lubricants extremely up to damage. Plastic plain bearing material as well as the lubricant are insulators, and electrostatic charge is favoured. The idea is to create a plain bearing system, which allows to consistently deviate electric charge in any operating condition of the bearing even under hydrodynamic lubrication, so all parts of the plain bearing including the lubricant have to be equipped with a certain defined electric conductivity.
The works, done up to now in the common project show promising results: it could be shown, that a combination of ionic liquids (IL) with graphene has a potential for making a plain bearing system consisting of a modified PA66-compound and an adapted lubricant dispersion electrically conductive to such an extent, that electrostatic energy can be continuously dissipated during operation. The tribological behavior of the base polymer (friction and wear) is not negatively influenced and corresponds to that of established plastic plain bearing materials. The development of adapted lubricants with IL and graphene with a defined low conductivity turns towards the right direction. However, the long-term stability of the IL-graphene dispersions has to be further improved, since it is important for maintaining the tribological function.

1. Background and Motivation

Precision engineering has to meet the challenge to continuously improve performance and efficiency of precision sliding elements, although they are becoming smaller and smaller. The miniaturization of parts raises the demands on the lubricants to generate low friction and wear values even at higher specific pressures. This is a particular challenge, when systems are constructed with plastic materials, which are widely used in this field.

Applications in practice show, that actual solutions come to their limits, when components have to deal with new surrounding conditions, for example with electrical going along with disruptive discharge, which harms materials as well as lubricants extremely up to damage. Plastic plain bearing material as well as the lubricant are insulators, and

electrostatic charge is favoured. The idea is to create a plain bearing system, which allows to consistently deviate electric charge in any operating condition of the bearing even under hydrodynamic lubrication, so all parts of the plain bearing including the lubricant have to be equipped with a certain defined electric conductivity.

In a joint research project of Dr. Tillwich GmbH Werner Stehr, the Fraunhofer Institute for Mechanics of Materials in Freiburg and the company IOLITEC in Heilbronn, an innovative concept for a sliding bearing system is being developed, consisting of a steel shaft combined with an optimized polymeric nanocomposite bearing material and an adapted electrically conductive lubricant, using ionic liquids and graphene (Project acronym: EPiG).

2. Approach

2.1. Development and optimization of IL-Graphene-Compounds

Together with our project mentors of industry it has been decided to focus the compounding of the bearing materials on two thermoplastic resins POM and PA66, due to their good tribological and mechanical properties. Compatibility and corrosion tests with a choice of ionic liquids (ILs) containing phosphorous and nitrogen anions and cations, also partially fluorinated ones, have been performed. A good compromise between long-term compatibility, corrosion resistance and maximum possible electric conductivity has been elaborated for PA66 as base polymer and IL N_{8881}BTA and $P_{666(14)}$BTA, with an electric conductivity of 50,3 µS/cm and 114,8 µS/cm respectively.

In a similar approach two graphene types have been chosen, representing a compromise between purity and price, to facilitate the intended transfer to a practical application in industry. Reduced graphene oxide (rGO) consists of platelets D_{50}<10 µm containing less than 3% of oxygen. They are produced in a wet-chemical process (Hummer method) with an adjacent reduction. The second graphene type CP is made from graphite without any contamination by oxygen. Its plates are <5nm.

With the two ILs and graphene types, different PA66 compounds have been produced by using a kneading chamber Polylab QX + Rheomix 300 from ThermoFisher Scientific and a laboratory press Collin P200 P/M. The amount of the two ILs has been variated from 0 % in steps up to 3 % content and the two graphene types also in steps from 2 % to 5 %. The evaluation of the IL-graphene-compounds has been done on measurements of the specific surface resistivity.

Based on the results for the next optimization step it has been decided to focus on graphene type rGO due to its better compounding properties and ionic liquid $P_{666(14)}$BTA due to its high electric conductivity (114,8 µS/cm). The percolation limit has been seen around a graphene content of 4%.

In order to detect the exact percolation limit of the compounds, a new series of probes has been produced by direct compounding the materials in a co-rotating double-screw extruder and then injection moulding into standard tensile test rods, out of which the specific test specimen for the different test methods have been prepared.

In Table 1 the values of specific volume resistivity measured according to IEC 60093 is given for all IL-graphene-compounds produced.

The content of $P_{666(14)}BTA$ has been set on an identical level for all compounds, whereas graphene rGO has been varied by 2%, 4%, 4,25% and 4,75%. Adding IL and 2% graphene does not influence the specific volume resistivity compared to the base material PA66. Only after adding IL and more than 4% graphene the specific volume resistivity drops by three to four orders of magnitude to values of $1{,}2 \cdot 10^{11}$ Ohm·cm. Another compound has been produced with IL and 8% graphene, which lead to a further decrease of specific volume resistivity by two orders of magnitude to values of $1{,}2 \cdot 10^{9}$ Ohm·cm. Indeed, this high content of graphene is much more difficult to compound, as well as the price of the compound rises, which might hinder the transfer to industry.

Compound with PA66 base	Content IL $P_{666(14)}BTA$	Content graphene rGO	Content CNT	Specific volume resistivity [ohm·cm]
PA66 base polymer before compounding	-	-	-	1.63E+15
PA66 compound after compounding	-	-	-	1.63E+15
IL + 2% rGO	fix	2	-	1.20E+15
IL + 4% rGO	fix	4		3.38E+14
IL + 4,25% rGO	fix	4.25		2.07E+12
IL + 4,75% rGO	fix	4.75		1.21E+11
IL + 8% rGO	fix	8		1.23E+09
4% CNT	-	-	4	1.09E+15
IL + 3% CNT	fix	-	3	1.79E+05
IL + 4% CNT	fix	-	4	1.27E+05
IL + 3% CNT + 1% rGO	fix	1	3	2.01E+05

Table 1: Composition of ILgraphene-compounds with specific volume resistivity according to IEC 60093.

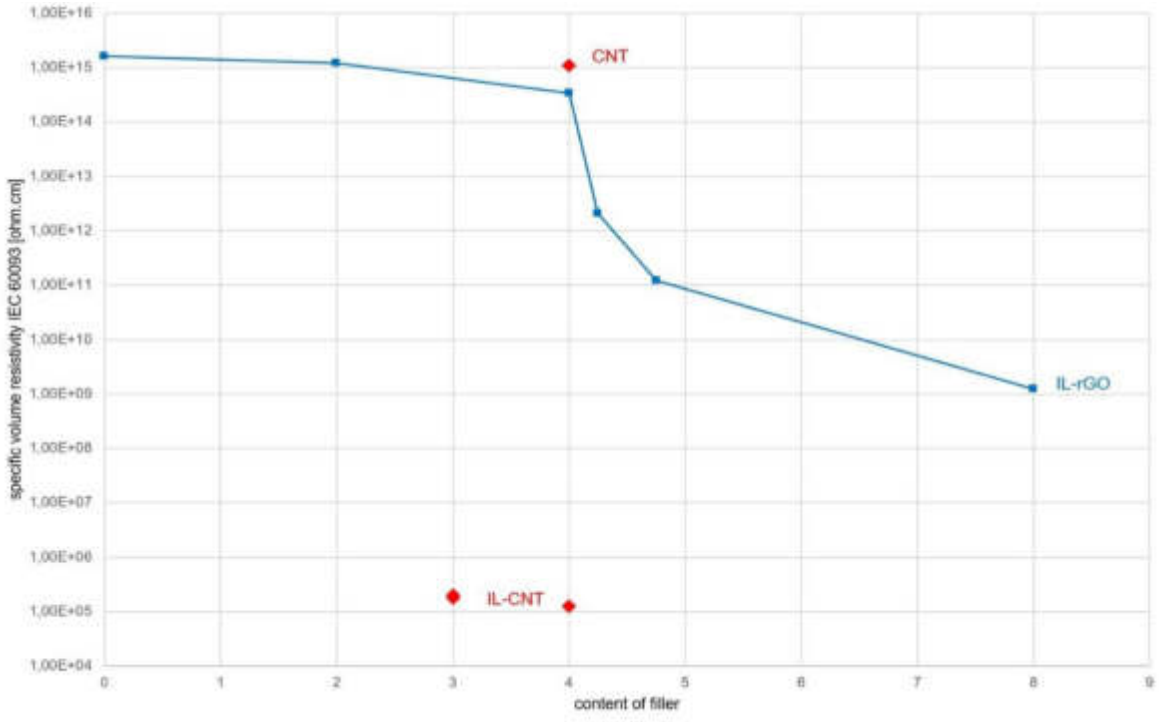


Figure 1: Specific volume resistivity of compounds with IL/graphene showing the percolation limit dependent on the concentration of graphene; compounds with IL/CNT (red dots) show remarkably lower values.

To create compounds that might show a higher electric conductivity, it has been decided to start one more test series using multiwalled carbon nanotubes (CNT), which have been produced with catalytic carbon vapor deposition. The CNT have a carbon purity of 90 wt%, an average diameter of <10 nm and an average length of 1.5 µm.

Adding 4 % CNT (without IL) to the PA66 does not affect the specific volume resistivity, whereas combining CNTs with IL (in the same ratio as used for the graphene compounds) lowers the values dramatically by ten orders of magnitude to $1.2 \cdot 10^5$ Ohm·cm, which marks the limit to electrically conductive materials (red dots in Figure 1).

Producing a hybrid compound out of IL, 3 % CNT and 1 % CP shows no further influence on the specific volume resistivity compared to compound IL and 3 % CNT.

2.2. Development and optimization of IL-Graphene-Lubricants

Lubricants in for-life applications with plastic plain bearings must have a high resistance to aging and oxidation for 15 to 20 years and, especially when used in the automotive sector, still guarantee adequate functionality at temperatures down to -40 ° C (minimum 3 days). The exclusion of long-term chemical interactions with the plastic bearing material must considered as well as protection of the components from corrosion. In addition, with the lubricants to be developed, there are also negative influences from the flow of current, which can reduce the aging stability and the anti-corrosive properties. This aspect is given in a separate presentation [1].

In order to fulfill these requirements it has been decided together with the project mentors from industry to work with base oil PAO, which gives a broad range of viscosity, that can be adjusted to the technical needs.

In contrast to the compounds, ionic liquid N_{8881}BTA has been chosen for the lubricants with a conductivity of 50.3 µS/cm. It has a good solubility in PAO, and in the aging tests under current flow, it showed a significantly higher stability than $P_{666(14)}$BTA.

The major challenge was to be to prepare stable graphene-IL dispersions. With the two graphene-types, also evaluated in the PA66-compounds, various solubilizers and surfactants were examined to produce long-term stable and at the same time conductive dispersions. The result, that stable dispersions are not electrically conductive has been almost consistently confirmed.

A stable IL-graphene-dispersion named D1311-90, which has been used for the tribological evaluation of the IL-graphene-compounds, has been produced by mixing all components (PAO, N_{8881}BTA, rGO, and a nonionic surfactant) using an ultrasonic lance (Bandelin Sonopuls HD2070 Sonotrode KE76 with cone point) 30 seconds with 25% amplitude. The electric conductivity of the IL-graphene-dispersion is 1.96 µS/cm at 20°C. The stability of the dispersion lasts about 3 weeks.

3. Experimental

To evaluate the tribological behavior of the novel IL-graphene-compounds and to analyze the influence of lubrication with PAO-IL-graphene-dispersion, friction and wear tests have been performed using the sphere-on-prism (ISO 7148-2) model system under rotating motion.

Test parameters of friction test bench:

Sphere:	½“ steel 1.3505
Load:	1 – 3 - 6 N (resp. F_N 0.71 – 0.87 – 1.2 N)
Contact pressure:	34 – 49 - 61 MPa
	(initial value, E_{PA66} 3,100 N/mm², E_{steel} 210,000 N/mm²)
Speed:	0 to 210 mm/s (continuous acceleration within 3 minutes)
Temperature:	25 °C
Running-in:	6 N, 120 mm/s, 30 minutes
Result:	friction coefficient f dependent on speed at three load settings.

Test parameters of wear test bench:

Sphere:	½“ steel 1.3505
Load:	30 N (resp. F_N 2.7 N)
Contact pressure:	105 MPa
	(initial value, E_{PA66} 3,100 N/mm², E_{steel} 210,000 N/mm²)
Speed:	28.2 mm/s (60 rpm)
Duration:	100 hours
Sliding distance:	10,152 m,
Temperature:	25 °C
Result:	linear wear in mm

Tests have been performed twice under dry (unlubricated) condition, and lubricated with PAO-IL-graphene-dispersion (viscosity 64.2 mPa·s at 20 °C) and the pure PAO base oil (viscosity 60.1 mPa·s at 20°C). Lubricant volume has been 200 µl for one test.

4. Results

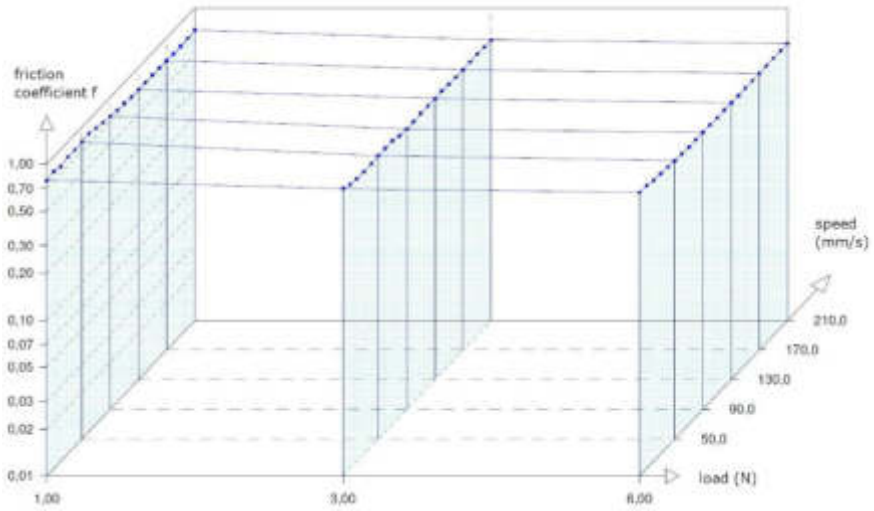


Figure 2: Friction behavior of PA66-1% IL 4% rGO compound against steel 1.3505 under dry sliding conditions in model system sphere-on-prism (ISO7148/2).

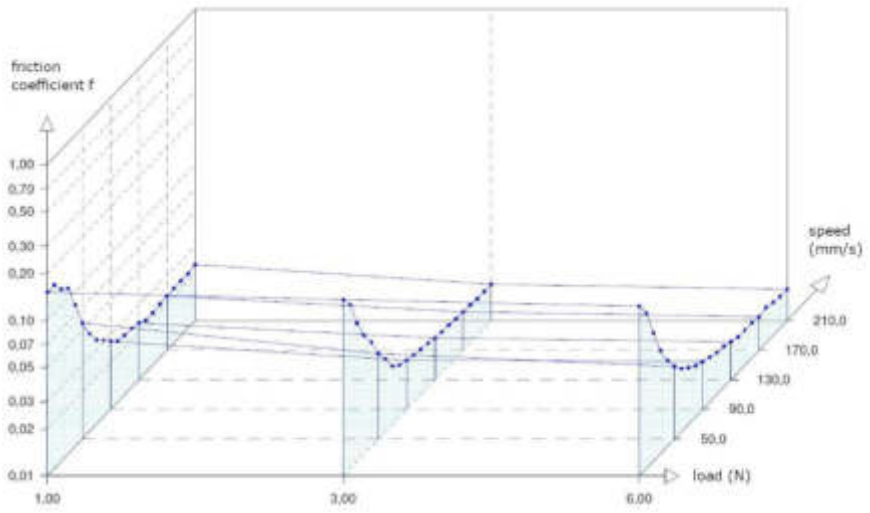


Figure 3: Friction behavior of PA66-1% IL 4% rGO compound against steel 1.3505, lubricated with PAO-IL-graphene dispersion D1311-90 in model system sphere-on-prism (ISO7148/2).

Figure 2 shows the result of a friction test with IL-Graphene-compound based on PA66 with IL and 4 % graphene rGO under dry sliding conditions, giving the friction coefficients (in a logarithmic scale) dependent on sliding speed at three load settings. Friction coefficients do not change with sliding speed, but they reduce with increasing load. Figure 3 is the result of the same material combination but lubricated with the PAO-IL-graphene-dispersion D1311-90. The dispersions act as a lubricant, showing the typical Stribeck curve. Due to the low viscosity of the dispersion no raise of friction coefficient can be measured at higher speeds.

In order to better compare the results of the tests, friction coefficients are extracted from the 6 N curve at sliding speeds 0 mm/s (static friction), 20 mm/s, 50 mm/s and 200 mm/s and summarized in an overall diagram (Figure 4). Under dry conditions (blue bars), an increase in friction coefficients can be seen compared to the base material PA66, when increasing the amount of graphene. Interestingly, the friction reduces with higher contents of graphene, when passing the percolation limit. Incorporation of CNT instead of graphene does not influence the friction values compared to the base polymer PA66. Since the friction tests are short term tests (duration 39 minutes in total), with the applied loads that correspond to conditions of real bearing applications, no wear occurs and the original surface of the injection molding process is not disturbed. Loose graphene particles could not be seen after the tests.

All PA66-compounds show a very good response to lubrication with the base oil PAO (green bars). Static friction values are below 0.15 and sliding friction values range around 0.05 and below. Some compounds even show static friction values below 0.1.

Lubrication with the PAO-IL-graphene-dispersion D1311-90 (red bars) give in any case tested a higher static friction coefficient, in between 20 to 50 % for the graphene containing compounds and up to 100 % for the CNT containing compounds, followed by a steeper decline of friction coefficients when raising the sliding speed. This difference cannot be explained by the viscosity, since the difference in viscosity of both fluids is only 4 mPa·s. One effect could be the adhesion of the graphene, which is part of the PA66-compound as well as the IL-graphene-dispersion.

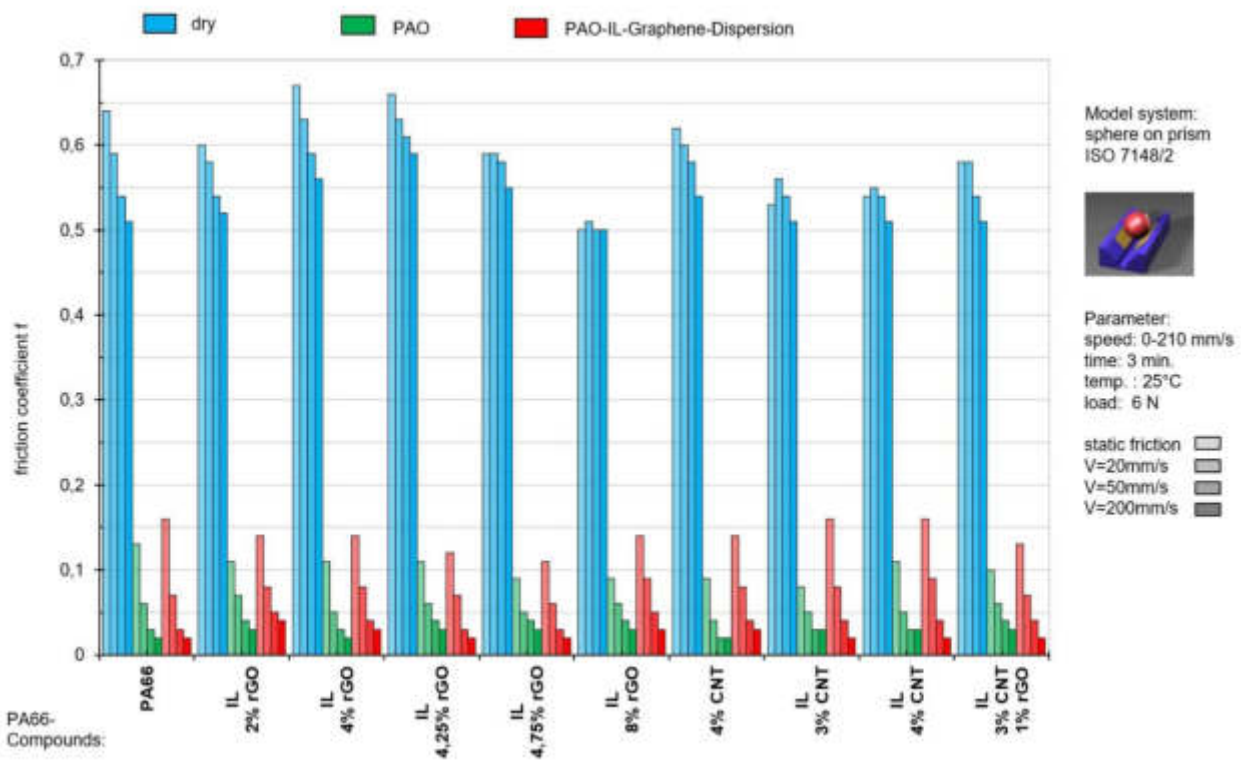


Figure 4: **Wear behavior of IL-graphene-compounds running against steel 1.3505, without lubrication (dry running, in blue) and the influence of lubrication with PAO base oil (green) and PAO-IL-graphene-dispersion (red).**

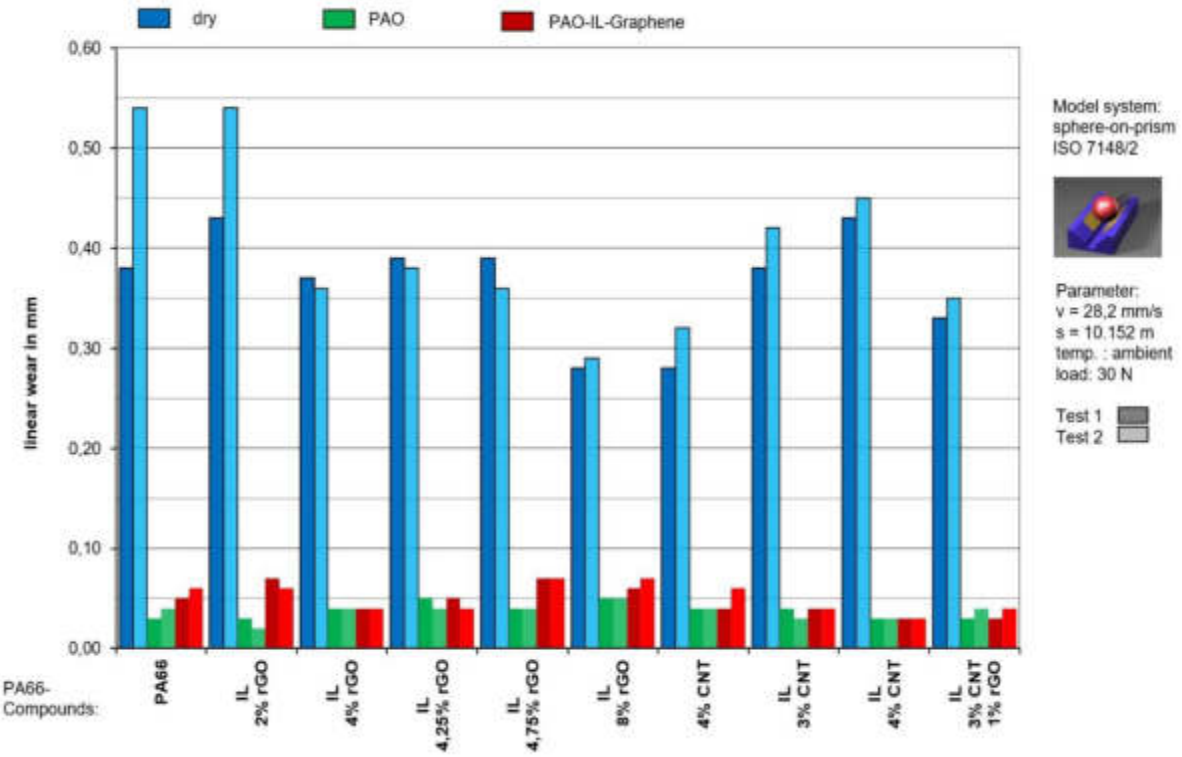


Figure 5: **Wear behavior of IL-graphene-compounds running against steel 1.3505, without lubrication (dry running, in blue) and the influence of lubrication with PAO base oil (green) and PAO-IL-graphene-dispersion (red).**

The results of the wear tests are given in Figure 5. Under dry conditions (blue bars) the base polymer PA66 has a typical range of linear wear of 0.38 mm to 0.54 mm. When adding IL and rGO to the compound, the linear wear stabilizes at the lower limit of PA66 with a good reproducibility of tests. As observed during the friction tests, the IL-compound containing 8 % graphene shows the lowest wear, which is in the same range than the compound with only 4 % CNT but no additional IL. Quite contrary the wear increases when additional IL is combined with the CNT. The combination of IL, 3 % CNT and 1 % of rGO takes a medium position.

All PA66-compounds show a very good response to lubrication with the base oil PAO (green bars). Linear wear values are below 0.05 mm, which means nearly no wear. Lubrication with the PAO-IL-graphene-dispersion D1311-90 (red bars) also show a good response in terms of wear reduction, only in some cases wear is little higher compared to lubrication with the base oil.

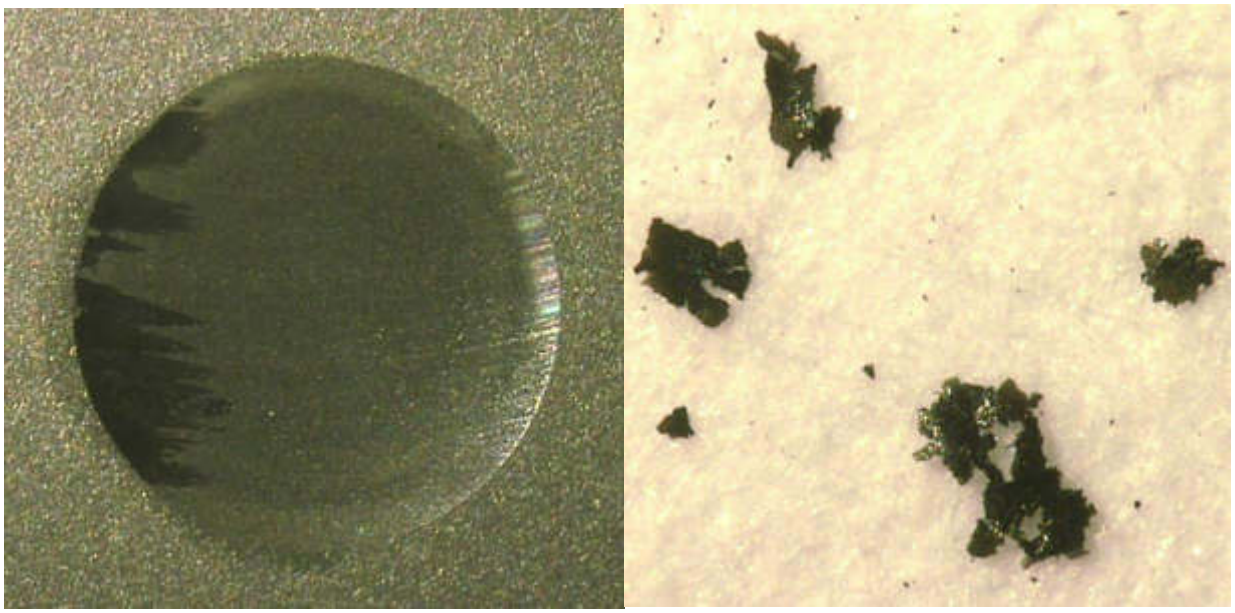


Figure 6: **Wear calottes of PA66-IL-8% rGO compound and wear particles after 100 hours under dry sliding conditions (VHX microscope 30x): transfer layer in the running-out zone of the calotte; the wear debris look brittle and have a size of 2-3 mm.**



Figure 7: **Details of the wear calottes of PA66-IL-8% rGO compound after 100 hours under dry sliding conditions (VHX microscope 200x): left-running out zone, middle-center of the calotte, right-incoming zone of the calotte.**

The examination of the wear calottes after the dry tests showed an interesting aspect. For nearly all graphene/IL containing compounds (but not the one with 2 % rGO/IL) it

could be observed, that besides abrasive processes also transfer layers of worn material is created within the calottes (Figures 6, 7). The side of the calotte, where the rotating sphere starts its movement (here on the right side), abrasive wear with very fine wear tracks can be observed going through the middle of the calotte, which shows a very smooth and homogenous wear aspect. In the running-out zone of the sphere, the wear created is transported and laid down at the border of the calotte, where no more contact is to the sphere. At a certain point, these material deposits get loose and fall out of the sliding contact into the prism, where there they can be collected after the test. For the PA66-CNT compounds, the wear aspect was different (Figures 8, 9). The side of the calotte, where the rotating sphere starts its movement (here on the right side), no wear traces can be seen using a magnification 200x. The middle of the calotte has also a very smooth and homogenous wear surface. In the running-out zone of the sphere, abrasive wear can be seen. Wear debris are laid down outside of the calotte. After the test, we see black wear debris of big size (3-6 mm), which are collect in the space of the prism.

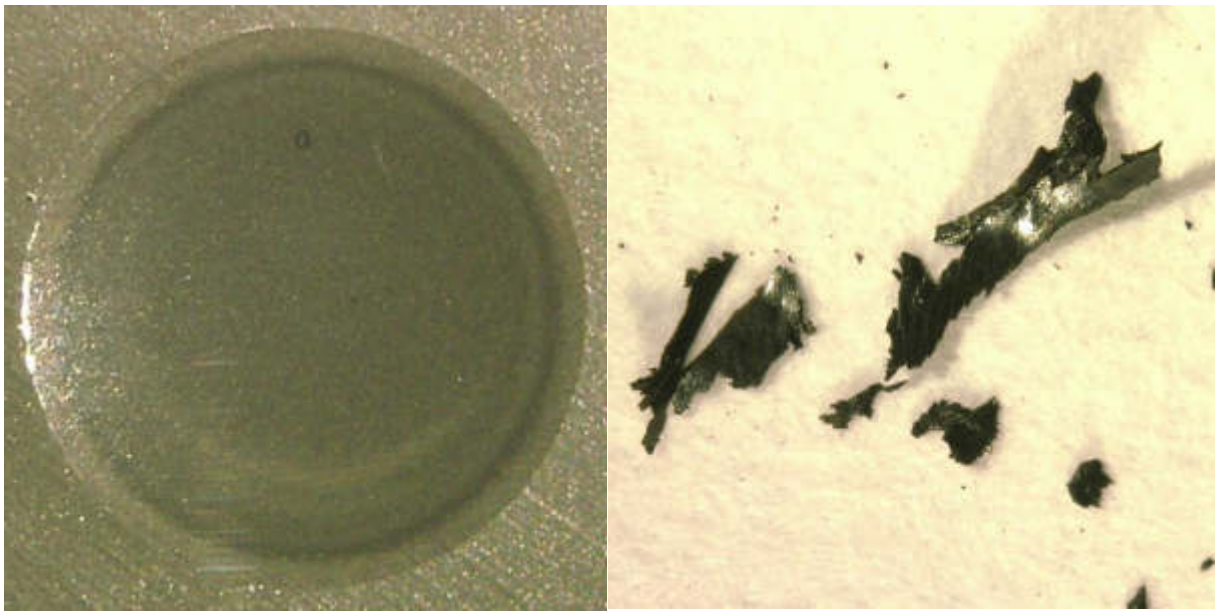


Figure 8: **Wear calottes of PA66-4%CNT compound and wear particles after 100 hours under dry sliding conditions (VHX microscope 30x): the calotte shows a sharp boarder line; the wear debris look brittle and have a size of 3-6 mm.**



Figure 9: **Details of the wear calottes of PA66-4%CNT compound after 100 hours under dry sliding conditions (VHX microscope 200x): left-running out zone, middle-center of the calotte, right-incoming zone of the calotte.**

5. Conclusion and Outlook

Up to now the work in the joint research project shows promising results: it could be shown, that a combination of ionic liquid with graphene has a potential for making a plain bearing system consisting of a modified PA66-compound and an adapted lubricant dispersion electrically conductive to such an extent, that electrostatic energy can be continuously dissipated during operation. The tribological behavior of the base polymer (friction and wear) is not negatively influenced and corresponds to that of established plastic plain bearing materials. The development of adapted lubricants with IL-graphenes with a defined low conductivity turns towards the right direction. However, the long-term stability of the IL-graphene dispersions has to be further improved, since it is important for maintaining the tribological function. There is also potential in increasing the base oil viscosity and using additional surfactants to stabilize the graphenes in the oil matrix.

The further development of the IL-graphene dispersions will take place during the next step of the project, testing their tribological behavior in injection-molded 5 mm plain bearings under practice-oriented conditions for speed and load. Two materials are the candidates to get injection moulded into plain bearings: PA66-IL-4.25% rGO compound, who shows favorable tribological behavior and a good response to lubrication combined with a certain conductivity. The other PA66-compound material combines IL-CNT and rGO. This compound exhibits a higher conductivity by seven orders of magnitude compared to the compound with only 4.25 % rGO without CNT. The lubricated, electrically conductive plain bearing systems will be checked in long-term tests under application-related conditions in start-stop operation. For this purpose, a slide bearing test stand is converted for galvanic coupling [2] and for testing under current flow [3].

Acknowledgements

The project, on which this report is based, is funded by the German Federal Ministry of Education and Research (BMBF) under the code 03XP0220 (term 01.05.2019 to 31.10.2021). The authors are responsible for the content of this publication.

We are grateful for the funding of the research work and we would like to thank the funding provider Projektträger Julich PtJ for the good cooperation.

SPONSORED BY THE

Federal Ministry
of Education
and Research

6. References

[1] Korth, Y.; Beyer-Faiß, S.: Untersuchungen von Ionischen Flüssigkeiten unter Stromfluss. GfT Jahrestagung 2021, 27.-29. September 2021, Online Konferenz.

[2] Amann, T.; Gatti, F.; Oberle, N.; Kailer, A.; Rühe, J.: Galvanically induced potentials to enable minimal tribochemical wear of stainless steel lubricated with sodium chloride and ionic liquid aqueous solution, Friction 6 (2), 7, 2018.

[3] Gatti, F.; Amann, T.; Kailer, A.; Baltes, N.; Rühe, J.; Gumbsch, P.: Towards programmable friction: control of lubrication with ionic liquid mixtures by automated electrical regulation, Scientific Reports 10 (1), 1-10, 2020.

Authors

Susanne Beyer-Faiß, Dr. Yasmin Korth
Dr. Tillwich GmbH Werner Stehr
Murber Steige 26
D-72160 Horb

Dr. Tobias Amann
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM
Wöhlerstr. 11
D-79108 Freiburg

Dr. Thomas Schubert, Dr. Sebastian Plebst
IOLITEC Ionic Liquids Technologies GmbH
Salzstr. 184
D-74076 Heilbronn

T-D. Nguyen, T. Schmidt, M. Malanin, H. Scheibner, A. Schneider, L. Simo Kamga, M. Oehler, B. Sauer, B. Voit, M. Stommel, M. Gedan-Smolka

Chemisch gekoppelte PA12-PTFE-Öl-cb-Werkstoffe als neuartige tribologische Materialien

Zusammenfassung:

Gegenstand der Arbeiten war die Erzeugung neuer, chemisch gekoppelter Tribomaterialien aus Polyamid 12 (PA12), strahlenmodifiziertem PTFE und Ölmolekülen, die über reaktive Extrusion hergestellt wurden. In diesem Vortrag wurden die hergestellten PA12-PTFE-Öl-cb Compounds hinsichtlich der mechanischen und tribologischen Eigenschaften mit PA12-PTFE-cb Compounds sowie originärem PA12 verglichen.

Abstract:

Polytetrafluorethylen (PTFE) wird aufgrund seines einzigartig niedrigen Reibungskoeffizienten in vielen tribologischen Anwendungen eingesetzt. Originäres PTFE ist jedoch mit fast allen anderen Polymeren/Oligomeren nicht kompatibel. Mit Hilfe von energiereicher Strahlung wie (e^-) oder (γ)-Strahlung und in Präsenz von Luftsauerstoff lässt sich PTFE aber unter Bildung von funktionellen Gruppen (–COF und –COOH) und persistenten Perfluoralkyl-(peroxy-) Radikalen modifizieren, die nachfolgend zur kovalenten Anbindung von PTFE an andere Polymere genutzt werden können. PA12 weist eine gute Chemikalienbeständigkeit und Verarbeitbarkeit auf. Erste Untersuchungen haben gezeigt, dass die chemische Kompatibilisierung von PTFE MP1100 in PA12-MP1100-cb im Vergleich zu PA66-MP1100-cb wesentlich besser ist. Die mechanischen Eigenschaften des PA12 sind trotz niedrigerer Schmelz- sowie Verarbeitungstemperatur mit PA66 tendenziell vergleichbar.
Ziel dieser Forschungsarbeit ist die Entwicklung neuartiger tribologischer Materialien auf Basis von Polyamid 12 (PA12), strahlenmodifiziertem PTFE und olefinischen Ölmolekülen. Im Rahmen der GfT-Tagung 2020 wurden bereits chemisch gekoppelte Compounds aus Polyamid 66 (PA66), strahlenmodifiziertem PTFE (MP1100) und verschiedenen Ölen vorgestellt, die über reaktive Extrusion hergestellt und charakterisiert wurden. Das Compound aus PA66, MP1100 und Methyloleat (MO) lieferte den niedrigsten Reibungskoeffizienten bei Block auf Ring Messungen. Gegenstand dieser Arbeit sind deshalb Compounds aus PA12 mit MP1100 und Methyloleat als Trockenschmierstoff. Im ersten Prozessschritt erfolgte auf dieser Basis die chemische Kopplung zwischen MP1100 und Methyloleat durch reaktive Feststoffextrusion überwiegend über Radikalreaktionen. Im zweiten Prozessschritt wird eine Kopplung zwischen MP1100-MO-cb und PA12 durch reaktive Extrusion über Transamidierungsreaktionen in der Schmelze erreicht. Der Nachweis der chemisch kovalenten Anbindung zwischen MP1100-MO-cb und PA12 erfolgte mittels FTIR- Untersuchungen sowie DSC. Um die mechanischen Eigenschaften des PA12-MP1100-MO-cb Compounds zu charakterisieren, wurden über Spritzgießen Vielzweckprüfkörper nach ISO 3167 hergestellt und Materialeigenschaften durch mechanische Tests ermittelt. Im Rahmen des DFG-Vorhabens werden diese neuartigen Compounds als möglicher Festschmierstoff in hochbelasteten Schneckengetrieben getestet.

1. Einleitung

Häufig werden Ölschmierung oder Fettschmierung in der Antriebstechnik verwendet, allerdings stoßen diese Schmierungsarten bei manchen Anwendungen an ihre Grenzen. Beispielsweise können flüssige Schmierstoffe für die Anwendungen bei hohen oder bei niedrigen Temperaturen nicht eingesetzt werden. Normalerweise verlieren Ölschmierstoffe bei extrem niedrigen Temperaturen ihre schmierenden Effekte. Daher werden für solche Anwendungen häufig Festschmierstoffe verwendet, beispielsweise PTFE-enthaltende Schmierstoffe.

PTFE zeichnet sich durch einen breiten Anwendungstemperaturbereich (von -250 °C bis 270 °C), hohe chemische Beständigkeit und sehr gute Antihafteigenschaften aus, was zu einem niedrigen Reibungskoeffizienten unter tribologischen Bedingungen führt[1]. Allerdings lässt sich PTFE nicht nach üblichen Thermoplastverfahren verarbeiten und weist außerdem keine gute Verschleißfestigkeit auf. Polyamide besitzen dagegen sehr gute mechanische Eigenschaften, insbesondere eine hohe Zähigkeit und eine sehr hohe Elastizität. Außerdem können sie ohne Einschränkungen bei relativ hohen Temperaturen (bis zu 100 °C) und hohen Belastungen eingesetzt werden[1]. Verschiedene Studien haben gezeigt, dass die Kombination von Polyamiden mit PTFE zu einer Verbesserung der tribologischen Eigenschaften führen kann[2, 3].

Im Rahmen der 61. GfT Tagung 2021 wurden Compounds aus PA66, PTFE und olefinischen Ölmolekülen vorgestellt, welche über zweistufige reaktive Extrusion hergestellt wurden. Das Compound aus der Kombination PA66-MP1100-Methyloleat liefert im Vergleich zu anderen Ölmolekülen den niedrigsten Reibungskoeffizienten bei Block auf Ring Messungen. Aus diesem Grund wurden in diesem Beitrag MP1100 und Methyloleat ausgewählt, um mit PA12 kombiniert zu werden. Eigene Vorarbeiten mit PA12 hatten zudem gezeigt, dass die chemische Kompatibilisierung bei PA12-MP1100-cb schon unter den initial gewählten Prozessparametern und ohne Prozessoptimierung wesentlich besser als bei PA66-MP1100-cb und PA46-MP1100-cb gelingt. Zudem besitzt PA12 eine wesentlich niedrigere Schmelztemperatur als PA66 und PA46[1], was vorteilhaft für die Verarbeitungsprozesse ist. Der verwendete PTFE-Typ ist strahlenmodifiziertes PTFE (Zonyl MP 1100). Aufgrund der Bestrahlung werden C-C und C-F-Bindungen aufgebrochen und funktionelle Gruppen (-COF und -COOH) sowie persistente Perfluoralkyl(peroxy)-Radikale gebildet[4]. Die hydrophilen funktionellen COOH-Gruppen sind in der Lage mit anderen Monomoren/Polymeren unter Bildung einer chemisch kovalenten Bindung zu reagieren, z. B. bei der Erzeugung von einer Amid-Bindung mit Amino-Gruppen[5]. Es ist bereits bekannt, dass olefinische Ölmoleküle über Radikalreaktionen kovalent an strahlenmodifiziertes PTFE über Dispergierung unter hoher Scherbeanspruchung bei erhöhten Temperaturen gebunden werden können. Der Hauptnachteil dieses Verfahrens ist die nachträglich notwendige, aber wirtschaftlich aufwendige Entfernung von überschüssigem Öl. Die chemische Kopplung PTFE-Öl mittels reaktiver Feststoffextrusion wurde ebenfalls nachgewiesen[6, 7]. Allerdings liefert diese Methode bisher einen niedrigeren Kopplungsgrad als bei Dispergierung erreicht wird.

In dieser Arbeit erfolgte im ersten Schritt die chemische Kopplung von MP1100 mit Methyloleat mittels reaktiver Feststoffextrusion. Um die chemische Bindung nachzuweisen, wurde das ungebundene Öl über Extraktion komplett entfernt und die Charakterisierung wurde am unlöslichen Rückstand mittels FTIR realisiert. Im zweiten Prozessschritt wurde das ölmodifizierte PTFE-Pulver durch reaktive Schmelzeextrusion chemisch an Polyamid 12 (PA12) Moleküle gebunden. Um den Einfluss von Methyloleat auf die Compoundeigenschaften zu analysieren, wurde PA12-MP1100-cb unter gleichen Prozessbedingungen hergestellt. Die Charakterisierung der resultierenden Materialien erfolgte mittels thermischer Analyse (DSC). Anschließend wurden aus den Compounds Vielzweckprüfkörper nach DIN EN ISO 3167 im Spritzgießverfahren hergestellt und mechanische Tests durchgeführt. Zur tribologischen Prüfung wurden die Compounds in massive Blöcke spritzgegossen, aus denen anschließend die Testprüfkörper präpariert wurden.

2. Materialien, Experimentelles und Methoden

2.1 Kopplung von Methyloleat an MP1100 durch Feststoffextrusion

Im ersten Schritt wurde strahlenmodifiziertes MP1100-Mikropulver (Zonyl MP 1100, Chemours, Neu-Isenburg, Deutschland) mit Methyloleat (TCI Deutschland, Eschborn, Deutschland) mittels Feststoffextrusion im Doppelschneckenextruder (HAAKE Rheomex PTW 16/25, Thermo Fisher Scientific, Karlsruhe, Deutschland) chemisch gekoppelt. Das Verhältnis der Komponenten betrug 10 Gew.-% Methyloleat zu 90 Gew.-% MP1100 bei einer Aufarbeitungstemperatur von max. 170 °C.

2.2 Kopplung von MP1100-MO-cb an PA12 und Kopplung von MP1100 an PA12

Der zweite Schritt ist die chemische Kopplung von MP1100-MO-cb an PA12. Für die Schmelzeextrusion wurde handelsübliches PA12 eingesetzt. Um den Endgruppeneffekt des eingesetzten Polyamids zu veranschaulichen, wurden zwei PA12-Typen verwendet (Vestamid Z7321 und Vestamid L1600, Evonik Industries AG, Essen, Deutschland). Bei dem ungeregelten PA12 Z7321 ist das Verhältnis zwischen COOH- und NH_2-Endgruppen etwa 1:1, hingegen besitzt das carboxylgeregelte PA12 L1600 überwiegend COOH-Endgruppen und nur relativ wenige NH_2-Endgruppen.

MP1100-MO-cb wurde mit der PA12 Matrix über reaktive Extrusion (Leistritz Doppelschneckenextruder ZSE 27 Maxx, Leistritz Extrusionstechnik GmbH, Nürnberg, Deutschland) in Schmelze aufgearbeitet. PA12 und MP1100-MO-cb wurden dazu im Verhältnis von 80 : 20 Gew.-% dosiert und bei max. 330 °C homogenisiert. Zum Vergleich wurde auch PA12-MP1100-cb nach dem gleichen Verfahren und unter vergleichbaren Bedingungen hergestellt.

2.3 FTIR-Messung

Für die FTIR-Messungen wurde MP1100-MO-cb durch Extraktion in Aceton/absolutem Ethanol aufgereinigt und zu einer Folie bei Raumtemperatur gepresst. Die IR-Spektren wurden mit dem evakuierten FTIR-Spektrometer Vertex 80v (Bruker Optik GmbH, Ettlingen, Deutschland) im Transmissionsmodus mit einem DTGS-Detektor aufgenommen (32 Scans pro Messung, 2 cm^{-1} Auflösung, 4000-400 cm^{-1}). Schließlich mittels Software OPUS 7.5 (Bruker Optik GmbH, Ettlingen, Deutschland) wurde die Basislinie korrigiert und das Spektrum auf die Kombinationsbande von Streckschwingungen von CF_2-Gruppen mit C-C Gruppen sowie auch mit Deformationschwingungen der CF_2-Gruppen von PTFE bei 2366 cm^{-1} normiert[8] (der innere Standard, die Bandenintensität = 1).

2.4 DSC-Messung

Die Produkte der Schmelzeextrusion wurde jeweils mittels DSC untersucht. Die DSC-Messung wurde an einem DSC Q1000 (TA Instruments, New Castle, USA) mit einer Heizrate von 10 K/min, einem Temperaturbereich von –30 °C bis 350 °C, in Stickstoffatmosphäre durchgeführt. Das Messverfahren umfasst ein erstes Aufheizen, Abkühlen und ein zweites Aufheizen. Die Temperatur und Schmelzwärme wurden nach In- und Pb-Standards kalibriert. Die Probenmasse betrug 5-7 mg.

2.5 Spritzgießen

Zur Überprüfung der mechanischen Eigenschaften der hergestellten Compounds wurde das Granulat aus dem zweiten Extrusionsschritt in Vielzweckprüfkörper 1A nach DIN EN ISO 3167 bei 220 °C spritzgegossen (Allrounder 420 C, Arburg, Loßburg, Deutschland). Zusätzlich wurden Halbzeuge (Probendimension LxBxH = 67,5 mm x 77,5 mm x 15 mm) für die tribologischen Tests über Spritzgießen unter vergleichbaren Bedingungen hergestellt.

2.6 Mechanische Tests

Bei der mechanischen Prüfung wird der Zugversuch nach der Prüfnorm DIN EN ISO 527-2/1A/50 (ZwickRoell 1456 Universalprüfmaschine, ZwickRoell GmbH & Co. KG, Ulm, Deutschland) durchgeführt. Die Prüfung der Kerbschlagzähigkeit nach Charpy wurde nach der Prüfnorm DIN EN ISO 179/1eA mit dem ZwickRoell Pendelschlagwerk 4J durchgeführt.

2.7 Tribologische Tests

Die tribologischen Tests zur Untersuchung der Schmiereignung der entwickelten Trockenschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt erfolgten an einem Block-Zwei-Scheibenprüfstand bestehend aus dem Compound-Block und zwei Scheiben aus Stahl und Bronze. Die Skizze des verwendeten Prüfstands ist in Abbildung 1 dargestellt. Eine ausführliche Beschreibung des Prüfstands wird in [9] gezeigt. Die Pressung im Kontakt zwischen Compound-Block und Stahlscheibe betrug 3 MPa, zwischen der Stahl- und der Bronzescheibe herrschte eine mittlere Pressung von 280 MPa. Die Stahl- und Bronzescheibe wurden mit einer mittleren Geschwindigkeit von 0,25 m/s bei einem Schlupf von 50% betrieben, mit schneller drehenden Stahlscheibe. Im Block-Stahl-Kontakt herrschte reine Gleitreibung. Vor den Versuchen wurden die Proben im Ultraschallbad gereinigt. Die Versuche wurden unter Laboratmosphärenbedingungen ($T = 20 - 30\,°C$ und $\rho_{luft} = 24 - 40\%$) mit einer Versuchsdauer von 3 Stunden durchgeführt. Die angezeigten Ergebnisse stellen den Mittelwert aus mindestens 2 Messungen dar.

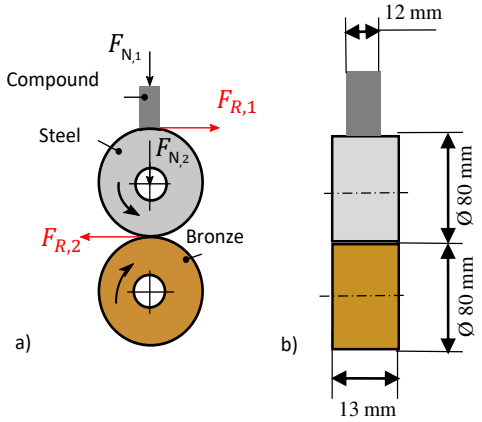


Abbildung 1: Schematische Darstellung des Block-Zwei-Scheibenprüfstands

3. Ergebnisse und Diskussion

3.1 FTIR-Ergebnisse

Im ersten Extrusionsschritt wurde Methyloleat mit einem leichten Überschuss dosiert. Für die FTIR-Untersuchungen war es notwendig, die ungebundenen Ölmoleküle durch Extraktion mit Aceton/absolutem Ethanol zu entfernen. Abbildung 2 zeigt das FTIR-Spektrum von MP1100-MO-cb-DSE Pulver (DSE: Doppel-Schneckenextruder), welches durch reaktive Extrusion hergestellt wurde. Als Referenz dienten die Spektren von reinem PTFE MP1100 und MP1100-MO-cb-ZR. MP1100-MO-cb-ZR wurde durch Labor-synthese über Dispergieren mit einem Zahnscheibenrührer (ZR) realisiert. Ein Indiz für die erfolgreiche chemische Kopplung zwischen den Ölmolekülen und PTFE ist das Auftreten der Bande von Streckschwingungen der CH_2-Gruppen des Öls bei 2933 und 2861cm^{-1}. Je intensiver die Banden sind, desto höher ist der Kopplungsgrad zwischen Ölmolekülen und PTFE. Der Kopplungsgrad durch Laborsynthese ist dementsprechend höher als durch reaktive Extrusion. Aufgrund der kurzen Verweilzeit bei der Extrusion (5 Minuten) im Gegensatz zur Laborsynthese (4 Stunden) war dies auch erwartet worden.

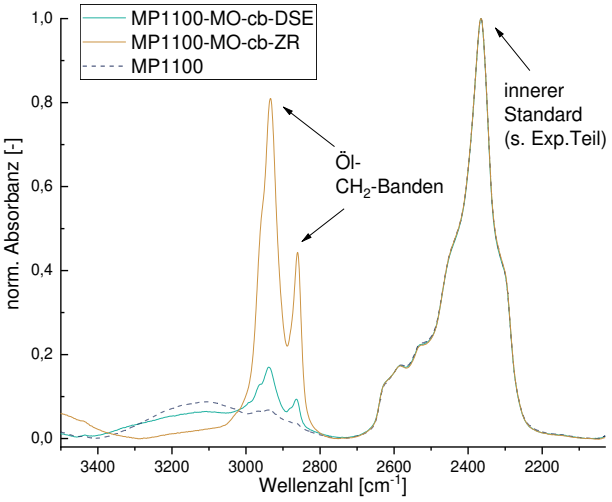


Abbildung 2: FTIR-Spektrum von MP1100-MO-cb in Abhängigkeit von der Herstellmethode

3.2 DSC-Ergebnisse

Zur qualitativen Analyse der morphologischen Entwicklung kann die dynamische Differenzkalorimetrie (DSC) verwendet werden. Das Kristallisationsverhalten der dispergierten Phase im Blend hängt von der Partikelgröße ab[10]. In der grob dispergierten Phase kristallisiert das dispergierte MP1100 bei der Bulk-Kristallisationstemperatur ($T_{c,Bulk}$), wie bei reinem MP1100 (ca. 310 °C). Abhängig von der Partikelverteilung zeigt sich, dass die Kristallisation von teildispergierten Polymeren mit abnehmender Partikelgröße nur bei einer niedrigeren Temperatur stattfindet. Diese kann 40 K niedriger als die $T_{c,Bulk}$ sein und wird als fraktionierte Kristallisation bezeichnet (bei ca. 270 °C). Dies bedeutet, dass sich feindisperse Partikel hinsichtlich der Kristallisationstemperatur anders als reine Polymere verhalten. Die DSC-Abkühlkurven von PA12-MP1100-MO-cb sind in Abbildung 3 dargestellt. Anhand des Verhältnisses zwischen fraktionierter Kristallisation und Bulkkristallisation $\left(\Delta H_{c,frac}[\%] = \frac{100 \times \Delta H_{c,frac}}{\Delta H_{c,Bulk} + \Delta H_{c,frac}}\right)$ kann der Grad der Kompatibilisierung zwischen PA12 und MP1100 bestimmt werden, je höher das Verhältnis, desto besser ist die Verteilung von MP1100-MO-cb in der PA12-Matrix. Die Enthalpie von fraktionierter Kristallisation, Bulk-Kristallisation und das daraus berechnete Verhältnis sind in Tabelle 1 aufgeführt. Beim Vergleich der beiden PA12-Typen ist zu erkennen, dass der Anteil der fraktionierten Kristallisation bei PA12-MP1100-cb (Z7321) bzw. PA12-MP1100-MO-cb (Z7321) höher ist als bei den entsprechenden Varianten des PA12 L1600. Der Grund dafür sind die unterschiedlichen funktionellen

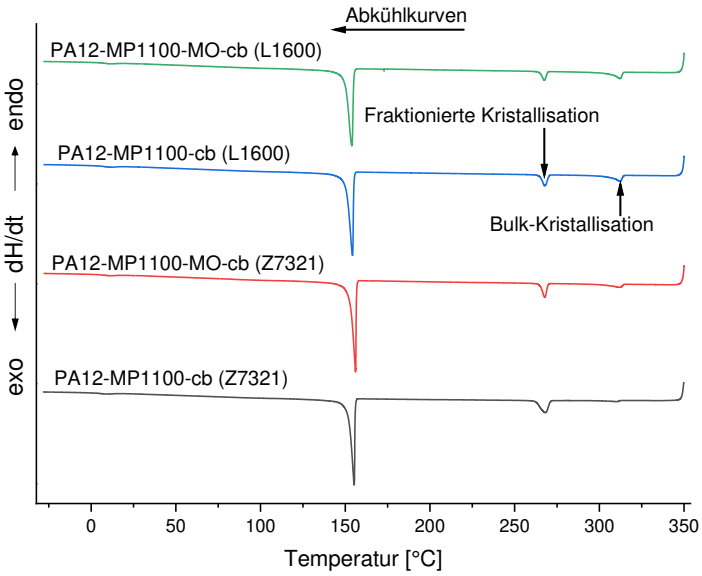


Abbildung 3: DSC-Abkühlkurven an PA12-MP1100-MO-cb Compounds im Vergleich zu PA12-MP1100-cb

Tabelle 1: Die Enthalpie von fraktionierter Kristallisation $\left(\Delta H_{c,frac}\right)$ und Bulk-kristallisation $(\Delta H_{c,bulk})$ von getesteten Compounds

	Fraktionierte Kristallisation $\Delta H_{c,\,frac}$ [J/g]	Bulk-Kristallisation $\Delta H_{c,bulk}$ [J/g]	Anteil der fraktionierten Kristallisation [%]
PA12-MP1100-cb (L1600)	6.0	5.5	52
PA12-MP1100-MO-cb (L1600)	4.1	5.9	40
PA12-MP1100-cb (Z7321)	11.0	1.1	91
PA12-MP1100-MO-cb(Z7321)	6.6	3.5	65

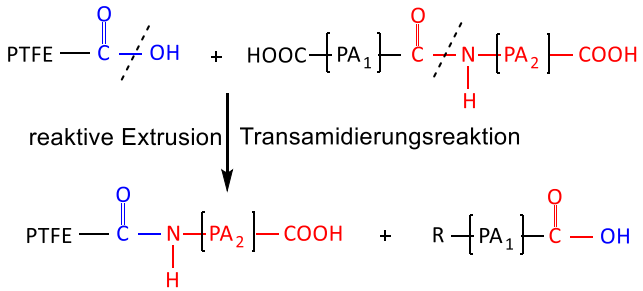


Abbildung 4: Schema der Reaktion zwischen PA12 L1600 und MP1100

Endgruppen der beiden PA12 Matrices. PA12 L1600 besitzt über-wiegend COOH-Endgruppen. Die Reaktionen zwischen PA12 L1600 und MP1100 sind Transamidierungsreaktionen, d. h. die Reaktion findet innerhalb der PA12-Segmente statt (siehe Abbildung *4*). Hingegen besitzt PA12 Z7321 zusätzlich zu den COOH-Endgruppen die NH_2-Endgruppen mit einem Verhältnis von ca. 1:1. Es kann angenommen werden, dass die NH_2-Gruppen von PA12 Z7321 mit Carboxylgruppen von MP1100 zu einer Amidbindung führen, d. h. hier finden die Transamidierungsreaktion und Amidierungsreaktion parallel statt (Abbildung *5*). Dies führt dann zu einer deutlichen Verbesserung der Kompatibilisierung zwischen PA12 Z7321 und MP1100. Anhand der fraktionierten Kristallisation ist die Kompatibilisierung zwischen PA12 mit MP1100 im Vergleich zu PA66 und PA46 deutlich höher[11]. Es wird angenommen, dass die Unterschiede in der Schmelzviskosität der drei Polyamide bei gleicher Aufarbeit-ungstemperatur von 330 °C ein Einfluss auf das Kopplungsverhalten mit dem modifiziertem PTFE haben.

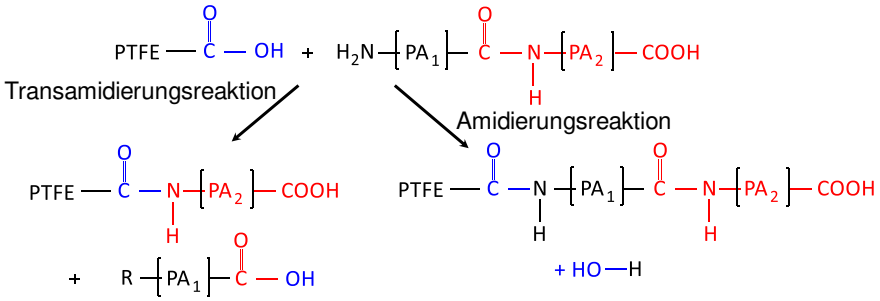


Abbildung 5: Schema der Reaktion zwischen PA12 Z7321 und MP1100

3.3 Mechanische Tests

Ziel war es die mechanischen Eigenschaften von originärem PA12 und den mit MP1100/MO chemisch gekoppelten Compounds zu vergleichen. Die Granulate aus der reaktiven Schmelzeextrusion (Extrusionsschritt 2) wurden dazu in Vielzweckprüfkörper 1A gemäß DIN EN ISO 3167 spritzgegossen, und anschließend Elastizitätsmodul, Zugfestigkeit, Zugspannung, Bruchdehnung und die Charpy-Kerbschlagzähigkeit ermittelt. Abbildung 6 stellt die Ergebnisse der Zugversuche dar. Der E-Modul beträgt für die PA12-Proben zwischen 1200 (PA12 Z7321) und 1300 (PA12 L1600) MPa. Nach einmaliger Schmelzeextrusion der reinen PA12-Matrix steigt der E-Modul von PA12 Z7321 auf 1450 MPa und von PA12 L1600 auf 1360 MPa. Als Gründe dafür sind die Effekte der Scherung und thermischen Alterung aufgrund der hohen Aufarbeitungstemperatur denkbar. Das Kristallisationsverhalten des PA kann durch schnelles Aufschmelzen und Abkühlen nach der Aufarbeitung verändert werden[12].

Durch Compoundierung mit 20 Gew.-% MP1100, welches als weicher Füllstoff bezeichnet werden kann, sinkt der E-Modul der PA12-MP1100-cb (Z7321 und L1600) um ca. 6% im Vergleich zur extrudierten PA12-Variante. Die Effekte von chemisch gekoppeltem Methyloleat-Öl-Molekülen sind im E-

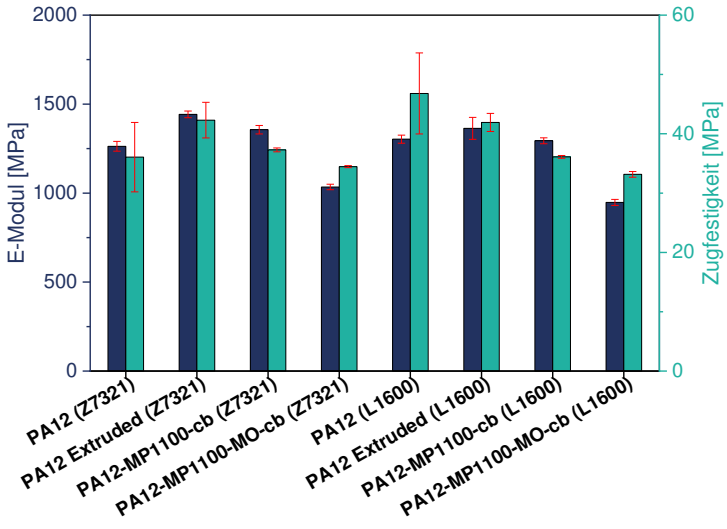


Abbildung 6: E-Modul und Zugfestigkeit der getesteten Compounds

Modul der Compounds zu sehen. Bei allen Compounds mit MO ist der E-Modul geringer im Vergleich zu PA-MP1100-cb und PA. Im Allgemeinen führt die Zugabe von MP1100 trotz chemischer Kopplung zu einer Abnahme der Zugfestigkeit. Weiterhin führt die chemische Kopplung mit MO zu einer Verringerung der Zugfestigkeit. Im Hinblick auf den Extrusionsschritt kann die Zugfestigkeit der PA12-Matrix durch eine mögliche Rekristallisation erhöht werden. Die Zugfestigkeit sinkt mit MO aber weniger stark als der E-Modul im Vergleich zu PA12-MP1100-cb.

Hinsichtlich der Bruch-spannung zeigen sich Unterschiede zwischen PA12 Z7321 und PA12 L1600. Trotz Zugabe von MP1100/-MP1100-MO-cb bleibt die Bruchspannung der Compounds PA12-MP1100-cb (Z7321) und PA12-MP1100-MO-cb (Z7321) nahezu unverändert gegenüber PA12 Z7321. Ein möglicher Grund für dieses Verhalten ist die sehr gute Kompatibilisierung zwischen PA12 Z7321 und MP1100. Die größte Bruchspannung liefert das unbehandelte PA12 L1600. Allerdings fällt die Bruchspannung des extrudierten PA12 L1600 stark ab (ca. 45%). Aufgrund der hohen Verarbeitungstemperatur (330 °C) kann es während der Extrusion zu physikalischer Änderung oder thermisch-oxidativem Abbau des verwendeten PA12 kommen[13]. Durch Zugabe von MP1100/MP1100-MO-cb kann die Bruchspannung leicht gesteigert werden. Generell ist die Bruchdehnung bei den extrudierten PA12 niedriger als von unextrudiertem PA12. Allerdings ist bei PA12 L1600 die Abnahme der Bruchspannung stärker als bei PA12 Z7321. Dies führt zur Annahme, dass die PA12-Endgruppen Effekte auf die Kristallinität der PA12 während dem Extrusionsschritt haben könnten. Bei extrudierten PA12-Varianten treten großen Bruchdehnungsfehlerbalken im Vergleich zu PA46 und PA66 auf[6, 7, 9]. Der mögliche Grund hierfür könnte die thermische Stabilität von PA12 sein.

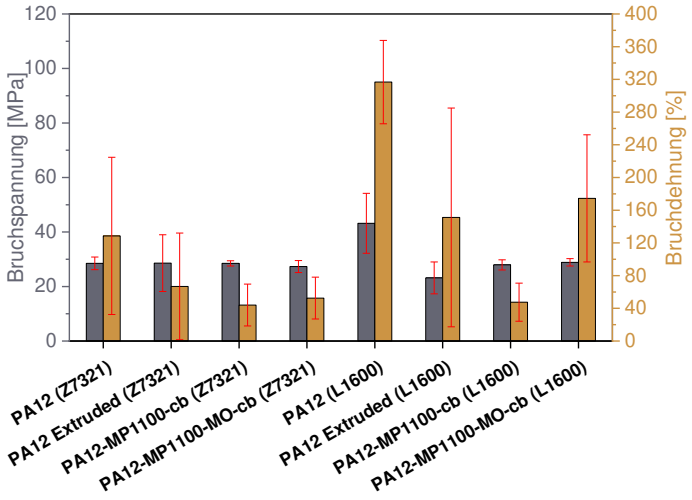


Abbildung 8: Bruchspannung und Bruchdehnung der getesteten Compounds

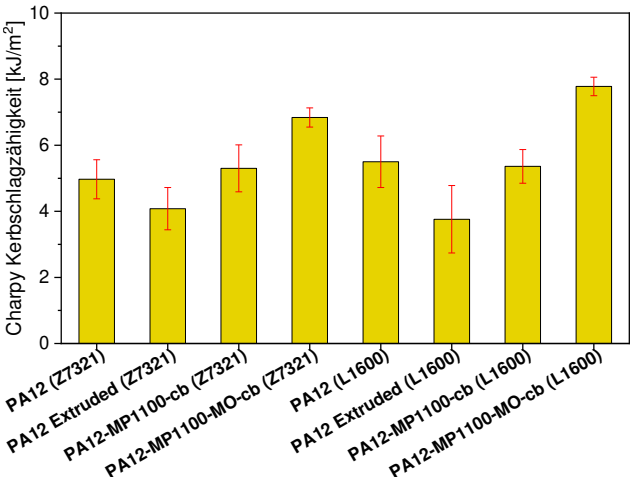


Abbildung 7: Ergebnisse der Charpy-Kerschlagzähigkeiten der Compounds

Die Schlagzähigkeit ist die Fähigkeit des Materials, Stoßenergie und Schlagenergie aufzunehmen. Bei beiden PA12-Typen nimmt die Kerbschlagzähigkeit durch die Aufarbeitung im Extruder leicht ab. Im Gegensatz dazu zeigen die Compounds PA12-MP1100-cb und PA12-MP1100-MO-cb eine erhöhte Kerbschlagzähigkeit im Vergleich zu

den extrudierten PA12-Proben und eine annähend so gute Kerbschlagzähigkeit wie von PA66-MP1100-MO-cb Compounds[7]. Dieser Umstand weist indirekt auf eine chemische Kopplung zwischen PA12 und MP1100 hin. Die MP1100-Segmente im PA12-MP1100-cb/PA12-MP1100-MO-cb wirken dabei wie eine schlagzähmodifizierende Komponente, weshalb die Ergebnisse also zu erwarten gewesen sind. Die öl-modifizierten Compounds zeigen eine bessere Kerbschlagzähigkeit als die MP1100-modifizierten Compounds. Dies war nicht zu erwarten, da die Öl-Moleküle im Allgemeinen keine positiven Effekten auf die chemische Kopplung von PA-PTFE aufweisen[7]. Es ist davon auszugehen, dass durch die chemische Kopplung eine gute Verteilung und Zerteilung von MP1100/MP1100-MO-cb in der PA12-Matrix stattfindet.

3.4 Tribologische Tests

Der charakteristische Verlauf der Reibungszahl im Stahl-Bronze- Kontakt sowie im Compound-Stahl-Kontakt ist in [9] beschrieben. Abbildung 9 stellt den Einfluss der hier entwickelten Trockenschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt dar, wobei die Trockenschmierstoffen aus den verschiedenen PA12-Typen gegenübergestellt werden. Es zeigt sich, dass im Vergleich zu reinem PA12, die chemische Bindung von MP1100 bzw. MP1100-MO-cb in die Matrixpolymeren zu einer Reduktion der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt führt, unabhängig des PA12 Typs. Das gleiche Verhalten kann bei der Reibungszahl im Compound-Stahl-Kontakt beobachtet werden.

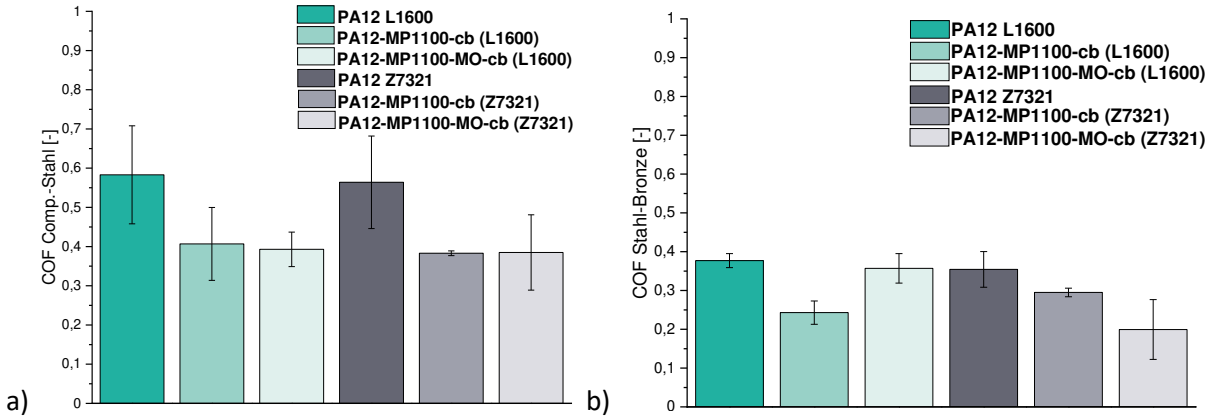


Abbildung 9: Einfluss des Matrixpolymers auf das Reibverhalten der untersuchten Trockenschmierstoffe im Compound-Stahl-Kontakt (a) und im Stahl-Bronze-Kontakt (b)

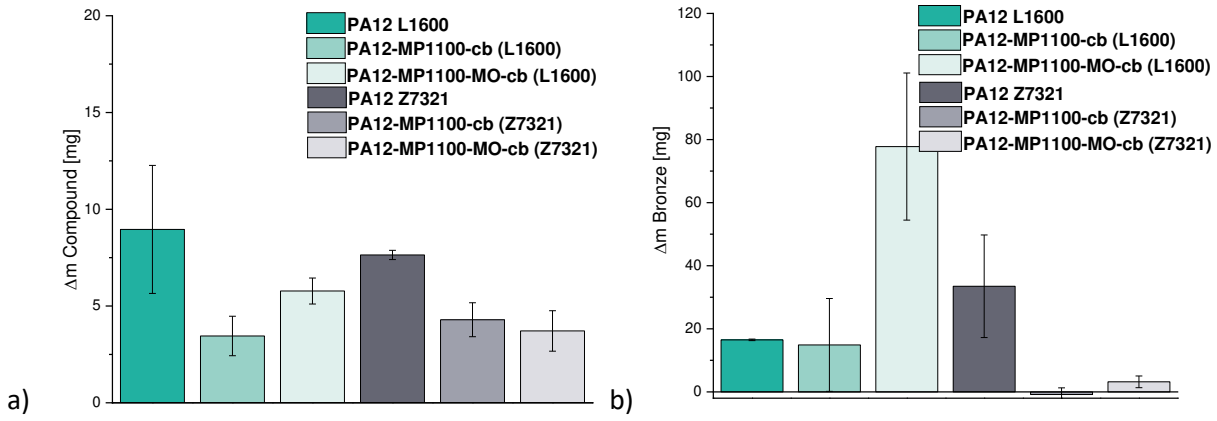


Abbildung 10: Einfluss des Matrixpolymers auf das Verschleißverhalten der untersuchten Trockenschmierstoffe im Compound-Stahl-Kontakt (a) und im Stahl-Bronze-Kontakt (b)

Während der Einfluss von MO in den Trockenschmierstoffen mit PA12 Z7321 im Stahl-Bronze-Kontakt deutlich zu erkennen ist, ist der Einfluss von MO im Compound-Stahl-Kontakt sowie in der Matrix PA12 L1600 wesentlich geringer. Die Gegenüberstellung der Reibungszahl im Block-Stahl-Bronze-Kontakt lässt erkennen, dass die Trockenschmierstoffe auf Basis von PA12 Z7321 zu verbessertem Reibverhalten sowohl im Stahl-Bronze- als auch im Compound-Stahl-Kontakt führt. In Tabelle 1 ist der Anteil an fraktionierter Kristallisation zwischen den einzelnen modifizierten Trockenschmierstoffe angegeben. Es zeigt sich, dass im Vergleich zu den Trockenschmierstoffen auf Basis des PA12 L1600, die Trockenschmierstoffe auf Basis von PA12 Z7321 einen größeren Anteil an fraktionierter Kristallisation aufweisen, wodurch die MP1100- und MO-Komponenten in der PA12 Z7321 Matrix besser verteilt sind. Das günstigere Reibverhalten bei Verwendung von Trockenschmierstoffen auf Basis von PA12 Z7321 kann darauf zurückgeführt werden.

Es wurde gezeigt, dass die chemische Bindung von MP1100 und MO zu einer Änderung der mechanischen Eigenschaften der Trockenschmierstoffe im Vergleich zu reinem Matrixpolymer führt. Dies könnte auch ein Einfluss auf das Reib- und Verschleißverhalten der Trockenschmierstoffe im Compound-Stahl-Kontakt haben, wobei die Trockenschmierstoffe aus PA12 Z7321 geringer verschleißen. Der Verschleiß der Bronzescheibe, sowie der Trockenschmierstoffe in Abbildung 10 zeigt, dass ein deutlich geringerer Verschleiß der Bronzescheibe erreicht werden kann, wenn die Trockenschmierstoffe auf Basis von PA12 Z7321 verwendet werden. Ein Grund dafür könnte der bessere Transfer der Schmierstoffpartikel auf die Stahloberfläche aufgrund ihrer besseren Verteilung in der PA12 Z7321 Matrix sein, wodurch der Anteil an metallischen Kontakt zwischen der Stahl- und der Bronzescheibe reduziert wird.

4. Zusammenfassung

Im Gegensatz zu PA46 und PA66 besitzt PA12 eine deutlich niedrigere Schmelztemperatur, welche vorteilhaft für die Verarbeitung ist. Thermische Untersuchungen (DSC) zeigen, dass PA12-MP1100-cb bzw. PA12-MP1100-MO-cb einen deutlich höheren Anteil an fraktionierter Kristallisation im Vergleich zu PA46/PA66-MP1100-cb und PA46/PA66-MP1100-MO-cb Compounds aufweisen, was auf eine bessere Kompatibilisierung schließen lässt. Die funktionellen Endgruppen der PA12-Typen spielen dabei offensichtlich eine große Rolle als zusätzliche Kopplungsstellen. Bei der Compoundierung mit MP1100/MP1100-MO-cb weist PA12-MP1100-cb (Z7321) den höchsten Anteil an fraktionierter Kristallisation auf (91%). Hingegen besitzt PA12-MP1100-cb (L1600) nur einen Anteil an fraktionierter Kristallisation von 52%.
Durch den chemischen Einbau von 20 Gew.-% MP1100-MO-cb in die PA12-Matrix veränderten sich der E-Modul des PA12-MP1100-MO-cb im Vergleich zu originärem PA12 dennoch spürbar. Ein deutlicher Anstieg der Kerbschlagzähigkeit ist durch Compoundierung mit MP1100/MP1100-MO-cb aufgetreten, was auf die Wirkung des chemisch gekoppelten PTFE bzw. PTFE-Öl-Compounds als Zähmodifikator in der PA-Matrix zurückzuführen ist. Tribologische Testergebnisse zeigen, dass die Compounds auf Basis von PA12 Z7321 in den Stahl-Bronze- und im Compound-Stahl-Kontakten ein besseres Reibverhalten im Vergleich zu PA12 L1600 aufweisen.

Danksagung

Die Autoren danken D. Pahlitzsch für die Extrusion, A. Scholze und C. Lehmann für das Spritzgießen. Der DFG wird für die Finanzierung dieses Vorhabens im Rahmen des DFG-SPP2074 gedankt (GZ: GE 2635/2-1).

Quellenangaben

1. Kaiser, W., *Kunststoffchemie für Ingenieure*. Karl Hanser Verlag GmbH & Co. KG: Germany, 2011.
2. Lehmann, D.; Hupfer, B.; Lappan, U.; Pompe, G.; Häußler, L.; Jehnichen, D.; Janke, A.; Geißler, U.; Reinhardt, R.; Lunkwitz, K.; Franke, R.; Kunze, K., New PTFE-polyamide compounds. *Designed Monomers and Polymers* **2002,** *5* (2-3), 317-324.
3. Franke, R.; Lehmann, D.; Kunze, K., *Tribological behaviour of new chemically bonded PTFE polyamide compounds*. 2007; Vol. 262, p 242-252.
4. Lunkwitz, K.; Lappan, U.; Scheler, U., Modification of perfluorinated polymers by high-energy irradiation. *Journal of Fluorine Chemistry* **2004,** *125* (6), 863-873.
5. Lehmann, D. Compounds aus Polyamid- und Perfluoralkylsubstanz(en) und Mischungen dieser Compounds mit weiteren Polymersubstanzen, Verfahren zu ihrer Herstellung und Verwendung, EP000001080155B1. 2007.
6. Nguyen, T. D.; Gedan-Smolka, M.; Kamga, L. S.; Sauer, B.; Emrich, S.; Kopnarski, M.; Voit, B., Chemical Bonded Oil-PTFE-PA66 Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 1. *Solid State Phenomena* **2021,** *320*, 113-118.
7. Nguyen, T.-D.; Kamga, L. S.; Gedan-Smolka, M.; Sauer, B.; Emrich, S.; Kopnarski, M.; Voit, B., Chemical Bonded PA66-PTFE-Oil Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 2. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* **2021,** *1140* (1), 012056.
8. Dechant, J., *Ultrarotspektroskopische Untersuchungen an Polymeren*. Akademie Verlag: Berlin, 1972; p 60-62, 299-300.
9. Simo Kamga, L.; Nguyen, T.-D.; Schmidt, T.; Gedan-Smolka, M.; Emrich, S.; Oehler, M.; Sauer, B.; Kopnarski, M. Einfluss einer chemischen Kopplung von strahlenmodifiziertem PTFE mit PA46 auf mechanische Eigenschaften und das Reib- und Verschleißverhalten *Tribologie und Schmierungstechnik* [Online], 2021, p. 28-38.
10. Häußler, L.; Pompe, G.; Lehmann, D.; Lappan, U., Fractionated crystallization in blends of functionalized poly(tetrafluoroethylene) and polyamide. *Macromolecular Symposia* **2001,** *164* (1), 411-420.
11. Nguyen, T.-D. S., T. ; Malanin, M. ; Schneider, A. ; Scheibner, H. ; Gedan-Smolka, M. ; Voit, B., Chemisch gekoppelte Öl-PTFE-PA66-Verbundwerkstoffe als neuartige tribologische Materialien. In *Tribologie-Fachtagung*, Göttingen, 2020; Vol. 61, pp 34/1-34/10.
12. Maïza, S.; Lefebvre, X.; Brusselle-Dupend, N.; Klopffer, M.-H.; Cangémi, L.; Castagnet, S.; Grandidier, J.-C., Physicochemical and mechanical degradation of polyamide 11 induced by hydrolysis and thermal aging. *Journal of Applied Polymer Science* **2019,** *136* (23), 47628.
13. Wudy, K.; Drummer, D.; Kühnlein, F.; Drexler, M., Influence of degradation behavior of polyamide 12 powders in laser sintering process on produced parts. *AIP Conference Proceedings* **2014,** *1593* (1), 691-695.

Autoren

M.Sc. T. D Nguyen, M.Sc T. Schmidt, Dr. M. Malanin, H. Scheibner, A. Schneider,
Dr. M. Gedan-Smolka, Prof. Dr. B. Voit, Prof. Dr. Ing. M. Stommel
Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e. V.
Hohe Str. 6
D-01069 Dresden

M. Sc. L. Simo Kamga, Jun. Prof. Dr. Ing M. Oehler, Prof. Dr. Ing. B. Sauer,
Technische Universität Kaiserslautern
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
D-67663 Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Str., Gebäude 42

L. Simo Kamga, M. Oehler, B. Sauer, T-D. Nguyen, M. Gedan-Smolka

Untersuchung der Schmierfähigkeit von PA-PTFE-cb-Compounds als Trockenschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt mithilfe von Experiment und Simulation

Zusammenfassung:

Die Trockenschmierung einer Kontaktpaarung aus Stahl und Bronze wird in dieser Arbeit in einem Block-Zwei-Scheibenprüfstand untersucht. Hierbei wurden als Trockenschmierstoffe PA-PTFE-cb-Compounds verwendet, welche über chemische Bindung (cb) von Polyamid (PA) und strahlenmodifiziertem Polytetrafluorethylen (PTFE) hergestellt wurden. Die Ergebnisse bieten eine gute Grundlage für die Auswahl eines geeigneten Trockenschmierstoffs und des Gegenkörpers für den Transfer des Trockenschmierstoffs in trockengeschmierten Schneckengetrieben bestehend aus einer Stahlschnecke und einem Rad aus Bronze. Die Abhängigkeit des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt vom eingesetzten Trockenschmierstoff und vom Gegenkörper (Stahl oder Bronze) zum Trockenschmierstoff bei konstanter Belastung wird untersucht. Über eine Mikrokontaktsimulation wird die Temperaturerhöhung aufgrund von Reibung in den Kontaktstellen analysiert. Da Polymertrockenschmierstoffe eine begrenzte Temperaturbeständigkeit aufweisen, beeinflusst die Erwärmung das Reibungs- und Verschleißverhalten.

Abstract:

The dry lubrication of a contact pairing of steel and bronze is investigated in this work in a block two-disc test rig. PA-PTFE-cb-compounds were used as dry lubricants, which were produced by chemically bonded (cb) polyamide (PA) and radiation-modified polytetrafluoroethylene (PTFE). The results provide a good basis for the selection of a suitable dry lubricant and the counter body for the transfer of the dry lubricant in worn gears made of steel worn and bronze wheel. The influence of dry lubricant and the counter body to the dry lubricant used on the friction and wear behaviour in the steel-bronze contact was examined. A micro-contact simulation was used to determine the temperature rise due to frictional heating in the contact zone of the bodies. As polymer dry lubricants have a limited temperature resistance, the friction and wear behaviour can be thereby influenced at elevated temperatures.

1 Einleitung

Zur Reduktion von Reibung und Verschleiß mithilfe von Feststoffen werden vorwiegend kristalline Stoffe mit Schichtstruktur, aber auch unterschiedliche Kunststoffe eingesetzt. Hierbei stellen Polyamide, insbesondere Polyamid 66 (PA66) und Polyamid 46 (PA46), und Polytetrafluorethylene (PTFE) die Klassen von Kunststoffen dar, die diesen Anforderungen gerecht werden [1].

PTFE zeichnet sich durch einen großen Temperatureinsatzbereich (-250...+270 °C), hohe chemische Beständigkeit und sehr gute Antihafteigenschaften aus [2], was zu niedrigen Reibungskoeffizienten im Kontakt mit Stahlgegenkörpern führt. Polyamide (PA) zeichnen sich im Vergleich zu PTFE u. a. durch hohe Festigkeit, hohe Verschleißfestigkeit, hohe Reibungskoeffizienten in Relativbewegung zu Stahlgegenstücken und geringe temperaturabhängige Verformung aus. Aufgrund ihres relativ hohen Elastizitätsmoduls können sie bei hohen Belastungen und hohen Temperaturen (bis zu 100 °C) eingesetzt werden [3].

Verschiedene Studien haben gezeigt, dass die Kombination von Polyamiden mit Festschmierstoffen, anorganischen Partikeln oder Fasern zu einer Verbesserung der tribologischen Eigenschaften führen kann [1, 4, 5]. Der Einfluss von PTFE auf das Reibverhalten von PA46 wurde in einem Pin-on-Disc Tribometer von *Papuc et al.* untersucht [6]. Es zeigte sich, dass PTFE zu einer Reduktion der Reibungszahl (bis zu fast 7%) von PA46 in Kontakt mit Stahloberflächen führt.

Einerseits weist PTFE eine hohe Chemikalienstabilität auf, sodass eine breite Anwendung im Kontakt mit aggressiven Medien, z.B. im Chemieanlagenbau, erfolgen kann. Dagegen zeigt PTFE eine geringere Beständigkeit gegenüber energiereicher Strahlung. Bei Bestrahlung (e^-, γ) in Gegenwart von Luftsauerstoff werden C-C- und C-F-Bindungen von PTFE gebrochen, was zu Mikropulvern mit reduziertem Molekulargewicht, der Erzeugung von funktionellen Gruppen (-COF und -COOH) und persistenten Perfluoralkyl-(Peroxy-)

Radikalen führt [7, 8]. Die hydrophilen funktionellen Gruppen können verwendet werden, um eine chemisch kovalente Bindung zu anderen Monomeren/Polymeren (z. B. Polyamiden) herzustellen [9]. *Franke et al.* untersuchten das tribologische Verhalten von chemisch gebundenen PTFE-Polyamid-Verbindungen [10]. Es zeigte sich, dass mit einem Massenanteil von PTFE zwischen 3,3 und 50 Gew.-% die Reibungs- und Verschleißkoeffizienten der Polyamide PA6, PA66 und PA12 bei Trockenreibung verbessert werden konnten.

Die Erforschung von Trockenschmierstoffen auf Polymerbasis stellt aufgrund der begrenzten Wärmebeständigkeit der meisten Polymere eine Herausforderung dar. Bei Anwendungen mit Polymertrockenschmierstoffen ist die Temperatur, der die verwendeten Trockenschmierstoffe ausgesetzt sind, die Summe aus der Umgebung und dem durch die Reibungserwärmung verursachten Temperaturanstieg. Die Fähigkeit, die unter realen Arbeitsbedingungen erzeugten Temperaturen von Polymertrockenschmierstoffen abzuschätzen, ist ein wichtiges technisches Thema. Leider gibt es immer noch erhebliche Einschränkungen bei der Gewinnung neuer Erkenntnisse über die Reibungserwärmung, da es schwierig ist, die Temperaturen am Reibkontakt experimentell zu messen. Aufgrund der Komplexität der Gewinnung experimenteller Daten haben viele Autoren in den letzten Jahrzehnten analytische Modelle entwickelt, die zu einer Vielzahl von Gleichungen zur Abschätzung des Temperaturanstiegs an der Grenzfläche führten. Zwei von den meist verbreiteten Modellen sind die von *Tian-Kennedy* und *Jaeger* [11, 12]. *Tzanakis et al*. [13] untersuchten den Einfluss der Rauheit, des Reibungskoeffizienten, des Kontaktdrucks und der Geschwindigkeit auf die Temperaturerhöhung in Kontakt zwischen einer Dichtung bestehend aus PTFE-Compounds (physikalische Mischung von PTFE und Calciumaluminosilikat) und einer kohlenstoffreichen Stahlplatte unter Trockengleitbedingungen. Die Autoren stellten fest, dass ein bestimmter Rauheitswert zu einem höheren Temperaturanstieg führt und dass der Einfluss der Rauheit und der Gleitgeschwindigkeit größer ist als der Einfluss der Belastung. *Conte et al.* [14] zeigten die Rolle der Reibungserwärmung bei der Regeneration der Transferschicht von PTFE-Komponenten.

In diesem Beitrag werden Untersuchungen zum Reibungs-und Verschleißverhalten in einem Block-Zwei-Scheibenprüfstand gezeigt, wobei eine Stahlscheibe gleichzeitig mit einem PTFE-Compound und einer Bronzescheibe in Kontakt gebracht wird. Der Einfluss der Kontaktanordnung wird hierdurch untersucht, wobei einerseits der Trockenschmierstoff über die Stahlscheibe und anderseits über die Bronzescheibe transferiert wird. Diese Untersuchungen werden für drei verschiedene Trockenschmierstoffe bei konstanten Betriebsbedingungen durchgeführt. Zudem wird die reibungsbedingte Kontakttemperatur simulativ ermittelt, um ihren Einfluss auf das Reib- und Verschleißverhalten in den Kontaktstellen besser verstehen zu können. Die hier durchgeführten Untersuchungen stellen eine gute Grundlage für die Auswahl eines geeigneten Trockenschmierstoffs und des Gegenkörpers (Stahl oder Bronze) zum Trockenschmierstoff für den Transfer des Trockenschmierstoffs im trockengeschmierten Schneckengetrieben bestehend aus einer Stahlschnecke und einem Rad aus Bronze dar.

2 Experimentelle Untersuchungen

2.1 Versuchsvorbereitung und experimentelle Methoden

Die verschiedenen Trockenschmierstoffvarianten, welche hier untersucht wurden, wurden durch zweistufige reaktive Extrusion aus strahlungsmodifiziertem PTFE-Typ MP1100, Ölmolekülen aus Methyloleat (MOL) und PA66 hergestellt. Der Herstellungsprozess und die Werkstoffcharakterisierung dieser Trockenschmierstoffe ist in [15] beschrieben. Einige Eigenschaften der hier untersuchten Trockenschmierstoffe sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1: Eigenschaften der hier untersuchten Trockenschmierstoffe

	PA66	PA66-MP1100	PA66-MP1100-MOL-cb
Gew.-% PA66	100	80	80
Gew.-% MP1100	-	20	18
Gew.-% MOL	-	-	2
E-Modul / MPa	3192	3144	2614
Dichte / g/cm³	1,1355	1,2470	1,2409

Die daraus entstandenen PA66-MP1100-cb und PA66-MP1100-MOL-cb Trockenschmierstoffe wurden nach ihrer maschinellen Verarbeitung zu Testprüfkörpern (Blöcke) tribologisch untersucht. Hierfür wurde ein Block-Zwei-Scheibenprüfstand verwendet, dessen schematischer Aufbau in Abb. 1 dargestellt ist.
Der Prüfstand besteht u. a. aus drei Schlitten. Im unbeweglichen untersten Schlitten wird eine Bronzescheibe gelagert. Im mittleren Schlitten, welcher über zwei Blattfeder am Gestell gelagert ist und sich infolge der wirkenden Reibkraft bewegen kann, ist eine Stahlscheibe gelagert. Im obersten Schlitten, der sich relativ zum mittleren Schlitten bewegen kann, wird der Block bestehend aus dem zu untersuchenden Trockenschmierstoff festgelagert, Abb. 1a. Zur Untersuchung des Einflusses des Gegenkörpers zum Compound zur Schmierung des Stahl-Bronze-Kontakts wird in einer zweiten Versuchsanordnung die Stahl- und die Bronzescheibe vertauscht, sodass sich nun die Bronzescheibe im unmittelbaren Kontakt mit dem Compound befindet, vgl. Abb. 1b. Die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt wird bestimmt, indem die Reibkraft ($F_{R,2}$) aus der wirkenden Normalkraft ($F_{\mathrm{N},2}$) aufgezeichnet wird. Zudem wird die Reibungszahl im Compound-Stahl-Kontakt bestimmt, indem die Reibkraft ($F_{R,1}$) aus der wirkenden Normalkraft ($F_{\mathrm{N},1}$) aufgezeichnet wird. Die Aufzeichnung der Reibkräfte erfolgte hierbei kontinuierlich über Kraftmessdosen. Die Scheiben weisen jeweils einen Durchmesser von 80 mm auf, wobei die Stahlscheibe einen berechneten Krümmungsradius von 1500 mm aufweist und die Bronzescheibe zylindrisch gefertigt wird. Diese (Stahl und Bronze) wurden quer zur Laufrichtung geschliffen und weisen jeweils nach DIN EN 25178 eine mittlere quadratische Rauheitshöhe von $S_q \approx 0{,}2$ µm auf. Vor den Messungen werden die Scheiben und die einzelnen Blöcke aus Trockenschmierstoff in einem Ultraschallbad gereinigt. Bei den Scheiben wurden als Reinigungsmittel Isopropanol, Cyclohexan und Aceton verwendet, während die Blöcke mit Ethanol gereinigt wurden. Im Anschluss dazu wurden die Proben unter Raumbedingungen ($T \approx 22$ °C und $\rho_{Luft} \approx 25\%$) für mindestens 48 Stunden getrocknet. Die Verschleißermittlung erfolgte hier über die Massenbestimmung der Proben vor und nach den jeweiligen Versuchen. Im Stahl-Bronze-Kontakt wurde eine konstante Hertz'sche Pressung von 280 MPa und eine Summengeschwindigkeit (u_Σ) von 0,5 m/s eingestellt. Der Block-Scheibe-Kontakt wurde mit einer Pressung von 3 MPa belastet. Während zwischen dem Block mit dem Querschnitt 12×3 mm² und der Stahl- oder Bronzescheibe Gleitreibung herrscht, findet im Stahl-Bronze-Kontakt Wälzreibung statt, wobei hier ein Schlupf von 50% untersucht wurde. Im

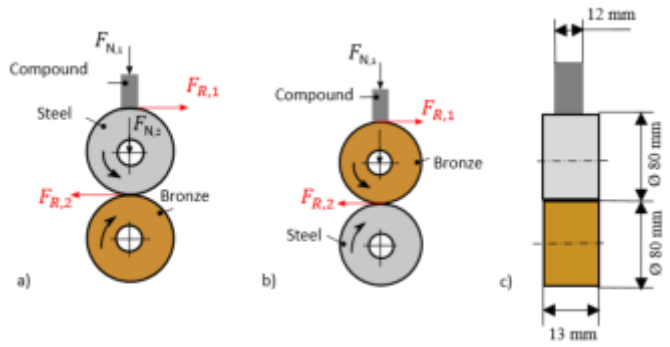


Abb. 1: Prüfaufbau für a) Block-Stahl-Bronze-Kontakt, b) Block-Bronze-Stahl-Kontakt und c) geometrische Abmessungen der Prüfkörper

Block-Stahl-Bronze-Kontakt (Abb. 1a) rotiert die Stahlscheibe schneller, während sich im Block-Bronze-Stahl-Kontakt (Abb. 1b) die Bronzescheibe schneller bewegt. Die Versuchsläufe wurden unter Laboratmosphäre bei Raumtemperatur ($T = 18 - 24\,°C$ und $\rho_{Luft} = 23 - 35\%$) durchgeführt. Die angegebenen Messwerte stellen Messwerte aus mindestens zwei gleichartigen Versuchsläufen dar.

2.2 Versuchsergebnisse und Diskussion

Der charakteristische Verlauf der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt in Abhängigkeit der Versuchszeit ist in Abb. 2 dargestellt. Dadurch, dass die charakteristischen Verläufe der Reibungszahl nach Abb. 1a derer nach Abb. 1b ähneln, werden im Folgenden ausschließlich die Verläufe nach Abb. 1a beispielhaft vorgestellt. In Abwesenheit von Trockenschmierstoff im Kontakt lässt sich ein Einlauf mit einem schnellen Anstieg der Reibungszahl nach dem Versuchsstart beobachten, welcher nach Erreichen eines maximalen Wertes von $\mu \approx 0{,}9$ wieder abnimmt und über einen weiten Versuchsbereich mehr oder weniger bei $\mu \approx 0{,}65$ konstant bleibt. Dadurch, dass Bronze eine geringere Härte als Stahl aufweist, kann der Abfall der Reibungszahl im ungeschmierten Zustand auf die Bildung einer Transferschicht aus Bronze auf der Stahlscheibe zurückgeführt werden, sodass ab einer Versuchszeit von ca. 1,5 h reiner Bronze-Bronze-Kontakt überwiegt. Der Einfluss des Trockenschmierstoffs PA66-MP1100-MOL-cb im Stahl-Bronze-Kontakt nach Abb. 1a lässt sich dadurch erkennen, dass geringere Reibungszahlen im Stahl-Bronze-Kontakt vorliegen. Dabei tritt die maximale Reibungszahl von $\mu \approx 0{,}55$ nach ca. 1 h auf, fällt langsamer wieder ab und erreicht ab ca. 2 h Versuchszeit einen Wert von $\mu \approx 0{,}35$. Dieser Abfall der Reibungszahl kann auf den Transfer von Trockenschmierstoff auf die Stahloberfläche zurückgeführt werden. Die charakteristischen Verläufe der Reibungszahl im Block-Stahl-Kontakt mit den hier untersuchten Trockenschmierstoffen ist in [15] vorgestellt. In dieser Arbeit wurden die vorhin beschriebenen drei verschiedenen Trockenschmierstoffe in zwei verschiedenen Prüfanordnungen untersucht, wobei zum einen die Stahlscheibe und zum anderen die Bronzescheibe mit dem Compoundblock in Kontakt ist, vgl. Abb. 1a und Abb. 1b. Ergebnisse der Reibungszahlen sind in Abb. 3 zusammengefasst. Zum Vergleich der Reibungszahl wird ein Mittelwert über die Messwerte, ab. 2,5 h der zeitlichen Verläufe gebildet, vgl. Abb. *2*. Ein Vergleich der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt zwischen den beiden Versuchsanordnungen in Abb. 3a zeigt, dass die Verwendung der Stahlscheibe als Gegenkörper zum Compound für den Trockenschmierstofftransfer in den Stahl-Bronze-Kontakt, nach Abb. 1a, zur leichten Reibungszahlabnahme führt, unabhängig vom eingesetzten Trockenschmierstoff. Der Vergleich der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt zwischen den einzelnen Trockenschmierstoffen lässt erkennen, dass die mit Öl-PTFE modifizierte Variante PA66-MP1100-MOL-cb das günstigste Reibverhalten aufweist. Abb. 3b lässt erkennen, dass die Bronzescheibe in Kontakt

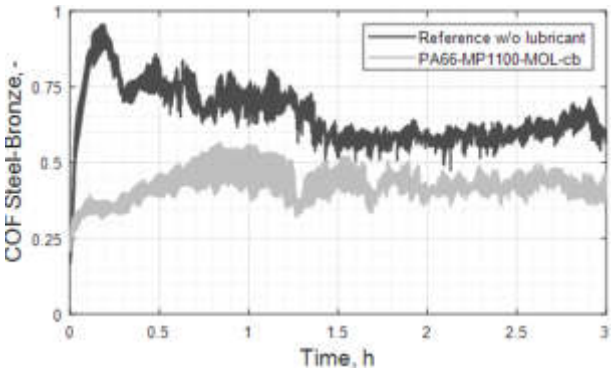


Abb. 2: Charakteristischer Verlauf der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt, ungeschmiert und mit dem Trockenschmierstoff PA66-MP1100-cb

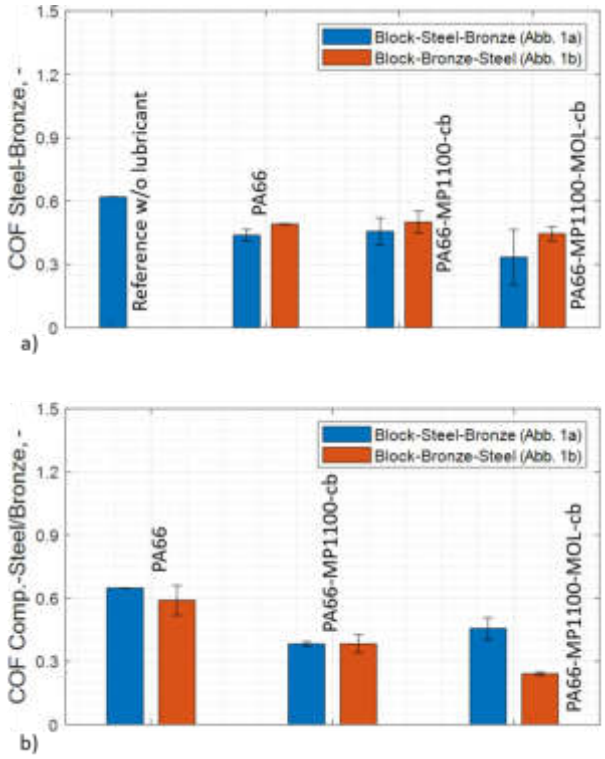


Abb. 3: Vergleich der Reibungszahl im a) Stahl-Bronze-Kontakt bei $p = 290$ MPa und $SRR = 50\%$ und b) Compound-Stahl/Bronze bei $p = 3$ MPa und $SRR = 200\%$

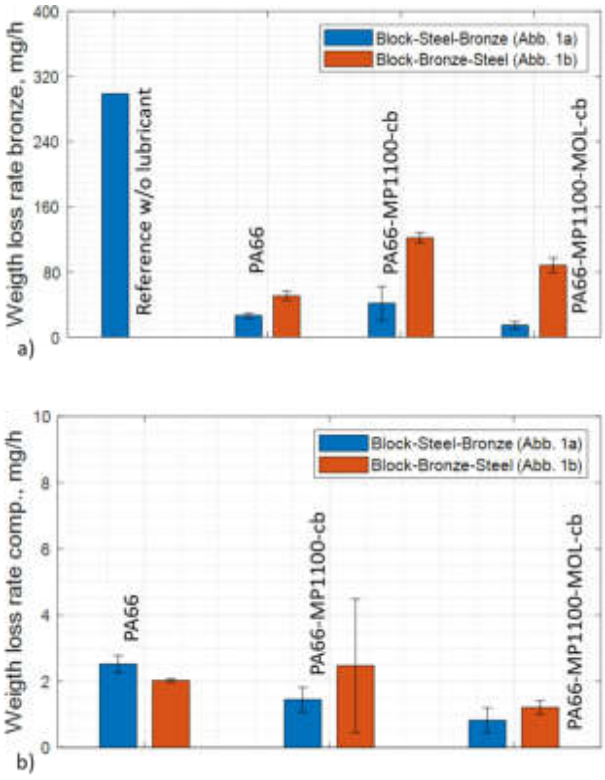


Abb. 4: a) Verschleißrate der Bronzescheiben, b) Verschleißrate der Trockenschmierstoffe, in Abhängigkeit der Versuchsanordnung und nach 3 h Versuchszeit

mit dem Trockenschmierstoff ein günstigeres Reibverhalten aufweist. In Abb. 4 wird die Massenverschleißrate der Bronzescheibe und der eingesetzten Trockenschmierstoffe dargestellt. In Abb. 4a kann beobachtet werden, dass der Einsatz der Bronzescheibe als Transfergegenkörper zu erhöhtem Verschleiß der Bronzescheiben führt, dies unabhängig vom eingesetzten Trockenschmierstoff. Abb. 4b lässt erkennen, dass sich die eingesetzten Blöcke aus Trockenschmierstoff, mit Ausnahme vom reinen PA66, weniger verschleißen wenn die Stahlscheibe als Gegenkörper zum Compound verwendet wird.

Die Reduzierung bzw. die Zunahme der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt kann auf die Bereitstellungsrate der jeweiligen Trockenschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt zurückgeführt werden, wobei bereits nach einigen Umdrehungen der Stahlscheibe im Block-Stahl-Bronze-Kontakt bzw. der Bronzescheibe im Block-Bronze-Stahl-Kontakt ein Anteil an Trockenschmierstoff auf die Stahl- bzw. Bronzeoberfläche transferiert wird. Dadurch reduziert sich der Anteil an unmittelbarem metallischen Kontakt zwischen den Stahl- und Bronzeoberflächen. Der Anteil an transferiertem Trockenschmierstoff ist u. a. von mechanischen und thermischen Eigenschaften der jeweiligen Trockenschmierstoffe abhängig, ebenso vom Adhäsionsvermögen der jeweiligen Trockenschmierstoffe auf die Stahl- bzw. Bronzeoberflächen, da diese an ihren Grenzflächen verschiedene chemische Eigenschaften aufweisen. Abb. 4 zeigt, dass im Block-Bronze-Stahl-Kontakt (Abb. 1b) die hier untersuchten Trockenschmierstoffe sich mehr als im Block-Stahl-Bronze-Kontakt (Abb. 1a) verschleißen, wodurch die Bereitstellungsrate der Trockenschmierstoffe höher sein sollte, mit Ausnahme vom reinen PA66. Jedoch weist die Bronzescheibe im Block-Bronze-Stahl-Kontakt unabhängig vom Trockenschmierstoff einen höheren Verschleiß auf, im Vergleich zum Block-

Stahl-Bronze-Kontakt. Dies führt zu der Annahme, dass vom verschlissenen Trockenschmierstoff ein, verglichen mit der Stahlscheibe beim Block-Stahl-Bronze-Kontakt, geringerer Anteil an Schmierstoff auf die Bronzescheibe deponiert wurde.

3 Numerische Berechnung der Kontakttemperatur

Die Temperaturerhöhungen an den Kontaktstellen der tribologisch beanspruchten Körper aufgrund von Reibung können zu einer Erweichung der Polymeroberfläche führen, wenn der Glasübergangstemperaturbereich erreicht oder überschritten wird, wodurch das Reibungs- und Verschleißverhalten im Kontakt beeinflusst werden kann. Um zu überprüfen, ob die Reibungserwärmung unter den vorliegenden Betriebsbedingungen von Bedeutung war, wurden die Kontakttemperaturen bestimmt. Im idealen Fall sollten die Kontakttemperaturen *In-situ* gemessen werden, was jedoch aufgrund u. a. der schwierigen Zugänglichkeit zum Kontaktbereich durch eine Berechnung mit vorhandenen Modellgleichungen ersetzt wurde. In dieser Arbeit werden die Kontakttemperaturen nach *Carslaw* und *Jaeger* für eine bewegte Wärmequelle und basierend auf der Halbraumtheorie bestimmt, vgl. Gleichung (1).

$$\Delta T(t,x,y) = \int_{t'=0}^{t} \int_{x'=0}^{x} \int_{y'=0}^{y} \frac{k(t',x',y') \cdot q(t',x',y')}{4\rho_s c_p [\pi \alpha_s (t-t')]^{1,5}} \cdot \Phi dx' dy' dt' \quad (1)$$

mit

$$\Phi = \exp\left[\frac{\left[(x-x') - u_{1,2}(t-t')\right]^2 + [y-y']^2}{-4\alpha_s (t-t')}\right]$$

$q = \mu \cdot p \cdot u_r$ beschreibt die Wärmestromdichte, α_s die Temperaturleitfähigkeit, ρ_s die Dichte, c_p die spezifische Wärmekapazität und $u_{1,2}$ die Geschwindigkeit der Körper in Kontakt. Diese Berechnungsmethode nach *Carslaw* und *Jaeger* ist in der Literatur am meisten verbreitet und findet z. B. Anwendung in [16] und [17]. In [18] ist eine ausführliche Beschreibung des Berechnungsalgorithmus vorgestellt, wobei der Wärmeaufteilungsfaktor k numerisch gelöst wird. In Abb. 5 ist der Programmablauf zur numerischen Ermittlung der Temperaturerhöhung dargestellt. Nach der Initialisierung der Eingangsparameter, wie z. B. der Werkstoffdaten, wird der Festkörperdruck p in Anlehnung an die in [19] beschriebene Methode berechnet. Der Festkörperdruck wird im Anschluss zur Berechnung des Wärmestroms q eingesetzt, welcher zur iterativen Berechnung des Wärmeaufteilungsfaktors nach [18] verwendet wird. Ist der Wärmeaufteilungsfaktor bekannt, kann die Temperaturerhöhung in der Kontaktstelle bestimmt werden. Zur Validierung des entwickelten Berechnungsalgorithmus wurde mit den angegebenen Kontaktdaten in [16] das Gleiten einer glatten Stahlkugel auf einer glatten Stahlplatte untersucht. Die hiermit berechneten Kontakttemperaturen sind in Abb. 6 dargestellt.

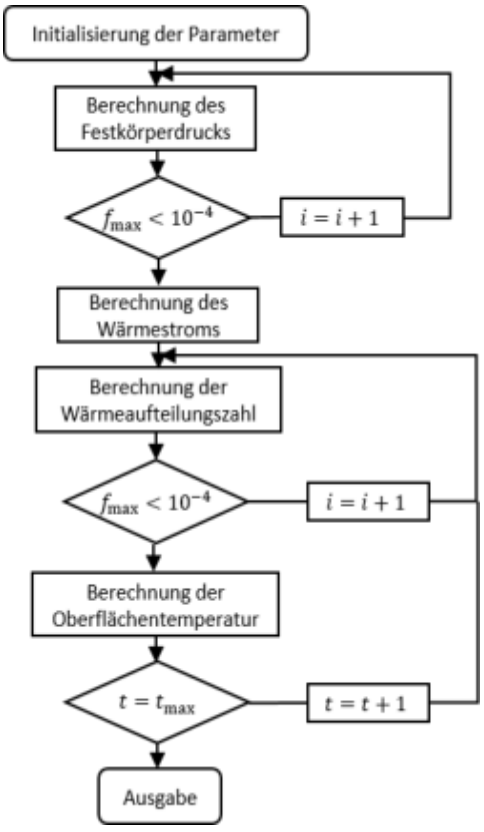


Abb. 5: Ablaufplan zur numerischen Berechnung der Kontakttemperatur

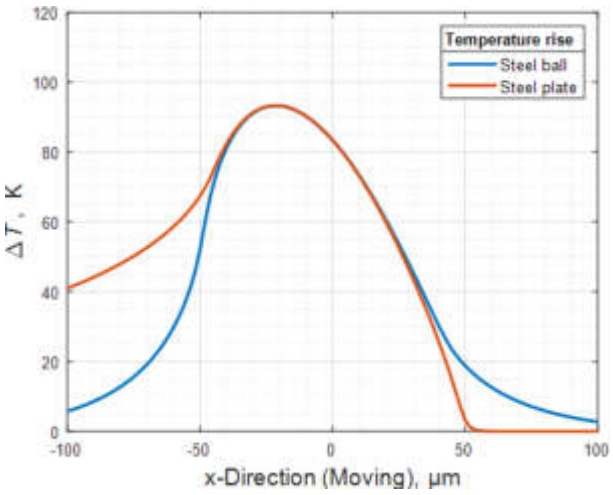


Abb. 6: Temperaturverlauf in der Mitte des Kontaktbereiches entlang der Bewegungsrichtung, für einen Kugel-Platte Kontakt mit Stahl-Stahl Paarung

Diese Darstellung zeigt die Änderung der Temperatur entlang der Bewegungsrichtung in der Mitte des Kontaktbereichs. Es ist erkennbar, wie die Kugel auf dem bereits passierten Kontaktbereich einen Temperaturschweif auf der Ebene hinterlässt. Dieser ist im betrachteten Zeitfenster noch nicht wieder abgeklungen. Es stellt sich hierbei eine maximale Temperaturerhöhung von $\Delta T \approx 93$ K in der Kontaktstelle zwischen der Kugel und der Platte ein, welche mit dem Ergebnis in [16] vergleichbar ist. Abb. 7 stellt den Vergleich zw. den Temperaturänderungen im Stahl-Bronze-Kontakt sowie im Compound-Stahl Kontakt für die Trockenschmierstoffe PA66, PA66-MP1100-cb und PA66-MP1100-MOL-cb und für die Versuchsanordnung nach Abb. 1a dar. Bei den hier durchgeführten numerischen Berechnungen wurde angenommen, dass der Compoundblock an der Kontaktstelle eben ist. Untersuchungen in [20] zeigten, dass im Gleitkontakt mit Stahloberflächen, die hier verwendeten Trockenschmierstoffe keinen homogenen Transferfilm auf der Stahloberfläche bilden. Der Einfluss eines Transferfilms im Kontakt wird daher im Folgenden vernachlässigt. Es zeigt sich, dass in den Kontaktstellen zw. Stahl und Bronze sowie Stahl und Compoundblock höhere Temperaturen wirken, wenn das reine Polymer PA66 als Trockenschmierstoff eingesetzt wird. Der Trockenschmierstoff PA66-MP1100-MOL-cb führt hingegen zu niedrigeren maximalen Temperaturen, sowohl im Stahl-Bronze-, als auch im Compound-Stahl-Kontakt. Zudem kann beobachtet werden, dass die maximalen Temperaturen im Compound-Stahl-Kontakt höher sind als im Stahl-Bronze-Kontakt. Dieser Temperaturunterschied zwischen den beiden Kontaktstellen kann auf die schlechtere Wärmeleitfähigkeit der Polymertrockenschmierstoffe im Vergleich zu den metallischen Scheibenoberflächen zurückgeführt werden. Abb. 7 zeigt, dass im Compound-Stahl-Kontakt die berechneten maximalen Temperaturen über den Glasübergangstemperaturbereichen der hier untersuchten Trockenschmierstoffe (60 - 75 °C) liegen, mit Ausnahme des Kontakts mit PA66-MP1100-MOL-cb. Das Erreichen bzw. Überschreiten des Glasübergangstemperaturbereiches an der Oberfläche führt im Allgemeinen zu einer Verringerung der Festigkeit der Polymertrockenschmierstoffe, wodurch ihr Verschleißvermögen und Transfer an die Metalloberfläche erhöht werden können.
Abb. 3 und Abb. 4 zeigen, dass der Trockenschmierstoff PA66 den höchsten Verschleiß und die höchste Reibungszahl im Kontakt mit der Metalloberfläche aufweist. Hingegen verschleißt PA66-MP1100-MOL-cb am geringsten im Kontakt mit der Metalloberfläche und wirkt besser als Schmierstoff im Stahl-Bronze-Kontakt. Das ungünstigste Reibungs- und Verschleißverhalten von PA66 kann hier auf die Menge und schwächere Schmierwirkung des Transferfilms auf der Stahloberfläche zurückgeführt werden, welche sich durch die erhöhte Kontakttemperatur auszeichnet. Der niedrigere Verschleiß in den Kontaktstellen beim Einsetzen von PA66-MP1100-MOL-cb als Trockenschmierstoff kann auf die geringere Reibungszahl durch die PTFE- und MOL-Komponente und die einhergehende verminderte Erwärmung in den Kontaktstellen zurückgeführt werden, wobei die

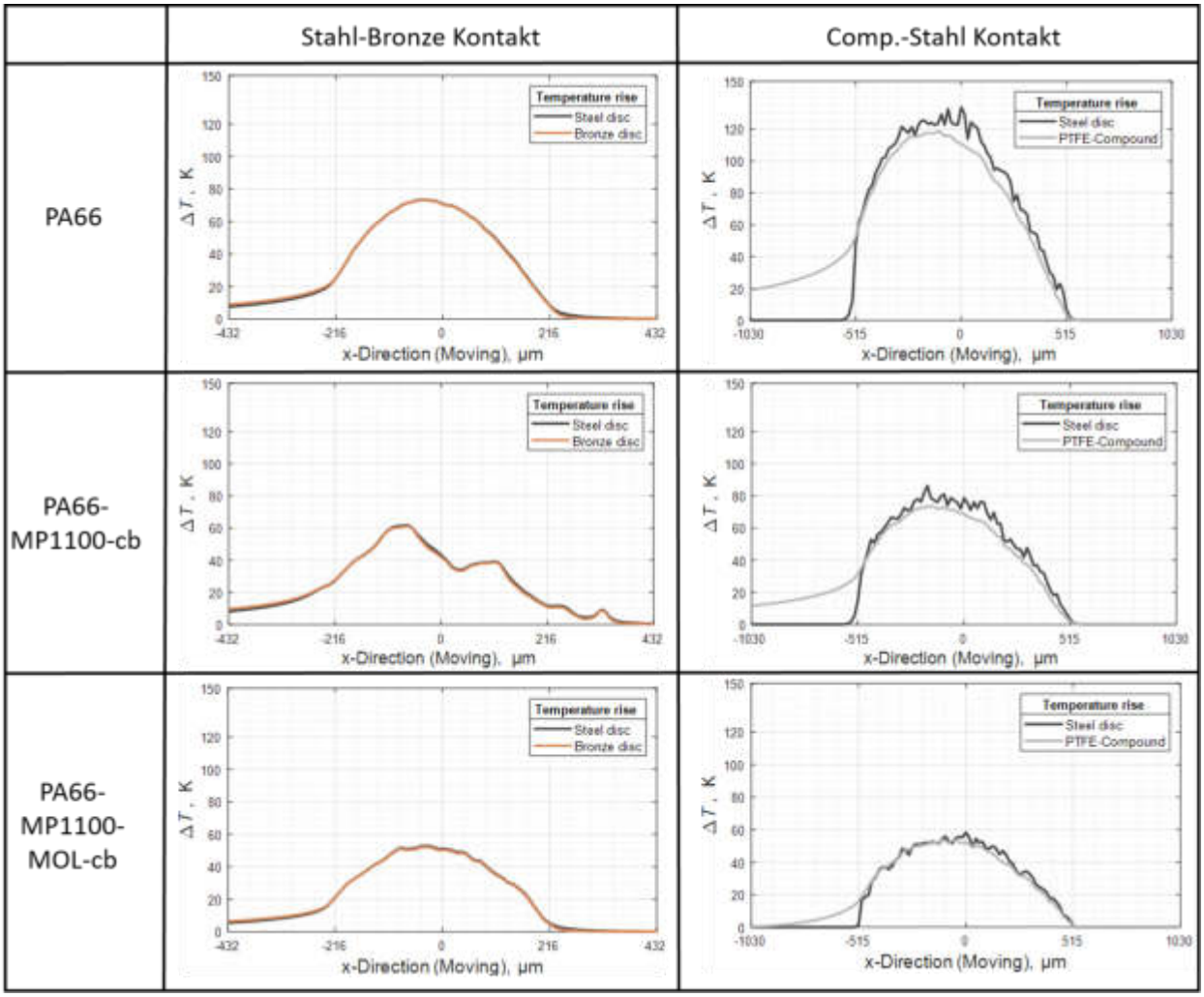


Abb. 7: Temperaturverlauf in Bewegungsrichtung in der Mitte der Kontaktfläche im Stahl-Bronze-Kontakt und im Compound-Stahl Kontakt

maximale Temperatur im Compound-Stahl-Kontakt leicht unterhalb des Glasübergangstemperaturbereichs der hier untersuchten Trockenschmierstoffe liegt. Darüber hinaus könnte die Ölkomponente eine bessere Wärmeableitung im Kontakt ermöglichen.

4 Zusammenfassung

Mit den in dieser Arbeit eingesetzten Trockenschmierstoffen konnte insgesamt eine Reduzierung der Reibungszahl sowie des Verschleißes der Bronzescheibe im Stahl-Bronze-Kontakt erzielt werden. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die Verwendung von Stahlgegenkörpern zur Übertragung von Trockenschmierstoff im Stahl-Bronze-Kontakt effizienter ist, als wenn die Bronzescheibe als Transfergegenkörper eingesetzt wird. Es konnte auch beobachtet werden, dass unter den verwendeten Trockenschmierstoffen die mit strahlenmodifiziertem PTFE MP1100 und Methyloleat modifizierte PA66-Variante die geringste Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt aufweist. Zudem werden ebenfalls mit dieser Werkstoff-Schmierstoff-Kombination die geringsten Werte für den Verschleiß der Bronzescheiben und des Trockenschmierstoffs beobachtet. Die thermische Simulation hat gezeigt, dass an der Kontaktstelle zwischen dem Trockenschmierstoff PA66 und der Stahlscheibe die Glasübergangstemperatur deutlich überschritten wird, aufgrund des erhöhten Reibkoeffizienten. Dies könnte eine Erklärung dafür sein, warum PA66 hier am stärksten verschleißt. Bei Einsatz von PA66-MP1100-MO ist das dagegen nicht der Fall.

Die Oberflächen der tribologisch beanspruchten Stahl- und Bronzegegenkörper werden in weiteren Untersuchungen analysiert, um weitere Einflüsse auf das Reib- und Verschleißverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt zu bestimmen, wenn die Stahl- und die Bronzescheibe jeweils als Transfergegenkörper eingesetzt werden.

5 Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung im Rahmen des Projekts „Fluidfreie Schmierung von Schneckengetrieben auf Basis von PTFE“ (GZ: SA 898/26-1, GZ: GE 2635/2-1).

6 Literatur

[1] Demirci, M. T., Düzcükoğlu, H. and Yakut R. (2013), “Investigation of Temperature Effects on Tribological Properties of Glass Fiber and MoS2 Reinforced PA 6.6 and PA 66 Journal Bearings”, Journal of Materials Science and Engineering, S. 738 - 742

[2] Eyerer, P., Elsner, P., and Hirth, T. (2005), “Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften”, 1st Edition. Springer-Verlag, Berlin, ISBN 9783540214106

[3] Shin M. W., Kim S. S., and Jang H. (2011), Friction and Wear of Polyamide 66 with Different Weight Average Molar Mass, Tribol Lett 44, S. 151–158.

[4] Lunkwitz, K., Lappan, U., Scheler, U. (2004), “Modification of perfluorpolymers by high-energy irradiation”, Journal of Fluorine Chemistry, 125(6), S. 863 - 873

[5] Hoffmann T., Heller M., Jehnichen D., Engelhardt T., Lehmann D. (2013), “Influence of absorbing materials on the functionalization of poly(tetrafluoroethylene) during γ-irradiation”, Journal of Applied Polymer Science, 130(3), S. 1787 - 1793

[6] Papuc, R., Gavrila, C., Lates, M.T. (2017), “Tribological tests of steel on polyamide 66, polyamide 46 type surface contacts”, MATEC Web of conferences 126, 02003, DOI: 10.1051/matecconf/201712602003

[7] Lunkwitz, K., Lappan, U., Scheler, U. (2004), “Modification of perfluorpolymers by high-energy irradiation”, Journal of Fluorine Chemistry, 125(6), S. 863 - 873

[8] Hoffmann T., Heller M., Jehnichen D., Engelhardt T., Lehmann D. (2013), “Influence of absorbing materials on the functionalization of poly(tetrafluoroethylene) during γ-irradiation”, Journal of Applied Polymer Science, 130(3), S. 1787 - 1793

[9] Lehmann, D., Hupfer, B., Lappan, U., Geißler, U., Reinhardt, G., Lunkwitz, K. (2000), “Neue Polytetrafluorethylen-Polyamid Compounds”, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 31 (8), S. 666-668.

[10] Franke R., Lehmann D., Kunze K. (2007), “Tribological behaviour of new chemically bonded PTFE polyamide compounds”, Wear 262(3), S. 242 - 252

[11] Kennedy FE, Tian X. (1994), “The effect of interfacial temperature on friction and wear of thermoplastics in the thermal control regime. Dissipative processes in Tribology. Elsevier Science

[12] Jaeger JC. (1943), “Moving sources of heat and the temperatures at sliding contacts”. J Proc Soc N.S.W 76, S. 203–224.

[13] Tzanakis I, Conte M, Hadfield M, Stolarski TA. (2013), “Experimental and analytical thermal study of PTFE composite sliding against high carbon steel as a function of the surface roughness, sliding velocity and applied load”. Wear 303, S.154–68.

[14] Conte M, Pinedo B, Igartua A. (2013), “Role of crystallinity on wear behaviour of PTFE Composites”. Wear 307(1-2), S. 81–86.

[15] Nguyen, T.D, Simo Kamga, L., Gedan-Smolka, M., Sauer, B., Emrich, S., Kopnarski, M., Voit, B. (2021), „Chemical bonded PA66-PTFE-Oil Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 2“, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1140, 012056, DOI: 10.1088/1757-899X/1140/1/012056

[16] Solovyev, S. (2007), „Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Miscchreibungskontakten“, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg (Dissertation)

[17] Bartel, D. (2010), „Simulation von Tribosystemen; Grundlage und An-wendung“, 1. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden
[18] Zhao, J., Sadeghi, F., Hoeprich, M.H. (2001), „Analysis of EHL Circular Contact Start Up: Part II-Surface Temperature Rise Model and Results“ Journal of Tribology 123, S. 75-82, DOI: 10.1115/1.1332395
[19] Magyar, B., Sauer, B. (2017), „ Methods for the simulation of the pressure, stress and temperature distribution in the contact of fractal generated rough surfaces“, Proc MechE Part J: J Engineering Tribology 231(4), S. 489-502, DOI: 10.1177/1350650115593962
[20] Simo Kamga, L., Nguyen, T.D., Schmidt, T., Gedan-Smolka, M., Emrich, S., Oehler, M., Sauer, B., Kopnarski, M. (2021), „Einfluss einer chemischen Kopplung von strahlenmodifiziertem PTFE mit PA46 auf mechanische Eigenschaften und das Reib- und Verschleißverhalten”, Tribologie und Schmierungstechnik 68(2), S. 28-38

Autoren

L. Simo Kamga*, M.Sc., Jun. Prof. Dr.-Ing. M. Oehler, Prof. Dr.-Ing. B. Sauer
Technische Universität Kaiserslautern
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
D-67663 Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Str., Gebäude 42

T-D. Nguyen, M.Sc., Dr. M. Gedan-Smolka
Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e. V.
D-01069 Dresden, Hohe Straße 6

* Ansprechperson: lionel.skamga@mv.uni-kl.de, Tel.: +49(0)631/205-3234

Dieter Mevissen, Ugur Küpper, Jens Brimmers, Thomas Bergs

Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen im Zwei-Scheiben-Zahnradanalogieversuch

Zusammenfassung:

Die Technologie der Funkenerosion hat in den letzten beiden Jahrzenten aufgrund von Fortschritten in der Leistungselektronik und der hochfrequenten Prozessregelung einen entscheidenden technologischen Schub zur Erhöhung der erzielbaren Abtrag- bzw. Schnittraten und zur Minimierung der thermisch beeinflussten Randzone erhalten. Gleichzeitig zeichnete sich insbesondere die Drahtfunkenerosion schon immer durch eine hohe erzielbare Geometriegenauigkeit aus. Zudem bildet sich bei der Funkenerosion infolge der einzelnen Entladepunkte eine napfförmige Oberflächenstruktur aus, die ein gezieltes Optimierungspotential hinsichtlich der tribologischen Eigenschaften im Wälzkontakt und damit der Leistungsfähigkeit bieten kann. Zur Reibungsreduktion und Tragfähigkeitssteigerung hochbelasteter Wälzkontakte haben vergangene Untersuchungen gezeigt, dass sich für deterministisch erzeugte Oberflächenstrukturen mit flachen Napfstrukturen, z.B. durch ein Laserpolieren oder -strukturieren, ein verbessertes Einsatzverhalten hinsichtlich Reibung im Vergleich zu polierten Oberflächen einstellt. Aus diesem Grund wird in diesem Bericht die Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen tiefergehend analysiert.

Das Ziel des Berichts ist die Kenntnis der Wälzfestigkeit von erodierten Oberflächen im Vergleich zu einer geschliffenen Referenz mit dem Fokus auf zahnradtypischen Kontaktbedingungen. Als Prüfkonzept wird ein Zwei-Scheiben-Zahnradanalogieprüfstand verwendet, um ein effizientes Screening für unterschiedlich erodierte Oberflächenstrukturen und eine kosteneffiziente Bewertung der Dauerfestigkeit für eine potentialträchtige Variante zu ermöglichen. Als Referenz wird eine geschliffene Oberflächenstruktur hinsichtlich Wälzfestigkeit untersucht. Neben den Grübchenuntersuchungen im Bereich der Zeit- und Dauerfestigkeit mit einer tiefergehenden Schadensanalyse werden umfangreiche Untersuchungen der Randzone durchgeführt, um zum einen die Auswirkungen der Prozessparameter auf die Randzoneneigenschaften bewerten zu können und zum anderen potentielle Ursachen für eine verbesserte oder verschlechterte Wälzfestigkeit im Vergleich zur Referenzvariante zu ermitteln. Abschließend wird auf Basis der Ergebnisse eine Empfehlung für die Nutzung von erodierten Oberflächen im Wälzkontakt hinsichtlich Grübchen gegeben.

Abstract:

Rolling-sliding contacts, such as the tooth flank contact, are complex tribological systems whose properties are determined by the interactions between the contact partners, the lubricant and the ambient medium. The friction in the rolling contact results from the lubrication condition in the contact, which is a function of the lubricant, the injection temperature and the surface roughness and structure. In order to reduce friction and to increase the load carrying capacity of highly loaded rolling-sliding contacts, the surface topography in particular was investigated as an optimization parameter in the past. For deterministically generated surface structures, e.g. by laser polishing or structuring, an improved application behavior with respect to friction results for a bowl-shaped surface structure compared to polished surfaces.

Similar to laser machining, electrical discharge machining can also produce a tribologically optimized surface structure through the process-inherent formation of a crater landscape. Extended white edge zones, cracks and pores can be completely prevented with an optimized process control, so that electrical discharge machining can serve as an alternative manufacturing process for rolling-sliding contacts, such as gears, especially in prototype construction. At present, however, insufficient research has been carried out regarding the contact fatigue strength of eroded surfaces.

In this report, test results on the rolling strength of eroded surfaces are presented. A disk-on-disk gear analogy test rig was used as a test concept to allow efficient screening for different eroded surface structures and cost-effective evaluation of fatigue strength for a high potential variant. As a reference, a ground surface structure is investigated with respect to rolling strength. The EDM0.4 variant with an initial roughness of Ra = 0.4 µm is the lowest roughness that could be produced by wire erosion in this research project due to the process restrictions. S/N behavior is evident for both variants, whereby the fatigue strength level is the same with a Hertzian pressure of $p_{H,endurance}$ = 2000 and 2010 MPa, respectively, taking into account the confidence intervals. In addition to the contact fatigue tests, extensive investigations of the surface and material properties were carried out in order to evaluate the influences of the process parameters on the surface integrity and furthermore to determine potential causes for improved or worsened contact fatigue strength compared to the reference variant. Finally, based on the results, a recommendation is given for the use of eroded surfaces in rolling-sliding contacts with regard to pitting.

Einleitung und Motivation

Wälzkontakte, wie z.B. der Zahnflankenkontakt, sind komplexe tribologische Systeme, deren Eigenschaften sich durch die Wechselwirkungen zwischen den Kontaktpartnern, dem Schmierstoff und dem Umgebungsmedium einstellen [CZIC10]. Die Reibung im Wälzkontakt ergibt sich aus dem Schmierungszustand im Kontakt, der sich in Abhängigkeit vom Schmierstoff, der Einspritztemperatur sowie der Oberflächenrauheit und -struktur einstellt [SCHM85, KREI08, MAYE13, BAGH15, LÖPE15]. Zur Reibungsreduktion und Tragfähigkeitssteigerung von hochbelasteten Wälzkontakten wird insbesondere die Oberflächentopographie als Optimierungsparameter untersucht [MAYE13, SCHÖ13], vgl. **Bild 1**. Für deterministisch erzeugte Oberflächenstrukturen, z.B. durch ein Laserpolieren oder -strukturieren, ergibt sich für flache Napfstrukturen ein verbessertes Einsatzverhalten hinsichtlich Reibung im Vergleich zu polierten Oberflächen [MAYE13].

Ähnlich zur Laserbearbeitung kann auch die Funkenerosion durch die prozessinhärente Ausbildung einer Kraterlandschaft eine in tribologischer Hinsicht optimierte Oberflächenstruktur erzeugen. Ausgedehnte weiße Randzonen, Risse und Poren können bei optimierter Prozessführung gänzlich verhindert werden, sodass die Funkenerosion gerade im Prototypenbau als alternatives Fertigungsverfahren für Wälzkontakte, wie bspw. bei Verzahnungen, dienen kann [KLOC07]. Das Potential der Funkenerosion hinsichtlich der Herstellung von Verzahnungen im Prototypenbereich wurde von Bouquet et al. analysiert [BOUQ14] Demnach zeichnet sich die Funkenerosion unter den gegebenen Randbedingungen durch eine sehr gute Verzahnungsqualität in Kombination mit einer guten Oberflächenqualität im Vergleich zu einer Fräsbearbeitung bzw. Herstellung mittels Selective Laser Melting aus. Der Vorteil der Funkenerosion und insbesondere der Drahterosion gegenüber der Laserbearbeitung besteht darin, dass kein zusätzlicher Fertigungsschritt benötigt wird, sondern direkt mit dem formgebenden Fertigungsverfahren eine optimierte Oberflächenstruktur für bestimmte Anwendungen eingestellt werden kann (Bild 1). Derzeit ist die Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen jedoch für den industriellen Einsatz unzureichend erforscht.

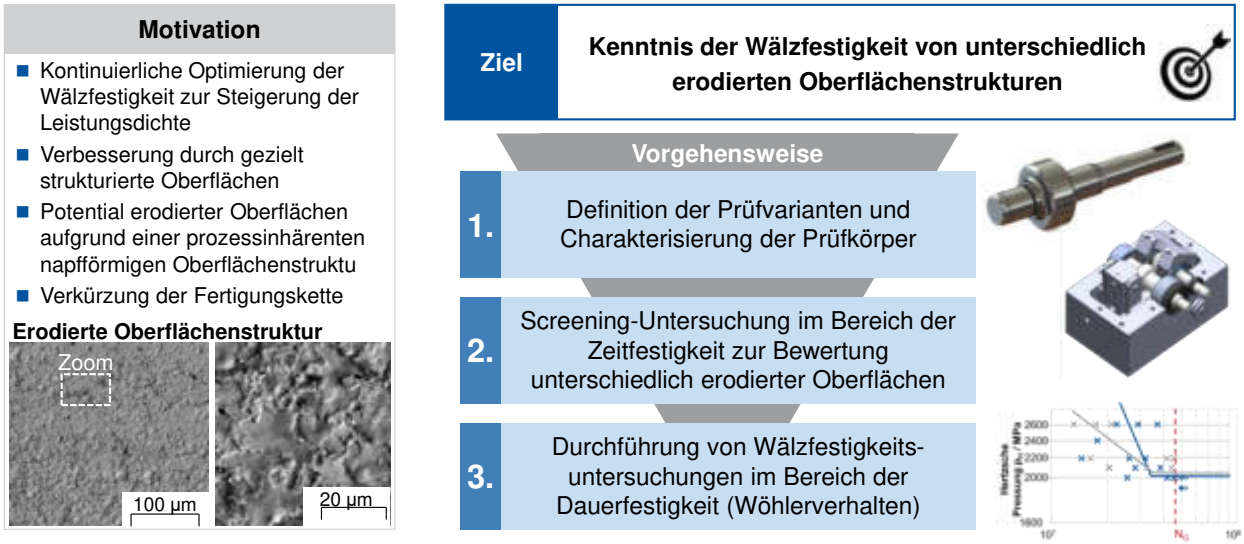


Bild 1: Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise

Das Ziel dieses Berichts ist daher die Kenntnis der Wälzfestigkeit von erodierten Oberflächenstrukturen unter zahnradtypischen Kontaktbedingungen. Die Vorgehensweise zur Zielerreichung besteht aus drei Schritten. Im ersten Schritt werden das Prüfkonzept und die Prüfvarianten definiert sowie die Eigenschaften der Prüfkörper charakterisiert. Als Prüfkonzept wird ein Zwei-Scheiben-Zahnradanalogieprüfstand

verwendet, um ein effizientes Screening für unterschiedlich erodierte Oberflächenstrukturen und eine kosteneffiziente Bewertung der Dauerfestigkeit für eine potentialträchtige Variante zu ermöglichen. Durch die Variation der Fertigungsparameter bei der Funkenerosion werden entsprechend unterschiedliche Oberflächeneigenschaften eingestellt, sodass für unterschiedliche Varianten die Wälzfestigkeit ermittelt und ein Optimierungspotential abgeleitet werden kann (Schritt 2: Screening-Untersuchungen). Dabei wurde die resultierende Oberflächenstruktur aus dem Funkenerosionsprozess gezielt auf die Anforderungen an das Einsatzverhalten des Bauteils eingestellt und auf eine zusätzliche Oberflächenveredelung als finalem Fertigungsschritt (z.B. chemisches Gleitschleifen oder Laserstrukturieren) verzichtet. Aufbauend auf den Screening-Untersuchungen erfolgt die Ermittlung der Dauerfestigkeit der besten erodierten Variante im Vergleich zu einer geschliffenen Referenz. Anhand der Versuchsergebnisse kann die Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen im Wöhlerdiagramm vergleichend zu einer Referenz bewertet werden.

Prüfstand, Prüfkörper und Messgeräte

Zur Ermittlung der Wälzfestigkeit der erodierten Oberflächen wurden Untersuchungen auf dem WZL-Zwei-Scheiben-Wälzfestigkeitsprüfstand durchgeführt, **Bild 2**. Der Zwei-Scheiben-Kontakt ist ein Analogieversuch und überführt den tribologischen Beanspruchungszustand im Zahnflankenkontakt auf eine Ersatzgeometrie in Form von zwei Scheiben [KLOC17]. Der Prüfkörper ist zylindrisch ausgeführt (d_1 = 42 mm), während der Gegenkörper einen Balligkeitsradius (R_{bal} = 166 mm) in axialer Richtung aufweist, um bei den technischen Prüfstandsgegebenheiten schädigungsrelevante Pressungen aufbringen zu können [GOHR82, STRE97]. Der Antrieb des Prüfsystems erfolgt über einen Elektromotor und einen Riementrieb. Der Schlupf von s_1 = -28 % wird über ein Schlupfgetriebe realisiert. Die Aufbringung der Prüflast erfolgt über einen hydraulischen Druckzylinder in Kombination mit einem Hebelsystem realisiert. Die Schmierölzuführung erfolgt mittels einer temperaturgeregelten Einspritzschmierung (T = 90°C, FVA3A 4% Anglamol).

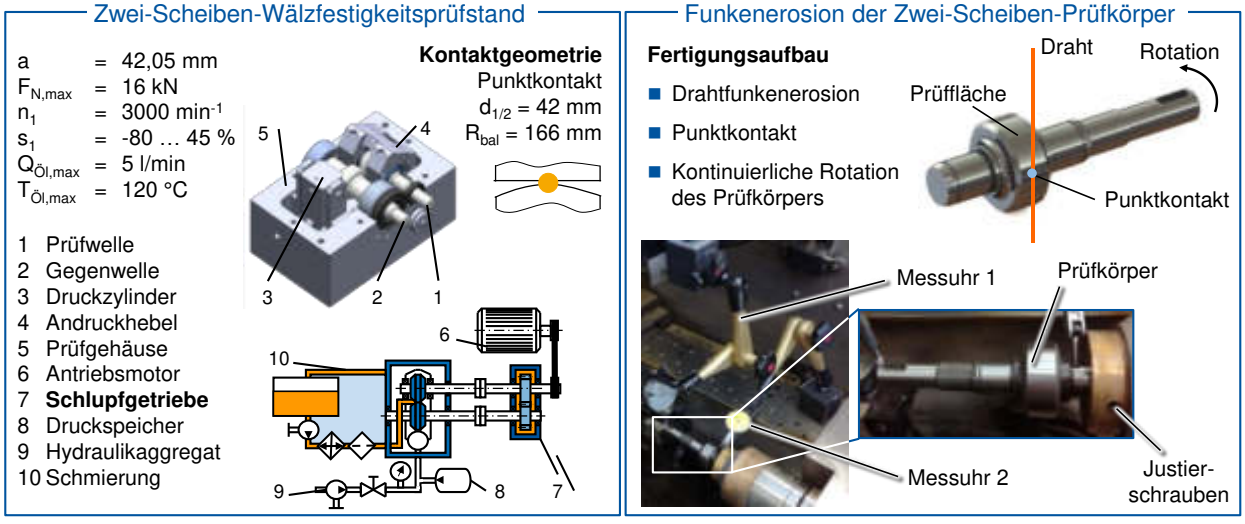


Bild 2: WZL-Zwei-Scheiben-Wälzfestigkeitsprüfstand und Fertigungsaufbau beim Drahterodieren

Zur Herstellung der Prüfkörper wurde eine klassische Fertigungsprozesskette für einsatzgehärtete Bauteile durchlaufen (Weichbearbeitung, Härten, Hartbearbeitung). Am fertigen Bauteil lag für eine Grenzhärte von 550 HV1 eine Einsatzhärtetiefe von CHD_{550HV1} = 1,1 mm vor. Für die Bearbeitung der geschliffenen Prüfflächen durch den Prozess des Außenrund-Umfangs-Querschleifens zwischen Spitzen wurde eine Schleifscheibe der Spezifikation 89A 802 J 5A V217 mit den Abmessungen

500x60x203,2 der Firma Tyrolit verwendet. Die Umfangsgeschwindigkeit des Werkstücks und der Schleifscheibe betrug $v_w = 0,4$ m/s bzw. $v_c = 40$ m/s. Insgesamt wurde im Schrupp- und Schlichtvorgang ein radiales Aufmaß von q = 0,1 mm zerspant. Die Ausfunkzeit betrug t = 2 s.

Die erodierten Prüfkörper wurden auf einer wasserbasierten Makino U6 H.E.A.T. mit einem t = 0,25 mm dicken Messingdraht bearbeitet, vgl. Bild 1. Der Draht wurde dabei tangential an die Prüffläche angelegt, sodass ein Punktkontakt für den Erodierprozess entstand, vgl. Bild 2**.** Zum Einspannen und Rotieren der Wellen wurde eine Indexierspindel der Firma Carl Hirschmann eingesetzt. Dazu wurden die an den Lagersitzen geschliffenen Wellen einseitig gespannt und mithilfe von Rundlaufmessungen an zwei Referenzflächen ausgerichtet. Da das Einsatzverhalten unterschiedlicher erodierter Oberflächengüten untersucht werden sollte, wurde eine Technologie mit einem Hauptschnitt (HS) und sieben Nachschnitten (NS) entwickelt. Weitere Schlichtoperationen zeigten keine Verbesserung der Oberflächenqualität. Im Gegensatz zu anderen Arbeiten wurde die Technologie mit einer geregelten Vorschubgeschwindigkeit entwickelt. Dadurch konnten auch Wellen mit leicht unterschiedlichen Durchmessern bearbeitet und die Produktivität im Vergleich zu anderen Arbeiten gesteigert werden

Die Erfassung der Oberflächentopografie im Ausgangszustand und nach dem Experiment erfolgte mit einem taktilen Oberflächenmessgerät der Firma JENOPTIK Industrial Metrology Germany GmbH vom Typ Hommel etamic nanoscan 855. Die verwendete Tastspitze wies einen Spitzenradius von $r_{sp} = 5$ µm mit einem Kegelwinkel von $\gamma = 60°$ auf. Die Auswertung der Rauheitskennwerte erfolgte nach DIN EN ISO 4288 mit einer Grenzwellenlänge $\lambda_c = 0,8$ mm [ISO98]. Zudem wurde bei der Auswertung ein kurzwelliger Profilfilter $\lambda_s = 2,5$ µm zur Reduktion des Rauscheinflusses angewendet. Aufgrund der begrenzten Kontaktbreite (Punktkontakt) wurden anstelle der empfohlenen fünf Einzelmessstrecken nur drei Einzelmessstrecken ausgewertet, sodass die Gesamtmessstrecke für die Auswertung inklusive des Cut-Offs $l_{ges} = 3,2$ mm betrug.

Vorstudie zur Wälzfestigkeit unterschiedlich erodierter Oberflächen

Zur Bewertung der Wälzfestigkeit wurden Untersuchungen auf einem Zwei-Scheiben-Zahnflankenanalogieprüfstand durchgeführt. Im Zwei-Scheiben-Prüfstand werden die tribologischen Kontaktbedingungen für einen Punkt entlang der Eingriffstrecke im Zahnflankenkontakt durch zwei aufeinander abwälzende Scheiben nachgebildet [KLOC17]. Im ersten Schritt wurde ein Screening im Bereich der Zeitfestigkeit durchgeführt, um die Wälzfestigkeit der Randzone für unterschiedliche Bearbeitungsstrategien im EDM-Prozess zu bewerten. Neben einer konventionellen geschliffenen Referenzvariante wurden vier Varianten mittels EDM hergestellt. Die Variation der Randzoneneigenschaften, insbesondere der Oberflächenrauheit und der Dicke der weißen Randschicht, erfolgte über die Anzahl an Schlichtschnitten, vgl. **Tabelle 1**. Die Oberflächenrauheit der Referenzvariante wurde mit Ra = 0,3 µm gegenüber den EDM-Varianten niedriger gewählt, weil bei höherer Rauheit neben Grübchen auch Graufleckigkeit aufgetreten ist, sodass aufgrund der Überlagerung unterschiedlicher Schadensarten keine eindeutige Bewertung möglich war.

Tabelle 1: Versuchsvarianten für die Voruntersuchungen zur Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen

Variante	REF0.3	EDM0.4	EDM0.5	EDM0.9	EDM1.5
# Schlichtschnitte	geschliffen	7	4	3	2
Rauheit Ra / µm	0,3	0,4	0,5	0,9	1,5
Dicke weiße Schicht d / µm	keine	2	2,4	2,8	3,9

Die Versuchsbedingungen wurden auf Basis grübchenkritischer Kontaktbedingungen im Zahnflankenkontakt einer Prüfverzahnung definiert [GOHR82, STRE97], vgl. **Bild 3** links. Vor dem Versuch wurde ein Einlauf zur Einglättung der Oberflächen mit $p_{H,Einlauf}$ = 1100 MPa für $N_{Einlauf} = 1{,}8 \cdot 10^5$ Lastwechsel (LW) durchgeführt. Die Prüflast von p_H = 2600 MPa wurde durch Voruntersuchungen so gewählt, dass die Lastwechselzahl bis zum Schaden für die Referenzvariante ca. $25 \cdot 10^6$ LW betrug. Die Eigenschaften des geschliffenen Gegenkörpers wurden für alle Versuche mit einer Rauheit von Ra = 0,19 ± 0,05 µm konstant gehalten.

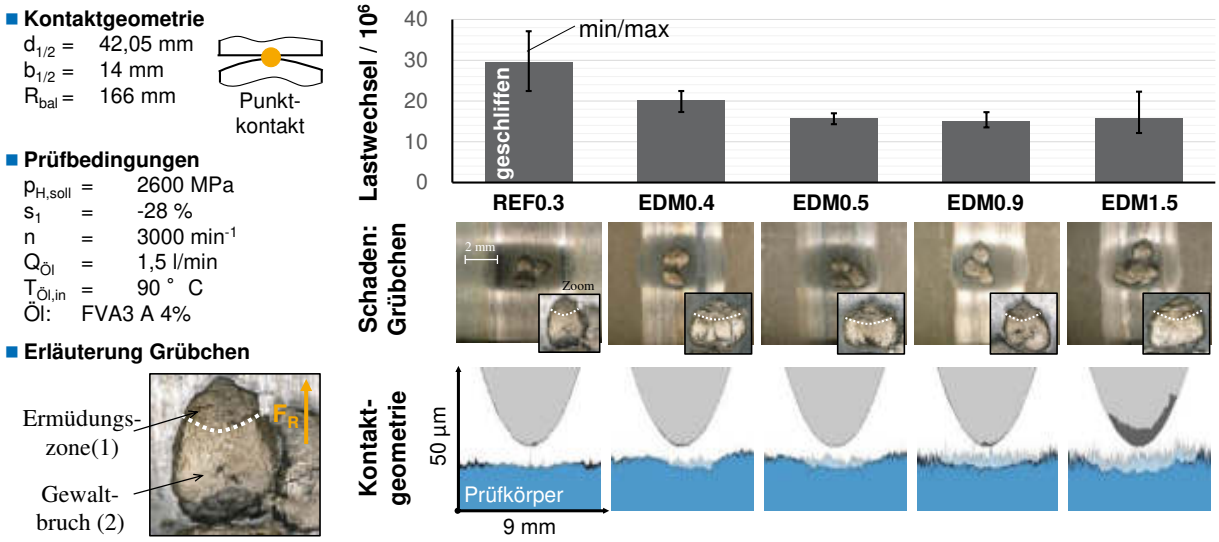


Bild 3: Ergebnisse der Screening-Untersuchungen

In Bild 3 oben werden die Versuchsergebnisse für die unterschiedlichen EDM-Varianten im Vergleich zur geschliffenen Referenzvariante dargestellt. Für jede Variante wurden zur statistischen Absicherung drei Versuche durchgeführt (Streubalken: Minimum/Maximum). Für die drahterodierten Varianten ist die Lastspielzahl bis zum

Grübchenschaden durchschnittlich geringer, wobei berücksichtigt werden muss, dass auch die Rauheit der geschliffenen Variante im Ausgangszustand geringer war als die Rauheit der EDM-Variante mit den meisten Nachschnitten (EDM0.4).

Entsprechend der Erwartungshaltung aus dem Stand der Technik erreicht die Variante EDM0.4 mit der geringsten Ausgangsrauheit die höchste Lastspielzahl aller EDM-Varianten. Mit steigender Ausgangsrauheit sinkt die Lastspielzahl degressiv, wobei die Variante EDM1.5 unter Berücksichtigung der Streuung eine vergleichbare Lastspielzahl wie die Variante EDM0.5 erreicht. Es ist jedoch zu erkennen, dass für die höchste Ausgangsrauheit (EDM1.5) die Streuung zunimmt. Die ersten drei EDM-Varianten weisen eine niedrigere Streuung auf als die geschliffene Referenz. Zur Festigung dieser Tendenz sind jedoch zusätzlich Versuche zur statistischen Absicherung notwendig.

Für einen besseren Verständnisaufbau wurden die Schadensbilder und die Veränderung der Kontaktgeometrie analysiert, vgl. Bild 3 mittig. Alle Varianten fallen durch ein muschelförmiges Grübchen in der Mitte der Laufbahn aus, was dem Stand der Technik entspricht. Der Grübchenausbruch kann in die zwei Bereiche der Ermüdungszone (1) und Restgewaltbruchzone (2) unterteilt werden [BREC17].

Zudem wurde die Veränderung der Kontaktgeometrie anhand von Profilmessungen beider Scheiben vor und nach dem Versuch ausgewertet, Bild 4 unten. Die Ausrichtung erfolgt anhand von Referenzpunkten außerhalb der Laufbahn, wobei der Ausgangszustand der Prüfwelle hellblau und der Endzustand dunkelblau dargestellt wird. Für die Gegenwelle ist es andersrum (dunkel- / hellgrau). Entsprechend den Schadensbildern ist für die Referenzvariante keine Veränderung der Kontaktgeometrie erkennbar. Für die EDM-Varianten ist ein ausgeprägtes Einlaufverhalten im Bereich der äußeren Randzone für die Prüfwellen zu erkennen. Die Veränderung der Prüfwelle ist umso ausgeprägter, umso höher die Ausgangsrauheit bzw. umso dicker die weiße Schicht ist. Für die Variante EDM1.5 ist im Vergleich zu allen anderen Varianten zudem eine Veränderung der Gegenwellen zu erkennen, sodass bei der höchsten Rauheit eine Grenze hinsichtlich Verschleiß am Gegenkörper überschritten wurde.

Zur Analyse des Einlaufverhaltens wurden die Oberflächen mittels REM-Aufnahmen, die Oberflächenrauheit und die Eigenspannung vor und nach dem Prüflauf analysiert, vgl. **Bild 4**. Die Oberflächenrauheit vor dem Prüflauf entspricht dem Versuchsplan und damit der Rauheit aus dem finalen Bearbeitungsschritt beim Erodieren. Nach dem Prüflauf reduziert sich der Ra-Wert für alle Varianten infolge der Normalkraftübertragung. Unabhängig von der Ausgangsrauheit ist die Rauheit nach dem Prüflauf für die erodierten Varianten unter Berücksichtigung der Streuung nahezu gleich, wodurch das ausgeprägte Einlaufverhalten (vgl. Profilmessungen in Bild 3) bestätigt wird. In Bezug auf die Wälzfestigkeit korreliert der Ra-Wert nach dem Prüflauf mit der Lastspielzahl bis zum Grübchenschaden, was dem Stand der Technik entspricht [PREX90, VOLG91]. Somit ist zu beachten, dass für die erodierte Oberfläche höhere Rauheiten nach der Fertigung zugelassen werden können, um die gleiche Wälzfestigkeit zu erreichen.

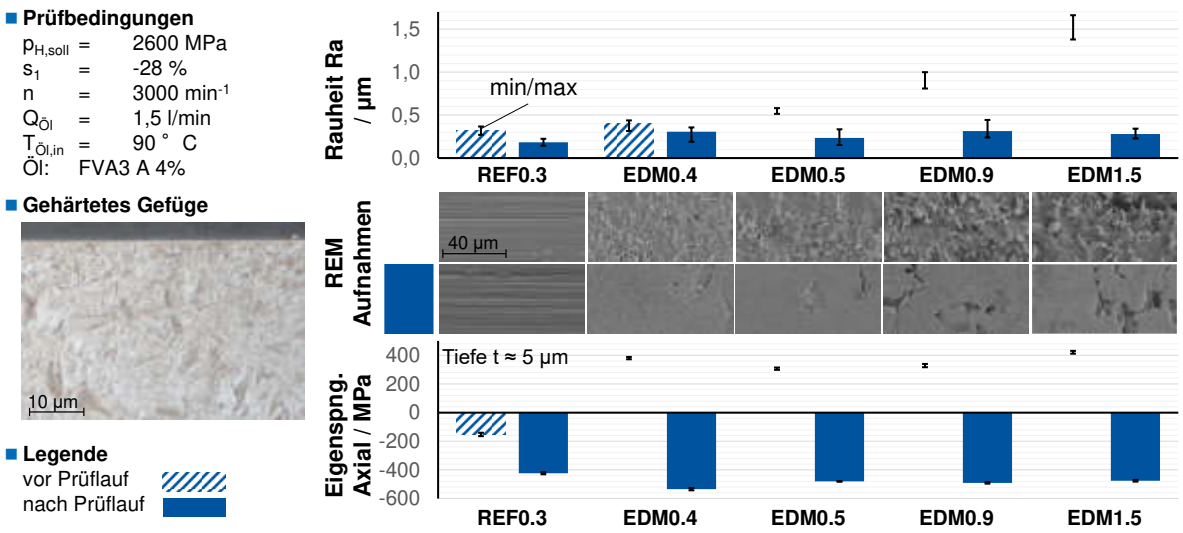


Bild 4: Weiterführende Analyse der Screening-Untersuchungen

Das Einlaufverhalten wurde tiefergehend anhand von REM-Aufnahmen bewertet, Bild 4 mitte. Bei der geschliffenen Referenz bleibt die Riefenstruktur aus dem Außenrundquerschleifprozess nach dem Einlauf erhalten, wobei die Einglättung durch eine Deformation der Rauheitsspitzen erfolgt. Bei den erodierten Oberflächen wird die prozessbedingte, kraterförmige Struktur im Ausgangszustand nahezu vollständig durch die Wälzbeanspruchung eingeglättet, wobei auf der Oberfläche einzelne Vertiefungen (Fehler) verbleiben. Die Anzahl an Vertiefungen/Fehlern auf der Oberfläche nimmt mit der Ausgangsrauheit zu.

Abschließend wurde der Eigenspannungszustand unterhalb der Oberfläche in einer Tiefe von t = 5 µm gemessen und vergleichend dargestellt (Bild 4 unten). Nach dem Erodieren stellt sich entsprechend der Erwartung in der Randzone ein Zugeigenspannungszustand ein. Der Betrag der Zugeigenspannung ist dabei nahezu unabhängig von der Anzahl der Nachschnitte (Oberflächenrauheit). Demgegenüber sind die Eigenspannungen bei der Referenzvariante im Ausgangszustand entsprechend der Prozesscharakteristik negativ. Nach dem Prüflauf weisen alle Varianten negative Eigenspannungen mit einem ähnlichen Betrag auf. Insbesondere für die erodierten Oberflächen werden die positiven Eigenspannungen infolge der Druckbeanspruchung im Wälzkontakt vom Zug- in den Druckbereich umgewandelt.

Wälzfestigkeit erodierter Oberflächen zu einer geschliffenen Referenzoberfläche

Aufbauend auf den Screening-Untersuchungen wurde die Grübchendauerfestigkeit für die beste drahterodierte Variante (EDM0.4) vergleichend zur geschliffenen Referenzvariante anhand des Treppenstufenverfahrens ermittelt. Für jede Variante wurden dazu mindestens 7 Versuche in die Treppenstufe eingeordnet. Für beide Varianten liegt das untere und obere Lastniveau der Treppenstufe bei $p_{H,unten/oben}$ = 1900 / 2100 MPa, sodass sich ein Dauerfestigkeitsniveau mit einer Hertzschen Pressung von $p_{H,dauer}$ = 2000 bzw. 2010 MPa ergibt. Unter Berücksichtigung der Konfidenzintervalle ist die Dauerfestigkeit der erodierten Oberfläche somit gleich zur geschliffenen Referenz.

In **Bild 5** werden alle Versuchspunkte im Wöhlerdiagramm aufgetragen. Für beide Varianten ist Wöhlerverhalten erkennbar. Die höhere Lastspielzahl der Referenzvariante im Screening konnte im Bereich der Dauerfestigkeit somit nicht bestätigt werden. Für beide Varianten ergibt sich eine vergleichbare Versuchsstreuung. Hinsichtlich der Veränderung über der Versuchsdauer unterscheiden sich beide Varianten, vgl.

Verschleißanalyse Bild 5. Analog zu Bild 4 wurde die Kontaktgeometrie für die Verschleißanalyse vor dem Versuch und am Ende gemessen und zueinander ausgerichtet. Bei der geschliffenen Referenz ist die Laufbahn weitestgehend intakt, wobei einzelne Versuche den Beginn von Mikroausbrüchen zeigen, vgl. Referenz Bsp. 2. Demgegenüber findet bei der drahterodierten Variante für alle Versuche genau wie im Screening ein ausgeprägter Einlauf statt, der die thermisch beeinflusste Randzone (weiße Schicht) umfasst. Nach Abschluss dieses Einlaufs ist für einen Großteil der Versuche keine Veränderung über die gesamte Versuchsdauer mehr zu erkennen, vgl. Variante EDM0.4 Bsp. 1. Bei einzelnen Versuchen der drahterodierten Variante tritt jedoch ein kontinuierlicher Verschleiß auf (Bsp. 2), sodass sich die Kontaktgeometrie und damit die Pressung während des Versuchs verändern. Grund für den Verschleißbeginn kann eine prozessbedingte, lokale Beeinflussung der Randzone sein, die nur bei einzelnen Prüfkörpern aufgetreten ist. Zur Klärung des unterschiedlichen Verschleißverhaltens zwischen den Varianten und zwischen einzelnen Prüfkörpern der gleichen EDM-Variante besteht weiterer Forschungsbedarf. Zusammenfassend kann jedoch festgehalten werden, dass eine erodierte Oberfläche ähnliche Wälzfestigkeitseigenschaften aufweist wie eine geschliffene Referenzvariante, wobei zu beachten ist, dass aufgrund eines ausgeprägten Einlaufverhaltens im Bereich der weißen Schicht eine höhere Rauheit nach der Endbearbeitung durch die Funkenerosion zugelassen werden kann. Für die Auslegung erodierter Wälzkontakte sollte daher die Veränderung der Oberflächenrauheit durch die Belastung berücksichtigt werden.

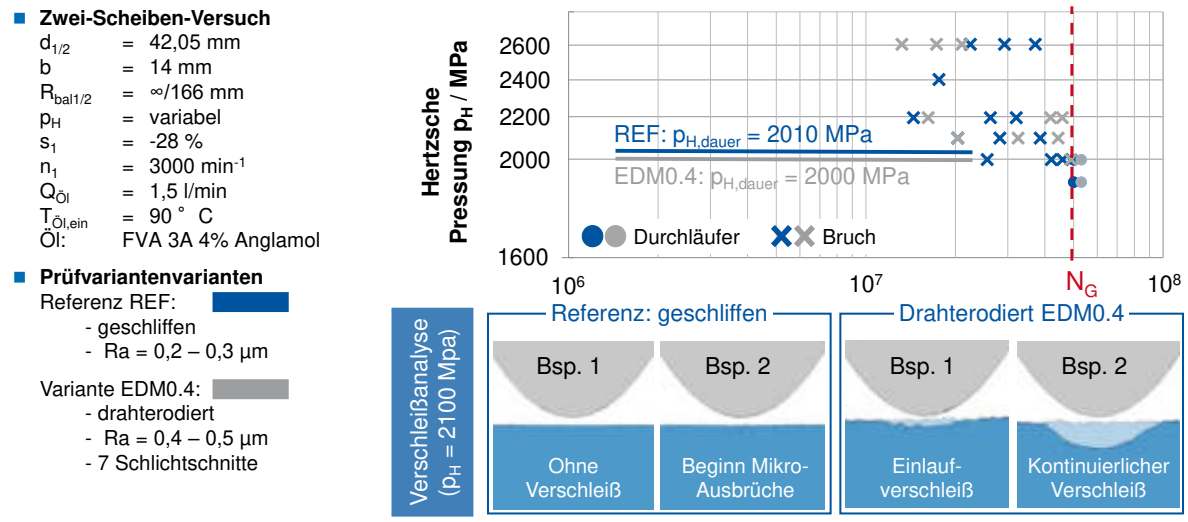


Bild 5: Ergebnisse der Wälzfestigkeitsuntersuchungen im Bereich der Dauerfestigkeit

Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) - 387674136

Autoren: Dieter Mevissen M.Sc., Ugur Küpper M.Sc., Dr.-Ing. Jens Brimmers, Prof. Dr.-Ing. Thomas Bergs; Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen, Getriebeabteilung, Lehrstuhl für Technologie der Fertigungsverfahren, Campus-Boulevard 30, 52074 Aachen

Literaturverzeichnis

[BAGH15] Bagh, A.: Auslegung PVD-beschichteter Stirnräder. Diss. RWTH Aachen University, 2015

[BOUQ14] Bouquet, J.; Hensgen, L.; Klink, A.; Jacobs, T.; Klocke, F.; Lauwers, B.: Fast production of gear prototypes - a comparison of technologies. In: Procedia CIRP, 14. Jg., 2014, S. 77–82

[BREC17] Brecher, C.; Löpenhaus, C.; Goergen, F.; Mevissen, D.: Crack Propagation Analysis of Pitting Damages of High-Strength Material Systems in Gear Applications. In: Proceedings of International Conference on Gears 2017. Garching, 13. - 15. September 2017. Düsseldorf: VDI Verlag, 2017

[CZIC10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010

[GOHR82] Gohritz, A.: Ermittlung der Zahnflankentragfähigkeit mittlerer und grosser Getriebe durch Analogieversuche. Diss. RWTH Aachen University, 1982

[ISO98] Norm DIN EN ISO 4288 (April 1998) Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit.

[KLOC07] Klocke, F.; König, W.: Fertigungsverfahren 3. Abtragen, Generieren Lasermaterialbearbeitung. Bd. Nr. 3, 4. Aufl. Berlin: Springer, 2007

[KLOC17] Klocke, F.; Brecher, C.: Zahnrad- und Getriebetechnik. Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation. 1. Aufl. München: Carl Hanser, 2017

[KREI08] Kreil, O.: Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. Diss. TU München, 2008

[LÖPE15] Löpenhaus, C.: Untersuchung und Berechnung der Wälzfestigkeit im Scheiben- und Zahnflankenkontakt. Diss. RWTH Aachen University, 2015

[MAYE13] Mayer, J.: Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt. Diss. TU München, 2013

[PREX90] Prexler, F.: Einfluss der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. Diss. TU München, 1990

[SCHM85] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Diss. Universität Hannover, 1985

[SCHÖ13] Schönecker, C.: Flow Phenomena at Microstructured Surfaces. Diss. TU Darmstadt, 2013

[STRE97] Strehl, R.: Tragfähigkeit von Zahnrädern aus hochfesten Sinterstählen. Diss. RWTH Aachen University, 1997

[VOLG91] Volger, J.: Ermüdung der oberflächennahen Bauteilschicht unter Wälzbeanspruchung. Diss. RWTH Aachen University, 1991

Stefan Makowski, Martin Dienwiebel

SULUTRIB - Neue experimentelle Ansätze zur Messung suprakleiner Reibungs- und Verschleißzustände

Im Fokus dieses Vorhabens stehen Herausforderungen bei der Messung extrem niedriger Reibkräfte, des realen Schmierungszustandes und von extrem geringen Verschleißraten in Tribosystemen mit Reibwerten < 0,01, wie sie derzeit im Forschungsfeld Tribologie untersucht werden. Um in diesem Bereich zuverlässige und reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen, müssen die Tribometer und Methoden hohe Posititioniergenauigkeit und sehr präzise Reibkraftmessung erreichen, aber gleichzeitig eine hohe Robustheit und Anwendungsnähe besitzen, um sie unmittelbar und begleitend für die industrielle Forschung einsetzen zu können. Dies ist in gleichem Maße für die Messung von realistischen Verschleißraten zu berücksichtigen. Mit dem aus diesem Projekt erwarteten Erkenntnisgewinn und den universell einsetzbaren Messgeräten bzw. Methoden können zukünftig supraniedrige Reibungszustände auf fundierter und anwendungsnaher experimenteller Basis untersucht und damit zielgerichtet supraschmierende Material/Schicht Schmierstoffkombinationen entwickelt werden. In dem Vortrag werden die Konzepte für ein anwendungsnahes und ein verschleißmechanismenbasiertes Supraschmierungstribometer gezeigt und erste experimentelle Ergebnisse vorgestellt.

Stefan Makowski (1), Martin Dienwiebel (2)
(1) Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik IWS
(2) Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM

martin.dienwiebel@iwm.fraunhofer.de

V. Weihnacht, F. Kaulfuß, F. Hofmann, S. Makowski, M. Zawischa, T. Krülle, M. Zinnabold, A. Wurth, M. Kennedy, G. Englberger

Advanced ta-C based coating systems for low-friction engine components

Zusammenfassung:

Im Rahmen des vom BMWi geförderten Projekts PROMETHEUS wurden auf breiter Basis Modifizierungen an reinen ta-C-Schichten, sowie verschiedene Dotierungen der Schichten vorgenommen, um die Einflüsse hinsichtlich der mechanischen Belastbarkeit, der Temperaturbeständigkeit und dem Reibminderungspotenzial in Kombination mit Schmierstoffformulierungen für verschiedene Motorenanwendungen zu untersuchen. In den tribometrischen Modellversuchen deutet sich ein hohes Verbesserungspotenzial durch modifizierte bzw. dotierte (t)a-C:X-Schichten an und damit eine vielversprechende Anwendungsperspektive für Motorenkomponenten und darüber hinaus.

Abstract:

Within the PROMETHEUS project funded by the BMWi, modifications were made to pure ta-C coatings on a broad basis, as well as various doping of the coatings, in order to investigate the influences with regard to mechanical load capacity, temperature resistance and friction reduction potential in combination with lubricant formulations for various engine applications. The tribometric model tests indicate a high potential for improvement through modified or doped (t)a-C:X coatings and thus a promising application perspective for engine components and beyond.

Aufgrund immer weiter steigender Anforderungen an Verbrennungsmotoren hinsichtlich Leistung, Effizienz und Schadstoffemissionen werden auch die Anforderungen an die verwendeten Komponentenmaterialien immer höher. Hochverschleißfeste Beschichtungen, die auch unter ungünstigen Betriebsbedingungen kritische Schmierungszustände überbrücken und zugleich allgemein reibungsreduzierend wirken, spielen daher eine immer wichtigere Rolle in zukünftigen Motoren, insbesondere unter dem Paradigmenwechsel in der Mobilitätsbranche mit neuen Motorenkonzepten, insbesondere dem Aspekt der Hybridisierung.

Schichten aus tetraedrisch amorphen Kohlenstoff (ta-C), nach Diamant der härteste Werkstoff überhaupt, sind aufgrund ihrer außerordentlich hohen Verschleißfestigkeit und zugleich niedrigen Reibung insbesondere prädestiniert, den geschilderten Anforderungen gerecht zu werden. Es bestehen jedoch hinsichtlich Temperaturstabilität, Zähigkeit und Wechselwirkung mit Öl-Additiven noch Potenziale für weitere Verbesserungen.

Im Rahmen des vom BMWi geförderten Projekts PROMETHEUS wurden auf breiter Basis Modifizierungen an reinen ta-C-Schichten, sowie verschiedene Dotierungen der Schichten vorgenommen, um die Einflüsse hinsichtlich der mechanischen Belastbarkeit, der Temperaturbeständigkeit und dem Reibminderungspotenzial in Kombination mit Schmierstoffformulierungen für verschiedene Motorenanwendungen zu untersuchen.

Schon an reinen, undotierten ta-C-Schichten zeigte sich, dass eine große Bandbreite an Modifikationen einstellbar ist, die erhebliche Auswirkungen auf das Anwendungsverhalten haben. So können in Abhängigkeit der Herstellungsparameter bei Laser-Arc-Beschichtungsprozess verschiedene Verhältnisse von Diamant- (sp^3-) bzw. Graphit-(sp^2-) gebundenen Kohlenstoffatomen in den Schichten eingestellt werden [1], sogar stark anisotrope (t)a-C-Schichten mit transversal-isotroper Nanostruktur sind herstellbar, was sich im mechanischen Verhalten der Schichten niederschlägt.

Eine Dotierung der ta-C-basierten Schichten mit B, Mo, Fe, Si und Cu gelingt im Laser-Arc-Prozess durch Verwendung von Kompositkathoden anstelle von reinem Graphit als Ausgangsmaterial.

Die Beschichtungen für die hier vorgestellten Untersuchungen erfolgten im Fraunhofer IWS durch gepulste Vakuumbogenverdampfung mit dem Laser-Arc-Verfahren mittels eines industriellen LAM500-Moduls an einer PVD-Beschichtungsanlage der Firma VTD Vakuumtechnik Dresden. Bei den Dotierstoffen B, Fe und Mo wurde mit 5at% Dotierstoffkonzentration im Target gearbeitet, im Falle von Cu mit ca. 10at%.

Tabelle 1 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Grundcharakterisierung aller abgeschiedenen dotierten und undotierten Schichten zusammen, zu denen in diesem Beitrag tribologische Ergebnisse vorgestellt werden.

Tabelle 1: Zusammenfassung der wesentlichen Schichteigenschaften

Schichttyp	Dotierstoffgehalt (at-%)	Schichtdicke (µm)	Härte (GPa)	E-Modul (GPa)
ta-C	-	4,6	52	526
a-C	-	12,3	28	300
ta-C:B	6,0	5,9	52	551
a-C:Fe	7,7	4,8	14	168
a-C:Cu	10,8	5,4	23	284
a-C:Mo	8,6	6,1	25	323

Es zeigt sich, dass ta-C:X auch mit einem signifikanten Dotierungsanteil (6 at% B) Superhärte beibehalten kann. Für alle anderen (metallischen) Dotierstoffe sinkt die Härte der Schichten jedoch signifikant.

Nachdem in einem Beitrag zur GfT-Tagung 2020 bereits tribologische Voruntersuchungen mit den genannten Schichten an einem SRV-Tribometer mit Kugel-Platte-Anordnung vorgestellt wurden, geht es in diesem Beitrag nun um die Ergebnisse der sich daran anschließenden Untersuchungen am PLINT-Tribometer bei TENNECO. Dazu wurden die genannten Schichten auf ∅82 mm Kolbenringe für einen BMW-Motor aufgebracht und anschließend entsprechende Ringsegmente für den PLINT-Versuch präpariert. Nachdem sich in Vorversuchen herausgestellt hatte, dass die Topografie und der finale Oberflächenbearbeitungszustand der Lauffläche eine wesentliche Rolle spielen, wurden zwei verschiedene Finish-Verfahren mit untersucht. Das Standardverfahren bestand aus einem so genannten Superfinish. Alternativ wurde an einigen Ringen eine Kombination von Superfinish + Drahtbürstpolieren durchgeführt (Bezeichnung im Folgenden: brushed). Im Falle der B- und Fe-dotierten Schichtvariante wurde auch jeweils ein Versuch ohne jegliches Oberflächenfinish durchgeführt, weil diese Schichten sich bereits im abgeschiedenen Zustand als besonders glatt erwiesen.

Das PLINT-Tribometer-Versuchsprogramm bestand aus einem sogenannten 7-Phasen-Programm in dem die Temperaturen zwischen 60-190 °C und die Normalkräfte zwischen 200-300 N variiert werden. Die gesamte Prüfdauer betrug 23 h bei 10 Hz Oszillationsfrequenz und 30 mm Hub. Die initiale Flächenpressung für die BMW-Motoren-Konfiguration wurde mit 43 MPa berechnet.

Als Gegenkörper wurde ein Segment aus einer original Zylinderlaufbuchse ∅82 mm mit einer Lichtbogendrahtgespritzten (LDS) Fe-basierten Beschichtung im endbearbeiteten

Zustand verwendet. Als Schmierstoff diente ein 0W20 Pkw-Motorenöl der Fa. Fuchs mit einem Gruppe III Grundöl, u.a. mit Zn additiviert.

Die folgende Abbildung fasst die gemessenen mittleren Reibwerte des gesamt PLINT-Versuchsprogramms für die verschiedenen Beschichtungsvarianten im Vergleich mit einem unbeschichteten, nitrierten Stahlring zusammen.

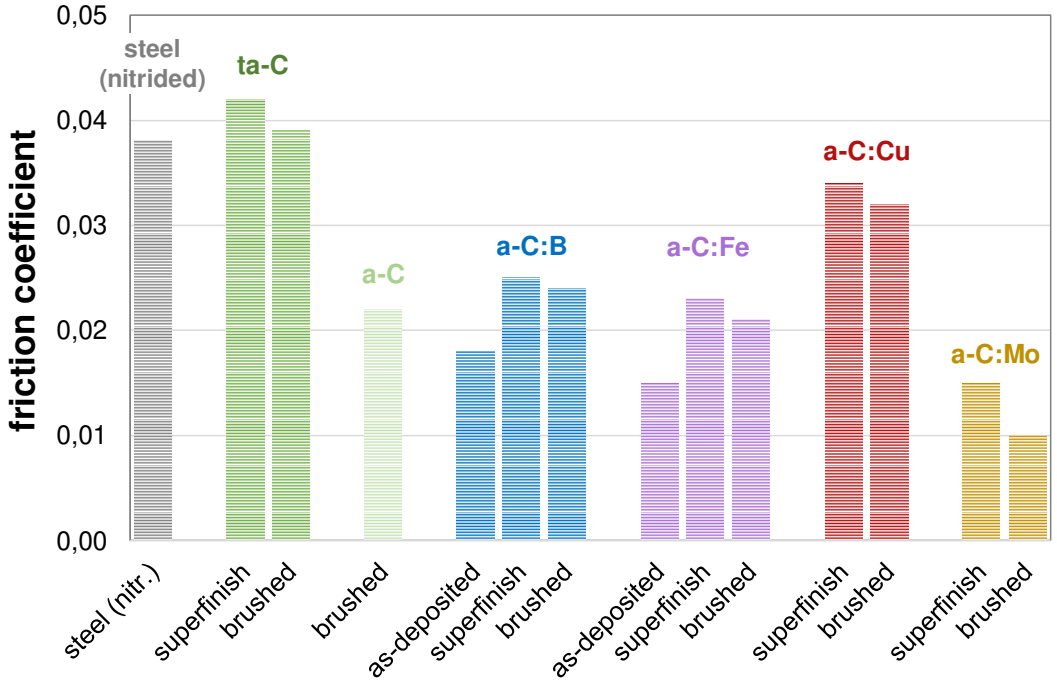


Abbildung 1: Gemessene mittlere Reibungskoeffizienten im PLINT-Test.

Das Ergebnis zeigt, dass es mit den ta-C-basierten Beschichtungen, insbesondere mit bestimmten dotierten Varianten erhebliche Reibungsminderungspotenziale gibt. Bemerkenswert ist der Unterschied der beiden undotierten Schichtvarianten, bei denen die weichere a-C-Schicht signifikant besser abschneidet als das (super)harte ta-C. Bei den Dotiervarianten zeigt sich eine mehr oder weniger starke Reibwertabsenkung. Mit Abstand am besten schlägt sich jedoch die Mo-dotierte Variante. Beim Vergleich der Bearbeitungsverfahren zeigen die Varianten mit der Kombinationsbehandlung (brushed) die jeweils geringeren Reibwerte. Erstaunlicherweise sind in den Fällen komplett ohne Nachglättung die Reibwerte noch einmal signifikant geringer.

Neben den Reibwertergebnissen sind auch die Verschleißwerte sowohl an der Schicht als auch auf der Zylinderlaufbahn von großer Wichtigkeit. In Abb. 2 sind alle Verschleißwerte direkt gegenübergestellt.

Der Ringverschleiß des unbeschichteten, nitrierten Stahlringes ist bereits auf einem sehr niedrigen Niveau. Ein Verbesserungspotenzial weist lediglich die harte ta-C-Beschichtung auf, während bei allen anderen Beschichtungsarten der Verschleiß höher liegt, wenn auch z.T. nur geringfügig. Relativ groß ist der Einfluss des Glättungsverfahrens. So führt das Bürsten im Fall der B- und Mo-Dotierung fast zu einer Verdopplung des Schichtverschleißes. Bei ta-C und der Fe-Dotierung ist es jedoch genau umgekehrt.

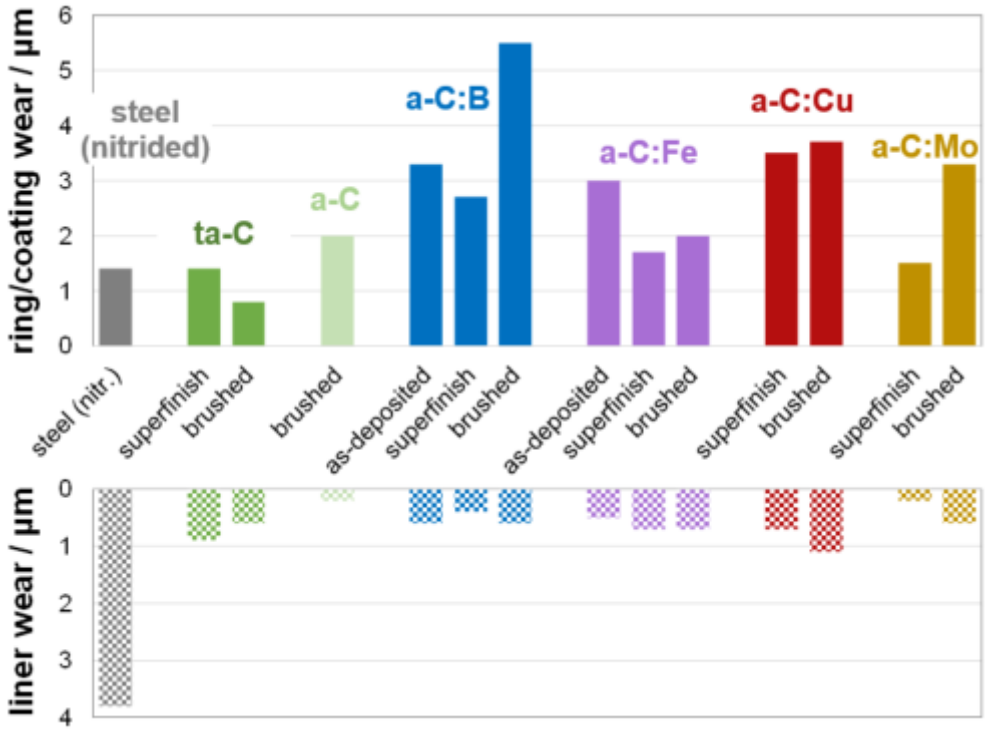


Abbildung 2: Gemessene Verschleißtiefen am Kolbenring (oben) und an der Zylinderlaufbahn (unten) nach dem PLINT-Test.

Auffallend und eindeutig ist aber der stark verringerte Gegenkörperverschleiß bei allen Schichtvarianten im Vergleich um unbeschichteten Ring. Es ergibt sich hier ein sehr einheitliches Bild (siehe Abb. 2 unten). Alle Schichten erweisen sich als sehr vorteilhaft in Bezug auf den Abrieb der Zylinderlaufbahn. Damit kann sich die eingebrachte Hohnstruktur deutlich länger erhalten als bei unbeschichteten Kolbenringen.

Als Fazit lässt sich hervorheben, dass modifizierte bzw. dotierte ta-C-Schichten auf Kolbenringen ein erhebliches Potenzial für eine Reibungsabsenkung im Motor aufweisen. Insbesondere die a-C-Variante und die Mo-dotierte Schicht sind vielversprechende Kandidaten für weitere Untersuchungen, um das Potenzial in Vollmotorenversuchen zu verifizieren. Zusammen mit den positiven Verschleißergebnissen an der Zylinderlaufbahn ergeben sich vielversprechende Anwendungsperspektiven der dotierten Schichten für zukünftige Motorenanwendungen und darüber hinaus.

Quellenangaben

[1] F. Kaulfuss, V. Weihnacht, M. Zawischa, L. Lorenz, S. Makowski, F. Hofmann, A. Leson, Effect of Energy and Temperature on Tetrahedral Amorphous Carbon Coatings Deposited by Filtered Laser-Arc, **Materials** (2021) 14, 2176, https://doi.org/10.3390/ma14092176

Autoreninformationen

Dr. V. Weihnacht, Dr. F. Kaulfuß, F. Hofmann, Dr. S. Makowski, M. Zawischa, T. Krülle, Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik IWS, Winterbergstr. 28, 01277 Dresden

M. Zinnabold, A. Wurth, Dr. M. Kennedy, Dr. G. Englberger, Federal-Mogul Holding Deutschland GmbH, Bürgermeister-Schmidt-Str. 17, 51399 Burscheid

M. Polzer, M. Bartz, E. Schulz, J. Procelewska, S. Wartzack

Einfluss von Dotierungselementen in ta-C Beschichtungen auf Reibungs- und Verschleißverhalten im geschmierten Tribokontakt

Zusammenfassung:

Tetraedrisch amorphe Kohlenstoffschichten (ta-C) werden bereits vielfach als reibungsarme, verschleißbeständige Funktionsschichten auf mechanisch beanspruchten Komponenten genutzt. In geschmierten Systemen kann es jedoch auf Grund der komplexen Wechselwirkung von Beschichtungssystem, Schmierstoffadditiven und Belastungskollektiv zu unvorhergesehenen Wechselwirkungen im Tribokontakt kommen. Die Wirkmechanismen dieser Wechselwirkungen beeinträchtigen im schlimmsten Fall die Lebensdauer oder die allgemeine Effizienz des vorliegenden Tribosystems und können allein durch eine Betrachtung der Dotierungselemente und den mechanischen Eigenschaften der Schichten nicht vorhergesagt werden. Um diese komplexen Wirkmechanismen besser verstehen zu können und um weitere Effizienz und Lebensdauer steigernde Effekte zu untersuchen, soll in diesem Beitrag der Einfluss unterschiedlicher Dotierungselemente im geschmierten Tribokontakt untersucht werden. Dafür werden, neben der Analyse der mechanischen und topographischen Eigenschaften, die verschiedenen dotierten ta-C Schichtsysteme mit einer undotierten ta-C Schicht verglichen. Durchgeführt werden die Untersuchungen an beschichteten Proben auf einem Tassenstößel-Reibungsprüfstand mit realen Motorkomponenten und auf einem Kugel-Scheibe-Tribometer. Bei dem verwendeten Schmierstoff handelt es sich um ein kommerziell standardisiertes, nicht additiviertes Öl. Ziel ist die Auswirkungen der Dotierungselemente auf das Reibungs- und Verschleißverhalten darzustellen und zu vergleichen.

Abstract:

Tetrahedral amorphous carbon coatings (ta-C) are widely used as low-friction, wear-resistant functional layers on mechanically stressed components. In the worst case, the underlying mechanisms may impair the lifetime or the general efficiency of the respective tribosystem and cannot be predicted solely by considering the doping elements and the mechanical properties of the caotings. In order to be able to better understand these complex mechanisms and to discover further effects that increase efficiency and service life, the influence of different doping elements in the lubricated tribocontact is examined within the scope of this contribution. For this purpose, in addition to the analysis of the mechanical and topographic properties, the various doped ta-C coating systems are compared with an undoped ta-C coating. The tests with coated samples are carried out on a cam/bucket tappet friction test-rig with series engine components and a ball-on-disk tribometer. The employed lubricant used is a commercially standardized additive-free oil. The aim is to illustrate and compare the effects of the doping elements on the friction and wear behavior.

1. Einleitung

Um Reibung und Verschleiß unter Grenz- und Mischreibungsbedingungen zu reduzieren können diamantähnliche Kohlenstoffschichten (DLC) auf Bauteilen wie Komponenten im Ventiltrieb z.B. mechanische Tassenstößel abgeschieden und bereits Anwendung in Serie [1,2]. Im Hinblick auf größere Verschleißbeständigkeit sind DLC Schichten mit einem höheren Anteil an sp^3-Hybridisierung (ta-C) wegen ihrer höheren Härte zu bevorzugen. Die dadurch auftretenden hohen Eigenspannungen können durch das Einbringen von Dotierungselementen reduziert werden. Obwohl einige allgemeine Korrelationen zwischen dem Einbringen verschiedener Dotierungselemente und dem Verhalten der Schichten bekannt sind, sind die tatsächlichen Auswirkungen der entstehenden Mikrostruktur und den tatsächliche Leistung der Schichten auf das Verhalten in einer technischen Anwendung nicht vorherzusagen [3,4].Um dies genauer abschätzen zu können müssen ausführliche tribologische Untersuchungen mit entsprechend dotierten Schichten durchgeführt werden, um den jeweiligen Einfluss auf das Schichtsystem und das damit einhergehende Reibungs- und Verschleißverhalten zu betrachten. Neben einer Dotierung von ta-C mit H, N, Si, O (bekannte nichtmetallische Dotierungselemente zur Reduzierung der Oberflächenenergie) werden Wolfram, Nickel, Vanadium, Kupfer und Molybdän als metallische Dotierungselemente (Verschleiß-, Reibungs-, innere Spannungsreduzierung) verwendet [4].

2. Material und Methode

2.1. Proben, Schichten und Schmierstoffe

Als Substrate werden Shims (100Cr6; *h*: 5 mm; *d*: 40 mm) und Tassenstößel (16MnCr5 *d:* 28 mm; *h*: 28 mm) verwendet. Die mechanischen und topographischen Eigenschaften der auf diesen Substraten abgeschiedenen ta-C Schichten werden nach dem Beschichtungsprozess bestimmt. Die Ergebnisse dieser Prüfung sind in Tabelle 1 dargestellt. Diese dient außerdem als Übersicht der verschiedenen Schichten.

Tabelle 1: Eigenschaften der Schichtsysteme

Schicht	#	Mikrohärte HV_{PL}	Rauheit R_{PK} [nm]	Schichtdicke [µm]
ta-C	1	> 4000	93 ± 4	0,47 ± 0,03
ta-C:W	2	> 4000	40 ± 1	0,57 ± 0,02
ta-C:NiV	3	> 2000	49 ± 2	0,80 ± 0,07
ta-C:H:N:Si:O	4	> 4000	-	0,90 ± 0,11
ta-C:CuMoN	5	> 4000	43 ± 4	0,93 ± 0,04
ta-C:Mo	6	> 3500	40 ± 1	0,83 ± 0,09
ta-C:N	7	> 4000	16 ± 1	0,55 ± 0,12

Die beschichteten Proben erhalten vor den mechanischen und den topologischen Messungen einen Polierprozess um eine einheitliche Oberflächenqualität von $< R_{pk}$ 0,1 µm zu gewährleisten. Dadurch sollen prozessbedingte Droplets als Einflussfaktor in den Versuchen ausgeschlossen werden können. Der in den Versuchen verwendete Schmierstoff ist ein unadditiviertes Polyalphaolefin Öl mit der Viskositäts-Klassifizierung von 0W20.

2.2. Tribologische Untersuchungen

Das tribologische Verhalten der Schichten wird anhand ihres Reibungs- und Verschleißverhaltens bewertet. Dafür werden die Proben auf einem Kugel/-Scheibe-Tribometer (KST, KTmfk, Erlangen) und auf einem Tassenstößel Reibungsprüfstand (TSRP, KTmfk, Erlangen) geprüft.
Das KST bildet einen Gleitkontakt unter konstanter Last aus. Die daraus resultierenden Reibungskoeffizienten können zur Einschätzung des Reibungsverhaltens des Schichtsystems unter allgemeinen Testbedingungen verwendet werden. In den KST Versuchen wird die initiale Pressung nach Hertz so festgelegt, dass sie größer 3000 MPa ist, um so im stationären Bereich des Versuchs der maximalen Pressung im Tassenstößel-Nocken Kontakt von ca. 800 MPa zu entsprechen. Dafür wird eine Stahlkugel (100Cr6) mit einem Durchmesser von 4,0 mm gewählt die mit einer Normalkraft von 40 N auf einem Reibradius von 10,0 mm und mit einer Gleitgeschwindigkeit von 0,1 m/s auf einer Gesamtstrecke von 1000 m geprüft wird. Vor Versuchsbeginn werden 5 µl Öl auf die Probe aufgetragen. Es werden drei Versuche pro Schichtsystem durchgeführt.
Der TSRP ist ein Bauteilprüfstand, an dem Reibungsuntersuchungen im Tassen/Nocken-Kontakt im Ventiltrieb schnell und mit sehr guter Übertragbarkeit unter Verwendung von Serienteilen auf die Anwendung vorgenommen werden können [5]. Bei den Versuchen am TSRP werden die Proben bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} für 60 Minuten eingelaufen, und anschließend mit 14 Rampen jeweils für eine Minute bei einer Drehzahl von 400 min^{-1} bis zu 2000 min^{-1} getestet. Durch diesen Versuchslauf kann für die Anwendung des Ventiltriebs der relevante Bereich, also Stadtverkehr und Anfahren, abgebildet werden. Als Ergebnisse werden die gemittelten maximalen Reibungskräfte

und die Topographie der Proben miteinander verglichen [6]. Die Öltemperatur im Versuch beträgt 70 °C und das Öl wird mittels einer Minimalmengen Umlaufschmierung zugeführt. Es werden mindestens sechs Versuche pro Schichtsystem durchgeführt.
Die Übertragbarkeit der in den beiden Prüfständen erzeugten Ergebnisse wurde bereits in vorherigen Arbeiten untersucht und wurde für die Bewertung des Reibungs- und Verschleißverhaltens trotz der unterschiedlich wirkenden Tribomechanismen als übertragbar eingestuft [7]. Nach den Versuchen werden die Oberflächen der gelaufenen Proben mittels Laser-Scanning-Mikroskop LSM (Keyence) und Tastschnittsystem PGI Novus (Taylor-Hobson) vermessen.

3. Ergebnisse und Diskussion

Die im KST gemessenen mittlere Reibungszahlen μ_M normiert auf die entsprechende Reibungszahl der Referenzschicht #1 sind in Abbildung 1 dargestellt. Die mittlere Reibungszahl stellt dabei den gesamten arithmetischen Mittelwert dar, die stationäre Reibungszahl hingegen nur den der letzten 100 Messpunkte dar. Bis auf Schicht #2 zeigen die dotierten ta-C Schichten im Vergleich zur undotierten ta-C Schicht #1 jeweils geringere Reibungszahlen und sind im Rahmen Abweichung auf einem vergleichbarem Niveau. Bei der Bewertung der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die KST-Versuche bei Raumtemperatur durchgeführt wurden und sich die initiale Pressung im Kugel-Scheibe Kontakt von den vorliegenden Pressungen im TSRP unterscheidet

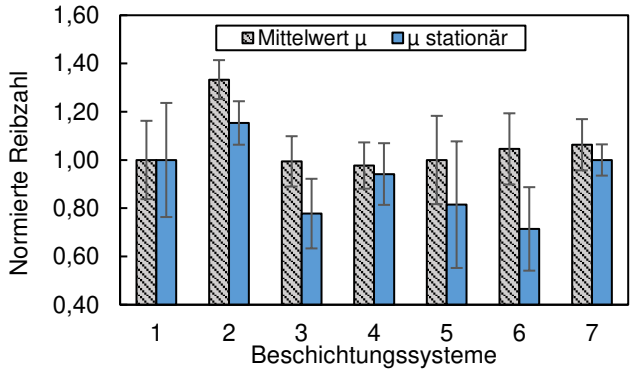


Abbildung 1: Gemittelte und stationäre und Reibungszahlen am KST

Daher eignet sich insbesondere die stationäre Reibungszahl zum Vergleich, da die anfangs hohe initiale Pressung unter der tribologischen Beanspruchung durch Verschleiß der Kugel abnimmt. Das führt zu einer geringeren Pressung in Abhängigkeit des Kugelverschleißes, was jedoch trotz des vereinfachten tribologischen Systems nicht direkt mit den mechanischen Eigenschaften der Schichtsysteme korreliert werden kann. Die topographische Analyse zeigt bei keiner Probe Verschleiß auf dem Shim, lediglich auf der Kugelseite.

In Abbildung 2 sind die Ergebnisse der Reibungskraftmessung aus den TSRP-Versuchen dargestellt. Die gemittelten Maximalwerte sind dabei stets auf die undotierte Referenzschicht #1 normiert. Aus den dargestellten Ergebnissen geht deutlich hervor, dass über den gesamten gemessenen Drehzahlbereich fast alle dotierten Beschichtungen eine niedrigere Reibungskraft als die undotierte Schicht #1 aufweisen. Das beste Reibungsverhalten zeigen dabei ta-C:W (#2) und ta-C:NiV (#3). Die Schichte #4, #6 und #7 zeigen ebenfalls ein besseres Reibungsverhalten über den Drehzahlbereich. Lediglich Schicht #5 (ta-C:CuMoN) zeigt für Drehzahlen zwischen 1000 und 1500 min^{-1} höhere Reibungswerte als Schicht #1. Die Vermutung, dass das Einbringen der Dotierungselemente die Schichthärte im Vergleich zur reinen ta-C Schicht reduziert und die Reibung deshalb verringert wird, kann nicht bestätigt werden. Beispiele dafür sind Schicht #2 (vergleichbare gleiche Härte) und Schicht #3 (fast ein Drittel der Härte) bei jeweils deutlich besserem Reibungsverhalten im Vergleich zu Schicht #1. Mit Ausnahme von Schicht #2 zeigt sich ein zu den KST-Versuchen vergleichbares Reibungsverhalten in den TSRP-Versuchen.

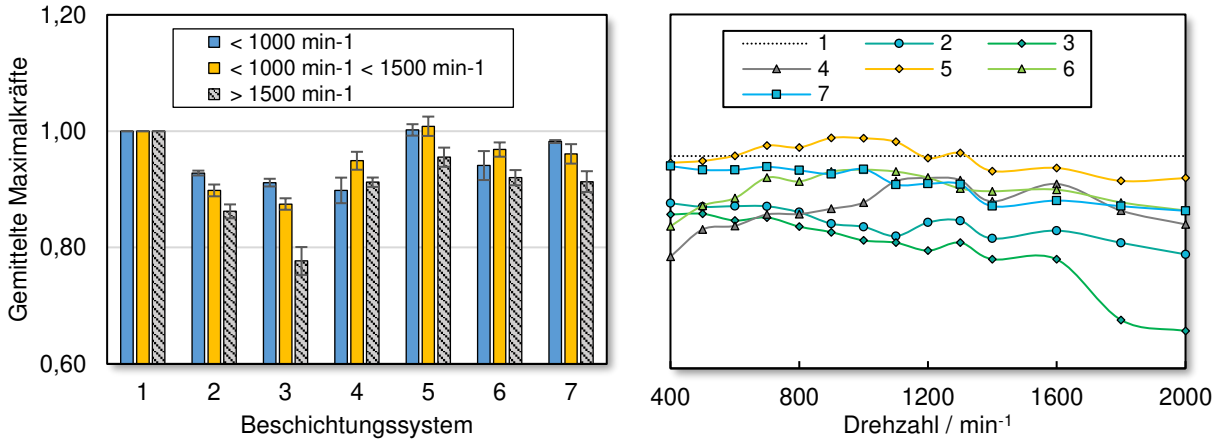


Abbildung 2: Normierte gemittelte maximale Reibkräfte aus den TSRP Versuchen für unterschiedliche Drehzahlbereiche (links); Übersicht des Verlaufs der mittleren maximalen Reibkraft über die Drehzahl (rechts).

Wird neben den mechanischen Eigenschaften auch die Topographie der Proben nach dem Versuch betrachtet, zeigt sich, dass kein messbarer Verschleiß vorliegt. Auch lassen sich keine messbaren Unterschiede in der Oberflächenrauheit feststellen. In Abbildung 3 sind LSM Aufnahmen exemplarischer Proben nach dem TSRP Versuch für die Schichten #1, #5 und #7 dargestellt.



Abbildung 3: Exemplarische LSM Aufnahmen für Schichten mit vergleichbaren Eigenschaften und Reibungsverhalten nach dem TSRP Versuch; Schicht #1 (oben); #5 (mitte) und #7 konzentrische Riefen im innern und am Rand des Tassenstößels (unten).

Die einzigen optisch sichtbaren Hinweise auf Verschleiß zeigen sich in konzentrischen Riefen im Inneren und am Rand der Probe, exemplarisch für #7 (Abbildung 3, unten). Dass diese Riefen unabhängig von den mechanischen Eigenschaften auftreten können, zeigt der Vergleich zu Schicht #1 und #5 (Abb.3 oben und mitte) die trotz ähnlicher Eigenschaften keine solche Erscheinungen bei vergleichbarem Reibungsverhalten zeigen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrags konnte für dotierte ta-C Schichten gegenüber undotierten ta-C Schichten eine mitunter substantielle Reibungsreduzierung im Kugel/Scheibe-Kontakt und im Tassen/Nocken-Kontakt festgestellt werden. Trotz der unterschiedlichen Beanspruchungskollektive in den beiden Versuchsaufbauten zeigt sich eine gute Vergleichbarkeit hinsichtlich des Reibungsverhaltens. Das beste Reibungsverhalten aus beiden Versuchsreihen zeigen Schichtsystem #3 (ta-C:NiV) und #6 (ta-C:Mo). Eine genauere Betrachtung der Oberflächen nach den Versuchen mit REM oder EDX ebenso wie die konkrete Auswirkung der Dotierungselemente auf die sp^3-Hybridisierung mittels Raman Spektroskopie kann möglicherweise genauere Aufschlüsse über die Einflüsse der Dotierungselemente auf die ta-C Schichten geben, um so die Zusammenhänge zwischen Schichteigenschaften und dem tribologischen Verhalten besser verstehen und vorhersagen zu können.

Quellenangaben

[1] Robertson J. Classification of Diamond-like Carbons. In: Donnet C, Erdemir A, editors. Tribology of Diamond-Like Carbon Films. Boston, MA: Springer US; 2008, p. 13–24.

[2] Dobrenizki L, Tremmel S, Wartzack S, Hoffmann DC, Brögelmann T, Bobzin K et al. Efficiency improvement in automobile bucket tappet/camshaft contacts by DLC coatings – Influence of engine oil, temperature and camshaft speed. Surface and Coatings Technology 2016;308(9):360–73. https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2016.09.041.

[3] Bouabibsa I, Lamri S, Sanchette F. Structure, Mechanical and Tribological Properties of Me-Doped Diamond-Like Carbon (DLC) (Me = Al, Ti, or Nb) Hydrogenated Amorphous Carbon Coatings. Coatings 2018;8(10):370. https://doi.org/10.3390/coatings8100370.

[4] Sánchez-López JC, Fernández A. Doping and Alloying Effects on DLC Coatings. In: Donnet C, Erdemir A, editors. Tribology of Diamond-Like Carbon Films. Boston, MA: Springer US; 2008, p. 311–338.

[5] Schulz E. Wissensbasierte Vorhersage der Reibung in komplexen tribologischen Systemen am Besipiel des Kontakts Nockenwelle/beschichteter Tassenstößel. Zugl.: Erlangen-Nürnberg, Univ., Diss., 2013. Düsseldorf: VDI-Verl; 2013.

[6] Schulz E, Musayev Y, Tremmel S, Hosenfeldt T, Wartzack S, Meerkamm H. Tribologische Wechselwirkungen zwischen amorphen Kohlenstoffschichten und Schmierölen am Beispiel hoch beanspruchter Ventililtriebskomponenten. DIAMOND BUSINESS 2011:26–34.

[7] Dobrenizki L, Tremmel S (eds.). Energieeffizienz durch Tribometrie: Untersuchung von Reibungsmessgrößen am Beispiel beschichteter Tassenstößel Nocken-Kontakt: 56. Tribologie-Fachtagung. Aachen: GfT; 2015.

Autoren:

M. Polzer1*, M. Bartz[1], E. Schulz[2], J. Procelewska[2], S. Wartzack

[1] Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU), Martensstraße 9, 91058 Erlangen

[2] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach

Joanna Procelewska, Pavlo Lyubarskyy, Jan Schinzel, Yegor Rudnik

BMWi-Poseidon II: Verschleiß und Oberflächenermüdung bei Wälzlagern in tribokorrosiven Medien

Das Thema Verschleiß und Oberflächenermüdung von mediengeschmierten Lagern in aggressiven Medien, ist für viele eine Anwendung aus dem Maschinenbau im Hinblick auf Lebensdauer und Energieverluste maßgebend. In diesem Beitrag werden die wesentlichen Modelle für Oberflächenermüdung und Verschleiß als Systemgrößen im mediengeschmierten Lager beschrieben und die zugehörigen Randbedingungen hinsichtlich der Anwendbarkeit vorgestellt. Nach heutigem Kenntnisstand tragen korrosions- und verschleißfördernde Umgebungsmedien, wie z.B. Meerwasser, organische Prozessmedien, Kühl- und Reinigungsmittel, und ähnliches zu keinem nennenswerten Schmierfilmaufbau bei. Mit dem Verzicht auf konventionelle Schmierstoffe, unteranderem auch in erschwerten Umgebungsbedingungen, treten gebrauchsdauerbegrenzende Kriterien wie oberflächeninduzierte Ermüdung, plastische Verformung, Verschleiß und Korrosion in den Vordergrund. Dies hat zur Folge, dass eine klassische Lebensdauerberechnung nicht mehr zielführend ist.
Im Zuge der Entwicklung von neuen robusten Werkstoffen und Beschichtungen ist ein neues Verifizierungs- und Validierungskonzept, in Bezug auf mögliche Schadensmechanismen in den verschiedenen Prüfmedien entstanden. Mit der Modellierung und den durchgeführten Versuchen konnten umfassendere Kenntnisse verschiedener Schadensarten gewonnen werden. Diese ermitteln die Performance mediengeschmierter Lager mithilfe einer systematischen Steigerung des Detaillierungsgrades. Dadurch ist es möglich, mehrere Werkstoffkonzepte ressourcenschonend und kosteneffizient auf ihre Eignung zu überprüfen.

Dr. Joanna Procelewska, Pavlo Lyubarskyy, Jan Schinzel, Dr. Yegor Rudnik

Joanna.Procelewska@schaeffler.com

Hanno Paschke, Tristan Brückner, Peter Kaestner, Isabel Hahn, Sabine Siebert, Werner Theisen

Niedertemperatur-Plasmanitrierprozesse für korrosionsbeständige Stähle in mediengeschmierten Wälzlagern

Zusammenfassung:

Um das Potenzial dichtungsloser Wälzlager zum energieeffizienten und ressourcenschonenden Einsatz unter tribokorrosiven Bedingungen bei Medienschmierung zu nutzen, werden neuartige Stähle auf austenitischer (Carnit CN0,85) und martensitischer (M340, MNS) Basis durch Randschichtbehandlungen mittels angepasster Plasmadiffusionsbehandlung optimiert. Dadurch werden im randnahen Bereich N-reiche-Zonen als expanded austenite und expanded martensite (in anderen Arbeiten auch als Gamma N Phase bzw. S-Phase bezeichnet) erzeugt, die eine Härtesteigerung unter Verbesserung des Korrosionswiderstandes in mediengeschmierten Anwendungen ermöglichen. Jedoch muss in der Prozessführung zur Erzeugung des expanded austenites/martensites auf eine adäquate Parametrierung geachtet werden. Dies betrifft die Einhaltung der thermischen Randbedingungen (< 400°C), des abgestimmten Gasangebotes aus Wasserstoff, Stickstoff und Argon und ggf. Methan sowie der Ausbildung des Plasmas, um ggf. auftretende Chromnitridausscheidungen, welche die Korrosionseigenschaften negativ beeinflussen, weitgehend zu verhindern. Bei der Randschichtbehandlung von Wälzlagern spielt die gleichmäßige Ausbildung der Randzonen entlang der beanspruchten Laufbahnbereiche eine wesentliche Rolle für die nachhaltige Funktionsfähigkeit unter den Betriebsbedingungen. Dies wird im BMWi-Projekt POSEIDON-II bei der Übertragung der Prozesse auf eine industrielle Serienchargierung weiter untersucht.

Abstract:

In order to benefit from the potential of sealless rolling bearings for energy-efficient and resource-saving application under tribocorrosive conditions with media lubrication, novel types of steels on austenitic (Carnit CN0.85) and martensitic (M340, MNS) basis are modified. Surface layer treatments via plasma diffusion treatment allows the creation of N-rich expanded austenite and expanded martensite (even known as gamma N phase or S-phase) in the area close to the surface. Thus, an increase in hardness while improving the corrosion resistance in media-lubricated applications is possible. However, adequate parameterization in the process management is necessary. To ensure reproducible results, accurate thermal process conditions (<400°C), the coordinated gas supply of hydrogen, nitrogen and argon as well as the plasma formation is of importance to prevent any chromium nitride precipitations that may have a negative effect on the corrosion properties. When treating roller bearings, the uniform formation of the surface zones along the stressed areas plays an essential role to ensure the functionality under operating conditions. This plays an essential role in transferring the processes to industrial batch batching. The BMWi project POSEIDON-II actually investigates the processes transfer on industrial scale batch treatments.

Einleitung

Zur Steigerung der Leistungsfähigkeit dichtungsloser Lager unter mediengeschmierten Bedingungen sind kostengünstige Stahlmaterialien interessant, die nach entsprechend angepasster Modifikation im Niedertemperaturplasmanitrieren den hohen tribokorrosiven Bedingungen langfristig standhalten können. Wesentlich für die Anwendungseigenschaften der entsprechend behandelten Lagerringe ist eine homogen ausgebildete Randzone entlang der beanspruchten Laufflächen. Daher beschäftigt sich diese Arbeit neben der Entwicklung von Behandlungsprozessen im Labormaßstab auch mit dem Aspekt des Prozesstransfers auf industrielle Maßstäbe, die eine wirtschaftliche Realisierung der Ergebnisse ermöglichen.

Niedertemperaturplasmanitrieren

Das Plasmanitrieren bei niedrigen Temperaturen (NT-Plasmanitrieren) ermöglicht das Eindiffundieren von atomarem Stickstoff in das martensitische bzw. austenitische Gefüge eines Stahls in hohen Gehalten bis zu 20 Gew.-%. Die hierbei erzeugte Randschicht der sogenannten expandierten Stickstoffaustenite/-martensite wird auch als „Gamma N oder S-Phase“ bezeichnet. Durch die Aufweitung und Verzerrung des Gitters infolge der Aufnahme des hohen Stickstoffgehalts lassen sich hohe Randhärten und eine entsprechende Verbesserung der Verschleißeigenschaften erreichen. Gleichzeitig kann die

Lochkorrosionsbeständigkeit des Stahls erhalten oder auch verbessert werden. Wesentlich für den Erhalt der Korrosionseigenschaften ist die Einhaltung von thermischen Randbedingungen, um eine Ausscheidung des im Mischkristall gelösten Chroms als Chromnitrid, welches für die Passivierung notwendig ist, zu unterdrücken. Einen wesentlichen Aspekt bei der Randschichtbehandlungsprozessentwicklung für korrosionsbeständige Stähle stellt daher die Einhaltung von Temperatur- bzw. Behandlungszeitfenstern dar. Abbildung 1 zeigt exemplarisch für drei austenitische Stähle eine Grenztemperatur-Zeitkurve, aus welchem die Stabilitätsbedingungen des sich bildenden expandiertem Austeniten abzulesen sind.

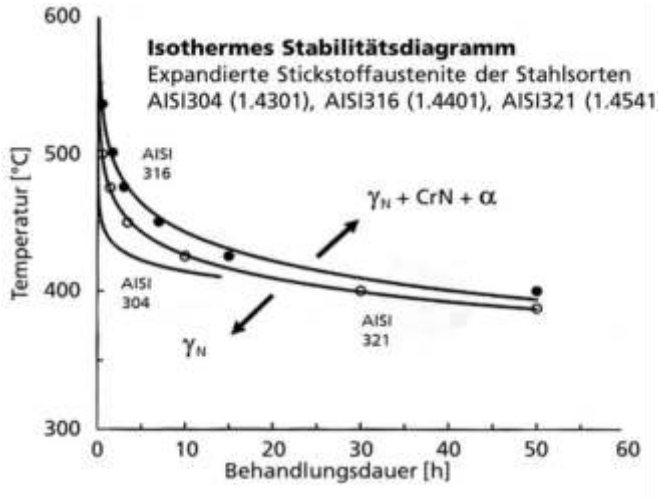


Abbildung 1: Isothermes Stabilitätsdiagramm nach [01]

Neben den Prozessparametern Temperatur und Behandlungsdauer sind noch weitere Prozessparameter zu beachten, deren Einfluss auf die Behandlung eine zusätzliche Komplexität für die Diskussion bedeutet. Dies sind die Gaszusammensetzung sowie der Behandlungsdruck und Plasmaparameter wie Plasmaleistung, Spannung und Tastverhältnis, die für die Serienbehandlung von Bauteilen wichtig sind.

Prozessziel und -entwicklung

Als Ziel der Randschichtbehandlung wurde eine Härte definiert, die Werte von mehr als 800 $HV_{0,1}$ in der Randzone der Lagermaterialien aufweist. Diese Härte kann z.B. durch eine reine Kaltverfestigung austenitischer unbehandelter Güten (vgl. Vorgängerprojekt POSEIDON [02]) nach dem Fließpressen nicht erreicht werden. Als möglicher Ausgleich einer inhomogenen Umformungsfestigkeit sollte die Randzonendickenverteilung nach einer Randschichtbehandlung entlang der Oberfläche homogen sein. Gleichzeitig muss eine ausreichende Korrosionsbeständigkeit gewährleistet sein.

Im Projekt POSEIDON-II werden als geeignete martensitische Stähle der Stahl M340 (X54CrMoVN17-1) sowie der Stahl MNS (X54CrMn13-2) untersucht. Als austenitischer Stahl wird ein in einer neuen Schmelze (DEW) zur Verfügung gestellter stickstofflegierter Chrom-Mangan-Stahl Carnit CN0,85 (C+N=0,85 Ma.-%) untersucht. Bei den martensitischen Stählen M340 und MNS war es durch Prozessanpassung möglich, Randschichtdicken zwischen 8 bis 12 µm mit homogener Verteilung unter der Oberfläche und Randschichthärten im geforderten Bereich von über 1.100 $HV_{0,1}$ zu erreichen. Der austenitische Stahl Carnit CN0,85 wies eine Randzonendicke von etwa 3 µm auf. Im Zuge der

Randschichtbehandlung konnte mit den nachfolgend beschriebenen Behandlungsparametern sowohl eine Steigerung der Randzonenhärte als auch der Korrosionsbeständigkeit realisiert werden. Ausgangspunkt der beschriebenen Entwicklungen sind zwei Referenzprozesse, die jeweils spezifisch für die austenitischen bzw. martensitischen Materialvarianten entwickelt wurden (vgl. Tabelle 1).

Bei dem austenitischen Material konnte im Vergleich zu allen untersuchten Martensiten eine geringere Randzonendicke von maximal 4 µm erzielt werden. Dies lässt auf eine Hemmung der Mechanismen zur Erzeugung der S-Phase schließen, die z.B. durch einen eingeschränkten Stickstoff-Grenzflächendurchgang durch unzureichende Passivschichtentfernung oder durch unterschiedliche Diffusionsgeschwindigkeit und Löslichkeiten begründet sein kann. Durch eine Optimierung des für die Passivschichtentfernung wesentlichen Sputterschritts (Plasmafeinreinigung) bezüglich Plasmaleistung, Schrittdauer (Sputterzeit) sowie Aufheizcharakteristik in einer Argon-Wasserstoff-Atmosphäre konnte eine homogene RSD-Verteilung erzeugt werden (vgl. Abbildung 2 b)). Die Parameter des Referenzprozesses wurden in beiden Prozessschritten (Sputtern und Plasma-Randschichtbehandlung) in Bezug auf Schrittdauer, -temperaturen sowie die wesentlichen Plasmaparameter Spannung und Tastverhältnis variiert.

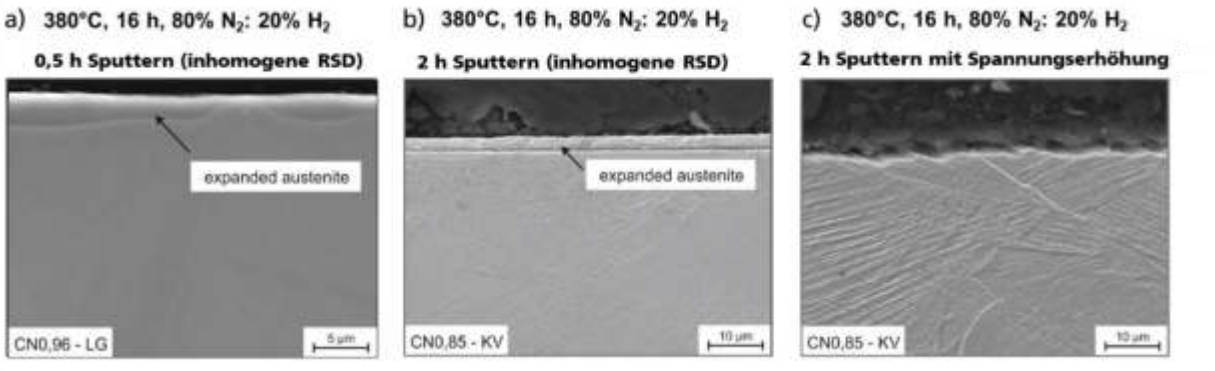


Abbildung 2: Parameterstudie zur Steigerung der RS-Dicke und Homogenisierung der Dickengleichmäßigkeit bei 16h mit 380°C und 80% N_2:80% H_2; a) Voruntersuchung an CN0,96 LG; Quelle [4]; b) Untersuchung an CN0,85; c) Untersuchung an CN0,85 ohne erkennbare Randzone (Ergebnisse Lehrstuhl Werkstofftechnik, Ruhr-Universität Bochum)

Ergebnisse und Diskussion

Die Prozessparameter der Referenzprozesse und die entsprechenden Ergebnisse bzgl. der erreichbaren Randschichteigenschaften sind Tabelle 1 zu entnehmen. Im weiteren Verlauf werden ausgewählte Ergebnisse zur Randschichtbehandlung des M340 und CN0,85 vorgestellt.

Tabelle 1: Referenzprozesse für Austenite und Martensite

Material	PN-Dauer	PFR-Dauer	Gasgemisch	Temperatur	Randschichtdicke	Härte
Austenit: CN0,85	16 h	2 h	80%:20% N_2:H_2	380°C	3 .. 4 µm	> 920 $HV_{0,0005}$
Martensite: M340 und MNS	8 h (16 h)	0,5 h	80%:20% N_2:H_2	360°C	8 .. 10 µm	> 1.000 $HV_{0,002}$

Expandierter Martensit M340:

In der Entwicklung im Rahmen dieser Arbeiten ist es gelungen, reproduzierbare Ergebnisse in Bezug auf die erzeugten Randschichten zu erreichen. Dabei wurden zwei unterschiedliche Anlagen genutzt, die sich geometrisch deutlich unterschieden. Zum einen wurde eine Laboranlage mit Rezipientenabmessungen von Ø 400 mm x Höhe 800 mm (Typ PlaTeG PP20) und zum anderen eine Industrieanlage mit Ø 1000 mm x Höhe 1500 mm (Typ Rübig PC DLC 100/150 single) verwendet. Die Übertragbarkeit der Prozesse zur Erzeugung gleicher Randzonen zeigt Abbildung 3 für das Material M340.

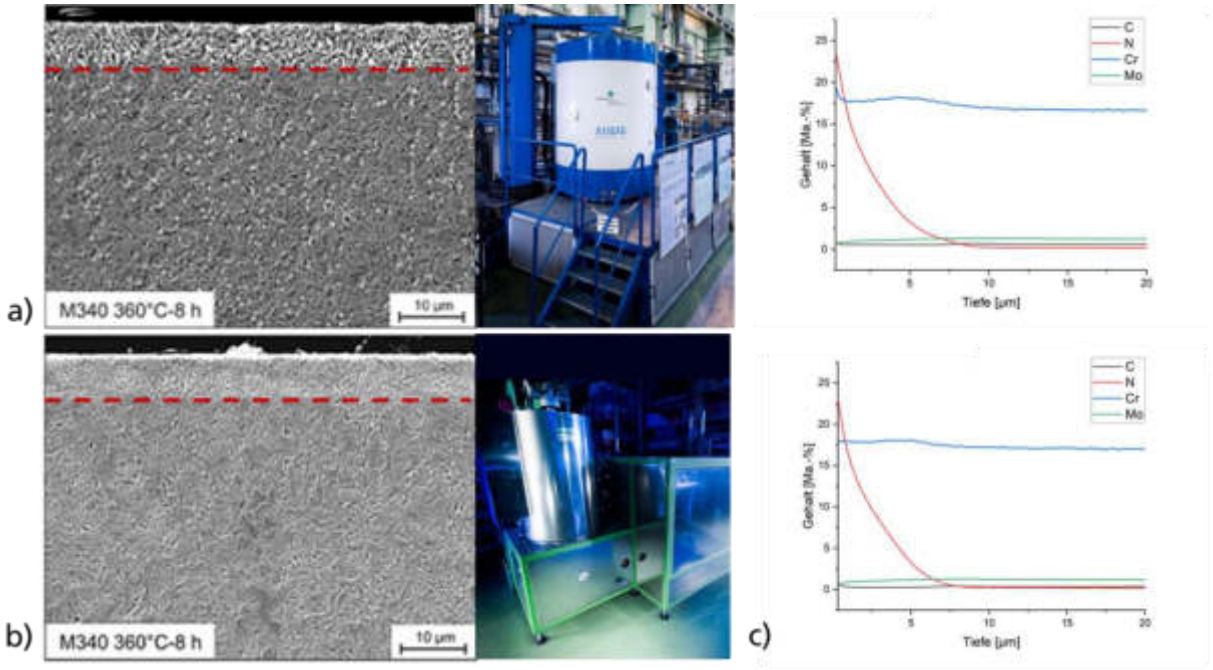


Abbildung 3: REM-Aufnahmen der im Querschliff präparierten Randzonen und Tiefenprofile des randschichtbehandelten Martensits M340 in zwei unterschiedlichen Anlagengrößen: a) Industrieanlage, b) Laboranlage; (Ergebnisse Lehrstuhl Werkstofftechnik, Ruhr-Universität Bochum)

Bei Untersuchungen zum Einfluss der Behandlungsdauer auf die Randschichteigenschaften zeigt sich, dass sich die Dicke der Randschicht ab 8 Stunden kaum weiter steigern lässt. Zusätzlich zeigt sich eine kürzere Behandlung positiv in Bezug auf die Lochkorrosionseigenschaften, da sich gegenüber dem sekundärgehärteten Grundmaterial (SHM) ein erhöhtes Durchbruchspotential [03] in 0,9%iger NaCl-Lösung feststellen lässt (Abbildung 4). Dies ist günstig für die Auslegung eines Serienprozesses einer industriellen Chargierung.

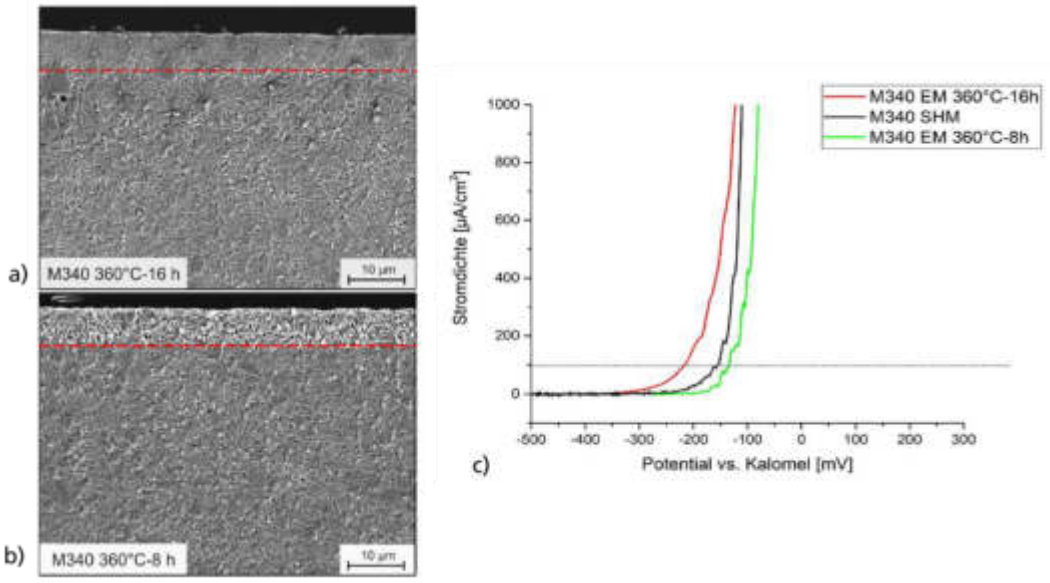


Abbildung 4: Randschichten des behandelten Martensit M340 (PN) im Querschliff nach a) 16 h und b) 8 h Behandlungsdauer und das c) Lochkorrosionsverhalten in 0,9%iger NaCl-Lösung, Einfluss der reduzierten Behandlungsdauer auf das Ergebnis; (Ergebnisse Lehrstuhl Werkstofftechnik, Ruhr-Universität Bochum)

Expandierter Austenit Carnit CN0,85:

Der betrachtete stickstofflegierte austenitische Stahl lässt sich durch die Plasmanitrierung neben der beschriebenen Härtesteigerung deutlich in seinem Korrosionsverhalten verbessern. In 0,9%iger NaCl-Lösung zeigt sich sowohl für den kaltverfestigten (KV) als auch lösungsgeglühten (LG) Zustand bei vergleichbaren Randschichtdicken um 3 bis 4 µm und -härten von 1.000 $HV_{0,0005}$ eine Zunahme des Durchbruchspotentiales.

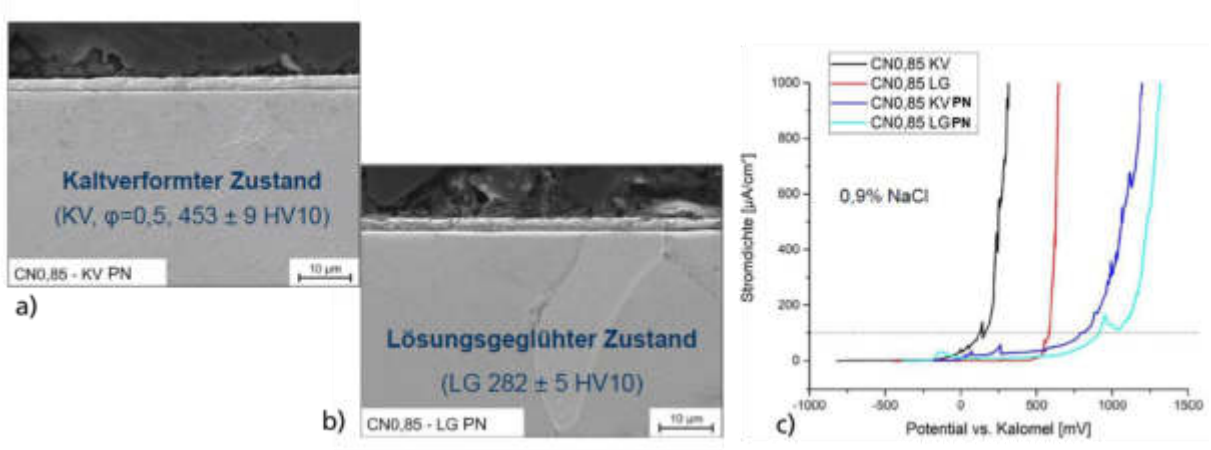


Abbildung 5: Austenit CN0,85 in zwei unterschiedlichen Zuständen: a) kaltverformt und b) lösungsgeglüht sowie c) entsprechende potentiostatische Messungen (gemessen in 0,9% NaCl).

Variationen der Behandlungsgasatmosphäre mit zusätzlichen Kohlenstoffspendern (PNC) zeigen weitere Modifikationen der Randschichteigenschaften im Vergleich zur reinen Plasmanitrierung (PN). Behandlungen, die in einer Atmosphäre mit 70% N_2:20% H_2:10 % CH_4 durchgeführt wurden, ergeben Randschichten mit Härtesteigerungen auf über 800 $HV_{0,0005}$ bei erhöhter Lochkorrosionsbeständigkeit.

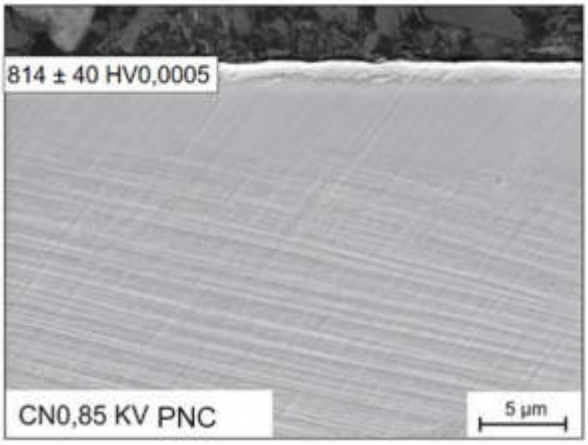


Abbildung 6: Die zusätzliche Prozessgasvariation beim Plasmanitrocarburieren (PNC) zeigt ähnlich dicke (Ergebnisse Lehrstuhl Werkstofftechnik, Ruhr-Universität Bochum)

Transfer der Prozesse auf Industriemaßstab

Die industrielle Randschichtbehandlung großer Chargen ist wirtschaftlich hoch relevant für die Verwertung der erarbeiteten Ergebnisse. Um die Einflüsse größerer Chargierungsvolumina und die dichte Beladung auf die Behandlungsergebnisse zu untersuchen, sind Türme aus vorhandenem Lagerringmaterial (Dummie-Material) sowohl als Innen-, als auch Außenringe mit Temperaturmessungspositionen und Aufnahmen für Materialproben konzipiert.

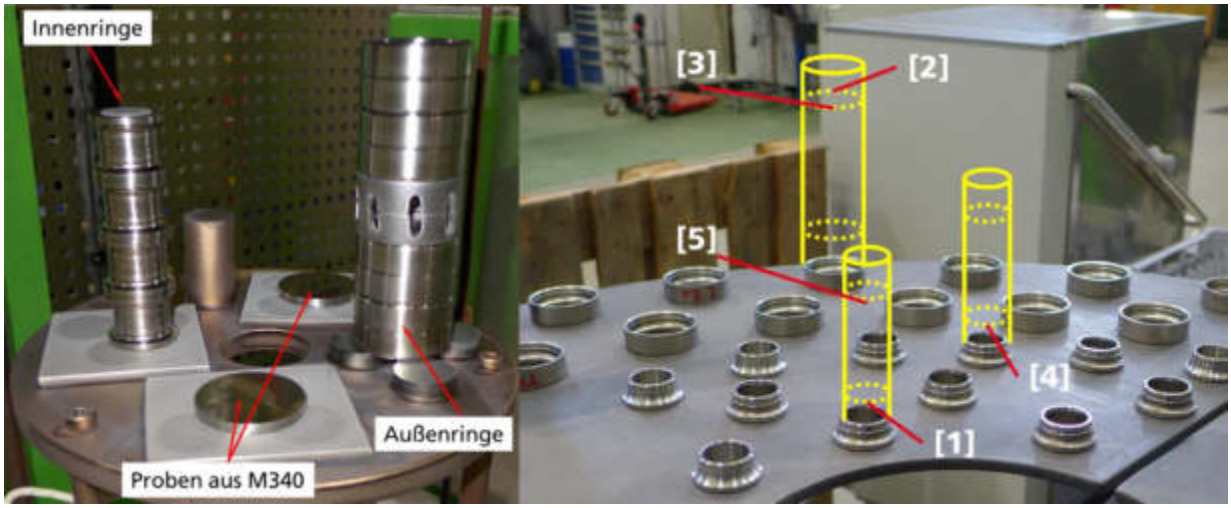


Abbildung 7: Aufbau innerhalb der Laboranlage und Anordnung zur Untersuchung der Temperaturverteilung in der Industrieanlage innerhalb einer Ebene mit Serienchargierung (Meßpunkte für Innen- [1, 4, 5] bzw. Außenringe [2, 3])

Die laufenden Untersuchungen zeigen bereits, dass unter den Behandlungsbedingungen der für die Randzonenentwicklung konzipierten Standartprozesse ein erheblicher Teil der Wärme durch das Plasma selbst in das Bauteil eingetragen wird. Dies kann daran abgelesen werden, dass die der Behandlungsebene zugeordnete Wandheizung eine niedrigere Temperatur als die Charge selbst aufweist. Ebenso konnte auf dem Chargierboden eine niedrigere Temperatur als im Innenbehandlungsaufbau festgestellt werden. Dies resultiert in den in Abbildung 7 dargestellten thermischen Verhältnissen. Es findet demnach

ein Wärmeeintrag durch das Plasma sowie durch wechselseitige Wärmestrahlung zwischen den Turmaufbauten statt. Die Wärmeabfuhr findet über die kühlere Kammerwand sowie den Chargierboden statt.

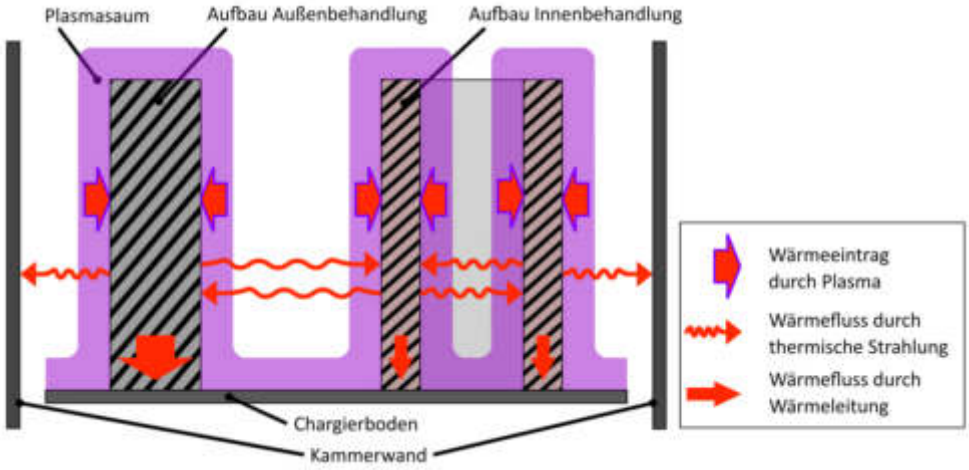


Abbildung 8: Thermische Verhältnisse während der Plasmabehandlung

Durch die Darstellung in Abbildung 7 wird zudem die Herausforderung bezüglich der Innenbehandlung der Lagerringe deutlich. Durch das im Vergleich zum Außenbehandlungsaufbau höhere Oberflächen-Volumen-Verhältnis des Innenbehandlungsaufbaus findet zunächst ein höherer Wärmeeintrag statt. Darüber hinaus kann die aus dem Inneren emittierte thermische Strahlung nicht ohne weiteres an die umgebende Kammerwand abgegeben werden, sondern wird auf die jeweils gegenüberliegende Seite reflektiert. Zusätzlich ist die Kontaktfläche mit dem Chargierboden begrenzt, sodass auch hier eine Beeinflussung in Bezug auf die Wärmeabfuhrmöglichkeit gegeben ist.

Erste Untersuchungen zur Temperaturverteilung weisen auf eine unkritischere Behandlung des Außenbehandlungsaufbaus hin. Durch den vergleichsweise höheren Wärmeeintrag in den Aufbau der Innenbehandlung, einerseits bedingt durch eine größere plasmabehandelte Oberfläche, andererseits durch im Aufbau wirkende thermische Strahlung, wurde das Wärmemanagement bezüglich des Außenringaufbau als hauptsächlich relevantes Optimierungsfeld identifiziert.

Zur Prozessanpassung wird einerseits eine Absenkung des Wärmeeintrags durch entsprechende Anpassungen der Plasmaparameter (z.B. Verringerung der Pulsdauer), andererseits eine Optimierung der Wärmeabfuhr (z.B. angepasste Positionierung des Aufbaus) notwendig, um sowohl Innen- als auch Außenringe in einer Charge gleichmäßig behandeln zu können.

Fazit

Niedertemperatur-Plasmanitrieren ist als industriell skalierbares Verfahren in der Lage, die Eigenschaften kostengünstiger Stahlwerkstoffe auf martensitischer und austenitischer Basis zu steigern. Für die jeweiligen Werkstoffe wurden Referenzprozesse ermittelt, welche die Zieldefinition für die Härte und Dicke sowie Korrosionseigenschaften der Randschichten erreichen.

Für den Martensit M340 wurden durch Plasmanitrierbehandlungen (PN) Randschichtdicken von 8 bis 10 µm erreicht, mit einer Oberflächenhärte von mehr als 1.000 HV. Die

Korrosionseigenschaften in 0,9%iger NaCl-Lösung zeigen gegenüber dem Ausgangszustand verbesserte Durchbruchspotentiale bei vergleichsweise kurzen Behandlungszeiten von 8 Stunden. Für den stickstofflegierten Austenit Carnit CN0,85 konnte die Oberflächenhärte durch Niedertemperatur-Plasmanitrieren (PN) auf über 920 HV bei Randschichtdicken von 3 bis 4 µm gesteigert werden. Durch eine Variation des Gasgemisches in Richtung einer Plasmanitrocarburierung (PNC) kann gegenüber der –nitrierung eine Randschicht (expanded austenite) mit verbesserter Lochkorrosionsbeständigkeit erzeugt werden.

Zur Umsetzung der Ergebnisse in einem Industrieprozess werden Untersuchungen durchgeführt, die eine Verwertung der sehr positiven Ergebnisse ermöglichen.

Danksagung

Die gezeigten Ergebnisse wurden im Rahmen des vom BMWi geförderten Verbundprojektes „POSEIDON-II“ (Teilprojekt 03ET1477D) im Rahmen des 6. Energieforschungsprogramms erarbeitet.

Literatur

[01] Spies, H.-J.; Bell, T.; Kolozsvary, Z. (2010): Thermochemische Randschichtbehandlung nichtrostender Stähle bei tiefen Temperaturen. In: HTM - Journal of Heat Treatment and Materials 65 (1), S. 11–21. Online verfügbar unter http://www.htm-journal.de/directlink.asp?HT110044.

[02] Siebert, S.; Herrera, C.; Diehl, V.; Feige, K.; Mehner, A.; Procelewska, J. (2016): Abschlussbericht zum BMWi-Projekt "POSEIDON" im Rahmen des 5. Energieforschungsprogramms des BMWi mit dem Titel "Energieeffizienz durch Standzeiterhöhung von Lagern unter tribokorrosiven Betriebsbedingungen"; Projektlaufzeit 01.08.2012 bis 31.12.2015.

[03] Hahn, I.; Siebert, S.; Theisen, W.; Paschke, H. (2019): Niedertemperatur-Plasmanitrieren zur Optimierung der Tribokorrosionseigenschaften nichtrostender Stähle für die Anwendung als Wälzlager. (Sondersession Forschungsfeld Tribologie FF05/1). In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hg.): 60. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Deutschland. Tribologie-Fachtagung. Göttingen, 23.-25.09.2019. Gesellschaft für Tribologie e.V.

[04] Brückner, Tristan (2021): Parameterstudie zum expanded austenite an CN0,96 & anschließende Untersuchungen zum Tribokorrosionsverhalten. Masterthesis. Ruhr-Universität Bochum, Bochum. Lehrstuhl Werkstofftechnik.

Autoren

Dipl.-Ing. Hanno Paschke[a], M. Sc. Tristan Brückner[a], Dipl.-Ing. Peter Kaestner[b], M. Sc. Isabel Hahn[c], Dr.-Ing. Sabine Siebert[c], Prof. Dr.-Ing. Werner Theisen[c]

[a]Fraunhofer Institut für Schicht- und Oberflächentechnik am Standort Dortmund, 44145 Dortmund
[b]Institut für Oberflächentechnik der TU Braunschweig, 38108 Braunschweig
[c]Lehrstuhl Werkstofftechnik der Ruhr-Universität Bochum, 44780 Bochum

Isabel Hahn, Sabine Siebert, Sebastian Weber, Werner Theisen

Improved tribocorrosion resistance of the martensitic steel X54CrMoVN17-1 due to expanded martensite

Zusammenfassung:

Die Nachhaltigkeit von Wälzlagern kann durch einen Verzicht von umweltbelastenden Schmiermitteln und durch eine längere Standzeit durch verminderten Materialverlust verbessert werden. Der Verzicht von Schmiermitteln bedeutet Medienschmierung des Lagers, da die Lagerabdichtung wegfällt. Hierdurch werden einerseits Reibungsverluste im Lager minimiert, wodurch die Effizienz der Arbeitsmaschine erhöht wird, andererseits steigt die tribokorrosive Belastung des mediengeschmierten Lagerwerkstoffs und neue innovative Werkstoffkonzepte werden erforderlich. Da die Legierungstechnik für korrosionsbeständige konventionelle Wälzlagerstähle ausgeschöpft ist, wird hier die Möglichkeit zur Steigerung der Tribokorrosionsbeständigkeit der Wälzlageroberfläche durch eine thermische Randschichtbehandlung, dem Niedertemperaturplasmanitrieren bei T < 450°C, vorgestellt. Ziel dieser Behandlung ist die Anreicherung der Oberfläche mit hohem Stickstoffgehalt, der zu einer extremen Aufweitung des Martensits (expanded martensite) und dadurch zu einer Härtesteigerung im Bereich von >1000 HV führt. Am martensitischen Stahl X54CrMoVN17-1 wurde eine Randschichtbehandlung mit Stickstoff bei Behandlungsdauern von 8 h und 16 h durchgeführt (T < 400°C). Hierbei wird eine hoch stickstoffhaltige Randschicht mit einer Dicke von 8-10 µm und unterschiedlichen Gehalten an Stickstoff erzeugt. Die Lochkorrosionsbeständigkeit in 0,9% NaCl-Lösung im Vergleich zum sekundärgehärteten Zustand konnte bei einer Behandlungsdauer von 8 h gesteigert werden. Bei einer Behandlungsdauer von 16 h ist die Lochkorrosionsbeständigkeit abhängig vom N-Gehalt, welcher im Tiefenprofil zwangsgelöst vorliegt und nicht in chromreichen Ausscheidungen abgebunden wird. Tribokorrosionsmessungen in 0,9% NaCl-Lösung wurden an einem Tribometerprüfstand durchgeführt. Hieraus lässt sich ein deutlich verbessertes Tribokorrosionsverhalten des expanded martensites, insbesondere des erzeugten expanded martensites nach einer Prozesszeit von 8 h feststellen. Gegenüber dem sekundärgehärteten Zustand konnte der Volumenabtrag bei gleichzeitigem Angriff von Korrosion und Verschleiß um 70% reduziert werden. Im Vergleich zum niedrig angelassenen Zustand konnte der Volumenverlust um 45% verringert werden.

Abstract:

The sustainability of bearings can be improved by dispensing with environmentally harmful lubricants and by a longer service life due to reduced material loss. Eliminating lubricants means media lubrication of the bearing as the bearing seal is eliminated. This would minimise friction loss and increases the efficiency of the machine but the tribocorrosion resistance of existing bearings steels is insufficient for media lubrication. Therefore the tribocorrosion resistance of the bearing surface can be increased by a thermal surface treatment called low-temperature plasma nitriding (T<450°C). The aim of this treatment is to enrich the surface with nitrogen, which leads to an extreme expansion of the lattice and thus to an increase in hardness in the range of 1000 HV. This thermal surface treatment with nitrogen was carried out on the martensitic steel X54CrMoVN17-1 at a temperature < 400°C for process times of 8 h and 16 h. In this process, a nitrogen-containing surface layer with a thickness of 8-10 µm and different contents of nitrogen was produced. The lattice distortion leads to a significant increase in hardness from 660 HV (secondary hardened) to >1000 HV. The pitting corrosion resistance in 0.9% NaCl solution compared to the secondary hardened state could be increased at a process time of 8 h because nitrogen has a positive effect on the pitting potential. At a process time of 16 h, the pitting corrosion resistance depends on the N content, which is still forcibly dissolved in the depth profile and not bound in chromium-rich precipitates. Tribocorrosion measurements in 0.9% NaCl solution were carried out on a tribometer test rig. A significantly improved tribocorrosion behaviour of the expanded martensite, in particular the expanded martensite produced at a process time of 8 h, can be determined. Compared to the secondary hardened state, the material loss out of the wear track with simultaneous attack of corrosion and wear could be reduced by 70%. Compared to a low tempered state, the material loss could be reduced by 45%.

Introduction

Nowadays, bearings used in aqueous and corrosive media are hermetically sealed. The seal prevents contact between the ambient medium and the bearing, which could otherwise be severely damaged by corrosive attack. In addition, the seal prevents a leakage of the lubricant into the environment. However, the hermetic sealing of the bearings leads to a high energy loss due to highly enhanced friction. Non-sealed bearings lubricated by aqueous surrounding environmental media could increase the energy efficiency and would mean environmental protection. For this use, the tribocorrosion resistance of existing bearing steels is insufficient [1-2]. Therefore, steels with a high resistance against wear and corrosion have to be developed. The requirements on these bearing steels are very high because wear and corrosion occur simultaneously and

lubricating film formation is impossible. In order to achieve tribocorrosion resistance under these operating conditions, conventional high-alloyed steels can be optimised by means of a special surface layer treatment with nitrogen. In a low-temperature plasma nitriding process (T < 450°C), high N-contents can be dissolved in the surface of the steel. This leads to a forced dissolution of N-atoms in the lattice and to a lattice expansion („expanded martensite“) and distortion, which increases the hardness. The low diffusion rate of chromium at temperatures < 400°C is intended to avoid chromium-rich precipitates, which have a negative effect on corrosion resistance [3-5]. In low-temperature plasma nitriding, a surface layer thickness of up to 15 µm can be achieved.

In this study low-temperature plasma nitriding was used to dissolve a high N-content in the bcc-lattice of the steel X54CrMoVN17-1. The N-diffusion behaviour as well as the mechanical and the chemical properties of the produced surface area will be presented. The focus is on the results of the improved tribocorrosion resistance of the surface under sliding wear.

Material and methods

The chemical composition of the nitrogen-alloyed martensitic stainless steel X54CrMoVN17-1 is shown in table 1.

table 1: Chemical composition of the steel X54CrMoVN17-1 in wt.-%

C	N	Cr	Mo	Si	Mn	Ni	V	Fe
0,54	0,23	16,88	1,09	0,45	0,41	0,28	0,11	bal.

Prior to the low-temperature nitriding process the steel was austenitised at 1000°C for 30 min under atmospheric conditions and then hardened in oil and deep-cooled in N at -80°C for 60 min. The steel was tempered at 520°C for 2 h (secondary hardness maximum) and grinded with 1000 mesh. The low-temperature plasma nitriding was carried out at the Fraunhofer IST at the DOC in Dortmund. A treatment temperature below 400°C was selected with two different process times of 8 h and 16 h. The chemical composition of the layer and the diffusion behaviour of the alloying elements were determined by glow discharge spectroscopy (GDA650 HR, Spectruma Analytik GmbH). The hardness was measured by means of instrumented indentation testing at an applied load of 20 mN (HV0,002). The pitting corrosion resistance of the samples was measured in potentiodynamic polarisation tests. The electrolyte used was 0.9% NaCl solution. Before starting the experiment, the electrolyte was purged with gaseous N for 30 min. Then the specimen was cathodically polarised at -1744 mV for 60 s and the open circuit potential (OCP) was measured for 30 min. This was followed by recording the current density potential curve and determining the breakdown potential at 100 µA/cm^2.
The tribocorrosion tests were performed on the UMT3 test rig from Bruker. The test rig allows sliding wear tests in a medium with simultaneous potentiostatic control. The medium used was 0.9% NaCl solution. Before starting the experiment, the same steps were performed as for the pitting corrosion measurements as mentioned before. After measuring the OCP, four different measurements were done: Sliding wear tests for 30 min without polarisation to analyse the effects of wear and corrosion. Sliding wear tests for 30 min with a cathodic polarisation at -1 V with respect to the OCP to analyse the effects of wear without corrosive attack. Measurement of the corrosion rate without sliding wear and measurement of the corrosion rate during sliding wear tests. A Si_3N_4-ball with a diameter of 5 mm and grade 10 was used as counterbody. The surface pressure

between the specimen and the Si_3N_4-ball was 1920 MPa. The volume removal out of the wear track (material loss) was measured by using a CLSM.

All measurements were also performed comparatively in the initial state (secondary hardened, T= 520°C) and in a low tempered state (T = 180°C) of the X54CrMoVN17-1.

Results and discussion

The nitrogen and carbon depth profiles of the X54CrMoVN17-1 expanded martensite (EM) after low-temperature plasma nitriding for $t_{process}$ = 8 h and $t_{process}$ = 16 h are shown in fig. 1 (T < 400°C).

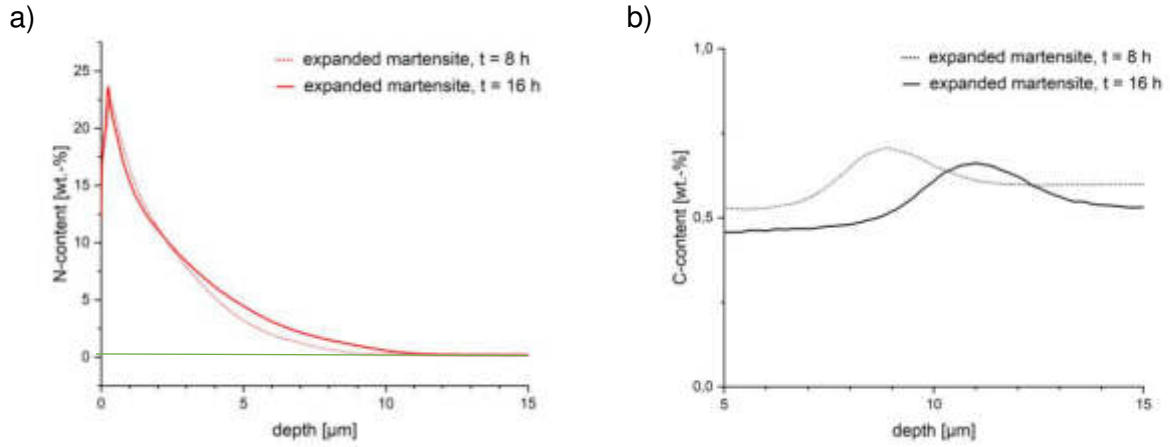


fig. 1: Depth profiles of a) N and b) C of the expanded martensite formed after $t_{process}$ = 8 h and 16 h

The layer thickness is 8-10 µm depending on the process time. Both, the layer thickness and the nitrogen content do not increase proportionally to the process time. This is due to the fact that the nitrogen diffusion coefficient is higher than the carbon diffusion coefficient. In low-temperature plasma nitriding, the dissolved nitrogen atoms displaces carbon atoms, which leads to a carbon peak inside the material (fig. 1). This limits the nitrogen diffusion but nitrogen continues to be absorbed. This can lead to supersaturation of the lattice with nitrogen and consequently to Cr-rich precipitates in the surface. This decreases the pitting corrosion resistance compared to the initial state for a process time of 16 h. Instead, the corrosion resistance of expanded martensite produced at a process time of 8 h was improved. Here, no supersaturation of the lattice occurs.
The hardness could be significantly increased from 660 HV0,002 (sec. hardened) to >1000 HV0,002 due to an N-expanded bcc-lattice at both process times.
The loss of material measured during the tribocorrosion tests is shown in fig. 2.

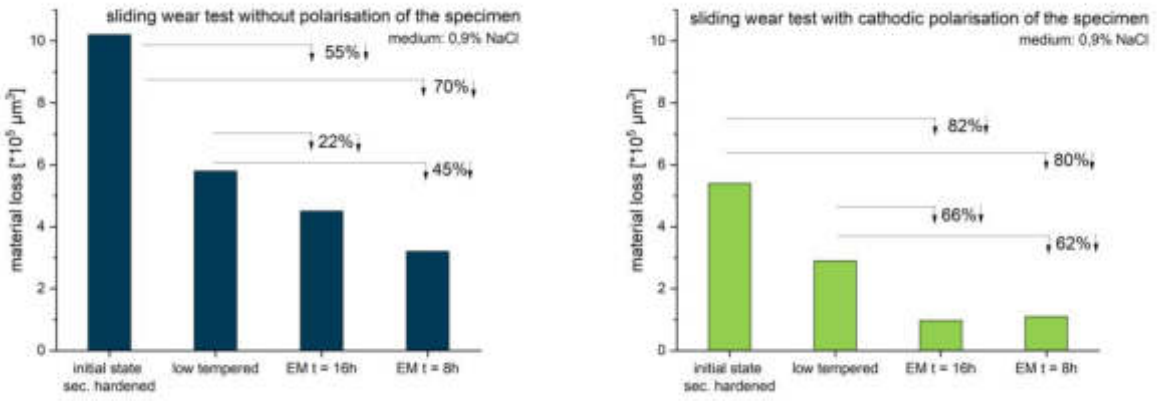


fig. 2: Material loss of X54CrMoVN17-1 in different heat treated states after sliding wear tests

The material loss of the expanded martensite is significantly lower than in the untreated states. In the wear measurements without polarisation of the specimen (wear and corrosion occur), the material loss was reduced by 70% ($t_{process}$ = 8 h) and 55% ($t_{process}$ = 16 h). Compared to the low tempered state (hardness < EM, breakdown potential > EM) the material loss of the expanded martensite was reduced by 45% ($t_{process}$ = 8 h) and 22% ($t_{process}$ = 16 h). This is due to the high hardness and simultaneously good pitting corrosion resistance of the expanded martensite and to its low corrosion rate under sliding wear. In the wear measurements with cathodic polarisation of the specimen (wear without corrosion occurs), the material loss could be reduced by 80% compared to the initial state mainly because of the high hardness of expanded martensite.

Overall, the expanded martensite has a significantly improved tribocorrosion resistance. The best results could be generated after a process temperature of 8 h because of the combination of high hardness and increased pitting corrosion resistance.

Acknowledgement

We would like to thank the german Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (BMWi) for funding and support in the joint research project „Increase of Power Efficiency and Lifetime of Bearings Under Tribocorrosive Operating Conditions – Poseidon II“.

Gefördert durch:

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

References

[1] M. Seifert, „Stickstoffhaltige nichtrostende martensitische Stähle – Entwicklung, Charakterisierung und großtechnische Umsetzung“. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2015)

[2] P. Niederhofer, „Hochlegierte Stähle für den Einsatz bei Verschleiß- und Korrosionsbeanspruchung“. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2015)

[3] Chiu, L. H., Chang, C. A., et al., „The Study of Corrosion Behavior of Active Screen Plasma Nitrided Stainless Steels“., Corrosion Science and Technology 6 (5) (2007), S. 251–256

[4] Mändl, S., Rauschenbach, B., „Comparison of expanded austenite and expanded martensite formed after nitrogen PIII“. 7th International Workshop on Plasma-Based Ion Implantation 1–2 (2004), S. 277–281

[5] E. Arslan, M. İğdil et al., „The corrosion behaviour of austenitic 316L stainless steel after low-T plasma nitridation in the physiological solutions“. Plasma Process. Polym. Wiley-VCH-Verlag (2007) 4, 717-720

Authors

M.Sc. Isabel Hahn, Dr.-Ing. Sabine Siebert, Prof. Dr.-Ing. Sebastian Weber, Prof. Dr.-Ing. Werner Theisen

Lehrstuhl Werkstofftechnik, Ruhr-Universität Bochum
Universitätsstraße 150
44780 Bochum, Deutschland

D. Markert, R. Klein, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt
L. Kruse, K. Falk, M. Moseler, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg
J. Rausch, R. Luther, Fuchs Schmierstoffe GmbH, Mannheim

Der Griff nach den Sternen: Neuartige Additive für die Grenzreibung

Zusammenfassung

Der Trend zu immer niedriger viskosen Schmierölen führt zu einem Zielkonflikt beim Einsatz von Polymeradditiven. Diese sollen das Schmieröl nicht merklich eindicken, jedoch grenzflächenaktiv sein. Eine Klasse von Polymeren, die diesen Zielkonflikt lösen können, stellen Sternpolymere dar. Diese vielversprechenden Reibmodifizierer werden im BMWi-Projekt PROMETHEUS erforscht und in diesem Beitrag vorgestellt. Hierbei werden Sternpolymere über eine neue Syntheseroute hergestellt (Fraunhofer LBF), in Grundöle eingemischt und anschließend tribologisch untersucht (Fa. FUCHS). In einer begleitenden atomistischen Modellierung werden Struktur-Eigenschafts-Beziehungen errechnet, um die Synthese mit Designregeln für optimale Reibreduktion in der Grenzreibung zu unterstützen (Fraunhofer IWM).

Um die neuartigen Sternpolymere zu synthetisieren, wird eine sogenannte kontrollierte Polymerisation durchgeführt. Diese ermöglicht ein präzises Einstellen des Molekulargewichts, Kontrolle über die Struktur der „Arme“ als auch die sternförmige Identität des Produktes. Hinzu kommen polymeranaloge Reaktionsschritte, mit denen die Grenzflächenaktivität der Polymere eingestellt wird. Eine gezielte Parametrisierung – geleitet von Simulationsergebnissen – wird so erreicht.

Die neuen Polymere werden schließlich in unterschiedlichen Grundölen dispergiert und hinsichtlich Schmierfilmaufbau, Eindickwirkung, Anlagerung an Oberflächen, Reibung und Scherfestigkeit tribologisch bewertet.

Neben der experimentellen Charakterisierung der rheologischen und tribologischen Eigenschaften werden auch Molekulardynamiksimulationen des additivierten Modellschmierstoffs durchgeführt. Die atomistischen Simulationen dienen der gezielten Modellierung der Additive im engen Tribospalt, insbesondere ihrer Anlagerung an Oberflächen und ihres Verhaltens in der Grenzreibung. Diese mikroskopische Betrachtung führt zu einem Modell der Wirkweise der neuartigen Additive, das den experimentell gemessenen positiven Einfluss auf die Reibeigenschaften erklärt und aus dem sich Regeln für die Optimierung der chemischen Struktur der Additive ableiten lassen.

Einleitung und Motivation

Motorenöle und Kraftstoffverbrauch

Welche Funktionen haben Motorenöle? Sie …

- reduzieren Reibung und damit Kraftstoffverbrauch
- verhindern Verschleiß
- führen Wärme ab
- schützen vor Korrosion

- halten den Motor sauber
- übertragen Kräfte
- reduzieren Geräusche
- beeinflussen Motoremissionen
- entziehen sich (bisher) weitgehend den FEM-Rechnungen der Konstrukteure.

Motorenöle müssen also viele innermotorische Aufgaben gleichzeitig erfüllen – dabei sind auch einige Zielkonflikte zu lösen. Der letzte Punkt der obigen Aufzählung verdeutlicht darüber hinaus, dass das Konstruktionselement Schmierstoff in der frühen Phase der Motorkonstruktion noch nicht in allen Aspekten präsent ist.

Triebfedern für die Weiterentwicklung von Motorenölen waren und sind die Forderungen nach verbesserter Umweltverträglichkeit –

- für verringerten Kraftstoffverbrauch
- mit günstigem Einfluss auf Motorenemissionen, speziell Partikelemissionen und damit auf die Lebensdauer der Abgas-Nachbehandlungssysteme.

In diesem Beitrag soll auf den letzten Gesichtspunkt nur insofern eingegangen werden, als damit Zielkonflikte zu energie-effizienteren Motorenölen verbunden sind.

Welche Stellschrauben gibt es?

Ein Blick auf innermotorische Reibungsverluste, hier am Beispiel eines Ottomotors, kann Hinweise auf Optimierungspotenziale geben:

• Kolbengruppe	25-30%
• Pleuellager	15-20%
• Kurbelwellenlager	12-18%
• Zylinderkopf (Ventile + Nockenwelle)	5-10%
• Pumpverluste	5-10%
• Hilfsaggregate	15-35%

Insgesamt betragen die mechanischen Reibungsverluste etwa 15-20% der Motorleistung. Diese Daten wurden mit Hilfe elektrisch geschleppter Motoren(-komponenten) ermittelt. Die Summe der Verluste an jedem einzelnen Reibkontakt ergibt – stark abhängig von den Betriebsbedingungen – den Gesamtverlust.

Hinter den genannten Tribokontakten stehen unterschiedliche Materialpaarungen, Flächenpressungen und Kontaktgeometrien. Bei der Optimierung eines Schmierstoffs in Richtung gesteigerter Energieeffizienz wird man sich also auf die großen Verluststellen konzentrieren – im Rahmen von PROMETHEUS steht daher die Kolbengruppe im Zentrum des Interesses.

Für jeden Tribokontakt ist eine Stribeckkurve anzusetzen, die den Reibwert als Funktion des Produktes aus Viskosität η und Geschwindigkeit ν geteilt durch die Belastung p darstellt. Das Minimum der Stribeckkurve ist der optimale Reibungszustand. Bei niedrigeren

Werten von ($\eta\nu$/p) führt zunehmende Grenzreibung zu einem steilen Anstieg der Reibungsverluste, bei größeren Werten dieses Parameters nehmen die hydrodynamischen Flüssigkeitsverluste zu.

Wie kann die Stribeck-Kurve in Richtung energie-effizienterer Schmierstoffe interpretiert werden?

- Hydrodynamische Reibung: Geringere Verlustleistung in hydrodynamischer Schmierung durch Reduktion der Viskosität
- Elasto-hydrodynamische (EHD) Reibung: Verringerung durch Einsatz von Grundölen mit geringer Scherviskosität in Kombination mit Friction Modifier
- Grenzreibung/Mischreibung: Reduktion durch Einsatz von Reibwert senkenden und Verschleißschutz verbessernden Additiven (EP/AW) sowie Einsatz von triboaktiven Verschleißschutzschichten.

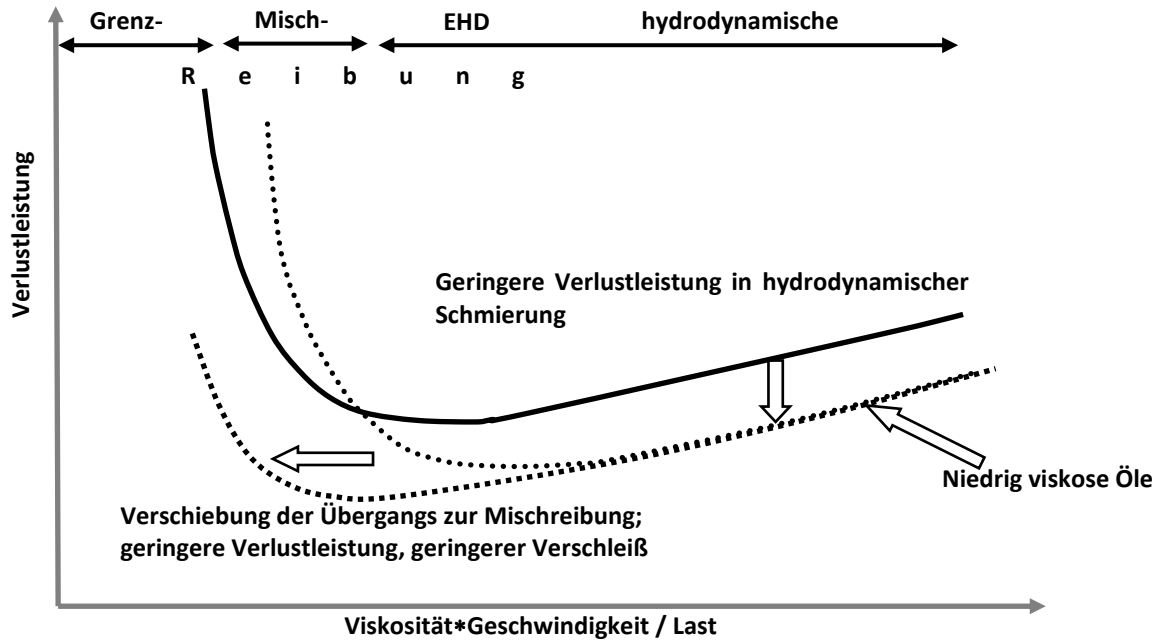


Abbildung 1: Stribeck-Kurve zur Darstellung der Verlustleistung in Abhängigkeit der Last

Für Verbrennungsmotoren gilt die grobe Aufteilung: 1/6 bis 1/3 der Reibungsverluste liegen im Bereich der Mischreibung, 2/3 im Bereich der Flüssigkeitsreibung – auch dies zeigt die Wichtigkeit der Stellschraube "Viskosität" für weitere Verbrauchminderung.

Effizienzsteigerung durch Viskositätsabsenkung

Aus den genannten Gründen ist dies der Klassiker unter den effizienzsteigernden Maßnahmen für Schmierstoffe. Viskosität als „innere Reibung“ interpretiert macht anschaulich, warum hier ein wichtiges Potenzial zu vermuten ist. Eine Viskositätsabsenkung führt in hydrodynamischer Schmierung direkt zu geringerer Verlustleistung, kann aber bei höheren Lasten oder geringeren Geschwindigkeiten zu vermehrter Mischreibung, ggf. zu verstärktem Verschleiß führen. Durch Einsatz bestimmter Additive, insbesondere auch durch Polymere, lässt sich aber (in gewissen Grenzen) der Übergang zur Mischreibung

verschieben und damit der Zielkonflikt entschärfen, wodurch geringere Verlustleistung bei geringem Verschleiß möglich wird.

Als rheologische Einflussparameter auf EHD und hydrodynamische Reibung lassen sich nennen

- geringe Viskosität (z.B. Motorenöl-Klassen SAE 0W-20, 0W-16 …)
- hoher Viskositätsindex (160 bis >200)
- geringe Scherviskosität HTHSV (z.B. << 3,0 mPa s bei PKW-Motorenölen).

Die letztgenannte, die *High-Temperature-High-Shear* Viskosität stellt die wesentliche viskosimetrische Größe zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauches dar. In den ASTM-Normen D4683 und D4741 wird die dynamische Viskosität bei 150°C und einem Schergefälle von 10^6 s^{-1} gemessen, obwohl ein Schergefälle von 10^7 s^{-1} eher die Beanspruchung des Schmierfilmes in Motoren beschreibt. Diese Messung ist insbesondere auf polymerhaltige Mehrbereichsöle anzuwenden, deren Viskosität bei hohen Schergefällen abfällt. Oberflächen mit geringen Rauheiten erhöhen weiterhin das Schergefälle.

Der rheologische Vorteil von Newton'schen Fluiden liegt darin, dass es keinen Abfall der Viskosität unter hohem Schergefälle gibt, wie er bei Ölen mit polymeren Viskositätsindex-Verbesserern auftritt. Newton'sche Fluide mit einer geringen Temperaturabhängigkeit der Viskosität lassen sich durch Einsatz von Grundflüssigkeiten mit hohem natürlichem VI, z.B. Polyalkylenglykolen (PAG) oder Polyolestern, realisieren.

Die Bedeutung der Scherviskosität für die Reibverluste zeigt beispielhaft Abbildung 2.

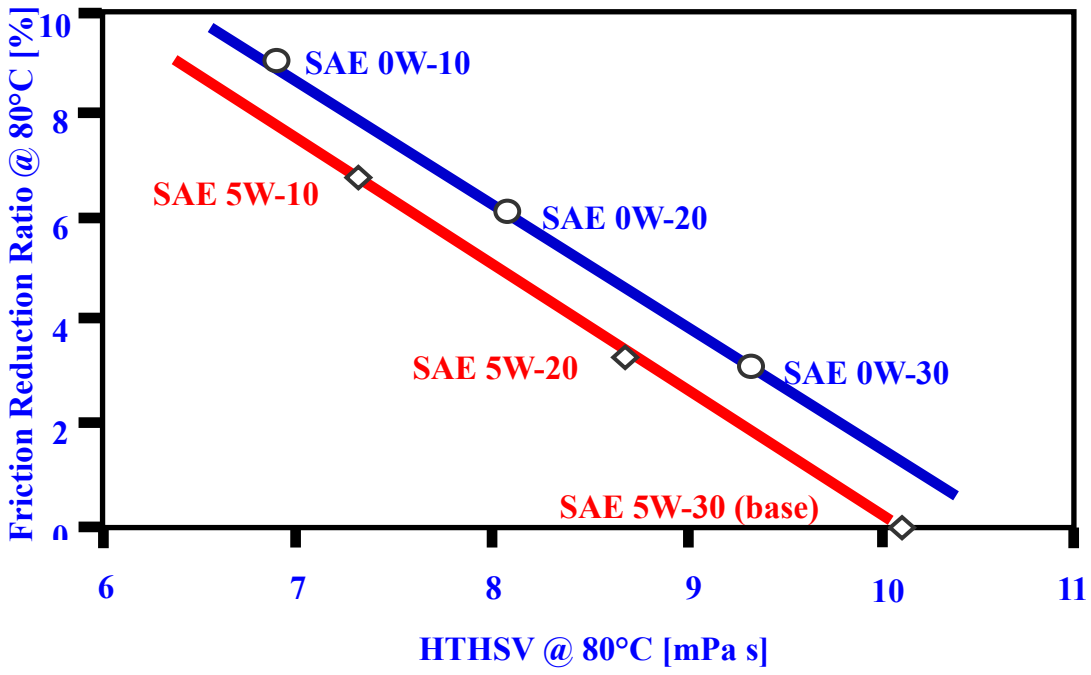


Abbildung 2: Zusammenhang zwischen HTHSV@80°C und Kraftstoffverbrauch [Nagaraki2000]

Diese Zusammenhänge haben in den letzten Jahren zu einer deutlichen Reduktion der Viskositäten bei Motorenölen geführt, ablesbar an den SAE-Viskositätsklassen:

Tabelle 1: SAE Viskositätsklassen

	Kin. Viskosität bei 100°C [mm²/s]	Kin. Viskosität bei 100°C [mm²/s]	HTHS Viskosität bei 150°C [mPa·s]
SAE 20	**≥ 6,9**	**< 9,3**	**≥ 2,6**
SAE 16	**≥ 6,1**	**< 8,2**	**≥ 2,3**
SAE 12	**≥ 5,0**	**< 7,1**	**≥ 2,0**
SAE 8	**≥ 4,0**	**< 6,1**	**≥ 1,7**

Standard für PKW-Motorenöle ist mittlerweile die SAE-Klasse 0W-20; weitere Viskositätsabsenkungen sind in der Entwicklung. Dabei ergibt sich allerdings als maßgeblicher Zielkonflikt, dass sich bei strukturviskosen, nicht-Newton'schen Fluiden die minimale Schmierfilmdicke verringert. Dadurch ergeben sich zwei Zusammenhänge:

- eine direkte Beeinflussung der Reibungsverluste durch Mischreibung und
- eine Erhöhung der Verschleißbeträge in den Tribosystemen.

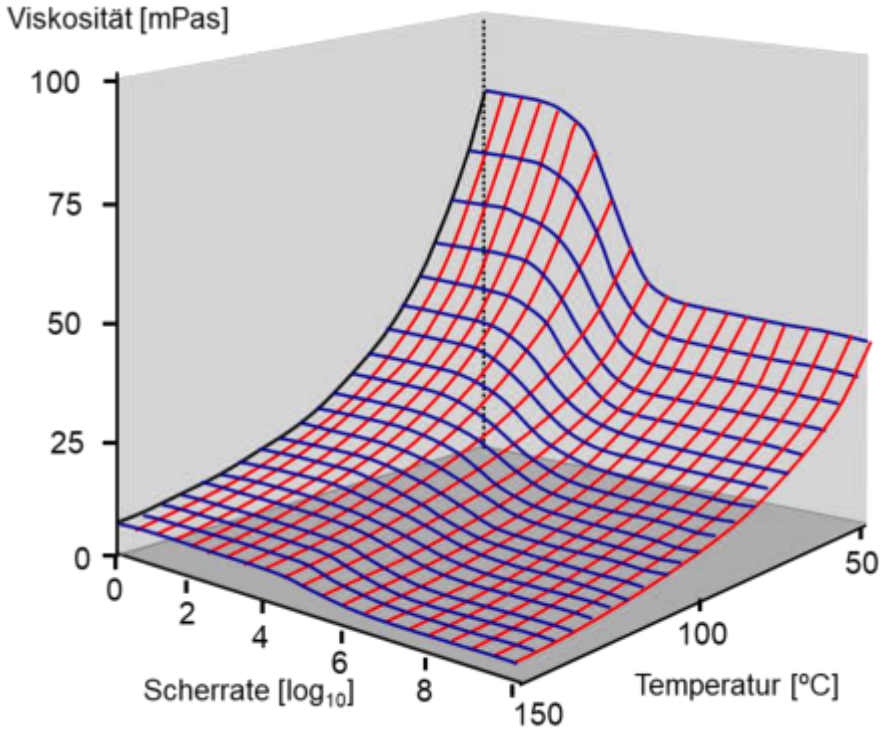


Abbildung 3: Dynamische Viskosität η_0 als Funktion von Scherrate τ und Temperatur T

Aber die minimale Schmierfilmhöhe hängt nicht nur von der Scherviskosität ab, sondern auch von anderen Fluid-Kenngrößen, z.B. dem Druck-Viskositätskoeffizienten α:

$$h_{\min} = C_{Tr}\eta^{j}\alpha^{k} \text{ , wobei } \eta(p) = \eta_0 \exp(\alpha p)$$

Dem Zielkonflikt eines vermehrten Mischreibungsanteil und damit der Gefahr von Verschleiß kann man begegnen beispielsweise durch

- Einsatz von neuen Antiwear-Additiven
- Verwendung spezieller Friction Modifier und Polymere
- Verschleißschützende triboaktive Beschichtungen, die gleichzeitig Mischreibungsverluste und Verschleiß absenken können

Der Einsatz von Schmierfilm-verbessernden Polymeren führt allerdings normalerweise zu einem unerwünschten Nebeneffekt – die Polymere „verdicken“ das Öl, die dynamische Viskosität steigt wieder. Abhilfe würden immer „dünnere“ Grundöle schaffen; hier sind allerdings für Motorenöle harte Grenzen in Hinsicht auf das Verdampfungsverhalten gesetzt.

Die kontinuierlichen Ölverluste während des Fahrzeugbetriebs sind nicht nur eine Frage von Ölnachfüllmengen und Ölkosten, sondern haben auch Bedeutung für die Motoremissionen. Dabei ist zu unterscheiden in Emissionsbeiträge aus Grundölen und aus Additiven. Speziell kohlenwasserstoffbasierte Grundöle tragen zu einem gewissen Anteil zu den CH-Rohemissionen bei, durchaus mehr als 10% [Völtz1997].

- Die Abhängigkeit der Partikelemissionen vom Verdampfungsverhalten von Grundölen ist seit langem bekannt; dies ist einer der Gründe, dass in Europa Motorenöle mit mehr als 15% Verdampfungsverlust (nach Noack – DIN 51580) kaum noch anzutreffen sind. Senkt man für energie-effizientere Motorenöle die (Grundöl-)Viskositäten ab, erhöht sich aber bei gleicher Grundölchemie der Verdampfungsverlust – dieser Zielkonflikt kann z.B. durch größere Anteile verdampfungsarmer Syntheseester gelöst werden (Abbildung 4). Diese zeichnen sich durch eine Vielzahl weiterer physikalischer Eigenschaften aus, die für den Einsatz in Schmierstoffen große Vorteile versprechen: Sie haben einen sehr hohen natürlichen Viskositätsindex, und mit ihrer Polarität besitzen sie eine große Grenzschmierfähigkeit, sodass sie schon lange oft in relativ geringer Konzentration als "Friction Modifier", also als Reibwertmodifikator eingesetzt werden.

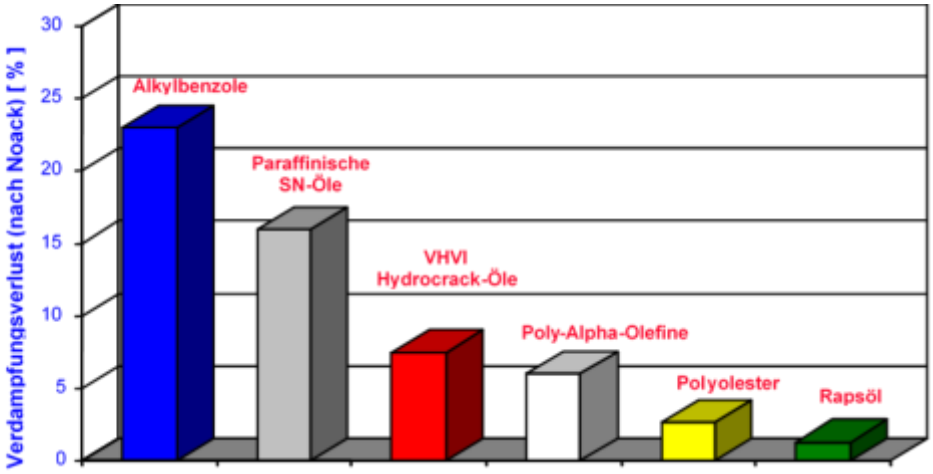


Abbildung 4: Verdampfungsverluste verschiedener Grundöltypen (äquiviskos) [Mang2001]

- Ebenso wichtig sind die Emissionen von Öl-Inhaltsstoffen, die negative Auswirkungen auf die modernen Abgas-Nachbehandlungssysteme haben können. Die

europäischen Abgaslimitierungen für PKW und LKW erfordern je nach Motortyp aufwendige Systeme zur Abgasreinigung, wie z.B. Oxidationskatalysator, SCR-Katalysator und Partikelfilter, die unterschiedlich empfindlich auf bestimmte Komponenten der Motorenöle reagieren.

- Wie beschrieben, hat die Viskositätsabsenkung in einem gegebenen Triboregime ihre Grenze in aufkommender Mischreibung und im Verschleiß. Bei einer Absenkung des α-Wertes kann eine werkstoffbasierte Strategie zur Kompensation des durch die Verringerung der Schmierspalthöhe ansteigenden Verschleißbeträge infolge größerer Mischreibungsanteile bereitgestellt werden.
- Alternativ kann der Schmierfilmaufbau durch geeignete Polymere deutlich verbessert werden.

Zielsetzung: Optimierte Polymer-Additivierung

Dieser letztgenannte Ansatz, die Entwicklung polymerer Zusätze für einen verbesserten Schmierfilmaufbau, wurde – neben der weiteren Qualifizierung harter Verschleißschutzschichten – im Rahmen des Projektes PROMETHEUS vorangetrieben. Dabei wurde einem Zielkonflikt besondere Bedeutung beigemessen – die Polymere sollen

- ausgeprägt adhäsiv sein mit günstigem Einfluss auf den Schmierfilmaufbau
- möglichst geringe Verdickungswirkung aufweisen.

Aus dem Stand der Technik ist bekannt, dass sich die Verwendung von Polymeren mit polaren Gruppen besonders vorteilhaft auf die Reibminderung auswirkt [Fan2007]. Je nach molekularem Aufbau der Polymere, deren Affinität zur Oberfläche, Pfropfdichte und Löslichkeit können die Polymere unterschiedliche Konformationen auf der Oberfläche einnehmen. Sie können sich dabei eher flach auf die Oberfläche legen (engl.: Pancake) oder Knäuel, die über einen „Stiel“ mit der Oberfläche verbunden sind (engl.: Mushroom) bis hin zu Bürsten (engl.: Brushes) ausbilden [Rühe2004] (Abbildung 5).

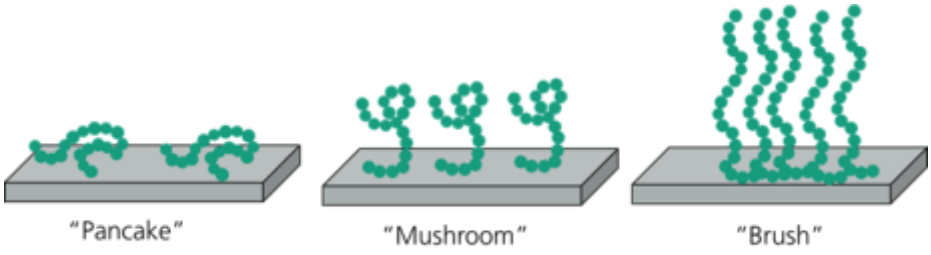


Abbildung 5: Schematische Darstellung möglicher Polymerkonformationen auf Oberflächen

Ein Teilziel des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten Projektes PROMETHEUS ist die Entwicklung eines Verständnisses über die Zusammenhänge zwischen verwendetem Polymertyp, dessen Verhalten auf der Oberfläche sowie dessen Einfluss auf die Reibminderung. Untereinander verglichen wurden Polymere, die sich in ihrer mittleren Molmasse, chemischen Zusammensetzung und ihrer Architektur (linear, Block-, Stern und Kammpolymere) unterscheiden. Daraus abgeleitet sollten neue Schmierstoffadditive synthetisiert, molekulardynamisch simuliert und experimentell bewertet werden.

Die gemeinsame Vorgehensweise zwischen Fuchs Schmierstoffe GmbH und den beiden Fraunhofer-Instituten IWM und LBF wird im Folgenden näher beschrieben.

Polymersynthese

Ein industriell etabliertes Polymerisationsverfahren ist die freie radikalische Polymerisation. Mit diesem können Monomere, wie Methacrylate, Isopren, Butadien oder Styrol polymerisiert werden, die zur Herstellung von Schmierstoffadditiven zur Reibminderung geeignet sind. Mit der freien radikalischen Polymerisation können jedoch keine wohldefinierten Polymerarchitekturen, wie Block-, Stern-, oder Bürstenpolymere erzeugt werden und die mittlere Molmasse lässt sich nur in gewissen Grenzen steuern. Das ist darauf zurückzuführen, dass der Initiatorzerfall im Verhältnis zur Wachstumsgeschwindigkeit langsam ist und dass zwei wachsende Polymerketten sich gegenseitig terminieren, wenn die wachsenden Kettenenden aufeinandertreffen. Während der gesamten Reaktionszeit werden so ständig neue Polymermoleküle gestartet und das Wachstum anderer wird abgebrochen.

Sehr viel definierter lassen Polymere mit sogenannten kontrollierten und lebenden Polymerisationsverfahren herstellen. Bei diesen Verfahren ist der Startschritt im Vergleich zum Wachstum der Polymerketten schnell und zwei aufeinandertreffende wachsende Kettenenden können sich in der Regel nicht gegenseitig terminieren. Das führt dazu, dass zu Beginn der Reaktion alle Polymerketten gleichzeitig gestartet werden und dann langsam und gleichmäßig wachsen. Die Molekulargewichtsverteilung ist in diesem Fall deutlich geringer als bei der freien radikalischen Polymerisation. Darüber hinaus sind die Kettenenden auch dann noch aktiv, wenn die Monomere vollständig umgesetzt sind (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**).

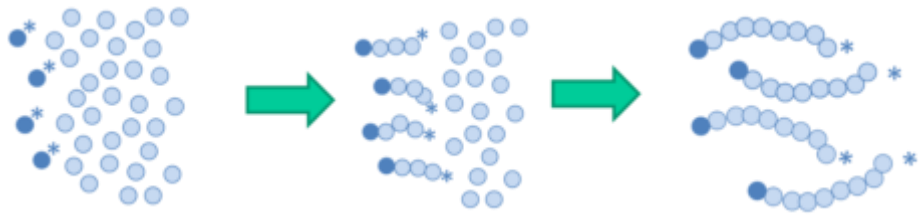


Abbildung 6: Schematische Darstellung einer kontrollierten/lebenden Polymerisation

Dieser Verlauf der Polymerisation erlaubt eine genaue Kontrolle über das Ergebnis: Die Molmasse kann durch das gewählte Verhältnis zwischen Initiator und Monomer sehr genau eingestellt werden. Nach vollständigem Umsatz der Monomere können die noch aktiven Polymerketten funktionalisiert werden (Abbildung 7). So lässt sich beispielsweise durch Zugabe eines funktionellen Terminierungsagens eine definierte Endgruppe an einem Ende der Polymerkette erzeugen. Die Zugabe einer zweiten Monomersorte lässt die Polymere weiterwachsen, so dass Blockcopolymere entstehen. Sternpolymere lassen sich durch Zugabe multifunktioneller Kopplungsagenzien erzeugen („Arm-first"-Methode). Alternativ können Sternpolymere auch durch Initiierung mit einem multifunktionellen Initiator hergestellt werden („Core-first"-Methode).

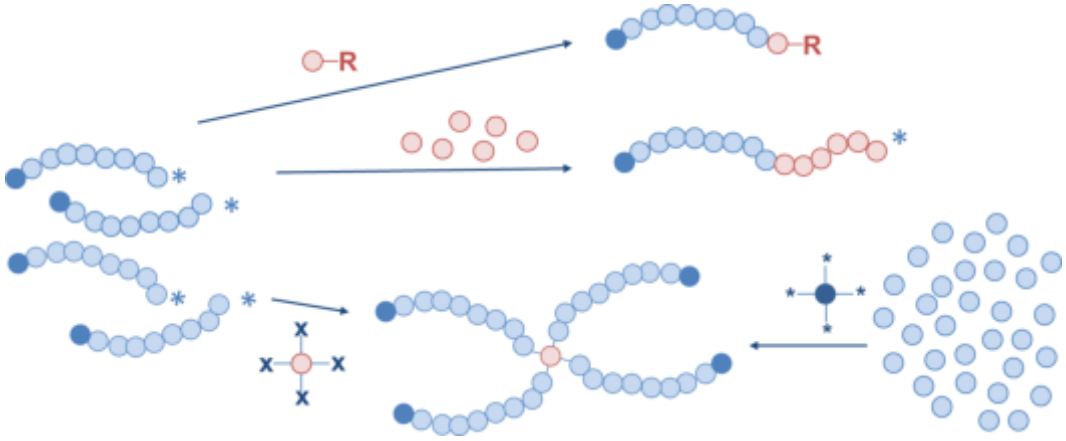


Abbildung 7: Schematische Darstellung verschiedener Möglichkeiten, mit kontrollierten/lebenden Polymerisationen definierte Molekülarchitekturen zu erzeugen.

Molekulardynamik Simulationen

Die Entwicklung und Synthetisierung neuartiger Additive ist mit hohem Zeit- und Kostenaufwand verbunden. Daher soll mittels Molekulardynamiksimulationen aus der Vielzahl an möglichen molekularen Strukturen (z.B. Pancake, Brush, Mushroom) eine Vorauswahl getroffen werden, indem die wichtigen Eigenschaften simulativ untersucht und bewertet werden. Wie oben unter der Zielsetzung beschrieben handelt es sich dabei zum einen um die Auswirkung des Additivs auf die Viskosität, und zum anderen um sein Verhalten im engen Schmierspalt.

Zur Überprüfung einer möglichen verdickenden Wirkung werden Flüssigkeitsvolumenelemente des reinen Basisöls und der Basisöl+Additiv Mischung untersucht. Die berechneten Viskositätswerte des Basisöls können hierbei mit experimentellen Messwerten verglichen und das Simulationsmodell somit validiert werden.

Der zweite Abschnitt dient zur Untersuchung von Schmierspalten zwischen zwei Festkörperoberflächen. Zum einen kann hierdurch der Einfluss von Scherung (mögliche Scherverdünnung) auf die Viskosität untersucht werden und zum anderen kann der Übergang von hydroynamischer zu Mischreibung direkt simuliert werden.

Bulk-Simulationen: Bestimmung Viskosität als „Flüssigreibwert“

Aufgrund der zentralen Rolle der Viskosität im tribologischen System, sollte diese gut vom molekularen Modell wiedergegen werden. Aus Gleichgewichtssimulationen – d.h. ohne Scherung des Systems - von Flüssigkeitsvolumenelementen (Abbildung 8) kann die Newton’sche Viskosität direkt aus dem sich ergebenden Drucktensor des Systems berechnet werden [Maginn2019]. Für einen breiten Temperatur- und Druckbereich wurden die simulierten Viskositäten mit experimentell bestimmten Viskositäts-Druck-Kurven verglichen. Die Simulationen geben die experimentellen Viskositätsdaten gut wieder, mit starkem Viskositätsanstieg in Folge von sinkender Temperatur und steigendem Druck. Mit zunehmender Viskosität verlangsamt sich das Systemverhalten, welches zu längeren

Simulationszeiten und somit größerem Rechenaufwand führt. Aus diesem Grund wurden keine Zustandspunkte mit Viskositäten größer als 600mPas simuliert.

Nachfolgend wurden die zu untersuchenden Additive dem System hinzugefügt um Stichprobenartig eine Verdickungswirkung zu untersuchen. Wie ebenfalls in Abbildung 8 zu sehen, ist wie gewünscht keine starke Verdickerwirkung, sondern lediglich eine leichte Viskositätssteigerung in Folge der Additivierung zu erkennen.

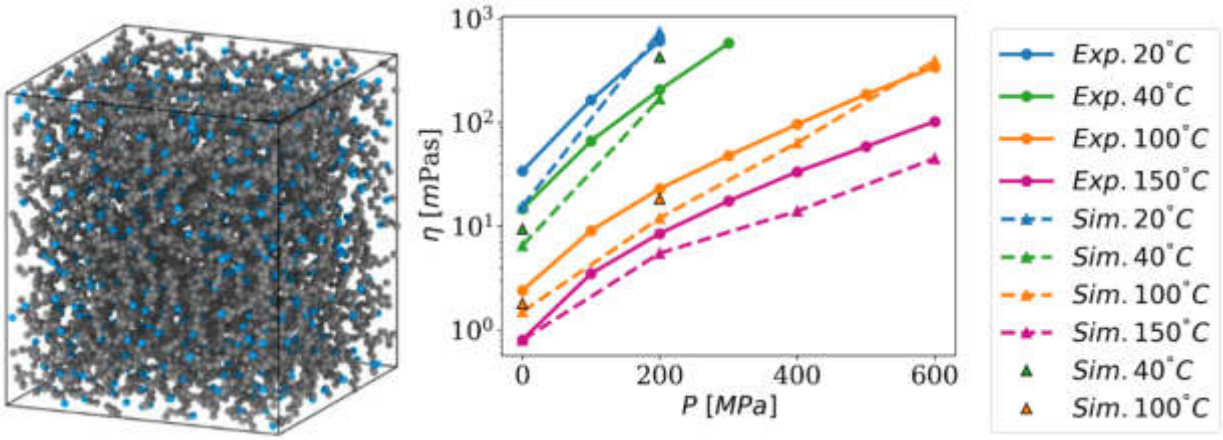


Abbildung 8: (Links) Schnappschuss eines Basisöl-Bulk-Volumens aus einer MD-Simulation. (Rechts) Experimentelle (durchgezogene Linie, Punkt-Symbole) und MD-simulierte (gestrichelte Linie, Dreieck-Symbole) Viskositätsergebnisse des Basisöls in Abhängigkeit des Systemdrucks. Temperaturen (20°C, 40°C, 100°C, 150°C) sind farbig (blau, grün, orange, margenta) gekennzeichnet. Systeme mit Basisöl und Additiven wurden für die Zustände unter den Temperaturen (T=40°C, T=100°C) und Drücken (P=0MPa, P=200MPa) untersucht (schwarze Umrandung).

Schmierspalt-Simulationen: Funktionsweise des Polymeradditivs

Um den Einfluss von in engen Spalten auftretenden hohen Scherraten auf die Viskosität zu untersuchen wurden Schmierspalt-Simulationen zunächst wieder mit dem reinen Basisöl durchgeführt (Abbildung 9). Unter einem externen Druck (P_{load}) von 200 MPa wird die obere Wand (rosa) gegen die untere Wand mit 10m/s geschert. Mittels des Couette-Strömungsprofils (türkis) wurde für die Spaltbreite von 3.1 nm eine Scherviskosität von 5mPas berechnet. Diese ist aufgrund von Scherverdünnung niedriger, als die simulierte Bulk-Viskosität von 12mPas.

Anschließend wurde in verschiedenen Szenarien mittels unterschiedlicher Additivkonzentrationen und Anfangszuständen für die Verteilung im Spalt (zum Beispiel nur in der Spaltmitte, oder nur an der Wand, etc) das Adsorptionsverhalten und die Anhaftung der Additiv-Moleküle an den Oberflächen untersucht. Insgesamt hat sich ein vorteilhaftes Verhalten mit einer starken Haftung gezeigt.

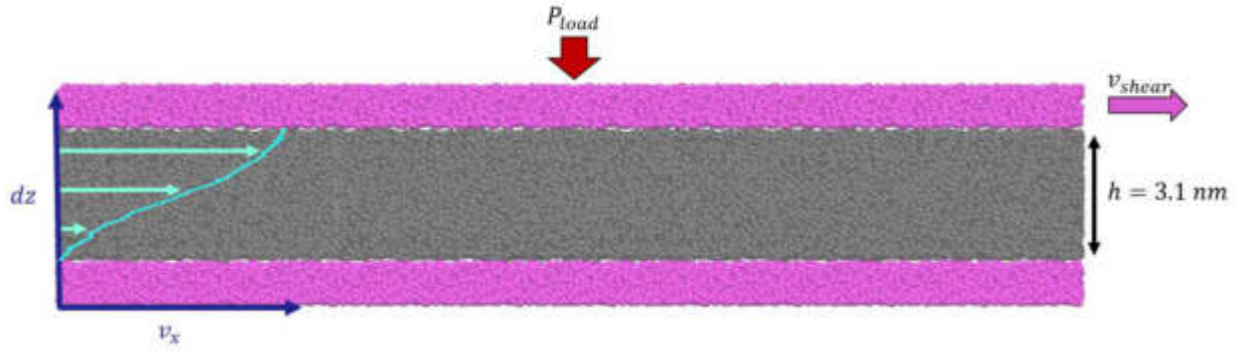


Abbildung 9: MD-Schersimulation eines Schmierspaltes (h=3.1nm) mit Wänden (Rosa) und Basisöl (Grau). Externer Druck (roter Pfeil) und Geschwindigkeit (rosaner Pfeil) wirken auf die obere Wand. Geschwindigkeitsprofil (türkis) zwischen oberer ($v_x = 10m/s$) und unterer Wand ($v_x = 0m/s$).

Abbildung 10 zeigt ein idealisiertes System mit sehr dichten Polymerschichten an beiden Wänden und einem dünnen Basisöl-Schmierfilm in der Spaltmitte für das ein besonders günstiges Reibverhalten zu erwarten ist: Während die niederviskose Basisöl-Schicht für verhältnismäßig niedrige Reibung sorgt, verhindern die Additiv Schichten ein vollständiges Herauspressen des Schmierfilms und schützen die Oberflächen.

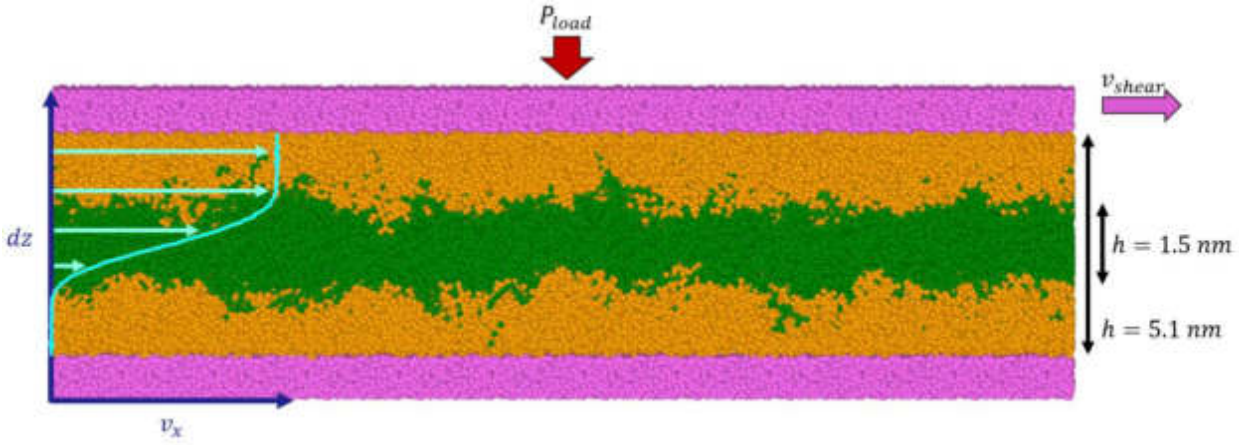


Abbildung 10: Abbildung 10: MD-Schersimulation eines Schmierspaltes (h=5.1nm) mit Wänden (Rosa), Polymeradditiv (Orange) und Basisöl+weitere Additive (Grün). Externer Druck (roter Pfeil) und Geschwindigkeit (rosaner Pfeil) wirken auf die obere Wand. Geschwindigkeitsprofil (türkis) zwischen oberer ($v_x = 10m/s$) und unterer Wand ($v_x = 0m/s$).

Dieses günstige Fließverhalten unter lateralen Druckgradienten, das heißt unter „Squeeze-out“ Bedingungen, ist am Beispiel eines Zustandspunktes (T=200°C, P=200MPa) in Abbildung 11 und Abbildung 12 gezeigt: Um Festzustellen, welche Moleküle zuerst aus dem System ausgetragen werden, wird mittels eines Druckgradienten ein Poiseuille-Strömungsprofil auf die Flüssigkeit aufgebracht. Wie zu erkennen ist, findet die Strömung ausschließlich im niederviskosen Basisöl statt. Bei dem Übergang der hydrodynamischen- zur Mischreibung, wird dieses zuerst aus dem System herausgepresst, während die Additivschicht immobil bleibt.

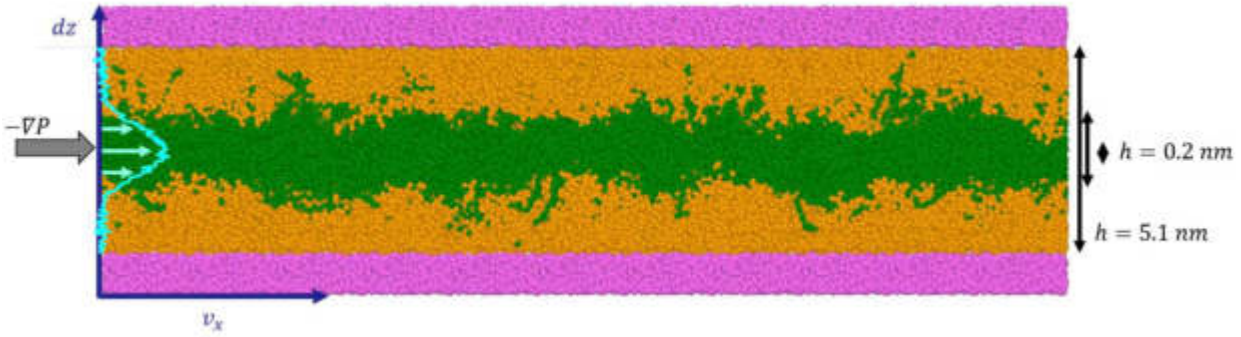


Abbildung 11: MD-Simulation eines Poiseuille-Profils im Schmierspalt (h=5.1nm) mit Wänden (Rosa), Additiv (Orange) und Basisöl (Grün). Externer Druck (grauer Pfeil) wirkt direkt auf die Flüssigkeitsmoleküle. Geschwindigkeitsprofil (türkis) zwischen oberer und unterer Wand ($max(v_x) = 1.5m/s$)

Bei weiter reduzierter Basisöl-Filmdicke in der Spaltmitte werden Wechselwirkungen der beiden Polymerschichten durch den Basisöl-Film ermöglicht (Abbildung 12), welche die Scherspannungen des Systems steigern. Dies wirkt dem Herauspressen von weiterem Schmieröl entgegen und verzögert somit den Übergang zur Mischreibung.

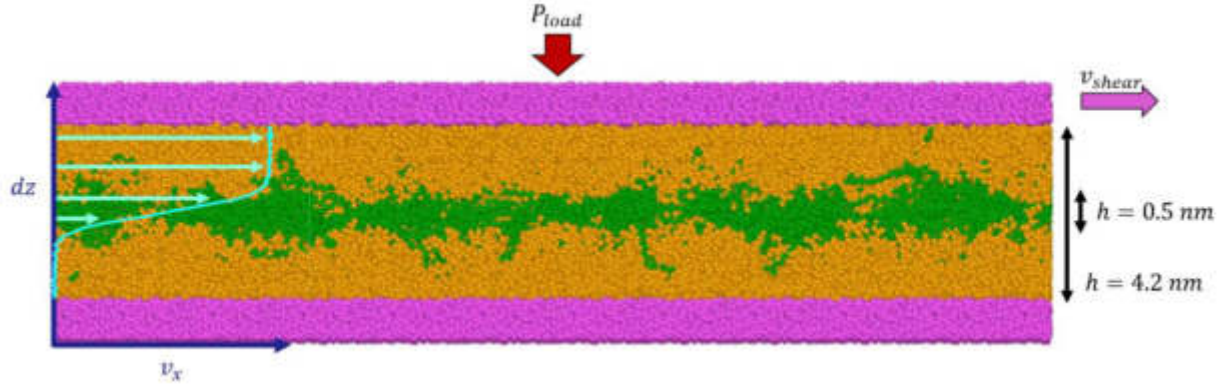


Abbildung 12: MD-Schersimulation eines Schmierspaltes (h=4.2nm) mit Wänden (Rosa), Additiv (Orange) und Basisöl (Grün). Externer Druck (roter Pfeil) und Geschwindigkeit (rosaner Pfeil) wirken auf die obere Wand. Geschwindigkeitsprofil (türkis) zwischen oberer ($v_x = 10m/s$) und unterer Wand ($v_x = 0m/s$).

Insgesamt ist das in den Molekulardynamiksimulationen gezeigte Verhalten vielversprechend bezüglich der gewünschten Eigenschaften, also kaum Verdickerwirkung im Grundöl und Oberflächenwirksamkeit im engen Schmierspalt. Die reale Wirkung in experimentellen Triboversuchen wird im Folgenden beschrieben.

Experimentelle Charakterisierung der Additiv Wirkung

Die vom Projektpartner Fraunhofer LBF bereitgestellten Polymere werden gegenwärtig ausführlich erprobt. Dabei kommen – angesichts zunächst nur in kleinen Mengen verfügbarer Syntheseprodukte – derzeit vor allem Tribometer zum Einsatz: Die Mini Traction Machine (MTM, Abbildung 13) zur Ermittlung der Reibungseigenschaften und das Elasto-Hydrodynamic Lubricant Tribometer (EHL, Abbildung 16) zur Messung der Schmierfilmhöhe.

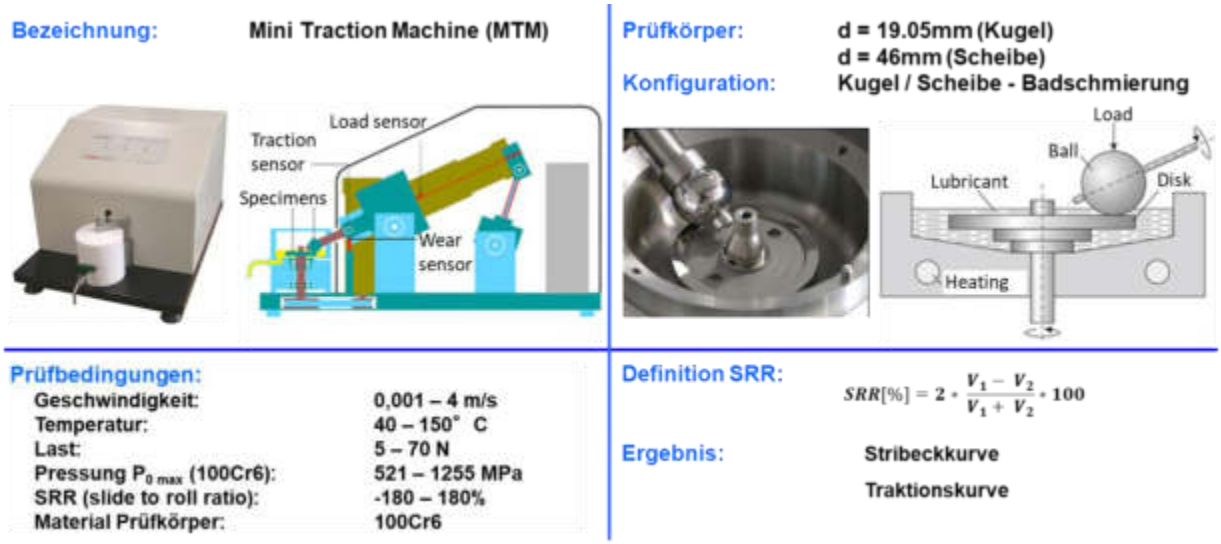


Abbildung 13: Bestimmung des Reibverhaltens unter schlupfbehafteter Bewegung

Alle Öle wurden auf Basis derselben PAO/Ester-Mischung einheitlich auf V100 = 5 mm²/s eingestellt:

Tabelle 2: Kenndaten Schmierstoffe

		PROM-PM-01	PROM-PM-02	PROM-PM-03	PROM-PM-04	PROM-PM-05
		ohne Polymer	Kommerzielles Kammpolymer	Kommerzielles Polymer	Kommerzielles Sternpolymer	Neues Polymer-additiv
kV40	**mm²/s**	24,4	20,5	22,2	22,8	24,1
kV100	**mm²/s**	5,0	5,1	4,9	4,9	5,0
VI	**---**	133	191	147	148	135
HTHS 150°C	**mPa s**	1,70	1,84	1,74	1,66	1,73

Die Ergebnisse sind den Abbildung 14 und Abbildung 15 zu entnehmen: Es zeigt sich, dass die Reibwerte mit dem neuen Polymer deutlich unter denen herkömmlicher Polymere liegen – ein wesentliches Entwicklungsziel konnte also erreicht werden.

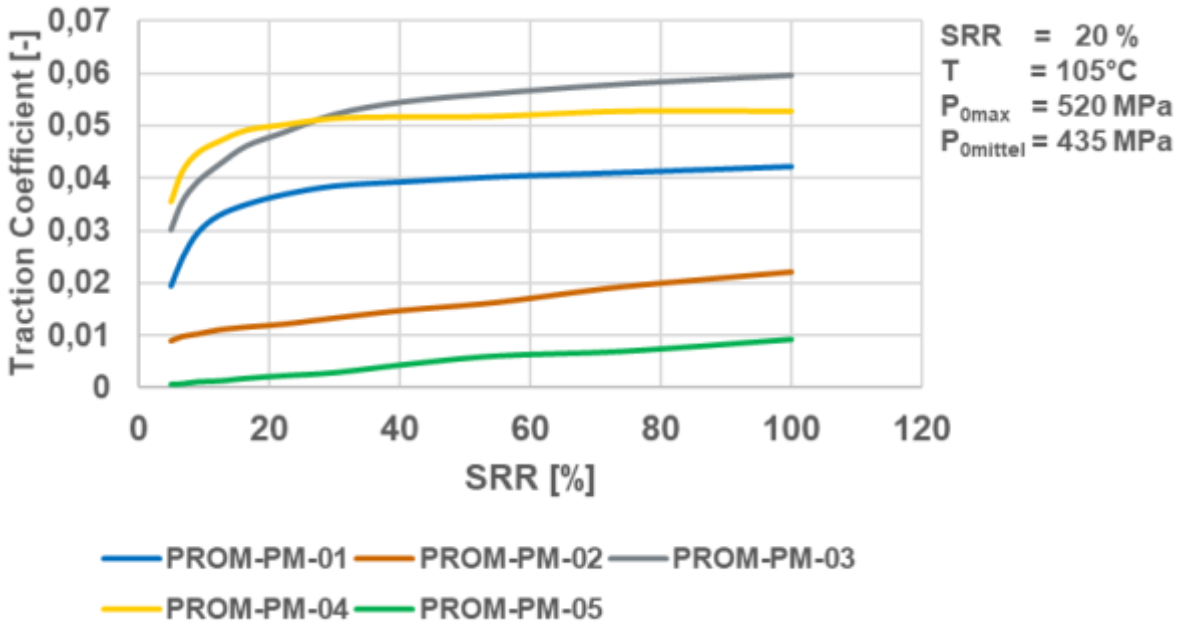


Abbildung 14: MTM Traktionskurven

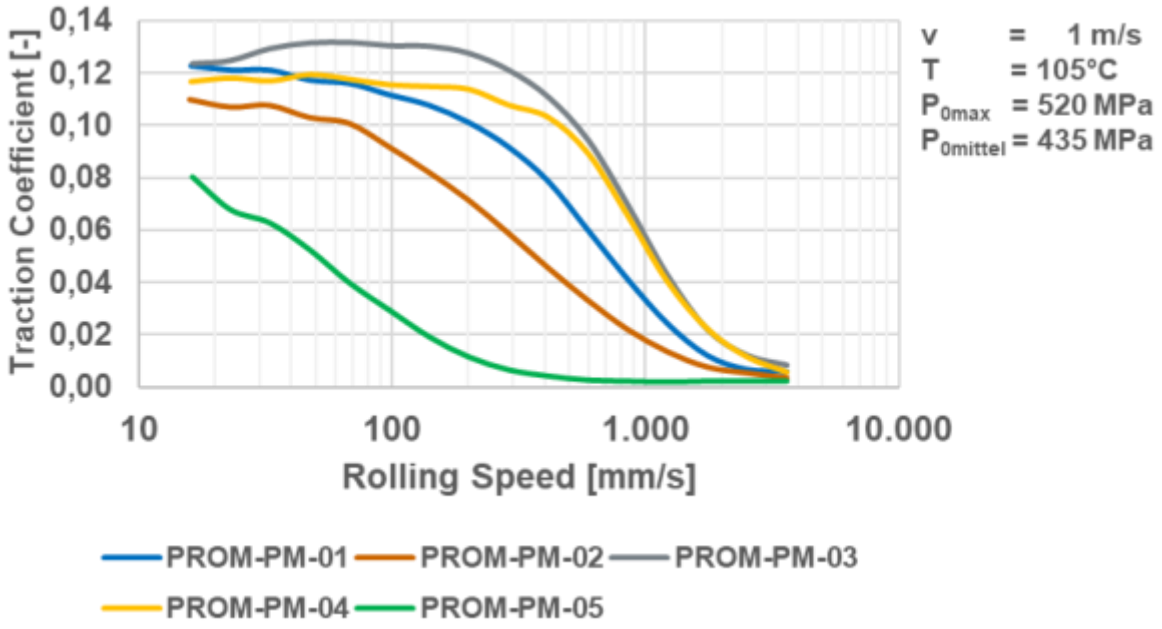


Abbildung 15: MTM Stribeckkurven

Die Messungen der Schmierfilmhöhen sind aktuell noch in Arbeit. In Abbildung 16 ist das eingesetzte EHL Tribometer beschrieben – Ergebnisse werden im weiteren Verlauf des PROMETHEUS-Projektes erwartet.

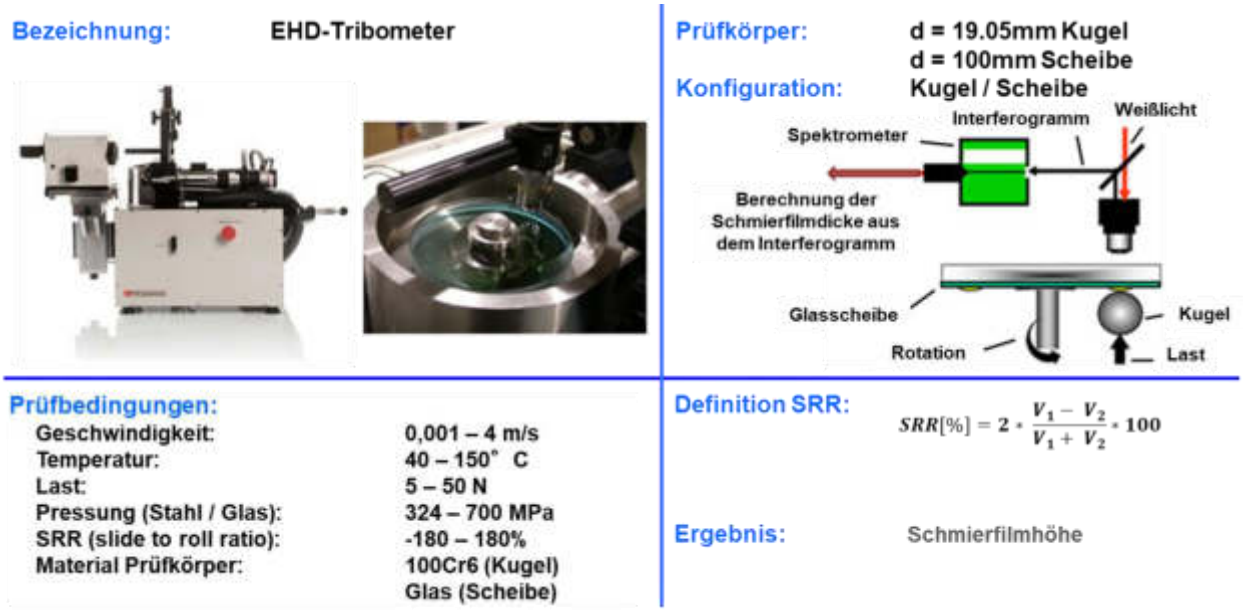


Abbildung 16: EHL Tribometer zur Messung der Schmierfilmhöhe

Referenzen

[Fan2007] J. Fan, M. Müller, T. Stöhr, H. A. Spikes, Reduction of Friction by Functionalised Viscosity Index Improvers, *Tribol. Lett.* **2007,** *28,* 287-298.

[Maginn2019] E. Maginn, R. Messerly, D. Carlson, D. Roe, R. Elliott, Best Practices for Computing Transport Properties 1.Self-Diffusivity and Viscosity from Equilibrium Molecular Dynamics, *Living Journal of Computational Molecular Science* **2019**

[Mang2001] T. Mang, W. Dresel, Lubricants and Lubrication, ISBN 3-527-29536-4, Wiley-VCH, Weinheim, **2001**

[Nagaraki2000] M. Nagaraki, T. Satoh, K. Moriki and K. Kubo, Formulation effects on engine oil performance, Part-1: The effect of engine oil viscosity with varying phosphorus concentrations on engine friction and wear control performance, Proc. Int. Tribology Conference, Nagoya, **2000**, Vol. I, ISBN 4-9900139-4-8, S. 189-192

[Rühe2004] J. Rühe, *Polymer Brushes: On the Way to Tailor-Made Surfaces*, in R. C. Advincula, W. J. Brittain, K. C. Kaster, J. Rühe (Hrsg.), *Polymer Brushes*, Wiley VCH, Weinheim, **2004**

[Völtz1997] W. Völtz, Einfluss des Motorenöls auf den Ölverbrauch, Mineralöltechnik 6, **1997**

Danksagung:

Das diesem Beitrag zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie gefördert.



Autorenanschrift:

Fraunhofer LBF
Schlossgartenstr. 6
64287 Darmstadt

Herr Daniel Markert, Dr. Roland Klein

Fraunhofer IWM
Wöhlerstr. 11
79108 Freiburg

Herr Lars Kruse, Dr. Kerstin Falk, Prof. Dr. Michael Moseler

FUCHS Schmierstoffe GmbH
Friesenheimer Str. 19
68169 Mannheim

Dipl.-Ing. (FH) Jürgen Rausch
Dipl.-Phys. Rolf Luther

Yilmaz, Mustafa; Lohner, Thomas; Stahl, Karsten

Gear and Bearing Power Losses under Minimum Quantity Lubrication

Zusammenfassung:

Das Schmierverfahren und die Schmierstoffmenge haben großen Einfluss auf die Ressourcen- und Energieeffizienz von Zahnradgetrieben. In dieser Studie wurde der Einfluss von Tauch-, Einspritz- und Minimalmengenschmierung auf Betriebs-, Verlustleistungs- und Temperaturverhalten von Verzahnungen und Lagern untersucht. Die experimentellen Untersuchungen wurden an einem Getriebe- und Lagerleistungsverlustprüfstand durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen stark reduzierte lastunabhängige Verzahnungs- und Lagerverluste bei Schmierverfahren mit reduzierten Schmierstoffmengen. Die lastabhängigen Verluste sind ähnlich gegenüber konventionellen Schmierverfahren und bei hohen Drehzahlen tendenziell geringer. Dies ist auf höhere Massentemperaturen zurückzuführen, da die Wärmeabfuhr bei Schmierverfahren mit geringen Schmierstoffmengen begrenzt ist. Die Wärmegrenzleistung kann durch LowLoss Verzahnungen deutlich erweitert werden. Die Untersuchungsergebnisse unterstützen weitere Forschung zu bedarfsgerechten Schmierverfahren für Zahnradgetriebe zur Steigerung der Ressourcen- und Energieeffizienz.

Abstract:

The lubrication method and lubricant amount have a great influence on the resource and energy efficiency of geared transmissions. This study investigated the influence of dip, injection, and minimum quantity lubrication on operational characteristics, power losses, and temperature behavior of gears and bearings. Measurements were performed at a gear and bearing power loss test rig. Results show strongly reduced no-load gear and bearing losses for lubrication methods with low oil quantities. Load-dependent losses are similar to conventional lubrication methods and tend to be lower at high speed. This is due to higher bulk temperatures as the heat dissipation of lubrication methods with low oil quantities is limited. By use of LowLoss gears thermal load limits could be extended. The results of this study support further research on needs-based lubrication methods for gearboxes to improve resource and energy efficiency.

1. Introduction

Due to climate change and limited resources, great efforts are needed to improve the resource and energy efficiency of machines. For gearboxes different lubrication methods like dip and injection lubrication are available with great influence of the involved lubricant amount on the gearbox efficiency. Höhn et al. [1] and Mirza et al. [2] show that in suitable operating conditions, minimum quantities of lubricant can be sufficient to operate gears.
This experimental study investigates and compares the operational characteristics, power losses, and temperature behavior of different lubrication methods in the context of gears and bearings. Focus is put on minimum quantity (MQ) lubrication with an injection flow rate as little as 28 ml/h. The results provide insights into the capabilities and limits of lubrication methods for gearboxes. The following formulations are mainly adopted from a publication of the authors [3], where the reader is also referred to for more details.

2. Experimental Setup

Experimental investigations were performed at a gear and bearing power loss test rig. The considered gear power loss test rig is the FZG gear efficiency test rig based on the concept of power circulation. Test gears of type C_{mod} and LowLoss are considered. The LowLoss gear reduces the load-dependent gear loss by concentrating the gear mesh around the pitch point. The test bearings investigated at the FZG bearing power loss test rig are cylindrical roller bearings as used at the gear power loss test rig.
At the gear power loss test rig, dip, injection, and MQ lubrication with a mineral oil ISO VG 100 is considered (Figure 1). Dip lubrication with an immersion depth of the pinion of approx. 21 mm and an oil volume V_{oil} of approx. 1.2 l serves as a reference. Injection lubrication involves flow rates $\dot{V}_{oil}$ from 2.00 to 0.05 l/min. MQ lubrication refers to an oil supply by a continuous air stream as transporting fluid (Höhn et al. [1]) resulting in an injection flow rate $\dot{V}_{oil}$ of only 28 ml/h.

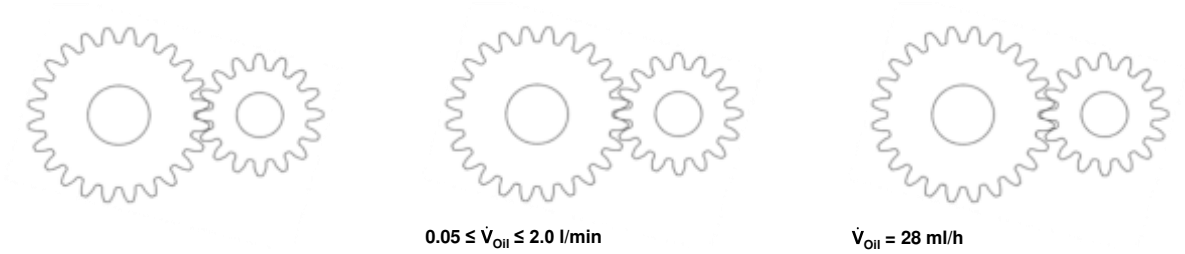


Figure 1: Lubrication methods at the gear power loss test rig exemplified by test gear of type C_{mod}

At the bearing power loss test rig, dip lubrication and MQ lubrication are investigated. For dip lubrication, the immersion depth of the considered bearings is adjusted to 15 mm, so that the bottom cylindrical roller immerges approximately half into the oil sump. MQ lubrication is approximated by interval lubrication. During measurements, the oil sump is drained just below the outer ring of the roller bearings. Before adjusting a new rotational speed, the oil level is increased shortly to an immersion depth of 15 mm.

3. Results and Discussion

Figure 2 shows measured no-load, load-dependent, and total gearbox losses as well as the pinion tooth bulk temperatures over the pitch line velocity for the test gear of type C_{mod} under dip, injection, and MQ lubrication.

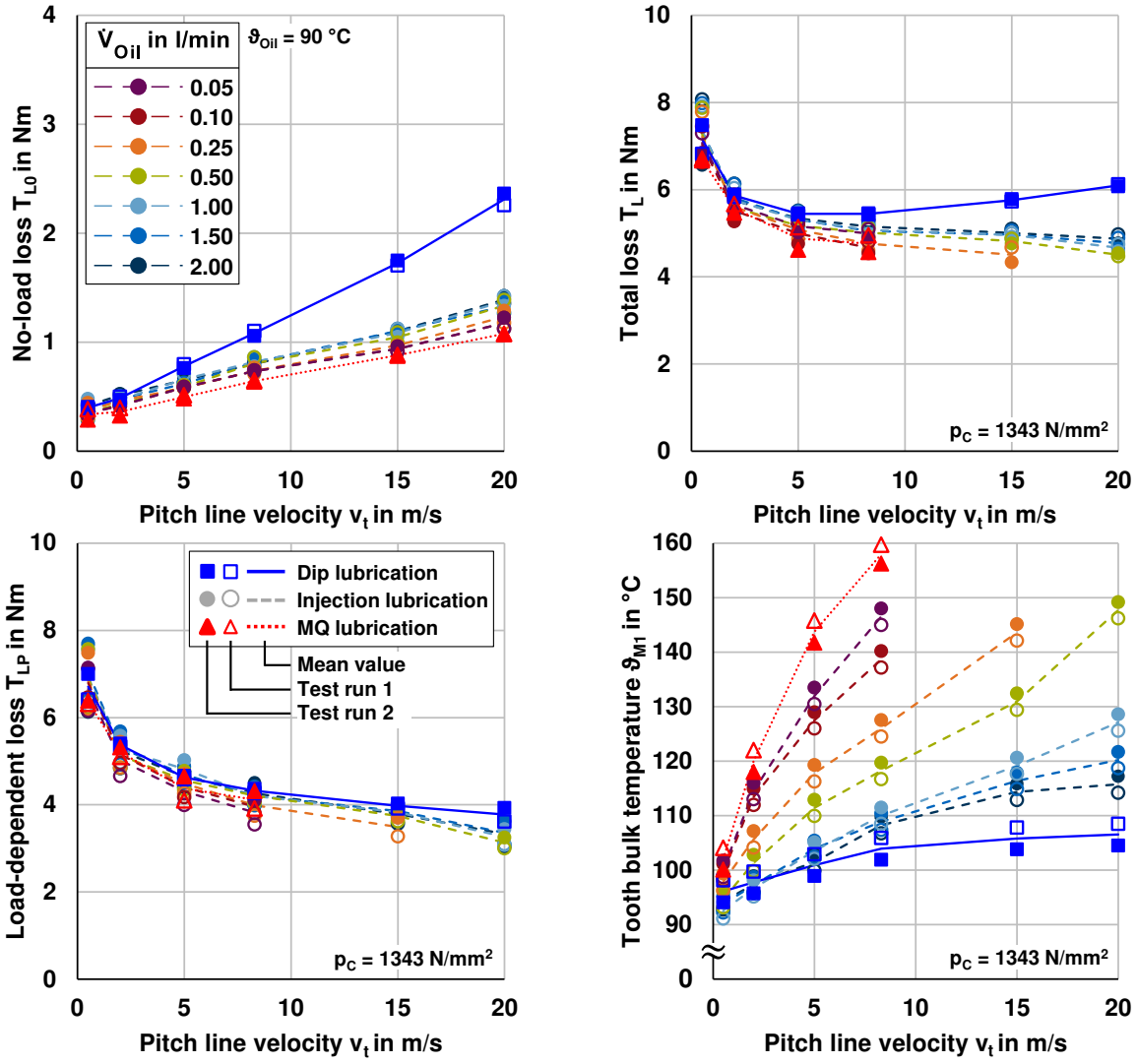


Figure 2: No-load, load-dependent, and total losses as well as pinion tooth bulk temperatures over the pitch line velocity for test gear of type C_{mod} under dip, injection, and MQ lubrication

Distinct differences in the comparison of the lubrication methods occur in the no-load losses T_{L0}, which consists of no-load gear, bearing, and sealing losses. For dip lubrication, the no-load loss T_{L0} increases almost linearly with increasing pitch line velocity due to relevant churning and squeezing losses. For injection lubrication, the no-load loss T_{L0} is lower compared to dip lubrication and decreases with decreasing injection flow rate. It is interesting to note that at high pitch line velocity the reduction of T_{L0} from dip to injection lubrication with $\dot{V}_{oil}$ = 2.00 l/min is larger than the reduction from $\dot{V}_{oil}$ = 2.00 l/min to $\dot{V}_{oil}$ = 0.05 l/min for injection lubrication. For MQ lubrication, the lowest no-load loss T_{L0} is measured and refers mainly to contact sealings. Due to lower sealing requirements under MQ lubrication, non-contact sealings may be used to further reduce the no-load losses T_{L0}. The load-dependent losses T_{LP} are derived by subtracting the no-load losses T_{L0} from the total losses T_L. The values of T_{LP} are very similar in the comparison of the lubrication methods. Differences are mainly due to differences in the pinion tooth bulk temperature ϑ_{M1}. For dip lubrication, ϑ_{M1} increases only moderately with increasing pitch line velocity, which is due to the efficient heat dissipation. For injection lubrication, the tooth bulk temperatures ϑ_{M1} are higher. For low injection flow rates, thermal load limits are reached. Due to most limited heat dissipation, the tooth bulk temperature ϑ_{M1} is highest for MQ lubrication and the thermal load limit is reached at v_t > 8.3 m/s.

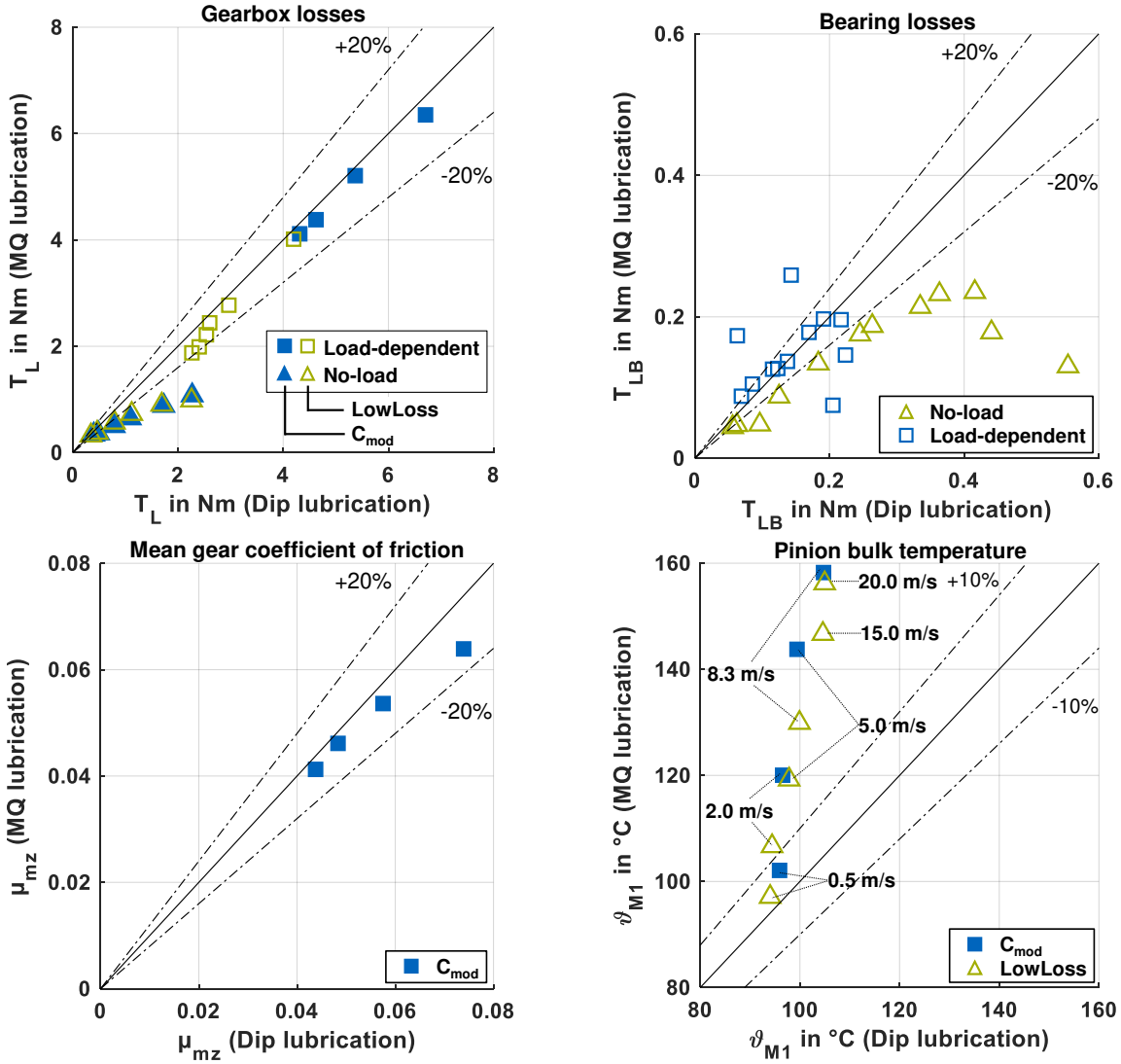


Figure 3: Comparison of dip and MQ lubrication in terms of no-load and load-dependent gearbox and bearing losses, mean gear coefficients of friction, and tooth bulk temperatures

Figure 3 shows a summarizing comparison of dip and MQ lubrication in terms of no-load and load-dependent gearbox (T_{L0} and T_{LP}) and bearing losses (T_{LB0} and T_{LBP}), mean gear coefficients of friction μ_{mz} and tooth bulk temperatures ϑ_{M1}. For the gearbox no-load losses T_{L0}, a clear reduction of up to 56 % at high pitch line velocities is found for MQ lubrication. Thereby, the difference between test gears of type C_{mod} and LowLoss is negligible. The derived load-dependent gearbox losses T_{LP} are similar for the dip and MQ lubrication. For the test gear of type LowLoss, a strong reduction of T_{LP} is achieved and the operating range under MQ lubrication is extended. For the bearing losses, lower no-load bearing losses T_{LB0} are observed for MQ lubrication especially at higher rotational speeds. The load-dependent bearing losses T_{LBP} are similar for a broad range of considered operating conditions. Individual deviations can be due to different thermal behavior in the comparison of dip and MQ lubrication. The mean gear coefficient of friction μ_{mz} for the test gear of type C_{mod} shows in comparison between dip and MQ lubrication the same order of magnitude. The difference in the comparison of dip and MQ lubrication for load-dependent gearbox losses T_{LP} and mean gear coefficients of friction μ_{mz} results mainly from the differences in T_{LBP}. Smaller values of μ_{mz} for MQ lubrication tend to originate in lowered contact viscosity due to the increased tooth bulk temperatures. Distinct differences between dip and MQ lubrication are observed for the tooth bulk temperature ϑ_{M1}, which is significantly higher for MQ lubrication due to limited heat dissipation. The thermal load limit for the test gear of type C_{mod} is reached at $v_t > 8.3$ m/s, whereas it is extended to $v_t = 20$ m/s for the test gear of type LowLoss.

4. Conclusion

This study investigated the influence of lubrication methods on operational characteristics, power losses, and temperature behavior of gears and bearings. It is concluded that lubrication methods with small and minimum oil quantities can be applied to lubricate gearboxes. No-load losses of gears and bearings are strongly reduced compared to conventional dip or injection lubrication. Load-dependent losses are similar and tend to be lower at higher speed. This is due to higher bulk temperatures as the heat dissipation of lubrication methods with small and minimum oil quantities is limited. LowLoss gear designs can help to avoid thermal load limits. The results provide insights into the capabilities and limits of lubrication methods for gearboxes. It can support further research on needs-based lubrication methods.

Acknowledgment

This publication uses results from a project that has been funded by the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy with funding reference 03ET1286H. The authors are responsible for the content of this publication.

References

[1] Höhn, B.R.; Michaelis, K.; Otto, H.-P.: Minimised gear lubrication by a minimum oil/air flow rate. Wear 266: 461-467 (2009).
[2] Mirza, M.; Yilmaz, M.; Thieme, E.; Lohner, T.; Venner, C. H.: Drop-on-Demand Lubrication of Gears: A Feasibility Study. Frontiers in Mechanical Engineering. Accepted (2021).
[3] Yilmaz, M.; Önüt, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: Gear and Bearing Power Losses: From Dip to Minimum Quantity Lubrication. Submitted (2021).

Authors

Mustafa Yilmaz, M.Sc., Thomas Lohner, Dr.-Ing., Karsten Stahl, Prof. Dr.-Ing.
Contact: lohner@fzg.mw.tum.de, +49 (0)89 289 15122, Gear Research Centre (FZG), Technical University of Munich (TUM), Boltzmannstr. 15, 85748 Garching near Munich

Andreas Kailer, Hayo Brunken, Christian Bahnsen, Adi Woizenko, Christian Wiebel, Florian Rovere, Bernhard Blug, Jörg Thelke, Rudolf Schicktanz

Steigerung der Energieeffizienz von wassergeschmierten Gleitpaarungen in Pumpen

Zusammenfassung:

Ein wesentlicher Teil des Energieverbrauchs in Pumpen ist auf Reibungsverluste der Gleitlagerungen und Gleitringdichtungen zurückzuführen. Obwohl in den letzten Jahren der Energieverbrauch durch Reibungsoptimierung deutlich reduziert werden konnte, besteht weiterhin Bedarf an neuen Lösungsansätzen zur Reibminimierung und damit Effizienzverbesserung der Pumpen.
Als Lösungsansatz werden im Rahmen eines laufenden, vom BMWi geförderten Verbundprojekts der Partner Wilo, EagleBurgmann, SGL Carbon, Oerlikon Balzers und dem Fraunhofer IWM so genannte Hart/Weich-Paarungen betrachtet, bei denen eine DLC-beschichtete Gleitkomponente (Axiallager, Radiallager, Gleitringdichtung) mit einem Gegenläufer aus Kohlegrafit kombiniert wird. Im Rahmen des Projekts werden sowohl DLC-Beschichtungen als auch Grafitwerkstoffe für die Anwendung unter typischen Einsatzbedingungen in Pumpen (für überwiegend wässrige Medien bei erhöhten Temperaturen) entwickelt und tribologisch bewertet.
Dieser Beitrag gibt einen Überblick über die Ergebnisse der Projektarbeiten: Durch vergleichende tribologische Prüfungen konnten DLC-Schichtvarianten und Kohlegrafitwerkstoffe identifiziert werden, die im Vergleich zum Stand der Technik eine Verbesserung der Reibeigenschaften zeigen. Diese Ergebnisse weisen bereits prinzipiell auf das Potenzial dieser Gleitpaarung zur Reduzierung der Reibverluste hin, das in der zweiten Projekthälfte noch weiter überprüft werden muss. Sie geben allerdings auch Hinweise für weitere Verbesserungsmöglichkeiten der Werkstoffe und Beschichtungen.

Abstract:

A significant part of the energy consumption in pumps is due to friction losses of the plain bearings and mechanical seals. Although energy consumption has been significantly reduced in recent years through friction optimisation, there is still a need for new approaches to minimising friction and thus improving the efficiency of pumps.
As an approach, so-called hard/soft pairings are being considered as part of an ongoing joint project funded by the BMWi and involving the partners Wilo, EagleBurgmann, SGL Carbon, Oerlikon Balzers and the Fraunhofer IWM, in which a DLC-coated sliding component (axial bearing, radial bearing, mechanical seal) is combined with a counter-rotor made of carbon graphite. Within the scope of the project, both DLC coatings and graphite materials are developed and tribologically evaluated for application under typical operating conditions in pumps (for predominantly aqueous media at elevated temperatures).
This article gives an overview of the results of the project work: Through comparative tribological tests, DLC coating variants and carbon graphite materials were identified that show an improvement in friction properties compared to the state of the art. These results already indicate in principle the potential of this sliding pairing for reducing friction losses, which must be further examined in the second half of the project. However, they also give indications for further improvement possibilities of the materials and coatings.

Einleitung und Ziele des Projekts

Die Energieeffizienz von Pumpen wird durch Reibung in den Gleitlagern und Gleitringdichtungen beeinträchtigt – insbesondere bei kleinen Pumpen mit geringerer Förderleistung. Außerdem wird die Zuverlässigkeit und Einsatzsicherheit von Pumpen zu einem großen Anteil durch die Lagerungen und Gleitringdichtungen bestimmt.

Eine Verbesserung der Energieeffizienz kann erreicht werden, indem die Reibung in Gleitlagerungen und in dynamischen Dichtungen deutlich verringert und auf einem niedrigen Niveau stabilisiert wird. Die Technologie soll möglichst universell einsetzbar sein. Eine breite Anwendungsbasis der Neuentwicklung besteht insbesondere bei Heizungs- und Zirkulationspumpen, jedoch ist im Erfolgsfall auch eine Übertragung auf weitere Anwendungsbereiche möglich.

Das Gesamtziel dieses Verbundprojekts EWARP[1] ist die Entwicklung einer Technologie für zuverlässige und energieeffiziente Pumpen, in denen mithilfe einer werkstofftechnisch optimierten Gleitpaarung von DLC-Beschichtungen und Kohlegrafit-basierten Komponenten die Reibungs- und Verschleißverluste in wassergeschmierten Systemen reduziert werden.

Die geplanten Projektarbeiten beinhalten die Anpassung und Weiterentwicklung von kunstharzimprägnierten oder kunstharzgebundenen Kohlegrafiten und haft- und verschleißfesten Beschichtungen, die tribologische Bewertung im Hinblick auf Pumpenanwendungen sowie die Qualifizierung für den Anwendungsbereich Heizwasser-, Klima- und andere Einsatztechnologien. Hierbei ist es besonders wichtig, die Gleitpaarungswerkstoffe so aufeinander abzustimmen, dass sie unter normalen Betriebsbedingungen sowie bei Belastungsspitzen zuverlässig funktionieren und ein konstant niedriges Reibungsniveau erhalten. Schließlich wird das Einsatzpotenzial der Gleitpaarungen zur Realisierung innovativer Pumpen und Gleitringdichtungen be-wertet und demonstriert, und es werden Möglichkeiten der Effizienz- und Zuverlässigkeitserhöhung für die genannten Einsatzbereiche aufgezeigt.

Verwertungsmöglichkeiten bestehen für alle Partner in gemeinsamen Aktivitäten oder auch getrennt voneinander: Geplant sind zunächst Produktentwicklungen in den Bereichen Gebäude- und Klimatechnik, Gleitringdichtungen für wässrige Medien und tribologisch für die genannten Anwendungsbereiche optimierte Werkstoff- und Fertigungstechnologien. Darüber hinaus können die Ergebnisse mit weiteren Entwicklungsmaßnahmen auf weitere Brachen und Produktbereiche übertragen und dort verwertet werden.

Stand der Arbeiten und Ergebnisse

Im Rahmen des Verbundprojekts werden verschiedene neue Entwicklungsvarianten von Grafitwerkstoffen hergestellt. Den Partnern wurden bereits einige Varianten für tribologische Untersuchungen zur Verfügung gestellt. Dazu gehören sowohl Kunstharz-imprägnierte Werkstoffe und Komponenten als auch Kunstharz-gebundene Varianten. Im Erfolgsfall der kunstharz-gebundenen Varianten wäre das endformnahe Heißpress-verfahren weiterhin zu entwickeln.

Weiterer Schwerpunkt ist die Entwicklung von DLC-Beschichtungen für Gleitlager und Gleitringdichtungen, die mit Grafit-Werkstoffen als Gleitpartner kombiniert werden sollen. Für die Gleitlageranwendungen wurden DLC-Beschichtungen auf Stahlsubstraten entwickelt und bemustert. Für Gleitringdichtungen werden DLC-beschichtete Keramik-Gleitringe benötigt. Für diese Anwendungen wurden reine a-C:H-Schichten sowie Silicium-dotierte Schichtvarianten entwickelt und für tribologische Modellversuche sowie auch für Bauteilversuche bemustert.

Die verschiedenen Entwicklungsvarianten der Kohlegrafite und DLC-Schichten werden bei den Partnern Wilo, EagleBurgmann und Fraunhofer IWM hinsichtlich Ihrer tribologischen Eigenschaften und Stabilität untersucht und bewertet, wobei je nach

[1] Verbundprojekt EWARP: Steigerung der Energieeffizienz von wassergeschmier-ten Reibpaarungen in Pumpen, gefördert vom BMWI (Förderkennzeichen 03ET1662); Projektlaufzeit: 08/2019 – 07/2022, Projektpartner: Wilo SE (Koordinator), SGL Carbon GmbH, EagleBurgmann Germany GmbH & Co. KG, Örlikon Balzers GmbH, Fraunhofer IWM)

Zielanwendung (Gleitlager, Gleitringdichtung) unterschiedliche Prüfmethoden verwendet werden.

Ein beispielhafter Vergleich des tribologischen Verhaltens verschiedener DLC-Schichtentwicklungsvarianten im Hinblick auf Gleitringdichtungsanwendungen ist in Bild 1 dargestellt. Geprüft wurden hier DLC-beschichtete Gleitringe aus SiC-Keramik (D_a: 60,8 mm, D_i: 44,6 mm) in Kombination mit Gegenringen aus Grafit (Referenzwerkstoff EK-Marke von SGL Carbon, D_a: 51,8 mm, D_i: 44,6 mm).

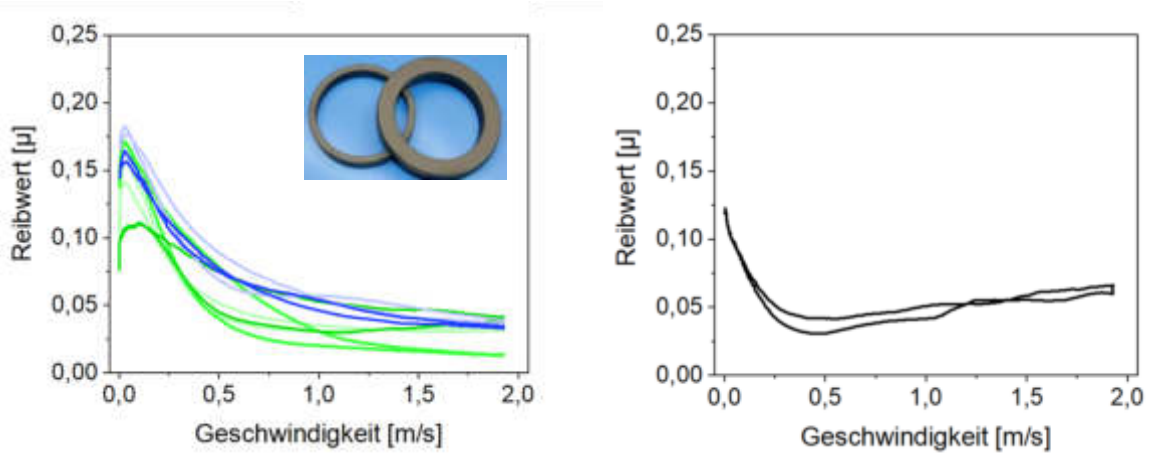


Bild 1: Tribologisches Verhalten von Gleitringen mit verschiedenen a-C:H-beschichteten SiC-Ringen gegen ein Standard-Grafit (linkes Diagramm). Rechts: Gleitreibung einer Referenzpaarung (unbeschichtetes SSiC gegen Grafit). Prüfbedingungen: Flächenpressung: 0,2 MPa, Tauchschmierung in vollentsalztem Wasser, Raumtemperatur.

In Bild 1 ist zu erkennen, dass die DLC-Beschichtungen unter diesen Bedingungen bei Gleitgeschwindigkeiten oberhalb von ca. 0,5 m/s wesentlich niedrigere Reibwerte ergeben als die in Bild 1 rechts dargestellte Referenzpaarung aus unbeschichtetem SSiC gegen Grafit. Allerdings sind die Reibwerte. bei den Gleitpaarungen mit DLC-Schichten bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten noch etwas höher als bei der Referenzpaarung.

Weitere Schichtanpassungen ergaben hier bereits weitere Verbesserungen. Insbesondere zeigten Si-dotierte Beschichtungen in den Modellversuchen auch bei höheren Flächenpressungen ein sehr gutes Gleitreibungsverhalten. Darüber hinaus erwiesen sie die DLC-Beschichtungen als sehr stabil, da die Verschleißraten sehr niedrig waren.

Im Bezug auf das Hauptziel des Projekts – der Verbesserung der Energieeffizienz der Pumpen – kann bereits auf der Modellebene gezeigt werden, dass der Energieverlust durch Reibung mit den DLC-Beschichtungen erheblich vermindert werden kann. Zur Verdeutlichung ist hierzu die Reibleistung als Funktion der Gleitgeschwindigkeit einiger Gleitpaarungen mit (undotierten) DLC-Beschichtungen in Bild 2 dargestellt.

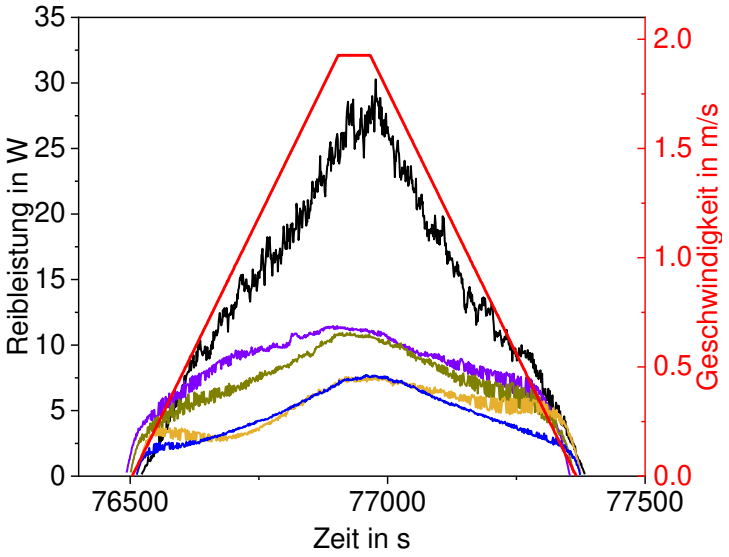


Bild 2: Reibleistung als Funktion der Gleitgeschwindigkeit von Gleitpaarungen mit verschiedenen a-C:H-beschichteten SiC-Ringen gegen ein Standard-Grafit (bunt) im Vergleich zur Referenzpaarung SSiC/Grafit (schwarz); Ausschnitt aus einem längeren Versuchslauf. Prüfbedingungen: Flächenpressung: 0,2 MPa, Tauchschmierung in vollentsalztem Wasser, Raumtemperatur

Erste Prüfstandsversuche haben gezeigt, dass die DLC-Schichten, größtenteils sehr gute tribologische Eigenschaften haben. Hier liegt ein weiteres Augenmerk auf der Langzeitbeständigkeit der DLC-Schichten.

Von Oerlikon Balzers wurden ebenfalls verschiedene Schichtvarianten bemustert und für tribologische Untersuchungen zur Verfügung gestellt. Die DYLYN-Beschichtung wurde bereits so angepasst, dass die Beschichtung keramischer Komponenten möglich ist. Diese Schichtvarianten haben bereits in Gleitringdichtungsversuchen ein positives Verhalten gezeigt.

Fazit und Ausblick

Die Ergebnisse im Rahmen des Projekts sind sehr erfolgversprechend, da eine Verminderung der Reibverluste und damit eine Erhöhung der Effizienz in Pumpenlagern und Gleitringdichtungen erreichbar ist. Derzeit werden weitere Entwicklungsarbeiten zur Anpassung der Grafitwerkstoffe und Beschichtungen durchgeführt, um die Ergebnisse weiter zu verbessern und die Stabilität der Beschichtungen zur Erhöhung der Lebensdauer zu verbessern.

Danksagung

Das Projekt „Steigerung der Energieeffizienz von wassergeschmierten Reibpaarungen in Pumpen – EWARP) wird im Rahmen des BMWI-Förderprogramms „Forschung für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung“ gefördert (Förderkennzeichen: 03ET1662, Projektlaufzeit: 08/2019 bis 07/2022).

Autoren

Dr. Hayo Brunken, Wilo SE, Nortkirchenstr. 100, 44263 Dortmund

Dr. Florian Rovere, Oerlikon Balzers Coating Germany GmbH, Am Ockenheimer Graben 41, 55411 Bingen

Adi Woizenko, Christian Wiebel, SGL Carbon GmbH, Drachenburgstr. 1, 53170 Bonn

Rudolf Schicktanz, Jörg Thelke, EagleBurgmann Germany GmbH & Co. KG, Äußere Sauerlacher Str. 6-10, 82515 Wolfratshausen

Dr. Andreas Kailer, Bernhard Blug, Wöhlerstraße 11, 79108 Freiburg
andreas.kailer@iwm.fraunhofer.de

Alois K. Schlarb; Chi Hua; Yuxiao Zhao; Sebastian Kamerling, Leyu Lin, Minh-Hai Le

Eine intelligente Methode zur Bestimmung tribologischer Kennwerte kunststoffbasierter Tribomaterialien in einem breiten Lastbereich

Die Beurteilung der Leistungsfähigkeit tribologischer Kunststoff/Metall-Paarungen erfolgt nach GfT-Arbeitsblatt 7 zunächst in der Kategorie VI in einfachen Modellversuchen im Labor. Dabei werden in der Regel Versuche kontinuierlich auf unterschiedlichen Lastniveaus über ca. 20 h gefahren, um zumindest einen Messwert pro Tag an einer Messstelle ermitteln zu können. Zur Abdeckung eines üblichen pv-Bereichs sind mit mindestens 2 Wiederholungsversuchen selbst bei Nutzung einer statistischen Versuchsplanung mehr als 100 Versuche erforderlich. Dazu kommt, dass häufig lediglich der Reibungskoeffizient über der Zeit gemessen wird. Der Verschleiß wird in der Regel über die Gewichtsabnahme des Grundkörpers ermittelt, wohl wissend, dass sich in der Verschleißkenngröße sowohl die Einlaufphase als auch die stationäre Reibphase widerspiegeln und daher eine derartige Vorgehensweise mit großen Unsicherheiten behaftet ist. Hier greift die neu entwickelte intelligente Methode an. In einem mit einer sensiblen Sensorik zur Messung von Kräften, Wegen und Temperaturen ausgerüsteten Tribometer werden die Signale kontinuierlich erfasst und zur Regelung der Maschine herangezogen.
Das entwickelte Steuerungs- und Regelkonzept auf Basis einer kommerziellen Software bietet vor dem Versuchsstart die Möglichkeit der Festlegung unterschiedlicher pv-Stufen unter statistischen Bedingungen. Mit dem Start des Tribometers werden diese Stufen randomisiert abgefahren, wobei die Maschine anhand der Messdaten das Ende der Einlaufphase auf einer Laststufe erkennt, um dann nach einer vor dem Versuchsstart frei wählbaren Zeitspanne in der stationären Phase auf die nächste Laststufe umzuschalten. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine enorme Zeitersparnis bei gleichzeitig zuverlässiger Bestimmung tribologischer Kenngrößen in der Prüfkategorie VI. Darüber hinaus öffnen sich mit der Umsetzung dieses Konzepts völlig neue Wege zur Bewertung von Kunststoff/Metall-Paarungen im Gleitkontakt. Der Beitrag zeigt am Beispiel von industriell verfügbaren Tribocompounds die Validität dieser Vorgehensweise. Die Nutzung dieser Technik ermöglichst aufgrund der Datenmenge in einem breiten Lastbereiche eine belastbare Bewertung tribologischer System für die industrielle Praxis und ist zudem mit erhebliche Zeit- und Kosteneinsparung gegenüber der Standardvorgehensweise verbunden.

Alois K. Schlarb; Chi Hua; Yuxiao Zhao; Sebastian Kamerling, Leyu Lin, Minh-Hai Le

TU Kaiserslautern, chi.hua@mv.uni-kl.de

Fickert, Marc; Gebhard, Andreas

Verbesserte Auslegung trockenlaufender Radialgleitlager aus Kunststoff durch die Kopplung von Laborversuch und Bauteilsimulation

Zusammenfassung:

Um die Übertragbarkeit von Laborversuchen zu verbessern, wurde ein Block-auf-Ring-Prüfstand mit einer computergestützten Gleitlager-Simulation gekoppelt („hardware in the loop“), um der wechselseitigen Abhängigkeit von Reibkoeffizient μ=f(T,…) und Gleitflächentemperatur T=f(μ,…) Rechnung zu tragen. Der Auslegungsprozess von Radialgleitlagern kann so verbessert werden. Das zu entwickelnde Verfahren wird beschrieben und erste Versuchsergebnisse werden vorgestellt.

Abstract:

In order to improve the transferability of laboratory tests, a block-on-ring test rig was coupled with a computer-aided plain bearing simulation ("hardware in the loop") to take account of the mutual dependence of the friction coefficient μ=f(T,...) and the sliding surface temperature T=f(μ,...). The design process of radial plain bearings can thus be improved. The method to be developed is described and first experimental results are presented.

Technische Ausgangssituation

Die Lebensdauervorhersage von trockenlaufenden Kunststoffradialgleitlagern für anspruchsvolle Anwendungen kommt bislang noch nicht ohne kostenintensive Bauteilversuche aus. Zwar gibt es vereinfachte Verfahren und überschlägige Berechnungsansätze, diese erweisen sich aber als recht ungenau und wenig praxistauglich. Sie beruhen auf stark vereinfachten physikalischen Modellen und basieren vor allem auf parametrisierten Erfahrungswerten und Überschlagsformeln mit großen Sicherheitszuschlägen. Des Weiteren beruhen sie oft auf tribologischen „Kennwerten“ aus vereinfachten Laborversuchen mit begrenzter Übertragbarkeit auf Gleitlager. Deren komplexes Verhalten als Funktion der Zeit und einer Vielzahl an weiteren Einflussfaktoren kann in einfachen Formeln nicht integral dargestellt werden. Auch ist „die Vorausbestimmung des tribologischen Betriebsverhaltens (Gleitreibungskoeffizienten, Lagertemperatur, Verschleißrate) im Wesentlichen nur in grober Annäherung mit Hilfe von Erfahrungswerten und Gleichungen mit empirisch ermittelten Faktoren möglich.“ [1]

Zu den Teilschritten einer Gleitlagerauslegung gehören die Dimensionierung, die Berechnung der Wärmeentwicklung und Temperaturverteilung, die Berechnung der Tragfähigkeit, die Berechnung von Kalt- und Warmlagerspiel, die Lebensdauer-vorhersage sowie die Risikoabschätzung des Wellenklemmens im Einlauf. Während für hydrostatisch und -dynamisch betriebene Gleitlager fortschrittliche Berechnungs-verfahren zur Verfügung stehen [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8], werden bei trockenlaufenden oder mangelgeschmierten Gleitlagern nur stark vereinfachte physikalische Modelle zu Grunde gelegt und Rechnungen basieren vor allem auf parametrisierten Erfahrungswerten und Überschlagsformeln mit großen Sicherheitszuschlägen, siehe Mäurer [9], Erhard [10], Marx [1], Wächter [11], Poll [12], Cicinadze [13] und Detter [14]. Die dort und anderweitig beschriebenen Auslegungsverfahren und Dimensionierungsgleichungen sind deshalb recht ungenau und weichen oft stark voneinander ab.

Eine große Herausforderung besteht in der wechselseitigen Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten μ(T, …) und der sich einstellenden ortsabhängigen Temperatur T(μ, x, y, z…). In Folge des Kontakts zwischen der Welle und dem Lager entsteht

Reibungswärme, deren Produktionsrate proportional zum Reibungskoeffizienten μ, der Relativgeschwindigkeit v sowie der Normalkraft F_N ist. Die sich dadurch einstellende Temperatur(-verteilung) ist stark von den thermischen Werkstoffkoeffizienten der jeweiligen Werkstoffe abhängig. Die Lagergeometrie und die Anordnung und Art von weiteren Maschinenelementen spielen hierbei zusammen mit den Umgebungsbedingungen eine weitere wichtige Rolle. Mindestens bis zu dem Zeitpunkt, an dem sich ein Gleichgewicht der Wärmebilanz eingestellt hat, verlaufen die Bauteiltemperaturen instationär. Dies begünstigt z.B. das Klemmen der Welle durch ungleichmäßige, weil zeitlich versetzte, thermische Ausdehnung von Welle und Lager. Dieser Effekt zählt zu den häufigsten Ausfallursachen [15] und kann aktuell nur durch großzügige Sicherheitszuschläge vermieden werden, die dann aber zu einem weitgehend unnötig erhöhten Warmlagerspiel im stationären Betrieb führen. Ein solches führt wiederum zu einer verringerten Führungsgenauigkeit des Lagers. Die aktuell einzige Möglichkeit den Dimensionszuschlag zur Vermeidung von dehnungsbedingtem Klemmen im Einlauf auf das Nötige zu beschränken, sind aufwändige experimentelle Studien zur Klemmwahrscheinlichkeit als Funktion der Lager- und Wellenmaße. Grundsätzlich kann die komplexe Wechselwirkung von Reibleistungsproduktion, Wärmefluss und Temperaturverteilung zwar auch in einen stationären Zustand führen, jedoch ist es mit den aktuellen überschlägigen Auslegungsverfahren nicht möglich, diesen sicher vorherzusagen oder dessen Lage so genau zu bestimmen, dass die Sicherheitszuschläge merklich verringert werden könnten.

Im Vergleich zu Metallen leiden Kunststoffe als Lagerwerkstoffe ganz besonders unter den genannten Herausforderungen: Aufgrund ihrer geringeren thermischen Leitfähigkeit behindern sie die radiale Wärmeabfuhr um mehrere Zehnerpotenzen stärker als Metalle, was bei gleicher Wärmeproduktionsrate zu höheren Gleitflächentemperaturen führt, gleichzeitig hängen ihre thermo-mechanischen Eigenschaften sowie ihre tribologischen „Eigenschaften“ (also Reibung und Verschleiß) sehr viel stärker von der Beanspruchung, insbesondere von der Gleitflächentemperatur, ab. Gleichzeitig variieren die entsprechenden Eigenschaften auch stärker zwischen den einzelnen Vertretern eines Kunststoffs und insbesondere bei Kunststoff-Verbundwerkstoffen können Füll- und Verstärkungsstoffe erheblichen Einfluss auf diese haben. Insbesondere für auslegungsrelevante tribologische Eigenschaften wie den Gleitreibungskoeffizienten und die spezifische Verschleißrate existieren keine zuverlässigen Werkstoffmodelle, aus denen das Antwortverhalten des Werkstoffs auf eine bestimmte Beanspruchungsart oder -dauer ablesbar wäre.

Für anspruchsvolle Anwendungen ist deshalb die Validierung von trockenlaufenden oder mangelgeschmierten Gleitlagern bis heute der Bauteilversuch. Aufgrund der häufig vorliegenden Vielzahl der potenziellen Betriebszustände, der langen Einzelversuchsdauer und der bei tribologischen Versuchen immanent hohen Streuung sind hier in der Regel lange Versuchsreihen notwendig, um zu einer ausreichenden Aussagensicherheit der Versuche zu gelangen. Zur Optimierung des Auslegungsprozesses und zur Verbesserung der beschriebenen Herausforderungen, wird zurzeit am Leibniz-Institut für Verbundwerkstoffe GmbH das im folgenden Kapitel beschriebene Verfahren namens „aBoR“ (advanced Block-on-Ring) entwickelt.

Das aBoR-Verfahren

Die Grundfunktionalität des neuen Verfahrens besteht in der schnellen, günstigen und zuverlässigen Validierung eines konstruktiven Entwurfs für ein Radialgleitlager aus Kunststoff. Hierbei wird die „Einbausituation“, also die nähere Umgebung bezüglich Geometrien und Werkstoffen - und damit bezüglich der zeitabhängigen Temperaturverteilung - explizit berücksichtigt. Grundsätzlich geschieht dies durch eine computergestützte Simulation, die das tribologische Antwortverhalten des Lagersystems nicht aus einer statischen Datenbasis, sondern aus einem parallel mitlaufenden „hardware in the loop“-System bezieht. Im Gegensatz zur mangelhaften Genauigkeit der Berechnung der Reibflächentemperatur der bestehenden Verfahren, bestimmt das neue Verfahren so fortlaufend die Entwicklung der Reibleistungsdichte und berechnet anhand der Geometrie und der Werkstoffeigenschaften der Welle, des Lagers und der näheren Umgebung die auftretenden Wärmeströme und Temperaturverteilungen. Zur weiteren Verbesserung dieser Vorhersage wird auch die zeitliche Entwicklung der relevanten Geometrien bestimmt, also insbesondere die zeitaufgelösten Veränderungen der Lagerabmaße durch thermische Dehnung, Verschleiß und mechanische Deformation. Die hierfür benötigten „Antworten“ des Systems auf die jeweilige Beanspruchung in Form von Reibungskoeffizient, Verschleißrate, Wärmeleitungskoeffizient und verschiedenen mechanischen Eigenschaften werden dabei unterschiedlich zur Verfügung gestellt: Die thermo-mechanischen Eigenschaften werden im Voraus durch entsprechende Werkstoffprüfungen, also z.B. durch quasi-statische mechanische Messungen oder durch dynamisch-mechanische Analysen ermittelt. Die tribologischen Parameter, die zur Fortschreibung der Entwicklung des Systemzustands benötigt werden, werden hingegen mit Hilfe eines tribologischen Modellprüfstands ermittelt, der parallel zur in Echtzeit laufenden Simulation betrieben wird. Zwischen diesem und der Simulation besteht eine automatisierte digitale Kommunikation, die es der Simulation erlaubt, die aktuellen Betriebsbedingungen des virtuellen Gleitlagers an den Prüfstand zu übermitteln, der diese dann im laufenden Versuch nachbildet. Konkret ermittelt die Simulation also aus der jeweils aktuellen Temperaturverteilung eine einzelne, repräsentative „Ersatztemperatur“, die der Prüfstand dann entsprechend einstellt. Ist diese (hinreichend genau) erreicht, misst der Prüfstand den sich bei dieser Temperatur einstellenden Gleitreibungskoeffizienten und meldet diesen an die Simulation zurück. Diese nutzt den so ermittelten Wert zur Fortschreibung der Simulation. Analog wird mit dem Verschleiß und der sich daraus ergebenden fortschreitenden Veränderung der Lagergeometrie verfahren. Weitere Einflussfaktoren auf die Lagergeometrie sind lastabhängige Deformationen sowie die thermische Dehnung. Auch diese werden versuchsbegleitend fortgeschrieben, nutzen als Datenbasis zur Berechnung der jeweiligen Effekthöhe jedoch ebenfalls statische, im Vorfeld des Versuchs bestimmte Werkstoffkenndaten. Hierdurch wird ein Regelkreis zwischen dem virtuellen Gleitlager und dem tribologischen Modellprüfstand erzeugt. Abbildung 1 zeigt dies exemplarisch am Beispiel eines in Anlehnung an die ASTM G137 arbeitenden Block-auf-Ring-Tribometers. Durch den kontinuierlichen Durchlauf des beschriebenen Regelkreises wird insbesondere das Problem gelöst, dass sich die Wärmeleitung und -kapazität des Tribometers in der Regel deutlich von der der auszulegenden Lagerung unterscheiden und es so bei vergleichbaren Beanspruchungen zu stark unterschiedlichen Temperaturverteilungen und damit zu stark unterschiedlichen Ergebnissen für Reibung, Verschleiß und Reibwärmeproduktion kommt. Der starken gegenseitigen Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten und der Gleitflächentemperatur wird somit sehr viel besser Rechnung getragen als in einem frei temperierten Modellversuch. Im Vergleich zu einem diskret gerasterten, statischen Kennwertfeld, das im Vorfeld durch eine Vielzahl von Einzelversuchen ermittelt wurde, liegt der Vorteil im deutlich geringeren Aufwand, da nur

die jeweils relevanten Versuchsbedingungen eingestellt werden müssen. Weiterhin hat die zeitliche Entwicklung und die thermische Vorgeschichte des Reibkontakts einen Einfluss auf das Ergebnis bei einer gegebenen Beanspruchung. Dass durch das „hardware in the loop“-Verfahren Reibungskoeffizienten und Verschleißraten erhalten werden, die die Aussagekraft einer virtuellen Gleitlagersimulation soweit steigern, dass diese Bauteilversuche ersetzen kann, ist somit die zentrale Motivation zur Entwicklung dieses Verfahrens.

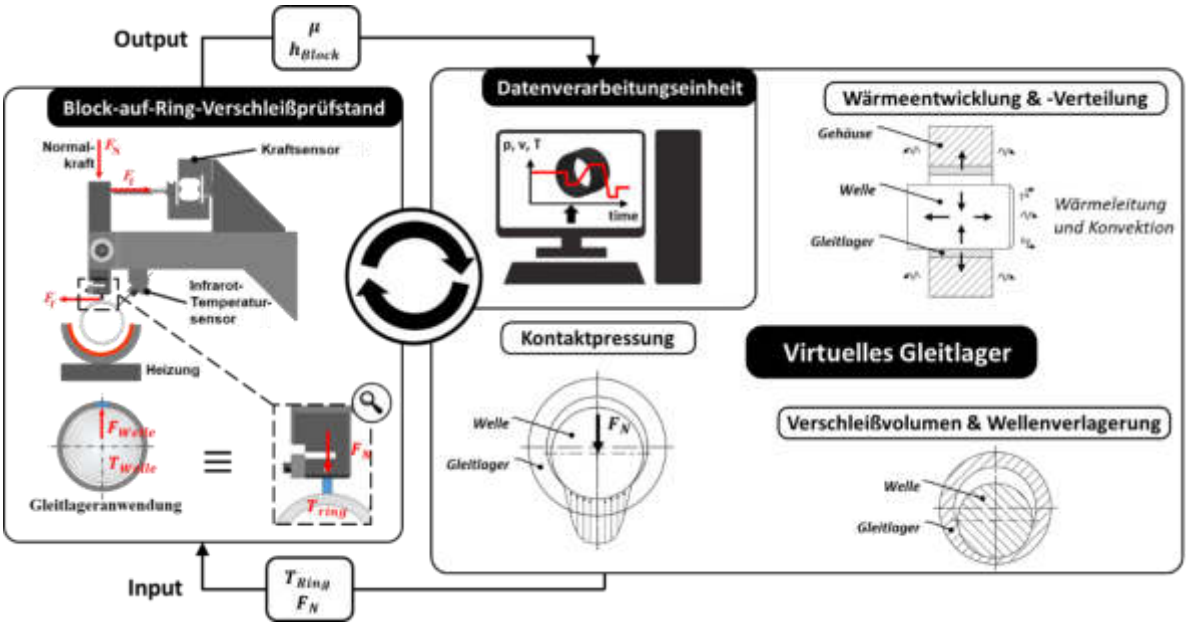


Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Regelkreises am Beispiel eines Block-auf-Ring-Prüfstands.

Mit Hilfe dieses Verfahrens, das als „aBoR“ (advanced Block-on-Ring) bezeichnet wird, werden im Einzelnen die folgenden Funktionalitäten bereitgestellt:

- Transiente Berechnung der Lagertemperatur:
  Wie in Abbildung 1 dargestellt, wird eine Radialgleitlageranordnung durch einen Block-auf-Ring-Versuch abstrahiert. Der Block entspricht dabei quasi einem Segment des Gleitlagers an der belastetsten Stelle. Die Reibung zwischen Welle und Lager entspricht einer Wärmequelle. Deren Produktionsrate wird unter Zuhilfenahme des in-situ gemessenen Reibungskoeffizienten berechnet und an eine Wärmeberechnung übergeben. Diese kann durch ein thermisches Netzwerkmodell oder eine FEM-basierte Simulation umgesetzt sein. Nach der Berechnung des Temperaturverlaufs eines inkrementellen Zeitintervalls wird die berechnete Wellentemperatur an den BoR-Prüfstand (Block-on-Ring) übergeben und eingeregelt. Der fortlaufende Wechsel dieser Berechnung und der darauf basierenden Zwangstemperierung des BoR-Versuchs führt zu einer sehr genauen Kenntnis über den zeitlichen Verlauf der berechneten Größen und Verteilungen.

- Vorhersage des Klemmrisikos durch thermische Dehnung:
  Sind die Temperaturverläufe, Materialeigenschaften und Abmessungen der einzelnen Bauteile bekannt, so können auch deren thermische Ausdehnungen berechnet werden. Zu Beginn der Rotation der Welle erwärmt sich diese zeitlich sehr viel schneller und dadurch früher als das Lager und das Gehäuse. Dieser Effekt wird durch die geringe Wärmeleitfähigkeit von polymeren Gleitlagermaterialien im Vergleich zu Metallen noch verstärkt. Unterschreitet das berechnete Warmlagerspiel einen kritischen Wert, wird die Welle der virtuellen Gleitlageranordnung im Lager als eingeklemmt betrachtet. Neben dem zeitlichen Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten und der Bauteiltemperaturen ist nun aber auch zusätzlich der zeitliche Verlauf des Warmlagerspiels über die gesamte Versuchsdauer zugänglich.

- Geometrieoptimierung:
  Da es sich bei der Berechnung des Warmlagerspiels um ein virtuelles Gleitlager handelt, kann es innerhalb des aBoR-Versuchs nie zu einem tatsächlichen Wellenklemmen kommen. Dadurch ist es nach dem Versuch möglich, das kleinste Spiel des kalten und eingepressten Lagers zu ermitteln, das im abgelaufenen Versuch geradeso nicht blockiert hätte.

- Lebensdauervorhersage und Verifikation der Werkstoffeignung:
  Analog zur Darstellung der Lebensdauer von Pkws in eine bestimmte Anzahl eines repräsentativen Fahrzyklus, der sich wiederum aus zeitlichen Segmenten für Stadt-, Land- und Autobahnbetrieb zusammensetzt, arbeitet auch die virtuelle Gleitlagerprüfung mittels aBoR-Versuch mit einer Abfolge repräsentativer Betriebszyklen. Durch die Fortschreibung der verschleißbedingten Geometrieänderung des Lagers kann hierbei festgestellt werden, wann es zur Überschreitung einer vorgegebenen maximalen Wellenverlagerung kommt. Ebenso kann festgestellt werden, ob ein Lager aus einem bestimmten Werkstoff wegen thermischer oder tribologischer Überbeanspruchung versagt. Durch serielle Anwendung des Verfahrens auf verschiedene Werkstoffe kann dann in relativ kurzer Zeit ein entsprechend geeigneter Werkstoff identifiziert werden. Hierbei kommen die Vorteile bzgl. der stark vereinfachten Herstellung geeigneter Prüfkörper und der nicht benötigten Reibungs- und Verschleißkartierung in besonderem Maße zur Geltung.

- Verzicht auf Komponentenversuche:
  Indem das Gleitlager virtualisiert und dessen Betriebsverhalten durch eine Simulation ersetzt wird, kann auf die Durchführung von Bauteilversuchen verzichtet werden.

Erste Versuchsergebnisse

Im Folgenden werden zwei Verfahren hinsichtlich der berechneten Warmlagerspiele verglichen (siehe Abbildung 2):

1. Stationäre Warmlagerspielberechnung nach Mäurer [9] mit konstantem Reibungskoeffizienten, bestimmt mittels eines freitemperierten Block-auf-Ring-Verschleißprüfstands

2. Transiente Warmlagerspielberechnung mittels des aBoR-Verfahrens bestehend aus einem Regelkreis aus Gleitlager-Simulation und Block-auf-Ring-Verschleißprüfstand

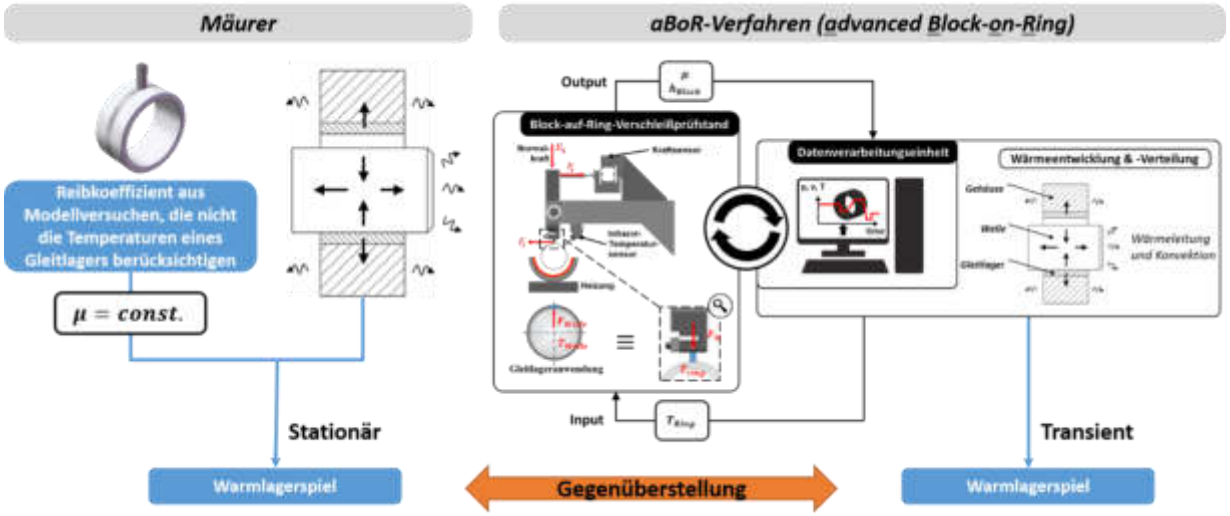
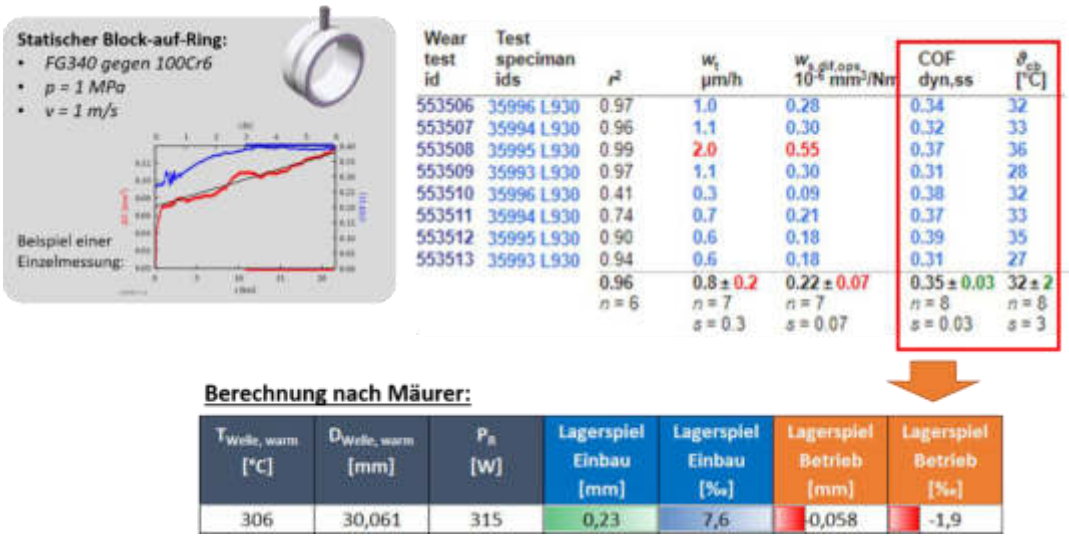


Abbildung 2: Gegenüberstellung der Berechnungsverfahren "Mäurer" vs. aBoR

Für die Berechnung nach Mäurer wurden zunächst acht einzelne Block-auf-Ring-Messungen an Victrex PEEK FG340 im trockenen Gleiten gegen Stahl durchgeführt (siehe Abbildung 3). Anhand der mittleren Ringtemperatur von nur 32 °C wird dabei deutlich, wie anwendungsfern sich die thermischen Randbedingungen eines Block-auf-Ring-Prüfstandes durch freie Temperierung einstellen. Der gemittelte Reibungskoeffizient wurde dann zur Berechnung des Warmlagerspiels nach Mäurer verwendet. Alle weiteren Materialkoeffizienten und Berechnungsparameter wurden für beide Verfahren gleich gewählt.



Wear test id	Test speciman ids	r^2	w_t µm/h	$w_{s,gl,ops}$ 10^{-6} mm³/Nm	COF dyn,ss	ϑ_{cb} [°C]
553506	35996 L930	0.97	1.0	0.28	0.34	32
553507	35994 L930	0.96	1.1	0.30	0.32	33
553508	35995 L930	0.99	2.0	0.55	0.37	36
553509	35993 L930	0.97	1.1	0.30	0.31	28
553510	35996 L930	0.41	0.3	0.09	0.38	32
553511	35994 L930	0.74	0.7	0.21	0.37	33
553512	35995 L930	0.90	0.6	0.18	0.39	35
553513	35993 L930	0.94	0.6	0.18	0.31	27
		0.96 $n = 6$	0.8 ± 0.2 $n = 7$ $s = 0.3$	0.22 ± 0.07 $n = 7$ $s = 0.07$	0.35 ± 0.03 $n = 8$ $s = 0.03$	32 ± 2 $n = 8$ $s = 3$

Berechnung nach Mäurer:

$T_{Welle, warm}$ [°C]	$D_{Welle, warm}$ [mm]	P_R [W]	Lagerspiel Einbau [mm]	Lagerspiel Einbau [‰]	Lagerspiel Betrieb [mm]	Lagerspiel Betrieb [‰]
306	30,061	315	0,23	7,6	-0,058	-1,9

Abbildung 3: Beispielrechnung nach „Mäurer“ aus anwendungsfern durchgeführten Modellversuchen

Nach Mäurer erhält man aufgrund des relativ hohen Reibungskoeffizienten von 0,35 eine stationäre Wellentemperatur von 306°C. Dies führt bei den gewählten Kaltmaßen für Lager und Welle zu einem negativen Warmlagerspiel von -1,9 ‰, also einem Klemmen der Welle im Lager.

Mit einem entsprechend ausgerüsteten Block-auf-Ring-Prüfstand wurde dann ein entsprechender aBoR-Versuch durchgeführt. Die transiente Temperaturverteilung wurde hierbei mittels eines thermischen Netzwerks berechnet. In Abbildung 4 sind die Temperaturverläufe ausgewählter Positionen in Abhängigkeit des sich einstellenden Reibungskoeffizienten dargestellt. Auffällig ist hierbei eine ausgeprägte Reibwertüberhöhung im Einlauf. Ausgehend von einem hohen Niveau, fällt der Reibungskoeffizient stark mit einem ersten Einlauf der Gleitpartner ab. Anschließend steigt er wieder stark an und erreicht nach einem Maximum bei 0,32 einen stationären Bereich mit 0,16. Die Temperaturverläufe der gleitflächennahen Positionen folgen der Reibleistung mit einem zeitlichen Versatz von ca. 120 s. Diese setzt sich jeweils ca. zur Hälfte aus der Dauer der Regelungsschleife (60 s) und der thermischen Trägheit des physischen Versuchsaufbaus zusammen.

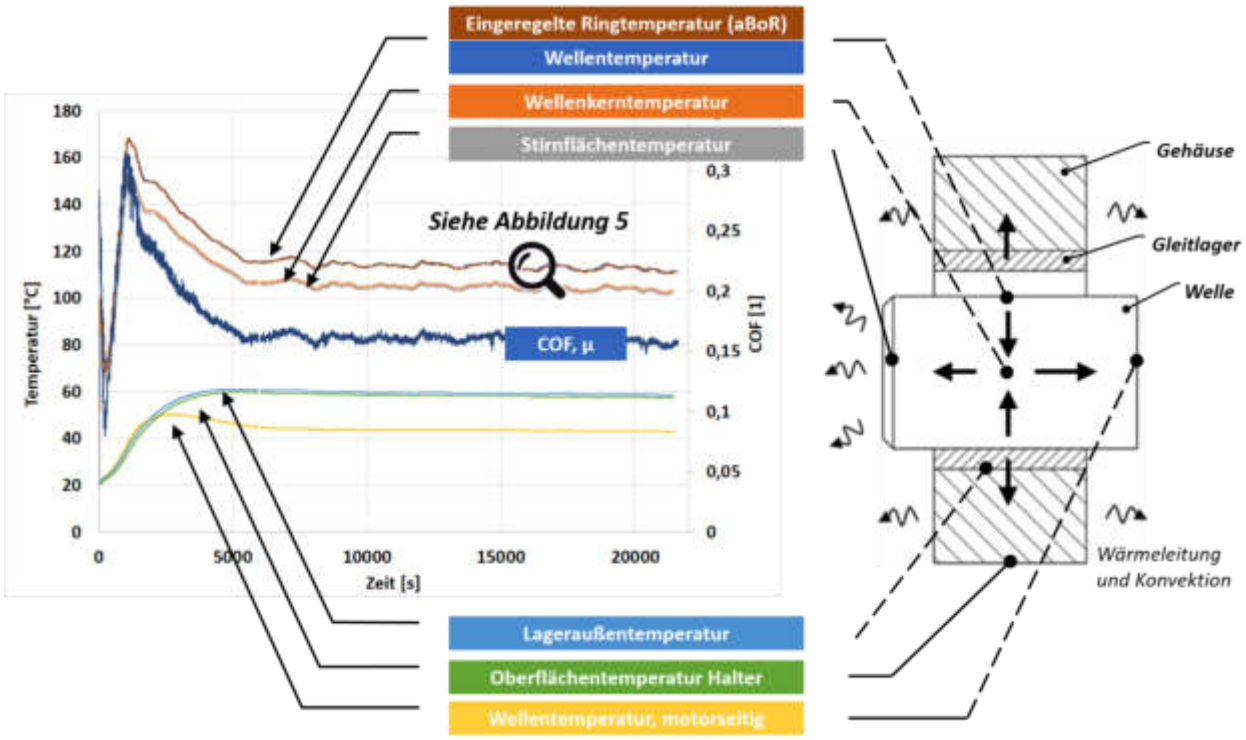


Abbildung 4: Berechnete Temperaturverläufe T(t,µ) mittels aBoR-Verfahren

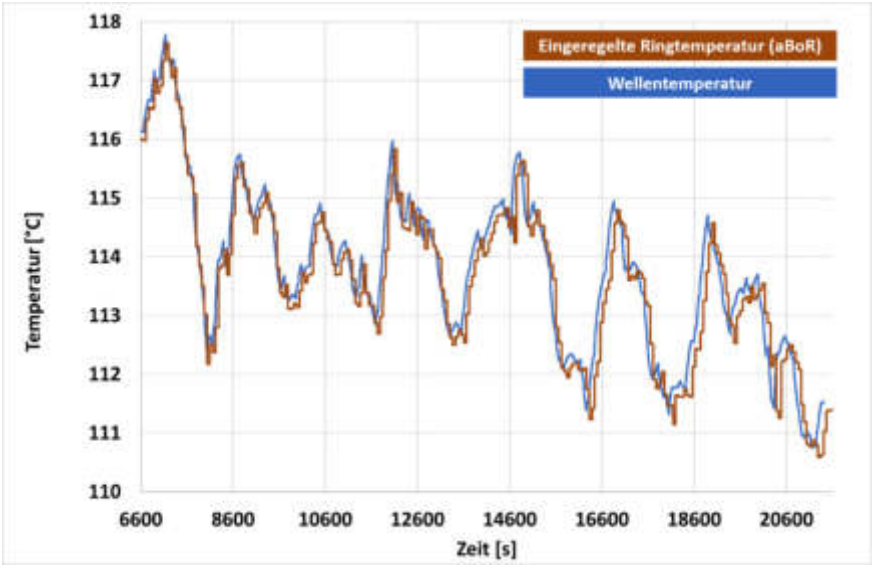


Abbildung 5: Wellentemperatur Vergleich Soll- zu Istwert

Leicht erkennbar ist auch die sehr hohe Regelgüte der berechneten Wellentemperatur (Sollwert) und der eingeregelten Ringtemperatur (Istwert) (siehe Abbildung 5). Führt man die Ergebnisse der beiden Verfahren Mäurer und aBoR zusammen und vergleicht sie, erhält man die in Abbildung 6 dargestellten Sachverhalte.

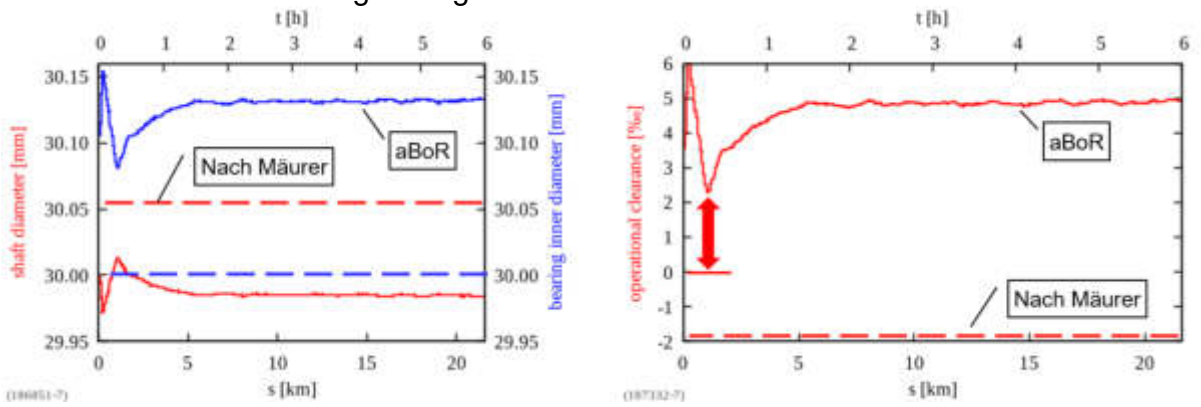


Abbildung 6: Gegenüberstellung der berechneten Warmlagerspielverläufe: „Mäurer“ vs. aBoR

Links sind die thermisch ausgedehnten Wellenaußen- und Lagerinnendurchmesser dargestellt. Die daraus resultierenden relativen Warmlagerspiele sind rechts aufgetragen. Nicht nur die stark unterschiedlichen Niveaus, sondern auch der Effekt der Reibwertüberhöhung im Einlauf (Warmlagerspiel von 2,2 ‰), im Vergleich zum stationären Bereich (Warmlagerspiel von 5 ‰), verdeutlichen die Vorteile des aBoR-Verfahrens gegenüber stationären Spielberechnungen.

Nach Mäurer [9] ist ein Gleitlagerbetrieb mit einem Warmlagergrenzspiel von 0,5 ‰ sicher möglich. Dieser Wert darf jedoch zu keiner Zeit unterschritten werden. Unter der Annahme, dass das Lagerspiel einen vernachlässigbaren Effekt auf die resultierenden Bauteilwärmeausdehnungen hat, kann nach Abschluss eines aBoR-Versuchs die Lagergeometrie optimiert werden, indem die Kaltabmaße so verändert werden, bis das berechnete Warmlagerspiel genau dem Warmlagergrenzspiel von 0,5 ‰ entspricht. Hierdurch wird gleichzeitig auch die Lebensdauer optimiert. Die nachfolgende Tabelle zeigt das Resultat einer solchen Geometrieoptimierung für den in Abbildung 6 gezeigten Fall.

Tabelle 1: Kaltlagerspieloptimierung

	D_{Welle} [mm]	d_{Lager} [mm]	Lagerspiel Einbau [mm]	Lagerspiel Einbau [‰]	Lagerspiel Betrieb [mm]	Lagerspiel Betrieb [‰]
Original:	29,955	30,184	0,229	7,6	0,067	2,2
Optimiert:	29,955	30,133	0,178	5,9	0,015	0,5

Eine Verkleinerung des Kaltlagerspiels auf Basis des Warmlagerspiels im stationären Bereich würde hingegen im vorliegenden Fall zur Unterschreitung des Warmlagergrenzspiels und damit zu einem Klemmen der Welle im Lager führen.

Zusammenfassung und Ausblick

Das aBoR-Verfahren ist ein Hardware-in-the-loop-Prozess zur Simulation eines virtuellen Gleitlagers. In Verbindung mit einem Block-auf-Ring-Verschleißprüfstand wird auf Basis von gemessenen Reibungskoeffizienten eine transiente Wärmlagerspielberechnung ermöglicht. Das Problem der wechselseitigen Abhängigkeit von μ(T, …) und T(μ, …) wird

dadurch gelöst, dass der parallel zur Simulation mitlaufende Prüfstand den für die jeweils aktuelle Temperatur richtigen Reibungskoeffizienten ermittelt. Dadurch und durch die zeitabhängige Fortschreibung der Kontakttemperatur(-verteilung) entfällt insbesondere die Notwendigkeit, die sich einstellende Lagertemperatur zwecks Reibwertermittlung im Voraus zu kennen oder die Temperaturabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten aufwändig vorab zu ermitteln (im Sinne einer Materialkarte).

Zur Verbesserung der Wärmeverteilungsberechnung werden zukünftig FEM-basierte Simulationen eingesetzt und die Modelle mit Gleitlagerversuchen korreliert. Des Weiteren ist die Implementierung der Berechnung von Lagerverschleiß und der Lebensdauer innerhalb des aBoR-Verfahrens geplant.

Literaturverzeichnis

[1] S. Marx, Trockenlaufende Gleitlager aus hochtemperaturbeständigen Kunststoffen, Chemnitz: TU Chemnitz, 1997.

[2] R. Wegmann, S.-U. Kreja und K. Brökel, „Modernes Verfahren zur Simulation stationärer und instationärer Belastungen beim hydrostatischen und hydrodynamischen Betrieb von Radialgleitlagern unter Berücksichtigung von Wellenbiegung," 2009. [Online]. Available: http://rosdok.uni-rostock.de/file/rosdok_derivate_0000004596/vdi-lager2009.pdf. [Zugriff am 29 06 2021].

[3] TU Clausthal - Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, „COMBROS R - Simulation des Radialglleitlagerbetriebsverhaltens," o. J.. [Online]. Available: https://www.itr.tu-clausthal.de/forschung/tribosimulation/combros-r. [Zugriff am 29.06.2021].

[4] VDI-Fachbereich Produktentwicklung und Mechatronik, „Gleitlagerberechnung - Hydrodynamische Gleitlager für stationäre Belastung," in *VDI-Handbuch Produktentwicklung und Konstruktion*, Berlin, Beuth Verlag GmbH, 1992, p. 59.

[5] Tribo Technologies GmbH, „Software for higher efficiency - Radialgleitlager," o. J.. [Online]. Available: https://www.tribo-technologies.com/de/tribo-x/basismodule/radialgleitlager. [Zugriff am 30.06.2021].

[6] Tribo Technologies GmbH, „Radialgleitlager effizient in ANSYS WORKBENCH auslegen - Tribo-X inside ANSYS," o. J.. [Online]. Available: https://www.tribo-technologies.com/de/tribo-x-inside-ansys. [Zugriff am 30.06.2021].

[7] KISSsoft AG, „KISSsoft Spezifikationen - Wellen und Lager," o. J.. [Online]. Available: https://www.kisssoft.com/de/products/product-overview/kisssoftr-elements. [Zugriff am 30.06.2021].

[8] U. F., K. W. und K. C., „Standardisierte Berechnungsverfahren und EDV-Programme - Expertensystem zur Gleitlagerauslegung - Abschlussbericht und Programmdokumentation," in *FVA-Heft Nr. 446*, 1995.

[9] M. Mäurer, Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen, TU Chemnitz, 2002.

[10] G. Erhard und E. Strickle, Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen. Lager und Antriebselemente, Bd. 2, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1978.

[11] K. Wächter, Konstruktionslehre für Maschineningenieure, Dresden, 1987.

[12] G. Poll und L. Deters, "Lagerungen, Gleitlager, Wälzlager", in Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelemente für Antriebsaufgaben, Bd. 2, B. Sauer, Hrsg., Berlin: Springer Vieweg, 2012, pp. 71-194.

[13] A. V. Cicinadze, A. L. Levin, G. Polzer und A. N. Baikov, Polymere Gleitlager, Moskau/Zwickau: Verlag Technik GmbH Berlin, 1990.

[14] H. Detter, „Berechnungshinweise für Gleitlager im Trockenlauf der Gleitpaarung Kunststoff-Stahl," *Tribologie und Schmierungstechnik,* Nr. 5, pp. 107-113, 1975.

[15] R. Brand und W. Davis, Bestimmung des Spiels von nichtmetallischen Gleitlagern, Bd. Konstruktion 7, 1955, pp. 137-143.

Autoren

- Dipl.-Ing. Marc Fickert, Leibniz-Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Erwin-Schrödinger-Straße, Geb. 58, 67663 Kaiserslautern
- Dipl.-Chem. Andreas Gebhard, Leibniz-Institut für Verbundwerkstoffe GmbH, Erwin-Schrödinger-Straße, Geb. 58, 67663 Kaiserslautern

Tim Langner, Frank Schönberg, Marc Knapp

Gleitlagerprüfstand mit erweiterter Sensorik zur Bestimmung der tribologischen Verschleißcharakteristik von Werkstoffen

Zusammenfassung:

Die wichtigen tribologischen Kenngrößen Reibung und Verschleiß werden in Kunststoffgleitlagern im Trockenlauf maßgeblich durch Pressung, Gleitgeschwindigkeit und Kontakttemperatur bestimmt. In dieser Arbeit wird eine Methodik vorgestellt, um verschiedene thermoplastische Werkstoffe und ihre Füllstoffpakete anhand dieser Kenngrößen für den Einsatz in Gleitlagern zu bewerten und zu vergleichen. Die Probekörperherstellung, der Prüfstandsaufbau und das Prüfprogramm sowie die detaillierte Analyse der Daten und Prüfkörper werden erläutert. Durch verschiedene Berechnungsverfahren werden die Rohdaten der Sensoren von äußeren Einflüssen bereinigt und Kennwerte für Temperatur und Verschleiß direkt im Kontakt ermittelt.

Abstract:

Friction and wear as important tribological parameters in dry running plastic plain bearings are largely determined by pressure, sliding speed and contact temperature. This paper presents a methodology for evaluating and comparing different thermoplastic materials and their filler packages for use in plain bearings considering these parameters. Bearing manufacturing, test rig setup and test program, as well as the detailed analysis of data and specimens are explained. Various calculation methods are used to remove external influences from the raw sensor data, and to determine characteristic values for temperature and wear directly in the contact zone.

Motivation

Thermoplastische Gleitlager werden in vielen Anwendungen eingesetzt. Der Ansatz, eigene Tribo-Compounds für Radialgleitlager herzustellen und zu optimieren, benötigt eine ganzheitliche Vorgehensweise, um die relevanten Einflüsse zu berücksichtigen und die richtigen Schlüsse zu ziehen. Während für die intern bekannten Anlaufscheiben (Levitorq) spritzgegossene Proben auf herkömmlichen Scheibe-Scheibe-Tribometern realitätsgetreu getestet werden können, ergeben sich bei Radiallagern verschiedene Zielkonflikte. Unterschiedliche Tribometerversuche wie Block-auf-Ring oder Stift-Scheibe bilden jeweils einzelne Einflüsse nicht hinreichend nach [1] [2]. Das Wiedereintragen von Verschleißpartikeln sowie die Kontaktspannungsverteilung im Zusammenhang mit der Spritzhaut können sich erheblich auf das Verschleißbild auswirken. Um die Wechselwirkungen zwischen dem Lagerdesign und dem Lagerwerkstoff zu berücksichtigen, werden daher Komponentenversuche durchgeführt. Während der Versuche sollen nicht nur Reibung und Verschleiß als zu minimierende Zielgrößen erfasst werden, sondern auch die Kontakttemperatur. Diese beeinflusst das viskoelastische Verhalten und die wirkenden Verschleißmechanismen entscheidend [3].

Herstellung der zu prüfenden Gleitlager

Die Verwendung verschiedener Polymere und Füllstoffe führt zu unterschiedlichen Schwindungswerten, was sich insbesondere auf Innen- und Außendurchmesser der Lager auswirkt. Davon ist abhängig, mit welcher Pressung das Lager im Gehäuse sitzt und welches Lagerspiel sich zur Welle ergibt. Anstatt den Außendurchmesser der Lager auf die größte Schwindung auszulegen oder für jeden Werkstoff ein eigenes Spritzgusswerkzeug herzustellen, wird ein einzelnes Werkzeug mit vier Kavitäten verwendet. Von diesen vier Kavitäten sind drei auf verschiedene Schwindungswerte von 0,1, 0,3 und 0,5 % ausgelegt. Mit der vierten Kavität werden Teile gefertigt, deren Außendurchmesser eine Bearbeitungszugabe enthält, um zerspanend noch andere Passungen einzustellen. So entstehen aus jedem Werkstoff vier Gruppen von Gleitlagern mit unterschiedlichen Innen- und Außendurchmessern. Die Nennmaße sind ein Innendurchmesser von 15 mm

und eine Länge von 15 mm bei einer Wandstärke von 1 mm. Die Lager sind mit einem Bund versehen, um einen definierten Einbau sicherzustellen. Abbildung 1 zeigt zwei solche Lager.



Abbildung 1: Im Spritzgusswerkzeug hergestellte Gleitlager

Aufbau des Prüfstands

Zur Prüfung der Radialgleitlager wird ein eigens entwickelter Prüfkopf entsprechend Abbildung 2 an einen Dichtungsprüfstand montiert. Somit kann die vorhandene hochgenaue Reibungsmessung verwendet werden. Das Gleitlager wird in ein Gehäuse eingepresst, das in einem Schlitten montiert wird. Um eine Querkraft auf das Gleitlager zu bringen, wird der Schlitten über einen pneumatischen Aktor gegen die Welle gepresst. Innerhalb des Aufbaus stützen zwei Wälzlager die über eine Balgkupplung angetriebene Welle ab, sodass der Kraftfluss der Querkraft weder den Antriebsmotor noch die Reibungsmesseinrichtung einschließt. In den Kraftfluss ist ein Kraftsensor eingebracht, um die Querkraft exakt aufzuzeichnen. Das Gleitlager läuft auf einem Nadellagerinnenring, der thermisch auf die Welle gefügt und axial über eine Hülse verspannt wird. Ein Pyrometer misst die Temperatur der Hülse. Des Weiteren sind Thermoelemente im Gleitlagergehäuse, an der Aufnahme der Wälzlager und am Kraftsensor verbaut. Ein induktiver Wegaufnehmer nah am Gleitlager misst die Verschiebung des Schlittens.

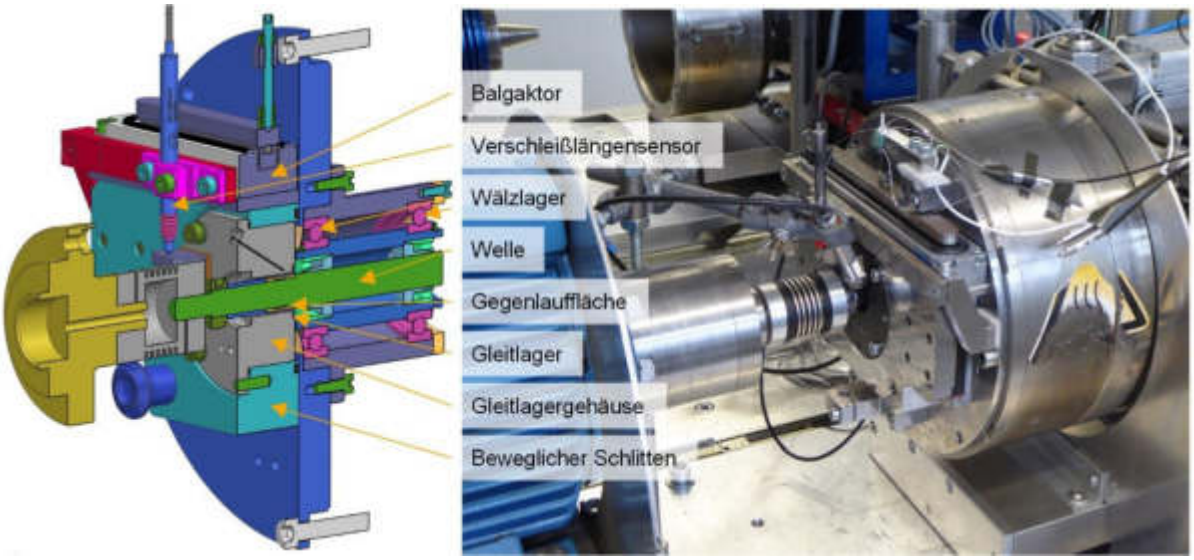


Abbildung 2: Prüfaufbau virtuell im Schnitt mit Bezeichnungen und real im Prüfstand eingebaut

Der Aufbau ist für eine maximale Last von 1 kN Querkraft ausgelegt, die 4,4 MPa Pressung entspricht. Bei dieser maximalen Last sind 2,3 m/s Gleitgeschwindigkeit möglich, bevor die biegekritische Drehzahl überschritten wird. Unterhalb einer Pressung

von 1,1 MPa ist eine Gleitgeschwindigkeit von 4,6 m/s möglich. Daraus ergibt sich ein maximaler pv-Wert von 10 W/mm².

Der Nadellagerinnenring als Gegenlauffläche kann aus unterschiedlichen Materialien mit verschiedenen Oberflächengüten eingesetzt werden, sodass weitreichende Spezifikationen berücksichtigt werden können. Für die Erprobung des Prüfaufbaus werden im Folgenden Nadellagerinnenringe aus 100Cr6 mit besonders engen Rundlauftoleranzen verwendet, um wenig Vibrationen, welche die Reibungsmessung erschweren, in den Aufbau zu induzieren. Sie besitzen eine kreuzgehonte Oberfläche mit einem Mittenrauwert von 0,1 µm Ra.

Das Gleitlagergehäuse kann ebenfalls auf den gewünschten Einbauzustand angepasst werden. So können wie in Abbildung 3 einfache Gehäuse aus Vollmaterial oder ausgeräumte Varianten verwendet werden, um auch die thermomechanische Belastung in einem nachgiebigen Gehäuse abzubilden. Zusätzlich zu den unterschiedlichen Kavitäten kann mit dem Innendurchmesser des Gehäuses ebenfalls das Lagerspiel eingestellt werden. Durch die Paarung ergeben sich zusätzliche Kombinationsmöglichkeiten. Dazu gibt es mehrere Gehäuse mit unterschiedlichen Innendurchmessern. Nach dem Einpressen in das jeweilige Gehäuse wird der Innendurchmesser des Lagers auf drei Höhen mit einer Koordinatenmessmaschine gemessen, um das Lagerspiel zu erfassen.



Abbildung 3: Gleitlagergehäuse in Vollmaterial links und ausgeräumt rechts

Berechnung des Verschleißvolumens

Aus der Verschiebung des Schlittens wird das Verschleißvolumen des Lagers berechnet. Das Wegsignal ist dazu von Einflüssen durch thermische Dehnungen und Elastizitäten zu bereinigen, um die Verschleißlänge W_l zu gewinnen. Mithilfe des bekannten Lagerspiels C, der Lagerlänge l_B, des Wellenradius R_S und des Lagerradius R_B wird aus der Verschleißlänge nach Formel (1) die im Eingriff befindliche Umfangsfläche berechnet, aus der sich dann das Verschleißvolumen W_V ableiten lässt. Diese Formel entspringt dem Berechnungsansatz in [4]. Nach [5] wird zusätzlich das Verschleißvolumen auf die Querkraft und die Gleitgeschwindigkeit normiert, um in einem Versuchsprogramm mit variierendem pv-Wert Trends zu erkennen.

$$W_V = l_B \left[\left(arccos\left(\frac{\frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)}}{R_S} \right) R_S{}^2 - \frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)} \sqrt{R_S{}^2 - \left(\frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)} \right)^2} \right) - \left(arccos\left(\frac{\frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)} + W_{l.cor} + C}{R_B} \right) R_B{}^2 - \left(W_l + C + \frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)} \right) \sqrt{R_S{}^2 - \left(\frac{R_B{}^2 - R_S{}^2 - (C+W_l)^2}{2(C+W_l)} \right)^2} \right) \right] \quad (1)$$

Berechnung der Kontakttemperatur

Durch das Einbringen der Reibleistung im Kontakt stellt sich dort eine lokale Temperaturerhöhung zur Umgebung ein, während der Wärmestrom in Richtung geringerer Temperaturen abfließt. Weil sich die Wärmeströme aus dem Kontakt in mehrere Richtungen aufteilen und somit die Wärmeströme $\dot{Q}$ erst einmal unbekannt sind, kann nicht nach Formel (2) von einer einzelnen Temperaturmessung auf die Kontakttemperatur extrapoliert werden.

$$\Delta T = R_{th}\, \dot{Q} \quad (2)$$

Zur Berechnung wurde in OpenModelica ein eindimensionales thermisches Netzwerk aufgebaut, das die sich aufteilenden Wärmeströme vom Kontakt in Richtung dreier Temperatursensoren abbildet. In Abbildung 4 ist schematisch dargestellt, aus welchen Widerständen die Berechnung aufgebaut ist. Aus den Messdaten der Temperatursensoren an den gelben Punkten und der durch die Reibungsmessung bekannten Reibleistung, die an der rot markierten Stelle eingegeben wird, wird der transiente Verlauf der Kontakttemperatur über die Versuchsdauer nachsimuliert.

Soll ein eindimensionaler thermischer Widerstand für einen komplexen dreidimensionalen Körper nach Formel (3) bestimmt werden, müssen aus den Abmaßen des Körpers und dem Wissen über dessen Umgebung die Länge des Wärmepfades l und die zugehörige Durchgangsfläche A abgeschätzt werden. Für die Wärmeleitfähigkeit λ lassen sich Literaturwerte [6] des jeweiligen Werkstoffs verwenden. Die meist geringe Wärmeleitfähigkeit des Lagerwerkstoffs hat einen besonders hohen Einfluss auf die Gesamtrechnung und muss daher sehr genau ermittelt werden. Da ansonsten in der Umgebung nur metallische Komponenten mit hoher Wärmeleitfähigkeit zum Einsatz kommen und die Sensoren nicht weit vom Kontakt entfernt sind, lassen sich Wärmeverluste an die Umgebungsluft vernachlässigen. In Bereichen höherer Temperaturen und größerer Wärmeströme wirken sich Unsicherheiten in der Berechnung der Widerstände stärker auf die Kontakttemperatur aus. Daher wurden an der Welle zusätzlich Übergangswiderstände zwischen den Körpern eingefügt, welche in der weiteren Umgebung des Prüfstands vernachlässigt werden.

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda\, A} \quad (3)$$

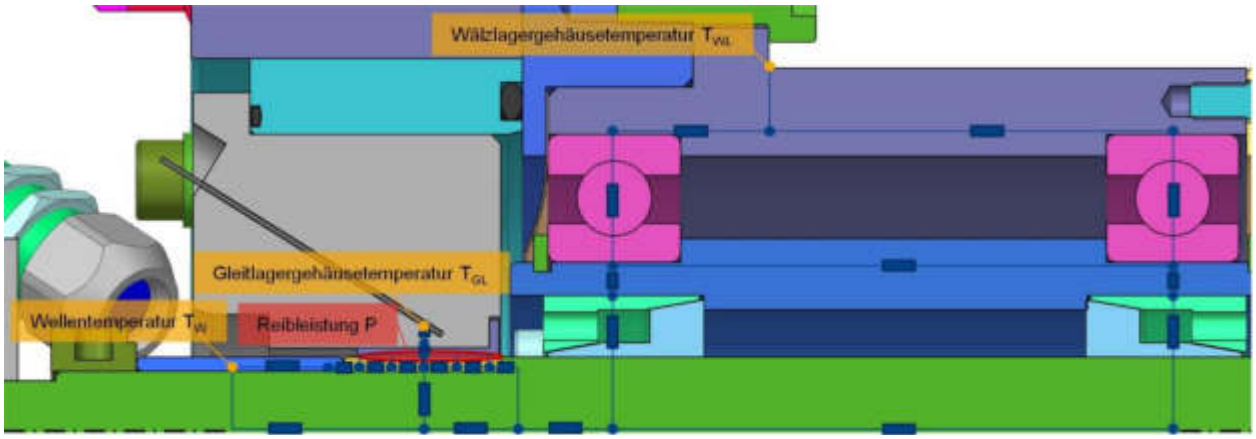


Abbildung 4: Schematischer Aufbau des thermischen Netzwerks; Rechtecke stellen thermische Widerstände und Punkte stellen Knoten dar

Die getroffenen Annahmen und Abschätzungen müssen für eine hohe Aussagekraft validiert werden. Dazu wurden Nadellagerinnenringe innenseitig mit einer Nut versehen, in die ein thermochromer Messstreifen eingeklebt wurde. So wird die maximale Temperatur in einem Prüflauf an dieser Stelle mit einer Genauigkeit von ±3 K erfasst. In der anschließenden Simulation im thermischen Netzwerk wird die Temperatur an genau dieser Stelle ausgelesen. In Abbildung 5 ist ein solcher Versuchslauf bei konstanter Pressung und Geschwindigkeit aufgezeigt. Jedem Validierungsversuch geht ein Einfahrprogramm mit gleicher Geschwindigkeit und Pressung voraus, nach welchem der thermochrome Messstreifen erst in die Nut eingeklebt wird. Dies bewirkt meist eine konstante Reibleistung im Validierungsversuch. Im Diagramm links sind die vier Eingangsparameter der Berechnung im Zeitverlauf aufgetragen. Zusätzlich ist die berechnete Kontakttemperatur über der Zeit und die maximale gemessene Temperatur des Messstreifens an dem Zeitpunkt eingetragen, an dem sie wahrscheinlich aufgetreten ist. Die gemessene Kontakttemperatur von 80±3 °C ist im rechten Bild als einzelnes verfärbtes Segment zu erkennen.

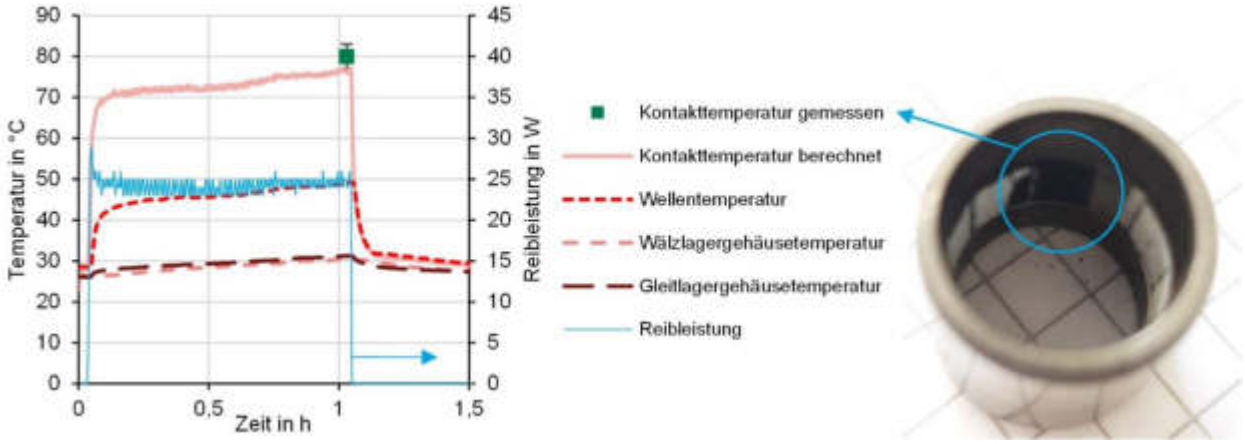


Abbildung 5: Beispielhafter Validierungsversuch für die Kontakttemperatursimulation; Lagerwerkstoff TP1, Gegenlauffläche 100Cr6, konstante Pressung und Geschwindigkeit; Nadellagerinnenring nach dem Versuch mit eingeklebtem thermochromen Messstreifen mit einem verfärbten Feld

Der Vergleich von Messung und Berechnung ist in Abbildung 6 dargestellt. Mit vier verschiedenen Werkstoffen wurden zehn Versuche durchgeführt, bei denen der thermo-

chrome Messstreifen eine Aussage zur Temperatur ergeben konnte. Die jeweils gemessene Temperatur mit dem Unsicherheitsbereich von ±3 K ist über der Temperatur aufgetragen, die mittels des thermischen Netzwerks als Maximaltemperatur im Versuch bestimmt wurde. Eine Übereinstimmung der Werte ist erreicht, wenn der Unsicherheitsbereich mit der eingezeichneten Winkelhalbierenden überlappt. Ein Messpunkt oberhalb der Winkelhalbierenden zeigt an, dass eine höhere Temperatur gemessen wurde, als im thermischen Netzwerk simuliert wird. Dass diese höhere gemessene Temperatur häufig zu erkennen ist, zeigt, dass die Nichtberücksichtigung der Wärmekapazität einen Einfluss auf die Maximaltemperaturen hat. Da der Einfluss besonders bei Spitzen der Reibleistung auftritt und im Gesamtverlauf eher gering ist, ist die maximale Abweichung von 12 K als unkritisch zu betrachten.

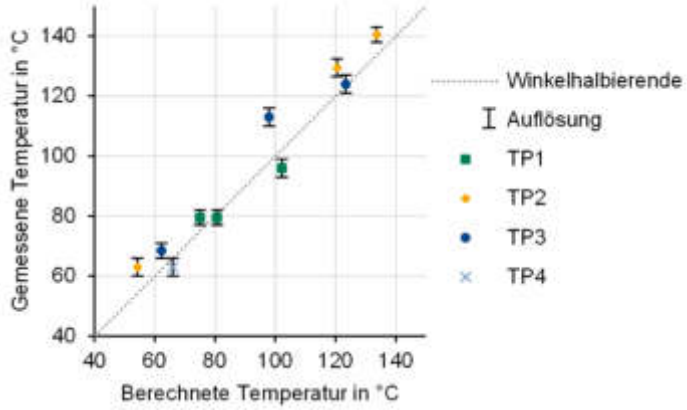


Abbildung 6: Mittels thermochromer Messstreifen gemessene Temperatur nahe des Kontakts im Vergleich zur jeweils im thermischen Netzwerk berechneten Maximaltemperatur im Versuch

Es lässt sich auch der Berechnung entnehmen, dass es keine makroskopisch homogene Kontakttemperatur gibt. Vielmehr existiert ein Temperaturgefälle entlang der Wellenachse in Richtung des Antriebs mit der höchsten Temperatur am Bund des Lagers. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der thermische Widerstand in Richtung der Wellenlagerung wesentlich größer ist. Dieses Temperaturgefälle bildet eine weitere Herausforderung bei der Korrelation von Reibungs- und Verschleißkoeffizienten mit dem temperaturabhängigen Verhalten der Werkstoffe.

Um die Kontakttemperaturberechnung in die Messdatenerfassung einzubinden, wurde das thermische Netzwerk auf eine einzelne Formel (4) reduziert, in welche die Formeln (5) und (6) einfließen. Die zugehörigen Parameter A bis E sind mittels einer Regressionsanalyse ermittelt. Diese Formel ist rein phänomenologisch und gibt die Kontakttemperatur in °C aus. Die Temperaturen werden in °C eingegeben, die Reibleistung in W und der thermische Widerstand des Gleitlagers in K/W. Dieses Modell stimmt mit dem thermischen Netzwerk bis auf 0,0005 °C überein, das entspricht dem Rundungsfehler der Eingangsdaten.

$$T_{Kontakt} = \theta_1 + \frac{\theta_2 - \theta_1}{1 + e^{-D - \ln\frac{\boldsymbol{R_{th,Lager}}}{7{,}315}}} \quad (4)$$

$$\theta_1 = A\,\boldsymbol{T_{GL}} + E\,\theta_2 \quad (5)$$

$$\theta_2 = B\,\boldsymbol{P} + C\,\boldsymbol{T_W} + (1 - C)\boldsymbol{T_{WL}} \quad (6)$$

Versuchsprogramm

Die Gleitlagerwerkstoffe sollen im Dauerlauf ohne Richtungsumkehr geprüft werden. Nach 4 h ergeben sich bei konstanter Reibleistung stationäre Temperaturen im Prüfaufbau, welche die kontinuierliche Messung von Verschleiß und Kontakttemperatur präzisieren. Dadurch lassen sich in einer Stufe von 6 h, in der Pressung und Geschwindigkeit gleich bleiben, die Messdaten der letzten 2 h auswerten. Im Versuch werden nacheinander steigende pv-Werte angefahren, wie in Abbildung 7 ersichtlich ist. Zunächst erfolgt ein zehnstündiger Einlauf bei geringer Belastung, der nicht ausgewertet wird. Die folgenden elf Stufen mit steigender Belastung werden nacheinander angefahren. Die pv-Werte 0,2 und 1,0 W/mm² werden als Einzelstufen Nr. 2 und 12 geringer aufgelöst als die dazwischenliegenden pv-Werte von 0,4, 0,6 und 0,8 W/mm². Durch die jeweils drei Pressungs-Geschwindigkeits-Kombinationen lassen sich dabei geringere Unterschiede zwischen den Lagerwerkstoffen feststellen. Durch die steigende Belastung über die Stufen hinweg lässt sich eine maximale Belastungsgrenze des Werkstoffs in Abhängigkeit der gewählten Gegenlauffläche und den anderen Randbedingungen feststellen. Dabei wird die Verschleißhistorie vernachlässigt.

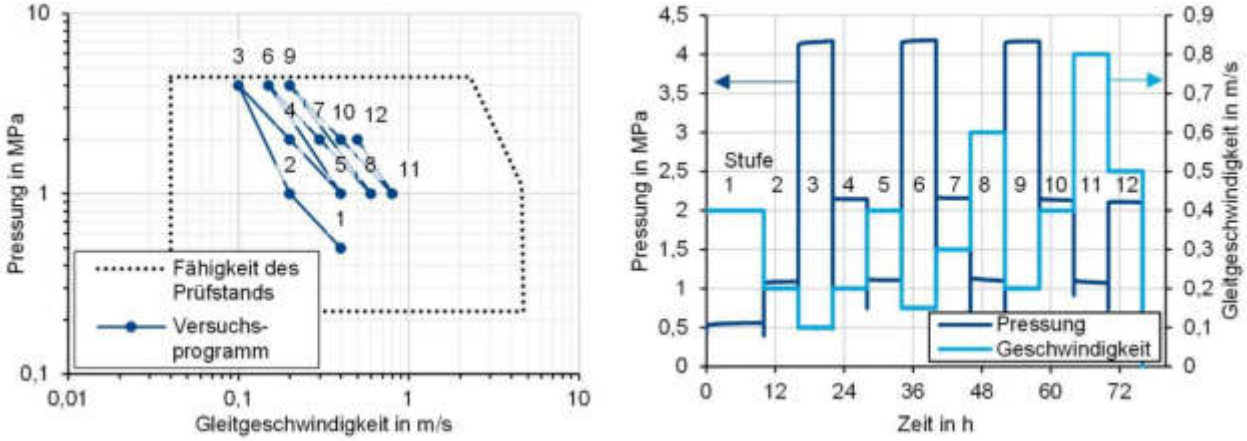


Abbildung 7: Versuchsprogramm im pv-Diagramm links und chronologisch einem Versuchsdurchlauf entnommen rechts

Anwendung der Prüfmethodik

Abbildung 8 zeigt den Verlauf der drei interessanten Kennwerte Reibkoeffizient, Kontakttemperatur und Verschleißvolumen während des Versuchsdurchlaufs exemplarisch für ein einzelnes Teil. Während des zehnstündigen Einlaufs stabilisiert sich der Reibwert nach den ersten 6 h. In den Prüfstufen sind generell bei größerer Geschwindigkeit größere Absolutwerte und größere Varianz im Reibwert erkennbar. Ab Stufe 8 ist durch größere Varianz im Verlauf des Verschleißvolumens die Einsatzgrenze des Lagers angedeutet. Ab Stufe 9 und somit einem pv-Wert von 0,8 W/mm² ist die Überlastung des Lagers auch aus der Varianz im Reibwert abzulesen. Diese Einsatzgrenze kann mit der Kontakttemperatur von 125 °C in Verbindung gebracht werden.

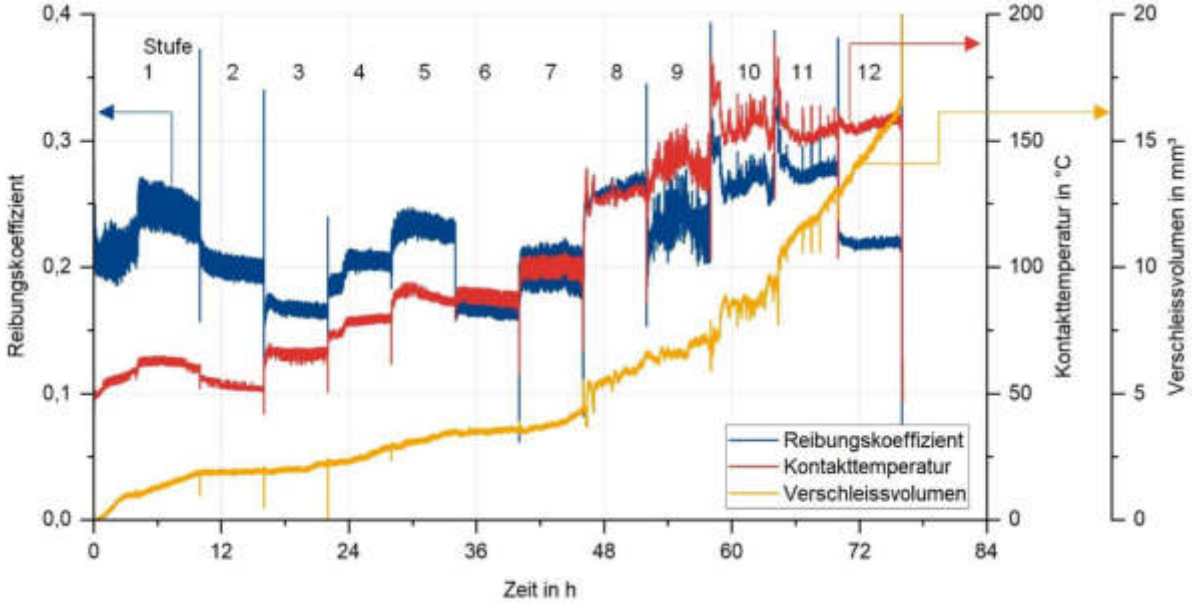


Abbildung 8: Werkstoff TP2 im Versuchsprogramm; Gegenlauffläche aus 100Cr6

Der Vergleich von drei Versuchsdurchläufen mit drei baugleichen Gleitlagern aus dem gleichen Material ist in Abbildung 9 gezeigt. Der Verschleiß- und Reibungskoeffizient sind jeweils über dem realen pv-Wert aufgetragen. Im realen pv-Wert werden die gemessene Querkraft und Geschwindigkeit am Lager auf die berechnete projizierte Eingriffsfläche des Lagers bezogen. Dadurch, dass die berechnete projizierte Eingriffsfläche kleiner ist als die Nennfläche des Lagers, sind die tatsächlichen pv-Werte bis zu 1,5 W/mm² größer als die beabsichtigten Werte. Da dies nicht in die Regelung des Prüfstands implementiert ist, müssen die tatsächlichen Werte in der Auswertung berücksichtigt werden. Beim Verschleiß wie bei der Reibung zeigen sich gleiche Trends. Bis zur Stufe 7 ist der Verschleiß gering. In Stufe 8 des Prüflaufs steigt der Verschleiß an, für den pv-Wert um 0,7 W/mm² sind große Fehlerbalken zu erkennen. Der gesteigerte Verschleiß bleibt auch bei höherem pv-Wert erhalten und geht mit großer Streuung einher. Der Reibkoeffizient fällt stetig und wird nicht durch den steigenden Verschleiß beeinflusst. Dies zeigt die Wiederholbarkeit der Versuchsmethodik.

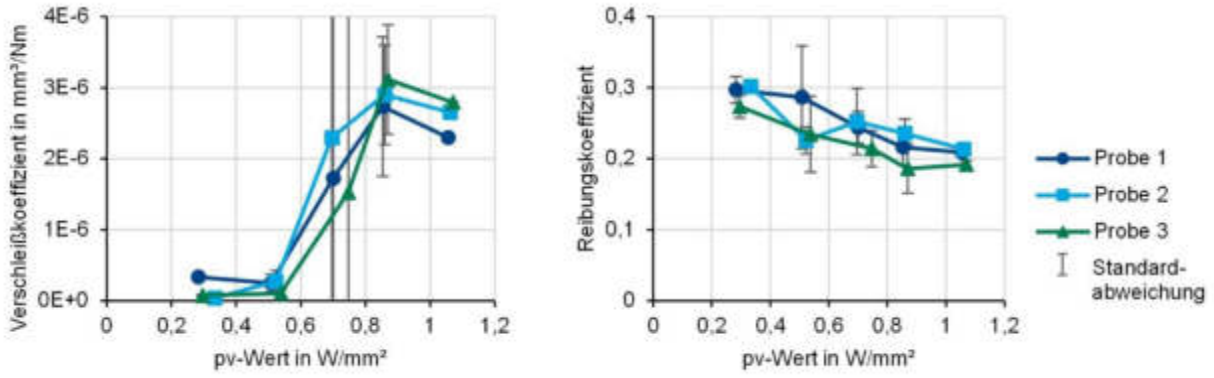


Abbildung 9: Drei Versuchsdurchläufe mit drei Lagern aus TP3; links: Verschleißkoeffizient über realem pv-Wert; rechts: Reibkoeffizient über realem pv-Wert; Werte sind jeweils aus den letzten 2 h der Stufen gemittelt und Stufen bei gleichem pv-Wert sind zusammengefasst gemittelt; Gegenlaufflächen aus 100Cr6

Versuchsdaten von drei Versuchsteilen aus drei Materialien TP1, TP2 und TP3 sind in Abbildung 10 dargestellt. Im Verschleiß sind bei pv-Werten unter 0,6 W/mm² signifikante Unterschiede zwischen den Materialien zu erkennen. Darüber steigen bei TP2 und TP3 die Streuung der Messwerte an. Über Trends und Grenzen bei der Verschleißfestigkeit der Materialien lassen sich einzelne Aussagen treffen. Der Reibkoeffizient über dem pv-Wert betrachtet lässt im Rahmen der Streuung weniger Aussagen zu. Der Reibkoeffizient zeigt sich als stärker von der Gleitgeschwindigkeit als vom pv-Wert abhängig.

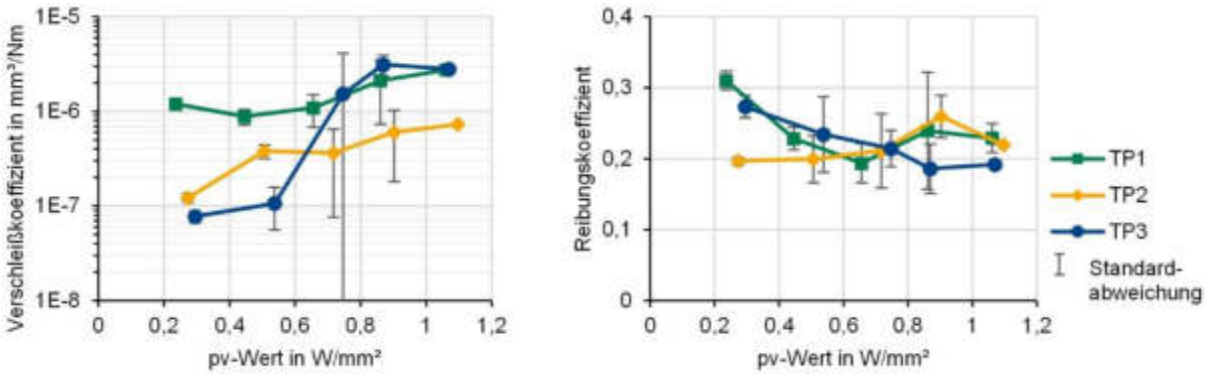


Abbildung 10: Drei Versuchsdurchläufe mit drei Lagern aus drei Werkstoffen; links: Verschleißkoeffizient logarithmisch über realem pv-Wert; rechts: Reibkoeffizient über realem pv-Wert; Werte sind jeweils aus den letzten 2 h der Stufen gemittelt und Stufen bei gleichem pv-Wert sind zusammengefasst gemittelt; Gegenlaufflächen aus 100Cr6

Fazit

Die vorgestellte Methodik besteht aus mehreren Bausteinen, die separat funktionieren und im Gesamten einen Entwicklungsprozess zur Optimierung von thermoplastischen Gleitlagern ergeben. Die Probekörper werden in einem Vierfach-Spritzgusswerkzeug hergestellt, dessen Kavitäten für unterschiedliche Schwindungswerte ausgelegt sind. Der Prüfaufbau greift auf die Peripherie eines Dichtungsprüfstands zurück und erlaubt eine hochgenaue Drehmomentmessung. Durch einen modularen Aufbau können Lagergehäuse und Gegenlauffläche variiert werden. Die umfassende Sensorik ermöglicht es, in Stufenversuchen nacheinander verschiedene Lasten anzufahren und dadurch in wenigen Versuchen Reibungs- und Verschleißcharakteristiken eines Werkstoffs zu bestimmen. Bei bekannter Wärmeleitfähigkeit des Lagers berechnet eine Formel die Kontakttemperatur aus vier Sensoren am Aufbau. Diese Formel wurde mit Hilfe eines thermischen Netzwerkes phänomenologisch hergeleitet, nachdem das Netzwerk mit mehreren Versuchen kalibriert wurde. Die Verschleißmessung ist für stationäre Temperaturen wärmedehnungskompensiert, um genaue Verschleißkoeffizienten zu bestimmen. Miteinberechnet wird ebenfalls die tatsächliche projizierte Kontaktfläche des Lagers. Die Berechnungsmethoden sind unverzichtbar, um aus Bauteilversuchen Rückschlüsse auf den Werkstoff zu ziehen, damit dieser optimiert werden kann. Das Versuchsprogramm eignet sich zur Verschleißcharakterisierung besser als zur Betrachtung der Reibung. Eine statistische Auswertung mehrfacher Versuche ist heranzuziehen, um genauere Aussagen über die Materialien treffen zu können.

Literaturverzeichnis

[1] B. Bhusan, Introduction to Tribology, New York: John Wiley & Sons, Ltd, 2013.

[2] G. Menges, E. Haberstroh, W. Michaeli und E. Schmachtenberg, Menges Werkstoffkunde Kunststoffe, 6. Auflage, München: Carl Hanser Verlag, 2011.

[3] S. Sundararaman, „Improved Test Method for Tribological Evaluation of High Performance Plastics," in *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility-V128-99EJ*, Detroit, 2019.

[4] M. Mäurer, Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen, Diss., Chemnitz, 2003.

[5] H. Czichos, Tribologie-Handbuch, 4. Auflage, K. Habig, Hrsg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.

[6] H. Domininghaus, Kunststoffe, 7. Auflage, P. Elsner, P. Eyerer und T. Hirth, Hrsg., Berlin: Springer, 2008.

Autorenanschrift

Freudenberg FST GmbH
Höhnerweg 2-4
69469 Weinheim

Tim Langner, M.Sc.
Tel.: +49 6201 960 6534
E-Mail: tim.langner@fst.com

Dr.-Ing. Frank Schönberg
Tel.: +49 6201 960 7097
E-Mail: frank.schoenberg@fst.com

Marc Knapp, M.Eng.
Tel.: +49 6201 960 7678
E-Mail: marc.knapp@fst.com

Michael Hilden, Robert Bosch GmbH, Coordinator of pfp TriNoWe

Public funded project TriNoWe: Development of NOise & WEar standard tests for brake fluids

Zusammenfassung:

Bewegte Dichtungen in Bremssystemen werden durch Bremsflüssigkeit „geschmiert“ und bilden dabei Tribosysteme aus. Durch automatisiertes Fahren und achtsamere Geräuschanforderungen aufgrund der Elektrifizierung steigen auch die tribologischen Anforderungen an das Betriebsmedium. Zur Vermeidung zukünftiger Verschleiß- und Geräuschprobleme ist es erforderlich, geeignete innovative Testverfahren zur Bewertung der Schmierfähigkeit von Bremsflüssigkeiten zu entwickeln und zu validieren.

Dazu hat das durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) öffentlich geförderte Projekt TriNoWe für die beiden Wirkmechanismen Verschleiß („wear“) und Geräusch („noise“) basierend auf einer umfangreichen Tribosystem-Analyse die Einflussgrößen, Beanspruchungsbedingungen und deren Zusammenhänge identifiziert. Darauf basierend wurden geeignete Probekörper identifiziert oder entwickelt. Durch Abgleich mit Simulationen wurden geeignete Testverfahren und Prüfbedingungen entwickelt und erprobt.

Konsistente Produkt-Prüfergebnisse konnten in Ringversuchen für beide Wirkmechanismen mit fünf ausgewählten Referenzflüssigkeiten erzielt werden. Für den Wirkmechanismus Geräusch („noise“) ist es gelungen, einen validen „noise“ Labortest zu entwickeln, der die Produkt-Ergebnisse konsistent und reproduzierbar abbildet. Ein Normungs-Vorschlag wurde für diesen neuen „noise“-Test ausgearbeitet, der im Rahmen der Weiterarbeit in der SAE & ISO task force brake fluid lubrication als DIN 51834-5 validiert und veröffentlicht werden soll.

Trotz umfangreicher Versuchsreihen und Analysen konnte für den Wirkmechanismus Verschleiß („wear“) bisher kein die Produktergebnisse valide abbildender Labortest entwickelt werden. Offenbar wirken komplexe Reibungs- und Beanspruchungszustände zusammen, welche bisher noch nicht hinreichend im Tribometer abbildbar waren.

Abstract:

Moved sealing rings in braking systems are “lubricated” by brake fluid and form tribo-systems. Automated driving and increasing noise requests due to electrification will increase tribological requests for the pressure medium. To avoid future wear and noise problems, it is essential to develop and validate appropriate and innovative test methods to assess lubrication performance of brake fluids.

Therefore, the project TriNoWe - publically funded by the Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (BMWi)- did identify the impact parameters, stress conditions and their dependencies based on a deep tribo-system analysis. Appropriate test bodies have been identified or developed. By aligning with simulation results, test conditions and procedures have been developed and validated.

Consistent product results with five selected reference fluids were obtained in a round robin test for both mechanism noise and wear. For the mechanism noise, the project did achieve to develop a valid noise lab test method with reproducible results reflecting the product results. A draft text for a new standard was developed for the noise lab test, that will be validated and published as DIN 51384-5 within continuing work in the SAE & ISO task force brake fluid lubrication.

Despite exhaustive test campaigns, the results and wear mechanisms from lab test didn´t match the product results. Obviously, complex lubrication regimes in association with operating conditions were not yet able to be mapped within a tribometer test.

Introduction: brake fluid and challenges noise and wear

Passenger cars and light commercial vehicles are equipped with hydraulic brake systems. A hydraulic medium transmits and converts the braking force from the brake pedal in the brake master cylinder into hydraulic pressure, which is routed via brake lines to the wheel brake and there converted back into braking force. Vehicle-dynamics control systems such as the antilock braking system or the electronic stability program can additionally modulate the hydraulic pressures at each wheel to prevent the wheels from locking through pressure reductions or to stabilize the handling through additional pressure build-ups.

Brake fluids must comply with stringent requirements to ensure reliable brake-system operation. Their properties are defined in various standard requirements which are very similar in terms of content (SAE J1703 [1], SAE J1704 [2], FMVSS 116 [3], ISO 4925 [4], JIS K2233 [5]). Exclusively for the vehicle operating medium brake fluid the performance requirements of FMVSS 116 (Federal Motor Vehicle Safety Standard) became mandatory in the USA and often serve as a universal reference. In this standard the US Department of Transportation (DOT) - comparable with other standards – has defined specific ratings for salient properties [7]. A list of criteria enables material compatibility (e.g. corrosion limits for metals, swelling limits of rubber parts (in case of polyglycol based brake fluids, EPDM is the preferred rubber material),…) and provide force/pressure transfer function over a large application range (viscosity & boiling point requirements defining the fluid classes,…).

The applications do also contain rubber (EPDM) sealing rings for moved metal pistons, e.g. in the master cylinder of the booster or in the pump elements of the electronic stability program unit modulating the brake pressure. However, no criteria for lubrication are contained in the brake fluid standards (beside an old stroking test in FMVSS 116 not applied in other standards).

Challenge noise

Few brake fluids are known to provoke noise when applying the brake pedal by generating stick-slip noises. Such noise challenges typically disappear, if the brake fluid is changed to another type. Thus, brake fluid suppliers have modified such brake fluids in order to avoid the noise challenge typically by performing noise tests in selected products.

For electrical vehicles without masking combustion engine, the noise level in the vehicle is reduced and the driver will have more awareness and notice noise challenges more disturbing, Thus, appropriate brake fluids have to avoid noise issues in field (see upper line in figure 1).

Challenge wear

Modern brake systems shift the brake force application from the master cylinder (partly-) automatically to the electronic stability program, e.g. if sensors detect the need for vehicle deceleration. In brake fluid performance tests of a new modern brake fluid with an increased load scenario, wear of sealing rings of the pump elements was detected by different brake component suppliers in product tests.

In order to avoid such wear issues in field, a certain minimum lubricity quality is required for the brake fluids - but currently not contained in the criteria list of the standards (see lower line in figure 1).

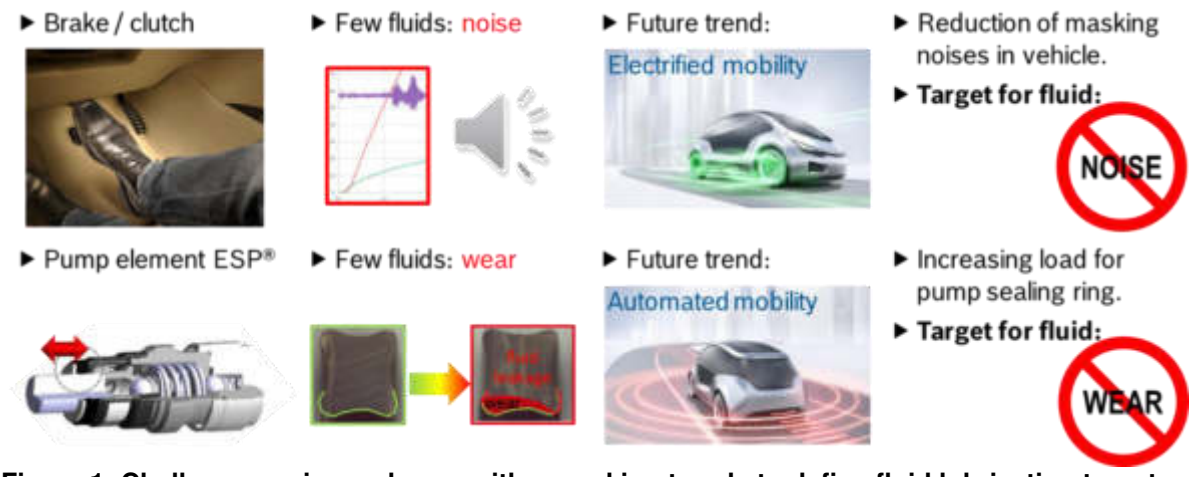


Figure 1: Challenges noise and wear with provoking trends to define fluid lubrication targets

Targets of SAE & ISO TF brake fluid lubrication and public funded project TriNoWe

The trends of electrification and automated driving underline the need for a minimum lubricity requirement of brake fluids. In order to assess this lubricity product-independent, appropriate lab tests have to be developed and validated in order to introduce them into the brake fluid specifications.

Two active committees for brake fluid standardization, SAE and ISO, did agree to integrate such criterias and did from the joint SAE & ISO task force brake fluid lubrication defining exactly these tasks in 2017. Most partners of the SAE & ISO task force did initiate the public funded project TriNoWe to focus on the tasks. Figure 2 shows the partners and the funding base in WiPaNo ("Wissens- und Technologietransfer durch Patente und Normen") organized via PTJ (Projektträger Jülich) founded by BMWi (Federal Ministry for Economic Affairs and Energy), including the project acronym explanation. The project run time was from 10/2018 until 12/2020.



Figure 2: Participants of the TriNoWe, publically funded by BMWi, explanation of acronym TriNoWe

Figure 3 presents the TriNoWe tasks on high flight level: For the two challenges noise (upper line) and wear (lower line), the product behavior (left block) has to be rebuild by simplification and abstractions (middle block) by basic lab tests moving rubber (in brake fluid applications EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-rubber)) against metal bodies (right block).

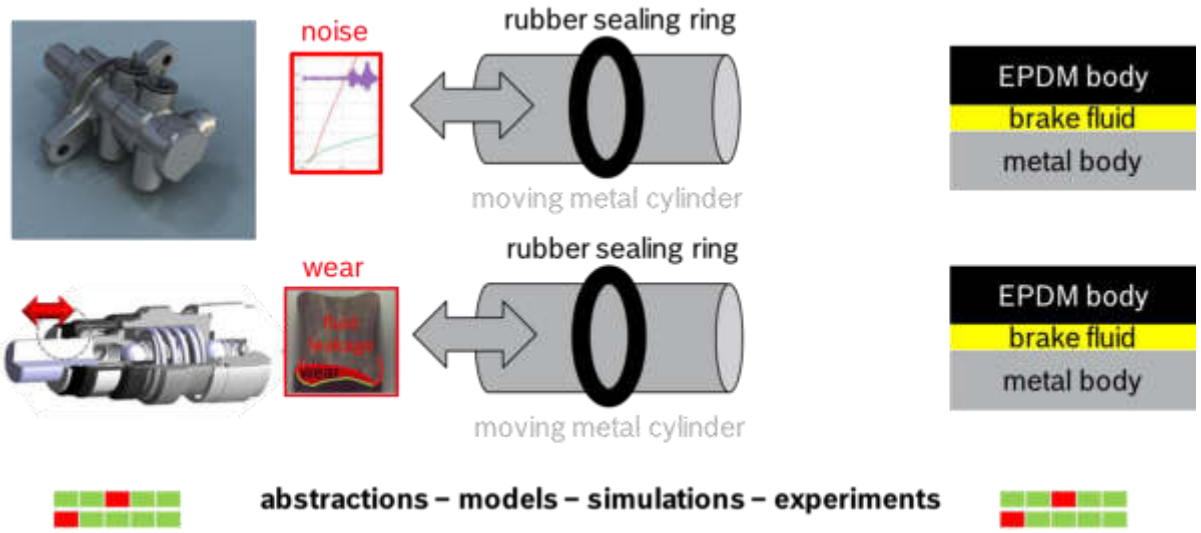


Figure 3: Tasks of TriNoWe: develop valid lab tests for noise and wear reflecting product results.

Therefore, the project TriNoWe -publically funded by BMWi- identified the impact parameters, stress conditions and their relationships based on a deep tribo-system analysis. Appropriate test bodies have been identified or developed for the lab tests, see right hand side of figure 3.

Noise lab test

Figure 4 shows basics of a noise lab test, example Bosch. In the upper line, the test equipment is visible and is zoomed from left (tribometer SRV3, Optimol) over the inner test unit (middle part) to the metal test bath (right) containing the test fluid and the fixed rubber (EPDM) test plate. In a tribometer, a test body (a steel ball was chosen with G5 surface quality) is moved over another fixed body (in this case the rubber plate) with a defined normal force, stroke and frequency. The friction force and – taking the normal force into account – the coefficient of friction (COF) can be measured over time.

In the lower part of the figure 4, the only difference is the test fluid, where the test fluid with noise occurrence in the product (RF 31, right side, red) is noisy in the lab test and not noisy fluids not (left side, RF 33, green).

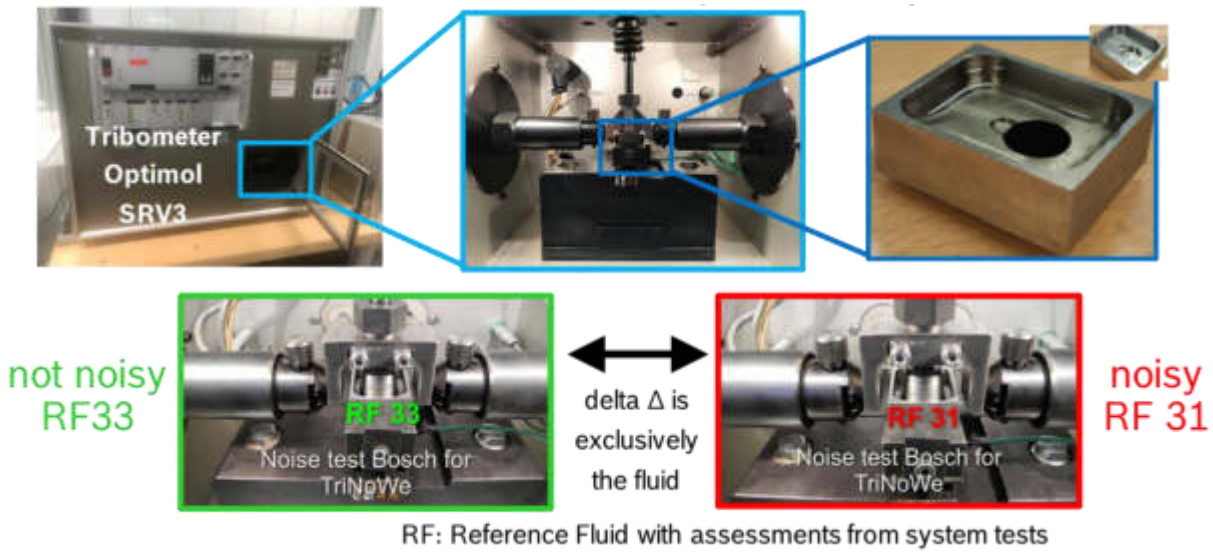


Figure 4: Differentiation between not noisy and noisy fluid in the tribometer with identical set up.

In addition to the audible noise with fluid RF 31, the stick-slip effect is also noticeable within the measured friction force signal (or friction value μ(t)) as severe oscillations in case of stick-slip as shown in figure 5. In the left diagrams, where two cycles of the tribometer test for RF 31 (red, upper line) are compared to RF 33 (green, lower line), oscillations occur in μ(t), that are mathematically evaluated by subtracting the filtered data obtaining Δ as remaining oscillations and determine their deviation as an appropriate measure σ(Δ).

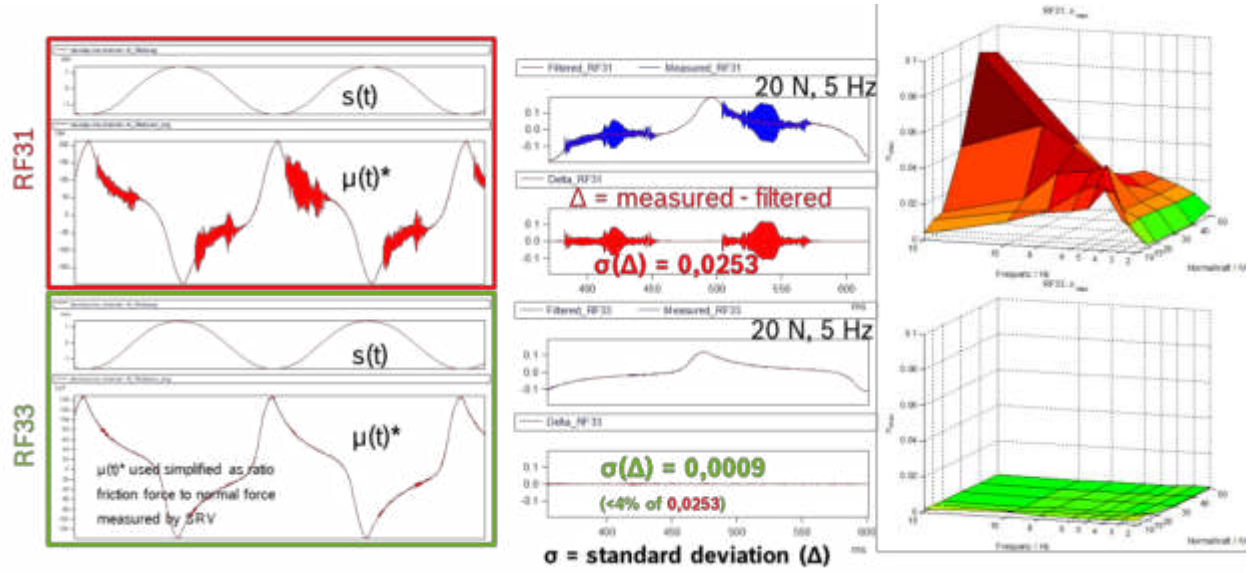


Figure 5: Measured differentiation between RF 31 (upper line) and RF 33 (lower line) and mathematical evaluation method σ(Δ) (left measurement, middle method, right complete test run results).

Figure 6 compares the σ results in all tested working points of eight test fluids from the pre-round robin test started already within the SAE & ISO task force brake fluid lubrication, extended by tribometer test results with applying the identical test set up and material for all tested fluids. All results are shown in figure 7.

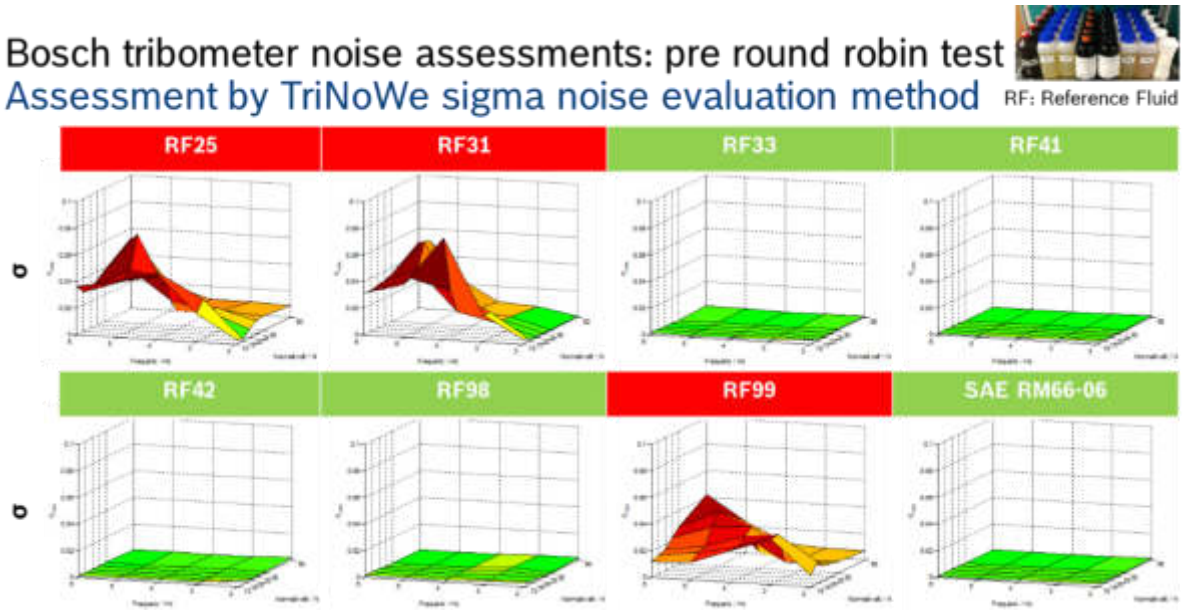
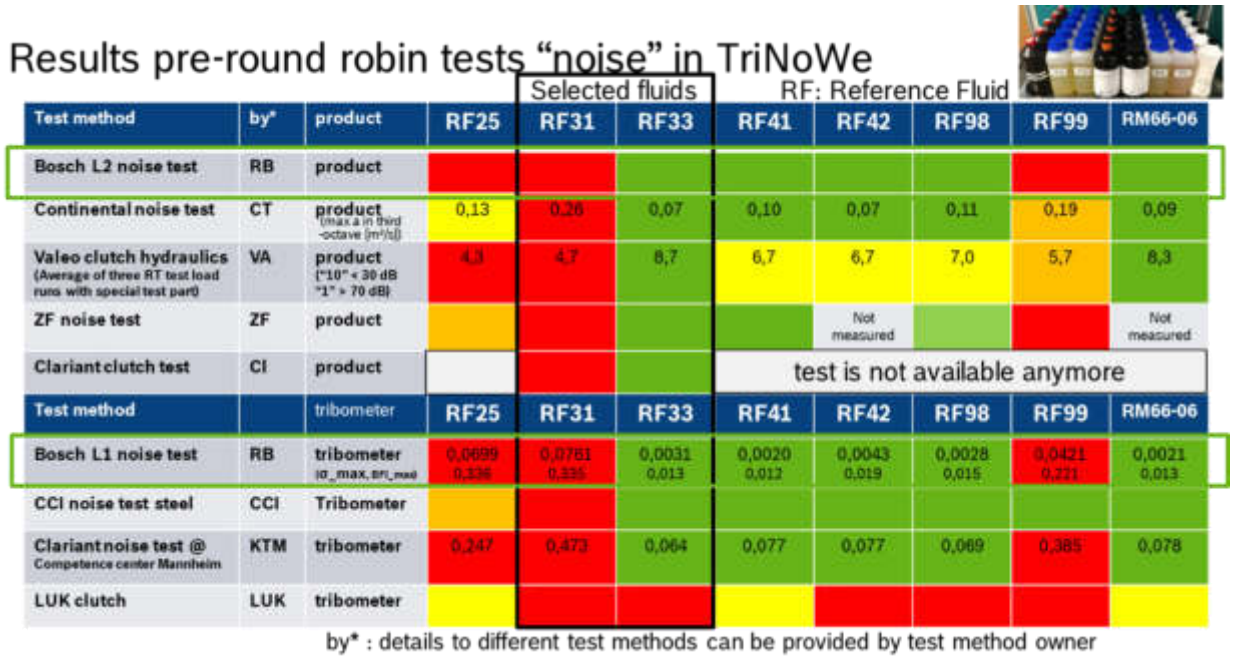


Figure 6: Bosch tribometer test results of 8 fluids of pre-round robin test (see results in figure 7)

Results (lower green box) are consistent with the already obtained product results at Bosch (upper green box) and with the results of most other participants, where different test methods were applied.



Test method	by*	product	RF25	RF31	RF33	RF41	RF42	RF98	RF99	RM66-06
Bosch L2 noise test	RB	product								
Continental noise test	CT	product (max.a in third -octave (m²/s))	0,13	0,26	0,07	0,10	0,07	0,11	0,19	0,09
Valeo clutch hydraulics (Average of three RT test load runs with special test part)	VA	product ("10" < 30 dB "1" > 70 dB)	4,3	4,7	8,7	6,7	6,7	7,0	5,7	8,3
ZF noise test	ZF	product					Not measured			Not measured
Clariant clutch test	CI	product				test is not available anymore				
Test method		**tribometer**	**RF25**	**RF31**	**RF33**	**RF41**	**RF42**	**RF98**	**RF99**	**RM66-06**
Bosch L1 noise test	RB	tribometer (σ_max, σ/σ_max)	0,0699 0,336	0,0761 0,335	0,0031 0,013	0,0020 0,012	0,0043 0,019	0,0028 0,015	0,0421 0,221	0,0021 0,013
CCI noise test steel	CCI	Tribometer								
Clariant noise test @ Competence center Mannheim	KTM	tribometer	0,247	0,473	0,064	0,077	0,077	0,069	0,385	0,078
LUK clutch	LUK	tribometer								

Figure 7: Complete results of pre round robin test noise

Based on the Bosch tribometer test and various simulations within the TriNoWe project, appropriate settings and test bodies were defined. A new reference rubber ("DIK EPDM") was defined and simulations could rebuild the occurrence of oscillations in case of stick-slip by involving fluid-specific measured Stribeck-type curves into the simulations. By this valid abstraction level, it was possible to decide about a meaningful test procedure summarized in figure 8.

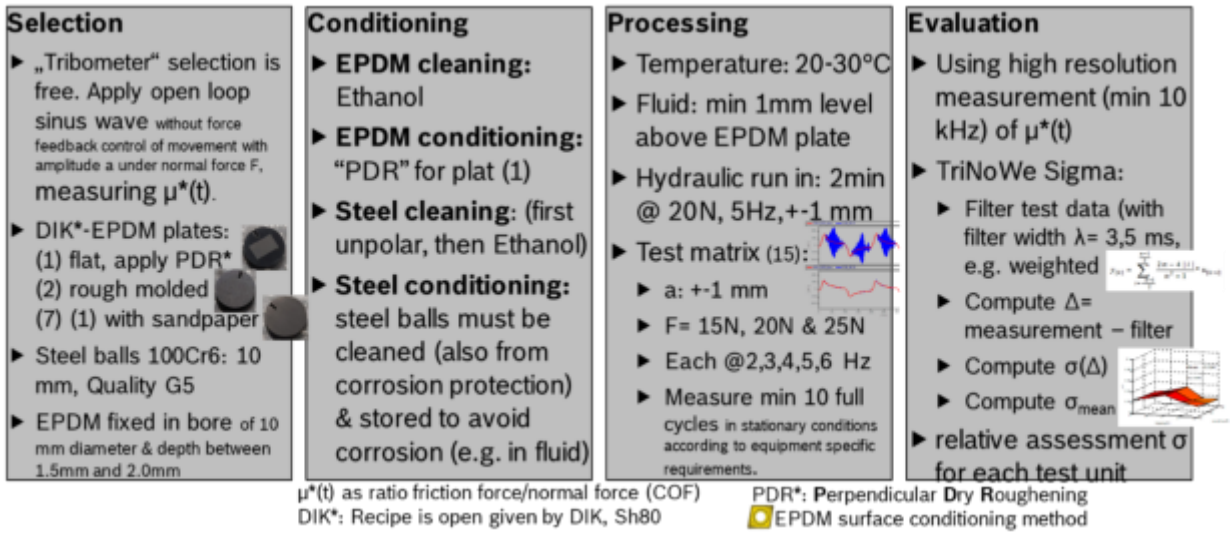


Figure 8: Definition of noise lab test for round robin test TriNoWe (R2T2 noise)

Essential for the success of the noise test is an appropriate conditioning of the EPDM surface. Bosch did start such activities by applying sandpaper manually. Approaches to apply a laser to condition the EPDM were not successful. Finally, the developed “PDR” procedure was successful: a hardmetal tool (ISO carbide) is moved fixed in the tribometer under dry conditions on the EPDM plate before the brake fluid test itself. PDR is the abbreviation for Perpendicular Dry Roughening, since the surface conditioning is an EPDM roughening procedure applied without test fluid in dry condition and the tool is perpendicular to the EPDM surface and the plate is turned by 90° (also perpendicular) after the conditioning for the fluid test.



Figure 9: Definition of “Perpendicular Dry Roughening” as surface EPDM conditioning method PDR

Figure 10 shows the results of five selected test fluids (where exclusively RF 31 is noisy in product tests) with the “PDR” conditioned EPDM plate. In three repetitions, consistent results were obtained also consistent to the product test results. In figure 11, these results are summarized as values of σ(Δ) and compared to other EPDM conditioning methods: Without PDR on the roughly molded EPDM, the noisy effect of RF 31 cannot be noticed in the lab test confirming the need for a EPDM surface conditioning. Since the values of the flat and roughly molded EPDM plate yields comparable results after PDR conditioning, the method is obviously robust and yields better differentiations as the sandpaper handled EPDM.

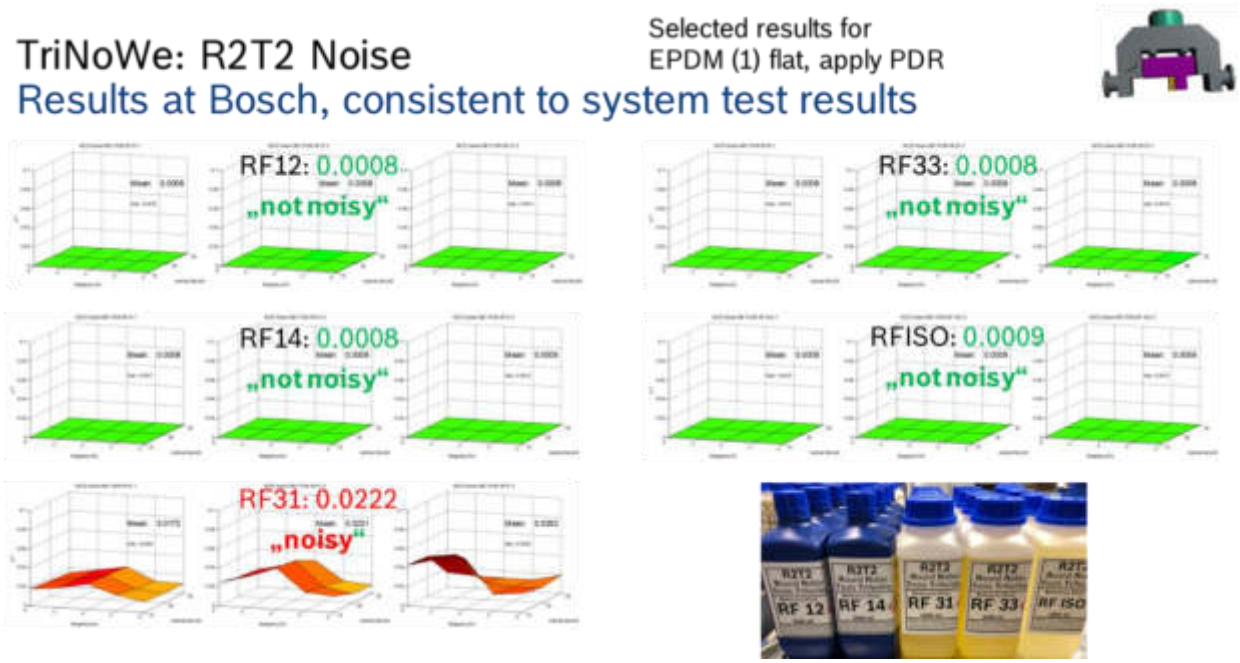


Figure 10: Results of R2T2 noise from Bosch with "PDR" EPDM conditioning.

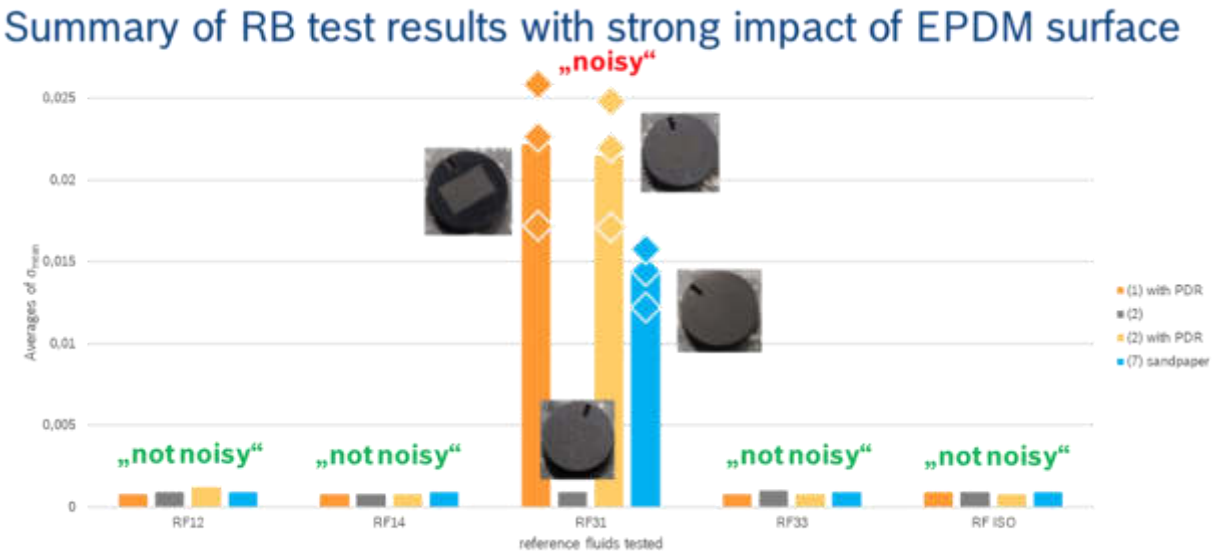


Figure 11: Results of R2T2 noise from Bosch with different EPDM conditioning.

The other partners –using different tribometers- did also obtain valid differentiations between the fluids confirming the validity of the test and conditioning procedure (see lower part of figure 15). Differences between the tests are different local fixations and data processing of the friction measurement data.

Meanwhile, the tribometer producer Optimol offers a unified fixation for Optimol tribometers, also applied in the tests. Furthermore, a first draft version of DIN 51384-5 was established to disclose in detail the test procedure description as standardized test method. A final round robin test is running in 2021 under the supervision of the SAE & ISO TF brake fluid lubrication in co-operation with DIN 51834 working group with more than 10 co-operators and 16 different test fluids to be assessed by three test repetitions each.

Figure 12 provides an overview of the three different round robin tests for noise: starting with 9 different test methods in the pre round robin test (left side) to one test method applied on three different EPDM test plates in the R2T2 (middle) to the final R2TN (Round Robin Test Noise) with the future standard lab noise test as the single selected test method to be applied on a variety of brake fluids (right side).

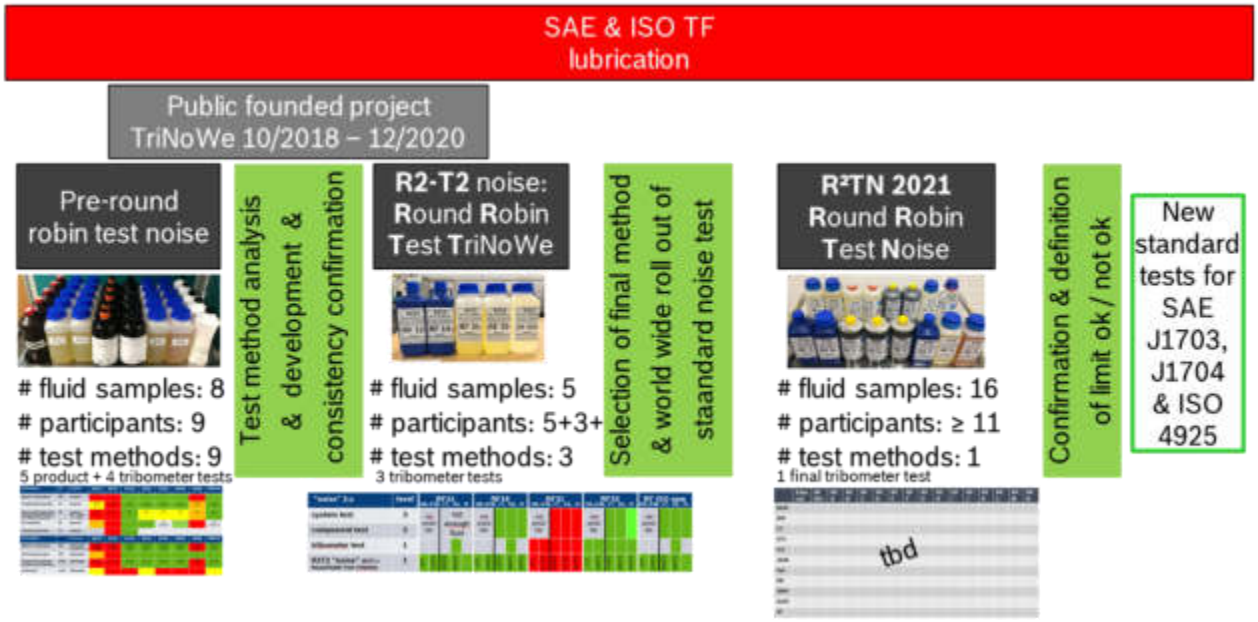


Figure 12: Overview over different round robin tests noise

Wear lab test

Figure 13 explains the Bosch procedure to assess the wear behavior of brake fluids by applying a defined load within a component endurance test at 100°C, introduced after observed wear with a selected brake fluid. The wear pattern of the sealing ring is measured by the change of the inner sealing diameter referenced in an optical diagram between original inner ring diameter and outer metal piston diameter.

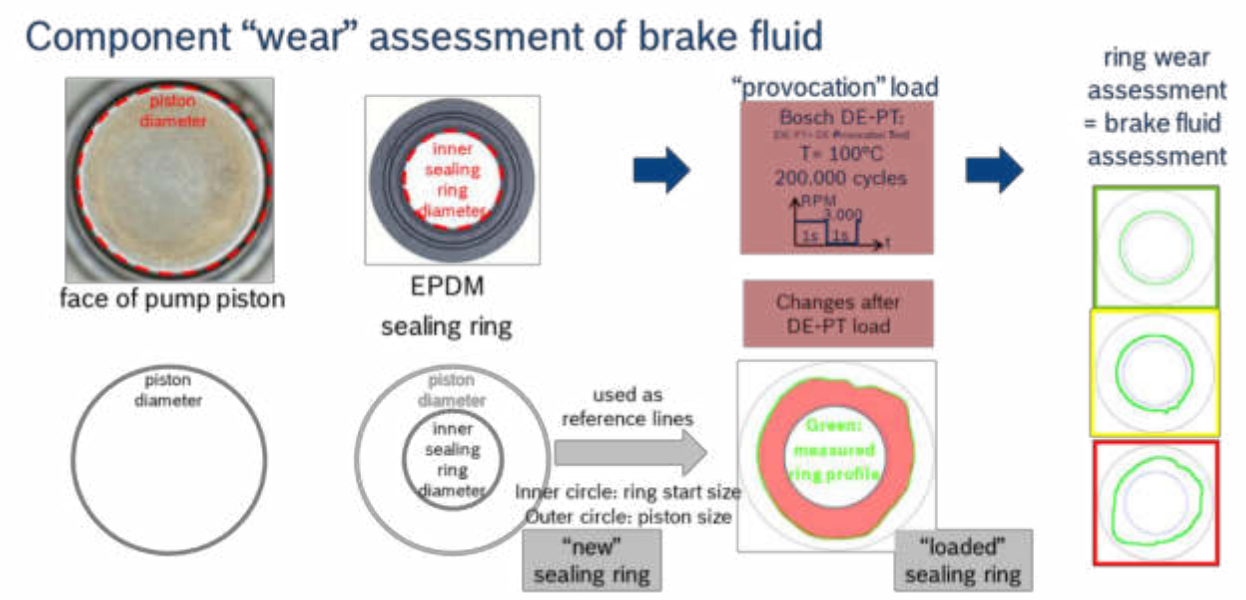


Figure 13: Component test procedure for wear at Bosch, applied as assessment for brake fluids

This test method was applied to the five fluids of the R2T2 to assess the lubrication behavior of the brake fluids with respect to wear. The results are presented in figure 14 showing that only RF 12 does provoke wear in the test (hint: the small regular increase of the sealing diameter is caused by thermal setting even without load cycles).

This underlines that is was meaningful to differ lubrication into noise and wear, since the only noise provoking test fluid RF 31 does not provoke wear and the only wear provoking test fluid RF 12 does not provoke noise.

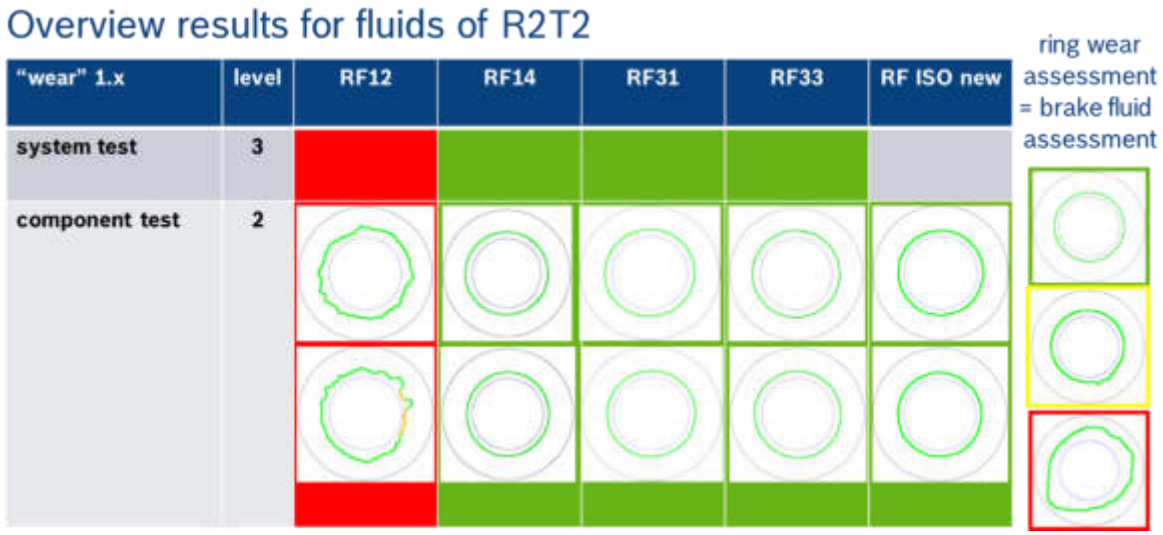


Figure 14: Results of R2T2 fluids in Bosch component wear test

Furthermore, the assessments among the component and product wear tests of the different brake component suppliers are consistent. All results are summarized in figure 15.

The success of developing a valid noise test was not achieved for the challenge wear: Despite investing high efforts into test sequences and analysis, it was not possible to develop such a valid lab test for the mechanism wear. The test results were not reproducible and could thus not fit the consistent product results. No approach to apply lessons learned from the developed noise test could improve this result.

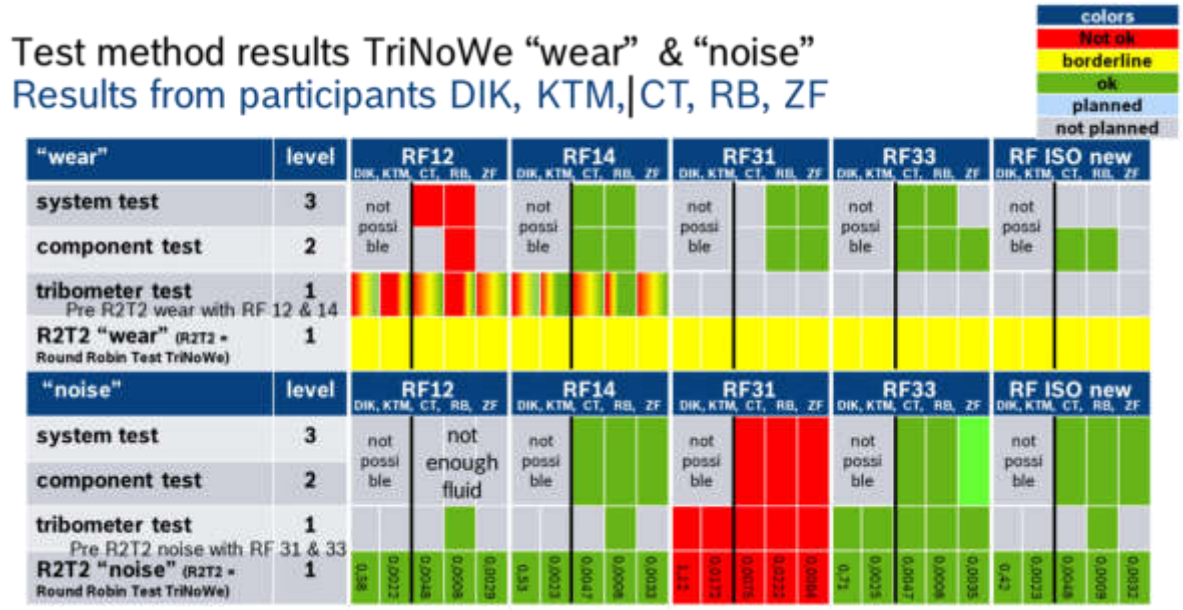


Figure 15: Overview of all results of wear and noise R2T2

The R2T2 wear -comparable defined to the noise test method, but applied at 100°C- did not produce repeatable results and is thus assessed as yellow for all fluids in figure 15. Obviously, the complex mechanism of reduced lubrication is not yet able to be mapped within a tribometer test.

Figure 16 explains an observed difference between product and tribometer tests: in the product, the sealing ring separates the fluid-side from the air-side and the wear is typically starting from the air-side. Thus, the root cause for the wear is combined with the missing availability of lubricating brake fluid in the contact.

In the tribometer “point contact” without real sealing behavior, the availability of brake fluid is always given. Thus, the dominant wear mechanism is not rebuilt sufficiently within this test system. Modifications of the test towards component tests behavior are planned at different partners in continuity of the pfp TriNoWe.

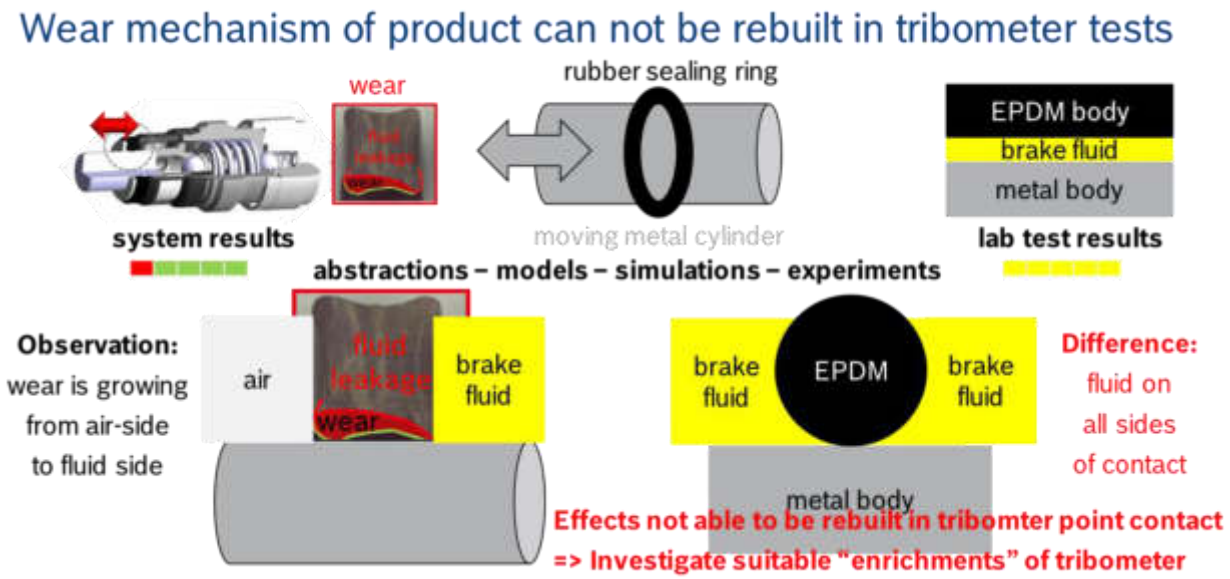


Figure 16: Difference between tribometer and product wear tests

Bosch did propose to rebuild the separation between fluid- and air-side in the tribometer by incline settings of the tribometer and by leading air onto the point contact. Severe wear pattern could be provoked in such test settings already after short test times. Furthermore, the beginning of “lack of lubrication” can be measured in the tribometer by a jump in the friction force. Thus, the duration until this jump happens could be applied as simplified assessment method for wear.

In order to identify a valid wear test procedure, a focus-workshop is planned in autumn 2021, organized by Optimol to analyze and to discuss the different test options. If such a test is identified, a round robin test wear (R²TW) will validate this test method in 2022 and enable a new DIN 51384-6 for wear, as shown in the timeline overview of figure 17.

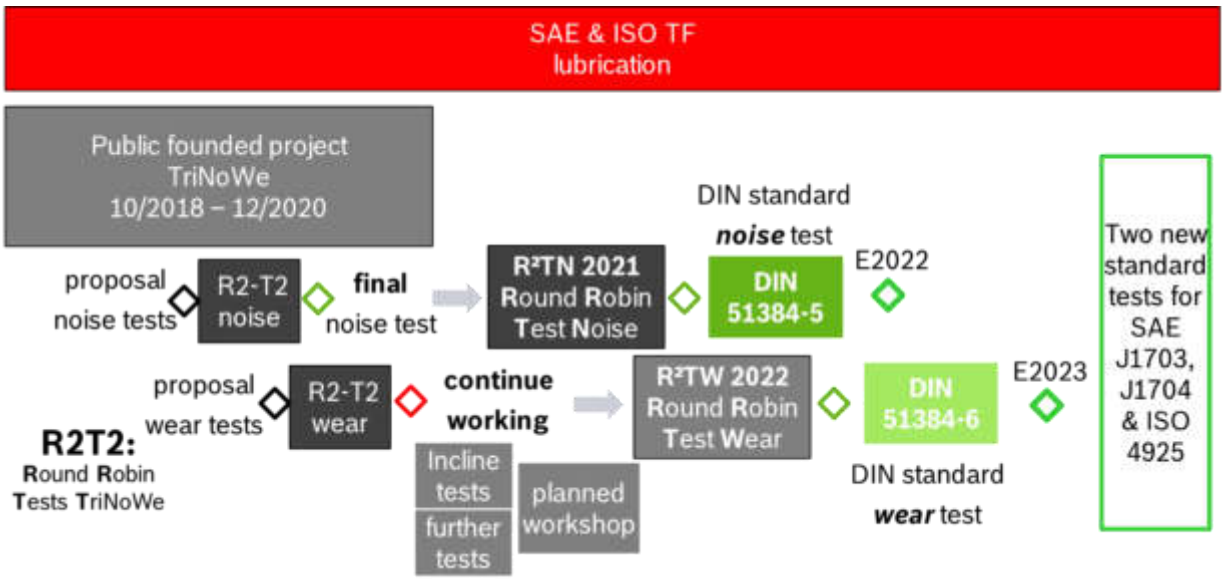


Figure 17: Outlook for noise and wear standardization as DIN 51384-5 and -6

Conclusions

The project TriNoWE developed a tribometric test procedure in order to assess the potential of brake fluids to generate friction-induced noises in EPDM-steel contacts by determining the potential fluctuations in the frictional response in a wide range of operating conditions.

An appropriate EPDM surface conditioning approach is essential to map lab test and product results and to obtain a valid and robust test procedure disclosed as DIN 51834-5.

Activities to identify a similar robust and reproducible test for wear were not yet successful, but are ongoing in order to formulate a new DIN 51834-6 as future wear test.

References

[1] SAE J1703: Motor Vehicle Brake Fluid.

[2] SAE J1704: Motor Vehicle Brake Fluid Based Upon Glycols, Glycol Ethers and the Corresponding Borates.

[3] FMVSS 116: Federal Motor Vehicle Standard No. 116: Motor Vehicle Brake Fluids.

[4] ISO 4925: Road vehicles – Specification of non-petroleum-base brake fluids for hydraulic systems.

[5] JIS K2233: Non-petroleum base motor vehicle brake fluids.

[6] ISO 4926: Road vehicles – Hydraulic braking systems – glycol-based reference fluid.

[7] Hilden, M., Dietl, H.: Brake fluids, page 322-325 in: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 2019, Springer Verlag, ISBN 978-3-658-23583-3

[8] Hilden, M., Robert Bosch GmbH: Future mobility and driving assistance: How to deal with new challenges for brake fluids? Evolution in Motion, BASF's Fuel and Lubes Conference 2018, October 16-17, 2018.

[9] Hilden, M.: Results & follow up of the pfp TriNoWe – methods to assess lubrication performance of brake fluids, Maschinenbau-Kolloquium Hochschule Mannheim, 17.05.2021 (online)

Dr.rer.nat. Michael Hilden, Robert Bosch GmbH, Robert Bosch Allee 1, D-74232 Abstatt

Dennis Liebmann, Volker Lagemann, Michael Bargende

Öltransport und Reibungsbewertung innerhalb der Kolbenbolzenlagerung

Zusammenfassung:

Auf einem außermotorischen Komponentenprüfstand wird die Kolbenbolzenlagerung hinsichtlich Reibung und Tragbild bewertet. Ein gerichteter Schmierstofftransport wird festgestellt. Mittels CFD bzw. MKS-Berechnungen werden Füllgrade, Reibungszustände und Tragbilder analysiert. Die Ergebnisse dienen der Validierung der MKS-Berechnung mit Schmierfilmkopplung.

Abstract:

Increased loads and lower oil supply of today's low-consumption internal combustion engines lead to higher demands on mechanical and elastohydrodynamical design methods of the piston pin bearing. The bearing is not lubricated directly but through spray oil or oil mist. A description of the lubrication mechanism within the bearing has mostly been researched theoretically. In order to understand the friction conditions and lubrication mechanisms, the bearing is tested on an external test bench with high loads and a hydrostatic bearing of the piston. An engine-like lubrication can be variably adjusted. By comparing the contact pattern between measurement and calculation, conclusions can be drawn about the behaviour of the lubricant within the bearing. Using computational fluid dynamic calculations (CFD) the amount of oil in the gab of different lubrication directions is regarded. After transferring the results to the test bench a directed transport of lubricant is determined. Final friction measurements with an adapted direction of lubrication show a good accordance to the calculation results. These results validate a multi body system calculation (MBS/MKS) with a lubricating film coupling.

Einleitung:

Gesteigerte Leistungsdichten im Zuge des Downsizings heutiger Verbrennungsmotoren führen zu immer höheren spezifischen Belastungen einzelner Bauteile. Zudem werden durch häufigeres Abschalten der Ölpumpen und den Einsatz niedrigviskoser Öle vermehrt Mangelschmierungsphänomene und deren Folgen beobachtet. Eine der hochbelastetsten Lagerungen des Verbrennungsmotors ist dabei die des Kolbenbolzens, mit der sich folgende Arbeit befasst. Ihre Funktionssicherheit beeinflusst maßgeblich die Lebensdauer des Gesamtsystems (Lazzara 2016; Kohashi et al. 2013). Geschmiert wird sie indirekt durch Spritzöl und Ölnebel, welche sich in Form eines Ölkragens an den Lagerrand legen. Der Haupt-Schmiermechanismus ist dabei der Unterschied zwischen dem Druck innerhalb und außerhalb des Lagers; dieser entsteht durch die Drehbewegung des Bolzens und die relative Hubbewegung zwischen Bolzen und Kolbennabe (Anlagenwechsel) siehe (Meng et al. 2020; Shi 2011). Entstehende Teilfüllungen werden in einzelnen Abhandlungen durch Kavitationsalgorithmen in mathematischen Modellen bereits berücksichtigt.

Bisher wird angenommen, dass eine Beölung stets von beiden Seiten des Lagers/ der Kolbennabe stattfindet, exemplarisch sind hierfür (Ba et al. 2015; Meng et al. 2020) zu nennen. (Ba et al. 2015) geht zudem auf den Ölfluss bzw. Transportmechanismus innerhalb der Kolbenbolzenlagerung ein. Dazu werden drei verschiedene Feingeometrien der Lagerung und ihre Auswirkungen auf die Schmierzustände, Druckverteilungen und die Ölflüsse im Lager analysiert. Dabei wird der Ölfluss in die Mitte des Kolbens während der Kompression in TDC (Top Dead Center, auf Kolbenbolzen in Nabe bezogen) angedeutet. (Schmidt et al. 2020) konnten anhand von CFD-Berechnungen zeigen, dass die Schmierung des Lagers und der Öltransport ins Innere immer dort stattfindet, wenn lokal Öl am Lagerrand vorhanden ist. Sie konzentrierten sich auf den inneren Lagerrand ohne Bezug zur entstehenden Reibung. Prüfstandversuche bezüglich Fressgrenzen und den Einflüssen einzelner Parameter, wie der Kraft, des Lagerspiels, der Öltemperatur, usw. konnte bereits durch (ZHANG et al. 2003; ZHANG et al. 2004) und (Liebmann et al. 2021) gezeigt werden.

In dieser Arbeit wird der Öltransport ins Innere, eine bevorzugte Beölungsrichtung und eine Analyse des Ölflusses innerhalb der Kolbenbolzenlagerung auf einem außermotorischen Komponentenprüfstand mit hydrostatischer Lagerung behandelt.

Prüfstandaufbau und Messgrößen

Der außermotorische Komponentenprüfstand setzt sich aus einem Antrieb des Kolbenbolzens, einer Lagerung des Kolbens und einer Lasteinleitung auf das große Pleuelauge, mit Hilfe eines Hydropulsers, zusammen. Die Lagerung des Kolbens ist als hydrostatisches Lager konzipiert. Dazu wird die Kolbenkrone unter Last in ein Ölbad gepresst. Durch eine Dichtung am Feuersteg des Kolbens entsteht bei weiterem Eintauchen, proportional zur aufgebrachten Kraft, ein hydrostatischer Gegendruck. Dieser soll den Verbrennungsdruck darstellen. Ein Verspannring nimmt Kräfte bei Zugbelastung auf. Die Antriebswelle wird von einem Elektromotor mit konstanter Winkelgeschwindigkeit angetrieben. Diese Welle besteht aus einer Absicherung gegenüber zu hohen Lasten, einer Drehmomentmesswelle und einem Versatzausgleich zwischen Antriebswelle und Kolbenbolzen. Eine Buchsenlösung verhindert ein Verspannen des Kolbenbolzens, welcher über eine formschlüssige Verbindung zur Antriebswelle angetrieben wird. Dabei wird darauf geachtet, dass eine elastische Deformation des Kolbenbolzens nicht verhindert wird. Der prinzipielle Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 1 dargestellt.

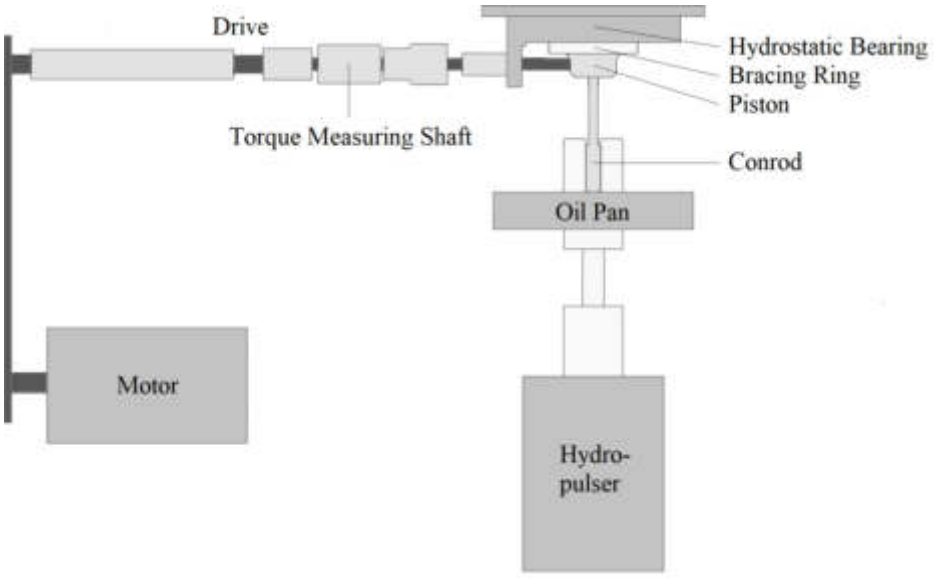


Abbildung 1: Prinzipskizze Prüfstand siehe (Liebmann et al. 2021).

Beim Prüfstand können die Öltemperatur (bis 80 °C), Rotationsgeschwindigkeit des Kolbenbolzens, Amplitude und Kurvenverlauf der Kraft, sowie die Ölmenge von 0.1 bis 1.8 ml/min eingestellt werden. Variabel einstellbare Düsen (Position und Richtung) werden zur Minimalmengenschmierung eingesetzt. Gemessen werden alle einstellbaren Größen sowie der entstehende Druck im hydrostatischen Lager, das entstehende Drehmoment an der Antriebswelle und der Weg des Hydropulsers. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstands und seiner Sensoren ist in (Liebmann et al. 2021) gegeben. Im Folgenden wird ein Aluminiumkolben und ein Stahl-Kolbenbolzen ohne Beschichtung inkl. Pleuelstange verwendet.

Messergebnisse und Laufbilder.

Für die Messung wird eine Winkelgeschwindigkeit des Kolbenbolzens von 150 U/min, 80 °C Öltemperatur, 1.8 ml/min Beölungsmenge, 33 Hz (2000 U/min) und eine Druckkraft von 5-50 kN (5 kN-Schritte), sowie eine geringe Zugkraft von 0.5-5 kN gewählt. Die Beölungsdüsen sind im inneren des Kolbens auf den Spalt zwischen Kolbennabe und kleinem Pleuelauge gerichtet. Die Kolben, die geprüft wurden, zeigten Laufspuren im oberen Teil der Nabe (Nabenzenit, Richtung Kolbenkrone). Dabei wurde eine sehr niedrige Widerstandsfähigkeit des Lagers bei bereits geringere Lasten (5 kN) festgestellt und relativ hohe Drehmomente von 3-8 Nm gemessen. Die zwei linken Bilder in Abbildung 2 zeigen diese zumeist einseitigen Laufspuren. Eine Messung des Drehmomentes ist in Abbildung 8 dargestellt. Die Laufspuren und Drehmomente indizieren eine Mangelschmierung innerhalb der Lagerung. Aus den CFD-Berechnungen des folgenden Abschnittes lässt sich ableiten, dass eine Beölung von Innen zwar zu mehr Öl im Lager führt, aber eine Beölung von außen gezielt Öl an die Stelle der stärksten Laufspuren transportiert. Nach Umstellung der Beölung am Prüfstand sind keine Laufspuren in der Kolbennabe erkennbar (siehe Abbildung 2 zwei Bilder von rechts).

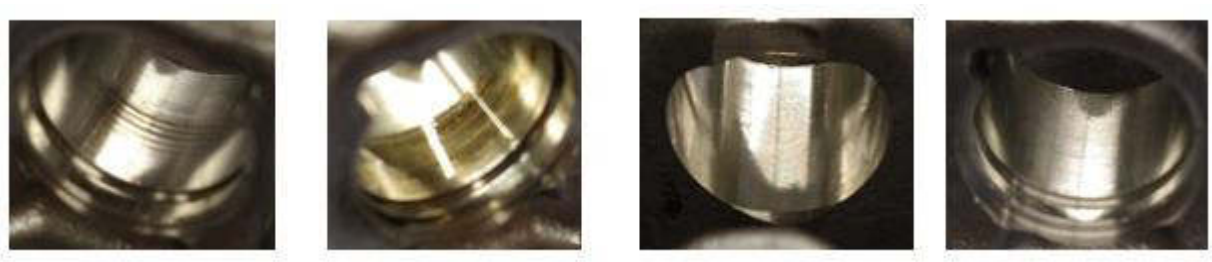


Abbildung 2: Laufbilder Kolbennabe, links mit Beölung von Innen, rechts mit Beölung von außen

CFD-Modell und -Berechnung

Strömungsberechnungen der Kolbenbolzenlagerung sollen Aufschluss geben, wie das Öl innerhalb der Lagerung verteilt wird und wie die Lagerung auf eine einseitige Beölung reagiert. Dazu werden Füllgrade und Drücke analysiert. Dem inneren Teil (Kolbenbolzen) wird eine Hub- und Drehgeschwindigkeit vorgegeben und der Einfluss auf das Fluid wird untersucht. Der Solver InterFoam löst die Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations, wobei für diesen Anwendungsfall keine Turbulenz angenommen wird, sondern eine laminare Strömung ohne Volumenkräfte nach (1) und (2).

$$\rho\left(\frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t} + \mathbf{u} * \nabla\mathbf{u}\right) = -\nabla p + \mu\nabla^2\boldsymbol{u} \tag{1}$$

$$\nabla\boldsymbol{u} = 0 \tag{2}$$

Dabei ist $\boldsymbol{u}$ die Geschwindigkeit in alle drei Raumrichtungen, ρ die Dichte, p der Druck und μ die Viskosität. Um den Anlagenwechsel zu simulieren, wird auf die in OpenFOAM® implementierte Netzbewegung zurückgegriffen. Diese löst die zugrundeliegende Gleichung für die Netzbewegung (3). $\mathbf{v}$ ist dabei der Knotengeschwindigkeitsvektor und γ der Diffusionsfaktor.

$$\nabla * (\gamma\, \nabla\, \mathbf{v}) = 0 \tag{3}$$

Die Viskosität des Fluids wird berücksichtigt und eine zweiphasige Strömung mit inkompressiblen unmischbaren Gasen / Flüssigkeiten angenommen. Dabei wird auf die Volume of Fluid (VOF) Methode zurückgegriffen. Diese verwendet das Mischungsverhältnis α, um den Anteil der Flüssigkeiten im Element nach (4) zu beschreiben. Berechnet wird α durch Lösen von (6). Das Dichteverhältnis der Flüssigkeitsdichte ρ_1 und der Luftdichte ρ_2 wird durch Gleichung (5) beschrieben. Weitere Informationen siehe (Liu und García 2008; Deshpande et al. 2012).

$$\alpha = \begin{cases} 0, & \text{Volumen mit Luft gefüllt} \\ 1, & \text{Volumen mit Öl gefüllt} \end{cases} \tag{4}$$

$$\rho = \alpha\rho_1 + (1-\alpha)\rho_2 \tag{5}$$

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla * (\mathbf{u}\alpha) = 0 \tag{6}$$

Die Netzerstellung erfolgt mit dem OpenFOAM® eigenen Vernetzungstool BlockMesh. Eine Verformung des Netzes wird bis zu einem Restspalt von 0,8µm durchgeführt. Ausgangswert sind zwei Promille des Lagerradius (Spiel inkl. thermischer Deformation). Die Frequenz des Lastwechsels ist identisch mit der Pulsfrequenz am Prüfstand, jedoch werden keine Ölflussmengen sondern unterschiedliche α an den Rändern vorgegeben. Es werden fünf Anlagenwechsel simuliert. Die Spielsituation im Lager wird im Folgenden näher erläutert. Analysiert wird die beste Variante der Feingeometrie bzgl. der Reibung von (Ba et al. 2015). Es handelt sich hierbei um eine Feingeometrie, welche einen gewissen zylindrischen Anteil (x_0/x) besitzt und anschließend eine trompetenförmige Öffnung zur Kolbeninnenseite (Pleuelseite) hin beschreibt. Die Werte der Lagerbreite sind in allen Abbildungen entdimensionalisiert dargestellt. Die Lagerbreite erstreckt sich von 0 am inneren Rand der Kolbennabe bis 1 am äußeren Rand (Sicherungsringnut). Die Ergebnisse der CFD-Simulation und später der MKS-Berechnung werden auf einer Linie entlang der Breite des Lagers ausgewertet, welche sich im Nabenzenit befindet. Es wird von einer symmetrischen Belastung und starren Körpern ausgegangen und lediglich eine Kolbennabe berechnet. Ausgewertet werden der Füllgrad α und der Druck auf der definierten Linie im Kompressionsmaximum sowie der Füllgrad im gesamten Volumen über der Zeit (siehe Abbildung 3).

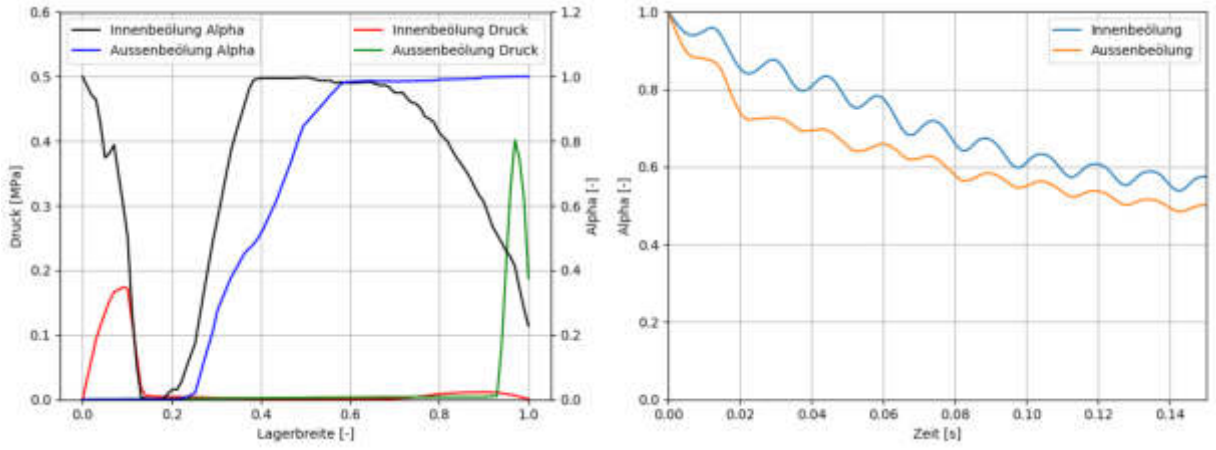


Abbildung 3: Hydrodynamischer Druck und Füllgrad über Lagerbreite (links), Füllgrad im Volumen über Zeit (rechts)

Der Füllgrad im gesamten Volumen nimmt mit der Zeit ab, wobei sich für verschiedene Beölungsvarianten (außen / innen) unterschiedliche Füllstände ergeben. Die Beölung von außen (Outside) zeigt einen geringeren Füllstand als die Beölung von innen (Inside). Eine Erklärung ist dabei die größere Einlassfläche aufgrund der trompetenförmigen Aufweitung im Randbereich. In Abbildung 3 wird deutlich, dass der Füllstand über der Lagerbreite für die Außenbeölung geringer ist, weil sich das Öl nur in der äußeren Hälfte der Lagerung sammelt. Die innere Beölung zeigt lediglich ein lokales Minimum des Füllstands nahe dem inneren Rand des Lagers. Der hydrodynamische Druck bei Außenbeölung liegt im Bereich des zylindrischen Anteils und wirkt somit einer Annäherung der Flächen im Bereich der kleinsten Spaltweite entgegen. Dies führt zu einem besseren Reibungsverhältnis trotz geringeren Füllständen. Bei der Beölung von innen ist ein Druckaufbau im Bereich der größten Trompetenöffnung zu sehen. Das bedeutet, dass der Widerstand gegen Annäherung im Bereich des zylindrischen Anteils sehr klein ist. Aufgrund dieser Beobachtung wird die Beölung am Prüfstand umgestellt, das Ergebnis ist in Abbildung 2 ersichtlich.

MKS-Modell und -Berechnung

Die Mehrkörpersimulation (MKS) mit Schmierfilmkopplung wird von (Liebmann et al. 2021) übernommen[1]. Verwendet wird das Programm FIRST der IST GmbH aus Aachen. Mit Hilfe des Kumar-Booker-Algorithmus können Teilfüllungszustände im Lager berücksichtigt werden. Es handelt sich dabei um einen masseerhaltenden Kavitationsalgorithmus, siehe (Kumar und Booker 1991). Es ergibt sich die mittels der Methode der gewichteten Residuen (Galerkin-Methode) umgeschriebene Reynoldsche Differentialgleichung in ihrer Finiten Elemente Formulierung. Das Zusammensetzen der Elementmatrizen ergibt eine Systembeziehung der Gleichung (7).

$$q_i = K_{ij} p_j + Q_i^U + Q_i^{\dot{\Pi}} \tag{7}$$

Der Fluidstrom des Systems hängt somit von der räumlichen Druckvariation, der Oberflächenscherung und der Massenverlustrate (aufgrund der zeitlichen Variation der Filmdicke und -dichte) ab, siehe (Kumar und Booker 1991). Gemessene Oberflächenrauigkeiten der gelaufenen Teile und die sich daraus ergebenden Scher-, Druckflussfaktoren und Kontaktdruckkurven fließen als Randbedingungen in die Berechnung ein. Üblicherweise wird der Umgebungsdruck als Randbedingung auf die Ränder des Lagers ($p_{Rand} = 1bar$) aufgebracht. Um die Teilfüllungszustände vom Prüfstand nachzustellen, werden verschiedene Drücke verwendet. Jeweils ein Rand wird auf Kavitationsdruck gesetzt, während der andere auf Atmosphärendruck verbleibt. Es werden zusätzlich die Reibmomente, die Fluidgeschwindigkeiten und die trockenen Kontaktdrücke des Lagers ausgewertet. Abbildung 4 zeigt auf der Linie im Nabenzenit ausgewertete mittlere Füllstände. Hinzugefügt wird eine weitere Berechnung, bei der der zylindrische Anteil im Lager reduziert wird, um die thermische Deformation des Lagers zu berücksichtigen. Beide Varianten der Kolbennabe und die dazugehörige Beölungsvariante zeigen ein Minimum, welches etwa in der Mitte der Lagerung liegt. Ein direkter Vergleich zwischen dieser Berechnung und jener aus der CFD ist hier nicht ohne

[1] Diese zeichnet sich durch elastische Körper (reduzierte Freiheitsgrade durch statisch modale Reduktion), druckabhängige Viskosität nach Roelands, Scher-, Druckflussfaktoren und Kontaktdruckkurven von real gemessenen Oberflächen aus.

weiteres möglich[2]. Trotz dieser Unterschiede sind die Füllstände über der Lagerbreite sehr ähnlich. Der Füllstand bei Innenbeölung im Bereich der trompetenförmigen Öffnung ist größer und im Bereich des zylindrischen Anteils dominiert die Außenbeölung zum Rand hin.

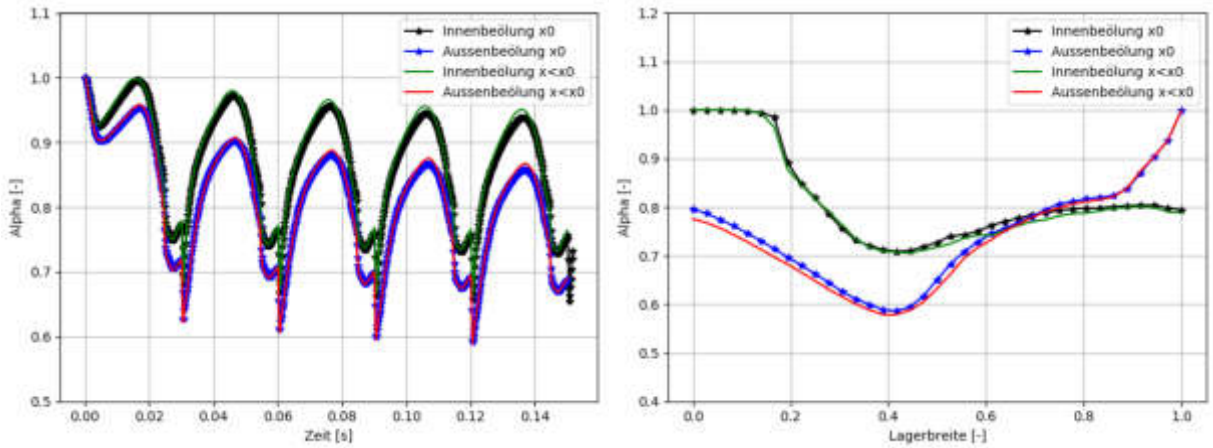


Abbildung 4: Füllgrade über Lagerbreite im Nabenzenit bei versch. Beölungsvarianten (links), Füllgrade im Volumen über der Zeit (rechts), beide inkl. reduziertem zyl. Anteil ($x < x_0$)

Kaum Änderungen dieser Füllstände ergeben sich, wenn der zylindrische Anteil reduziert wird. Die Füllstände über der Zeit im gesamten Volumen sind höher als bei der CFD-Berechnung, doch zeigen sie die gleiche Tendenz. Die Beölung von außen bringt weniger Öl in das Volumen, als dies bei der Innenbeölung der Fall ist. Werden die Drücke betrachtet (siehe Abbildung 5), dann zeigt sich, dass bei Innenbeölung das Druckmaximum weiter im Inneren der Lagerung liegt. Bei Außenbeölung verschiebt sich das Druckmaximum zur Außenseite hin. Bei reduziertem zylindrischen Anteil ist dies noch deutlicher zu beobachten.

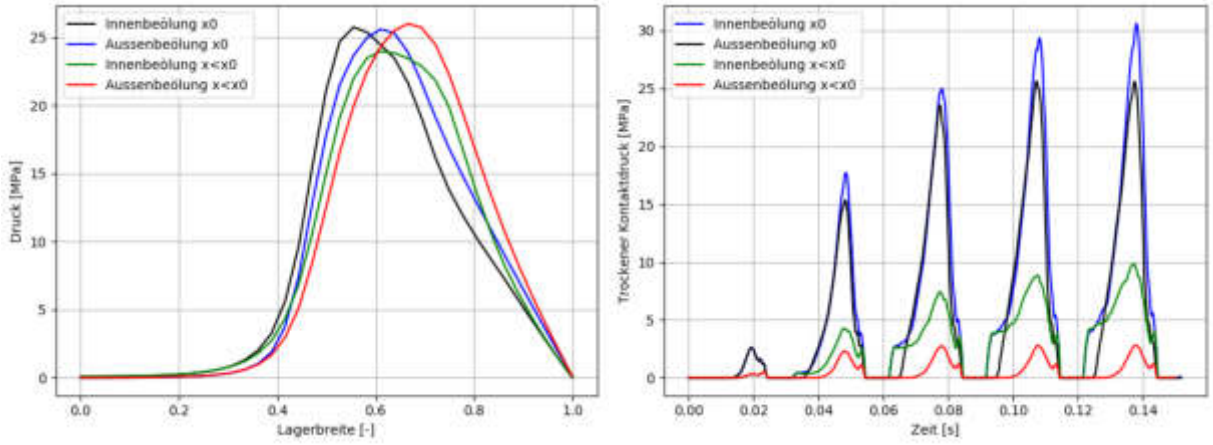


Abbildung 5: Berechnete mittlere Drücke (links), trockener maximaler Kontaktdruck (rechts), beide inkl. reduziertem zyl. Anteil ($x < x_0$)

[2] Der Kumar-Booker-Algorithmus betrachtet die Luft als kompressibel und das Öl als inkompressibel. Es strömt keine Luft über den Lagerrand, was in der CFD-Berechnung gegeben ist. Die CFD-Berechnung betrachtet die Luft ebenso als inkompressibel. Aus diesem Grund kann es zum stärkeren Einströmen der Luft über den Rand kommen und die Füllstände sind dementsprechend anders.

Ein Blick auf die trockenen Kontaktdrücke zeigt einen reduzierten maximalen trockenen Kontaktdruck über der Zeit bei Außenbeölung, siehe Abbildung 5. Dies wirkt sich auch auf die berechneten prüfstand-äquivalenten Drehmomente aus, siehe Abbildung 6. Durch Außenbeölung ergeben sich niedrigere Drehmomente. Je weiter die Stelle der resultierenden Kraft nach außen wandert (Reduktion des zylindrischen Anteils), desto deutlicher wird der Effekt. Ein Blick auf die mittleren Geschwindigkeiten (siehe Abbildung 6) über der Lagerbreite zeigt einen Vorzeichen-wechsel der Geschwindigkeit in der Mitte des Lagers[3].

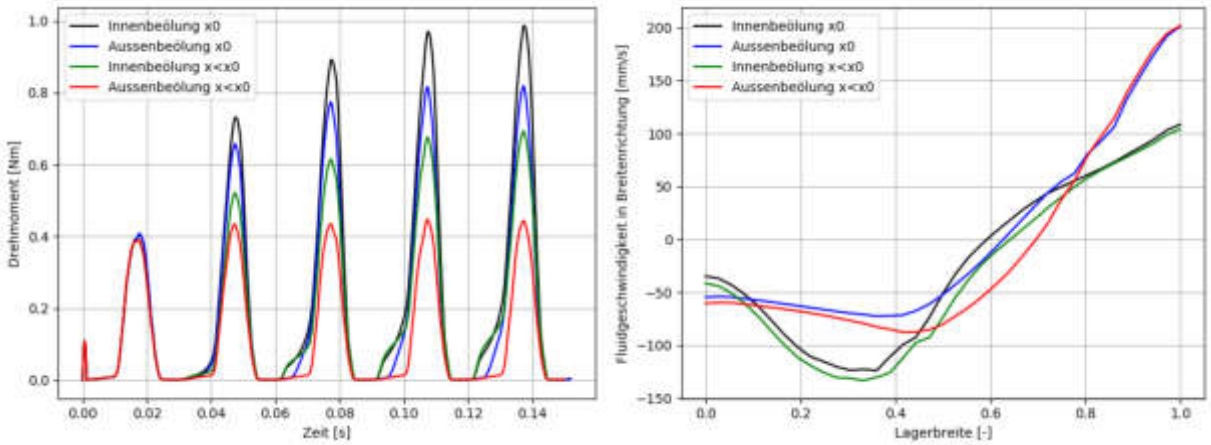


Abbildung 6: Berechnete Drehmomente über der Zeit (links), mittlere Fluidgeschwindigkeiten über der Lagerbreite (rechts), beide inkl. reduziertem zyl. Anteil ($x < x_0$)

Die Summe des Flusses über die verschiedenen Lagerränder während drei Lastwechseln ist in Tabelle 1 zusammengefasst. x ist dabei der zylindrische Anteil der Feingeometrie im Lager. Es scheint bei den unterschiedlichen Beölungsvarianten jeweils eine unterschiedliche Hauptströmungsrichtung zu geben. Bei beidseitiger Beölung wird ein Schmierstofftransport nach innen festgestellt. Negative Werte sind Mengen, die aus dem Volumen fließen. Ein Blick auf die in Abbildung 7 dargestellten Ölmengen im Spalt ($\alpha * \mathrm{Spaltweite}$), in BDC und TDC bei verschiedenen Beölungsvarianten, lässt erkennen, dass an der Unterseite der Lagerung ein Ölfluss durch das Lager stattfindet. Dagegen findet im Nabenzenit ein Fluss bis ungefähr zum ersten Drittel der Lagerbreite und dann ein Ausschieben des Öls statt.

Fluss	Innen-beölung $x = x_0$	Außen-beölung $x = x_0$	Innen-beölung $x < x_0$	Außen-beölung $x < x_0$	Beidseitige Beölung x_0
Innerer Rand	-1.179 mL	1.682 mL	-1.355 mL	1.914 mL	0.144 mL
Äußerer Rand	1.469 mL	-1.142 mL	1.653 mL	-1.346 mL	0.100 mL
Richtung	nach außen	nach innen	nach außen	nach innen	nach innen

Tabelle 1: Fluss über den Rand der Kolbennabe nach drei Lastwechseln (negativ Fluss ins Volumen, positiv Fluss aus dem Volumen, Richtung der Strömungsgeschwindigkeit in Lagerbreite im ges. Volumen einer Kolbennabe)

[3] Deshalb ist anzunehmen, dass von beiden Seiten Öl ins Lager transportiert wird und die Beölung an jener Seite verbessert werden muss, welche näher am Hauptauftreffpunkt der resultierenden Kraft liegt.

Durch die trompetenförmige Öffnung kann mehr Öl ins Lager gelangen. Dieses bewegt sich zwar weiter ins Lager hinein, es gelangt aber nicht bis zur Hauptkontaktzone. Die trompetenförmige Öffnung hält zudem das Öl bei Außenbeölung am inneren Lagerrand. Im BDC (Bottom Dead Center) ist kaum Öl an der Unterseite im Bereich des zylindrischen Anteils der Lagerung vorhanden. Bewegt sich der Bolzen wieder nach oben (Top Dead Center, TDC) füllt sich der untere Teil des Lagers wieder mit Öl. Je nach Beölungsvariante sind an der Unterseite leichte Unterschiede der Ölmengen im Spalt zu erkennen, welche keine Auswirkungen auf die Reibung innerhalb der Lagerung haben. Auffällig ist, dass in der Berechnung kaum Öl von der Unterseite zur Oberseite der Lagerung gelangt, sondern fast ausschließlich in Lagerbreite strömt.

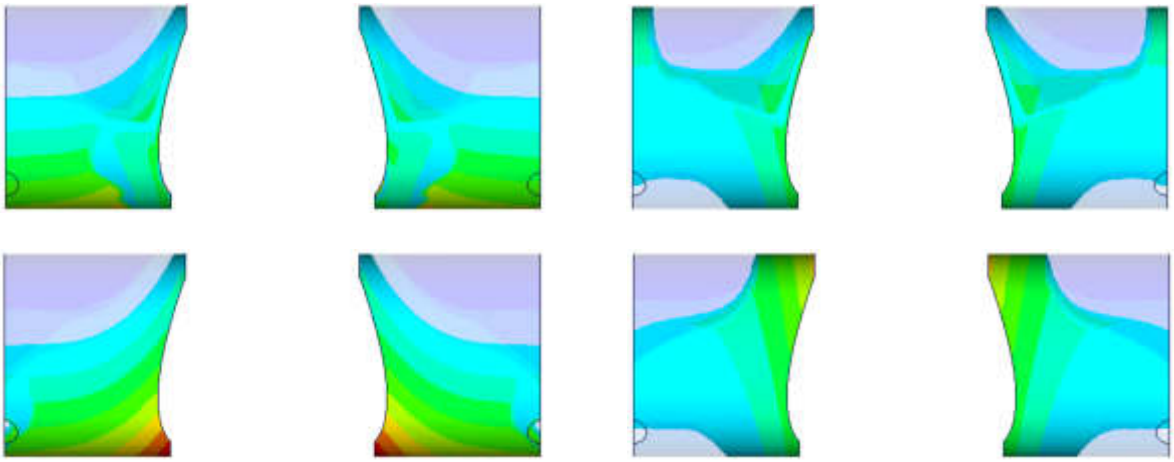


Abbildung 7: Ölmenge im Spalt bei Außenbeölung (oben) und Innenbeölung (unten), jeweils TDC (links) und BDC (rechts), (blau geringe Menge, rot hohe Menge), Kolbenkrone oben

Vergleich zwischen Messung und Berechnung

In den folgenden zwei Abbildungen werden die maximalen Drehmomente der Messung und die Berechnungsergebnisse abgebildet. Durch Umstellen der Beölung auf eine Beölung von außen können die Messergebnisse durch die Berechnung nachgestellt werden. Sie bewegen sich bei 5 kN Belastung bei etwa 0.9-1.1 Nm. Wird die Beölung von innen durchgeführt, entstehen Laufspuren (s.o.) und es werden vier bis fünf Mal höhere Drehmomente von etwa 4.5-5.5 Nm gemessen (siehe Abbildung 8).

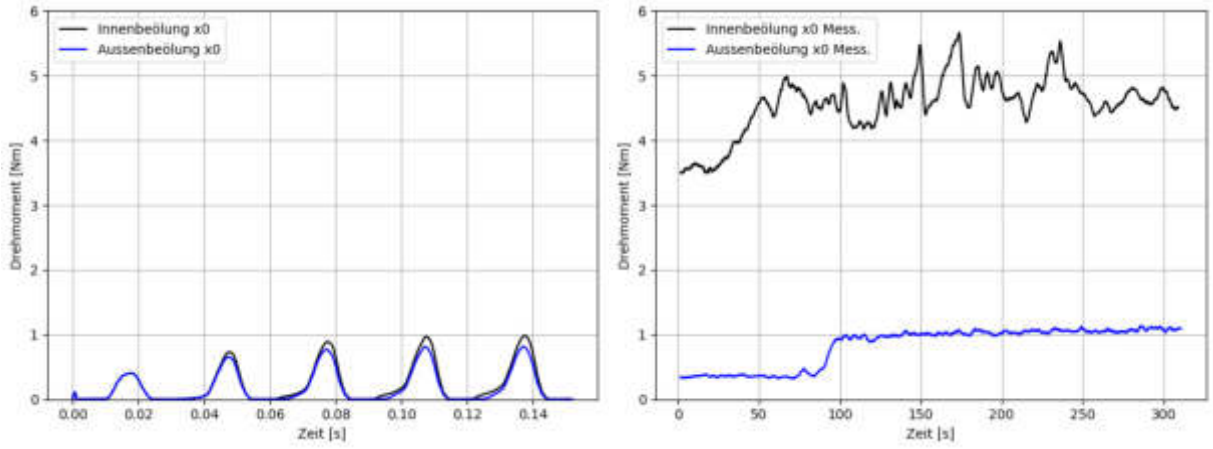


Abbildung 8: Berechnete Drehmomente über der Zeit (links), gemessene maximale Drehmomente über der Zeit (rechts), bei verschiedenen Beölungsvarianten

Wird trockene Reibung nach Coulomb für das Lager angenommen, so ergeben sich Reibungs-koeffizienten von $\mu_{Outside} = 0.02$ und $\mu_{Inside} = 0.09$ bis 0.11. Letztere entsprechen ungefähr dem Reibkoeffizient von Aluminium auf Stahl im geschmierten Zustand. Beide Beölungsvarianten haben jeweils einen Mischreibungszustand zur Folge, jedoch kann mit Außenbeölung mehr Öl an die kritische Stelle (Hauptkontaktzone) befördert werden. Eine Schädigung der Oberfläche führt mit steigender Versuchsdauer zu immer höheren Drehmomenten. Die hier dargelegte Berechnung kann dieses Verhalten nicht abbilden. Hierfür sind erweiternde Berechnungen notwendig. Es lässt sich jedoch eine Tendenz in der Berechnung mit dem Kumar-Booker-Algorithmus ablesen. Ein Tragbildabgleich zwischen Messung und Berechnung zeigt eine gute Übereinstimmung, siehe Abbildung 9. Die berechneten Drücke im Lager bilden zwei Maxima etwa in der Hälfte des Lagers, diese stimmen sehr gut mit den entstehenden Laufspuren überein. Der linke Bereich der Kontaktzone ist genau wie in der Berechnung marginal breiter als der rechte Teil. Im weiteren Verlauf der Messung bilden sich weitere Laufspuren zur Außenseite der Kolbennabe aus.

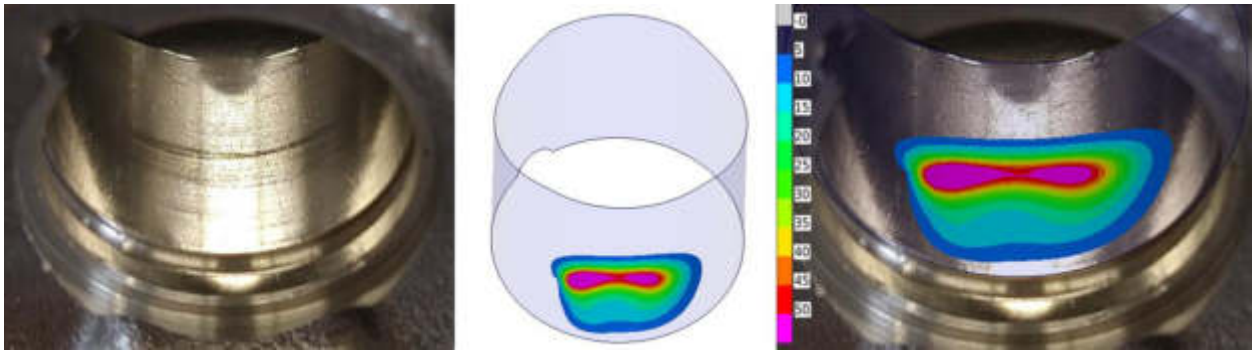


Abbildung 9: Tragbildabgleich: Tragbild ohne Berechnung (links), Berechnung ohne Tragbild (Mitte) und Tragbild inkl. Berechnung (rechts), Skala in MPa, Belastung 5kN, Kolbenkrone unten, Außenseite unten.

Fazit und Ausblick

Auf einem außermotorischen Prüfstand zur tribologischen Bewertung der Kolbenbolzen-lagerung wird ein Stahl-Kolbenbolzen und ein Aluminiumkolben mit Pleuelstange geprüft. Eine Beölung von der Innenseite des Kolbens führt zu Laufspuren und hohen Drehmomenten während der Messung. Nach Umstellen der Beölung am Prüfstand auf eine Beölung von außen (Sicherungsringnut) traten keine Laufspuren im Lager mehr auf. CFD-Berechnungen zeigen, dass eine Beölung von außen eine positive hydrodynamische Druckentwicklung zur Folge hat. Mittels des bereits implementierten Kumar-Booker-Algorithmus und verschiedenen Randdrücken am Lager konnten die verschiedenen Beölungsvarianten analysiert werden. Bei einer Beölung von außen sinken die trockenen Kontaktdrücke und eine Reduzierung des zylindrischen Anteils innerhalb der Lagerung verstärkt den Effekt. Die thermische Aufweitung in Folge des entstehenden Temperaturgradienten im Verbrennungsmotor hat einen ähnlichen Effekt und die Außenbeölung gewinnt dort an Bedeutung. Messung und Berechnung der Drehmomente stimmen durch Umstellen der Beölung am Prüfstand sehr gut überein. Eine Tragbildanalyse zeigt, dass die Berechnung die Zone des maximalen Druckes sehr gut trifft. An der Unterseite des Lagers kann je nach Beölungsvariante ein gerichteter Schmierstofftransport von der einen zur anderen Lagerseite festgestellt werden. Dies deckt sich mit den Prüfstandbeobachtungen. An der Oberseite des Lagers hingegen wird

das Öl angesaugt und wieder ausgeschoben ohne einen gerichteten Schmierstofftransport auszubilden. Für die Auslegung zukünftiger Kolbennaben sollte auf die bevorzugte Beölungsrichtung geachtet werden.

Literatur

Ba, Lin; He, Zhen-peng; Liu, Yue-hui; Zhang, Gui-chang (2015): Analysis of piston-pin lubrication considering the effects of structure deformation and cavitation. In: *J. Zhejiang Univ. Sci. A* 16 (6), S. 443–463. DOI: 10.1631/jzus.A1400105.

Deshpande, Suraj S.; Anumolu, Lakshman; Trujillo, Mario F. (2012): Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam. In: *Comput. Sci. Disc.* 5 (1), S. 14016. DOI: 10.1088/1749-4699/5/1/014016.

Kohashi, Ken-ichi; Kimura, Yuichiro; Murakami, Motoichi; Drouvin, Yann (2013): Analysis of Piston Friction in Internal Combustion Engine. In: *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 6 (3), S. 589–593. DOI: 10.4271/2013-01-2515.

Kumar, A.; Booker, J. F. (1991): A Finite Element Cavitation Algorithm. In: *Journal of Tribology* 113 (2), S. 276–284. DOI: 10.1115/1.2920617.

Lazzara, Maik (2016): Tribologisches Verhalten der Kolbenbolzenlagerung. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.

Liu, Xiaofeng; García, Marcelo H. (2008): Three-Dimensional Numerical Model with Free Water Surface and Mesh Deformation for Local Sediment Scour. In: *J. Waterway, Port, Coastal, Ocean Eng.* 134 (4), S. 203–217. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-950X(2008)134:4(203).

Meng, Zhen; Tian, Tian; Lubrecht, Ton (2020): A Numerical Model for Piston Pin Lubrication in Internal Combustion Engines. In: SAE Technical Paper Series. SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, SEP. 22, 2020: SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (SAE Technical Paper Series).

Schmidt, M.; Reinke, P.; Rabanizada, A.; Umbach, S.; Rienäcker, A.; Branciforti, D. et al. (2020): Numerical Study of the Three-Dimensional Oil Flow Inside a Wrist Pin Journal. In: *Tribology Transactions* 63 (3), S. 415–424. DOI: 10.1080/10402004.2019.1701163.

Shi, Fanghui (2011): An Analysis of Floating Piston Pin. In: *SAE Int. J. Engines* 4 (1), S. 2100–2105. DOI: 10.4271/2011-01-1407.

ZHANG, CHAO; CHENG, H. S.; Qiu, Liangheng; Knipstein, K. W.; Bolyard, Jay (2003): Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication—Part I: Experimental Studies. In: *Tribology Transactions* 46 (2), S. 193–199. DOI: 10.1080/10402000308982616.

ZHANG, CHAO; CHENG, H. S.; WANG, Q. JANE (2004): Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication—Part II: Scuffing Mechanism and Failure Criterion. In: *Tribology Transactions* 47 (1), S. 149–156. DOI: 10.1080/05698190490279100.

Liebmann, D.; Lagemann, V.; Bargende, M. (2021): "Friction calculations and validation measures on an external component test bench of the piston pin bearing under the influence of greater elastic deformation caused by a hydrostatic bearing," In: *SAE Technical Paper* 2021-24-0001.

Autoren

Dennis Liebmann und Dr. Volker Lagemann, Mercedes-Benz AG., Mercedesstr. 128, 70327 Stuttgart, Deutschland;

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende, Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart, Pfaffenwaldring 12, 70569 Stuttgart, Deutschland

Dmitriy Shakhvorostov, Stefan Wieber, Roland Wilkens, Andreas Hees

Polymere als wichtige Additive in der E-Antriebsflüssigkeit

Kurzfassung

Der Elektroantrieb ist auf dem Vormarsch, allerdings sind die Getriebeöle, die heute verwendet werden, noch nicht dafür entwickelt worden, sondern sind in der Regel ~~die~~ Erstbefüll-ATFs der Automobilhersteller und deren Systemlieferanten. Auch die Antriebe unterscheiden sich von denen, die in den nächsten Jahren auf den Markt kommen werden. Ziel der meisten Hersteller ist, mit möglichst nur einem Fluid die Leistungselektronik und den Motor zu kühlen sowie das Getriebe zu schmieren. Dadurch kommt das Fluid in Kontakt mit den elektrischen Bauteilen und nimmt durch seine elektrischen Eigenschaften auch Einfluß auf das Verhalten und die Haltbarkeit bzw. Fehlertoleranz des Gesamtsystems. Elektrifizierte Fahrzeugantriebe stellen an die Schmierstoffe neue Verträglichkeitsanforderungen hinsichtlich Materialien, Hochvoltkomponenten, erhöhten Umlaufgeschwindigkeiten, Drehmomenten, den reduzierten Bauraum und Füllvolumen. Diese neue Anforderungen führen zwangsläufig zu einer veränderten Formulierungsstrategie, in welcher die Polymere neue Aufgaben übernehmen müssen. In dieser Präsentation diskutieren wir die Funktion der Polymere auf Basis von Polyalkylmethacrylat hinsichtlich Reibungs- und Verschleißreduzierung, Wärmetransportverbesserung, kombiniert mit den Verträglichkeitsaspekten wie Kupferkorrosion, elektrische Leitfähigkeit und Oxidationsbeständigkeit.
Schlagwörter: Viskositätsindexverbesserer, Elektrischer Antrieb, E-drive, Schmierstoffadditive

Anstract

Electrified drive trains are characterized by the new challenges towards compatibility of the lubricant with high voltage electric components, increased torques and speeds, which need to be contained in compact gear boxes. These new challenges may limit use of the conventional set of additives based on compatibility conflicts. In this presentation we discuss performance (friction, wear, heat transfer) and compatibility (Cu corrosion, electrical properties, thermooxidative performance) of the polymeric additives based on polyalkylmethacrylate chemistry in the context of an E-drive fluid with the cooling function.
Key words: viscosity index improver, electrical drive, e-drive, electric vehicle, lubricant additives

Einführung

Die CO_2 -neutrale Mobilität ist eine der Maßnahmen des Klimaschutzplans 2050 (1) in Deutschland zu Erreichung der signifikanten Treibhausgasemissionenabsenkung. Ähnliche Ziele gelten auch in weiteren führenden Industrieländer und werden in konkrete Maßnahmen und Fahrzeugemissionsobergrenzen implementiert (2).

Der elektrische oder auch der teilweise elektrifizierte Antrieb stellt momentan die führende Lösung zur Erreichung der Ziele der CO_2-Neutralität. Dabei werden die elektrischen Antriebe sowohl bei der Batterie-betriebenen Fahrzeugen als auch bei den Brennstoffzellen-betriebenen Fahrzeugen sehr ähnlich konzipiert. Hauptziel der Optimierung des Antriebs ist die Effizienz der Gesamteinheit (Getriebe+Motor+Leistungselektronik) (3), um die maximale Reichweite bei der knapp auszulegenden und teuren Batterie oder bei der teuren Kombination der Brennstoffzelle und Batterie zu erreichen. Neue Konzepte bei denen alle drei Elementen (Getriebe, Motor, Leistungselektronik) mit dem Schmierstoff direkt (in direktem Kontakt zu beschichteten Strom-leitenden Bauteilen, Cu-Leitungen und Halbleitern) in Kontakt stehen sind keine Seltenheit. Der Vorteil ist hierbei, eine effiziente Wärmeabnahme aus der klein-dimensionierten Bauteilen, welche eine hohe spezifische Leistung aufgrund der Gesamteffizienzanforderungen erbringen müssen.

Der neue Schmierstoff muss nicht nur den erhöhten tribologischen Lasten standhalten, sondern sehr gut die Wärme abtransportieren und auf Lebensdauer des Systems mit allen beteiligten Materialien kompatibel sein. In diesem Beitrag diskutieren wir wie die Polyalkylmethakrylat-basierten Polymere für die benannten teilweise widersprüchlichen Anforderungen an den Schmierstoff nützlich sein können.

Viskosität

Seitdem die ersten Ziele für die Emissionsgrenzen in Kraft getreten sind, kann man einen Trend zur Verdünnung der Transmissionsflüssigkeiten sehen (vor 10 Jahren noch KV100 9-30 cSt, jetzt 4-9 cSt (4) (5)).
Die Reduzierung der kinematischen Viskosität bei 100°C (KV100) ist nötig, um die Reduzierung der Arbeitsviskosität herbeizuführen, welche alternativ/zusätzlich mit einem passenden Viskositätsindexverbesserer (VII) erreicht werden kann. Bei der Strategie mit dem VII können darüber hinaus die rheologischen Eigenschaften der Flüssigkeit bei hohen Drehzahlen beeinflusst werden und die Hochtemperaturviskosität erhalten bleiben, um in den kritischen Hochbelastungszuständen immer noch einen sicheren Schmierfilm zu gewährleisten (siehe Abbildung 1).

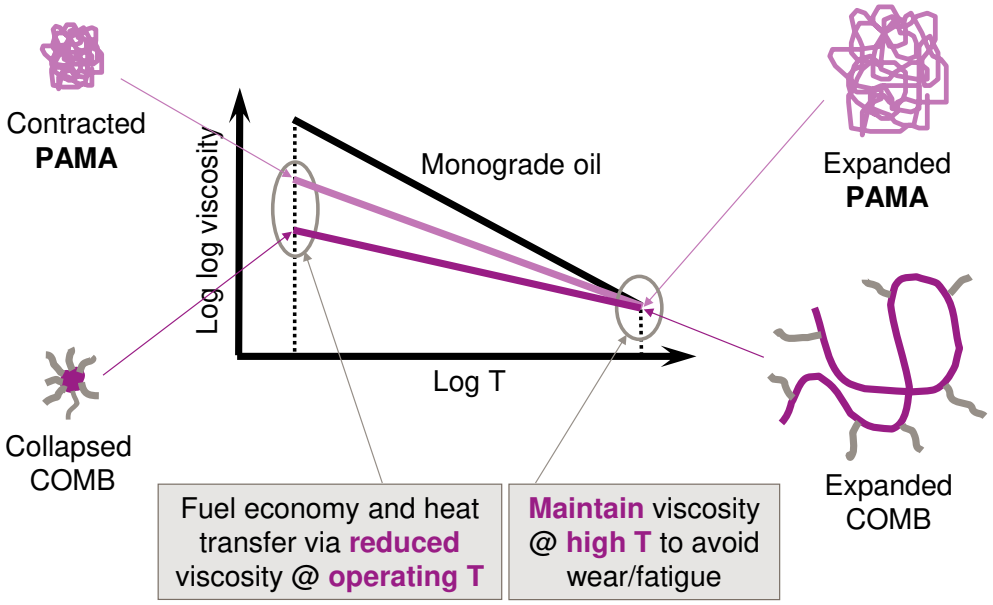


Abbildung 1. Vergleich der drei Formulierungen, welche auf Basis von reinen Grundöle, mit konventionellen Polyalkilmethacrylaten und mit moderenen Kammpolymeren formuliert sind.

Die wesentlichen Anforderungen an die VII sind auf die Scherstabilität und das Eindickverhalten bei geringen (-40…40°C) und hohen (80…150°C) Temperaturen beschränkt. Ebenfalls ist es wichtig, dass in mineralischen Grundölen die Wachsbildung und das Ölfestwerden nicht begünstigt oder besser eingedämmt wird. Für diesen Zweck eignen sich sehr gut die kamm-artigen Polymere, welche ein polares Rückgrat sowie relativ lange Seitenketten besitzen. Eindickende Wirkung des Polymers beruht auf dem Entkneueln des Rückgrats und dem damit verbundenem freilegen der Seitenketten, was breite Möglichkeiten bietet die Grundölviskosität zu modifizieren und so eine optimale und relativ zu konventionellen linearen Polyalkylmethakrylaten flache Viskositätscharakteristika als Funktion der Temperatur zu erhalten (Abbildung 1). Die Eindickung bei geringen Temperaturen von Kammpolymeren fällt sehr niedrig aus.
Die Scherstabilität der Polymere während des Betriebs ist wichtig, um die anfangs eingestellte optimale Viskosität beizubehalten. Durch die Scherung in den tribologischen Kontakten können die Polymere zerstört werden und Eindickung nimmt entsprechend ab, was sich in einem „Scherverlust“ darstellt (Abbildung 2). Zur Prüfung der Scherstabilität wird der Kegel-Rollen-Lager-Test (KRL) für 192 Stunden gefahren und die Viskositätsabnahme danach in Prozent dargestellt. Mit Kamm-Polymeren ist es wiederum

möglich höhere Viskositätsindizes zu formulieren und immer noch die scharfen Scherstabilitätsanforderungen zu erfüllen und das bei aus heutiger Sicht relativ dicken Flüssigkeiten (KV100 = 6 cSt) (siehe Abbildung 2).

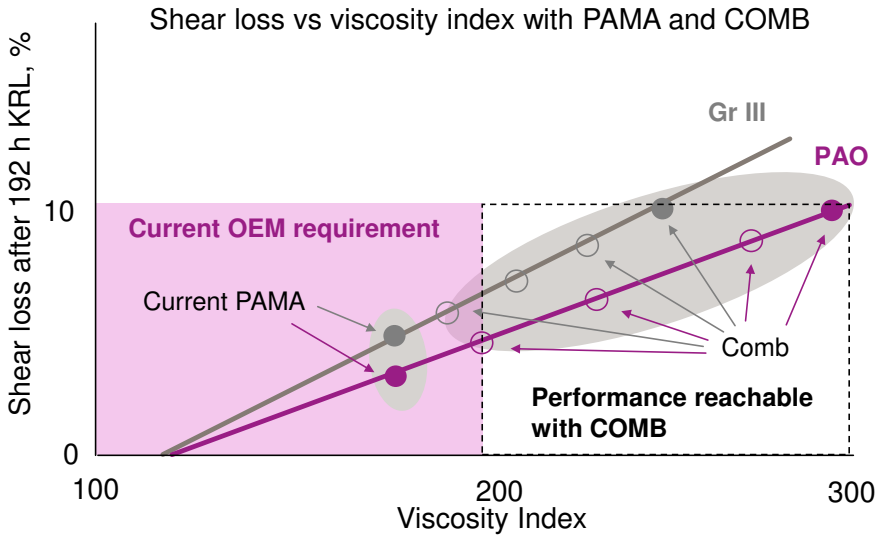


Abbildung 2. Vergleich der Scherstabilität der Formulierungen je nach Grundöl (API Gruppe III oder auf der Polyalphaolefinbasis-PAO) und jeweils verwenderter VII-Technologie. Kammpolymere (COMB) ermöglichen höhere VIs mit einer erwünschten von den Automobilhersteller Scherstabilität. Formulierungen sind mit den gleichen Dispersant/Inhibitor-Additiven und einer gleichen kinematischen Viskosität bei 100°C von 6 cSt (KV100 = 6cSt) ausgestattet.

Die Niedertemperaturviskosität des Öls wird Zwecks leichten Umpumpens bei ~~der~~ niedrig~~er~~en Temperaturen und der daraus resultierenden Sicherheit beim Schmierfilmerhalt~~ung~~ sowie wegen der optimalen Temperierung der elektrischen Komponenten so niedrig wie möglich gehalten (siehe Abbildung 3). Sie ist niedriger, je höher der Viskositätsindex ist.

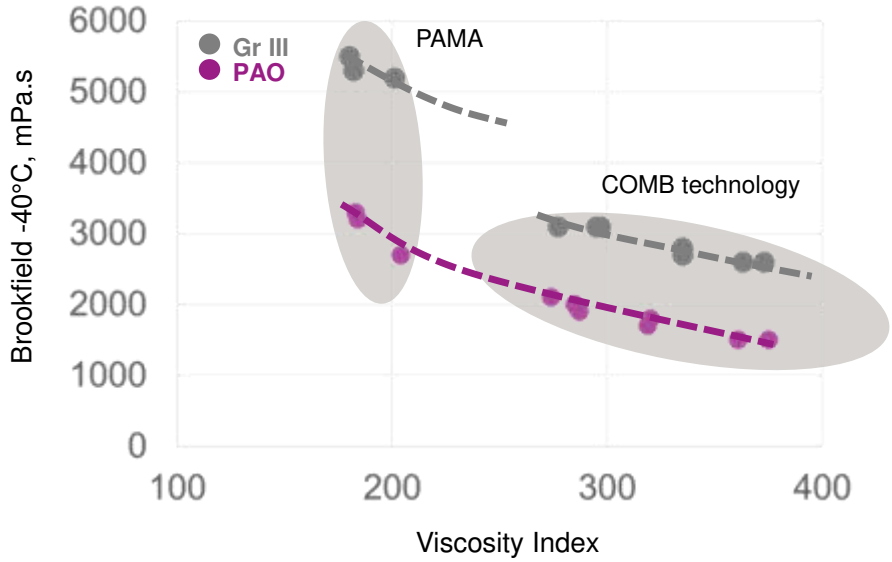


Abbildung 3. Vergleich der Brookfield-Viskosität bei Formulierungen (KV100 =6 cSt) je nach Grundöl (API Gruppe III oder auf der Polyalphaolefinbasis beide KV100 = 3 cSt) und jeweils verwendeter VII-Technologie. Die reduzierte Niedertemperaturviskosität verbessert die Pumpbarkeit des Öls und erzeugt weniger Planschverluste im Getriebe.

Getriebeeffizienz

Die mechanische Getriebeeffizienz hängt von vielen Parameter aber auch unter anderem vom Schmierstoff und Betriebszyklus ab. Die neusten Anforderungen an die Getriebeeffizienz werden anhand vom weltweit einheitlichen Testverfahren (engl. Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) definiert.

Parameters		Unit	Oil 1	Oil 2	Oil 3	Oil 4	Oil 5
Evonik technology			PAMA	COMB	COMB	Functionalized COMB	COMB
Base oil			Gr III 3cSt	Gr III 3cSt	Gr III 3/4cSt	Gr III 3/4cSt	Gr IV 2/4cSt
KV40		mm²/s	22.42	16	21.19	20.15	17.23
KV100		mm²/s	5.16	4.5	5.09	5.299	4.515
VI			171	216	182	217	191
BV-40		mPa.s	4300	2500	5000	5000	1800
Post 192hr KRL	KV40	mm²/s	21.72	15.08	20.06	18.22	16.46
	KV100	mm²/s	4.98	4.18	4.79	4.74	4.29
	KV100 Loss	%	3.5	7.22	5.9	10.63	4.99
	VI		164	199	170	196	181
NOACK 200°C 1h		%	<10	<10	<5	<5	<5

Use of heavier base stock for better NOACK

Maintain viscosity and high VI after shear and provide low Brookfield viscosity

Tabelle 1. Beispielformulierungen mit linearen Polyalkylmethacrylaten (PAMA) und Kammstrukturen (COMB). Alle Formulierungen beinhalten handelsübliche Dispersant/Inhibitor-Additive, welche einen Einsatz in E-Antrieben ermöglichen. Kammstrukturen ermöglichen dem Formulierer den Einsatz dickerer Öle, welche der Formulierung weitere wichtige Vorteile, wie reduzierte Verdampfungsverluste bieten.

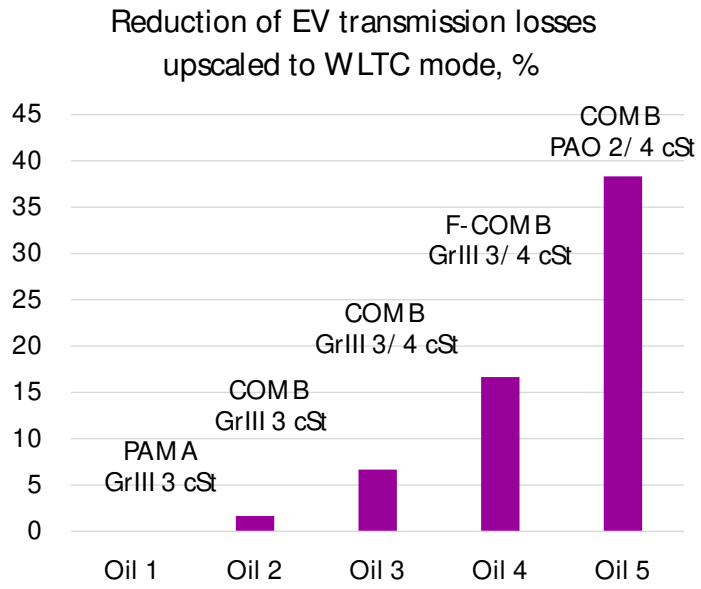


Abbildung 4. Verringerung der mechanischen Verluste in einem E-Antrieb durch den Einsatz unterschiedlicher Formulierungen aus der Tabelle 1.

Für unsere Untersuchungen haben wir die elektrische Achse von 150 kW und maximaler Drehzahl von 16000 U/min eines europäischen Zulieferer genutzt und bei den Formulierungen die Arbeitsviskosität und Viskositätsindex durch die Auswahl verschiedener Grundöle und VIIs variiert. Die Orientierungswerte für die Formulierungs-Parameter (siehe Tabelle 1) waren die gängigen Industrieanforderungen. Das Getriebe

wurde nach entsprechendem OEM – Testprogram mit Arbeitstemperaturen zwischen 40°C und 80°C in einem Schleppmodus auf die typischen Drehmoment- und Drehzahlkominationen gebracht und als Ergebnis die Effizienzen in WLTP Zyklus ermittelt.
Abbildung 4 stellt die Vorteile der Formulierungen mit höheren VIs, kammartiger Strukturen und Vorhandensein einer Funktionalisierung dar. Man erkennt den positiven Effekt der Viskositätsreduktion und einer Erhöhung von VI (Vergleiche Öl 1, Öl 2 und Öl 3) aber auch deutlich den Effekt des verwendeten Grundöls und der Polymerfunktionalizierung. Nicht zu unterschätzen ist die Freiheit der Formulierer ein viskoseres Grundöl in der Formulierung 3 unterzubringen, welches grundsätzlich bessere tribologische Eigenschaften besitzt. Darüber hinaus bringt ein dickeres Grundöl generell niedrigere Verdampfungsverluste und höhere Flammpunkte. Solch eine Formulierungsstrategie geht nur auf, wenn ein VII eine sehr geringe Verdickung bei niedrigen Temperaturen besitzt und generell hohe VI-Verbesserung bietet. Ein Umstieg auf ein PAO-basiertes Grundöl bietet weitere Effizienzvorteile, was deutlich (weitere 20%) die Verluste reduziert.

Verträglichkeit mit dem modernen E-Antrieb

Der Schmierstoffformulierer ist herausgefordert die steigenden tribologischen Anforderungen an die Schmierstoffe (Fressverhalten, Grübchen-Bildung, niedrige Reibung) mit den neuen Verträglichkeitsanforderungen (elektrische Felder und Cu-Korrosion) zu vereinen. Die Polyalkylmethakrylate und Kammpolymere sind Komponenten, welche leicht die elektrische Leitfähigkeit des Schmierstoffs erhöhen können, vor allem, wenn diese funktionalisiert sind (Abbildung 5). Diese Erhöhung ist allerdings nicht kritisch, weil die akzeptable Leitfähigkeit im Bereich von über 10 nS/m bei 100°C liegt. Dies hat zur Folge, dass der Formulierer frei entscheiden kann welches Polymer er für seine Optimierungszwecke nutzt.

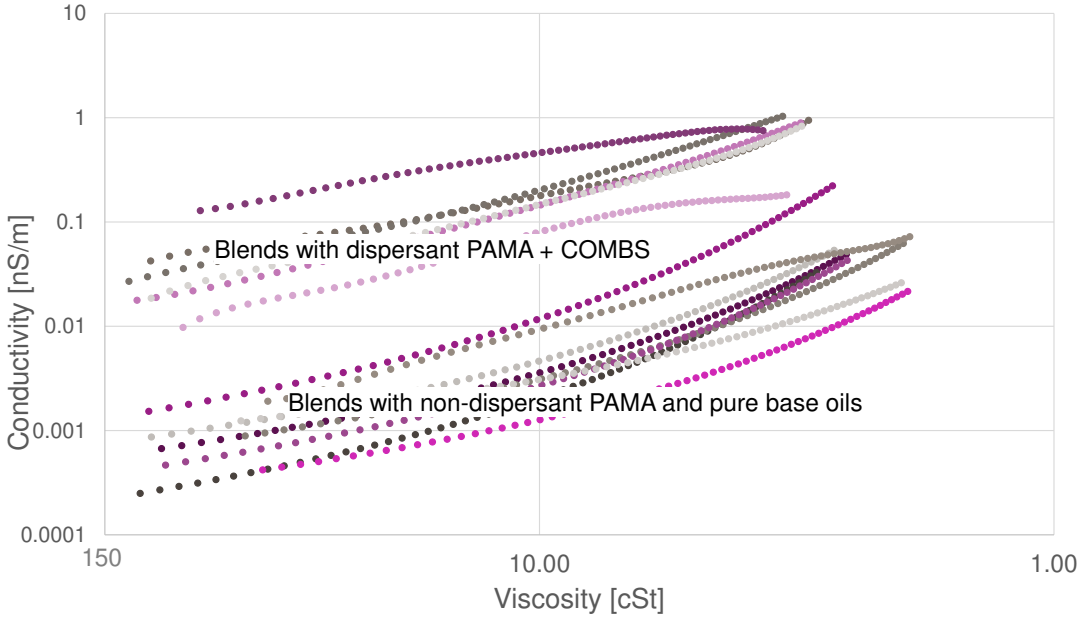


Abbildung 5. Elektrische Leitfähigkeit der reinen Polymere in Grundöl API Gr III 4 cST mit 10% Zugabe des jeweiligen Polymers. Die dargestellten Daten zeigen der Beitrag des Polymers zur elektrischen Leitfähigkeit in der E-Antrieb-Formulierung. Die Werte sind als Funktion der kinematischen Viskosität aufgezeichnet, welche durch die Temperaturvariation von Raumtemperatur bis 150°C resultiert. Alle Polymere tragen nur unwesentlich zur elektrischen Leitfähigkeit bei, sodass der Formulierer frei entscheiden kann welches Polymer bezogen auf die andere Merkmale der Formulierung gut geeignet ist.

Die Polymere haben ebenfalls keinen negativen primären Einfluss auf die Cu-Korrosion wie in der Tabelle 2 zu erkennen ist. Man kann sogar eine inhibierende Rolle zumindest in den Mischungen mit reinem Grundöl API Gr III sehen.

Unit	API Gr III base oil	F-PAMA	-PAMA1	F-COMB	COMB	PAMA	F-PAMA3
rating	2c	1a	1b	1b	2c	2c	2a

Tabelle 2: Cu-Korrosionsrating nach ASTM D130 bei 180°C und 3 h. Die Ergebnisse der API Gr III mit 10% Polymer zeigen, dass die funktionalisierten Polyalkylmethacrylate und Kammpolymere eine Cu-Korrosion inhibieren können.

Verschleiß und Lebensdauer

Bei E-Maschinen ist die Eigenschaft bekannt, dass der maximale Drehmoment (>40 N.m) schon bei geringen Drehzahlen (deutlich unter 800 U/min) ansteht, was zu reduzierter Schmierfilmdicke und daraus folgend, erhöhtem Verschleiß führen kann. Die Eigenschaft den Schmierfilm zu unterstützen können die funktionalisierten Polyalkylmethakrylate effizient übernehmen, was in der Abbildung 6 zu sehen ist. Im Vierkugelapparatexperiment sieht man bei Mischungen von reinem Grundöl mit funktionalisierten F-PAMA2 Polymeren Verschleißmarkendurchmesser von unter 0.6 mm, was sonst von vollformulierten Schmierstoffen bekannt ist.

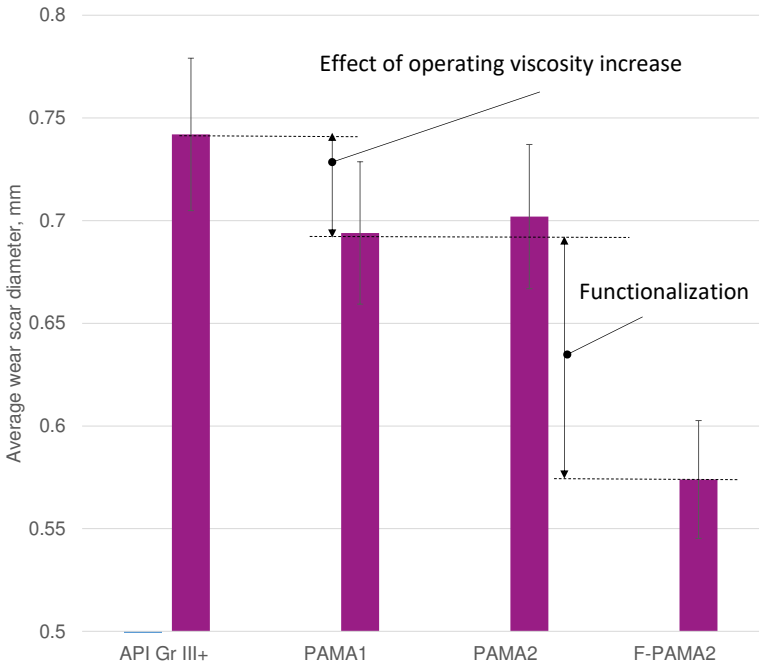


Abbildung 6. Ergebnisse des Verschleißtests in dem Vierkugelapparat nach ASTM D 4172 für das API Gr III 4 cSt Grundöl, zwei Typen der nicht-funktionalisierten Polyalkilmethakrilatpolymere im Grundöl PAMA1 und PAMA2, und F-PAMA2 (die funktionalisierte Version des Polyalkylmethakrylats PAMA2). Alle Mischungen sind mit 10% Zugabe und gleicher Viskosität KV100 = 6 cSt. Effekt der Viskositätzunahme sind ungefähr 10% der Verbesserung und der Funktionalisierung sind die zusätzlichen 20% bei der Misching mit F-PAMA2. Vollformulierte Getriebeöle für das manuelle Getriebe zeigen im VKA Verschleißfleckdurchmesser von 0.5-0.7 mm.

Zusätzlich zu dem Verschleiß in VKA Test sind die Verbesserungen auch bei Ermüdungsverschleiß zu verzeichnen, welches mit Hilfe von FZG C/9/90 oder FE-8 Grübchenbildungs-Tests untersucht wird. In FZG sind die Laufzeiten mit Hilfe von F-PAMA2 verdoppelt, genauso im FE-8 Test (siehe Abbildung 7).

Use of F-PAMA can help significantly improve the life time of a bearing (or transmission) .

	Average run time in FZG
F-PAMA2	198.0
PAMA2	111.8

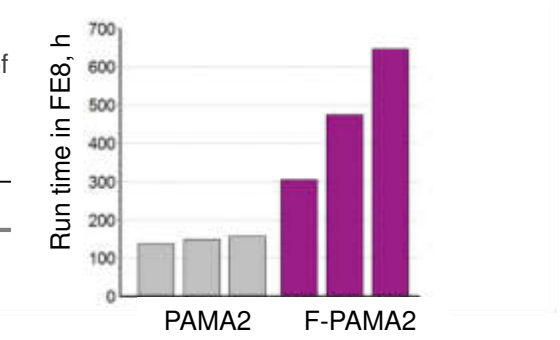


Abbildung 7. FZG PT C/9/90 FVA2/IV und FE 8 Grübchenbildungstests. Jeweils 3 Tests stellen eine deutliche Zunahme der Laufzeit mit einem vollformulierten Schmierstoff, welches 6% funktionalisiertes PAMA2 enthält. Beide Öle sind auf eine kinematische Viskosität 100°C von 6 cSt eingestellt.

Zusammenfassung

Die neuen Anforderungen an die Verträglichkeit des Schmierstoffs mit elektrischen Komponenten des E-Antriebs öffnen neue Türen, was die Nutzung von Additiven angeht. Dadurch, dass Polyalkylmethakrylate und Kammpolymere keine Verträglichkeitsnachteile bringen, könnten diese Polymere in E-Antriebs-Formulierungen bei den folgenden Aspekten nützlich sein:

- Kamm-Polymere ermöglichen den Einsatz der dickflüssigen Grundöle bei scharfen Anforderungen an die Niedertemperaturviskosität und Scherstabilität.
- Kammpolymere erhöhen die Getriebeeffizienz direkt oder indirekt durch den Einsatz von einem tribologisch günstigerem Grundöl
- Funktionalisierte Polyalkylmethakrylate und Kammpolymere erhöhen die Lebensdauer in Zahnrad- und Wälzlagerkontakt. Zusätzlich hilft die Funktionalisierung beim Cu-Korrosionsschutz.
- Alle lineare und kammartige Strukturen sind aufgrund ihres vernachlässigbaren Beitrages zur elektrischen Leitfähigkeit in einer E-Antriebsanwendung einsetzbar.

Quellenangaben

1. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit. [Online] 01. September 2021. [Zitat vom: 02. 09 2021.] https://www.bmu.de/themen/klimaschutz-anpassung/klimaschutz/nationale-klimapolitik/klimaschutzplan-2050.

2. UNECE Vehicle Regulations. [Online] https://unece.org/transport/vehicle-regulations.

3. Electric Axle Drive Module for high Speeds. Domian, Hans-Jörg, Ketteler, Karl-Hermann und Scharr, Stephan. Berlin : Springer, 2013, ATZ Worldwide, Bd. 13, S. 10–13.

4. Wincierz Christoph, Michael Mueller, Aidan Rose. Corporate experience of Evonik Oil Additives. [Befragte Person] Dmitriy Shakhvorostov. 6. 12 2011.

5. The Effect of Viscosity Index on the Efficiency of Transmission Lubricants. Vickerman, Richard J., Kevin Streck, Elizabeth Schiferl, and Ananda Gajanayake. 2010, SAE International Journal of Fuels and Lubricants , S. 20–26.

Autoren mit Zugehörigkeit

Dr. Dmitriy Shakhvorostov, Dr. Stefan Wieber, Dr. Roland Wilkens, Andreas Hees

New Mobility Manager, Oil Additives, Evonik Operations GmbH, Germany

Dirk Hilmert, Kevin Krüger, Jian Song

Vergleichende Untersuchung der Verschleißbilder von Steckverbindern aus Reibverschleiß- und Vibrationsprüfungen mit unterschiedlichen Prüfrichtungen

Zusammenfassung:

Im Rahmen dieser Studie werden die Verschleißbilder von ausgewählten Prüflingen des gleichen Typs aus Reibverschleiß- und Vibrationsprüfungen miteinander verglichen. Die Anregungsrichtungen sind dabei sowohl bei den Vibrationsprüfungen, als auch bei den Reibverschleißprüfungen nicht nur auf die Steck- und Ziehrichtung begrenzt, sondern werden auch in den dazu orthogonalen Richtungen betrachtet. Anschließend werden verschiedene Messmethoden angewandt, um etwaige Gemeinsamkeiten oder Unterschiede zwischen dem auftretenden Verschleiß der jeweiligen Prüfmethoden festzustellen. Dabei zeigen sich bei den jeweiligen Prüfungstypen grundsätzlich unterschiedliche kritische Richtungen hinsichtlich des Verschleißes. Ebenfalls wird deutlich, dass die von außen induzierte Anregung beim Reibverschleißprüfstand insgesamt ein stärkeres Verschleißbild liefert als die Vibrationsprüfung. Eine Übertragbarkeit zwischen der erzwungenen und der durch Leitungsbewegung angeregten Amplitude ist daher aktuell jedoch nicht direkt möglich, da im realen Anwendungsfall eine Überlagerung von mehreren Bewegungen vorliegt. Dahingehend können zukünftig weiterführende Untersuchungen vorgenommen werden, um die bei der Vibration wirkenden Einzelkomponenten besser beschreiben zu können und so einen Vergleich zu ermöglichen.

Abstract:

In this study a comparison between the wear patterns of electrical connectors resulting from two different test types, namely fretting corrosion test and vibration test, is conducted. In both tests, the excitation directions include the mating direction as well as the orthogonal directions corresponding to the mating direction. Different measurement techniques are used to identify similarities and differences between the wear resulting from these test types. The results show fundamentally different critical directions with regard to wear for the respective test types. Furthermore, it is shown that the induced movement of the fretting tests lead to a higher degree of wear than the vibration tests. Also, it is not adequately possible to establish a direct relationship between the induced movement and the excitation amplitude caused by the attached wires since there is a superposition of several movements in the case of real applications. Therefore, ongoing research can focus on describing the individual components of the vibration to enable this transfer.

1. Einleitung

Steckverbindungen dienen nach wie vor zur physischen Vernetzung von elektrischen Komponenten und Modulen in Fahrzeugen. Dabei nimmt die Relevanz der Sicherheit dieser Verbindungen im Hinblick auf die steigende Elektromobilität und das autonome Fahren stetig zu. Je nach Einbauort treten dabei unterschiedliche thermische Beanspruchungen und Vibrationsbelastungen auf, welchen die Steckverbinder ausgesetzt sind. Daher werden neben den hauptsächlich verwendeten Steckverbindern mit Zinnbeschichtung nun vermehrt Steckverbinder mit einer Edelmetallschicht aus Silber oder Gold verwendet. Diese Beschichtungen schützen bei einer ausreichenden Schichtdicke das Basismaterial vor dem Eindringen von Gasen und verhindern somit eine Oxidation des Steckverbinders [1]. Daher ist der Verschleiß der Edelmetallschutzschicht bis hin zum Durchrieb für Steckverbinder mit einer Silberbeschichtung besonders relevant.

Zur sicheren Auslegung und Überprüfung der Eigenschaften von Steckverbindern existieren bereits Prüfvorschriften und Normen [2]. In diesen werden für Steckverbinder in Fahrzeugen Vibrationsprüfungen in drei Achsen vorgeschrieben, um die während des Betriebs auftretenden Belastungen abzubilden. Obwohl auch Ausfälle durch pendelnde Bewegungen beobachtet werden können, wird in der Literatur hauptsächlich die eigentliche Steckrichtung betrachtet [3–6]. Zwar sind hierzu bereits erste Studien durchgeführt worden [7], jedoch werden die dazu orthogonal liegenden Richtungen in der Literatur meist vernachlässigt. Daher fehlen hier weitere Erkenntnisse, welche die Effekte der Bewegungsrichtungen auf das Verschleißverhalten beschreiben. Die unterschiedlichen Beschichtungssysteme [4, 8] und die auftretenden Reibregime [3, 9]

sind dahingegen bereits vielfach untersucht worden. Auch die Einflüsse von Temperatur [10] und Luftfeuchtigkeit [11] sind bereits analysiert worden, welche für diese Untersuchung jedoch nicht gesondert betrachtet werden.

2. Theorie

Reibrichtungen

Da Steckverbinder in Fahrzeugen und elektrischen Maschinen in diversen Einbaupositionen und Einbaulagen zum Einsatz kommen, wirken von außen angeregte Schwingungen unterschiedlich auf die Steckverbinder ein. Ebenso ist der Einfluss des Kabels auf die Mikrobewegungen ein relevanter Faktor. Um dies weiterführend zu untersuchen, werden Lebensdauerprüfungen durch Reibverschleiß- und Vibrationstests durchgeführt. Dazu werden Kupferkontakte mit einer Silberschicht in einem Reibverschleißprüfstand sowie auf einem Shaker eingespannt und in je drei Achsen belastet. In Anlehnung an den TLF 0214 werden dazu für die Vibrationsprüfung die Richtungen X, Y und Z definiert, wie in Abb. 1 dargestellt ist. Die X-Richtung stellt dabei die Belastung in der Steckrichtung dar. Für die Reibverschleißprüfungen werden die Messerseiten der Steckverbinder an einer festen Einspannung fixiert und die Lamellenseite mit einem Voice-Coil Motor bewegt. Durch eine Einspannung des Leitungscrimps in der Richtung 1, welche identisch mit der X-Richtung der Vibration ist, wird eine Bewegung in der Steckrichtung hervorgerufen. Die Einspannung am elektrischen Leiter, wie im rechten Teil von Abb. 2 dargestellt, führt zu einer rotatorischen Bewegung der Kontaktpartner zueinander. Dabei wird eine Drehung um die Achse 3, welche der Z-Achse der Vibration gleicht, als Richtung 6 definiert. Eine Rotation um die Achse 2, welche identisch mit der Y-Achse der Vibrationsprüfung ist, wird als Richtung 5 bezeichnet.

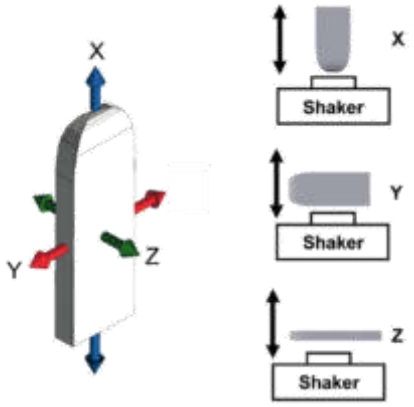


Abb. 1: Darstellung der Anregungsrichtungen X, Y und Z am Shaker nach TLF 0214 [2]

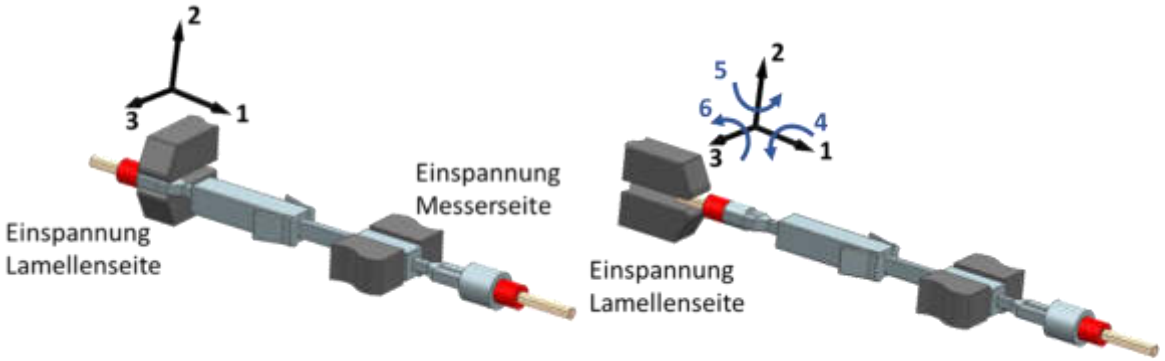


Abb. 2: Beispielhafte Darstellung der unterschiedlichen Einspannungen an der Lamellenseite am Reibverschleißprüfstand

Relativbewegung

Durch die Art der Einspannung ergeben sich verschiedene Relativbewegungen, woraus folglich auch ein unterschiedlicher Verschleiß zu erwarten ist. Um diese Bewegungen näher zu betrachten, sind in Abb. 3 theoretische Annahmen dargestellt. Dabei stellt die Richtung 1 das Reibverhalten in der Steck- und Ziehrichtung dar und die Kontaktpartner werden in dieser Ebene translatorisch zueinander bewegt. Die Richtung 6 ist ebenfalls mit einer Bewegung in der 1/2-Ebene abgebildet, jedoch werden hier die Kontaktpartner quer zur Kontaktfläche bewegt. Hieraus ergibt sich eine pendelnde, rotatorische Bewegung um den Kontaktpunkt. In der Richtung 5 erfolgt die Bewegung hingegen orthogonal zur 1/2-Ebene in der 1/3-Ebene und die Kontakte werden auf und ab bewegt. Dabei bleibt das Messer starr, was zu einer Aufweitung der Lamellen und einer Rollbewegung der Kontaktpartner aufeinander führt. Somit werden jeweils unterschiedliche Bewegungen durch die Anregung von außen erzwungen. Dies lässt ein unterschiedliches Gleitverhalten je Richtung erwarten, wodurch auch die Verschleißbilder variieren sollten.

Im Gegensatz zu den Reibverschleißprüfungen, bei welchen die Bewegungen gezielt in verschiedenen Richtungen erzwungen werden, ist dies bei der Vibrationsprüfung nicht direkt möglich. Zwar werden die Steckverbinder so auf den Shaker aufgebracht, dass die Vibrationsrichtung jeweils in der entsprechenden Achse liegt, jedoch wird hier erwartet, dass sich eine Überlagerung der Relativbewegungen der Kontaktpartner bildet und nicht unmittelbar nur eine einzelne Relativbewegung erzeugt wird.

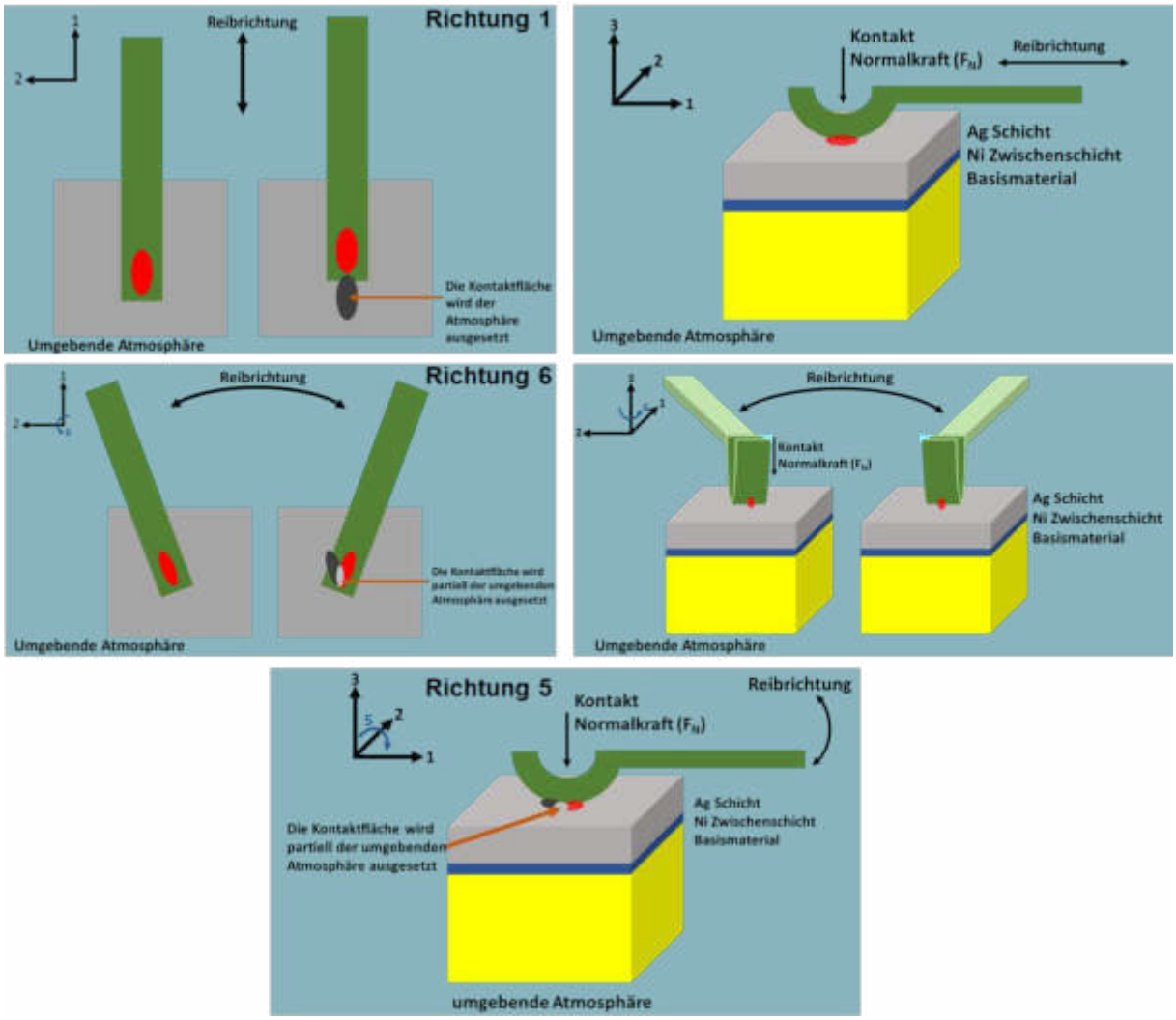


Abb. 3: Darstellung der Bewegungsrichtungen der Reibverschleißprüfung

3. Testbedingungen

Für die Untersuchungen werden Steckverbinder aus einer Kupferlegierung genutzt, welche messerseitig mit einer etwa 5,5 µm dicken Silberschicht auf einer ca. 2,2 µm dicken Nickelschicht beschichtet sind. Die Kontakt-/Messerbreite beträgt dabei 2,8 mm. Auf der Lamellenseite sind die Kontakte mit einer etwa 4 µm Silberschicht beschichtet und der Kontaktradius beträgt 2 mm. Dabei ist der Kontakt mit vier Lamellen pro Seite ausgeführt. Die Einstecktiefe der Kontakte beträgt ca. 6 mm, woraus eine Kontaktüberdeckung von 2 mm resultiert.
Die Reibverschleißprüfungen werden auf Prüfständen mit Voice-Coil Motoren durchgeführt, wie in Abb. 4 dargestellt, welche einen Hub mit einer Amplitude von 50 µm aufbringen. Die Frequenz beträgt 1 Hz und die Versuche werden bei einer Umgebungstemperatur von 20 bis ca. 23 °C durchgeführt. Diese Parameter orientieren sich dabei an dem Technischen Leitfaden 0214 des ZVEI [2]. Ebenso ist das Abbruchkriterium der Prüfungen im Leitfaden definiert. So werden die Prüfungen abgebrochen, sobald ein Widerstandswert von 300 mΩ überschritten oder 100.000 Zyklen erreicht worden sind.

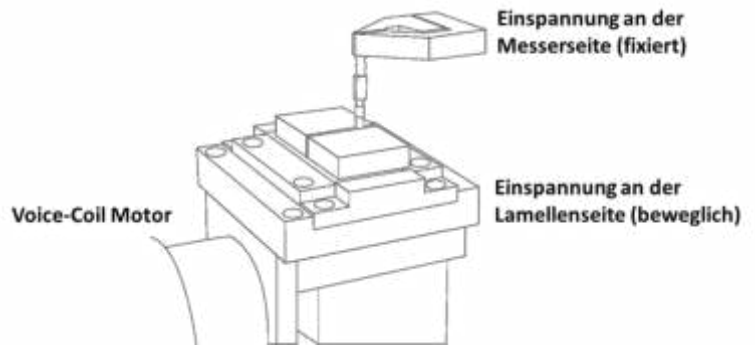


Abb. 4: Schematische Einspannung eines Steckverbinders am Reibverschleißprüfstand in Richtung 6

Die Vibrationsprüfungen entsprechen ebenso den Vorgaben des TLF 0214. Da die Steckverbinder für die Vibrationsklasse V4 freigegeben sind, werden die Prüfungen dementsprechend durchgeführt. So durchlaufen die Prüflinge für 22 h ein Gleitsinusvibrationsprofil von 100 bis 440 Hz mit einer Frequenzänderung von einer Oktave pro Minute. Dabei wird sowohl während der Vibrationsprüfungen, als auch bei den Reibverschleißprüfungen der elektrische Widerstand kontinuierlich gemessen und gespeichert.
Für die Reibverschleißprüfungen wird das Mantelmaterial vom elektrischen Leiter in einem Abstand von 2 mm zum Isolationscrimp abisoliert. In der Richtung 1 werden die Kontaktpartner jeweils am Leitungscrimp fixiert in den Versuchsststand eingespannt. Dadurch sind eine direkte Krafteinleitung und somit die Relativbewegung der Kontaktpartner möglich. In den Richtungen 5 und 6 werden hingegen die Steckverbinder an der Lamellenseite am abisolierten elektrischen Leiter eingespannt, wodurch die Flexibilität des Kabelstranges abgebildet werden soll. Bei den Vibrationsprüfungen werden die Steckverbinder in die entsprechenden Gehäuse eingebracht und auf Prüfplatten montiert. Ausgehend vom TLF 0214 werden die elektrischen Leitungen mit einem Abstand von 100 mm nach dem Ende des Steckergehäuses fixiert, sodass auch hier die Leitungen frei schwingen können, wie in Abb. 5 dargestellt ist.

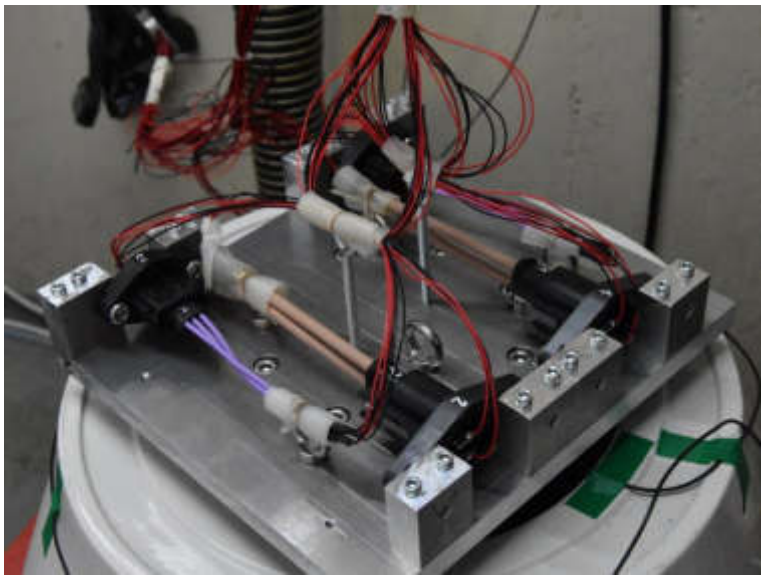


Abb. 5: Fixierung der Steckverbinder in Z-Richtung auf dem Shaker

4. Ergebnisse der Untersuchung

Sowohl bei den Reibverschleißprüfungen als auch bei den Vibrationsprüfungen haben alle geprüften Kontakte die geforderte Laufzeit von 100.000 Zyklen bzw. ohne eine Überschreitung von 300 mΩ beendet. Im Anschluss an die jeweiligen Prüfungen wird der Verschleißzustand der Kontakte analysiert. Hierzu werden die Kontakte geöffnet und zunächst optisch mittels digitalem Lichtmikroskop analysiert. Für eine bessere Vergleichbarkeit bei den nachfolgenden Untersuchungen werden für diese Studie jedoch nur die Messerseiten betrachtet. In Abb. 6 sind exemplarische Verschleißbilder von Messern aus den Reibverschleißprüfungen dargestellt. Hier wird deutlich, dass die Verschleißflächen der Richtung 1 einen höheren Verschleiß aufweisen als die der Richtungen 5 und 6. Dabei ist die Ausdehnung größer ausgeprägt und stellenweise ist bereits ein Durchrieb optisch sichtbar. In Richtung 5 und 6 sind ebenfalls Verschleißspuren zu erkennen, jedoch sind hier die eigentlichen Verschleißflächen kleiner ausgeprägt. Darüber hinaus sind hier noch keine Anzeichen eines Durchriebs zu erkennen und die Schichten wirken zunächst intakt.

Anschließend an diese erste optische Untersuchung werden Röntgen-fluoreszenzanalysen der Steckverbinder durchgeführt. Die Ergebnisse hierzu sind in Tab. 1 zusammengefasst. Neben dem Mittelwert (Mw) und der Standardabweichung (Stabw) wird hier auch der Minimalwert abgebildet, um eine erste Einschätzung der Tiefe der Kontaktstellen zu erhalten. So ist zu erkennen, dass in der Richtung 1 die Silberschicht von anfänglichen 5,5 µm auf 1,49 µm im Mittel und auf minimal 1,07 µm reduziert ist. Auch in der Richtung 6 ist ein Verschleiß der Silberschicht zu erkennen. Hier ist der Mittelwert auf 4,21 µm reduziert mit einem Minimalwert von 1,99 µm. In der Richtung 5 ist ebenfalls ein Verschleiß der Silberschichtdicke zu erkennen, jedoch liegt hier der Minimalwert bei 3,91 µm und der Mittelwert nahezu beim Anfangswert. Somit ist bei der Röntgenfluoreszenzanalyse kein direkter Durchrieb der Silberschicht zu erkennen. Jedoch ist hier zu beachten, dass aufgrund der Kollimatorgröße von 0,1 mm stets ein Mittelwert bei der Messung über diese Fläche gebildet wird. Somit können einzelne, lokal begrenzte Vertiefungen nicht ermittelt werden. Dennoch gibt die Schichtdickenanalyse bereits Aufschlüsse über den Zustand der Steckverbinder. So kann bereits die Richtung 1 für die Reibverschleißprüfungen als kritischer angesehen werden, als die Richtungen 5 und 6.

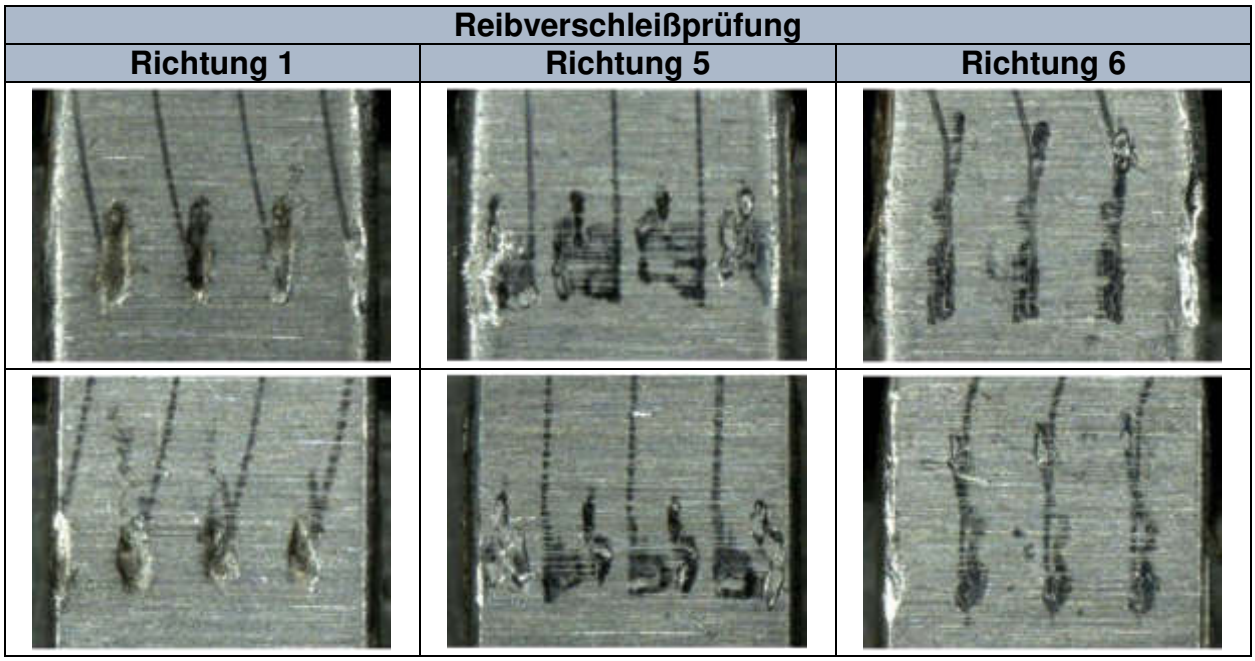


Abb. 6: Exemplarische Kontaktflächen der Messer aus den Reibverschleißprüfungen

Tab. 1: Schichtdickenwerte der Messer aus den Reibverschleißprüfungen

	Schichtdickenmessung Reibverschleißprüfung			
	Richtung 1	Richtung 5	Richtung 6	Neuteil
	Ag [µm]			
Mittelwert	1,49	5,11	4,21	5,53
Standardabweichung	0,44	0,55	1,54	0,16
Minimalwert	1,07	3,91	1,99	5,30

Im Vergleich hierzu sind in Abb. 7 die Kontaktflächen von Steckverbindern aus den Vibrationsprüfungen abgebildet. Hier zeigt sich im Vergleich zu den Steckverbindern aus den Reibverschleißprüfungen ein optisch geringerer Verschleiß. Ebenfalls fällt auf, dass hier die Z-Richtung einen größeren Verschleiß aufweist als die X-Richtung und auch die Kontaktflächen der Y-Richtung erscheinen teilweise deutlicher ausgeprägt als in der X-Richtung.
Die Analyse der Schichtdicken mittels Röntgenfluoreszenzanalyse in Tab. 2 bestätigt das optisch abgeleitete Verschleißverhalten. So sind die Restschichtdicken in der X-Richtung im Vergleich zum Neuteil im Mittel nur wenig verändert, was sich mit dem optischen Schadensbild deckt. Auch in der Y-Richtung ist nur eine geringe Änderung zu erkennen, jedoch ist in der Z-Richtung eine deutlichere Änderung der Silberschicht zu verzeichnen. Hier ist die Schicht im Mittel noch mit 3,7 µm Silber messbar und im Minimalwert bei 2,33 µm. Dies stimmt auch mit dem Verschleißbild der optischen Untersuchung überein. Somit sind für die Vibrationsprüfung eher die Y- bzw. die Z-Richtung als kritischer einzustufen, als die X-Richtung.

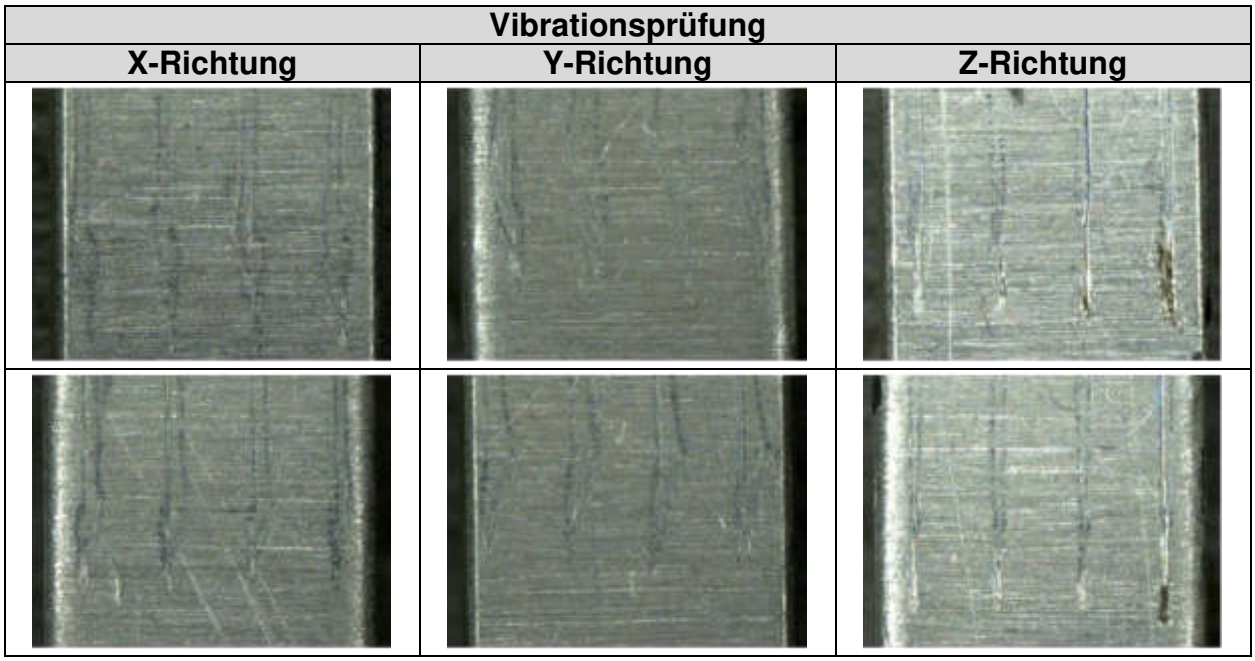


Abb. 7: Exemplarische Kontaktflächen der Messer aus Vibrationsprüfungen

Tab. 2: Schichtdickenwerte der Messer aus den Vibrationsprüfungen

	Schichtdickenmessung Vibrationsprüfung			
	X-Richtung	Y-Richtung	Z-Richtung	Neuteil
	Ag [µm]			
Mittelwert	5,45	5,41	3,70	5,53
Standardabweichung	0,23	0,29	1,27	0,16
Minimalwert	5,23	5,15	2,33	5,30

Um diese Verschleißbilder weiterführend auf potenziellen Durchrieb bzw. hinsichtlich des Verschleißes zu untersuchen, werden Messungen mittels Konfokalmikroskopie durchgeführt. Einige dieser Untersuchungen sind mittels 3-D-Darstellung in Abb. 8 dargestellt. Hier zeigt sich, dass bei den Reibverschleißprüfungen ein stärkeres Verschleißbild zu erkennen ist als bei den Vibrationsprüfungen. Ebenso wird deutlich, dass die Richtung 1 der Reibverschleißprüfung den stärksten Verschleiß aufweist, jedoch ist auch in der Richtung 6 eine ausgeprägte Kontaktfläche erkennbar. Dahingegen sind bei der Richtung 5 die äußeren Abmaße der Kontaktfläche ebenfalls erkennbar, aber dennoch ist die Kontaktfläche nicht so tief ausgeprägt. Hierzu sind in Tab. 3 die Messdaten aufgeführt. Auffällig ist, dass bei der Richtung 1 eine Vertiefung von ca. 7,11 µm vorliegt, womit die Silberschicht hier bereits durchgerieben ist und auch die Nickelschicht nahezu gänzlich verschlissen ist. Bei der Richtung 6 ist, wie bereits in der 3-D-Darstellung zu erkennen, ebenfalls ein gewisser Verschleiß vorhanden, welcher jedoch noch nicht in einem Durchrieb resultiert. Die Richtung 5 ist im Vergleich hierzu noch weniger verschlissen und so beträgt die Vertiefung ca. 1,28 µm. Ebenfalls fällt auf, dass die Ausdehnung der Verschleißfläche in der Richtung 1 in der Länge nahezu doppelt so groß ist, wie in den Richtungen 5 und 6, die Breiten jedoch relativ ähnlich zueinander sind. Bei den Prüflingen der Vibrationsprüfungen ist in der 3-D-Darstellung zu erkennen, dass in der X-Richtung keine eindeutige Kontaktstelle eingrenzbar ist. In der Y-Richtung ist die Kontaktstelle hingegen deutlicher ausgeprägt und in der Z-Richtung mit einer deutlichen Vertiefung zu erkennen. Diese Vertiefung ist dabei ca. 2,7 µm tief ausgeprägt, wobei noch kein Durchrieb der Silberschicht vorliegt. In der Y-Richtung ist dazu ein

Tiefenwert von ca. 0,8 µm festgestellt worden, womit sich auch die Ergebnisse der optischen Untersuchung und der Schichtdickenanalyse decken. In der X-Richtung kann lediglich eine Tiefe von weniger als 0,3 µm festgestellt werden, wobei jedoch die Rauheit der Oberfläche stellenweise tiefere Werte aufweist. Somit können keine direkten Tiefenmesswerte erhoben werden.

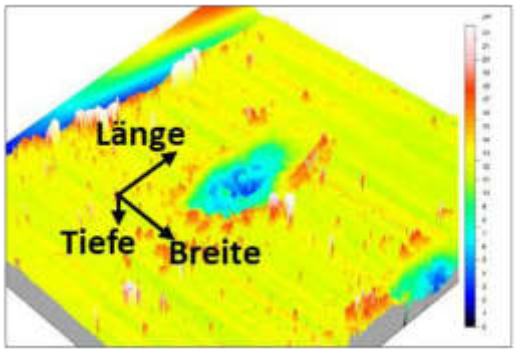
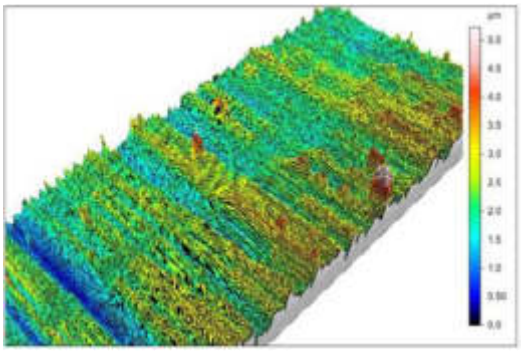
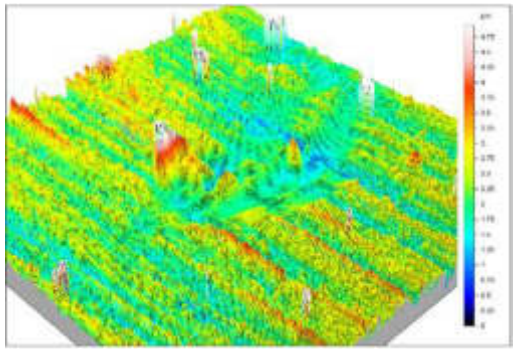
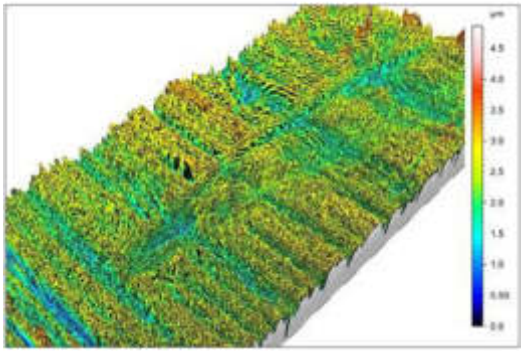
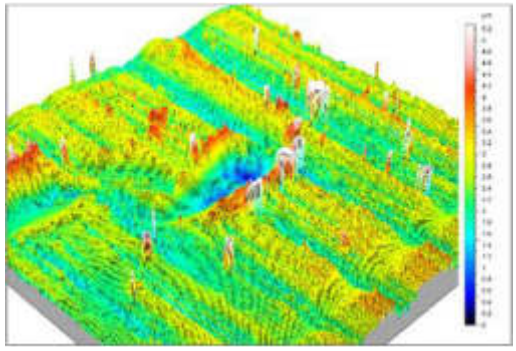
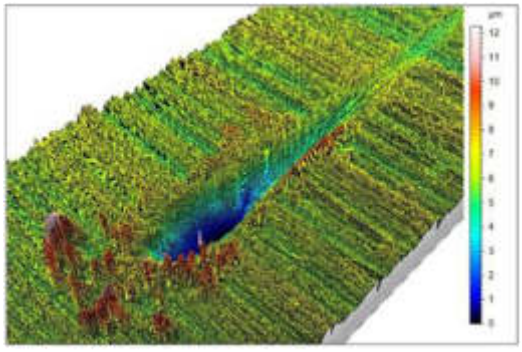
Optischer Vergleich mittels Konfokalmikroskopie			
	Reibverschleißprüfung		Vibrationsprüfung
1		X	
5		Y	
6		Z	

Abb. 8: 3-D-Darstellung von Kontaktstellen der Messer aus Reibverschleiß- und Vibrationsprüfungen

Tab. 3: Ausdehnung von Kontaktstellen der Messer aus Reibverschleiß- und Vibrationsprüfungen

Ergebnisse der Konfokalmikroskopie								
		Reibverschleißprüfung					Vibrationsprüfung	
Richtung		Länge [µm]	Breite [µm]	Tiefe [µm]	Richtung		Länge [µm]	Breite [µm]	Tiefe [µm]
1	Mw	825	267	7,11	X	Mw	Nicht eindeutig abgrenzbar		< 0,3
	Stabw	237	47	1,44		Stabw			
5	Mw	449	207	1,28	Y	Mw	184	101	0,80
	Stabw	223	87	0,57		Stabw	76	23	0,37
6	Mw	422	215	2,85	Z	Mw	256	123	2,70
	Stabw	153	59	1,42		Stabw	147	47	1,99

5. Fazit

Im Rahmen dieser Studie wurden Steckverbinder mit einer Silberschicht in Reibverschleiß- und Vibrationsprüfungen untersucht. Beim Vergleich der Prüflinge eines gleichen Typs zeigte sich, dass deutliche Unterschiede im Verschleißverhalten zwischen den Anregungsformen vorliegen. So ist bei der direkten Reibverschleißprüfung eine Anregung in Steckrichtung, der Richtung 1, am kritischsten zu bewerten. Bei dieser trat stellenweise sogar Durchrieb der Silber- und Nickelschicht auf, woraus jedoch bei der durchgeführten Prüfdauer von 100.000 Zyklen kein elektrischer Ausfall resultierte. Die Richtungen 5 und 6 waren gegenüber dieser Form der Anregung unempfindlicher und wiesen sowohl optisch, als auch messtechnisch einen geringeren Verschleiß auf. Im Vergleich hierzu wurde bei der Vibrationsprüfung eine andere Empfindlichkeit hinsichtlich des Verschleißes festgestellt. So zeigte sich, dass die X-Richtung am unkritischsten ist und in Y- und Z-Richtung mehr Verschleiß hervorgerufen wird.
Beim direkten Vergleich der beiden Anregungsarten fällt auf, dass der Verschleiß in der Reibverschleißprüfung insgesamt höher ist als bei der Vibrationsprüfung. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass bei einer direkten Anregung z. B. mittels Voice-Coil Motor die Bewegungen erzwungen werden. Bei der Vibrationsprüfung wird hingegen die Bewegungsamplitude der Mikrobewegungen überwiegend durch die Bewegung des Leiters beeinflusst. Somit liegt hier eine durch Leitungsbewegung angeregte Amplitude vor.
Ebenfalls wird beim Vergleich der Schädigungsbilder deutlich, dass die Ergebnisse aus der Reibverschleißprüfung und der Vibrationsprüfung nicht direkt aufeinander übertragbar sind. So wird bei der Reibverschleißprüfung hauptsächlich die Verschleißbeständigkeit der jeweiligen Oberfläche bei einer Mikrobewegung in einer Richtung untersucht. Da jedoch im realen Anwendungsfall die hauptsächlichen Belastungen durch Vibrationseinflüsse auf die Steckverbinder einwirken, welche eine Überlagerung von mehreren Bewegungsrichtungen darstellen, müssen hier auch Vibrationsprüfungen zur Vergleichbarkeit durchgeführt werden. Eine direkte Übertragbarkeit zwischen der erzwungenen Bewegung und der durch Leitungsbewegung angeregten Amplitude ist somit nicht möglich. Der generelle Einfluss des Kabels auf die Steckverbinder bei Vibrationsprüfungen und die Verlegung der Leitungen bietet jedoch noch weitreichendes Potenzial für weitere Untersuchungen.

Danksagung

Diese Studie ist im Rahmen des Forschungsprojekts StRobA (IGF Fördernummer 20139 N) mit dem Thema „Einfluss von Mikrobewegungen auf Steckverbinder und deren robuste Auslegung“ entstanden und wird durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Literaturverzeichnis

[1] Song, J., Wang, L., Zibart, A., Koch, C.: Corrosion Protection of Electrically Conductive Surfaces. Metals 2012, 2(4):450–77. doi: 10.3390/met2040450.

[2] N.N.: "Technischer Leitfaden – TLF 0214: Validierung von Automotive-Niedervolt-Steckverbindern", ZVEI, 2021.

[3] Queffelec J.L., Ben Jemaa N., Travers D.: "Materials and contact shape studies for automobile connector development". In: Thirty-Sixth IEEE Conference on Electrical Contacts, and the Fifteenth International Conference on Electrical Contacts. Montreal,Quebec, Canada: IEEE; 1990. 225-231.

[4] Perrinet, O., Laporte, J., Fouvry, S., Alquier, O.: "The electrical contact resistance endurance of heterogeneous Ag/Sn interfaces subjected to fretting wear". In: The 27th International Conference on Electrical Contacts. Dresden,Germany: VDE; 2014. 114–119.

[5] Neu, R. W.: Progress in standardization of fretting fatigue terminology and testing. Tribology International 2011, 44(11):1371–7. doi: 10.1016/j.triboint.2010.12.001.

[6] Yuan, H., Song, J., Schinow, V.: Simulation Methodology for Prediction of the Wear on Silver-Coated Electrical Contacts With a Sphere/Flat Configuration. IEEE Trans. Compon., Packag. Manufact. Technol. 2018, 8(3):364–74. doi: 10.1109/TCPMT.2017.2776748.

[7] Hilmert, D., Yuan, H., Song, J.: "Untersuchung der Korrelation zwischen Verschleißenergie und Verschleißvolumen an Kupferkontakten mit Silberbeschichtung". In: Elektrische und optische Verbindungstechnik 2021: Tagungsband der GMM-Fachtagung; 8. Symposium Connectors; 2021. S. 118–27.

[8] Yuan, H., Song, J., Koch, J., Silbernagel, E., Schinow, V.: "Tribological properties and fretting performance of gold, silver and tin coatings". In: 30th International Conference on Surface Modification Technologies (SMT30). Milan, Italy; 2016.

[9] Jedrzejczyk, P., Fouvry, S., Alquier, O.: "Quantification of the electrical contact endurance of thin platted silver coatings subjected to fretting wear: influence of coating thickness". In: 26th International Conference on Electrical Contacts. Beijing, China: ICEC; 2012. S. 205–12.

[10] Yuan, H., Song, J.: "Fretting corrosion behavior of various contact surfaces under diverse operating conditions". In: Proceedings of the sixty-fifth IEEE Holm Conference on electrical Contacts. Milwaukee, WI, USA: IEEE; 2019. 19-26.

[11] Pompanon, F., Fouvry, S., Alquier, O.: "The effects of relative humidity on the fretting wear behavior of silver-plated electrical contacts". In: Proceedings of the Sixty-Fourth IEEE Holm Conference on Electrical Contacts. Albuquerque, NM, USA: IEEE; 2018. 302-309.

Autoren:

Dirk Hilmert, M.Sc., Technische Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Campusallee 12, 32756 Lemgo

Kevin Krüger, M.Sc., Technische Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Campusallee 12, 32756 Lemgo

Prof. Dr.-Ing. Jian Song, Technische Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Campusallee 12, 32756 Lemgo

Thomas Fürstner, Matthias Kröger

Einfluss einer Reibhysterese auf selbsterregte Schwingungen von Partikel-Festkörper-Systemen

Zusammenfassung

Es wird der Einfluss einer Reibhysterese auf die Selbsterregung in einem Partikel-Festkörper-System experimentell und numerisch untersucht. Dazu wird ein Versuchsstand vorgestellt, der es ermöglicht den tatsächlich wirkenden Reibwert in einem solchen System messtechnisch zu erfassen. Des Weiteren wird ein numerisches Modell vorgestellt, welches ein gezieltes Einstellen des zeitabhängigen Verhaltens während der Gleit- und Haftphase getrennt voneinander ermöglicht.

Trotz qualitativ ähnlicher Verläufe der gemessenen Hysteresekurve, ergibt sich dennoch teilweise ein stark unterschiedliches System-Verhalten. So existiert beispielsweise bei einem System mit PVC-W-Partikeln eine scharfe Grenze zwischen dem Bereich mit einer stabilen Stick-Slip-Schwingung und einer abklingenden Schwingung, während bei einem System mit PMMA auch ein unscharfer Übergangsbereich dazwischen existiert.

In den anschließenden Simulationsstudien zeigt sich, dass der Selbsterregungsmechanismus ein komplexes Zusammenspiel aus den zeitabhängigen Verhalten der Gleit- und Haftphase, zusammen mit der äußeren mittleren Systemgeschwindigkeit ist.

Abstract

The influence of a friction hysteresis on the self-exciting in a particle-solid-system will be investigated by experiments and a numerical model. For this, a test rig will be presented. This test rig allows to measure the actual acting friction force. Furthermore, a numerical model will be presented which has a differentiation between a time-dependent friction behavior in sliding and sticking.

Bigger differences can be observed in the system behavior – even with a quality similar curve of the measured friction hysteresis. For example, in a system with PVC-W particles exists a sharp boundary between an area of stable stick-slip oscillation and an area of subsiding oscillation. In comparison to this, a system with PMMA particles has a smooth transition region between these two areas.

The followed simulation studies shown, that the self-exciting mechanism is a complex interaction between the time-dependent behavior during the sliding and sticking and the external average system velocity.

Einleitung

Der tribologische Kontakt zwischen zwei einzelnen Körpern kann großen Einfluss auf ein technisches System haben. Unter bestimmten Bedingungen führt dies dazu, dass sich aufgrund des Reibkontaktes das System aufschwingt und es somit zu Störungen führen kann. In diesem Fall spricht man von Selbsterregung bzw. selbsterregten Schwingungen oder dem Stick-Slip-Effekt.

Diese Studie konzentriert sich dabei auf einen Partikel-Festkörper-Kontakt. Die untersuchten Partikel bestehen aus PMMA (Acrylglas) und PVC-W (weiches Polyvinylchlorid) und besitzen einen gemessenen Median von $x_{50\ PMMA} = 3{,}5$ mm bzw. $x_{50\ PVC\text{-}W} = 4{,}4$ mm. Als Gegenkörper kommt ein Bodenblech aus Stahl, 1.4301, mit Querriefen und einer in Abzugsrichtung gemessenen Rauheit von R_a=0,51 µm zum Einsatz.

Experimentelle Untersuchungen

Die Partikel befinden sich in einem Rahmen, welcher sich so auf den Partikeln abstützt, dass nur die Partikel den Boden berühren, nicht aber der Rahmen selbst. Abbildung 1 zeigt den Vergleich der gemessenen Reibhysteresen zwischen den zwei Materialien.

Bei beiden Materialien ist eindeutig eine Abhängigkeit des instationären Reibwertes von der Relativgeschwindigkeit erkennbar. Ebenso ist bei allen Verläufen eine klare rechtsläufige Hysterese erkennbar.

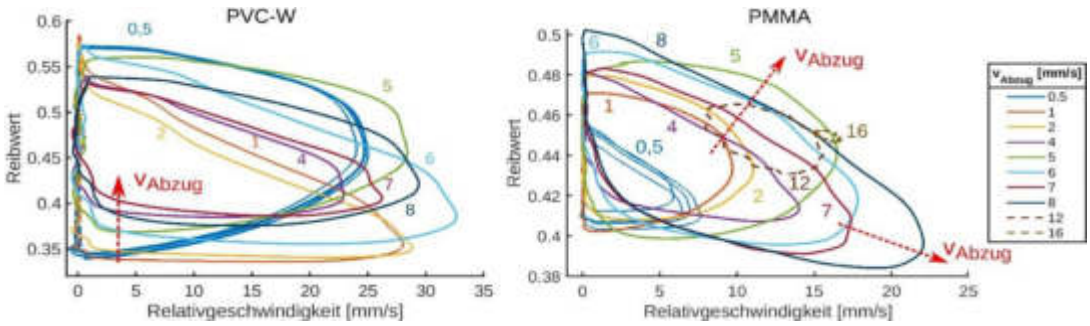


Abbildung 1: Vergleich der experimentell gemessenen Reibhysteresen zwischen PVC-W (links) und PMMA (rechts), nach [1]

Prinzipiell ist der Verlauf der Reibhysteresen der beiden Materialien qualitativ vergleichbar, wenn auch einige quantitative Unterschiede ein etwas anderes Gesamtbild ergeben. Besonders interessant gestaltet sich der Übergang zwischen einer stabilen Stick-Slip-Schwingung bei niedrigen Abzugsgeschwindigkeiten und dem Zusammenbrechen der selbsterregten Schwingung bei höheren Geschwindigkeiten. Für PVC-W kommt es bei $v_{Abzug} > 8$ mm/s zu keiner Selbsterregung mehr, es stellt sich eine konstante Gleitbewegung ein. Bei PMMA ist dies anders. Es existiert ein fließender Übergang, in dem immer mal wieder Schwingungen messbar sind, sich das System allerdings auch von selbst wieder beruhigt, siehe Abbildung 1 rechts bei $v_{Abzug} = 12$ und 16 mm/s. Auffällig ist dabei, dass sich keine Stick-Slip-Schwingung im Sinne des Wechsels zwischen Haften und Gleiten einstellt, sondern die Partikel um die mittlere Geschwindigkeit herum schwingen. Je höher die Abzugsgeschwindigkeit wird, desto kleiner werden diese Schwankungen bis auch hier keine Schwingungen mehr auftreten, bzw. nur noch geringe stochastische Schwankungen in der Reibkraft messbar sind.

Es scheint sich in dem Geschwindigkeitsbereich (10-16 mm/s) bei PMMA also eher um eine schwache Selbsterregung zu handeln, welche erklärt, weswegen diese Schwingungen auch nur teilweise auftreten. Die angesprochenen Schwankungen im Sinne der Selbsterregung, einer Beruhigung des Systems und erneuten Anregung könnten in einem solchen Grenzbereich von kleinen Schwankungen in der Oberflächenbeschaffenheit der Festkörperoberfläche verursacht werden. Bricht die Selbsterregung zusammen, wird dies also durch das lokal veränderte Reibverhalten hervorgerufen. Diese Selbsterregung scheint je nach exaktem Verlauf der Reibcharakteristik und der Reibhysterese entweder eine scharfe Grenze (PVC-W) aufzuweisen, oder einen weichen Übergang zwischen einem stabilen Stick-Slip-Bereich und einer gleichmäßigen Gleitbewegung (PMMA).

Simulationsstudien

Für die Simulationsstudien wird ein Modell des Reibschwingers verwendet. In vergangenen Untersuchungen wurde bereits der Einfluss einer stationären Kennlinie auf die Selbsterregung des Systems untersucht. Für diese Erkenntnisse, die verwendete Stribeck-Kennlinie und die geeigneten Koeffizienten sei an dieser Stelle auf [2,3] verwiesen.

Aufbauend auf den experimentellen Erkenntnissen aus dem Abschnitt zuvor wird der Reibschwinger um ein Reibmodell mit Reibhysterese, basierend auf einem Ansatz der Literatur [4,5], ergänzt. Für die Umsetzung in dieser Studie kann mit Hilfe der zwei Zeitkonstanten T_{Gleit} und T_{Haft} ein zeitabhängiges Verhalten der Reibkraft während der Haft- und Gleitphase realisiert werden.

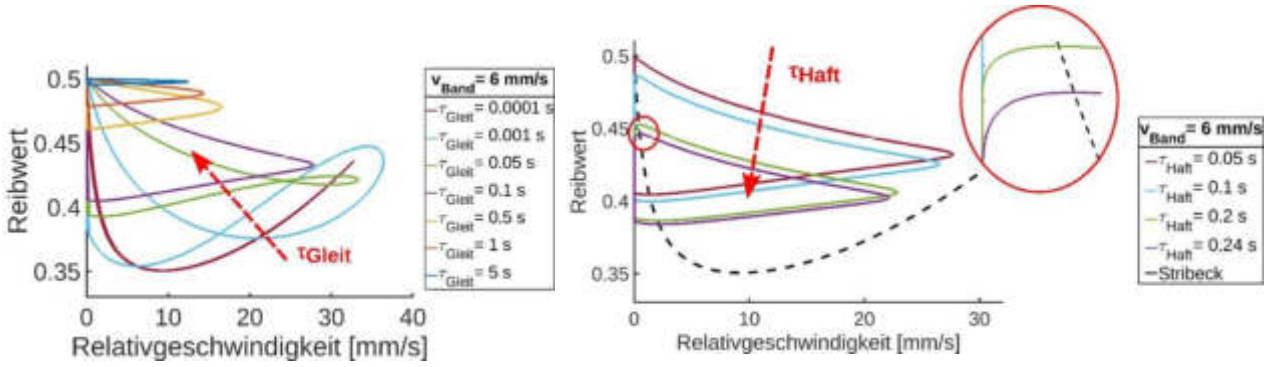


Abbildung 2: Einfluss der Zeitkonstante τ_{Gleit} bei $\tau_{Haft} = 10^{-4}$ s (links) und Einfluss der Zeitkonstante τ_{Haft} bei $\tau_{Gleit} = 0{,}1$ s (rechts) auf den tatsächlich wirkenden Reibwert, nach [1]

Es wird deutlich, dass bei Zeitkonstanten $\tau_{Gleit} < 0{,}05$ s spezielle Effekte auftreten, siehe Abbildung 2 links. Durch den Gegenanstieg der Stribeck-Kennlinie bei höheren Relativgeschwindigkeiten (siehe $\tau_{Gleit} = 10^{-4}$ s) kommt es zu einer Art Schleifenbildung, welche eher theoretisch zu betrachten ist und in der Praxis nicht von Bedeutung sein wird. Realistischer wird das Ergebnis erst ab einer Zeitkonstante > 0,1 s. Hier wird deutlich, dass die instationäre Reibkraft praktisch während der gesamten Gleitphase fällt, genauer bis zum Schnittpunkt mit der stationären Kennlinie bei sehr kleinen Relativgeschwindigkeiten kurz vor Haftbeginn. Dadurch steigt bei steigender Zeitkonstante τ_{Gleit} einerseits die minimale Reibkraft, andererseits sinkt die maximale Relativgeschwindigkeit.

In Abbildung 2 rechts ist das Ergebnis der Variation der Zeitkonstante der Haftphase zu sehen. Es ist erkennbar, dass mit steigender Zeitkonstante τ_{Haft} sich die maximale Haftreibkraft verringert. Ebenso fällt die maximale Relativgeschwindigkeit leicht ab. Trotz dieser quantitativen Einflüsse der Zeitkonstante der Haftphase bleibt der qualitative Verlauf der Hysterese während der Gleitphase davon nahezu unberührt. Eine Besonderheit des Modells bei größeren Zeitkonstanten (siehe Vergrößerung) zeigt sich im markanten Anstieg des Reibwertes zu Beginn der Gleitphase. Dieser Effekt ist im Grunde eine ungewöhnliche Kombination aus dem Verhältnis der beiden Zeitkonstanten (geringe Zeitkonstante während der Gleitphase, hohe während der Haftphase) und der steil abfallenden stationären Stribeck-Kennlinie.

Abbildung 3 zeigt den Einfluss der beiden Zeitkonstanten im Zusammenspiel mit der Bandgeschwindigkeit auf den tatsächlich wirkenden Reibwert im eingeschwungenen Zustand (Grenzzyklus). Es ist gut zu erkennen, dass sowohl die Zeitkonstanten, als auch die Bandgeschwindigkeit selbst sowohl einen Einfluss auf den qualitativen und quantitativen Verlauf des Reibwertes haben, als auch auf die Breite des Geschwindigkeitsbereiches, bei dem es zu einer selbsterregten Schwingung aus der Gleichgewichtslage heraus kommt. Des Weiteren kann beobachtet werden, dass der Einfluss der Bandgeschwindigkeit sich bei gleichbleibender Zeitkonstante der Gleitphase konträr bei unterschiedlichen Zeitkonstanten der Haftphase auswirkt (siehe linke Spalte). Aber auch bei konstanter Zeitkonstante der Haftphase ist der Einfluss der Bandgeschwindigkeit auf den Reibwert, sowohl qualitativ als auch quantitativ bei unterschiedlichen Zeitkonstanten der Gleitphase erkennbar (siehe rechte Spalte). Dies gilt sowohl für den tatsächlichen Reibwert, als auch für die maximale erreichte Relativgeschwindigkeit.

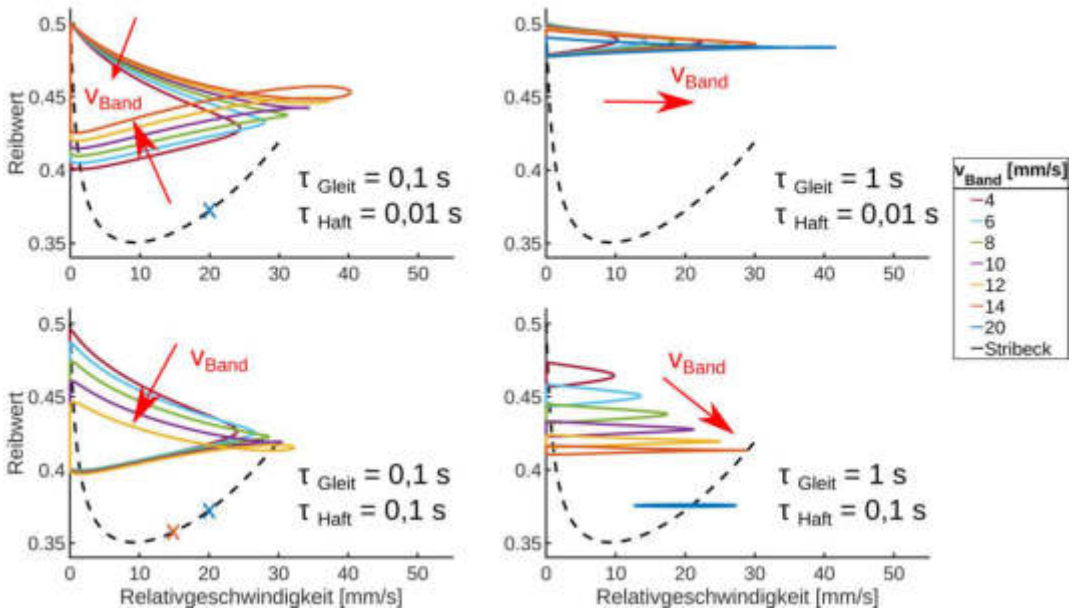


Abbildung 3: Einfluss des Zusammenspiels der beiden Zeitkonstante τ_{Gleit} und τ_{Haftt} mit der Bandgeschwindigkeit v_{Band} auf den tatsächlich wirkenden Reibwert, nach [1]

Abschließend bleibt festzuhalten, dass der Reibschwinger mit einer Hysterese während einer Gleit- und Haftphase immer vom Zusammenspiel des zeitabhängigen Verhaltens und der äußeren Bandgeschwindigkeit abhängt. Daher werden solche tribologischen Systeme auch als ein solch komplexes Zusammenspiel dieser drei Faktoren analysiert.

Literatur

[1] T. Falke. „Reibkontakteinflüsse zwischen Partikeln und Festkörpern auf die Schwingungsselbsterregung“. Diss. Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2021.

[2] T. Falke, M. Kröger. „Erweiterungen der tribologischen Modellierungen zur Abbildung reibungsselbsterregter Schwingungen“. In: 61. Tribologie-Fachtagung, 2020, S. 09/1-09/9

[3] T. Falke, M. Kröger, K. Krüger, T. Mütze. „Biegeschwingungen in dünnwandigen Strukturen durch Partikelkontakte – Untersuchungen des Anregungsmechanismus und die Modellierung der selbsterregten Schwingung“. In: VDI-Berichte Nr. 2366, 2019, S. 105–117.

[4] P. Stelter. „Nichtlineare Schwingungen reibungserregter Strukturen“. In: Fortschr.-Ber. VDI, R. 11 Nr. 137, Düsseldorf, 1990.

[5] M. Kröger, M. Lindner und K. Popp. „Modellierung instationärer Reibkräfte“. In: PAMM Proc. Appl. Math. Mech. 2, 2003, S. 140–141.

Autoren

Thomas Fürstner, M.Sc. Thomas.Fuerstner@imkf.tu-freiberg.de
Prof. Dr.-Ing. Matthias Kröger Kroeger@imkf.tu-freiberg.de

Technische Universität Bergakademie Freiberg
Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung
09599 Freiberg/Sachsen

S.S.H. Ibrahim, N.S.M. El-Tayeb

Effect of Nano-Silica/Alumina Hybrid Coating on Erosion Resistance of GFRP for Application of WTBs

Since wind turbine blades are exposed to impingement of diverse types of particles such as rain droplets and abrasive flying solid particles, which leads to the eroding of their surfaces over time, especially at the leading edge. Thus, solid particle erosion is one of the main problems affecting aerodynamic performance, power capturing and surface integrity of wind turbine blades. Wind turbine blades can be protected against erosion by optimising values of operating conditions and use of protective coatings. Polymeric coatings reinforced with well dispersed nanoparticles have recently occupied special focus by researchers and have been used in several industrial applications such as wind turbine manufacturing, oil and gas, aerospace, and automotive industries.
Yet, still more investigations are required to improve the tribological and mechanical properties of these coats and increase its service life. The effect of adding nano-silica/alumina to polyurethane coatings have been studied, however, their erosion resistance has not been investigated yet. The main purpose of this research is to synthesis a well dispersed hybrid nano-silica/alumina polyurethane compositions with different weight fractions and investigate its erosion resistance. To do this, surfactants, probsonication, mechanical mixing and Zeta sizer were implemented for the synthesis; and experimental procedures for erosion and SEM were carried out to investigate the erosion resistance.
Results showed that the hybrid composition of nano-silica/alumina polyurethane significantly decreased the erosion rate more than using single type of nanoparticles, and that the reduction in agglomeration was mirrored in much enhanced erosion resistance of the nanocomposites. The nano-system containing 3.5 wt% silica and 1.5 wt% alumina nanoparticles enhanced the resistance to erosion by 98.8%.

S.S.H. Ibrahim, N.S.M. El-Tayeb
The British University in Egypt
sarah.samy@bue.edu.eg

Patrick Beau, Stefan Henzler

Tribologie im Wandel: Auslaufmodell oder Zukunftstreiber?

Zusammenfassung:

Zur Beantwortung der Fragestellung laden die Autoren im Vortrag zu einem gemeinsamen, interaktiven Gedankenexperiment ein. Anhand ausgewählter Tribosysteme schauen wir gemeinsam in die „tribologische Glaskugel der Zukunft“ und wagen eine Abschätzung der Potentiale unserer Wissenschaft. Mit Hilfe von Szenarienbetrachtungen sowie Beispielen aus Industrie und Hochschullandschaft werden u.a. folgende Schwerpunkte – oder wie wir sie nennen werden: pain points and hashtags – behandelt: Wirkungsgrad und Effizienz / Nachhaltigkeit / Technologietransfer / Digitalisierung / Einfluss auf die Gesellschaft / Technologie und Marketing / Zielgruppen und Reichweite / Nachwuchsförderung / Etablierung von Wissenschaften sowie die „Hilfe zur Selbsthilfe“.
An diesem teils kontroversen Diskurs wollen wir das Auditorium gern teilhaben lassen. Ziel ist auch, an der ein oder anderen Stelle einen neuen Blickwinkel auf das Themenfeld Tribologie zu geben – teilweise auch abseits der „klassischen“ Reibungs- und Verschleißprobleme.
Zusammen wollen wir sowohl einen möglichst objektiven und faktenbasierten Denkanstoß geben als auch eine hoffentlich stark subjektiv gesteuerte Diskussion im Anschluss anregen.
Wir freuen uns darauf!

Abstract:

To answer the question, the authors invite you to a join in an interactive thought experiment in the lecture. Using selected tribological systems, we look together into the “tribological glass ball of the future” and dare to estimate the potential of our science. With the help of selected scenario considerations as well as examples from industry and the university landscape, the following focal points are dealt with: effectiveness and efficiency / sustainability / technology transfer / digitization / influence on society / technology and marketing / target groups and Reach / promotion of young researchers / establishment of sciences as well as “helping people to help themselves”.
We would like the audience to participate in this sometimes controversial discourse. The aim is also to give a new perspective on the subject of tribology - sometimes beyond the "classic" problems of friction and wear. Together we want to start as objective and fact-based as possible and, hopefully, stimulate a highly subjective discussion afterwards.
We are looking forward to it!

Einleitung

Der Artikel erscheint im Jahr 2021, also zweifellos in Zeiten starker Transformationen in den verschiedensten Bereichen unserer Gesellschaft. Um sich mit dem Thema Wandel auseinandersetzen zu können, lohnt oft ein Blick in die Vergangenheit. Dies hilft auch bei der Beschreibung des aktuellen Standes sowie dem Blick in die Zukunft. Im Rahmen der GfT-Tagung wird daher - aus Autorensicht - anhand von Beispielen aus ihrem Arbeitsalltag und einem Fundus von insgesamt über 20 Jahre Tribologenerfahrung berichtet. Ziel ist es als Resümee eine Abschätzung der Potentiale unserer Wissenschaft zu wagen.
Dabei orientieren wir uns im teils gigantisch scheinenden Umfeld der Transformationen an ausgewählten Trends, die aus unserer Sicht besonders im Fokus stehen sollten. Schwerpunktmäßig bewegt sich der Vortrag im Bereich (Auto-)Mobilität der Jahre 2010 - 2035. Interessanterweise ergeben sich hierbei zahlreiche, teils nicht immer augenscheinliche Schnittmengen mit anderen Disziplinen. Eine stärke Sichtbarkeit der Benefits tribologischer Untersuchungen und damit eine Vernetzung der Wissenschaft Tribologie und Oberflächentechnik mit den Interessen jüngeren Mitmenschen wäre unserer Meinung nach ein wünschenswerter Zukunftsausblick - und Motivator für mehr Nachhaltigkeit.

Megatrend: Mobilität

Ein sehr polarisierendes Thema der heutigen Zeit ist die Frage, wie die Mobilität in der Zukunft aussehen wird. Getrieben wird diese Frage von neuartigen Mobilitätslösungen, wie beispielsweise autonomen Shuttles zur Personenbeförderung, der zunehmenden Urbanisierung und der Frage wie sich Mobilität nachhaltig und ökologisch sinnvoll umsetzen lässt. Hier kommt unter anderem der Einsatz alternativer Antriebsarten oder auch die Effizienzsteigerung herkömmlicher Antriebskonzepte zum tragen. Dieser letzte Aspekt lässt sich dabei auch auf den Megatrend Globalisierung beziehen, da der globale Güterverkehr einen nicht unerheblichen Anteil von 5,5 % an den weltweiten CO2-Emmissionen erzeugt. [1]

Durch diesen kurzen Überblick zeigt sich bereits, dass der Megatrend der Mobilität eng mit den Megatrends Neo-Ökologie, Globalisierung und Urbanisierung verknüpft ist.
Betrachtet werden zunächst einmal die technischen Aspekte des Antriebsstrangs nach [2] da hierbei noch große Potentiale zur Reibungsreduzierung zu erwarten sind.
Je geringer die Reibung, desto weniger Energie muss aufgewendet werden, um diese zu überwinden. Aus diesem Grund wird im Bereich der Mobilität ein wichtiger Beitrag der Tribologie daran messbar werden, wie bspw. reibreduzierte Antriebskonzepte die Energieeffizienz von Mobilitätsmitteln positiv beeinflussen können. Ein Konzept für einen tribologisch optimierten elektrischen Antriebsstrang, der ein Reichweitenkonzept von 10 kWh/100 km realem Verbrauch ermöglicht, würde hier einen Benefit für die Wissenschaft und Industrie und Gesellschaft ermöglichen. Im Rahmen von Förderungen sind solche Projekte (z.B. „low friction engine“) in der Vergangenheit schon erfolgreich etabliert wurden.

Abgesehen von traditionellen motorischen Antriebsarten gibt es noch weitere Potentiale im Bereich der Mobilität. Als Bindeglied zwischen Verbrennungs- und Elektromotoren, den sog. Hybridfahrzeugen, ist die Tribologie als weitere wichtige Stellgröße zu betrachten. Einen Schritt weiter in Richtung alternativer Antriebe befinden sich die Forschungsfelder Elektromobilität, Wasserstoff/Brennstoffzelle und die Nutzung von Biomasse als Energieträger. Gerade bei diesen Antriebsarten liegt ein besonderer Fokus auf Effizienz und der Verlängerung der Reichweite. Tribologie kann auch hier einen wichtigen Beitrag durch Verringerung der Reibung im Gesamtsystem leisten.

Unserer Erfahrung nach liegen den größten Herausforderungen teils in bekannten, teils in neu zu untersuchenden Bereichen. Die pain points lassen sich aber gruppieren, wie nachfolgend dargestellt:

- niederviskose Schmierstoffe
- isolierenden Schichten
- nichtleitende Materialien
- thermische Leitfähigkeit
- Effizienz und Lebensdauer der Rekuperation
- Schmierstoffe für E-Motoren und Leistungselektroniken
- Verbrennung von Wasserstoff und Gas
- Akustik/Komfort/Wertigkeit

Megatrend: Energiebedarf

Ein Bereich, der besonders im Wahljahr 2021 in den Fokus rückt, ist der Umgang mit Energie, sowohl aus konventionellen als auch erneuerbaren Quellen. Getrieben wird der Diskurs um Klimawandel und Nachhaltigkeit bspw. durch die Forderungen und das Wahlprogramm der Partei „Bündnis 90/Die Grünen“ [3]. Fakt ist, dass eine Reduzierung der verbrauchten Energie auf globaler Skalierung unumgänglich scheint, damit Klimaziele wie das Pariser Klimaabkommen erfüllt werden können.

Dabei stehen auch immer mehr sog. „Übergangstechnologien“ im Interesse von Industrie und Politik. Das Interesse der Bevölkerung an der Technologie hinter der Technik sowie die Zugänge zu Informationen darüber steigt stetig. Zu mehr Bekanntheit kommt in diesem Zusammenhang auch die Verwendung von „E-Fuels“ und anderen künstlich hergestellten Kraftstoffen.

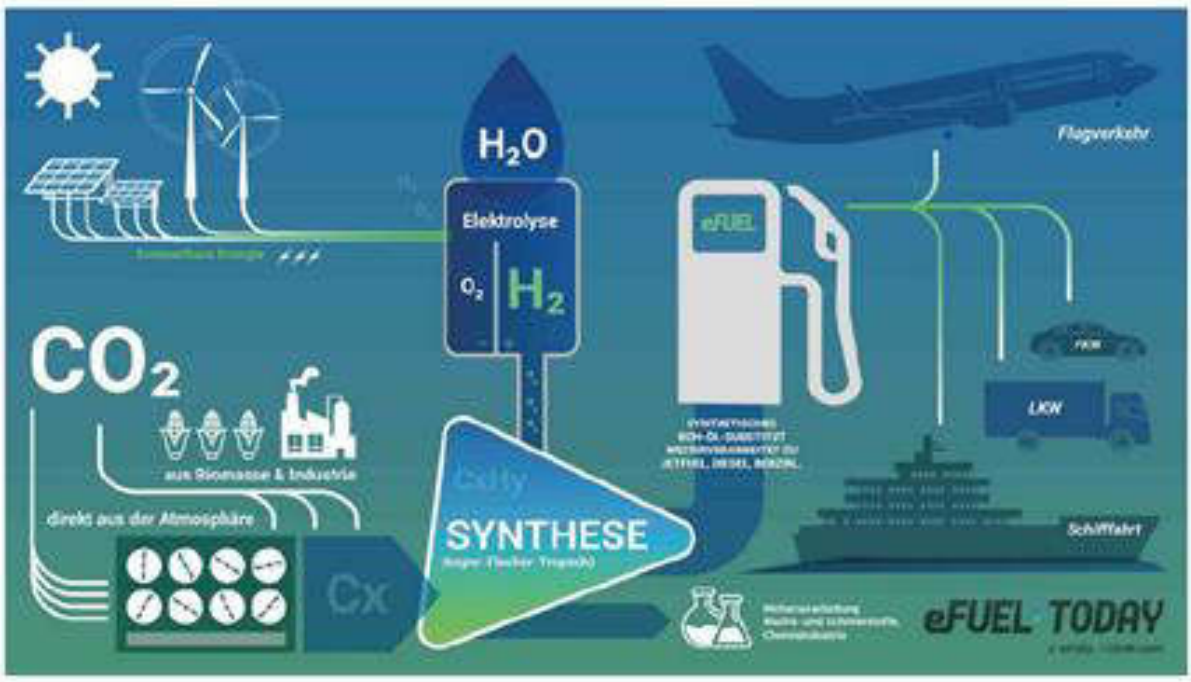


Abbildung 1: Die Herstellung von E-Fuels [4]

Biomasse, Zucker, Algen oder auch aus der Atmosphäre gebundenes CO2 können Grundmaterialien für solche Kraftstoffe sein, die dann mithilfe von mit regenerativen Energien erzeugtem Wasserstoff in flüssige Kohlenwasserstoffe synthetisiert werden.

Die Herausforderung für die Tribologie ist hierbei, dass alle Komponenten von der Erzeugung bis zur Nutzung im Fahrzeug auf Material- und Schmierstoffverträglichkeit betrachtet werden müssen. Außerdem müssen, wie auch bei Erdgas betriebenen Fahrzeugen, angepasste Motorenöle entwickelt werden. Diese Möglichkeiten, die Mobilität CO2-neutral, beziehungsweise nachhaltiger zu gestalten zeigt, dass der Megatrend Mobilität eng verknüpft mit der Neo-Ökologie ist. Die Entwicklungen und Erkenntnisse im Bereich Tribologie können hier einen wichtigen Beitrag im Rahmen dieser Megatrends leisten.

Ein weiterer Aspekt, der die Brücke zwischen Mobilität und Neo-Ökologie schlägt, ist die Betrachtung neuer Verkehrsmittel - beziehungsweise die Veränderung der Mobilität der Menschen im Allgemeinen. So wird der Bedarf an neuen, innovativen

Mobilitätskonzepten gerade in Ballungsräumen durch die zunehmende Urbanisierung immer wichtiger. Ein Beispiel für ein solches Verkehrsmittel ist in Abbildung 2 dargestellt. Es handelt sich hierbei um ein autonom fahrendes Shuttle, welches zum innerstädtischen Personentransport eingesetzt wird. Das Geschäftsmodell MIOA der Volkswagen AG zeigt darüber hinaus die Machbarkeit im urbanen Umfeld.
Durch das Aufkommen solcher Shuttles und weiterer selbstfahrender Fahrzeuge entstehen neue, bisher nicht dagewesene Anforderungen an Oberflächen in Fahrzeugen. Während die Shuttles, wie sie schon heute mancherorts eingesetzt werden, eher den Innenraumanforderungen von bisher eingesetzten Verkehrsmitteln des ÖPNV entsprechen, gehen luxuriösere autonome Fahrzeuge auf die steigenden Anforderungen der Kundschaft ein.



Abbildung 2: Autonom fahrendes Shuttle [5]

Das Innenraummodell der Zukunft der Brose Fahrzeugteile SE & Co. KG (Abbildung 3) ist kaum ein nicht bewegliches Element verbaut. Den Unterschied macht für den Mobilitätswunsch in Zukunft wohl weniger der Antriebsstrang als viel mehr die Bequemlichkeit eines modernen mobilen Raums. Dieser ist wiederum nah am Kunden und damit im Fokus seiner Zufriedenheit und damit der Bereitschaft für eine Dienstleitung oder ein Produkt zu bezahlen.



Abbildung 3: Innenraum der Zukunft Brose Fahrzeugteile SE & Co. KG [6]

Hierdurch werden die an Elektroautos gestellten Anforderungen noch einmal um die Geräuschkulisse der Komfortelektronik sowie das Gefühl eines „private third place“ erweitert. Bewegliche Elemente des Innenraums sind beispielsweise die Sitze inklusive der Beinauflagen, die Mittelarmlehne, das Display und das Lenkrad, das sich für den autonomen Betrieb einfahren lässt.
Wichtig ist hier auch der Blick über den heimischen Markt hinaus, da Mobilität seit Jahren auch den globalen Trends folgt. Der Umsatz der Volkswagen AG beträgt in China bspw. deutlich mehr als Europa. Funktionierende Trends und Innovationen wirken sich dann auch auf den heimischen Markt aus. Aber auch Entwicklungen im Bereich Schmierstoffe und Werkstoffe sowie die Aspekte von reach list und global sourcing spielen bei Unternehmensentscheidungen eine entscheidende Rolle.
Ein weiterer Aspekt, der für tribologische Entwicklungen im Rahmen des Fahrzeuginnenraums der Zukunft relevant werden könnte, ist der zunehmende Wunsch nach Individualisierung. Ein Grund für die Individualisierung ist, dass durch die Automatisierung der Fahrzeuge, die Aufmerksamkeit der Passagiere nicht mehr so sehr dem Verkehr gelten muss. Der Fahrzeuginnenraum übernimmt andere Aufgaben, er wird zu einem Ort der Entspannung oder auch als Arbeitsort eingesetzt. Vergleichbar ist das ab Level 4/5-Autonomie dann eher mit einer Reise im Zug oder Flugzeug. Um dies zu erreichen, steht neben der eingesetzten Technologie vor allem die Wahl der Materialien und Oberflächentexturen im Vordergrund. Mit diesen findet eine ständige Interaktion mit dem Insassen statt, bspw. Touchscreens, die Sitzpolster oder Gurte.
Wichtig bei all diesen Anforderungen an den Fahrzeuginnenraum wird allerdings auch zunehmend, dass die Materialien umweltfreundlich, emissionsarm und ressourcenschonend sind, während sie natürlich auch den Anforderungen standhalten müssen, dass sie leicht zu reinigen sein sollen. Kratzfestigkeit und eine gute Haptik sowie Beständigkeit werden dabei immer bedeutender. [7]
Zusammenfassend müssen die Materialien für den Innenraum der Zukunft also wahre Alleskönner sein, was für die Tribologie auch zukünftig noch eine Herausforderung darstellen wird.

Megatrend: Wissenskultur

Ein Aspekt, der die Brücke zum Megatrend Wissenskultur schlägt, ist die Nachhaltigkeit des Wissens um die Tribologie, da Wissen in der Gesellschaft und in Unternehmen nur dann nachhaltig verfügbar sein kann, wenn es auch weitergegeben wird.

So schrieb beispielsweise Prof. Dr. Valentin Popov, Professor für Systemdynamik und Reibungsphysik an der Technischen Universität Berlin, zum 60-jährigen Bestehen der Gesellschaft für Tribologie e.V. eine Festschrift mit dem Titel „Ich beschäftige mich mit Tribologie, Entschuldigung, womit?“. Er führt an, dass das interdisziplinäre Fachgebiet der Tribologie nur einem kleinen Teil der Gesellschaft ein Begriff ist. Selbst viele Journalisten und Wissenschaftler haben noch nie etwas davon gehört.

Ebenso ist das Fachgebiet, und damit dessen Erkenntnisse, häufig nicht einmal auf Ebene einer Schnittstellenkompetenz in Führungsebenen oder Personalabteilungen präsent. Die mangelnde Bekanntheit beginnt allerdings bereits in den Schulen und Hochschulen. Im Bereich Mittelstand findet nach unserer Erfahrung Tribologie oft nur „am Rande oder gar nicht“ statt.

Daraus folgt, dass die Tribologie trotz ihrer zuvor dargestellten großen Potentiale, beispielsweise für den Klimaschutz und der Einhaltung der CO2-Ziele, auch dem Großteil der Politik relativ unbekannt ist. Ein Grund für die Unbekanntheit der Tribologie kann sein, dass sie durch ihr komplexes Zusammenspiel von Körpern und Bewegungen nicht so greifbar ist, wie andere ingenieurwissenschaftliche Disziplinen:

„Für die Grundlagen der Werkstoffmechanik benötigen die Studierenden lediglich Kenntnisse der Analysis einer Variablen und der einfachsten gewöhnlichen Differentialgleichungen. Demgegenüber erfordert das einfachste (Hertz‘sche) Kontaktproblem die Lösung einer dreidimensionalen Integralgleichung mit gemischten Randbedingungen.“ [8]

Sobald allerdings die Tribologie vermehrt Einzug in die ingenieurswissenschaftlichen und übrigen technischen Studiengänge erhält, wird es auch in Unternehmen einen größeren Anteil an Mitarbeitern geben, die über ein Verständnis für Tribologie verfügen, wodurch der Bedarf an tribologischen Optimierungspotentialen besser erkannt werden kann.

Auch hier ist eine Integration in die Curricula verschiedener Studiengänge, von Maschinenbau bis Informatik denkbar. Möglicherweise entsteht durch diese Maßnahmen auch ein Bedarf in den Unternehmen an immer neuen tribologisch versierten Mitarbeitern, was wiederum ein Wachstum der tribologischen Inhalte in ingenieurwissenschaftlichen oder informationstechnologischen Studiengängen zur Folge hätte.

Die Unwissenheit des Großteiles der Bevölkerung über die Potentiale der Tribologie könnte auch mit einer Aufnahme in Marketing und Vertrieb begegnet werden. Wenn Produkte mit ihren hervorragenden tribologischen Eigenschaften beworben würden (im Sinne „zero wear label“) oder beispielsweise ihre geringen Geräuschemissionen - die auf tribologische Entwicklungen zurückzuführen sind - kaufentscheidend werden, so könnte das Bewusstsein der Bevölkerung für tribologische Anwendungen gesteigert werden.

Wrap-Up und Ausblick

Die Fragestellung, wie sich die Tribologie in den nächsten Jahren ändern wird und welche Megatrends und gesellschaftlichen Bedürfnisse befriedigt werden müssen, kann nur durch eine offene Kommunikation und Verbreitung des Fachwissens erfolgen.

Es können mehrere gesamtgesellschaftliche Veränderungen durch tribologisches Knowhow gewinnen. Besonders wichtig ist dabei, dass die Tribologie nicht nur als Forschungsfeld im Maschinenbau betrachtet werden darf, da die möglichen Anwendungsfelder um einiges umfangreicher sind.

So sind unter anderem, große Potentiale in den Bereichen der Medizintechnik, der Lebensmittelproduktion sowie bei akustischen und haptischen Forderungen vorhanden.

Hier kommen die Erfahrungen, die in den letzten Jahrzehnten im Bereich des Maschinenbaus gesammelt zum Tragen. Durch eine Übertragung des Knowhows auf diese Bereiche können wertvolle Synergien entstehen und die Potentiale vollumfänglich genutzt werden – der Methodenkoffer ist oftmals bereits vorhanden.

Bei den derzeit allgegenwärtigen Belangen des Klimaschutzes und der Fokussierung auf Nachhaltigkeit sind allein durch den Einsatz tribologisch optimierter Werk- und Schmierstoffe massive Einsparungen möglich. Hierdurch lässt sich die Mobilität nachhaltiger gestalten. Dies hat auch die Nachhaltigkeitsstudie der GfT wieder eindrucksvoll aufzeigen können.
Ob die vielfältigen Potentiale genutzt werden können, wird sich zeigen. Es steht allerdings für uns außer Frage, dass die Nutzung tribologischen Knowhows ein Zugewinn für viele Bereiche darstellt; auch in Zukunft. Daher hängt der Erfolg der Tribologie nicht zuletzt von ihrer Bekanntheit in der Bevölkerung und in den Unternehmen ab. Auf unseren Beitrag dazu wollen wir im Rahmen des Vortrags dann konkret hinweisen und freuen uns auf rege Beteiligung.

Quellenangaben

[1] Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik IML. Klimaschutz in Logistik und Verkehr. [Online] Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik IML, N.A.

[2] Querschnittstechnologie zur Minderung von CO2-Emissionen und zur Ressourcenschonung. [Online] 2019.

[3] Bündnis 90 Die Grünen. Grüne Kraftstoffstrategie - Ein kluger Antriebsmix für die Verkehrswende. [Online] 24. 05 2021

[4] MEW Mittelständische Energiewirtschaft Deutschland e.V. efuel-today.com. [Online] 02 2021.

[5] Gurit Services AG. Rechtsvorschriften. [Online] Gurit Services AG, N.A.

[6] IAA 2019: Mit Brose in den Innenraum der Zukunft einsteigen. [Online] Brose Fahrzeugteile SE & Co. Kommanditgesellschaft, 11. 09 2019.

[7] Continental AG. Intelligente Oberflächen von Continental eröffnen mehr Möglichkeiten zur Individualisierung von Fahrzeugen. [Online] 10. 07 2017.

[8] Popov, Prof. Dr. rer. nat. Valentin L. reseachrgate.net. [Online] 09/2019

Autoren

Stephan Henzler / Carl Bechem GmbH, Sitz. Hagen / stephan.henzler@bechem.de / 0175-6301529

Patrick Beau / Beau Engineering Services, Hinter der Wiese 3, 38162 Cremlingen / tribology@go-getting.de / 0911-13057540

Christian Scholz, Jürgen Becker, Astrid Gies, Juha Haikola, Jukka Kolehmainen, Sanna Tervakangas

Embedded Sensors zur Systemüberwachung

Viele technische Systeme und deren tribologische Kontakte sind derzeit passiv ausgelegt. Dünnschichtsysteme, wie beispielsweise DLC Schichten (a-C:H), erfüllen ihre vorgegebene Aufgabe ein System vor Verschleiß zu schützen und/oder die Reibung zu reduzieren. Dies geschieht unter einer Annahme von Systementwicklern, wann System versagen oder auf welche Betriebszustände sie ausgelegt sind. Grundlegende Ziele bei der Entwicklung neuer Systeme sind bspw. die Lebensdauer, Leistung oder Zuverlässigkeit zu erhöhen. In Bezug auf die Entwicklung von nachhaltigen Systemen rücken vermehrt die allgemeine Zustandsüberwachung, vorausschauende Wartung (predictive maintenance) und die Echtzeitanpassung von Betriebszuständen in den Fokus. Sensorische Systeme, welche direkt auf Komponenten in kritischen Kontaktbereichen oder in dessen näherer Umgebung angebracht werden können, so genannte embedded sensors, bieten hier ein hohes Potential diese neuen Ziele zu unterstützen. Da viele Sensorsysteme dafür bedingt tauglich sind, hat die Entwicklung von Dünnschichtsensoren im Bereich der Tribotronik und Systemüberwachung einen neuen Stellenwert eingenommen. Mittlerweile gibt es Ansätze Dünnschichtsensoren im Bereich der Temperatur-, Druck- und Verformungsmessung einzusetzen. Ergebnisse aus diesen Bereichen sollen hier vorgestellt werden.

Dr. Christian Scholz
Oerlikon Balzers Coating Germany GmbH
christian.scholz@oerlikon.com

Kirsten Bobzin, Christian Kalscheuer, Marco Carlet, Julia Janowitz*

Untersuchung mehrlagiger PVD-Temperatursensorschichten unter tribologischer Beanspruchung

Zusammenfassung:

Die Beschichtung tribologischer Kontaktpartner mittels Physical Vapour Deposition (PVD) kann zur Verbindung funktionaler Sensoreigenschaften und dem Verschleißschutz von Bauteilen genutzt werden. In dieser Arbeit wird das Verhalten metallischer und nitridischer PVD-Temperatursensorschichten während der tribologischen Beanspruchung mit Blick auf technische Anwendungen untersucht. Die PVD-Sensorschichten bestehen aus einer zum Substrat elektrisch isolierenden Al_2O_3-Beschichtung, zwei Zwischenlagen zur Ausbildung des thermoelektrischen Effekts, sowie einer zur Umgebung und zu möglichen elektrischen Kontaktpartnern isolierenden Al_2O_3-Decklage. Die metallische Ni+NiCr- und die nitridische CrN/AlN+TiAlN-Variante werden als Zwischenlagen verwendet und ihre Temperaturmess-eigenschaften geprüft. Die PVD-Sensorschichten werden mittels Pin-on-Disk (PoD)-Tribometer im geschmierten Kontakt tribologisch beansprucht. Anhand der Variation der Laufstecke bis zu $s \leq 400$ m gegen einen Gegenkörper aus dem Stahl 100Cr6 wird der Verschleißfortschritt in einer Schadensanalyse betrachtet. Beide Sensorschichten ermöglichen eine Temperaturmessung bis zu $T \leq 250$ °C direkt an der beschichteten Oberfläche. Unter tribologischer Beanspruchung im PoD-Tribometer sind die Beschichtungen beständig und weisen weder Rissbildung noch Abplatzungen vom Substrat auf. Die Temperaturmessung an Bauteiloberflächen kann zur Früherkennung von Schäden beschichteter Bauteile bei gleichzeitigem Schutz dieser Bauteile im tribologischen Kontakt eingesetzt werden. Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde eine auf Hartstoffschichten basierende PVD-Temperatursensorschicht unter tribologischen Beanspruchungen im Systemtest analysiert und mit einer metallischen Sensorschicht mit oxidischer Decklage verglichen.

Abstract:

The application of physical vapour deposition (PVD) coatings on tribological contact partners can be used to combine functional sensor properties with wear protection of components. The behaviour of metallic and nitride PVD temperature sensor coatings under tribological load has been investigated with a view to technical applications. The PVD sensor coatings consisted of an Al_2O_3 layer electrically insulating towards the substrate, two intermediate layers for the formation of the thermoelectrical effect, and an Al_2O_3 top layer insulating towards the environment and possible electrical contact partners. The metallic variant Ni+NiCr and the nitride variant CrN/AlN+TiAlN were used as interlayers and their temperature measurement properties were tested. The PVD sensor coatings were tribologically tested in lubricated contact using a pin on disc (PoD) tribometer. Based on the variation of the running distance up to $s \leq 400$ m against a 100Cr6 counterpart, the wear progress was observed by damage analysis. Both sensor coatings enabled a temperature measurement up to $T \leq 250$ °C directly on the coated surface. Under tribological load in the PoD tribometer, the coatings were resistant and did not show any cracking or spallation from the substrates. Temperature measurement on component surfaces can be used for detection of damage of the coated components while simultaneously protecting these components in tribological contact. In the current study, a PVD temperature sensor coating based on wear resistant coatings was analysed under tribological loading in a system test rig and compared with a metallic sensor coating with a wear resistant oxide top layer.

1 Einleitung

Mittels Physical Vapour Deposition (PVD) hergestellte Beschichtungen sind Stand der Technik zur Steigerung der Verschleißbeständigkeit von Bauteilen im tribologischen Kontakt. Im tribologischen Kontakt kann die Reibungsenergie in Wärme umgewandelt werden und zu einem Anstieg der Temperatur führen. Um die Temperatur direkt im tribologischen Kontakt zu bestimmen, existieren verschiedene Kalkulationsmodelle. Die Bestimmung der Temperatur mittels dieser Modelle ist jedoch nur näherungsweise möglich. Die experimentelle Bestimmung mittels konventioneller Methoden der Temperaturmessung, wie beispielsweise des Einsatzes von Thermografiemethoden oder kalibrierter Thermoelemente, ist in vielen Anwendungsfällen schwierig bis nicht umsetzbar. Tillmann et al. [1] entwickelten beispielsweise metallische Sensorschichten mit der Werkstoffkombination Ni und NiCr für den Einsatz in der Zerspanung. Die Sensorschichten wurden auf den Freiflächen von Siliziumnitrid-Wendeschneidplatten appliziert. Die Messstellen wurden hierbei in verschiedenen Abständen zur Schneidkante positioniert und ermöglichten eine Temperaturmessung bei unterschiedlichen Schnitt-geschwindigkeiten und Werkstückwerkstoffen. Zum Schutz der Sensorfunktion vor entstehenden Spänen und zur gleichzeitigen elektrischen Isolation zur Umgebung, musste jedoch eine dünne Kunststoffschicht als Decklage aufgetragen werden. Die isolierende Decklage wurde zudem nach jedem Schneidprozess erneuert. Darüber

hinaus sind metallische Beschichtungen zum Verschleißschutz weniger gut geeignet als beispielsweise nitridische Hartstoffschichten.

Verschiedene Hartstoffschichten, beispielsweise CrAlN, sind als Verschleißschutzschichten für tribologische Anwendungen bereits weit verbreitet. Für die Messung der Temperatur an hochbeanspruchten tribologischen Bauteilen müssen diese Beschichtungen zusätzlich eine integrierte Sensorfunktion aufweisen. Diese Sensorfunktion kann zur Überwachung der Temperatur im tribologischen Kontakt und für die frühzeitige Detektion von Schäden eingesetzt werden. Um dies zu kombinieren, wurden zwei mehrlagige Sensorschichtsysteme, eine metallische und eine nitridische Variante, basierend auf dem Funktionsprinzip des thermoelektrischen Effekts entwickelt. Im Rahmen dieses Beitrags wurden die mehrlagigen, funktionalen Temperatursensorschichten im tribologischen Prüfstand beansprucht. Diese auf Hartstoffschichten basierende, nitridische Sensorschicht wurde erstmals im tribologischen Kontakt analysiert. Hierfür wird die Temperaturmessung betrachtet, sowie eine Schadensanalyse der Beschichtungen nach tribologischer Beanspruchung durchgeführt.

2 Vorgehensweise und Untersuchungsmethoden

Es wurden zwei mehrlagige PVD-Temperatursensorschichten entwickelt. Diese bestehen aus einer zum Substrat elektrisch isolierenden Al_2O_3-Schicht, zwei Zwischenlagen zur Temperaturmessung, sowie einer zur Umgebung und zu möglichen elektrischen Kontaktpartnern isolierenden Al_2O_3-Decklage. Die Sensorfunktion basiert auf dem Prinzip des thermoelektrischen Effekts. Für die Umsetzung werden für jede Sensorschicht zwei Zwischenlagen miteinander kombiniert. Die metallische Sensorschicht besteht aus der Werkstoffkombination Ni und NiCr und wird im Folgenden als Ni+NiCr bezeichnet. In der nitridischen Sensorschicht werden ein CrN/AlN-Nanolaminat und eine TiAlN-Schicht kombiniert. Die nitridische Sensorschicht wird im Folgenden als CrN/AlN+TiAlN bezeichnet. Der Aufbau der Beschichtungen ist schematisch in Abbildung 1 dargestellt.

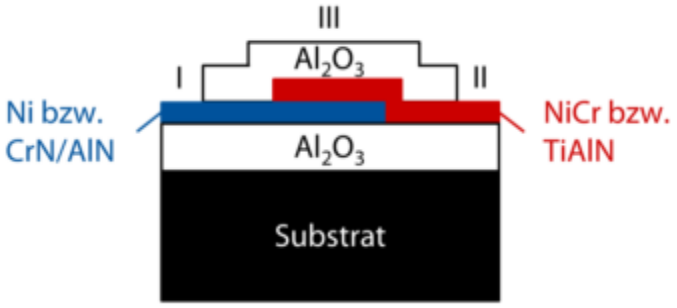


Abbildung 1: Schematischer Aufbau der Sensorschichten Ni+NiCr und CrN/AlN+TiAlN

Die Sensorschichten wurden auf Rundproben aus dem Stahl X38CrMoV5-1, H = (43±1) HRC, Ø = 26 mm, h = 8 mm, Ra ≤ 0,02 µm abgeschieden. Mithilfe von Maskierungen wurden Bereiche des Substrates während der Beschichtung abgedeckt, sodass Bereiche der einzelnen Zwischenlagen (I und II) sowie eine Messstelle (III), an der das gesamte Schichtsystem vorliegt, hergestellt wurden. Die Bereiche I und II dienen als Kontaktierungsstellen für die Temperaturmessung. Die tribologischen Untersuchungen in Kapitel 3.3 wurden auf dem Gesamtsystem in Bereich III durchgeführt.

Die Al_2O_3-Grundisolationsschicht wurde mit einer Haftvermittlerschicht TiAlN in einem Beschichtungsprozess appliziert. Die TiAl-Targets bestehen aus einer Ti-Grundplatte mit 48 Al-Stopfen. Das NiCr-Target besitzt in Anlehnung an das Thermoelement Typ K eine Zusammensetzung von x_{Ni} = 90 wt.% und x_{Cr} = 10 wt.%. Die Beschichtungsparameter der einzelnen Schichtlagen sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Prozessparameter zur Herstellung der Sensorschichtlagen

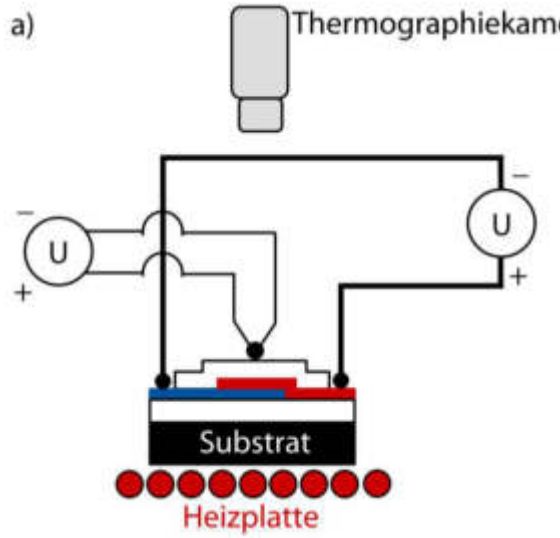
CC800/9 Prozess-parameter	SinOx Al_2O_3-Grundisolation	Ni / NiCr	TiAlN	Al_2O_3-Deckisolation	HPPMS CrN/AlN
U_B [V]	-25	-60	-70	-25	-100
j(N_2) [sccm]	/	/	65	/	120
p [mPa]	Variabel	250	500	Variabel	620
P_{dcMS} [kW]	/	3,0 / Ni / NiCr	/	/	3,0 / Cr / Al
$P_{mfMS,\ 1+3}$ [kW]	6,0 / TiAl48	/	/	/	/
$P_{mfMS,\ 2+4}$ [kW]	3,5 / Al	/	5,0 / TiAl48	3,5 / Al	/
P_{HPPMS} [kW]	/	/	/	/	5,0 / Cr / Al

2.1 Analyse der Schichteigenschaften

Mittels konfokaler Laserscanningmikroskopie (CLSM) unter Verwendung des Mikroskops VK-X210, Keyence, Neu-Isenburg, Deutschland, wurden die Linienrauheit der Beschichtungen nach DIN EN ISO 4287 bestimmt. Weiterhin wurden die Beschichtungen nach tribologischer Beanspruchung mittels CLSM analysiert. Mittels Rasterelektronen-mikroskopie (REM) wurden Oberflächen- und Querbruchaufnahmen der Beschichtungen vor und nach tribologischer Beanspruchung betrachtet. Hierfür wurde das Rasterelektronenmikroskop ZEISS DSM 982 Gemini, Carl Zeiss AG, Oberkochen, Deutschland, verwendet.

2.2 Untersuchung der Temperaturmesseigenschaften

Mittels der Temperatursensorschichten wurden unter Verwendung des Messaufbaus in Abbildung 2 Temperaturmessungen bis zu $T \leq 250$ °C durchgeführt. Eine detaillierte Beschreibung des Messaufbaus und des Messverfahrens kann [2] entnommen werden. Die Temperierung erfolgte mit einer Heizplatte der IKA Werke GmbH & Co. KG, Staufen im Breisgau, Deutschland. Die Proben wurden auf annähernd konstante Temperaturen aufgeheizt und die resultierenden Potentialdifferenzen der Sensorschichten sowie eines kalibrierten Referenzthermoelements Typ K der Rössel Messtechnik GmbH, Werne, Deutschland, gemessen. Die Temperatur wurde mittels einer Thermografiekamera ThermoCAM SC500 der FLIR Systems GmbH, Frankfurt am Main, Deutschland, detektiert. Als Emissionskoeffizienten wurden für die metallische Sensorschicht $\varepsilon = 0{,}86$ und für die nitridische Sensorschicht $\varepsilon = 0{,}65$ gewählt.



b)

Laufstrecke s [m]	Überfahrten N [-]
100	6.326
200	12.702
400	25.414

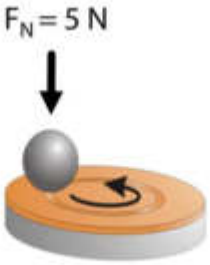


Abbildung 2: Schematischer Aufbau zur a) Temperaturmessung und zur b) tribologischen Beanspruchung

2.3 Untersuchung des tribologischen Verhaltens der Sensorschichten

Zur Untersuchung des tribologischen Verhaltens wurde ein Pin-on-Disk (PoD)-Tribometer, CSM Instruments, Peseux, Schweiz, verwendet. Die Versuche wurden mit einer initialen Pressung von $p_H = 1.100$ MPa bei einer konstanten Normalkraft von $F_N = 5$ N und einem Radius von $r = 2{,}5$ mm durchgeführt. Es wurde eine Relativgeschwindigkeit von $v = 0{,}1$ m/s verwendet. Um den Verschleißfortschritt zu betrachten, wurde eine Variation der Laufstrecke durchgeführt. Die Laufstrecken und die zugehörige Anzahl der Überfahrten sind in Abbildung 2 dargestellt. Als Gegenkörper wurden unbeschichtete Kugeln 100Cr6 mit einem Durchmesser von Ø = 6 mm und einer Härte von H = (60±2) HRC verwendet. Die Versuche wurden im geschmierten Kontakt bei einer Temperatur von T = 90 °C durchgeführt. Als Schmierstoff wurde das Versuchsöl FVA3 verwendet. Ausgewählte Eigenschaften des Schmierstoffs sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2: Eigenschaften des Schmierstoffs FVA3

Schmierstoff	Viskosität η [cSt] bei T = 40 °C	Viskosität η [cSt] bei T = 100 °C	Dichte ρ [kg/m3] bei T = 15 °C	Viskositäts-index VI [-] bei T = 25 °C
FVA3	95,0	11,1	896,0	102,0

3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Morphologie und Oberflächentopografie

Die Morphologie und die Topografie der untersuchten Ni+NiCr- und CrN/AlN+TiAlN-Sensorschichten vor der tribologischen Beanspruchung sind in Abbildung 3 dargestellt. Die Gesamtschichtdicke beträgt für Ni+NiCr $s = 8{,}7$ µm und für CrN/AlN+TiAlN $s = 7{,}7$ µm. Die Grundisolationsschicht hat eine Schichtdicke von $s = 2{,}9$ µm und die Deckisolation von $s \approx 2{,}1$ µm. Die Isolationsschichten weisen eine kolumnare Morphologie auf. Die Deckisolation weist bei Ni+NiCr größere Kolumnendurchmesser auf als bei CrN/AlN+TiAlN. Die Morphologie der Ni-Schicht ist nicht erkennbar, da der metallische Bindungscharakter der Beschichtung keinen Sprödbruch zulässt, der eine ebene, im Querbruch gut zu untersuchende Fläche erzeugen würde. Die NiCr-Schicht zeigt eine kolumnare Morphologie, die grober ausfällt als die kolumnare Struktur in der nitridischen Sensorschicht. Zwischen der Grundisolations- und der Ni-Schicht ist eine

Spaltbildung erkennbar, die auf eine Schwachstelle bei mechanischer Beanspruchung hindeuten könnte. In der CrN/AlN+TiAlN-Sensorschicht, die erstmalig mit einer Al_2O_3-Decklage untersucht wurde, sind keine Spaltbildung oder Schichtdefekte erkennbar. Zwischen den Sensorlagen ist ebenfalls in beiden Varianten keine Spaltbildung erkennbar. Dies deutet auf einen guten elektrischen Kontakt zur Ausbildung des thermoelektrischen Effekts hin. In den Aufnahmen der beiden Sensorschichten sind weiterhin keine signifikanten Schichtdefekte erkennbar.

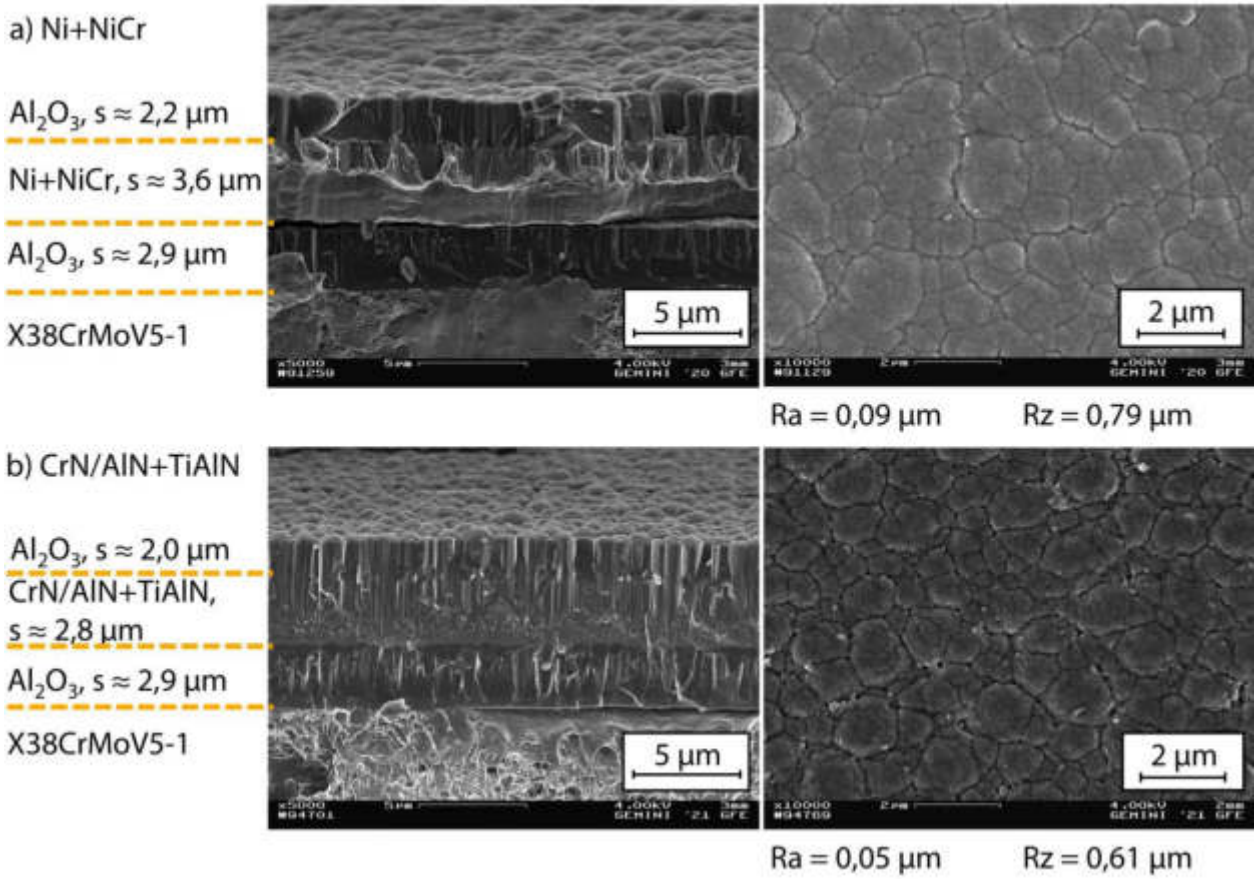


Abbildung 3: REM-Querbruch- und Oberflächenaufnahmen der unbeanspruchten PVD-Sensorschichten, a) Ni+NiCr, b) CrN/AlN+TiAlN

Die Linienrauheit zeigt im Vergleich zum polierten Substrat, Ra ≤ 0,02 µm, erhöhte Werte für beide Beschichtungen. Ni+NiCr zeigt im Vergleich die höchsten Rauheitswerte. Aufgrund des grobkolumnaren Aufbaus ist keine glatte Oberfläche erkennbar. Grenzflächen und Gitterbaufehler stellen Hindernisse für leitende Elektronen dar [3]. Es ist davon auszugehen, dass im Vergleich der beiden Sensorschichten die elektrische Leitfähigkeit der Zwischenlagen durch die grobkolumnare Struktur und somit einer verringerten Anzahl an Grenzflächen geringfügiger beeinflusst wird.

3.2 Untersuchung der Temperaturmesseigenschaften

Die Ergebnisse der temperaturabhängigen Potentialmessungen sind im Vergleich der metallischen und nitridischen Sensorschichten in Abbildung 4 gegenübergestellt. Die Temperaturmessung ist mit beiden Sensorschichten möglich. Sowohl die gemessenen Potentialdifferenzen des Referenzthermoelements als auch der beiden Sensorschichten lassen sich mit einer hohen Übereinstimmung von $R^2 \geq 0{,}97$ mittels einer Geraden beschreiben. Bei sinkender Temperatur ist für alle Geraden eine höhere Übereinstimmung erkennbar. Die Potentialdifferenzen und somit die Geradensteigungen fallen für das Referenzthermoelement und die Sensorschichten unterschiedlich aus.

Ni+NiCr liefert bei gleicher Temperatur höhere Potentialdifferenzen als das kalibrierte Thermoelement Typ K. Aufgrund der höheren Potentialdifferenzen ist eine präzisere Zuordnung und Differenzierung zu der aktuellen Temperatur bei Verwendung der Ni+NiCr-Sensorschicht möglich. Im Vergleich hierzu zeigt CrN/AlN+TiAlN geringere Potentialdifferenzen im betrachteten Temperaturbereich. Für die Temperaturmessung bis zu einer Temperatur von T ≤ 250 °C ermöglicht die metallische Ni+NiCr-Sensorschicht demnach eine höhere Auflösung.

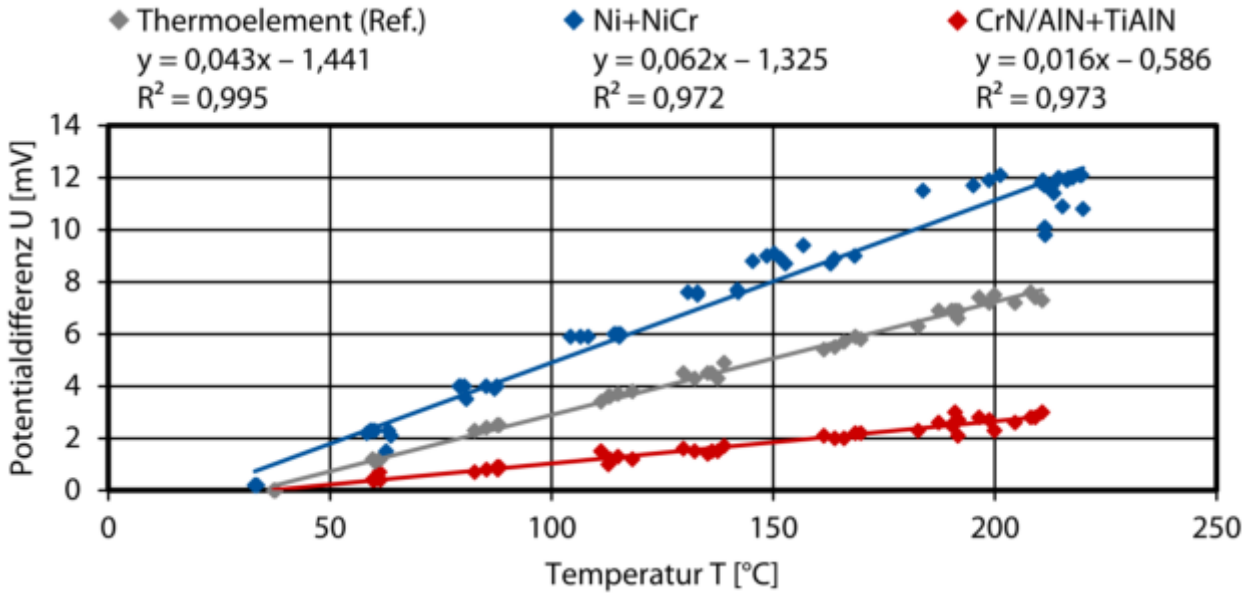


Abbildung 4: Temperaturabhängige Messung der Potentialdifferenz

3.3 Tribologische Untersuchung im PoD-Tribometer und Schadensanalyse der Sensorschichten

Abbildung 5a zeigt die in PoD-Versuchen ermittelten Reibungskoeffizienten μ im geschmierten Kontakt aufgetragen über die maximale Laufstrecke von s = 400 m. Die Beschichtungen wurden nach verschiedenen Laufstrecken s = 100 m, s = 200 m und s = 400 m analysiert, die in Abbildung 5a anhand der gelben Linien gekennzeichnet sind. Beide Sensorschichtsysteme besitzen eine Al_2O_3-Decklage, die sich im direkten tribologischen Kontakt befindet. Beide Sensorschichten zeigen geringe Reibungskoeffizienten von μ ≤ 0,15 im tribologischen Kontakt. Ni+NiCr weist im Vergleich zu CrN/AlN+TiAlN geringfügig reduzierte Reibungskoeffizienten auf. In der Einlaufphase ist für beide Sensorschichten ein Anstieg des Reibungskoeffizienten erkennbar. Dabei tritt für Ni+NiCr im Vergleich ein höherer Anstieg auf. Ab einer Laufstrecke von s = 100 m fällt der Reibungskoeffizient für Ni+NiCr ab. Über die Laufstrecke wurden für Ni+NiCr Schwankungen detektiert. Für CrN/AlN+TiAlN ist nach der Einlaufphase im Vergleich ein geringerer Anstieg erkennbar. Nach einer Laufstrecke von s = 100 m nähert sich der Reibungskoeffizient bis zu s = 400 m einem Wert von μ ≈ 0,14 an.

Im Anschluss an die PoD-Versuche erfolgte die optische Auswertung der resultierenden Verschleißspur mittels CLSM, Abbildung 5b und 5c. Die Verschleißspuren auf den beschichteten Grundkörpern sind insgesamt bei allen Laufstrecken und Schichtvarianten gering ausgeprägt. Es sind keine Risse und Schädigungen der Beschichtung erkennbar. Da keine Freilegung des Substrats erkennbar ist, wird eine intakte Beschichtung und Schichtmorphologie vermutet. Mit zunehmender Laufstrecke nimmt die Breite der Verschleißspuren für beide Beschichtungen zu.

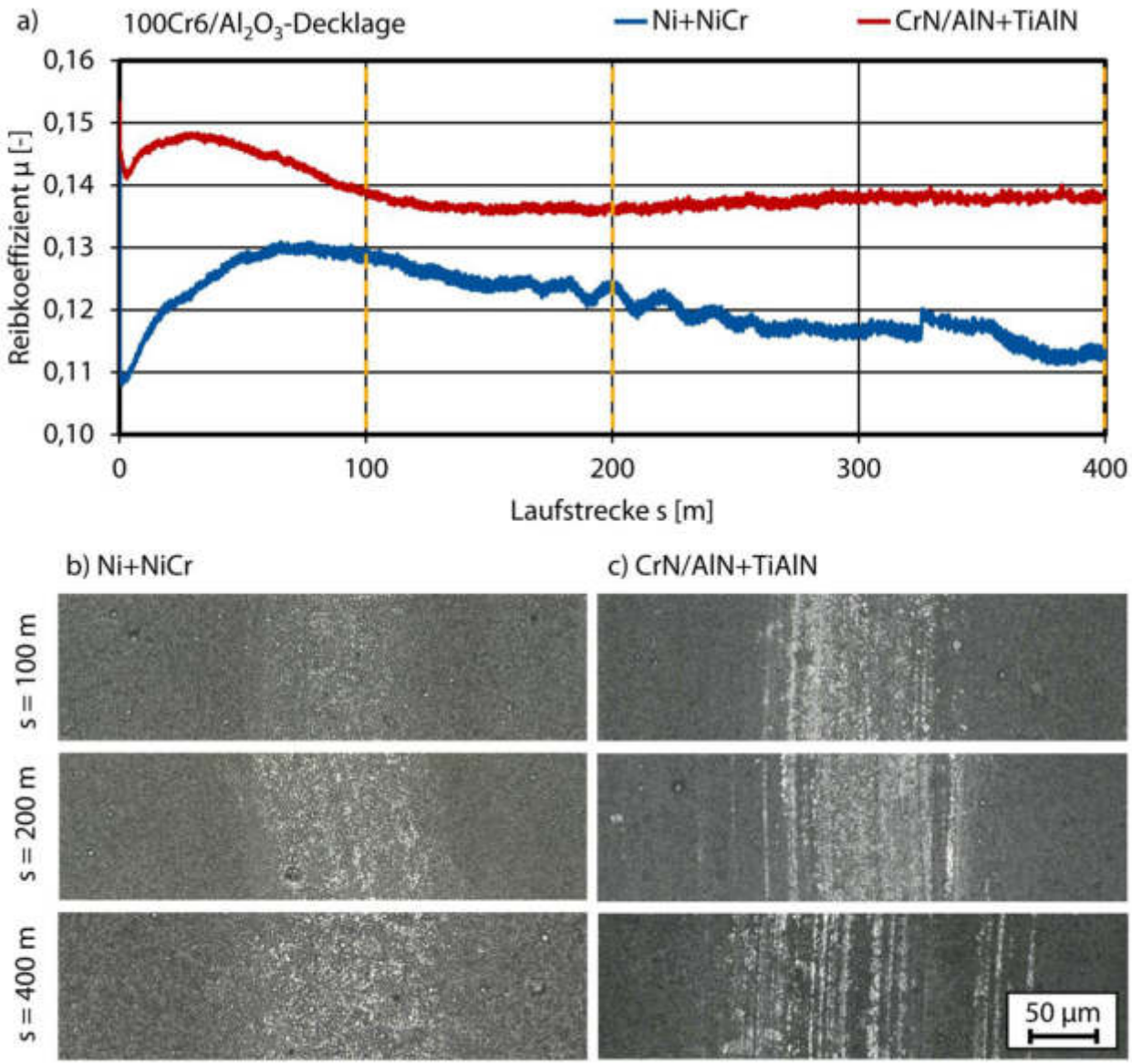


Abbildung 5: a) Verlauf der Reibungskoeffizienten μ bei einer Temperatur von T = 90 °C, Verschleißspuren auf beschichteten Grundkörpern in Abhängigkeit der Laufstrecke für b) Ni+NiCr und c) CrN/AlN+TiAlN mit Al_2O_3-Decklagen.

Die unbeschichteten 100Cr6-Gegenkörper wurden ebenfalls mittels CLSM untersucht. An den Oberflächen der Gegenkörper ist Riefenbildung erkennbar, die auf abrasiven Verschleiß hinweist. Die berechneten Verschleißvolumina der Gegenkörper sind in Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Verschleißvolumina der 100Cr6-Gegenkörper bei Laufstreckenvariation

Beschichtung	Ni+NiCr			CrN/AlN+TiAlN		
Laufstrecke s [m]	100	200	400	100	200	400
Verschleißvolumen V [mm³]	0,11	0,13	0,13	0,18	0,20	0,28

Das Verschleißvolumen der Kugel steigt erwartungsgemäß mit zunehmender Laufstrecke bei beiden Sensorschichten. Insgesamt weisen die für die Analyse der metallischen Ni+NiCr-Sensorschicht verwendeten Gegenkörper geringere Verschleißvolumina auf als die Gegenkörper, die im Kontakt mit der nitridischen CrN/AlN+TiAlN-Sensorschicht tribologisch beansprucht wurden. CrN/AlN+TiAlN besitzt eine höhere Stützwirkung für die Al_2O_3-Decklage, die im tribologischen Einsatz zu einem größeren Verschleiß des Gegenkörpers führt.

Die Oberflächen der beschichteten Grundkörper wurden weiterführend im REM betrachtet. Die Aufnahmen der Oberflächentopografie sind in Abbildung 6a für die Messstrecke von s = 400 m aufgeführt. Beide Sensorschichten zeigen nach den untersuchten Laufstrecken eine Einglättung der Rauheitsspitzen. Im Vergleich zeigt CrN/AlN+TiAlN eine stärkere Einglättung und somit eine höhere reale Oberfläche, die im Kontakt mit dem Gegenkörper steht. Eine erhöhte Kontaktfläche bei gleichbleibender Schmierfilmdicke könnte erhöhte Reibkoeffizienten erklären. Die Oberfläche weist weiterhin keine Spaltbildung und Trennung zwischen den einzelnen Kolumnen auf. An der Oberfläche sind keine Anhaftungen des Stahlgegenkörpers bedingt durch die tribologische Beanspruchung oder die Bildung einer Reaktionsschicht erkennbar. In [4] wurde Al_2O_3 bei verschiedenen Temperaturen und unter Verwendung der Gegenkörper 100MnCr5, X60CrNiMoTi17-12-2 und Inconel 718 im PoD untersucht. Hierbei zeigte die Al_2O_3-Schicht, im Vergleich zu TiAlN- und CrAlN-Schichten, verringerte Anhaftungen und Adhäsion des Gegenkörpers. Als Grund hierfür wurde die chemische Inertheit des Al_2O_3 vermutet. Dies steht in guter Übereinstimmung mit den hier beobachteten Ergebnissen, die eine geringe Adhäsionsneigung der Al_2O_3-Decklage gegenüber Stahl im tribologischen Kontakt aufweisen.

Nach tribologischer Beanspruchung wurden die Sensorschichten ebenfalls im REM-Querbruch untersucht. Die Aufnahmen der hier betrachteten maximalen Messstrecke von s = 400 m sind in Abbildung 6b aufgeführt. Nach den betrachteten Laufzeiten zeigen beide Sensorschichten für alle Schichtlagen keine Veränderungen der Morphologie im Vergleich zu der unbeanspruchten Beschichtung. Es sind keine Risse, Ausbrüche und Beschädigungen im Querbruch zu erkennen. Ebenfalls ist keine Spaltbildung innerhalb der Sensorschichten erkennbar, sodass weiterhin ein guter elektrischer Kontakt zur Ausbildung des thermoelektrischen Effekts zwischen den messenden Lagen besteht. Wie auch bereits bei den Oberflächenaufnahmen ist eine Einglättung der Rauheitsspitzen an der Oberfläche zu erkennen. Die Schichtdicke der Al_2O_3-Deckisolationsschichten ist vergleichbar zu der Beschichtung vor tribologischer Beanspruchung, sodass nur eine geringfügige Einglättung der Beschichtung stattgefunden hat. Insgesamt zeigen die Beschichtungen eine hohe Beständigkeit gegen die aufgebrachte tribologische Beanspruchung.

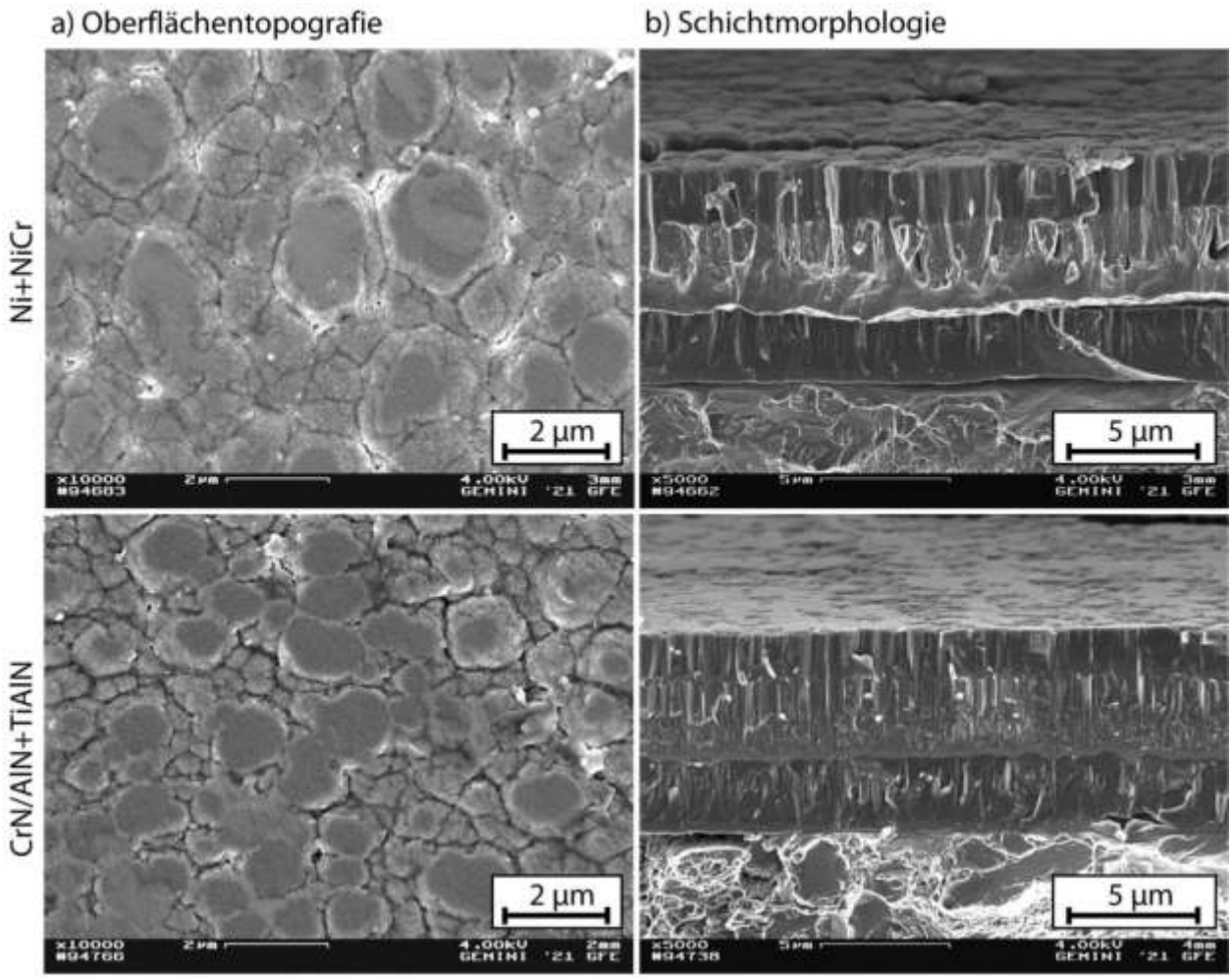


Abbildung 6: a) Oberflächentopografie und b) REM-Querbruchaufnahmen der beschichteten Grundkörper nach tribologischer Beanspruchung für eine Laufstrecke s = 400 m

4 Zusammenfassung

Es wurden zwei PVD-Temperatursensorschichten auf Basis zweier metallischer und zweier nitridischer, messenden Schichtlagen entwickelt. Die Fähigkeit zur Temperaturmessung wurde für beide Sensorschichten bis zu einer Temperatur $T \leq 250$ °C nachgewiesen. Hierbei ermöglicht die metallische Ni+NiCr-Sensorschicht durch höhere Potentialdifferenzen eine detailliertere Auflösung im betrachteten Temperaturbereich. Unter tribologischer Beanspruchung zeigen beide mehrlagigen Sensorschichten eine hohe Beständigkeit. Die Morphologie und die Oberflächentopografie der Beschichtungen zeigten im untersuchten geschmierten Kontakt gegen einen unbeschichteten Gegenkörper 100Cr6 bei einer Laufstrecke von $s = 400$ m lediglich Veränderungen an der Oberfläche. Die Rauheitsspitzen der Sensorschichten wurden eingeglättet. Die Beschichtungen zeigen durch die tribologische Beanspruchung keine Rissbildung, Substratfreilegung oder andere Beschädigungen, die die Funktion beeinträchtigen könnten. Die chemische Inertheit der Al_2O_3-Decklage reduziert weiterhin die Anhaftungen des Gegenkörpers 100Cr6. Die Untersuchungen zeigen, dass die mehrlagigen Beschichtungen anwendungsrelevanten, tribologischen Beanspruchung standhalten und das beschichtete Bauteil im tribologischen Kontakt schützen können. In zukünftigen Analysen wird die temperaturabhängige Messung der Potentialdifferenz nach tribologischer Beanspruchung im PoD wiederholt, um die Sensorfunktion zu prüfen. Weiterhin wird die Temperaturmessung während tribologischer Beanspruchung

adressiert. Die Kombination aus der Temperaturmessfähigkeit und der Beständigkeit im tribologischen Kontakt kann in weiteren Schritten in der Anwendung getestet und für die Temperaturüberwachung oder zur Früherkennung von Schadensfällen von Bauteilen unter tribologischer Beanspruchung weiterentwickelt und eingesetzt werden.

5 Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen der Exzellenzstrategie des Bundes und der Länder – EXC-2023 Internet of Production – 390621612**.**

6 Literatur

[1] W. Tillmann, E. Vogli, J. Herper, D. Biermann, K. Pantke, Development of temperature sensor thin films to monitor turning processes, Journal of Materials Processing Technology 210 (2010) 819–823, DOI:10.1016/j.jmatprotec.2010.01.013

[2] K. Bobzin, T. Brögelmann, N. C. Kruppe, J. Janowitz, Temperature Measurement on Tool Surfaces by Wear Resistant PVD Sensor Coatings, Defect and Diffusion Forum Vol. 404, 138-145, DOI: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ddf.404.138

[3] E. Hornbogen, G. Eggeler, E. Werner, Werkstoffe - Aufbau und Eigenschaften von Keramik-, Metall-, Polymer- und Verbundwerkstoffen, Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 10. Auflage, 2012, ISBN 978-3-642-22560-4

[4] M.T. Ewering, Synthese, thermische Stabilität und tribologisches Verhalten nanokristalliner γ-Al2O3-Schichten für die Zerspanung. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2012, Shaker, Aachen, 2012, ISBN: 978-3-8440-1047-3

Autorenanschrift: Prof. Dr.-Ing. Kirsten Bobzin, Dr.-Ing. Christian Kalscheuer, Marco Carlet, M. Sc., Julia Janowitz*, M. Sc., RWTH Aachen University, Institut für Oberflächentechnik (IOT), Kackertstraße 15, 52072 Aachen.

*Korrespondierender Autor: Julia Janowitz, M. Sc., janowitz@iot.rwth-aachen.de

Kristine Dreva, Ardian Morina, Liuquan Yang, Anne Neville

Impact of thermal cycles on tribological properties and oxidation of MoS_2 coatings

Abstract:

Pure molybdenum disulfide (MoS_2) and titanium doped MoS_2 (MoS_2/Ti) are the most widely used solid lubricants in space applications due to its excellent tribological properties in vacuum. Mechanical systems in spacecraft are exposed to wide range of temperatures either during travel or launch and these temperature fluctuations can have impact on coating structure, affecting its friction and wear. This study examines the effect of exposure to temperatures up to 250°C by conducting wear tests and chemical analysis using Raman and XRD. It was found that pure MoS_2 coating is prone to sulfur loss, leading to formation of defects, unlike MoS_2/Ti, where some increase in strain is observed, however its tribological properties remained unchanged.

Introduction

Molybdenum disulfide (MoS_2) is widely used solid lubricant due to its excellent tribological properties. However, these properties are only preserved in vacuum environment [1], where the exposure to oxygen and water molecules lead to coating deterioration [2] by forming abrasive oxides, leading to high friction and wear.

Several measures have been implemented to protect MoS_2 coating from oxidation, one of which is metal doping [3] during MoS_2 deposition. So far, titanium has been the most successful metal dopant as Ti is stable and does not alter MoS_2 structure [4].

As MoS_2 based coatings are widely used in space applications, these coatings can be exposed to thermal cycling, where temperatures can range between -100°C to 250°C in either air or vacuum [5]. For this reason, the effects of exposure to varying temperatures on tribological properties is important to analyse. Previous research exists, analysing the effects of annealing polymer-MoS_2 multilayer coatings at 500°C [6]. It was concluded that the exposure to high temperature improves friction and wear as the polymer layers soften and MoS_2 hardens due to oxide formation. However, lack of research exists analysing the annealing effects in pure and metal doped MoS_2.

It has been suggested that increased temperatures lead to defect formation in MoS_2, where S is lost [7] due to evaporation, however, lack of research exists examining the effect of thermal cycling on tribological properties and chemical changes in pure and doped MoS_2. In this study, annealing was applied to pure and Ti doped MoS_2 followed by wear analysis in air and chemical analysis to examine the structural changes.

Methodology

MoS_2 and MoS_2/Ti coatings were deposited by Teer Coatings Ltd (Droitwich, UK), using DC closed-field unbalanced magnetron-sputter ion plating (CFUBMS). The coatings were deposited on AISI 440C substrates using deposition procedure which is provided elsewhere [8].

The coatings were annealed for 1 hour in air at temperatures of 40°C, 75°C and 250°C using oven, then cooled in air. Pin-on-plate tribometer was used to obtain friction curves, where all tests took place at room temperature in air, with contact pressure of 0.5GPa at humidity level of 40-50%RH. The chemical analysis was conducted using Raman (Renishaw InVia, UK) spectrometry using 488nm argon ion laser with laser

power of 0.5mW. A map of Raman spectra was obtained across area of 24×20μm^2 ensuring statistical significance of Raman peak positions and line widths is obtained. XRD (Rigaku SmartLab, Japan) was used with Cu Kα radiation of 1.54Å, to obtain crystallite size and to monitor any changes in the unit cell. XRD was only applied to pure MoS_2 as the structure in MoS_2/Ti is amorphous and difficult to monitor structural changes.

Wear analysis was conducted using NPFlex, non-contact white light interferometer by Bruker (USA). SEM-EDX (Carl Zeiss Evo) was used to obtain coating morphology with elemental analysis, to monitor oxygen contents outside and within wear scars.

Results and discussion

The friction curves of both coatings are shown in Figure 1, where the coefficient of friction (CoF) does not differ significantly between heat treatments. However, as expected, the overall CoF in MoS_2/Ti is lower than in pure MoS_2.

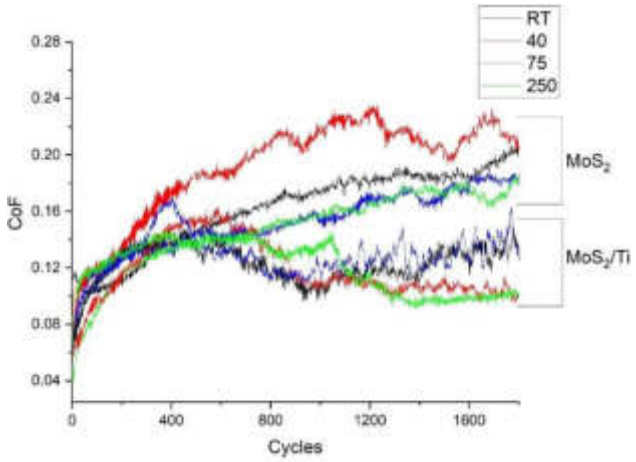


Figure 1 Coeffcient of friction in untreated (RT) and heat treated MoS_2 and MoS_2/Ti coatings

Further analysis by Raman revealed that the exposure to 250°C temperature introduced strain [9] in MoS_2, which is suggested to be due to oxygen substitution, whereas this was not observed in MoS_2/Ti. Raman analysis was also applied to wear scars after annealing, which revealed that MoS_2 consists of defects, which are due to loss of sulfur during wear. Furthermore, some changes in crystal structure in MoS_2 were observed, where the crystallinity increased slightly after exposure to high temperatures. This was observed using XRD, as shown in Figure 2, where a small peak emerges at 33.4°. The recrystallization can be due to water desorption as well as oxygen substitution [10], which restores the structure after loss of S, which contributes to defect formation.

Overall pure MoS_2 is more susceptible to formation of defects, where sulfur, and possibly molybdenum is lost due to breakage of Mo-S bonds during exposure to high temperature. Defects were not observed in MoS_2/Ti coatings due to its amorphous and dense structure.

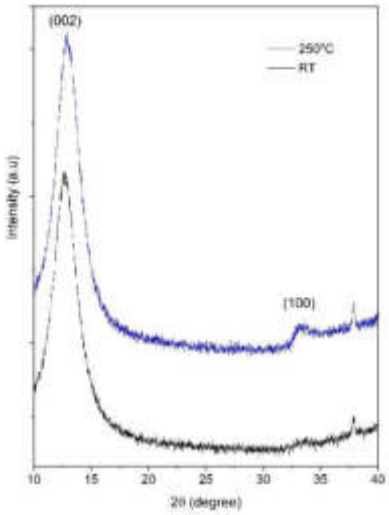


Figure 2 XRD of MoS_2 without heat treatment and after 250°C heat treatment in untested coating

Conclusion

It can be concluded that exposure to heat fluctuations lead to formation of oxides in pure MoS_2, which is due to loss of sulfur, leaving defect sites. On contrary, titanium doped MoS_2 does not form defects even and high temperature fluctuations, however a new phase containing titanium and oxygen is formed, which hinders the formation of molybdenum oxides and therefore tribological properties remain unaffected.

References

[1] Hilton MR, Fleischauer PD. Applications of solid lubricant films in spacecraft. Surf Coatings Technol 1992;54:435–41.

[2] Vazirisereshk MR, Martini A, Strubbe DA, Baykara MZ. Solid lubrication with MoS2: A review. Lubricants 2019;7:57.

[3] Fox V, Hampshire J, Teer D. MoS2/metal composite coatings deposited by closed-field unbalanced magnetron sputtering: tribological properties and industrial uses. Surf Coatings Technol 1999;112:118–22.

[4] Colas G, Saulot A, Bouscharain N, Godeau C, Michel Y, Berthier Y. How far does contamination help dry lubrication efficiency? Tribol Int 2013;65:177–89.

[5] Babuska TF, Pitenis AA, Jones MR, Nation BL, Sawyer WG, Argibay N. Temperature-dependent friction and wear behavior of PTFE and MoS 2. Tribol Lett 2016;63:1–7.

[6] Saravanan P, Selyanchyn R, Watanabe M, Fujikawa S, Tanaka H, Lyth SM, et al. Ultra-low friction of polyethylenimine/molybdenum disulfide (PEI/MoS2) 15 thin films in dry nitrogen atmosphere and the effect of heat treatment. Tribol Int 2018;127:255–63.

[7] Tongay S, Zhou J, Ataca C, Liu J, Kang JS, Matthews TS, et al. Broad-range modulation of light emission in two-dimensional semiconductors by molecular physisorption gating. Nano Lett 2013;13:2831–6.

[8] Teer DG, Bellido-Gonzalez V, Hampshire JH. Molybdenum-sulphur coatings 2002.

[9] Scalise E, Houssa M, Pourtois G, Afanas V V, Stesmans A, others. First-principles study of strained 2D MoS2. Phys E Low-Dimensional Syst Nanostructures 2014;56:416–21.

[10] Fleischauer PD, Lince JR. A comparison of oxidation and oxygen substitution in MoS2 solid film lubricants. Tribol Int 1999;32:627–36.

Miss Kristine Dreva

University of Leeds, Woodhouse Lane, Leeds, LS2 9JT, UK

Professor Ardian Morina

University of Leeds, Woodhouse Lane, Leeds, LS2 9JT, UK

Dr Liuquan Yang

University of Leeds, Woodhouse Lane, Leeds, LS2 9JT, UK

Professor Anne Neville

University of Leeds, Woodhouse Lane, Leeds, LS2 9JT, UK

Hiesinger, S.; Weber, M.; Leisner, R.; Mahler, L.; Molter, J.; Bräuer, G.

Investigation of the application of nickel dispersion coatings for fluid-free lubrication systems in linear guides

Abstract:

Linear guides with roller bearings are of great importance in many applications. In the case of high loads, they usually have to be lubricated with fluids to ensure low friction and sufficient service life. However, in some applications fluids cannot be used. Therefore, fluid-free lubrication systems are sought that can withstand high loads and can be operated maintenance-free over a longer period of time. One approach is to use solid lubricants that are continuously released during operation, e.g. as part of the cage.

The suitability of nickel-phosphorus composite layers with embedded PTFE and hBN particles, which shall be used for coating the cages, was investigated. A multi-stage test procedure was used, consisting of two-stage ball-on-disc tests, three-roller tribometer tests and application tests with linear bearings. In the tests with linear bearings, a setup decoupled by air bearings was used, to enable a sensitive friction force measurement.

Different coating variants were investigated which included coating of the cage as well as the rolling elements. The effects on the friction and wear behaviour were evaluated. The evidence of transfer layer formation was provided. Friction and wear could be significantly reduced in comparison to the uncoated, unlubricated reference system.

Introduction

Tribological systems with roller bearings are widely used when low friction and high precision are required. The disadvantage is the significantly higher local pressure compared to sliding bearings. Therefore a lubricant has almost always been necessary up to now in order to limit wear caused by adhesion, abrasion and the subsequent formation of cracks. A particular motivation to be able to operate highly stressed rolling contacts fluid-free in the future is the risk of product contamination by liquid lubricant in the manufacturing process.

Problems with fluid-free lubrication arise from inadequate heat dissipation and a tendency towards higher coefficients of friction, which results in a speed limitation [BIR12] to avoid thermal overload. The focus here is on the fluid-free, roller-bearing tribological system linear guide. Due to the oscillating movement and intermittent loading that are usually caused by operation, the energy input and the associated heating are significantly lower than with continuously rotating bearings, in any case estimated below 200°C.

Numerous publications have already been published on fluid-free rolling contact, for example between wheel and rail [DET02, ENG03], but hardly any on fluid-free rolling bearings. BIRKHOFER justifies this with the fact that solid lubricants are hardly suitable as substitute lubricants, since the service life that can be achieved is considerably lower compared to oil and grease lubrication with the same loads [BIR12]. If solid-lubricated rolling bearings are used, they usually also have thin layers [BUT10, MER18], which is an essential approach of the present work. Even in a vacuum, rolling bearings are usually used lubricated for long-term applications [BUT10].

An investigation by SAWYER on PTFE transfer films [HAR15; SAW17] as well as ways to detect and influence the formation of transfer films [YE14; YE16]. JIM correlates the formation of the transfer film with the opposing body roughness, the material compound and the load collective, whereby only moderate pressures are the focus in all of the work. To what extent these findings on the complex chemical-physical interactions can also be transferred to highly stressed rolling contacts has so far hardly been researched.

In principle, there are already numerous successful approaches to apply solid lubricants based on surface layer modifications, at least for use under moderate contact pressures, usually below 100 MPa.

Objective, procedure and approach to the provision of solid lubricant

In the present work, model and application-oriented test methods were used in order to gain a fundamental understanding of the distribution and the mechanisms when solid lubricants are not introduced into the tribological system from the outside, but functional elements are specifically optimized in terms of coating and surface technology. The guide rails in linear systems are usually exposed widely, so that at least one element of the tribological system is easily accessible. In addition, the friction surface ratio ε of the guide rail is very low. This ration ε, a key parameter in the design of tribological systems, allows a statement to be made about the temporal, mechanical and tribological stress.

The overall goal of the project is to implement a fluid-free lubrication system for rolling contacts with high mechanical loads (pressure> 100 MPa), specifically using the example of highly loaded linear guides. The overriding goal was successively controlled via sub-goals, for example in the first step by testing and analyzing different options for providing the solid lubricant on practical model systems, i.e., model systems that can be transferred to linear guides.

The solid lubricant was provided decentrally by an additional tribopairing. For this purpose, the solid lubricants were specifically released through wear in an area with low mechanical stress (pressure << 100 MPa) and transferred to the highly stressed area, as shown in Figure 1.

The aim was to enable a tribologically effective transfer layer to be formed by targeted modification of the tribologically effective edge zone of the individual functional elements. As an obvious low-load and decentralized tribal pairing, it is advisable to provide the cages for this in the vast majority of roller bearings. The dry lubricants shall to be provided via lubricant-containing coatings on the additional tribo pairing. The aim was to identify suitable coatings. Based on extensive preliminary tests, the project focuses on nickel composite coatings containing dry lubricants.

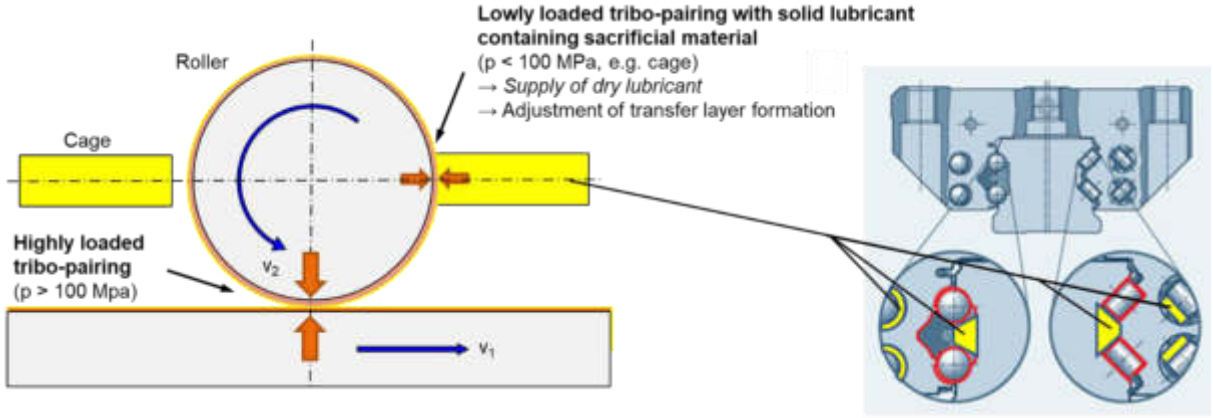


Figure 1: left: basic approach using the example of a linear guide through additional tribo pairing; right: possible localizations under the condition ‚closed tribosystem'

Investigated coating systems

Electroless nickel composite coatings possess excellent mechanical and tribological properties such as, hardness, wear, corrosion resistance and low friction. By incorporating different types of hard/soft particles (micro/nano size) in the electroless Ni-P matrix the mechanical and tribological properties of the coatings can be effected. The preparation of the electroless bath for nickel-phosphorus composite coating, the methods to incorporate hard and/or soft particles in the bath, are affecting the coating structure, hardness, wear resistance, friction behavior, corrosion resistance, and mechanical

properties. Additionally the hardness of the Ni-P matrix can be increased by post treatments e.g. tempering between 400°C and 450°C. The incorporation of PTFE or hBN particles are well known approaches for low friction applications. The parameters of the investigated coatings within this work are summarized in Table 1.

	Ni/PTFE	Ni/hBN	Ni/hBN tempered
Coating process	Electroless Nickel-Phosphorus composite coating		
Status	as deposited	as deposited	tempered 1 h / 450°C
Particle size	100 – 200 nm	~ 500 nm	
Particle concentration	20 – 30 vol. %	~ 20 vol. %	
Coating thickness	10-15 µm	10-15 µm	
Hardness	220 – 300 HV	450 – 500 HV	700 – 800 HV

Table 1: Parameters of investigated coatings

All three layer systems consist of an electroless deposited Ni-P matrix with a layer thickness of 10-15 µm with embedded PTFE or hBN particles. The proportion of particles is relatively uniform over the entire layer thickness at 20-30 vol. %. The PTFE particles, visible as dark points in Figure 2 on the left, have a rather spherical shape with a diameter of 100 - 200 nm. The hBN particles are more like platelets with an average diameter of 500 nm (Figure 2 right). The Ni / PTFE layers have a hardness of 220-300 HV. Immediately after coating, the Ni / hBN layers have a hardness of 450 - 500 HV, which can be increased to 700-800 HV by a thermal post-treatment (1 h at 450 ° C). The selection of the layer systems enables a comparison of the dry lubricants PTFE and hBN as well as the investigation of the influence of the hardness of the Ni-P matrix on the transfer layer formation and the tribological behaviour of the different tribo pairings.

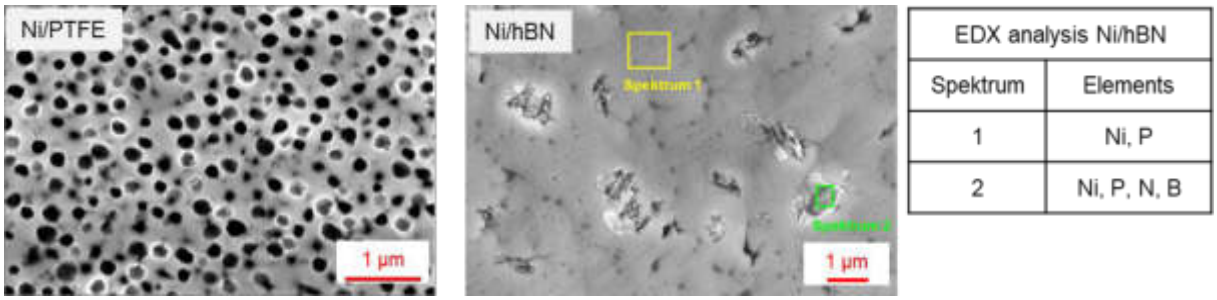
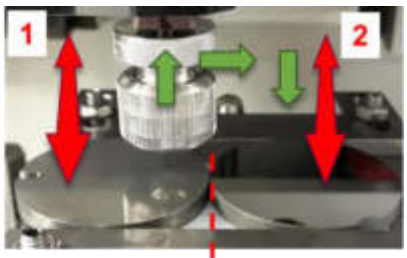


Figure 2: left: SEM image of Ni/PTFE surface; right: SEM image and EDX analysis of Ni/hBN surface

Results: Two-stage ball-on-disc test

A first evaluation of the layer removal from the solid lubricant-containing layer and the formation of the transfer layer on the counter body was carried out with two-stage ball-disc tests. The test setup and the test parameters are shown in Figure 3 on the left. In the first step, an uncoated ball made of ball bearing steel 100Cr6 (1.3505) oscillates several times on the disc with a layer containing lubricant. This should lead to the formation of a transfer layer on the ball. The ball then oscillates on an uncoated sample made of ball bearing steel 100Cr6 (1.3505, 62 HRC). The time-dependent course of the coefficient of friction is recorded. The number of strokes on the two samples and the normal force are varied. This is followed by an examination of transfer layer formation and wear on the uncoated ball and the uncoated disc by light microscopy, SEM and EDX.

Figure 3 right shows the average coefficient of friction of two strokes with a normal load of 2 N after different numbers of strokes on a Ni/PTFE coated disc with a normal load of 2 N. A friction-reducing effect is evident depending on the number of strokes.



Coating	uncoated 100Cr6 Ni/PTFE Ni/hBN Ni/hBN tempered	uncoated 100Cr6
Load	1 / 2 N	2 / 4 N
Strokes	0 / 2 / 4 / 6 / 10 / 20	2 / 20
Ball: Ø 10 mm, 100Cr6 uncoated Frequency: 1 Hz / Stroke length: 10 mm		

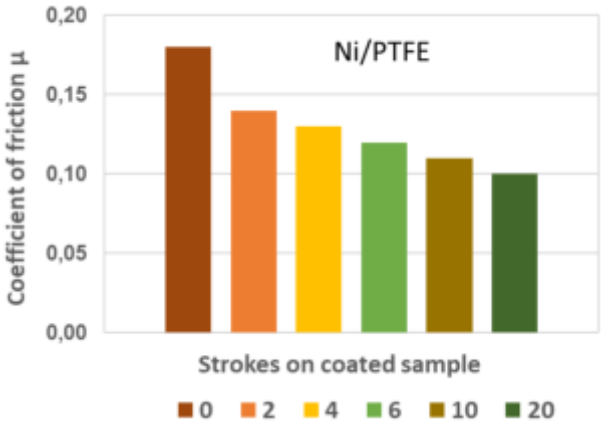


Figure 3: left: test setup two-stage ball-on-disc test and used parameters; right: average coefficient of friction on uncoated 100Cr6 disc (2 strokes; load: 2 N) after different strokes on Ni/PTFE coated disc (load: 2 N)

Figure 4 shows the coefficient of friction curves on the uncoated samples over a period of 20 strokes with a load of 20 N. Previously, 20 strokes were made with the same load on the different layers or an uncoated reference sample. The influence of the coatings is clearly visible. While the coefficient of friction in the uncoated reference increases after a few strokes, the coefficient of friction remains at a significantly lower level in the coating variants examined. The Ni / PTFE variant has the lowest coefficient of friction. The coefficient of friction of the non-annealed Ni / hBN variant is slightly higher. Both variants show only a slight increase in the coefficient of friction as the number of strokes increases. This indicates a longer effectiveness of the transfer layers that are formed. With the tempered Ni / hBN variant, the coefficient of friction is slightly higher and increases towards the end of the test. However, it is significantly below the coefficient of friction of the reference system over a longer period. This suggests a weaker formation of the transfer layer or a lower effectiveness and can possibly be explained by the higher hardness of the Ni-P matrix and a lower release of hBN.

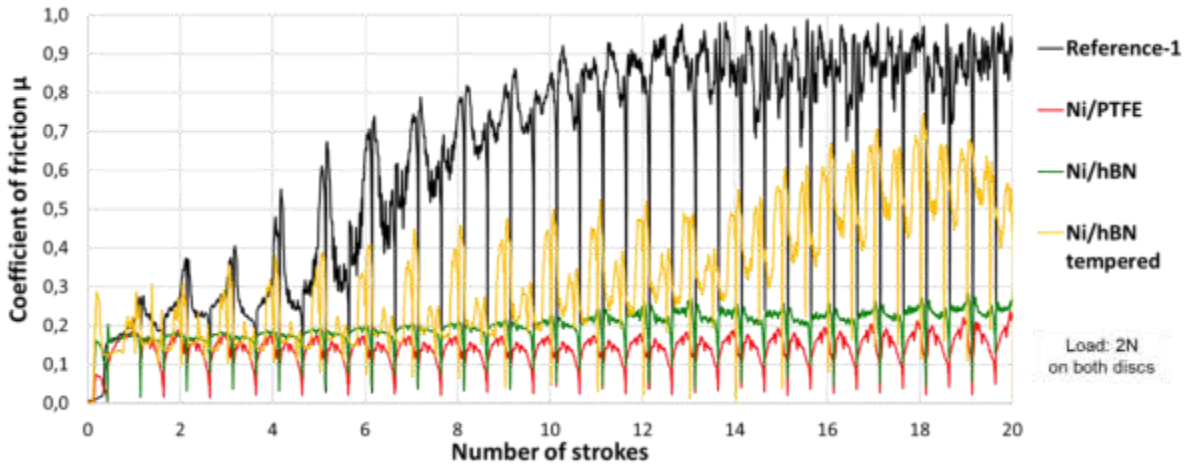


Figure 4: Coefficient of friction on uncoated 100Cr6 disc after 20 strokes on Ni/PTFE coated disc

Figure 5 shows the changes to the ball and the uncoated disc depending on the layer variant used. While the uncoated pane shows significant adhesion and signs of wear, these are considerably less in the coated variants, and the differences between the layer variants are small. Larger differences between the layer variants are visible on the balls. There seems to be a connection between the intensity of the amount of adhesions and the level of coefficient of friction. An EDX-analysis of the adhesions on the 100Cr6 balls indicates the formation of Ni-P rich transfer layers (Figure 6).

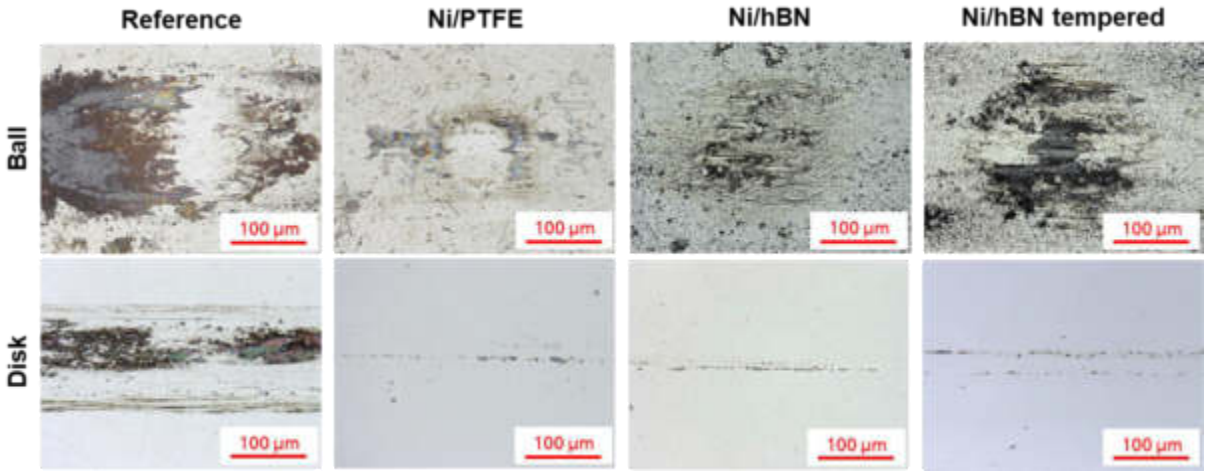


Figure 5: Wear of uncoated 100Cr6 ball and disc in dependency on the different

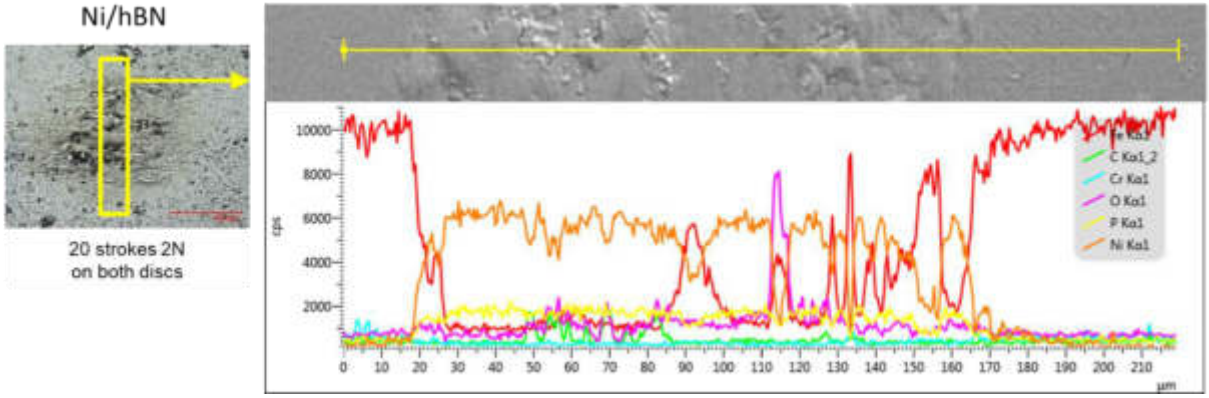


Figure 6: EDX-analysis of the transfer layer on the 100Cr6 ball after 20 strokes on the Ni/hBN coated and uncoated discs

Results: Three-roller tribometer test

For a first approximation of real rolling contacts, tests were carried out with a three-roller tribometer. The basic structure is shown in Figure 7. Roller 1 represents the rolling element and roller 2 the guide rail. A pressure of >100 MPa should be given between them. Roller 3, which is intended to represent the coated cage, serves as additional low-stress tribological pairing. Instead of a stationary test body, a rolling contact with significant slip was selected to ensure even layer wear and to be able to set the relative speed between the test bodies within wide limits.

A two-roller tribometer (Phoenix Tribology TE74) was equipped with an additional roller to implement the test setup. The test setup is shown in Figure 8. The pivoting bearings of the rollers automatically align the axes in parallel. This ensures a largely homogeneous load distribution in the line contacts between the scooters. Roller 1 drives the coated roller 3. The slip between them can be adjusted using an electromagnetic brake. The speed

and the slip between scooter 1 and 2 are set using two speed-controlled motors. A torque sensor is used to determine the friction torque resulting from the loads applied to rollers 2 and 3, the speed differences and the friction values. The test parameters used are shown in Table 2. The contact pressure between roller 1 and 2 was varied stepwise in order to examine the load limits of the tribological system.

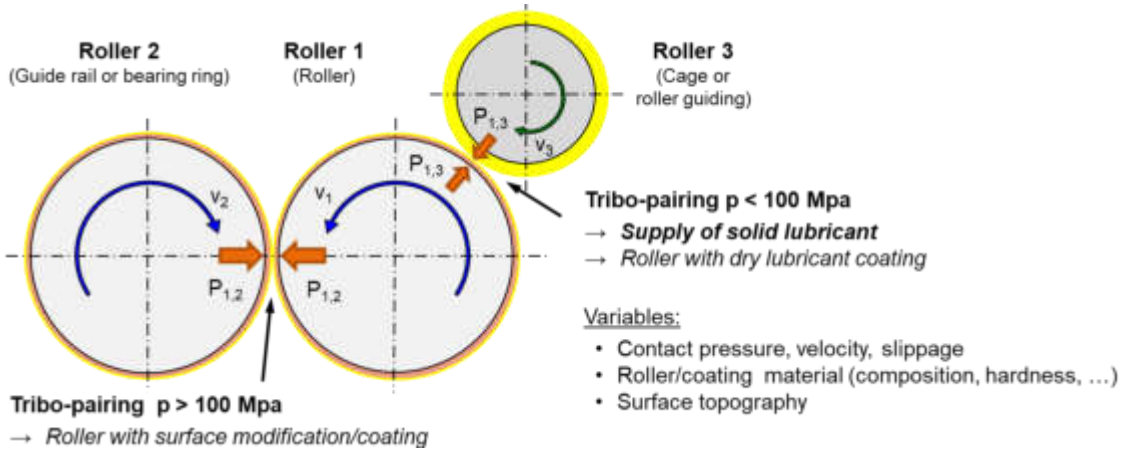


Figure 7: Principle of used three-roller tribometer for anlysis of the tribopairings

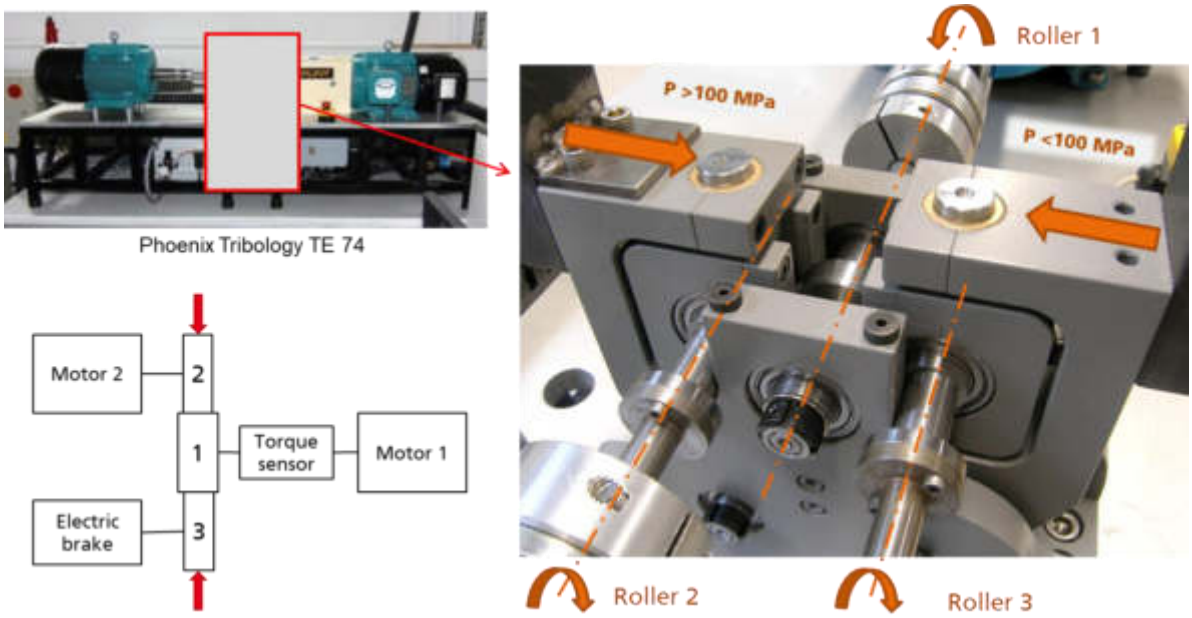


Figure 8: Used three-roller tribometer for anlysis of the tribopairings

Contact pressure $p_{1,2}$:	250; 500; 750;1000 MPa
Contact pressure $p_{1,3}$:	100 MPa
Velocity v_1:	273.5 rpm ≙ 0.5 m/s
Slippage roller 2:vs. roller 1	2 %
Slippage roller 3:vs. Roller 1	≈ 20 %
Distance per load level:	1000 m
Roller material	steel 1.3343, 63 HRC

Table 2: Parameters of three-roller tribometer test

In a first test series, the uncoated reference system was tested three times up to 1000 MPa. The Friction torque and wear marks on roller 1 in dependency on running distance

und contact pressure are shown in Figure 9. The friction torque increases with increasing load. From a load of 750 MPa, the frictional torque curve becomes unstable. This goes hand in hand with an increasing roughening of the surface of the roller. The discoloration that occurs indicates oxidation effects. From 1000 MPa, the coefficient of friction torque decreases with increasing running time. This can be explained by an increasing smoothing of roughness peaks by plastic deformation when the yield stress is exceeded.

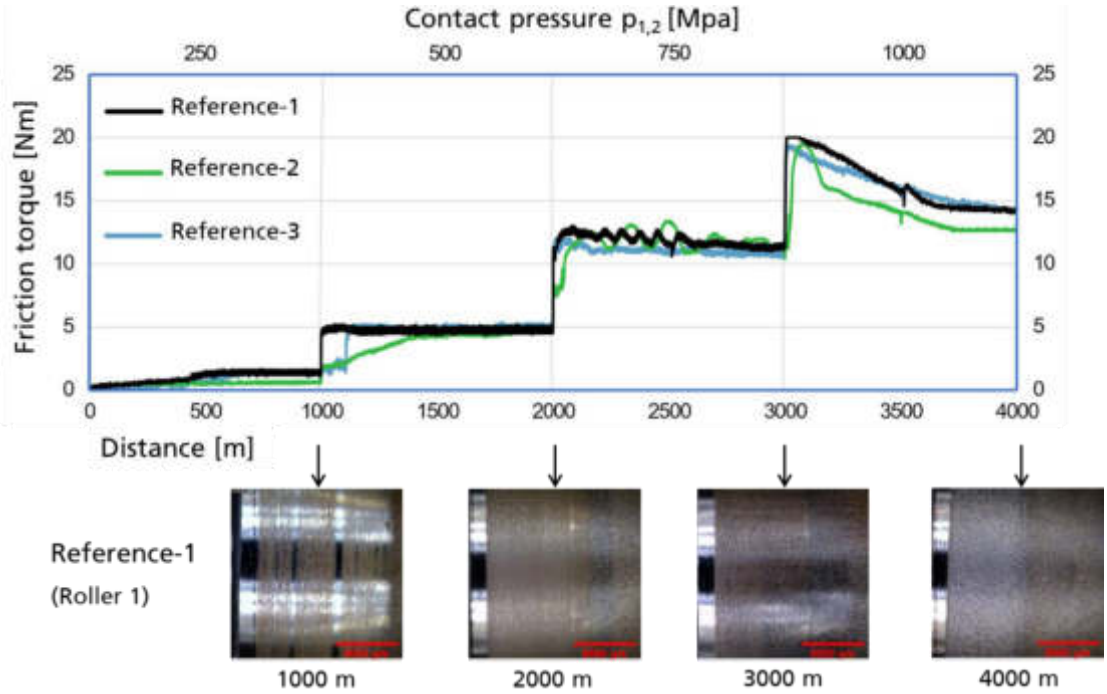


Figure 9: Friction torque and wear marks on roller 1 in dependency on running distance und contact pressure of the uncoated reference system (uncoated roller 3).

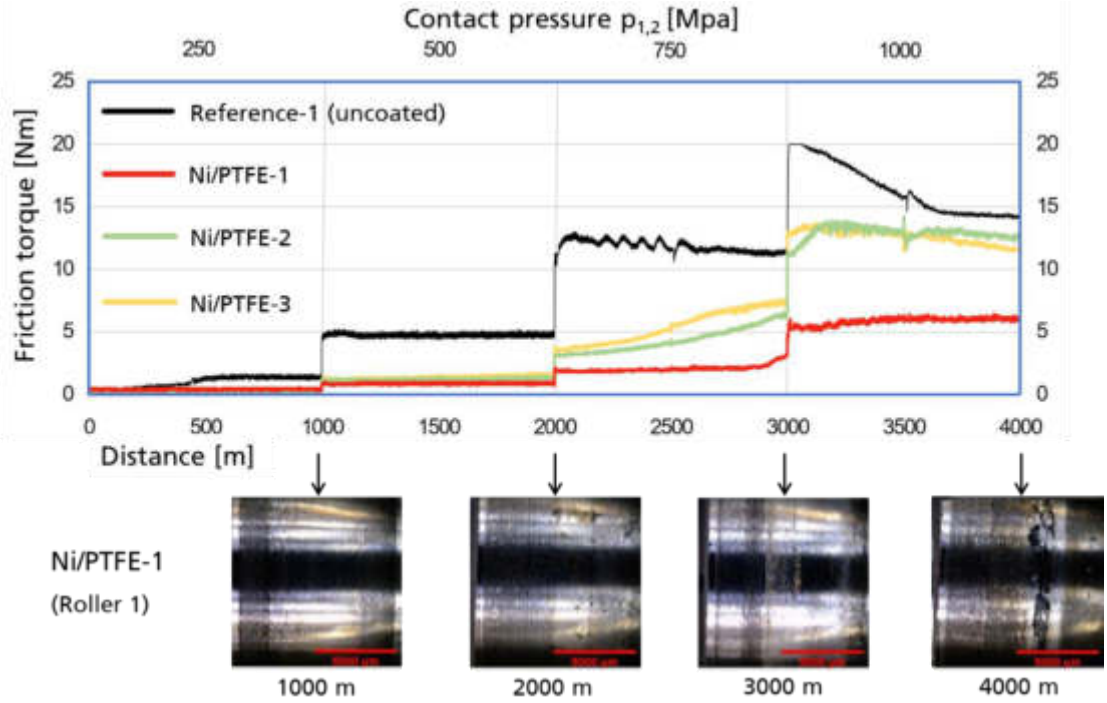


Figure 10: Friction torque and wear marks on roller 1 in dependency on running distance und contact pressure with Ni/PTFE coated roller 3.

With a coated roller 3, the frictional torque in all load levels is lower than with the uncoated reference system (Figure 10). This can also be seen in the lower signs of wear, which remain at a low level up to 750 MPa. From 750 MPa, however, the deviations between the test repetitions increase and the friction torques increase towards the end of the running time in this load level. This indicates that the load limit has been reached.

Figure 11 shows a comparison of the three layer systems with the reference system in the load range up to 500 N. The frictional torques are at the same low level with all three layer systems and remain almost constant over the duration of the individual load levels. In contrast to this, the frictional torque in the reference system initially increases significantly from a load level of 500 MPa and then seems to stabilize again at a high level. A distinction between the three layer systems is not possible on the basis of the friction torque curve. All layer systems seem to be tribologically effective in the same way.

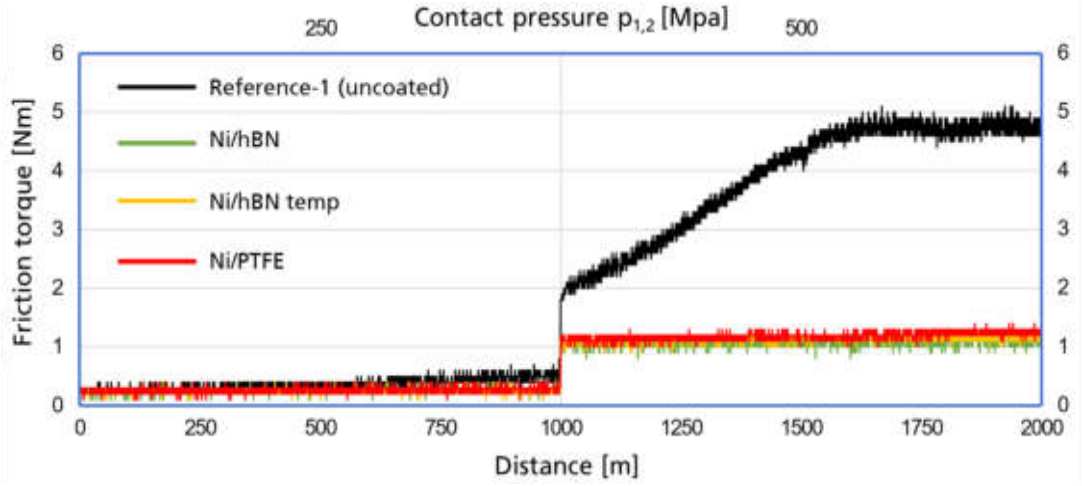


Figure 11: Friction torque in dependency on running distance und contact pressure with different coated roller 3.

In contrast to the frictional torque curves, Light microscopic, SEM and EDX analysis of the signs of wear show some differences. Large areas of the surface of the reference system are roughened and show pronounced changes (Figure 12). This is related to pronounced local enrichment of oxygen, which indicates oxidation of the iron surface.

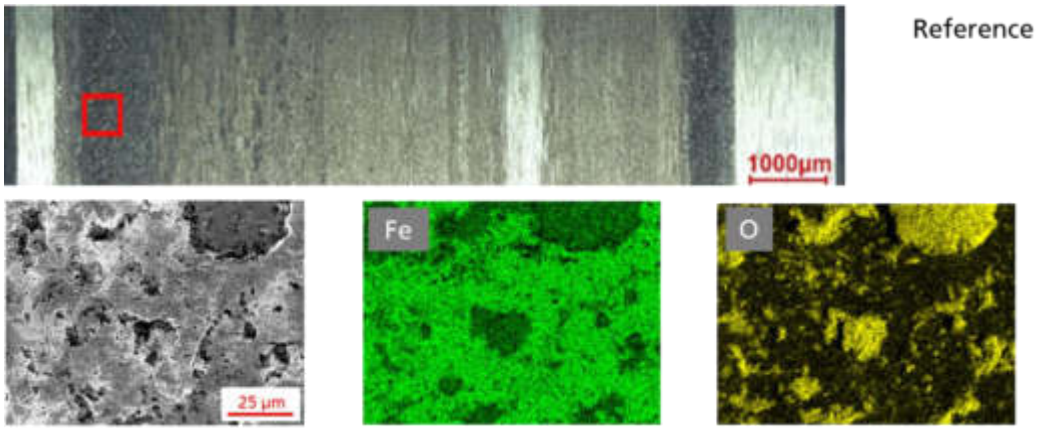


Figure 12: Light microscopic, SEM and EDX analysis of the wear marks on roller 1 after 1000 m running distance with 250 MPa and 500 MPA, uncoated reference system.

In the case of the Ni / PTFE layer system, a deposit builds up, which in some areas gains a greater layer thickness and seems to peel off from time to time. The two hBN variants show the least changes on the surface.

In the case of the tempered Ni/hBN variant (Figure 13), the production-related grooves in the surface are still visible in the light microscopic and SEM images. The components of the layer of roller 3 (Ni, P, B) are very evenly distributed on the surface. Areas with greater oxygen enrichment cannot be detected.

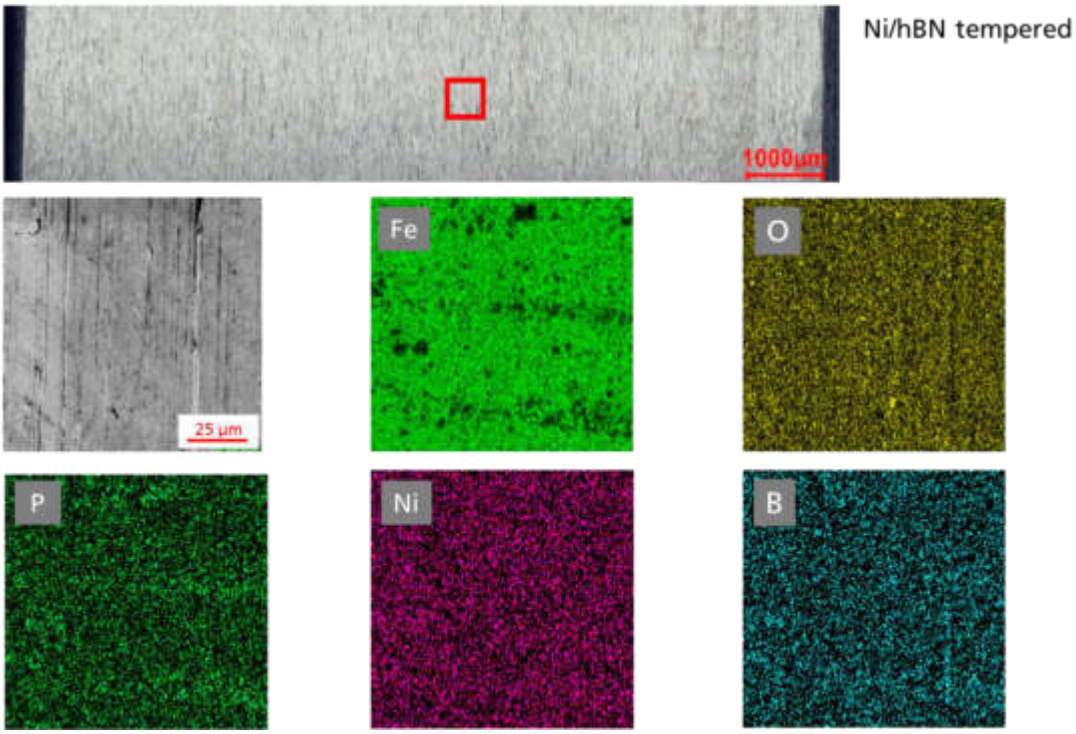


Figure 13: Light microscopic, SEM and EDX analysis of the wear marks on roller 1 after 1000 m running distance with 250 MPa and 500 MPA, roller 3 coated with Ni/HBN tempered.

The components of all three layer systems are transferred from roller 3 to roller 1 and are tribologically effective there in contact with roller 2. This can be seen from a significant decrease in the friction torque and reduced signs of wear. Differences between the three layer systems exist with regard to the intensity of the transfer layer formation on roller 1, which seems to be the weakest in the tempered Ni/hBN variant. However, this has no effect on the frictional torque, which is at the same level as with the other layer variants.

Results: Linear guide test

For testing with linear guides a new test system was developed in which commercially available linear guides with rolling elements in crossed roller arrangement can be used. A UMT (Universal Material Tester) is used as the test stand, which is characterized by its great variability in the adaptability of test specimens and the variation of test parameters. By decoupling the test specimen from the test stand by means of an air bearing, in conjunction with a piezoelectric force sensor, it is possible to precisely record the frictional forces (Figure 14 left).

With application of force on the upper rail of the linear guide, it is made possible that the linear guide can align itself due to the crosswise arrangement of the rolling elements and thus undesired transverse loads are avoided (see Figure 14). Due to the test stand, the test can be briefly interrupted in order to move the bearings apart. With the help of an optical camera system, this allows the progressive changes in condition in the bearing to be observed in the course of the test, which in turn allows a better insight into the processes of distribution of the dry lubricant.

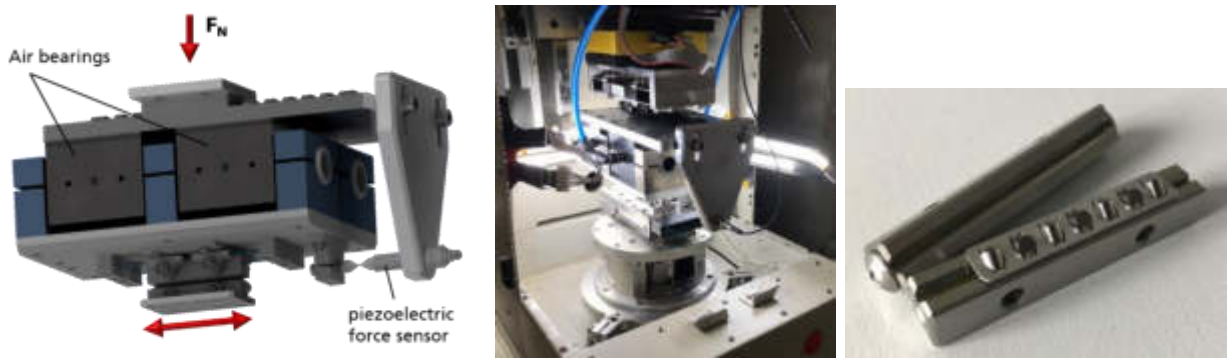


Figure 14: Test setup for linear guide bearings (left, center), test specimen linear guide (right)

In the present test configuration, with a maximum test duration of approximately 100 h, the lower guide rail of the linear bearing is moved in an oscillating manner with a stroke of 20 mm and a frequency of 1 Hz. The applied load is 400 N, resulting in a surface pressure on the rolling elements of approximately 770 MPa.

The total test duration consisted of a permanently repeating test cycle with a total length of 190 seconds. The respective test cycle consists of the actual test phase, which has a duration of 120 seconds, and a subsequent image acquisition cycle. In this cycle, as mentioned above, the upper and lower specimen are moved apart of the current state of the specimen for the photographic documentation and then are moved together again.

In the following test overview (Figure 15), only the measurement data of the test phases were taken into account and the coefficient of friction was averaged over 20 seconds respectively. The black dashed lines represent the maximum friction coefficient that occurred and thus illustrate the variability of the friction values over the course of the test.

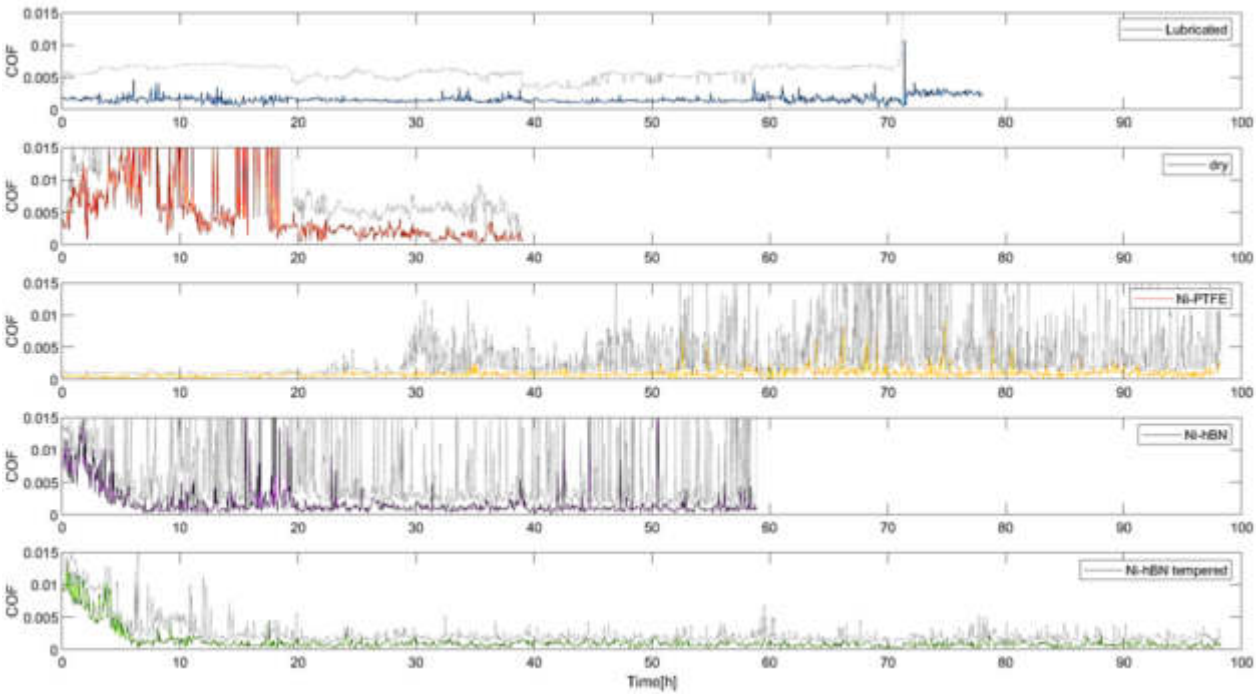


Figure 15: Results of UMT tests, coefficients of friction

The reference tests were carried out with rolling bearings without any intermediate material (dry) and with oil-lubricated rolling bearings (Lubricated).

It is remarkable that the tempered Ni/hBN performed as the best and is even above the lubricated reference. After the run-in phase, this is shown by the lowest average friction values and the lowest maximum values recorded during the entire test period. With the aid of EDX examinations in the SEM, a fine thin distribution of the elements of the transferred coating can be detected on the rolling elements as well as on the raceways (Figure 16). The fact that no plating of the transfer layer is visible on the test specimen could be explained by the higher hardness of the annealed Ni/hBN coating, since the transfer from the cage to the rolling elements takes place to a considerably lesser extent per time unit.

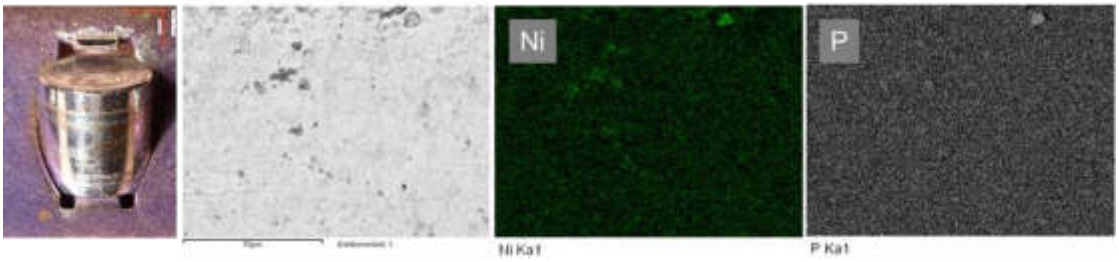


Figure 16: Ni/hBN tempered, rolling elements after end of trial and SEM, EDX analysis of the wear marks on the roller

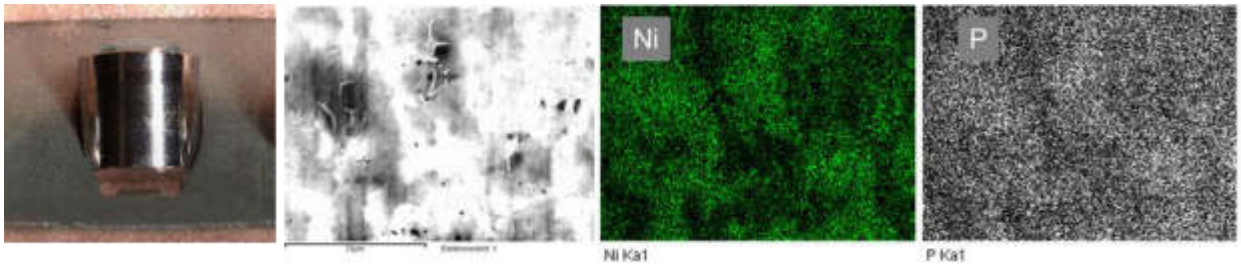


A different behaviour can be seen with Ni/hBN in the untempered variant. Although a certain drop in the friction values is recognisable after a run-in phase, the test is still characterised by a significant inconsistent "running behaviour", which is also expressed in the higher maximum values. This can also be seen visually, as even after a short running time there are more visible traces of corrosion with accompanying particle formation (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**).

Figure 17: Ni-hBN, rolling elements and raceway after end of trial

It is evident that the subsequent thermal treatment is important for the Ni/hBN coating, as it leads to a higher hardness of the coating surface and thus results in a longer effectiveness after transfer to the raceway and rolling elements. Nevertheless, even with this coating variant, rust particle formation can be observed over the test period, which is favoured due to the lack of corrosion-inhibiting properties of the coating (Figure 16 left).

The third coating variant to be investigated is Ni/PTFE, which has similarly good average friction values as the tempered Ni/hBN. Nevertheless, a greater accumulation of friction force peaks can be observed with this variant after approximately 30 h of testing. These friction force peaks seem to be characterised by local adhesive wear phenomena, which mainly occur in areas where the coating transfer no longer seems to be present to a sufficient extent. It is also noticeable that little friction-activated tribo-oxidation or corrosion can be detected with this coating variant over the duration of the test (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** left). The Ni/PTFE coating of the cage can also be detected with EDX examination on the roller, but the transfer layer is irregular.



(Figure 17 right).

Figure 17: Ni/PTFE, rolling elements after end of test and SEM, EDX analysis of the wear marks on the roller

During the previous tests it was found that, due to the lack of liquid or paste-like lubricants, corrosion protection is only given to a limited extent and thus represents a problem that should not be neglected. In order to address this problem, additional coatings on the rollers and guide rails are to be investigated in the course of the current project, which may allow an improvement in this area. An approach for this could be PVD coatings based on CrN. Also a suitable material selection is a focus to be defined in future investigations.

Summary

The applicability of nickel dispersion coatings for fluid-free lubrication systems in linear guides was successfully investigated with a multi-stage test procedure, consisting of two-stage ball-on-disc tests, three-roller tribometer tests and linear bearing tests. With all three test procedures, the tribological effectiveness of Nickel/PTFE and Nickel/hBN dispersion layers as cage coatings could be demonstrated. The tempered Nickel/hBN variant in particular led to good results. However, the results also show that when using such fluid-free lubrication systems, additional corrosion protection measures are required. This should be part of further investigations.

References

[BIR12] Birkhofer, H.; Kümmerle, T.: Feststoffgeschmierte Wälzlager - Einsatz, Grundlagen und Auslegung. Springer-Vieweg, VDI, 2012

[BUT10] Buttery, M.: Spiral Orbit Tribometer Assessment of Space Lubricants. ESA-ESTL-TM0066 01-, 2010

[DET02] Deters, L.; Engel, S.: Untersuchung des Einlaufverhaltens am Wälzkontakt bei technisch trockener Reibung. GfT/DGMK Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Bd. I, 30/1 - 30/11; 2002

[ENG03] Engel, S.; Deters, L.: Reibungsberechnung für den drehmomentenbelasteten Wälzkontakt am Beispiel von Rad/Schiene. Tribologie und Schmierungstechnik 50, Nr. 6, S. 58 – 63; 2003

[HAR15] Harris, K.L.; Pitenis, A.A.; Sawyer, W.G.; Krick, B.A.; Blackman, G.S.; Kasprzak, D.J.; Junk, C.P.: PTFE tribology and the role of mechanochemistry in the development of protective surface films. Macromolecules, 2015, 48, 3739-3745.

[MER18] Merstalinger, A.: Lubricating in space is solid; 21st Intern. Colloquium Tribology, TAE, 2018

[SAW17] G. Sawyer: World Tribology Conference. Peking 2017

[YE14] Ye, J.; Khare, H.S.; Burris, D.L.: Quantitative characterization of solid lubricant transfer film quality. Wear; 2014, 316, 133-143.

[YE16] Ye, J.; Burris, D.; Xie, T.: A review of transfer films and their role in ultra- low-wear sliding of polymers. Lubricants 2016, www.mdpi.com/journal/lubricants

Authors

Molter, J.[1]; Hiesinger, S.[1]; Weber, M.[2]; Leisner, R.[2]; Mahler, L.[2]; Bräuer, G.[2]

[1] Hochschule Mannheim, Kompetenzzentrum Tribologie, Paul- Wittsack-Straße 10, 68163 Mannheim

[2] Fraunhofer Institute for Surface Engineering and Thin Films, Bienroder Weg 54 E, 38108 Braunschweig, Germany

Acknowledgment

The authors would like to thank the German Research Foundation (DFG) for funding the project as part of the priority program SPP 2074 'Fluid-free Lubrication Systems'.

Carl Hager Jr. and David Cramer

Black Oxide Treated Surfaces for Intermittent Lubrication

Summary:

Tapered roller bearings, in some gearboxes, can be starved of lubrication during initial startup. Single thrust loaded bearing tests suggest that black oxide surface treatment, or smoother rib surface texture, can increase the length of time a tapered roller bearing can operate with minimal lubrication.

Abstract:

Gearboxes for many types of applications contain tapered roller bearings. Tapered roller bearings are used to support high radial and axial loading, while providing needed system stiffness for proper gear meshing. Some bearings, within these gearbox systems, can be starved of lubrication during initial startup. This may be startup after a long period of time without operation, or it may be the very first time the system is operated. Depending on the load and rotational speed applied to the bearing, insufficient lubricant supply can lead to severe adhesive wear damage at the large rib and roller end contacts. Rib and roller end adhesive wear damage can be mitigated by coating the roller ends with a lubricious, and wear-resistant, diamond-like carbon (DLC) coating. However, this may be cost-prohibitive in many applications.

Tests were conducted using single thrust loaded tapered roller bearings, with minimal quantities of oil lubrication. Some of the bearings were black oxided to evaluate the viability of the surface treatment to mitigate rib and roller end adhesive wear damage. One group of bearings had black oxide on the rollers and raceways, and one group had black oxide only on the raceways. Results showed that black oxide only on the raceways can increase the length of time a tapered roller bearing can operate with minimal lubrication, by quickly reducing the surface roughness of the rib. Further testing determined that superfinished rib faces also outperformed standard bearings, and may be an alternate means to mitigate this issue.

Introduction

Gearboxes for many applications contain tapered roller bearings that support high radial and axial loads, while providing needed system stiffness for proper gear meshing. Oil distribution, within complex drive trains, can be difficult to monitor and control. Therefore, it may be impossible to ensure that all bearings continuously receive sufficient oil. Sufficient oil supply can be especially challenging to administer at initial startup, the very first time a system is operated. The same may also be true during startup after a long period without use.

Depending on the load and rotational speed applied to the bearing, insufficient lubricant supply can lead to severe adhesive wear damage at the large rib and roller end contacts. Severe rib and roller end wear can lead to increased power losses, system damage due to wear debris generation, and significant reduction of bearing life.

Rib and roller end adhesive wear damage can be mitigated by preventing localized metallic contact, between steel surfaces, during operation with mixed or boundary lubrication conditions. The strategy is to change the chemical composition of one or both of the surfaces in contact. A proven solution is to coat the roller ends with a lubricious, and wear-resistant, diamond-like carbon (DLC) coating [1-3]. However, DLC coatings can add significant cost to rolling element bearings, and may be cost-prohibitive in some applications.

Another potential solution is to prevent localized metallic contact by converting the surfaces to a metal oxide. In 1978, Gregory suggested that black oxided steel surfaces have the potential to mitigate adhesive wear damage [4]. Since 1978, a number of modern studies have demonstrated the potential for black oxide surface treatment to mitigate mild adhesive wear damage in rolling/sliding contacts [5-11]. For this work, it was decided to specifically investigate the potential for black oxide to mitigate adhesive wear damage that can occur at starved, or insufficiently lubricated, rib and roller end interfaces.

Black oxide

Hot black oxide, or simply “black oxide” for this work, is the chemical conversion of a steel surface to magnetite (Fe_3O_4) using a hot alkaline bath. The process was originally developed in Germany in the early 1900s to give steel a black finish, while providing moderate corrosion resistance (often with the addition of oil or wax) [12]. The process typically involves submerging steel components in a hot aqueous alkaline nitrate bath, at a temperature between 141°C and 154°C [13]. The process can consist of one or multiple baths, with subsequent baths typically having higher temperatures. DIN 50938 is a common standard used to define black oxide surface treatments on steel.

Black oxide surface treatment yields a dense conversion layer with a distinct interface between the base steel and surface oxide. Fig. 1 shows a secondary electron image of a black oxide layer on a tapered roller bearing cup raceway surface. The cross section was made by focused ion beam (FIB) milling a trench in the surface of the raceway, with gallium ions. The layer shown is ~1.7 µm thick.

Sometimes elliptical voids can be apparent in cross sections of black oxide layers. These often occur at locations where carbides were present in the steel. Serial sectioning often shows that there is still a carbide, or oxidized carbide, present in the subsurface voids [9]. Table 1 compares the mechanical properties of a black oxide surface layer and hardened (60 HRC) bearing steel. The nanoindentation measurements were made by Evans et al. using the continuous stiffness technique, with a Berkovich tip [14,15]. The properties show that the black oxide surface layer is much softer, and has a much lower elastic modulus, than hardened bearing steel.

Material	Hardness (GPa)	Elastic Modulus (GPa)
AISI 52100 Steel	10.6 ± 0.5	230 ± 10
Black Oxide	2.6 ± 0.3	61 ± 5

Table 1. Mechanical properties of black oxide and hardened (58–62 HRC) bearing steel [14].

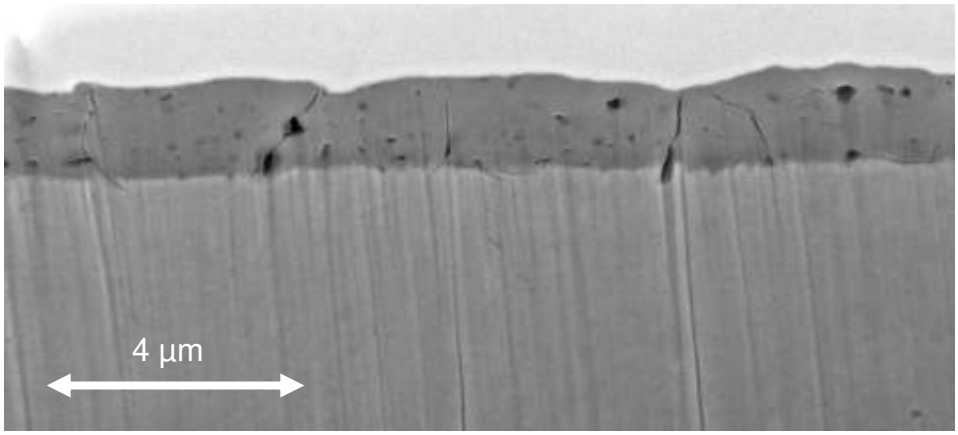


Fig. 1. Secondary electron image of black oxide treatment on a cup raceway.

Experimental details

Single M86600 series tapered roller bearings were operated with axial load, and starved lubrication. A picture of the test machine is shown in Fig. 2. The test bearing was mounted with interference fits on the outer ring (cup) and inner ring/roller assembly (cone) bore. The cup was pressed into the base fixture, and the cone assembly was pressed onto the plug. The plug was keyed onto a motor shaft so the cone rotated while the cup was stationary. The axial load was applied with an air-over-oil load cylinder that pressed the base fixture up into the cone assembly. The base fixture was mounted on a thrust ball bearing, such that the upper raceway of the ball bearing was pressed into the bottom of the

base fixture. The bottom raceway of the ball bearing was pressed into the platform tooling, on top of the load cylinder. A load cell was connected to tabs that extended from the base fixture and the platform tooling. The load cell impeded the rotation of the thrust bearing, and was used to measure the test bearing torque. In addition to the bearing torque, the temperature of the bearing was monitored by a J-type thermocouple contacting the cup outer diameter.

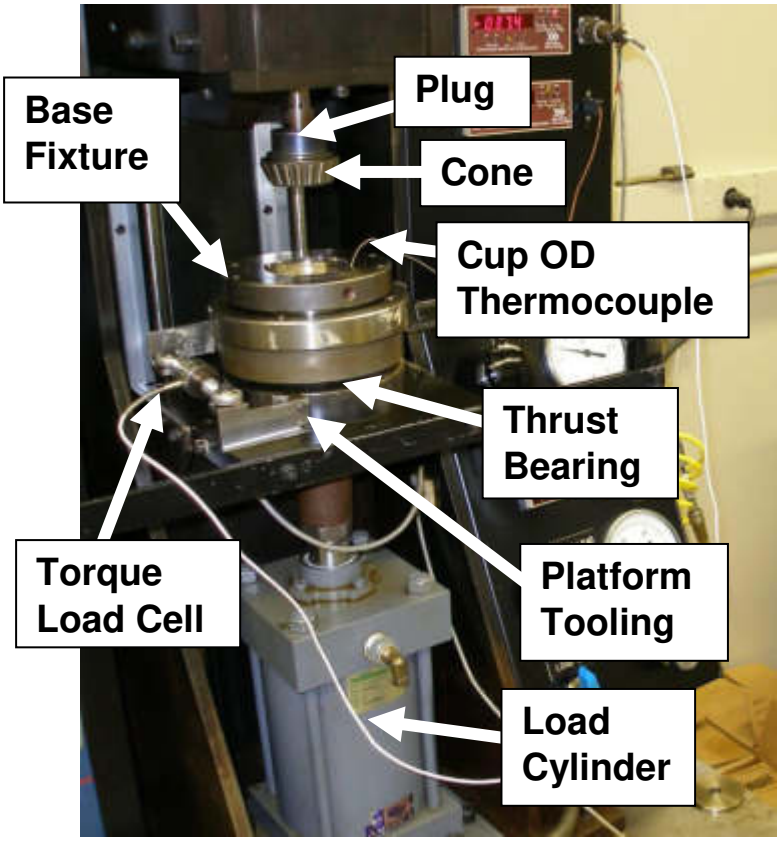


Fig. 2. Picture of the lube evaluation machine.

Starved lubrication was simulated by a method of oil plating. Individual bearing tests were suspended when the measured torque and/or temperature exceeded the predetermined limits. Oil plating was achieved by dip and drain lubrication with a 4/1 solvent/oil mixture of hexane and API GL-5 80W90 gear oil. The high solvent content significantly reduced the oil viscosity. Lower viscosity fluids wet surfaces with thinner oil films, after the excess fluid drips off. The hexane quickly evaporated from the remaining fluid, leaving a thin API GL-5 80W90 oil film on the components.

Prior to each test, the cone assembly was ultrasonically cleaned with two separate solvents: hexane and then isopropyl alcohol. The clean assembly was dipped in the solvent/oil mixture, and then set (back face or large rib down) on a clean lint free cloth. The wet cone assembly sat on the cloth for 1 minute to allow for excess oil to drip from the cage, roller, and raceway surfaces. Excess oil was wiped off the front face with a clean lint free cloth.

After the oil plating process, each bearing was tested individually. The bearing tests were conducted with a constant axial load of 4,448 N (~30% Ca90 Timken basic thrust load rating), and a constant rotational speed of 1,500 RPM. Bearing tests were suspended if the torque exceeded 3 Nm and/or the temperature exceeded 177°C. Tests were also suspended if the bearing reached 1,000,000 revolutions (~11.11 hours).

Starved lubrication tests were conducted on at least seven bearings from each of four groups. All test bearings were from the same manufacturing lot. Group 1, “Standard” bearings, were tested as manufactured. Group 2, “Black Oxide – All,” had black oxide surface treatment on the raceways and roller bodies. Group 3, “Black Oxide – Raceways,” had black oxide surface treatment on the raceways only. The rollers were untreated or as manufactured. Groups 1–3 all had large rib surfaces that were ground. The large rib surfaces on Group 4, “Honed Ribs,” were additionally honed to a 0.178–0.305 μm Ra surface roughness target. Group 4 bearings were similar to Group 1, with the exception of having a smoother surface texture on the large rib surface.

Black oxide layer thickness was measured using the crater-grinding method described by ISO 26423. Three craters were made on each of five separate cone back face surfaces. Crater-grinding is a destructive method that uses a hardened steel ball, and diamond polishing compound, to grind a spherical crater into the surface. The thickness determination was based on light microscope diameter measurements of the upper edge of the craters and the visual black oxide/steel interface. The black oxide layer thickness on the treated cones was ~1.92 ± 0.14 μm.

Test results

The bearing data was analyzed using two parameter median rank regression Weibull statistics [16]. Suspension after the 1 million revolution maximum were treated as suspensions, rather than failures. Linear least squares regression on life was used to fit the median rank data points. Plots and values from the Weibull analysis can be found in Fig. 3.

Table 2 contains a summary of the Weibull analysis, and Fig. 4 shows a graphical representation of the data in Table 2. Significant overlap between the Standard and Black Oxide – All groups suggests that black oxide on all surfaces does not provide a quantifiable performance benefit (in these oil plating tests). Black oxide only on the raceways yielded test durations that were significantly longer than the Standard and Black Oxide – All test groups. Four of seven tests were suspended at the maximum 1 million revolution test duration. Honing the rib surfaces also yielded a significant increase in test duration, compared to the Standard bearing test group.

Test Group	Lower 65% (min.)	L50 (min.)	Upper 65% (min.)
Standard	48.3	77.7	109.3
Black Oxide – All	52.7	107.8	180.5
Black Oxide – Raceways	225.1	396.2	594.1
Honed Ribs	143.6	253.2	380.7

Table 2. Weibull statistics from the bearing tests.

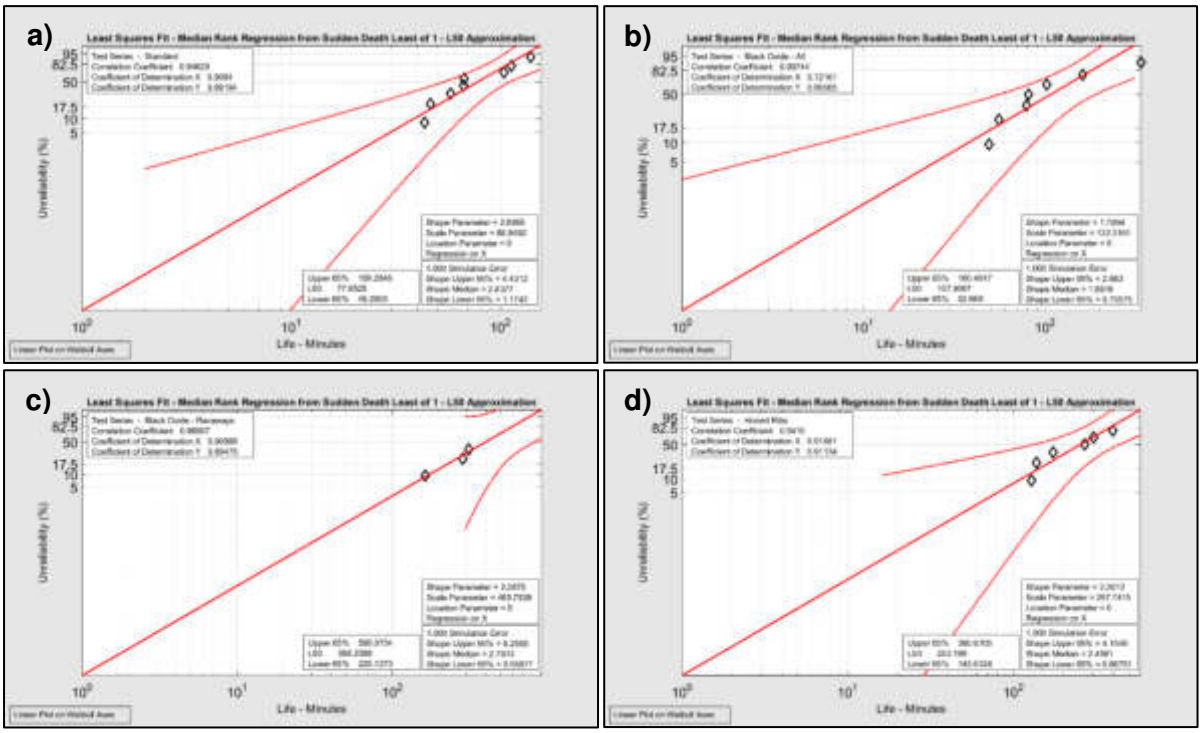


Fig. 3. Plots of median rank regression Weibull analysis on results from a) Standard, b) Black Oxide – All, c) Black Oxide – Raceways, and d) Honed Rib starved lubrication bearing tests.

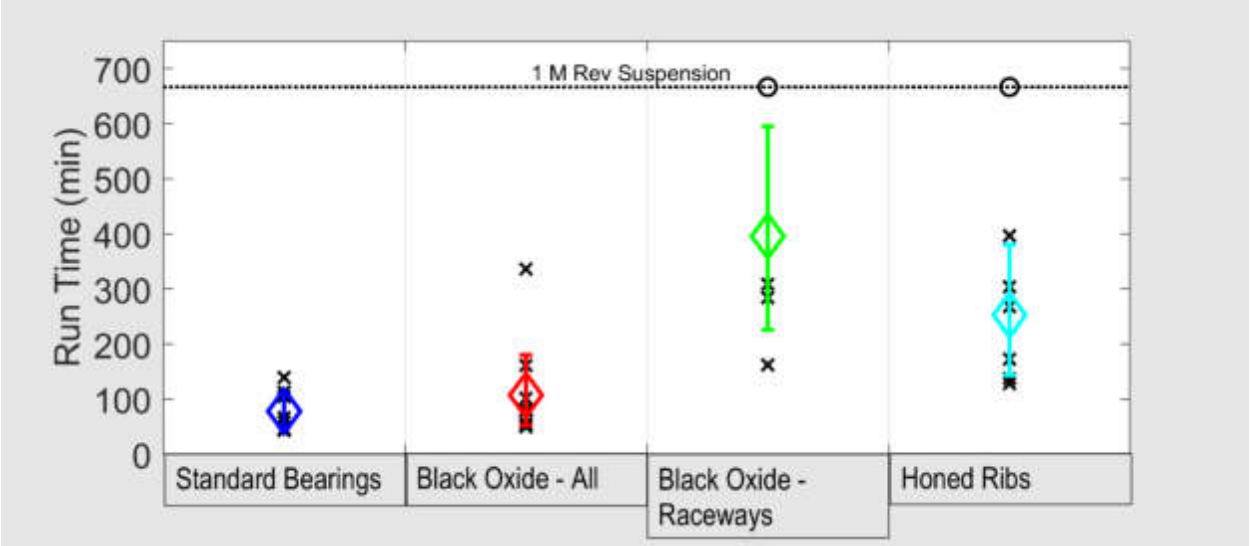


Fig 4. A plot of the Weibull statistics from the bearing tests. Black x's are individual test results. Black o's are tests that were suspended at the maximum 1 million revolutions duration. The colored diamonds are located at the L50 or median from the Weibull analysis, and the error bars represent the upper and lower 65% bands on the distribution.

Discussion

The starved lubrication bearing tests in this work were similar to those described in publications by Doll and Eckels et al. [1-3]. However, their experiments were run with twice the shaft speed (3,000 RPM). Initial testing for this work was also conducted with 3,000 RPM shaft speed. The test results yielded no quantifiable difference in run time between the Standard, Black Oxide – All, and Black Oxide – Raceways test groups. In addition, the run times were much lower than those reported for DLC coated roller ends. The test results led to the reduction in shaft speed to 1,500 RPM, which increased the run time of all test

groups. Test results suggest that black oxide surface treatment, only on the raceways, can significantly increase bearing run time with starved lubrication.

Inspection of the tested bearings identified that the rib surfaces of the Black Oxide – Raceway test groups were much smoother than the Standard and Black Oxide – All groups. These bearings have ground surface finishes on the large rib (Ra ≈0.57 µm), which are significantly rougher than the honed finish on the large roller ends (Ra ≈0.2 µm). It was hypothesized that the improved performance with black oxide only on the raceways was due to more efficient, or quicker, polishing of the large rib surface. Black oxide is much softer than hardened steel. Therefore, the hardened steel roller ends polish the rougher ground and black oxided large rib surface to a much lower Ra very quickly. Black oxided roller end surfaces did not polish the black oxided large rib surface as quickly. This made the rib surface finish reduction less efficient, or similar to hardened steel on hardened steel (the Standard bearing group).

The Honed Ribs test group was added, to test the polishing hypothesis. Honing the large rib surfaces yielded ≈0.28 µm Ra surface roughness, which was closer to the roughness on the roller ends.

The increase in test duration of the honed rib cone assemblies supports the polishing wear hypothesis, and suggests that smoother rib and roller end surfaces are an alternative solution to black oxide treatment on raceways. Fig. 5 shows the average torque measured during the first five minutes of the test. This data suggests that black oxide only on the raceways, and honing the large rib surface, significantly reduced the starting torque compared to the Standard bearings. Interestingly, the torque measured from black oxide on all surfaces exhibited a trend that suggests it is lower than that of the Standard bearings. However, the wide variation does not allow that conclusion with any confidence.

Fig. 6 shows a plot of the average of the measured torque from the entire test duration. This data suggests that black oxide only on the raceways, and/or honing the large rib surface, yielded a significant reduction in operating torque during these short oil plating tests. When the entire test duration is considered, the Standard and Black Oxide – All test groups yielded similar values for torque.

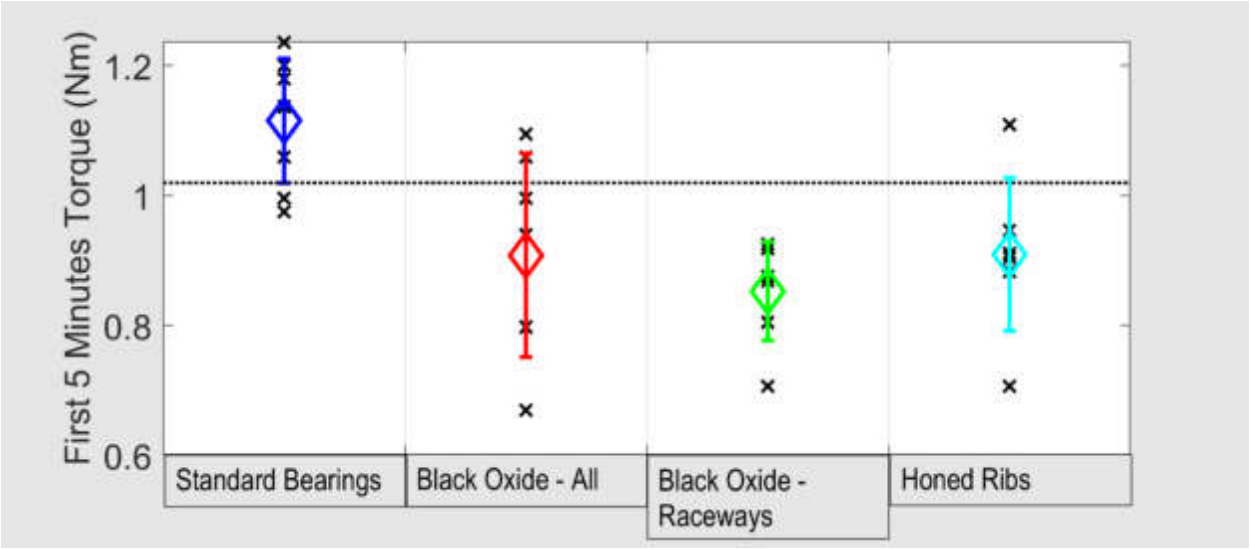


Fig 5. Average of the measured torque from the first 5 minutes of each test. The black x's are individual test values. The diamonds are the mean of the x's, and the error bars represent the standard deviation of the x's.

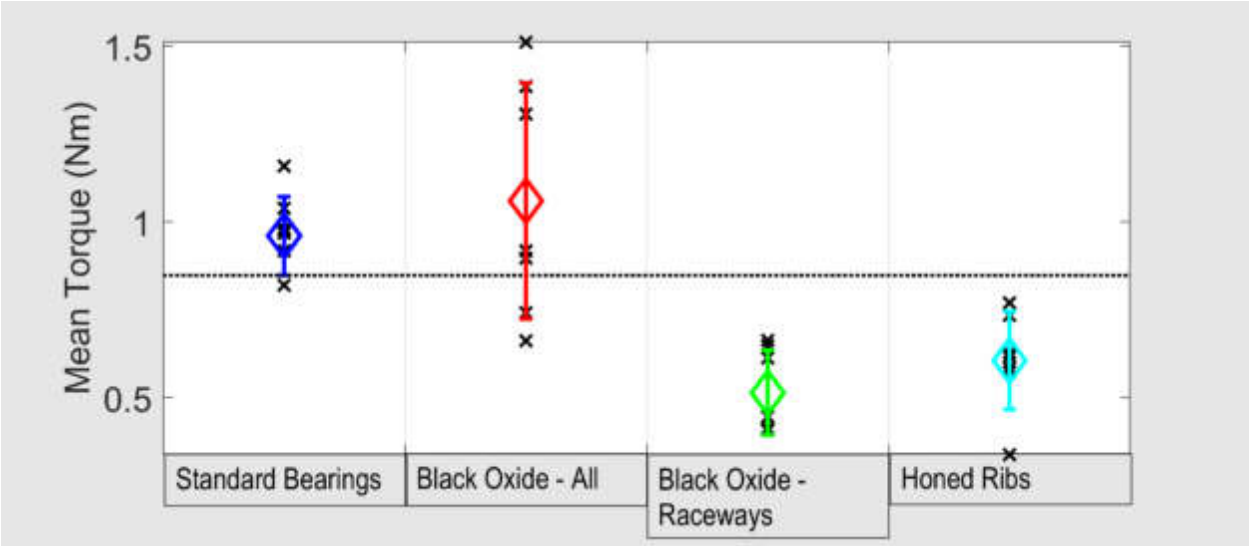


Fig 6. Average of the measured torque from each test. The black x's are individual test values. The diamonds are the mean of the x's, and the error bars represent the standard deviation of the x's.

Friction is the primary source of heat generation within a rolling element bearing. It is plausible that lower torque from the Black Oxide – Raceways and Honed Ribs test groups yielded lower frictional heating at the rib and roller end contacts. Less heat generation could extend the time the thin oil film can protect the surface, before it degrades.

Fig. 7 shows a plot of the average of the measured outer diameter temperature from the entire test duration. Although the average torque was lower for black oxide only on the raceways and honed large rib surfaces, there was significant overlap in the measured temperature from these short duration tests. This suggests that the potential reduction of heat at the rib and roller end interface cannot be measured at the cup outer diameter.

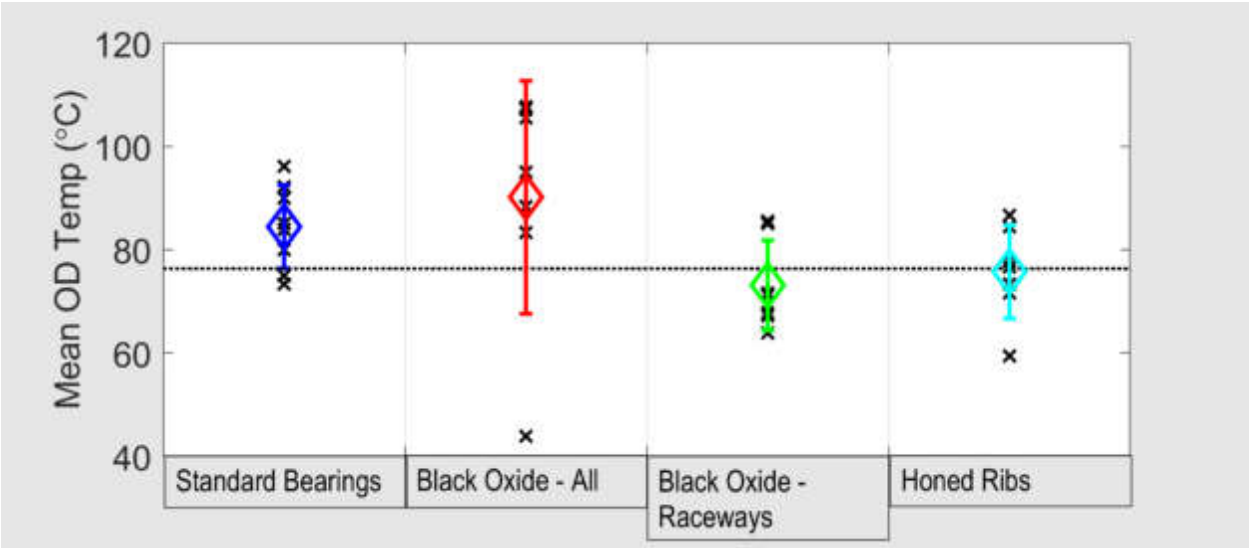


Fig 7. Average of the measured outer diameter temperature (OD) from each test. The black x's are individual test values. The diamonds are the mean of the x's, and the error bars represent the standard deviation of the x's.

Conclusions

1. Black oxide surface treatment, on the raceways only, yielded a significant increase in bearing operation time with minimal lubrication. This was primarily due to polishing of the ground large rib surface by the honed untreated roller end surfaces.

2. Honing the large rib surface, to yield a smoother texture, yielded a significant increase in bearing operation time with minimal lubrication.
3. Bearings with smoother large rib surfaces, or black oxide surface treatment only on the raceways, yielded lower torque than bearings with higher rib surface roughness.

Acknowledgments

Gerald Richter and Greg Kissiar are acknowledged for their efforts in support of this work and in executing the bearing tests.

References

1. G. Doll, C. Ribaudo, and R. Evans, “Engineered Surfaces for Steel Rolling Element Bearings and Gears,” MS&T Conference Proceedings, vol 2., 367-374, New Orleans, LA, 26-29 September 2004.
2. G. Doll, R. Evans, S. Johnson, “Providing Oil-out Protection to Rolling Element Bearings with Coatings,” Society of Vacuum Coaters 48th Annual Technical Conference Proceedings, 595-598, Denver, CO, 23-28 April 2005.
3. M. Eckels, M. Kotzalas, and G. Doll, “Attaining High Levels of Bearing Performance with a Nanocomposite Diamond-Like Carbon Coating,” Tribology Transactions, 56 (2013) 410-416.
4. J.C. Gregory, “Chemical conversion coatings of metals to resist scuffing and wear,” Tribology International, 11 (1978) 105-112.
5. L. Philström and E. Ström, “Smearing protection and smearing physics,” Department of Mechanical and Vehicular Engineering, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden (1998).
6. B.J. Scherb and J. Zech, “A Study on the Smearing and Slip Behaviour of Radial Cylindrical Roller Bearings,” Sonderdruck/Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg (5) (2001): 1-20.
7. A. Mihailidis, C. Salpistis, K. Panagiotidis, C. Sachanas, S. Gatsios, C. Hoffinger, and V. Bakolas, “Wear and smearing resistance of black iron mixed oxide coated steels,” Int. J. Surface Science and Engineering, vol. 4, nos. 4/5/6, (2010) 337-359.
8. K. Stadler, “How black oxide coated bearings can make an impact on cutting O&M costs for wind turbines,” Windpower Engineering & Development, August (2014) 46-50.
9. C. Hager Jr. and R. Evans, “Friction and wear properties of black oxide surfaces in rolling/sliding contacts,” Wear, 338-339 (2015) 221-231.
10. V. Brizmer, K. Stadler, M. van Drogen, B. Han, C. Matta, and E. Piras, “The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts,” Tribology Transactions, 60 (2017) 557-574.
11. M. Riggs, S. Berkebile, and N. Murthy, “Evaluation for Loss of Lubrication Performance of Black Oxide, Superfinished, and As-Ground Surfaces for Use in Rotorcraft Transmissions,” Army Research Laboratory Technical Report ARL-TR-7815, September 2016.
12. R. Farrell Jr., “Blackening of Ferrous Metals,” Metal Finishing, vol. 105, no. 10 (2007) 390-396.
13. A. Godding, “The Basics of Black Oxide Finishing,” Products Finishing, February (1990) 48-53.

14. R. Evans, C. Hager, Y. Kang, and G. Doll, “Comparison of Black Oxide and Tungsten Carbide Reinforced Diamond-like Carbon (WC/a-C:H) Surface Treatments for Rolling Element Bearings,” Tribology Transactions 58 (2015) 444-453.
15. W.C. Oliver and G.M. Pharr, “An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments,” J. Mater. Res., 7(6) (1992)1564-1583.
16. L. Johnson, The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, Elsevier Publishing Company (1964).

Autoren:

Carl Hager Jr.
David Cramer

The Timken Company

Lukas Lechthaler, Felix Pohlkemper, Marie-Isabell Glaubke, Kees Egbers, Thomas Gries, Andreas Schneider, Daniel Kaußen, Marina Lehmann, Karl Müll, Gilvan Barroso

Faserschonende Carbonfaserproduktion durch innovatives Galetten-Oberflächen-Design – CarboGerd –

Zusammenfassung:

Während Carbonfasern Kräfte in Faserrichtung problemlos aufnehmen können, sind sie gegen Querbeanspruchung aufgrund ihres anisotropen Werkstoffverhaltens äußerst empfindlich. Beim Herstellungsprozess werden durch die Antriebs- und Umlenkungsgaletten unvermeidbare Querbenanspruchungen in die Faser induziert, welche einzelne Filamente des Rovings beschädigen oder zerstören können. Der Forderung nach einer faserschonenden Oberfläche steht die benötigte Haftreibung zwischen Faser und Galette gegenüber, um den Antrieb der Faser zu realisieren. Ziel des Forschungsprojektes CarboGerd ist daher die Entwicklung und Validierung einer optimalen Galetten-Beschichtung für eine faserschonende und qualitätssichernde Carbonfaserproduktion. Dazu werden sowohl typische Beschichtungen (Keramik, Topocrom-Beschichtungen) wie auch unkonventionelle Lösungsansätze (Elastomer, PACVD Schichten) im Labormaßstab tribologisch untersucht und auf einer Prototypen-Anlage validiert.

Abstract:

While carbon fibres can easily absorb forces in the fibre direction, they are extremely sensitive to transverse stress due to their anisotropic material behaviour. During the manufacturing process, unavoidable transverse stresses are induced in the fibre by the drive and deflection godets, which can damage or destroy individual filaments of the roving. The demand for a surface that is gentle on the fibre is offset by the static friction required between the fibre and the godet in order to drive the fibre. The aim of the CarboGerd research project is therefore to develop and validate an optimal godet coating for fibre-protecting and quality-assuring carbon fibre production. For this purpose, both typical coatings (ceramic, Topocrom coatings) and unconventional solutions (elastomer, PACVD coatings) are being tribologically investigated on a laboratory scale and validated on a prototype system.

Einleitung

Carbonfasern weisen bei einer geringen Dichte von 1,8 g/cm³ hervorragende mechanische Eigenschaften auf (Zugfestigkeit bis zu 7 GPa) [Ehr06]. Verantwortlich für die mechanischen Eigenschaften sind die in Faserrichtung ausgerichteten, hexagonalen Graphenmoleküle [Mül82]. Um diese zu orientieren, wird die Carbonfasern im Herstellungsprozess um bis zu 20 % verstreckt. Dabei wirken hohe Kräfte auf die Faser. Während die Carbonfaser die Kräfte in Faserrichtung problemlos aufnehmen kann, ist sie gegen Querbeanspruchung aufgrund ihres anisotropen Werkstoffverhaltens äußerst empfindlich [AVK14; NMB14; Par18]. Um die hohe Verstreckung der Carbonaser im Produktionsprozess zu realisieren, wird sie über sogenannte Galetten-Duos (Multiwrap) oder -Quintetts (S-Wrap) angetrieben (Abbildung 1). Die Einzelnen Antriebs- bzw. Umlenkrollen sind festmontiert und weisen einen möglichst großen Umschlingungswinkel auf, um ein Durchrutschen der Faser zu verhindern.

Beiden Antriebskonzepten ist gemein, dass durch mehrere Galettenumschlingungen eine ausreichende Haftreibung zwischen Faser und Galette erzeugt und somit die Kraft auf die Faser übertragen wird. Durch die Umschlingungen werden allerdings unvermeidbare Querbeanspruchungen in die Faser induziert, welche einzelne Filamente des Rovings beschädigen oder gar zerstören können Die Querbeanspruchung der Faser ist dabei eine Funktion der anliegenden Faserkraft und Rauheitsspitzen in der Galettenoberfläche. So kann eine geeignete Oberfläche zu einer faserschonenden Verarbeitung der Carbonfaser beitragen, während eine ungeeignete Oberfläche zu einer Schädigung der Filamente führt. Der Forderung nach einer faserschonenden Oberfläche steht die benötigte Haftreibung zwischen Faser und Galette gegenüber. Nur mit einer ausreichenden Haftreibung kann der Antrieb der Faser realisiert und eine Relativbewegung zwischen Faser und Galette vermieden werden. Eine Relativbewegung zwischen Faser und Galette ist unerwünscht, da bei der hier entstehenden, tribologischen Belastung die Querkraft-empfindliche Carbonfaser beschädigt werden kann. Als Anforderungen an die Oberfläche der Antriebs-Galette ergeben sich somit ein hoher Haftreibungskoeffizient μ_{Haft} bei einer gleichzeitig geringen Faserschädigung.

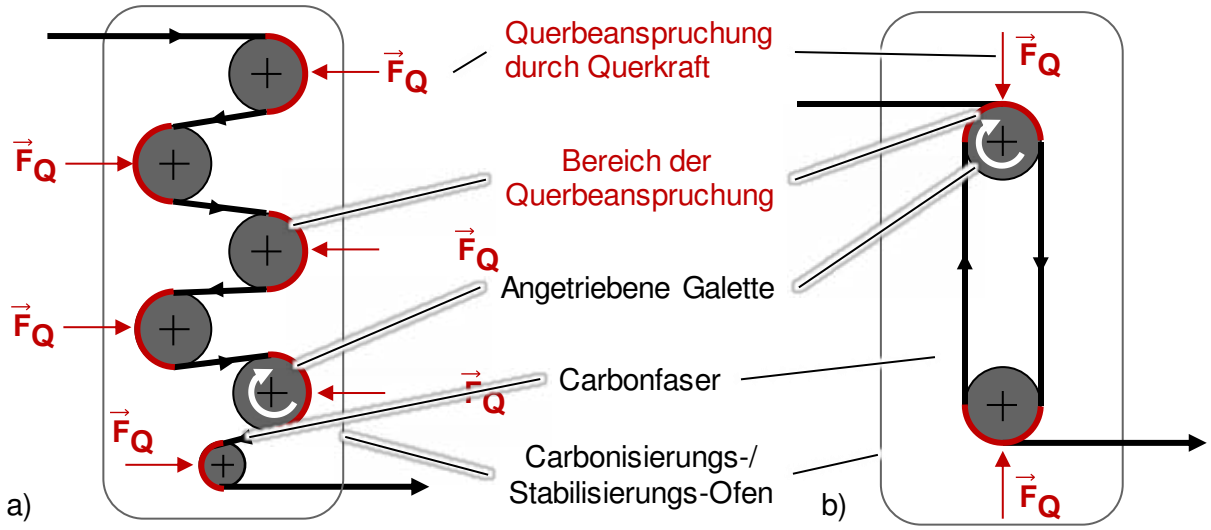


Abbildung 1: Antrieb der Carbonfaser im Produktionsprozess über a) S Wrap und b) Multi-Wrap

Eine ähnliche Problematik ergibt sich bei der Umlenkung der Faser in der Ofenzone durch Umlenkungsgaletten (Abbildung 2). In der industriellen Praxis wird die Faser hier über polierte Stahl- oder mit Strukturhartchrom-beschichtete Umlenkungsgaletten durch den Ofen geführt. Die Galetten sind gelagert, werden jedoch nicht aktiv angetrieben und/ oder geregelt. In den Umlenkungspunkten treten dabei physikalisch bedingt unvermeidbare Querbeanspruchungen der Faser auf. Dabei ist jedoch eine hinreichend hohe Haftreibung notwendig, um ein Mitdrehen der Umlenkungsgaletten zu gewährleisten und eine Beschädigung der Faser durch Relativbewegung zu vermeiden. In der industriellen Großserie werden gleichzeitig mehrere Rovings über eine Galette umgelenkt. Da die Rovings nicht exakt identisch sind und sich während der Konvertierung unterschiedlich stark ausdehnen, kann es zu unterschiedlichen Fadenspannungen in den verschiedenen Rovings kommen. Diese werden durch Schlupf des Rovings auf der Galette ausgeglichen, sodass eine Relativbewegung zwischen Galette und Carbonfaser-Roving auftritt. Dieses Ausgleichen und die damit verbundene Relativbewegung sind unvermeidbar, sodass sich als zusätzliche Anforderung an eine Umlenkungs-Galette die Vermeidung von Faserschädigung bei Relativbewegung ergibt.

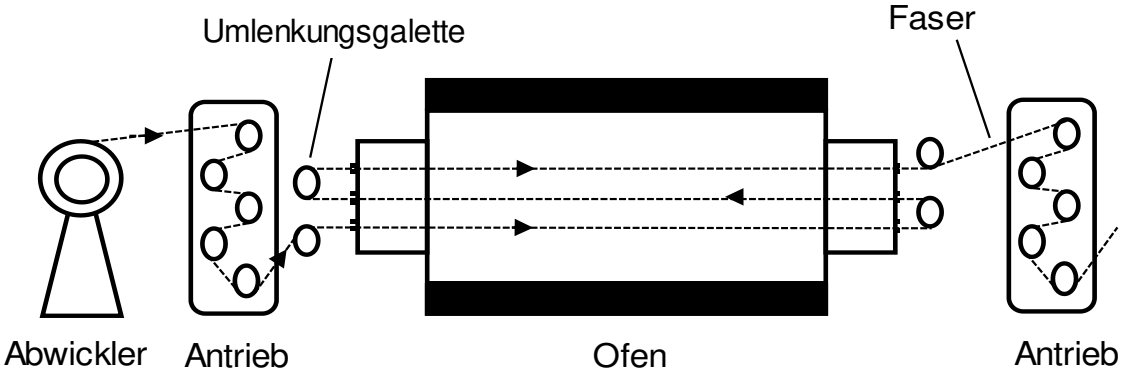


Abbildung 2: Umlenkung der Carbonfaser über Umlenkungsgaletten

Ziel und Ansatz

Ziel des Forschungsprojektes „CaboGerd“ ist die Entwicklung und Validierung einer optimalen Galetten-Beschichtung für eine faserschonende und qualitätssichernde Carbonfaserproduktion. Insbesondere wird sowohl eine optimierte Beschichtung für die Antriebs- als auch für Umlenkungs-Galletten für alle Stufen des Carbonfaser-Produktionsprozesses (Stabilisierung, Carbonisierung und Nachbehandlung) entwickelt. Die Anforderungen an die angestrebte Galetten-Beschichtung sind:

1. Ausreichend hoher Reibungskoeffizient
2. Geringe Faserschädigung
    - bei Antriebs-Galetten: ohne Auftreten von Relativbewegung
    - bei Umlenkungs-Galetten: mit Auftreten von Relativbewegung

Beide Anforderungen stehen gemäß konventioneller Reibungstheorie im Zielkonflikt zueinander, da hohe Reibungskoeffizienten i.d.R. über hohe Oberflächenrauigkeiten realisiert werden, die im Kontakt mit Carbonfasern zu einer starken Filamentschädigung führen. Zur Identifikation einer geeigneten Beschichtung wird daher auf ein möglichst breites Spektrum an Werkstoffen zurückgegriffen, um die tribologische Problematik umfassend zu untersuchen. Dazu werden sowohl bereits am Markt etablierte Beschichtungen (Keramik, Topocrom-Beschichtungen) wie auch unkonventionelle Lösungsansätze (Elastomer, PACVD Schichten) in Betracht gezogen

Lösungsweg

Grundsätzlich wird zwischen den zwei auftretenden Lastfällen mit unterschiedlichen Anforderungen an die Galettenbeschichtung unterschieden:

1. Antriebsgalette
    - kein Schlupf
    - hohe Haftreibung
    - geringe Faserschädigung
2. Umlenkungsgalette
    - Schlupft nicht vermeidbar
    - Haftreibung nur zum Mitdrehen der Galette
    - geringe Faserschädigung

Zur abstrahierten Untersuchung der beiden Lastfälle auf tribologischen Prüfständen werden zunächst die Tribosysteme für Antriebs- und Umlenkungsgaltte definiert. Das Tribosystem wird neben den klassischen Komponenten Grund- und Zwischenkörper sowie Umgebungs- und Zwischenmedium um die Komponenten „Kinematik“ und „Reibungskoeffizient“ erweitert (Tabelle 1).

Tabelle 1: Bestimmung des Tribosystems für Umlenkungs- und Antriebsgaletten

Komponente Tribosystem	Umlenkungsgalette	Antriebsgalette
Grundkörper	Galette (Prüfkörper)	
Gegenkörper	Roving	
Umgebungsmedium	feuchte Luft	
Zwischenmedium	Sizing (in Abhängigkeit der Prozessstufe)	
Kinematik	Schlupf/ Relativbewegung möglich	kein Schlupf/ keine Relativbewegung
Reibungskoeffizient	Gleitreibungskoeffizienten μ_{Gleit}	Haftreibungskoeffizienten μ_{Haft}

Aus den Tribosystemen können die Prüfvorschriften zur Bestimmung von Haft- und Gleitreibungskoeffizienten sowie zur Bestimmung der Faserschädigung abgeleitet werden. Die Bestimmung des Gleitreibungskoeffizienten erfolgt auf dem tribologischen Prüfstand „ITA Tribometer“ (Abbildung 3).

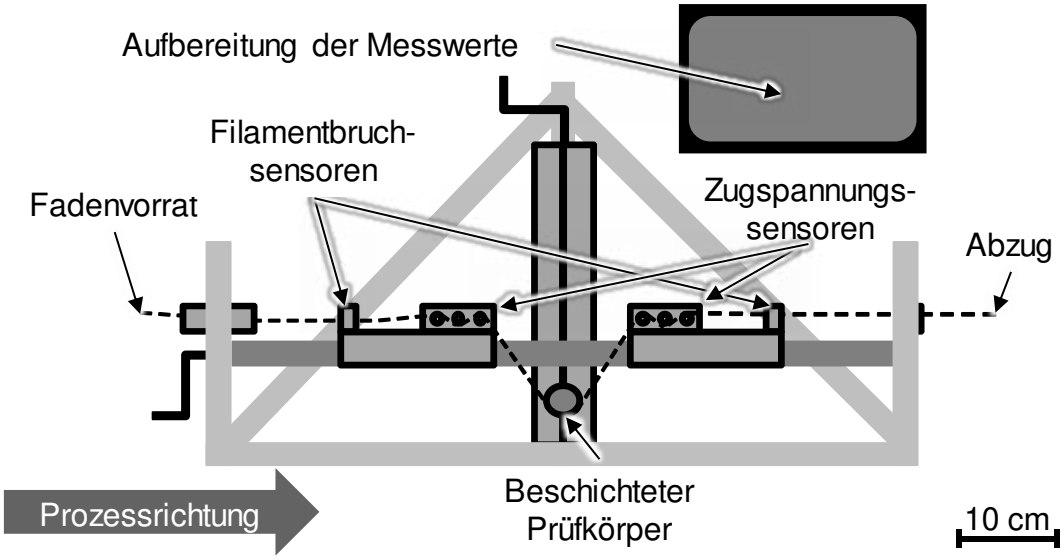


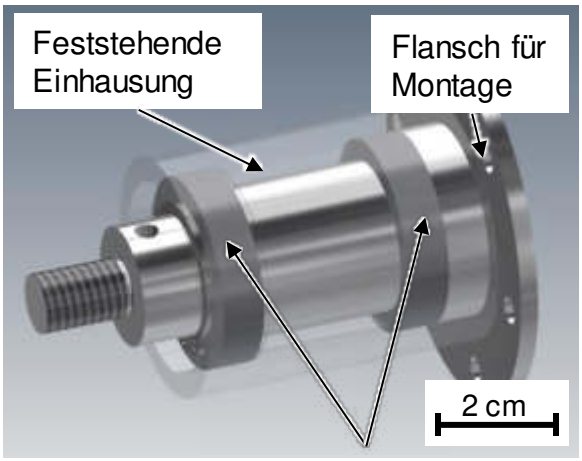
Abbildung 3: Schematische Darstellung des Prüfstands „ITA Tribometer“

Auf dem ITA Tribometer können Fasern, Rovings und Garne unter definierter Zugspannung geprüft und Faserschädigung und Gleitreibungskoeffizient μ_{Gleit} online gemessen werden. Zur Messung des Reibkoeffizienten werden zwei Zugspannungssensoren vor und hinter dem Reibkontakt (beschichteter Prüfkörper) genutzt. Aus dem Verhältnis der Zugspannungen kann gemäß der Eytelwein’schen Seilreibungsformel (Gl. 1) der Reibkoeffizient berechnet werden.

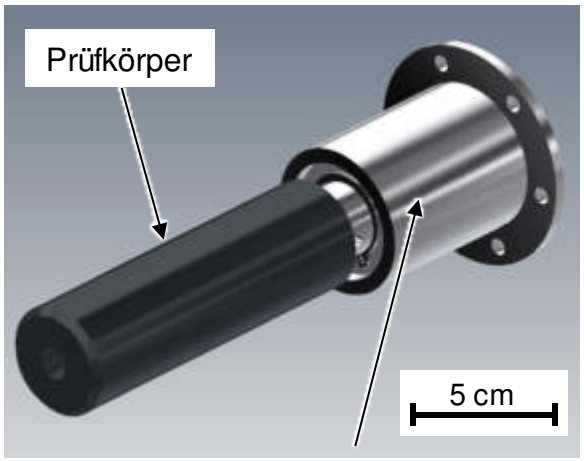
$$F_2 = F_1 \times e^{\mu_{Gleit} \times \alpha} \qquad \text{(Gl. 1)}$$

Hierbei entsprechen F2 der Fadenzugkraft vor und F1 der Fadenzugkraft hinter dem Reibkontakt, μ_{Gleit} dem Gleitreibungskoeffizienten und α dem Umschlingungswinkel im Bogenmaß. Die Quantifizierung der Faserschädigung erfolgt mittels optischen Filamentbruchsensoren, die über eine Lichtschranke die Anzahl gebrochener Filamente zählen. Über die Differenz der gezählten Filamentbrüche vor und hinter dem Reibkontakt kann eine Aussage über die eingebrachte Faserschädigung getroffen werden.

Der Aufbau des tribologsichen Prüfstands wurde um eine Aufnahme für die beschichteten Prüfkörper erweitert, die eine Quantifizierung der Faserschädigung für mitdrehende Galetten erlaubte. Die Konstruktion der Prüfkörperaufnahme folgte dabei der Konstruktionsrichtlinie VDI2221. Eine CAD-Darstellung der konstruierten und gefertigten Aufnahme ist in Abbildung 4 dargestellt.



a) Kugellager für rotatorischen Freiheitsgrad



b) Aufnahme mit rotatorischem Freiheitsgrad

Abbildung 4: CAD Zeichnung der rotatorischen Prüfkörperaufnahme a) Detailansicht und b) mit montiertem Prüfkörper

Parallel zum ITA Tribometer zur Bestimmung des Gleitreibungskoeffizienten μ_{Gleit} wurde der tribologische Prüfstand „Tribometer nach Lünenschloss“ (Abbildung 5) zur Bestimmung des Haftreibungskoeffizienten μ_{Haft} eingesetzt. Über die bekannten Prüfgewichte und den Kraftsensor kann ebenfalls gemäß der Eytelwein’schen Seilreibungsformel (Gl. 1) der Reibkoeffizient berechnet werden.

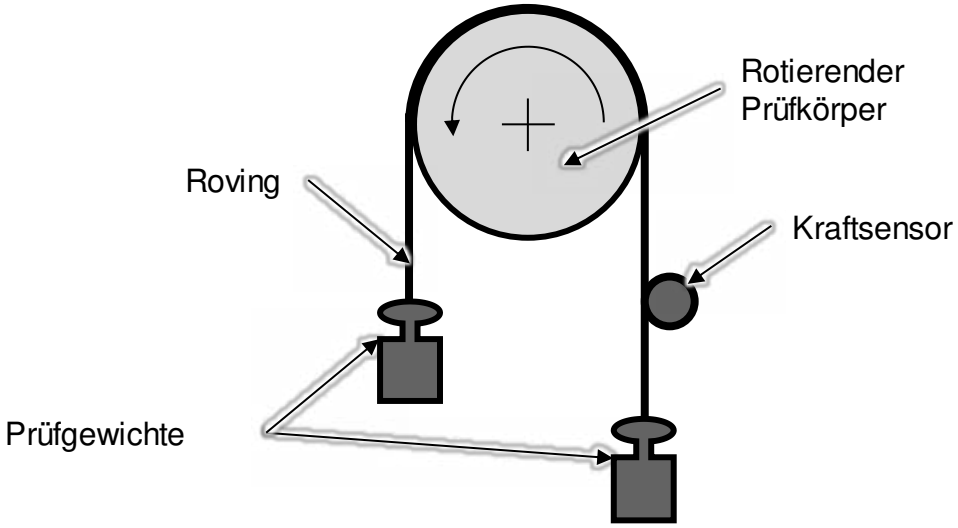


Abbildung 5: Schematische Darstellung des Tribometers nach Lünenschloss

Versuchsergebnisse

In den durchgeführten Versuchsreihen werden drei Schichtsysteme (Keramik, Topocrom, PACVD) und ein Referenzprüfkörper (polierter Edelstahl) mit verschiedenen Rauheitswerten und Oberflächentopografien tribologisch geprüft und miteinander verglichen (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). Um die gesamte Prozesskette der Carbonfaserherstellung abzubilden und für den entsprechenden Anwendungsfall die optimale Beschichtung zu validieren, werden vier Materialien (PAN-Precusor, stabilisierte, carbonisierte und kommerziell verfügbare, beschlichtete Faser) untersucht.

Tabelle 2 Übersicht über die getesteten Schichtsysteme

Hersteller	Werkstoff	Bezeichnung	Mittenrauwert Ra [µm]
Rauschert Heinersdorf-Pressig GmbH, Pressig	Oxidkeramik (Cr_2O_3)	R 1.1	0.367
		R 1.2	1.460
		R 1.3	3.217
		R 2.1	0.400
		R 2.2	1.450
		R 2.3	3.200
SAM Coating GmbH, Eggolsheim	PA CVD (ta-C)	S 1.1	0.213
		S 1.2	0.451
		S 2.1	0.267
	PA CVD (ta-C/ W-DLC)	S 2.2	0.305
		S 2.3	0.195
Topocrom GmbH, Stockach	Strukturhartchrom	T 1.1	0.682
		T 1.2	0.939
		T 1.3	2.290
		T 2.1	3.720
		T 2.2	3.280
Referenz	Edelstahl (poliert)	E2.1	0.031

Lastfall: Umlenkungsgalette

Für den Lastfall der Umlenkungsgalette werden starke Unterschiede der Beschichtungen in Abhängigkeit des getesteten Fasermaterials identifiziert. Dabei kann übergreifend festgestellt werden, dass die PACVD-Beschichtungen und die Keramikbeschichtungen gut für die ersten Prozessstufen der Carbonfaserproduktion, den Precursor und die stabilisierte Faser, geeignet sind. Diese Schichten laden sich insbesondere bei einer Abzugsgeschwindigkeit von 0,3 m/min kaum statisch auf, sodass die Wickelneigung im Gegensatz zu anderen Beschichtungen der nichtleitenden Proessstufen der Carbonfaser kompensiert wird. Abbildung 6 a) zeigt exemplarsich den Gleitreibungskoeffizienten für den Precursor bei einer Abzugsgeschwindigkeit von 0,3 m/min. Es wird ersichtlich, dass der höchste Gleitreibungskoeffizient bei den PACVD Beschichtungen und einigen Keramik Beschichtungen vorliegt. Insgesamt ist im Verhältnis zu den Rauheitswerten der Oberflächen eine Korrelation der Zunahme des Reibkoeffizienten mit einem höheren Rauheitswert zu beobachten. Dies ist Materialübergreifend zu erkennen und entspricht den Erwartungen. Zusätzlich werden die gemessenen Filamentbrüche berücksichtigt (Abbildung 6 b). Ein hoher Gleitreibungskoeffizient in Kombination mit einer geringen Faserschädigung ist erstrebenswert. So zeigt sich z.B. für die Keramikbeschichtung R.1.3, dass ein guter Reibwert vorliegt, aber aufgrund des erhöhten Rauheitswertes eine ausgeprägte Faserschädigung verursacht wird. Dahingegen verfügen die PACVD Beschichtungen über einen hohen Gleitreibungswert und im Verhältnis dazu eine geringe Faserschädigung. Besonders die Beschichtungen S1.1 und S2.2 sind hierbei durch die sehr geringe Faserschädigung bei höchstem Gleitreibungskoeffizienten hervorzuheben.

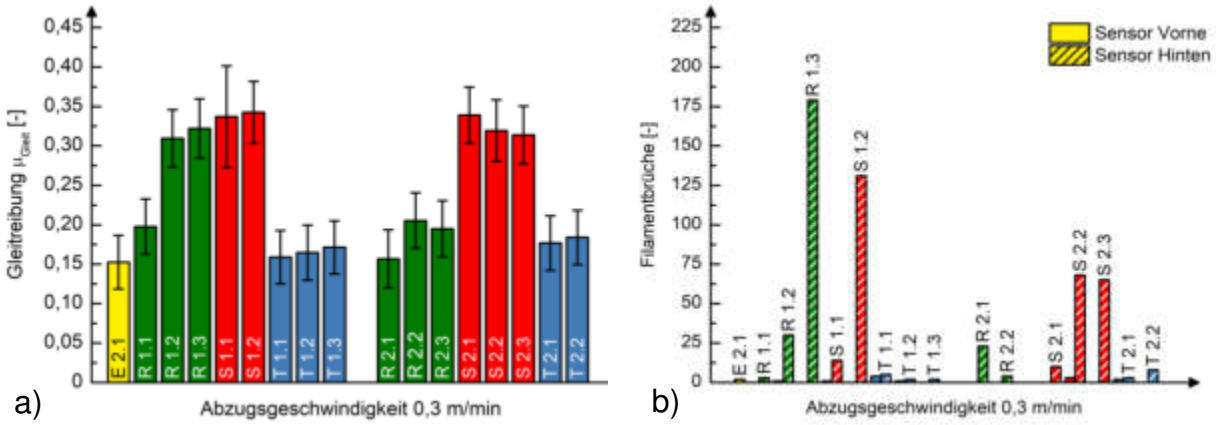


Abbildung 6: a) Gleitreibungskoeffizient und b) Filamentbrüche des Precursor-Materials für verschiedene Beschichtungen im Lastfall der Umlenkungsgalette

In Abbildung 7 ist der Lastfall der Umlenkgalette für carbonisierte Fasern dargestellt. Hierbei verfügen zusätzlich zur Referenz Edelstahlstahl insbesondere die keramischen Beschichtungen R1.1 – R1.3 über einen hohen Gleitreibungskoeffizienten. Im Kontakt mit Stahl konnten sehr gute Gleitreibungskoeffizienten bei geringer Faserschädigung ermittelt werden. Gleiches gilt auch für den Lastfall mit kommerziell verfügbaren, beschlichteten Carbonfasern. Insgesamt lässt sich der Trend beobachten, dass sich bei der kommerziellen Faser die Gleitreibungswerte aller Beschichtungen angleichen. Die auf die Faser aufgetragene Schlichte scheint der Einfluss der Oberfläche auf den Reibwert zu reduzieren und fungiert als Zwischenmedium zwischen den beiden Reibpartnern. Bei den Topocrom Beschichtungen sind im Kontakt mit allen Fasertypen sehr geringe Faserschädigungen zu beobachten. Dabei liegen die Gleitreibungskoeffizienten im mittleren Kennwertbereich. Die Beschichtungen sind gut anwendbar, führen für den Lastfall der Umlenkungsgalette durch den Gleitreibungskoeffizienten im Mittelwert allerdings nicht zu einer maximalen Kraftübertragung. Die PACVD-Beschichtungen der Fa. SAM Coating weisen je nach Fasertyp deutlich unterschiedliche Gleitreibungskoeffizienten bzw. Faserschädigungsgrade auf. Besonders im Kontakt mit dem Precursor-Material sind die höchsten Gleitreibungskoeffizienten der Versuchsreihe zu verzeichnen. Hierbei stechen besonders die Beschichtungen S1.1 und S2.1 hervor, da bei ihnen eine hohe Kraftübertragung mit gleichzeitig geringer Faserschädigung möglich ist.

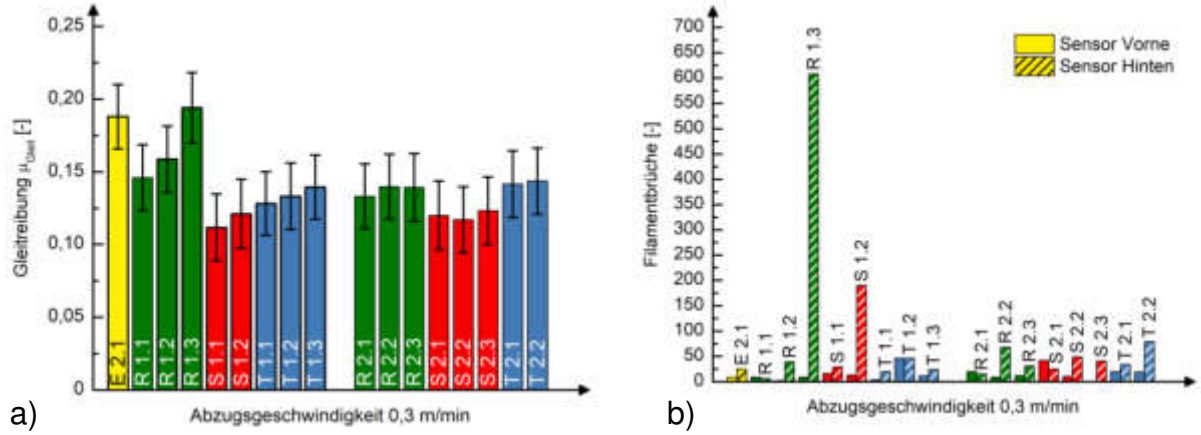


Abbildung 7: a) Gleitreibungskoeffiizient und b) Filamentbrüche der carbonisierten Faser für verschiedene Beschichtungen im Lastfall der Umlenkungsgalette

Lastfall: Antriebsgalette

Für den Anwendungsfall der Antriebsgalette führen die PACVD-Schichtsysteme der Fa. SAM Coating und die keramischen Schichtsysteme der Fa. Rauschert zu hohen Haftreibungskoeffizienten gegenüber dem Precursormaterial und der stabilisierten Faser (Abbildung 8 a). Die Haftreibung ist für die Beschichtungen R1.3 und S1.1 und S1.2, sowie S2.1 (jeweils ein ta-C-Schichtsystem) am höchsten. Weiterhin führen die Keramik- und Strukturhartchrom-Beschichtungen zu einem guten Haftreibungswert für die carbonisierte und die kommerzielle Faser (Abbildung 8 b). Da die Strukturhartchrom-Schichten der Fa. Topocrom faserschonend konzipiert sind, führen sie zu relativ hohen Haftreibungskoeffizienten bei gleichzeitig geringer Faserschädigung. Stahl weist trotz eines sehr niedrigen Rauheitswertes den höchsten Haftreibungswert für die carbonisierte- und kommerzielle Faser auf. Die keramische Beschichtung R1.3 der Fa. Rauschert erzeugt ebenfalls einen hohen Haftreibungswert, weist allerdings gleichzeitig eine deutlich höhere Oberflächenrauheit auf, was eine höhere Faserschädigung bedingt. Die offenporigen Strukturhartchromschichten T1.1 bis 1.3 der Fa. Topocrom besitzen gute Haftreibungswerte für die Anwendung mit carbonisierten Fasern.

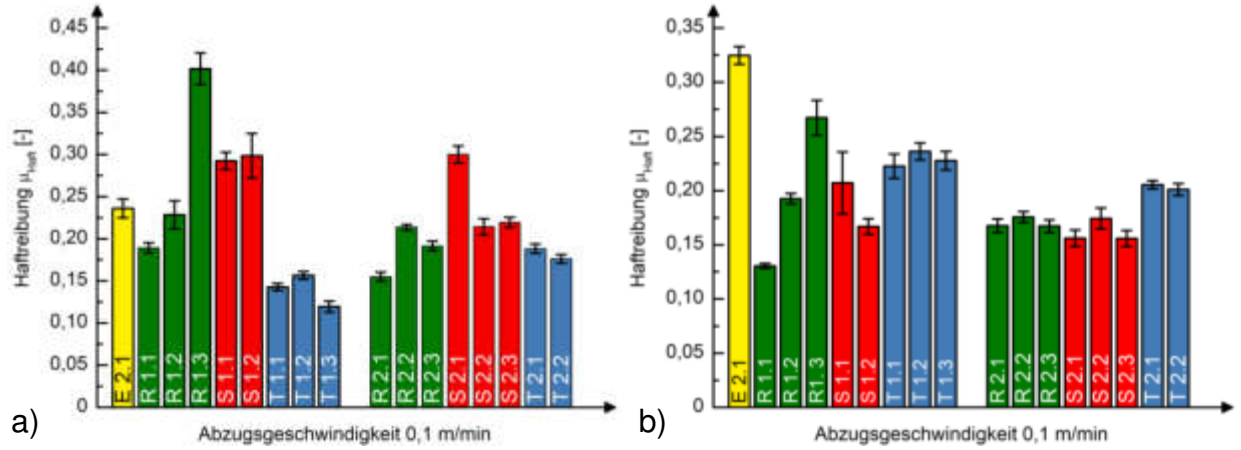


Abbildung 8: Haftreibungskoeffizienten für a) Precursor und b) carbonisierte Faser für den Lastfall der Antriebsgalette für verschiedene Beschichtungen

Im Versuchsaufbau zur Quantifizierung der Faserbrüche für den Lastfall der Antriebsbgalette wurde ein rotatorisch gelagerte Prüfkörper verwendet (vgl. Abbildung 4), um keine Relativbewegung zwischen Prüfkörper und Faser zu erzeugen und nur den Einfluss der Oberfläche auf die Faserschädigung zu untersuchen. Die Versuchsergebnisse zeigen hier geringe Unterschiede zwischen den einzelnen Beschichtungen, sodass der Einfluss der Oberfläche auf die Faserschädigung ohne als vernachlässigbar angesehen wird, solange keine Relativbewegung auftritt. Damit kann für den Lastfall der Antriebsgalette allein der Haftreibungskoeffizient zur Beurteilung herangezogen werden.

Fazit und Ausblick

Für den Lastfall der Umlenkungsgalette kann zusammenfassend festgehalten werden, dass für die ersten Prozessstufen (PAN-Precursor und stabilsierte Faser) insbesondere die keramischen Schichtsysteme R1.1 und R1.2 gut geeignet sind. Dies entspricht den Erwartungen, da es sich beim Precursor und bei der stabilisierten Faser um Chemiefasern handelt und in der klassischen Textiltechnik keramische Beschichtungen für Chemiefasern seit langem etabliert sind. Die PACVD Schichtsysteme S1.1 sowie S1.2 – S.1.3 ta-C- bzw. W-DLC-Schichtsysteme eignen sich dagegen eher für die späteren Prozessstufen (carbonisierte und kommerziell verfügbare, beschlichtete Carbonfaser). Dies könnte durch die relativ geringe Oberflächenrauigkeit in Kombination mit der

Kohlenstoff-Basis der PACVD-Schichten bedingt sein. Da die carbonisierte und die kommerzielle Faser ebenfalls zu über 90% aus Kohlenstoff bestehen, ist hier eine Affinität beider Werkstoffe möglich, die zu einer Adhäsion der Carbonfaser auf der Kohlenstoffoberfläche der ta-C bzw. der W-DLC Schicht führt. Die Strukturhartchrom-Schichten sind für alle Prozessstufen gut geeignet. Dies entspricht ebenfalls den Erwartungen, da die Schichtsysteme für die Anwendung an Carbonfasern konzipiert sind. Hier zeigt sich vor allem Variante T1.2 als besonders geeignet.
Für den Lastfall der Antriebsgalette scheinen für die frühen Prozessstufen sowohl keramische Schichtsysteme wie R.1.3, und PACVD-Schichtsysteme, wie S1.1, S1.2 und S2.1 (jeweils ta-C) zu guten Ergebnissen zu führen. Da bei diesem Lastfall keine Relativbewegung zwischen Faser und Galette auftritt, liegen die Ergebnisse der Strukturhartchromschichten im Mittelfeld. Dies entspricht ebenfalls den Erwartungen, da diese Schichtsysteme bedingt durch ihre Oberflächentopografie für ein faserschonendes Abgleiten der Carbonfaser auf der Oberfläche und nicht für die Erzeugung hoher Haftreibungskoeffizienten konzipiert sind.
Im weiteren Projektverlauf wird das Testen neuer Varianten der bis dato besten Varianten der verschiedenen Schichtsysteme angestrebt. Nach umfangreichen Tests erfolgt die Validierung der jeweils besten Varianten der verschiedenen Schichtsysteme auf einer Pilotanlage zur Carbonfaserproduktion am Institut für Textiltechnik.

Danksagung

Das Forschungs-Vorhaben ZF4558966AT9 der AiF Projekt GmbH, Berlin wird im Rahmen des Zentralen Innovationsprogramms Mittelstand (ZIM) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Quellenangaben

[AVK14] Witten, E. (Hrsg.)
Handbuch Faserverbundkunststoffe/Composites.
4. Auflage. - Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014

[Ehr06] Ehrenstein, Gottfried Wilhelm
Faserverbund-Kunststoffe.
2. völlig überarbeitete Auflage. - München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2006

[Mül82] Müller, D. J.
Zur Herstellung von Kohlenstoff-Fasern aus Polyacrilnitirl über die kalatitische Cyclisierung des Polymers. - Karlsruhe Universität Karlsruhe, Dissertation

[NMB14] Neitzel, Manfred; Mitschang, Peter; Breuer, Ulf
Handbuch Verbundwerkstoffe.
1. Aufl. - s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag, 2014

[Par18] Park, Soo-Jin
Carbon Fibers. Bd. 210.
2nd ed. 2018. - Singapore: Springer Singapore, 2018

Autoren

Titel	Name	Institution
M. Sc.	Lukas Lechthaler	Institut für Textiltechnik der RWTH Aachen University Otto-Blumenthal-Str. 1 52074, Aachen
M. Sc.	Felix Pohlkemper	
-	Marie-Isabell Glaubke	
B. Sc.	Kees Egbers	
Universitätsprofessor Professor h. c. (MGU) Dr.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing.	Thomas Gries	
	Daniel Kaußen	3WIN Maschinenbau GmbH An der Schurzeler Brücke 11 52074 Aachen
Dr.	Andreas Schneider	SAM Coating GmbH Bahnhofstr. 55 91330 Eggolsheim-Neuses
Dr.	Gilvan Barroso	Rauschert Heinersdorf-Pressig GmbH Bahnhofstraße 1 D-96332 Pressig
	Marina Lehmann	Topocrom GmbH Hardtring 29 78333 Stockach
	Karl Müll	

Christoph Burkhart, Michaela Heier, Rolf Merz, Jörg Lösch, Christine Wagner, Stefan Thielen, Bernd Sauer, Michael Kopnarski, Hans Hasse

Einfluss des Schmierstoffs auf Verschleißverhalten und -Mechanismen im System Radialwellendichtring

Zusammenfassung:

In diesem Beitrag wird das Verschleißverhalten eines RWDR-Systems nach dem aktuellen Stand der Technik für Getriebeanwendungen analysiert. Dabei kommen fünf verschiedene kommerzielle Schmierstoffe bzw. Modellöle zum Einsatz. Erstere beinhalten ein komplettes Additivpaket für die industrielle Anwendung. Zur Analyse wurden tribologische Bauteilversuche (Kategorie IV) auf einem Reibmomentprüfstand über 590 Stunden unter Variation der Geschwindigkeit im Kontakt durchgeführt. Die Bauteiloberflächen von RWDR und Wellen wurden danach hinsichtlich Verschleiß untersucht. Zur weiteren Charakterisierung wurden oberflächenanalytische Untersuchungen, sowohl an der Welle, als auch an dem Dichtring am Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik (IFOS) durchgeführt. Zusätzlich wurde neben den tribologisch und oberflächenanalytischen Fragestellungen auch die Benetzbarkeit der Elastomer-Oberfläche analysiert. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Benetzbarkeit der Elastomeroberfläche in einem direkten empirischen Zusammenhang mit wichtigen Verschleißgrößen im RWDR-System steht. Die Messung der Benetzungsfähigkeit von Schmierstoffen kann somit schon vor der Anwendung des jeweiligen Schmierstoffes in Dichtsystemen eine Aussage über das zu erwartende Verschleißverhalten liefern

Abstract:

In this contribution, the wear behavior of a state of the art radial shaft seal system for gear applications is experimentally investigated. In total five different lubricants were considered. For that purpose, tribological component tests (of category IV) on a friction test rig under different operation conditions were conducted. The wear of the components surfaces, i.e. shaft and seal were investigated. The analysis is supplemented with a detailed surface analysis. Additionally, experiments on surface wetting properties of the elastomer-surface was analyzed. An effective, but also very simple empirical correlation, between the wetting properties of the elastomer surface and the wear of both, seal and shaft, could be retrieved from the results. Measuring the wettability of lubricants can provide information on the expected wear behavior even before the lubricant in question is used in sealing systems.

1. Einleitung

Zum tribologischen System eines Radialwellendichtringes gehören vier Komponenten: Neben dem Radialwellendichtring (RWDR) und der Welle zählen auch der Schmierstoff und das Umgebungsmedium dazu. Es handelt sich dabei um eine hochkomplexe Verbindung geprägt von chemisch-physikalischen Wechselwirkungen innerhalb dieser Paarung von Elastomer, Stahl und Schmierstoff, die entscheidenden Einfluss für das Verschleißverhalten im diesem System hat. Schon im Jahr 1963 wurden Fortschritte bei der Schmierstoffentwicklung als Herausforderung für das RWDR-System gesehen, weil die Interaktion zwischen den Komponenten maßgeblich dadurch beeinflusst wird [1]. Die Entwicklungszyklen von Schmierstoffen sind deutlich kürzer als die von Elastomeren. Einmal formuliert, findet eine Elastomermischung teilweise deutlich länger als 20 Jahre Anwendung in der Industrie (siehe beispielsweise 75 FKM 585 (Fa. Freudenberg)). Aufgrund seiner guten Eigenschaften, wird die Anwendung in der Industrie für viele Jahre ein Rolle spielen. Problematisch ist, wenn unbekannte Schmierstoffe auf ein Dichtsystem treffen und es keinerlei Kenntnisse zur Verträglichkeit der beiden Komponenten gibt. Wie ENGELKE gezeigt hat, kann es in verschiedenen Elastomer-Dichtring Kombinationen zu unerwarteten Unverträglichkeiten kommen, ohne dass eine schlüssige Erklärung für solche Ausfälle gefunden werden kann [2; 3]. Damals wurde die Analyse der Benetzungsfähigkeit der Oberflächen zur weiteren Interpretation der Ergebnisse vorgeschlagen. KLAIBER führte Untersuchungen zum Benetzungsverhalten von synthetischen Ölen in Form von Kontaktwinkelmessungen und der Ausbreitungsgeschwindigkeit eine abgesetzten Öltropfens durch [4; 5]. Je größer der von Ihm eingeführte Benetzungsfakor, also die faktorielle Änderung des Flächeninhalts einer benetzten Fläche durch einen Schmierstofftropfen auf derselben Oberfläche, desto schneller breiten sich Schmierstoffe aus. KLAIBER korrelierte die Benetzungseigenschaften (Kontaktwinkel und Benetzungsfaktor) gezielt additivierter Schmierstoffe mit experimentellen Daten wie, dem Reibmoment, der Verschleißbreite

und dem Förderwert, aus zwei Dichtsystemen (Acrylnitrilbutadien-Kautschuk (NBR) und Fluorkautschuk (FKM)). Er konnte qualitativ zeigen, dass eine Zunahme des Benetzungsfaktors zu einer Reduktion des Reibmoments, des Förderwertes, des Kontaktwinkels und des Verschleißes führt [4].
SCHULER [6] bezeichnet den von Klaiber verwendeten Benetzungsfaktor als Penetrativität nach WASHBURN [7]. Die Eindringlänge, einer unter dem Kapillardruck stehenden Flüssigkeit in ein Kapillar mit kleiner Oberfläche, ist vom Penetrationskoeffizient, auch Penetrativität Ψ genannt, abhängig. Sie kann mit Gleichung (1) aus der Oberflächenspannung des Öls σ_l, dem Kontaktwinkel des Schmierstoffs Θ und der dynamischen Viskosität η berechnet werden.

$$\Psi = \frac{\sigma_l \cdot \cos(\Theta)}{2 \cdot \eta} \tag{1}$$

Nach SCHULERS Modellvorstellung ist die Penetrativität eine Gegenkraft zur Förderwirkung [6]: Der Schmierstoff fließt durch den Kapillardruck in den Dichtspalt. Gegen diese Ausbreitung arbeitet der Fördereffekt des RWDR an. Er bestätige, wie KLAIBER, dass bei hoher Penetrativität, aufgrund verbesserter Schmierstoffversorgung geringerer Verschleiß auftritt. Eine Korrelation wurde zwischen dem Förderwert und jeweils dem Kontaktwinkel Θ, der Oberflächenenergie σ_l und der Ahäsionsarbeit W_a angegeben. Ein Zusammenhang zwischen Verschleiß und dieser Adhäsionsarbeit zwischen Schmierstoff und der Gegenlauffläche konnte nicht ausgewiesen werden.
FRICKER et al. untersuchten den Einfluss der Benetzungseigenschaften von neun Schmierstoffen auf das Verschleißverhalten von fünf verschiedenen Wellenwerkstoffen [8]. Dazu wurden für die jeweiligen Gegenlaufflächen und das FKM-Elastomers der Spreitungskoeffizient S für jeden Schmierstoff ermittelt [9]. Die Spreitungskoeffizienten für einen bestimmen Schmierstoff sind nahezu unabhängig von der Stahlsorte. Die Verschleißtiefe variierte für die Schmierstoff-Stahl Kombinationen jedoch stärker. Die Ausprägung des Spreitungskoeffizient spiegelt sich nach SCHULER in der Verschleißtiefe der Welle wieder [6]. Bei FRICKER et al. konnte außer für die Stähle 100Cr6 und X39CrMo17 keine klare Korrelation zwischen Verschleißtiefe der Welle und dem Spreitungskoeffizient des Elastomers und dem des Stahls festgestellt werden. ES konnten jedoch bestätigt werden, dass die Verschleißtiefe mit sinkendem Spreitungskoeffizienten zunimmt. Allerdings nutzen Sie bei den tribologischen Untersuchungen polierte Gegenlaufflächen, die nach DIN 3761 nicht dem Stand der Technik für Gegenlaufflächen für Dichtsysteme entsprechen. Nur für eine solche Art von Oberfläche kann der Spreitungskoeffizient ermittelt werden.
In den bisherigen Forschungsaktivitäten zum Benetztungsverhalten von Dichtsystemen wurde die Wichtigkeit der Benetzungeigenschaften von Welle und RWDR herausgearbeitet. Sie wurde mit Funktionseigenschaften wie dem Förderwert korreliert. Zum Verschleißverhalten wurden bisher lediglich qualitativen Aussagen getroffen [4], bzw. der Verschleiß von nur einer Komponente im Dichtsystem isoliert betrachtet [8]. Eine ganzheitliche Betrachtung aller Verschleißgrößen fehlt. Die Ermittlung des Spreitungskoeffizienten oder der Adhäsionsarbeit ist zudem mit einem großen messtechnischen Aufwand verbunden. Die Penetrativität als Kombination dieser Größen wurde noch nicht in einen Zusammenhang mit den Verschleißgrößen im Dichtsystem gesetzt.
In diesem Beitrag wird nun eine einfache Methode zur zuverlässigen Bewertung von Dichtsystemen anhand jeweils einer einzigen Messung der Oberflächenspannung und der Bestimmung des Kontaktwinkels des Schmierstoffs auf dem Elastomers vorgestellt.

2. Experimentelle Grundlagen

In diesem Beitrag wird ein Dichtsystem mit RWDR vom Typ DIN 3760–A80-100-10–FKM [11] aus Fluorelastomer (75 FKM 585), Wellen aus 16MnCr5 (AISI 5115) in Kombination mit fünf verschiedenen Schmierstoffen in einem Mehrwellenprüfstand untersucht. Schmierstoff I, ein Poly-α-Olefin (PAO, vgl. auch [12]) und Schmierstoff III (FVA 2, vgl. auch [13]) sind dabei Modellschmierstoffe ohne besondere Verschleißschutzadditive. Die Schmierstoffe II (PAO), IV und V (jeweils Polyglykole (PG)) sind industrielle Schmierstoffe für Kompressoren- und Getriebeanwendungen. Additive machen hierbei einen wesentlichen, aber nicht näher quantifizierbaren Anteil im Schmierstoff aus. Die exakte Formulierung wurde nicht zur Verfügung gestellt. Die technischen Daten der Schmierstoffe sind in **Tabelle 1** aufgelistet. Die Ergebnisse einer Elementanalyse mittels ICP-OES (inductively coupled plasma optical emission spectrometry, *Optima 5300V ICP-OES*) sind in **Tabelle 2** angegeben. Das Vorgehen der tribologischen Untersuchung an diesen Schmierstoffen ist in **Abbildung 1** grafisch dargestellt. Die Geometrie der beiden Probenkörper (RWDR und Gegenlauffläche) wurde vor der tribologischen Untersuchung auf dem MEGT Wear-Tester (vgl. Vortrag 70, GfT Fachtagung 2021) initial erfasst. Am Mehrwellenprüfstand wurden jeweils vier RWDR und Wellen mit dem jeweiligen Schmierstoff bei 1195 U/min (5 m/s) und bei 2250 U/min (9,4 m/s) tribologisch bei 70°C Öltemperatur für 590 h beansprucht. Der Ölfüllstand reichte bis zur Wellenmitte. Es ergeben sich Gleitwege von 10.620 km, respektive 20.000 km. Das Reibmoment wurde während des Versuchs über biegeweiche Speichensensoren erfasst. An den Bauteilen wurde danach durch die erneute Vermessung der Geometrie am erwähnten Messgerät jeweils der planimetrische Verschleiß an RWDR und Welle, die Wellenverschleißtiefe und die Änderung der Berührbreite, also die Änderung der Kontaktbreite im montierten Zustand, am RWDR ausgewertet. Die Verschleißdaten für den Schmierstoff FVA 2 wurden aus dem Vorhaben FVA 574 II (RWDR-Dynamik II) entnommen [14]. Dort wurden tribologischen Untersuchungen am gleichen RWDR-System unter vergleichbaren Betriebs- und Randbedingungen durchgeführt.

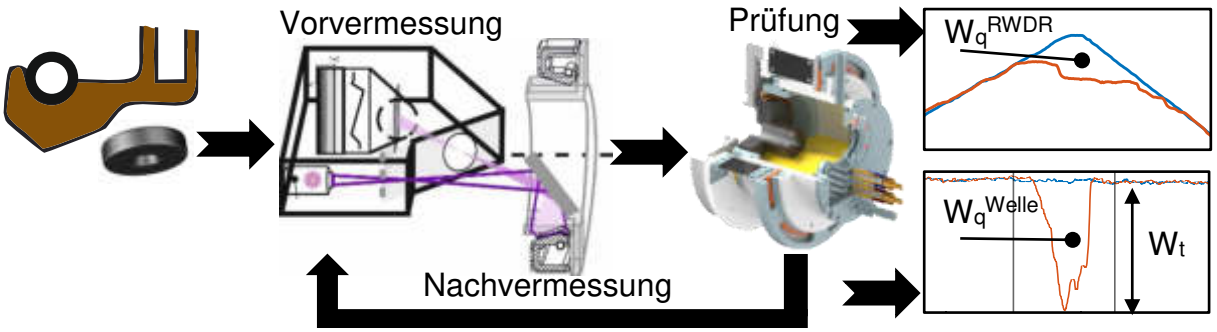


Abbildung 1: Vorgehen bei der Analyse und der tribologischen Bauteilprüfung an RWDR und der Welle nach [10]

Tabelle 1: Technische Daten der Schmierstoffe

Parameter	Unit	I PAO 8189	II PAO 329	III FVA 2	IV PG 330	V GH 6
Grundöl	-	PAO	PAO	MIN	PG	PG
Viskosität, 40°C	mm^2/s	38.87	45.61	32	49.95	227.10
Viskosität, 100°C	mm^2/s	9.23	7.82	5,35	10.51	40.41
Viskositätsindex	-	232	142	97	207	232
Viskositätsklasse	ISO VG	46	46	32	46	150
Dichte, 15°C	kg/m^3	835	840	870	1020	1065

Tabelle 2 : Spurenelement der Schmierstoffe nach der Bestimmung mit ICP

Öl	Si /mg /kg	Ca /mg/kg	Mg /mg/kg	B /mg/kg	Zn /mg/kg	P /mg/kg	Ba /mg/kg	Mo / mg/kg	S / mg/kg
I	0	0	0	0	1	1	0	0	24
II	0	0	0	0	1	40	0	0	150
III	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
IV	1	0	0	0	0	506	0	0	470
V	21	0	0	0	1	1686	0	0	<10

Für die Messung der Kontaktwinkel der Schmierstoffe wurden kreisförmige gespritzte Platten aus FKM, gespritzte und anschließend plan gedrehte Platten aus FKM (identisch zum FKM-RWDR) und quadratische im Einstich geschliffene Platten aus 16MnCr5 präpariert. Letztere Probe repräsentiert die Wellenoberfläche, die Platten aus FKM jeweils die Oberfläche auf der Luft- (gespritzt) und Ölseite (gestochen) des RWDR. Die Kontaktwinkel der Schmierstoffe auf den FKM-Probenplatten, wurden bei 20,3°C +/- 0,1 °C mit einem KRÜSS „DSA 100 drop shape system“ am Lehrstuhl für Thermodynamik (LTD) an der TUK in einer Stickstoff-Atmosphäre vermessen. Kontaktwinkelmessungen auf plan gedrehten Elastomermessplatten und auf im Einstich geschliffenen Stahlplatten aus 16MnCr5 wurden nicht durchgeführt, da auf diesen Oberflächen eine starke Rillenstruktur vorhanden ist und die Tropfen sich in diese Rillenstruktur ausbreiten. Dieses Verhalten führt zu unsymmetrischen Tropfen, bei denen keine Kontaktwinkelmessung möglich ist. Allein auf der Oberfläche der gespritzten Platte waren somit symmetrische Tropfen zu beobachten, bei denen Kontaktwinkelmessungen möglich waren. Insgesamt wurden je Schmierstoff fünf Tropfen mit einem Probenvolumen von 5 µL mit einer Dosiereinheit nacheinander auf zwei unterschiedlichen Platten abgesetzt und vermessen. Je Tropfen wurden dann jeweils zehn Messungen in fünf Blöcken über einen Zeitraum von fünf Minuten nach Erreichen des Gleichgewichtzustandes durchgeführt. Aus diesen Messungen wurde erst der Mittelwert der Blöcke gebildet, dann der des jeweiligen Tropfens und schließlich der Mittelwert über alle Tropfen der beiden Platten. Die Standardabweichung wurde ebenso bestimmt.

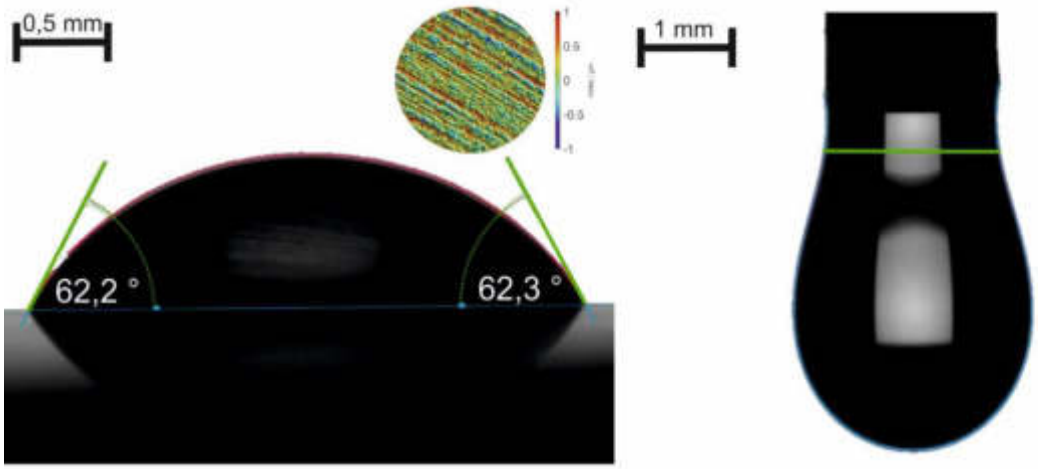


Abbildung 2: Tropfenkonturen des Schmierstoff V während der Kontaktwinkelmessung („sessile drop“, links) und rechts während der Oberflächenspannungsmessung („pendant drop“). Der kreisförmige Bildausschnitt zeigt die Rauheit einer gespritzten Kontantwinkelmessplatte.

Die Kontaktwinkel-Messplatten wurden direkt am Morgen der Messung konditioniert: Dazu wurden die Oberflächen zunächst mit einem Vlies und Druckluft (ohne Öl) staubfrei vorgereinigt. Danach wurden die Platten drei Mal für zehn Minuten in einem Ultraschallbad in Ethanol gereinigt. Zwischen den Reinigungszyklen wurde das Ethanol getauscht. Die Platte wurde nach dem Reinigungszyklus mit Ethanol gespült, kontaktlos trocknen gelassen und unter Schutzatmosphäre bis zur Messung verstaut. Sie ist damit

frei von Ölen und Staub. Aufgrund der Umgebungsluft muss davon ausgegangen werden, dass sich trotzdem eine Adsorbatschicht auf der gereinigten Fläche ausbildet [15; 16]. Diese Schicht liegt auch bei der tribologischen Bauteilprüfung vor.
Die Oberflächenspannung der Schmierstoffe wurde mit dem „pendant drop“ -Verfahren (= hängender Tropfen) nach DIN 55660-2 [17] auf demselben Gerät wie die Kontaktwinkelmessungen analysiert. Dazu wurde ein stationär hängender Schmierstofftropfen mit einem 12-13 µL großen Probenvolumen an einer Kanüle erzeugt (vgl. **Abbildung 2**). Es bilden sich abhängig von den Eigenschaften der jeweiligen Schmierstoffe unterschiedliche Tropfenformen aus. Nach Erreichen des Gleichgewichtzustandes wurde die Oberflächenspannung über einen Zeitraum von fünf Minuten in 100 Einzelmessungen mittels der Tropfenkonturanalyse analysiert.

3. Ergebnisse

Abbildung 3 zeigt die Mittelwerte der gemessenen Kontaktwinkel aufsteigend sortiert. Die Polyglykole (IV und V) neigen zu höheren Kontaktwinkeln als die Poly-α-Olefine (I und II) und das Mineralöl (III). Für die Oberflächenspannung ergibt sich bis auf den Schmierstoff V eine ähnliche aufsteigende Verteilung. Oberflächenspannung und Kontaktwinkel stehen in einem unmittelbaren Zusammenhang. Aus diesen beiden Größen und der dynamischen Viskosität η wurde die Penetrativität Ψ berechnet. Sie hat die Einheit einer Geschwindigkeit und verhält sich antiproportional zum Kontaktwinkel und der Oberflächenspannung. Für Schmierstoff III (FVA 2) ergibt sich aufgrund seiner geringen Viskosität (vgl. **Tabelle 1**) die höchste Penetrativität der hier untersuchten Schmierstoffe.

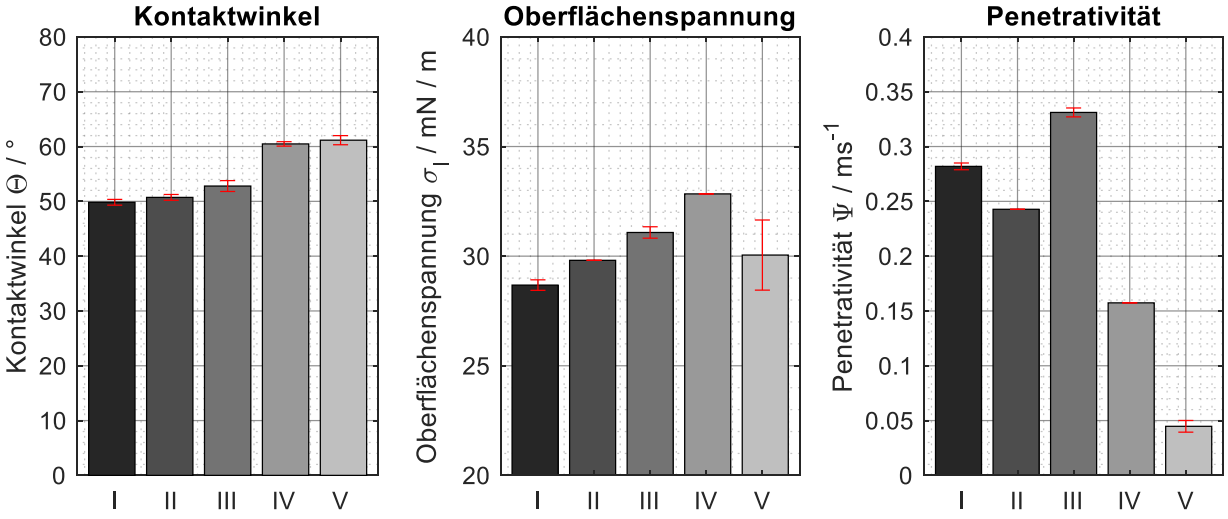


Abbildung 3: Kontaktwinkel Θ, Oberflächenspannung σ und Penetrativität Ψ der untersuchten Schmierstoffe.

Die tribologischen Kenngrößen Reibung (**Abbildung 4**) und Verschleiß (**Abbildung 5)** wurden aus Analysen an den Probenkörpern und durch kontinuierliche Reibmomentmessungen aus den Bauteilversuchen ermittelt. Alle Kenngrößen entwickeln sich in Abhängigkeit des Schmierstoffs bei sonst identischen Randbedingungen deutlich unterschiedlich. Während das Reibverhalten innerhalb der jeweils vier Messungen je Schmierstoff konsistent und vergleichbar ist, treten bei Wechsel des Schmierstoffs, trotz ungefähr gleicher initialer Reibung, unterschiedliche Reibcharakteristiken auf. Die PAO-Schmierstoffe (I und II) haben sehr gleichmäßig leicht fallende (I) bzw. ansteigende (II) Reibmomentverläufe. Bei den PG-Schmierstoffen (IV und V) entwickeln sich zu Beginn stark ansteigende Reibungsverläufe mit unstetigen Reibmomentverläufen (IV), die bei

Schmierstoff (V) auf einem Reibplateau mit starken Sprüngen um bis zu 0,5 Nm innerhalb einer Spanne liegen. Bei vergleichbaren Untersuchungen mit NBR wurde ein solches Verhalten mit Schmierstoffunverträglichkeit in Verbindung gebracht [18]. Wie von KLAIBER herausgearbeitet, stellt sich mit sinkender Benetzung ein tendenziell ansteigendes Reibmoment (R^2 ~ 0.57, [4] S.96) dar.

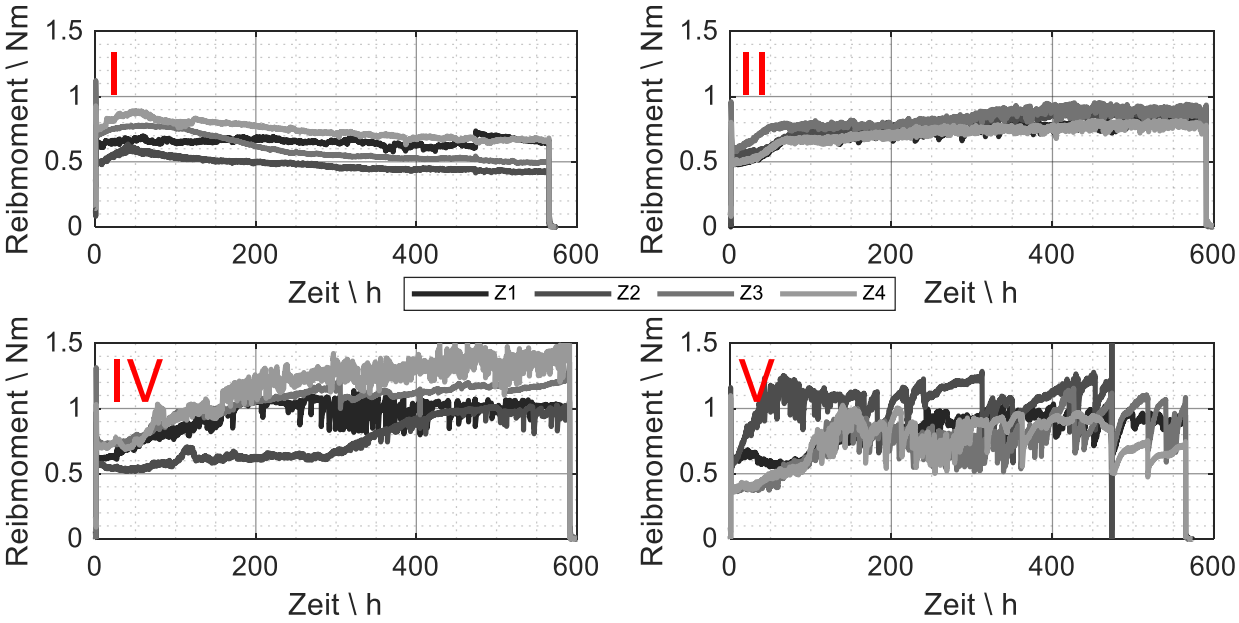


Abbildung 4: Gemessene Reibmomentverläufe am Mehrwellenprüfstand für jeweils vier Kombinationen (Zellen (Z) 1-4 in unterschiedlichen Graustufen) bei 9,4 m/s über 590 h bei einer Sumpftemperatur von 70°C. Daten für III in FVA 574 II [14] verfügbar.

Die Mittelwerte der planimetrische Verschleißfläche von RWDR und Welle, der Wellenverschleißtiefe und der Änderung der Berührbreite der vier analysierten Proben wurden gebildet und in Abhängigkeit der berechneten und gemessenen Benetzungskenngrößen ausgewertet. Dazu wurde eine lineare Regression der gemittelten Messpunkten durchgeführt. Zwischen dem Kontaktwinkel und der Oberflächenspannung konnte kein starker Zusammenhang mit den Verschleißkennwerten aus dem Dichtsystem gebildet werden. Auch die daraus berechnete Penetrativität wurde in Zusammenhang mit den tribologischen Verschleißkenngrößen gebracht (**Abbildung 5**). Für sie ergibt sich ein hoher Determinationskoeffizient bei der linearen Regression mit den tribologischen Verschleißkenngrößen. Die höchste Modellgüte der linearen Ausgleichgerade wurde für den planimetrischen Verschleiß der RWDR-Dichtkante für die Versuche bei 9,4 m/s mit der Penetrativität bei einem Bestimmtheitsmaß R^2 = 0.95 erreicht. Die niedrigere Geschwindigkeitsstufe bei 5 m/s führt zu einer ebenfalls guten linearen Regression der Messwerte (R^2 = 0.73) . Ähnlich, wenn auch nicht ganz so stark sind die Zusammenhänge für den Wellenverschleiß und die Wellenverschleißtiefe ausgeprägt. Negativ beeinflusst wird die Regression durch die Untersuchungen der Schmierstoffe mit niedriger Penetrativität, die aufgrund des extremen Verschleißverhaltes auch deutlich stärker streuen als die Versuche mit besser benetzenden Schmierstoffen. Ein Zusammenhang zwischen der Änderung der Berührbreite und dem Benetzungsverhalten ist nicht erkennbar. Allerdings streuen die Daten hier erheblich. Die Berührbreite ist aufgrund ihrer hohen Streuung kein in diesem Fall kein gutes Maß für Verschleißfortschritt.

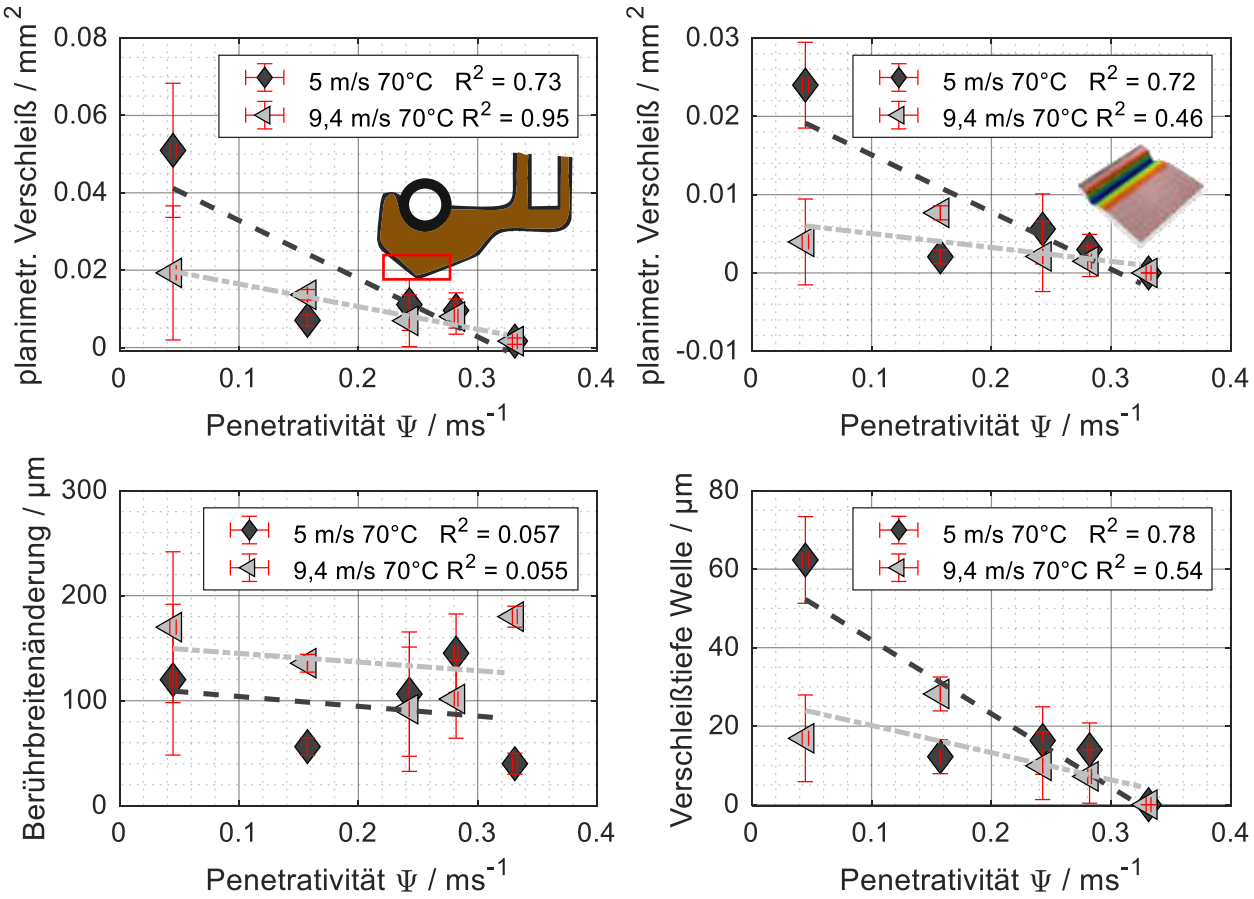


Abbildung 5: Lineare Einfachregression zwischen planimetrischem Verschleiß am RWDR (oben links), Verschleiß an der Gegenlauffläche (oben rechts), der Änderung der Berührbreite (unten links) und der Wellenverschleißtiefe (unten rechts) mit der Penetrativität.

Mit Hilfe der Rasterelektronenmikroskopie (SEM) wurden ausgewählte Probenpaare aus RWDR und Welle am Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik (IFOS) chemisch strukturell untersucht. **Abbildung 6** zeigt SE-Aufnahmen von Dichtkanten nach der tribologischen Beanspruchung im Mehrwellenprüfstand mit dem Schmierstoffen I, II, IV und V. Der Maßstab beträgt jeweils 100 µm. Alle Proben wurden vor der Untersuchung im Elektronenmikroskop präpariert und im Ultraschallbad in drei Stufen gereinigt. Die Dichtkante I ist frei von Rückständen und hat ein ausgeprägtes Plateau ohne spezielle charakteristische Rauheiten. Die Dichtkanten die mit Schmierstoff II und IV kombiniert wurden, zeigen im Gegensatz dazu weiße Anlagerungen auf und neben der Dichtkante. Bei Probe II ist die Ausbildung einer charakteristischen Rauheit auf der Dichtkante zu erkennen. Sie gleicht topographisch der von SCHULZ [19] beobachteten Rauheitsstruktur gemäß der Verzerrungshypothese. Bei Dichtkante IV ist diese charakteristische Rauheit schwach vorhanden. Die Dichtkante des RWDR, die mit Schmierstoff V beansprucht wurde, ist hingegen vollständig verschlissen. Anorganische Füllstoffe sind über die gesamte Breite aus der Elastomermischung hervorgetreten. Sie sind für extremen Verschleiß an RWDR und Welle verantwortlich [12].

Eine Analyse der zugehörigen Wellen (**Abbildung 7**) gibt weiteren Aufschluss über den Ablauf der Schädigung im Dichtkontakt. Bei Schmierstoff I ist der Verschleißbereich von umlaufenden Riefen geprägt, die durch abrasiven Verschleiß durch Füllstoffe im Dichtkontakt zu Stande kommen. Der Wellenverschleiß diese Probe ist gering ausgeprägt, bedingt durch die niedrige Viskosität und fehlende Verschleißschutzadditive aber möglich. Bei der Wellenoberfläche die mich Schmierstoff II beansprucht wurde,

ergibt sich in Übereinstimmung mit der bereits festgestellten Rauheitsstruktur, ein weiteres Indiz für die Existenz der Verzerrungshypothese: Bei hoher Auflösung ist in der SE-Aufnahme ein deutlich verzerrte Struktur zu erkennen. Interessant ist, dass diese Aufnahme in einer vergleichbaren BSE-Aufnahme (Backscattered electrons) nicht sichtbar ist und daher eine Höhe von wenigen Nanometern (nm) aufweisen muss. AES (Augerelektronenspektroskopie)-Aufnahmen der Struktur stehen aktuell noch aus. Es ist sehr wahrscheinlich, dass es sich dabei um eine organischen Ablagerung aus den Additiven im Schmierstoff bzw. einem Abdruck der verzerrten Dichtkante handelt. Diese Maße der Verzerrungen lassen sich in der Aufnahme gut quantifizieren. Der Riefengrund neben der Ablagerung ist im Vergleich zur Dichtkante extrem glatt.

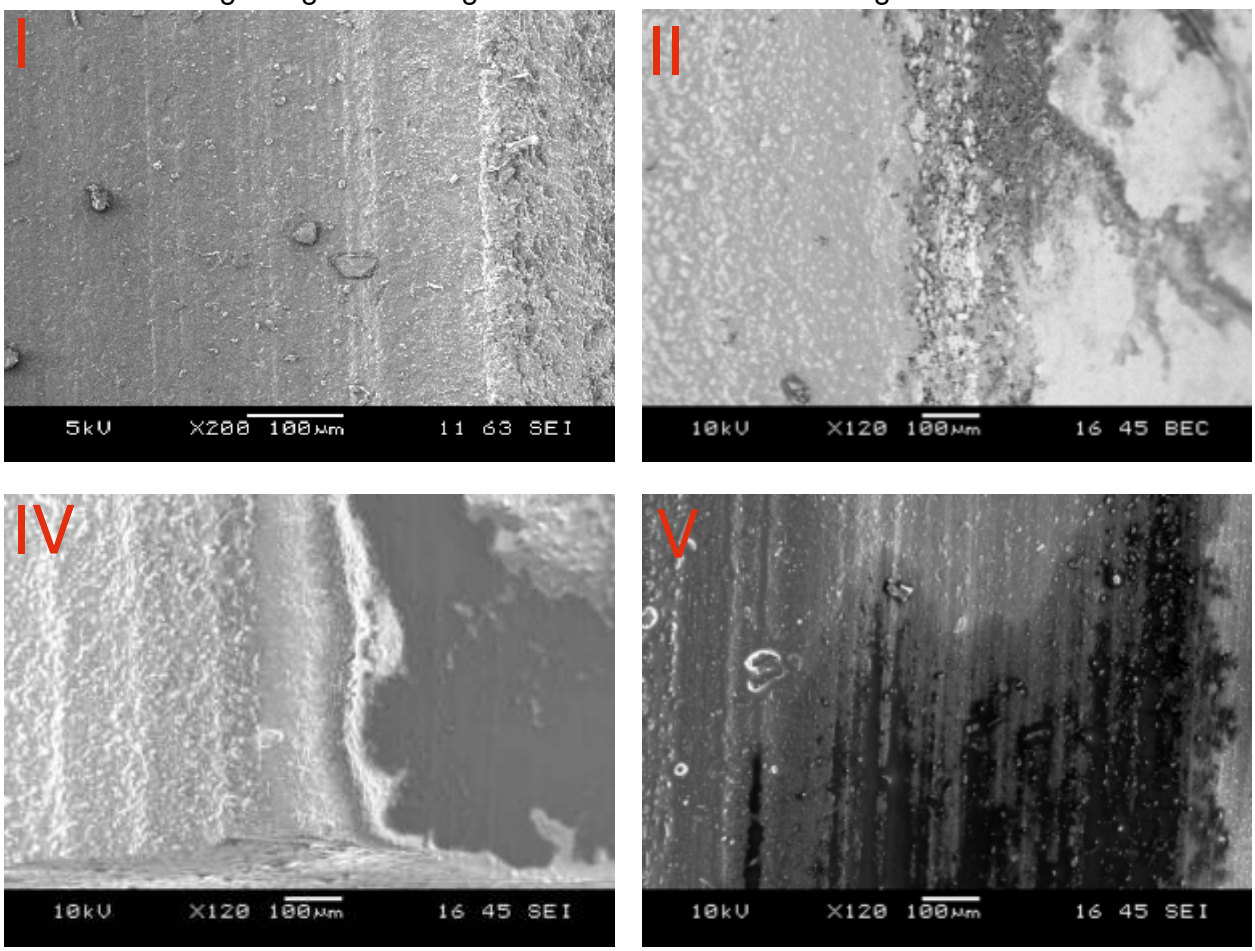


Abbildung 6: SE-Aufnahmen der Dichtkante von mit unterschiedlichen Schmierstoffen gemäß Tabelle 1 beanspruchten RWDR.

Die Gegenlaufflächen, die mit den PG-Schmierstoffen (IV und V) kombiniert wurden, zeigen auf der Ölseite erheblich organische Ablagerungen des Schmierstoffs. Das Zentrum der Laufspur ist auch bei diesen Proben frei von Rückständen. Bei der Wellen, die mit Schmierstoff V beansprucht wurde , haben sich zusätzlich flockenähnliche Partikel auf der Luftseite abgelagert. Basierend auf den Erkenntnissen der Kontaktwinkelmessung und der daraus berechneten Penetrativität, die nach Schuler [6] eine Gegenkraft zum Förderwert darstellt, liegt anhand dieser Aufnahmen nahe, dass durch den vergrößerten Fördereffekt bei PG [20], der gesamte Schmierstoff auf die Ölseite gefördert wird und die Dichtung bei PG-Schmierstoffen mehr oder weniger trocken läuft. Trotz einer großen Menge von Additiven bei Schmierstoff V (**Tabelle 2**) kommt es zum Verschleiß, weil diese Additive in der Kontaktzone nicht wirken können.

Durch diesen reibungsbedingten hohen Wärmeintrag im Zusammenspiel mit der reduzierten Schmierstoffmenge verbrennt der Schmierstoff in der Randzone des Kontaktes (vgl. **Abbildung 7**

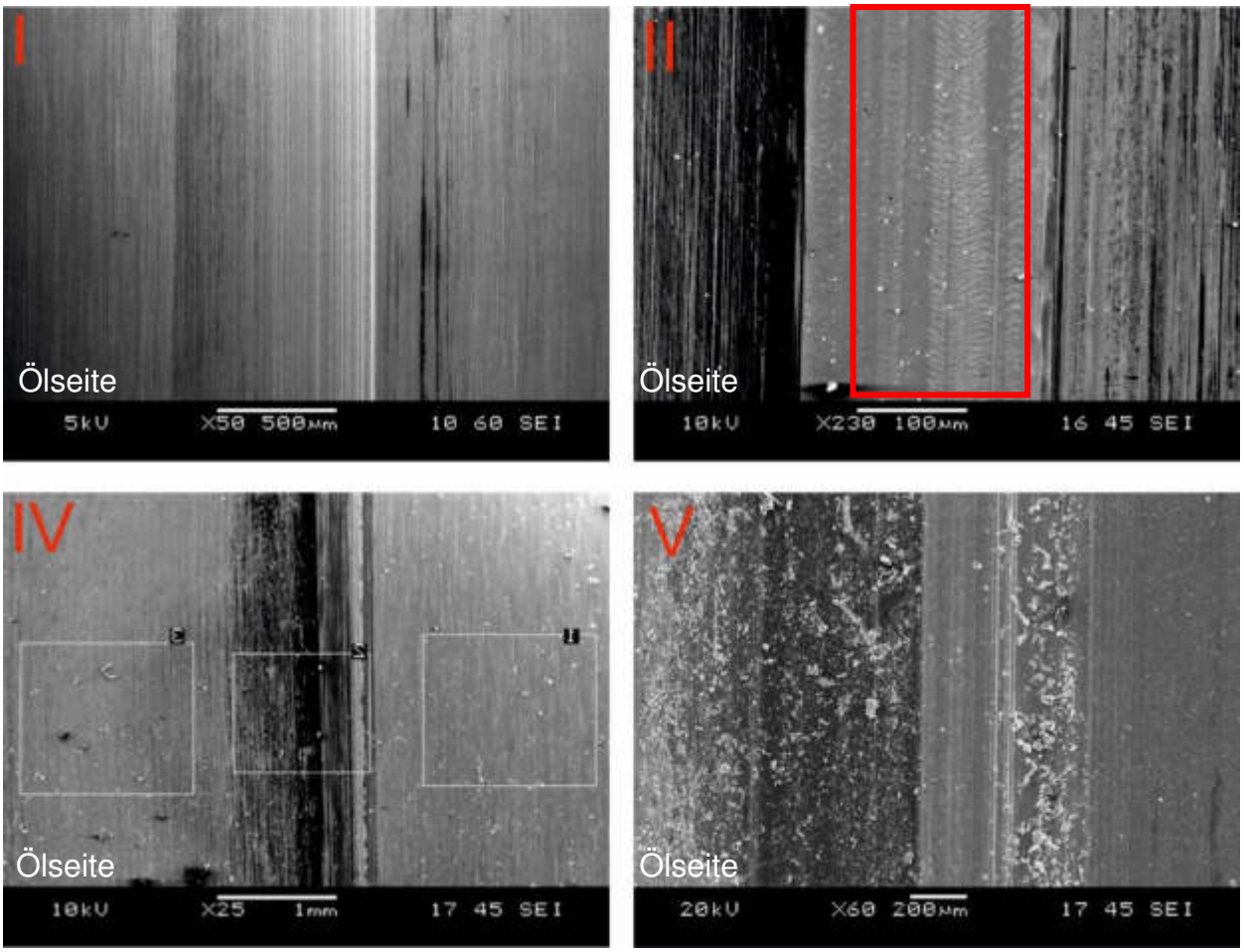


Abbildung 7: SE-Aufnahmen von mit unterschiedlichen Schmierstoffen tribologisch beanspruchter Gegenlaufflächen. Bei Schmierstoff II sind die verzerrungsähnliche Strukturen im Bereich der Laufspur sichtbar (roter Kasten).

4. Zusammenfassung

Die Messung der Benetzungsfähigkeit von Schmierstoffen kann anhand des ermittelten Zusammenhangs zwischen den tribologischen Verschleißkenngrößen und der Benetzungsfähigkeit schon vor der Anwendung des jeweiligen Schmierstoffes in Dichtsystemen eine Aussage über das zu erwartende Verschleißverhalten liefern. Dafür reicht die Charakterisierung des Kontaktwinkels auf dem Elastomerwerkstoff des RWDR und der Oberflächenspannung des Schmierstoffs aus. Die daraus berechnete Größe der Penetrativität ist für die Abschätzung von Verschleiß an beiden Körpern besonders geeignet. Die experimentellen Daten zum Verschleißverhalten deuten darauf hin, dass Polyglykole in Verbindung mit bestimmten Elastomeren bedingt durch einen erhöhten Förderwert [20] bei gleichzeitig reduzierter Penetrativität zu starkem Verschleiß neigen. Es kommt zum partiellen Trockenlauf des Kontaktbereichs.

5. Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – Projektnummer 172116086 – SFB 926“.

Dipl.-Ing. Christoph Burkhart, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stefan Thielen, Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer.
Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
D-67663 Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, Gebäude 42
Telefon: +49 (0) 631 205 2175
Telefax: +49 (0) 631 205 3716
E-Mail: burkhart@mv.uni-kl.de , stefan.thielen@mv.uni-kl.de , sauer@mv.uni-kl.de

Michaela Heier, MSc., Prof. Dr.-Ing. Hans Hasse
Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Thermodynamik (LTD)
D-67663 Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, Gebäude 42

Dr. rer. nat. Jörg Lösch, Dr.-Ing. Dr. rer. nat. Rolf Merz, Dipl.-Ing. Christine Wagner, Prof. Dr. rer. nat. Michael Kopnarski
Institut für Oberflächen und Schichtanalytik (IFOS)
D-67633 Kaiserslautern, Trippstadter Str. 120

6. Literaturverzeichnis

[1] Allan, A. und Manteufel, A.: Einfluss von Schmierstoff auf das Dichtungsmaterial. Schmierungstechnik 15 (1963) H. 3, S. 120-128.
[2] Engelke, T. und Poll, G.: Prüfverfahren zur Untersuchung der Verträglichkeit von Getriebeabdichtungen und Ölen. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): Reibung, Schmierung und Verschleiß Forschung und praktische Anwendungen; 49. Tribologie-Fachtagung, 22. bis 24. September 2008 in Göttingen / Hrsg. u. Vertrieb: Gesellschaft für Tribologie e.V. ; Bd. 2, Aachen: GfT 2008.
[3] Forschungsvereinigung Antriebstechnik (Hrsg.): Dichtungsverträglichkeit Synthetiköle – Dichtungsverträglichkeit von Synthetikölen auch unter Berücksichtigung umweltverträglicher Esterschmierstoffe. 2006.
[4] Klaiber, M.: Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen. Pdh. Thesis, 2013, Universität Stuttgart, IMA.
[5] Klaiber, M.; Bauer, F. und Haas, W.: Compatibility of Oil Additives and Elastomeric Radial Lip Seals. Tribologie + Schmierungstechnik 60 (2013) H. 3, S. 60-68.
[6] Schuler, P.: Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung. Pdh. Thesis, 2014, Universität Stuttgart, IMA, Zugriff am 12.05.2017.
[7] Washburn, E. W.: The Dynamics of Capillary Flow. Physical Review 17 (1921) H. 3, S. 273-283.
[8] Fricker, P.; Baumann, M. und Bauer, F.: How different lubricants affect the wear of steel counterfaces in radial lip sealing systems. Wear 267 (2021) 5-8, S. 203897.
[9] Lugscheider, E. und Bobzin, K.: Wettability of PVD compound materials by lubricants. Surface and Coatings Technology 165 (2003) H. 1, S. 51-57.
[10] Burkhart, C.: Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring auf mehreren Skalen. bisher unveröffentlichte Dissertationsschrift, Kaiserslautern 09.07.2021.
[11] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 3760. DIN 3760, 1996.
[12] Burkhart, C. et al.: Excessive shaft wear due to radial shaft seals in lubricated environment. Part I: Analysis and mechanisms. Wear 460-461 (2020) H. 5, S. 203419.
[13] Forschungsvereinigung Antriebstechnik: FVA Heft 660 – Referenzölkatalog. (2007) H. 660.
[14] FVA 574 II: RWDR-Dynamik II – Wechselwirkungsverhalten der Systemparameter im RWDR-System. Forschungsvorhaben Nr. 574 II, FVA 2015.
[15] Becker, S. et al.: Solvent cleaning and wettability of technical steel and titanium surfaces. Adsorption Science & Technology 34 (2016) 4-5, S. 261-274.
[16] Heier, M. et al.: Experimental Study of the Influence of the Adsorbate Layer Composition on the Wetting of Different Substrates with Water. Adsorption Science & Technology 2021 (2021) H. 11, S. 1-11.
[17] Deutsches Institut für Normung e.V.: Beschichtungsstoffe-Benetzbarkeit. Deutsche Norm 55660-2, 2009.
[18] Hüttinger, A.; Wöppermann, M. und Hermes, J.: Dynamische RWDR Tests neu definiert! . In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): 60. Tribologie-Fachtagung 2019 2019, ISBN: 978-3-9817451-4-6, S. 319-322.
[19] Schulz, M. et al.: Analysis of Fluid Flow in the Sealing Gap of Radial Shaft Seals and Elastic Deformation of the Sealing Surface. Journal of Tribology (2021), S. 1-19.
[20] Burkhart, C.; Thielen, S. und Sauer, B.: Online determination of reverse pumping values of radial shaft seals and their tribologically equivalent system. Tribologie und Schmierungstechnik 67 (2020) 5/6, S. 20-32.

Katrin Alt, Alexander Hüttinger, Markus Wöppermann, Jörg Hermes, Jürgen Braun, Tobias Schürmann

Einfluss von Gruppe I Grundölen auf die Elastomerverträglichkeit von Radialwellendichtringen

Zusammenfassung:

Getriebeöle auf Basis von Gruppe I Grundölen stellen weltweit das meistverwendete Schmierstoffsystem in industriellen Antriebssystemen dar. Anhand dynamischer Reibmomentprüfungen wird der Einfluss von Gruppe I Grundölen aus unterschiedlichen Regionen/Raffinerien auf die Elastomerverträglichkeit von Radialwellendichtringen untersucht. Die Ergebnisse deuten auf einen signifikanten Einfluss des Grundöls auf die Reibmomententwicklung im Dichtspalt und die Elastomerverträglichkeit hin.

Abstract:

Gear oils on the basis of Group I base oils are the most widely used lubricant in industrial drive systems. With dynamic friction torque tests, the influence of Group I base oils from different regions/refineries on elastomer compatibility of radial shaft seals is investigated. The results show a significant influence of base oil on the development of frictional torque in the sealing gap and the elastomer compatibility.

Motivation und Grundlagen

In industriellen Antriebssystemen wird die Funktion des tribologischen Systems hauptsächlich durch den eingesetzten Schmierstoff sichergestellt. Getriebeöle für industrielle Getriebe sind ein Gemisch aus einem Grundöl und einem Additivsystem. Das Grundöl ist das primäre Fluid, das den Schmierstofffilm und damit die Trennung der bewegten Oberflächen gewährleistet. Chemische Additive können Eigenschaften des Getriebeöls, wie z. B. die Oxidationsstabilität oder Anti-Verschleiß-Eigenschaften verbessern. Das Grundöl hält die Additive unter den Betriebsbedingungen ständig in Lösung. [1, 2]

Erdöle, aus denen mineralische Grundöle gewonnen werden, unterscheiden sich abhängig von ihrer Provenienz in ihrer chemischen Zusammensetzung und in ihren physikalischen Eigenschaften. Die Ursache dafür liegt primär in den relativen Anteilen der auftretenden Molekülarten. Moderne Raffinationsprozesse können die Unterschiede minimieren und eine gleichbleibende Qualität der Grundöle gewährleisten. Nach der Definition des *American Petroleum Institute* (API) werden Grundöle nach ihrer Zusammensetzung in Gruppen kategorisiert. Grundöle der Gruppe I (G I) bestehen aus weniger als 90 % gesättigten Stoffen und/oder mehr als 0,03 % Schwefel und haben einen Viskositätsindex zwischen 80 und 120. [1, 3]

In einem Dichtsystem geht der Kontakt von Schmierstoff und Elastomer stets mit Diffusionsvorgängen des Schmierstoffs in die polymere Molekülstruktur einher. Chemische und physikalische Reaktionsmechanismen zwischen Schmierstoff und Elastomer können die Funktion des Dichtsystems beeinflussen. Prinzipiell kann der physikalische Kontakt zwei Prozesse im Elastomer verursachen: Die mit einer Schrumpfung einhergehenden Extraktion löslicher Komponenten im Elastomer oder die Absorption des Schmierstoffs, die eine Quellung des Elastomers verursacht. Der Grad der Quellung ist abhängig von der molekularen Zusammensetzung des Schmierstoffs. [1]

Die laut API G I zugeordneten Grundöle werden untereinander als technisch vergleichbar betrachtet. Erfahrungen aus der Praxis deuten auf einen nicht vernachlässigbaren Einfluss des verwendeten G I Grundöles auf die Dichtungsverträglichkeit bei gleichbleibender Additivierung hin. Der vorliegende Beitrag untersucht anhand von dynamischen Reibmomentprüfungen die Elastomerverträglichkeit von

Radialwellendichtringen (RWDR) mit Getriebeölen, die aus Grundölen verschiedener Regionen hergestellt sind.

Prüfbedingungen

Geprüft werden Getriebeöle der Gruppe I mit ISO-VG Klasse 220. Die Grundöle für die untersuchten Getriebeöle sind marktüblich und stammen aus ausgewählten Raffinerien in den Regionen Asien (AS) und Europa (EUR). Jedes Grundöl wird mit dem Additivpaket A1 oder A2 ergänzt. Je Getriebeöl werden vier Prüfungen mit RWDR aus dem 72 NBR 902 Material der Firma Freudenberg mit den Abmessungen A38x52x7 mm durchgeführt. Der Prüfaufbau der Reibmomentprüfstände erfolgt nach Hüttinger et al. [4]. Die Durchführung und Auswertung der Prüfungen erfolgt nach der SEW-EURODRIVE Prüfspezifikation für die dynamische Prüfung von RWDR [5]. Während der Prüfung wird das Reibmoment im Dichtspalt über eine in-situ Messung nach Hüttinger et al. [4] ermittelt.

Ergebnisse

In den folgenden Abbildungen sind die Reibmomente über der Laufzeit und deren gemittelte Kurven während der dynamischen Reibmomentprüfung abgebildet. Die Reibmomentverläufe der AS und EUR Öle mit Additivpaket A1 (AS-A1, EUR-A1) sind in Abb. 1 und die der AS und EUR Öle mit Additivpaket A2 (AS-A2, EUR-A2) in Abb. 2 dargestellt. Um die gemittelten Reibmomentverläufe vergleichend betrachten zu können, werden diese in drei Phasen unterteilt. Phase I wird als Einlaufphase bezeichnet, in der die Verläufe die größte Steigung während der gesamten Laufzeit aufweisen. In Phase II entwickelt sich das Reibmoment über charakteristische Steigungen hin zu Phase III. Phase II wird nachfolgend als Alterungsphase bezeichnet. In der kritischen Phase III weisen die Verläufe entweder die meist geringste Steigung über die Laufzeit auf oder die Steigung nimmt einen vergleichsweise stark negativen Wert an.

Die Reibmomentverläufe mit AS-A1 Öl in Abb. 1.1 weisen die größte Streuung auf. Dies gilt insbesondere während Phase III, in der die Verläufe eine maximale Differenz von 0,15 Nm aufweisen. Die kritische Phase III, ab der das Reibmoment im Mittel kontinuierlich abfällt, setzt verhältnismäßig früh ein. Die Reibmomentverläufe des EUR-A1 Öls in Abb. 1.2 weichen deutlich von den Verläufen des AS-A1 Öls ab. Die anfängliche Steigung aus der Einlaufphase flacht in Phase II verhältnismäßig schnell ab. Während Phase II streuen die Verläufe am stärksten, wobei alle Reibmomentverläufe kontinuierlich ansteigen. Nach 1600 h weisen in Phase III die Verläufe zunächst ein kurzweiliges Plateau auf, bevor das Reibmoment gegen Ende von Phase III ebenfalls ein instabiles Verhalten zeigt. Bei der Analyse der RWDR, die mit EUR-A1 geprüft wurden, konnten keine nennenswerten Schädigungen festgestellt werden. An den Dichtkanten der RWDR, die mit AS-A1 geprüft wurden, konnte eine starke Verhärtung des Elastomers erfasst werden. Gemäß bekannter Prüfspezifikationen ist eine Verhärtung der Dichtkanten ein Ausschlusskriterium bei der Freigabe von Getriebeölen [5].

In Abb. 2 wird ersichtlich, dass bei der Additivierung derselben Grundöle mit A2 sich zum einen die Verläufe der Reibmomente verändern und zum anderen die Streuung der Reibmomentverläufe signifikant sinkt. Vor allem der gemittelte Reibmomentverlauf von AS-A2 in Abb. 2.1 unterscheidet sich deutlich von dem Verlauf von AS-A1. Die Einlaufphase I dauert ca. 70 h an und die Verläufe steigen mit einer maximalen Differenz von 0,03 Nm gleichmäßig an. Im Vergleich zu den anderen Ölen haben sich die Verläufe

von AS-A2 nach Phase I bereits stabilisiert und bleiben bei einem annähernd konstanten Reibmoment von 0,22 Nm über der Laufzeit. Eine Alterungsphase II oder kritische Phase III, in der sich die Verläufe in ihrer Steigung verändern, kann nicht klar definiert werden. Die Einlaufphase I von EUR-A2 in Abb. 2.2 verhält sich ähnlich zu EUR-A1 und die Alterungsphase II ist von einer vergleichbaren Dauer. Im Vergleich zu EUR-A1 streuen die Reibmomentverläufe der einzelnen Versuche von EUR-A2 deutlich geringer. Zudem fällt das Reibmoment in Phase III nicht schlagartig ab, sondern bleibt über der restlichen Laufzeit annähernd konstant oder steigt leicht weiter.

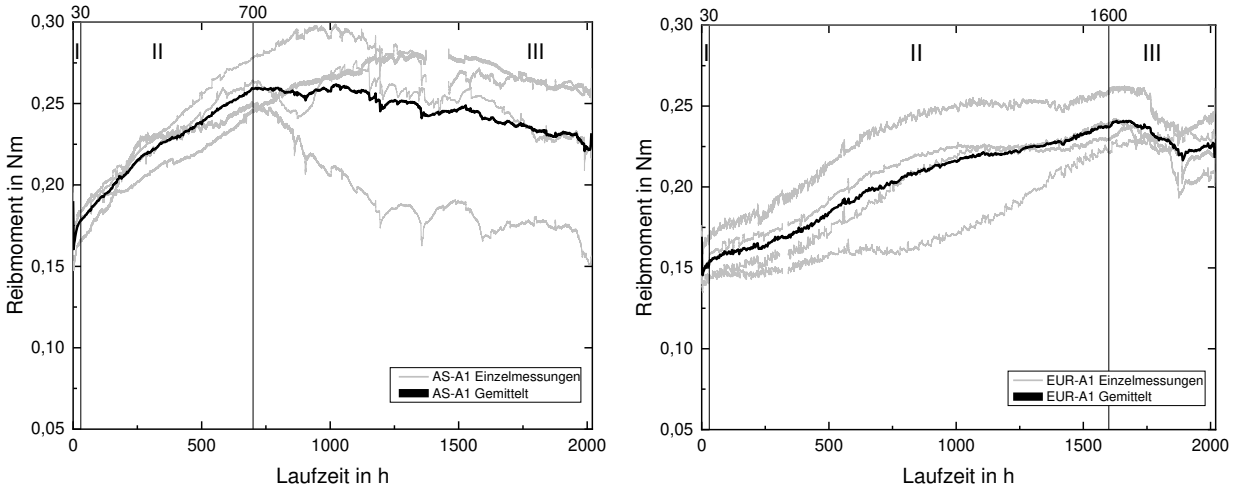


Abb. 1: Reibmoment über Laufzeit bei Prüfung nach [5] mit Getriebeölen AS-A1 (links Abb. 1.1) und EUR-A1 (rechts Abb. 1.2)

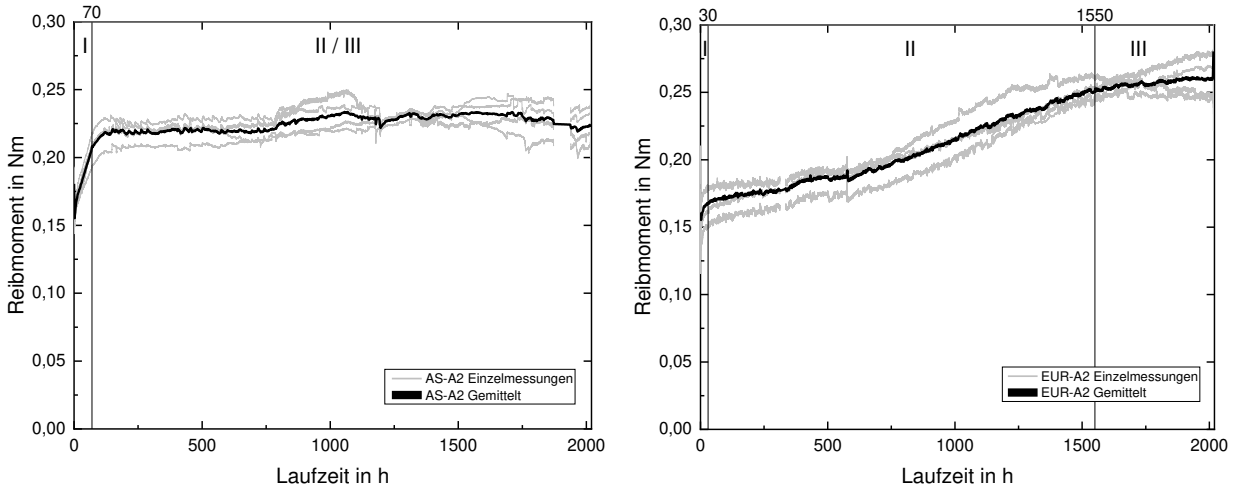


Abb. 2: Reibmoment über Laufzeit bei Prüfung nach [5] mit Getriebeölen AS-A2 (links Abb. 2.1) und EUR-A2 (rechts Abb. 2.2)

Diskussion

Die untersuchten Getriebeöle aus G I Grundölen aus verschiedenen Regionen weisen bei der dynamischen Reibmomentprüfung charakteristische Reibmomententwicklungen mit unterschiedlichen Streuungen in den einzelnen Phasen auf (Vergleiche Abb. 1.1 zu Abb. 1.2 und Abb. 2.1 zu Abb. 2.2). Besonders deutlich sind die Unterschiede mit Additivierung A1. Der Einfluss der Grundöle auf das Reibmoment im Dichtspalt kann primär in Phase II und III bewertet werden.

Die Reibmomententwicklung im Dichtspalt steht in einem direkten Zusammenhang mit dem Energieeintrag in das tribologische System. Ein stetig steigender Energieeintrag kann mit einer Temperaturerhöhung im Dichtspalt korrelieren, die chemische Reaktionsprozesse zwischen Elastomer und Öl beschleunigt. In Kombination mit anderen Verfahren zur Schadensanalyse kann der Reibmomentverlauf Aufschluss über die Verträglichkeit von Schmierstoff und Elastomer geben. Folglich deuten die unterschiedlichen Reibmomentverläufe zwischen AS und EUR mit gleichbleibender Additivierung auf einen direkten Einfluss der lokalen Abstammung des G I Grundöls auf die Elastomerverträglichkeit hin.

In Einlaufphase I kann angenommen werden, dass primär physikalische Mechanismen an der Dichtkante für den Anstieg des Reibmoments verantwortlich sind. Der aufrauende Einlaufverschleiß ist bis zu einem gewissen Grad für die Funktion der dynamischen Dichtung erforderlich und der zugehörige Steilanstieg ist charakteristisch für einige Verschleißvorgänge [6]. Chemische Prozesse zwischen Elastomer und Getriebeöl sind meist zeitintensiv, sodass ihnen nach der relativ kurzen Einlaufphase in Alterungsphase II eine größere Relevanz zugeschrieben werden kann. Die Reibmomententwicklung in Phase II könnte Auskunft über etwaige irreversible Vorgänge im Elastomer-Material geben. Grundsätzlich ist in einem tribologischen System ein Gleichgewicht der Grenzwechselwirkungen zwischen Elastomer und Schmierstoff zielführend. Folglich deutet der unregelmäßige Eintrag des Reibmoments in Phase II und III und die Verhärtung an der Dichtkante des RWDR mit AS-A1 auf ein instabiles System hin. Die hohe Streuung ist ölabhängig und spricht für ein System mit geringer Zuverlässigkeit und Wiederholbarkeit.

Ein Abfall des Reibmoments in der kritischen Phase III, der in den vorliegenden Untersuchungen vor allem mit Additivierung A1 beobachtet werden kann, kann mit einem fortschreitenden Verlust der Dichtfunktion in Zusammenhang gebracht werden. Erfahrungen aus der Praxis zeigen eine Korrelation zwischen einem signifikanten Reibmomentabfall und einer auftretenden Leckage, die meist gegen Ende von Phase II oder während Phase III auftritt. Die Prozesse zwischen Elastomer und Getriebeöl während einem kontinuierlichen Reibmomentabfall in Phase III sind derzeit nicht untersucht.

Zusammenfassung und Ausblick

Anhand von dynamischen Reibmomentprüfungen wurde die Elastomerverträglichkeit von RWDR mit Getriebeölen aus G I Grundölen aus verschiedenen Regionen untersucht. Zwischen den Getriebeölen mit G I Grundölen zeigen sich signifikante Unterschiede in der Reibmomententwicklung und damit im Energieeintrag in das tribologische System. Ein stetig steigender Energieeintrag steht in einem direkten Zusammenhang mit Schadensmechanismen an der Dichtung und damit mit der Verträglichkeit von Getriebeöl und Elastomer. Die Formulierung eines Additivpakets für Getriebeöle, das weltweit mit G I Grundölen kombiniert werden soll, kann nicht unabhängig von der Abstammung des G I Grundöls erfolgen. Eine unzureichende Abstimmung des Additivpakets kann zu einem instabilen tribologischen System führen. Mit einem abgestimmten Additivpaket können die Unterschiede zwischen den G I Grundölen nachweislich minimiert und die Eigenschaften des Getriebeöls deutlich verbessert werden.

Anhand einer Bestimmung der relativen Anteile der vorkommenden Moleküle in den G I Grundölen ist im Nachfolgenden der Einfluss der Molekülanteile auf die Reibmomententwicklung zu untersuchen.

Zudem ist mit einer Echtzeitüberwachung des Reibmoments eine zeitlich abgepasste Analyse der RWDR an die einzelnen Phasenübergänge möglich. Anhand der Ergebnisse sollten Zusammenhänge zwischen Schadensmechanismen an der Dichtkante und der charakteristischen Reibmomententwicklung erkennbar sein. Dies kann Rückschlüsse auf die vorherrschenden physikalischen und chemischen Wechselwirkungen während der einzelnen Phasen zulassen.

Quellenangaben

[1] Mortier R M, Fox M F and Orszulik S T 2010 *Chemistry and Technology of Lubricants* (Dordrecht: Springer Netherlands)

[2] Czichos H and Habig K-H 2020 *Tribologie-Handbuch* (Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden)

[3] Gerthsen T 2008 *Chemie für den Maschinenbau: Organische Chemie für Kraft- und Schmierstoffe Polymerchemie für Polymerwerkstoffe* (Universitätsverlag Karlsruhe)

[4] Alexander Hüttinger, Markus Wöppermann, Jörg Hermes 2019 Dynamische RWDR Tests neu definiert *Dynamische RWDR Tests neu definiert! GfT Tribologie-Fachtagung* ed A Hüttinger *et al* pp 319–22

[5] SEW-EURODRIVE Prüfvorschrift: Statische und dynamische Prüfungen von Radialwellendichtringen (RWDR)

[6] Bauer F 2021 *Federvorgespannte-Elastomer-Radial-Wellendichtungen* (Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden)

Autoren

M.Sc. Katrin Alt [1], Dipl.-Ing. Alexander Hüttinger [1], Dr.-Ing. Markus Wöppermann [1], Dr.-Ing. Jörg Hermes [1], Dr. Jürgen Braun [2], B.Sc. Tobias Schürmann [2]

[1] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, Ernst-Blickle-Straße 42 in 76646 Bruchsal
[2] FUCHS SCHMIERSTOFFE GmbH, Friesenheimer Str. 19 in 68169 Mannheim

Susanne Hahn, Simon Feldmeth, Frank Bauer

Test and evaluation method for greases in grease-sealing rotary shaft seals

Zusammenfassung:

Fettgeschmierte Dichtsysteme zeigen im Vergleich zu ölgeschmierten Dichtsystemen deutlich häufiger Mangelschmierung. Verschiedene Fette zeigen dabei ein unterschiedliches Schmiervermögen im Dichtsystem. Zur Untersuchung dieses Schmiervermögen wurde eine Prüf- und Bewertungsmethodik entwickelt, mit der die Schmierfähigkeit von Fetten bewertet und miteinander verglichen werden kann. Die Test- und Bewertungsmethode besteht aus einem Prüflauf und einer anschließenden Analyse der Testkomponenten. Der Prüflauf umfasst ein 24-stündiges Drehzahlkollektiv und wird auf einem Prüfstand mit einem realen Dichtsystem durchgeführt. Für die Bewertungsmethode werden acht Kriterien analysiert, die für die Bewertung der Mangelschmierung als geeignet eingestuft wurden. Zu den Kriterien gehören sowohl während des Prüflaufs gemessenen Daten, wie Reibung und Temperatur, als auch Kriterien, die bei der anschließenden Untersuchung aller Testkomponenten geprüft werden. Alle Kriterien werden für die einzelnen Prüfläufe bewertet und zu einer Gesamtnote zusammengefasst, die einen direkten Vergleich verschiedener Fette ermöglicht. Die entwickelte Test- und Bewertungsmethode zeigt erhebliche Unterschiede zwischen 23 untersuchten Fetten auf. Sie ist demnach geeignet, die Schmierfähigkeit von Fetten in Dichtsystemen in kurzer Zeit zu analysieren und zu vergleichen. Durch die schnelle Prüfung und gezielte Auswertung der relevanten Kriterien können Schmierfette wesentlich kosten- und ressourceneffizienter als bisher getestet werden.

Abstract:

Grease-lubricated sealing systems show starved lubrication much more frequently than oil lubricated sealing systems. Different greases provide different lubricity to the sealing system. A test and evaluation method was developed that allows to assess the lubricity of different greases and to compare them with each other. The test and evaluation method consists of a test run and a subsequent analysis of the test components. The test run comprises a 24-hour speed collective and is performed on a test rig using real sealing system components. For the evaluation method, eight criteria are analysed, which are rated suitable for evaluating starved lubrication. The criteria include parameters measured during the test run, such as friction torque and temperature, as well as parameters inspected in the subsequent examination of all test components. All criteria are assessed and combined to an overall score, that allows to directly compare different greases with each other. The test and evaluation method developed reveals significant differences between 23 greases examined. Thus, the lubricity of greases in sealing systems can be analysed and compared much more quickly than in the past. Thanks to the rapid testing and focused evaluation of the relevant criteria, greases can be tested much more cost- and resource-efficiently than before.

Introduction

Grease lubrication is often preferred to oil lubrication, because the design effort is lower and a lifetime lubrication can be realised. The sealing of grease on the other hand causes various problems compared to oil sealing. Sealing systems with grease lubrication show starved lubrication much more frequently than oil lubricated systems [1, 2]. Starved lubrication can damage the sealing edge and thus cause a failure of the sealing system and a leakage of the grease. This grease is no longer available for lubricating the machine parts, which can lead to the failure of entire assemblies. Outside the sealing system, wear and leaking grease reveal the damage to the users. The reasons for starved lubrication are multiple and in the focus of current research [3].

Starved lubrication is rather a phenomenon than a parameter that can be evaluated directly. In the field rolling bearings the lubrication can (e.g.) be estimated by means of the film thickness of the greases [4, 5]. This concept cannot be applied to rotary shaft seals for several reasons. First, the film thickness of rotary shaft seals cannot be measured in operation. Second, the lubrication conditions of seals differ fundamentally from the lubrication conditions in rolling bearings. This concerns e.g.:

- the geometry: non-conforming contact (balls) versus conforming contact (angular shape of the sealing edge)
- the materials: hard contact (steel on steel) versus soft contact (elastomer on steel)

- the replenishment: rollover versus constant position of circumferential sealing edge
- the load: Hertzian pressure up to several thousand MPa [6] versus up to a few MPa [7]

As starved lubrication in grease sealing rotary shaft seals cannot be measured directly, it must be studied indirectly through other criteria that indicate the lubrication condition. Narten [8] analysed the influence of the components and environment of a grease-sealing system. Test runs were evaluated by means of the temperature of the components of the sealing system, the friction torque, the wear track on the shaft, the seal and the change in the radial load. Sommer [9] analysed the influence of different thickeners and thickener concentrations on grease-lubricated sealing systems. Thereby, he evaluated the friction and the temperature of the sealing system as well as the wear track and the sealing edge. This analysation is well suitable to compare a limited amount of different sealing systems. To analyse and compare the lubrication condition of many different sealing systems, a direct qualitative comparison of different measurement parameters is no more practical. Instead, the most relevant criteria must be identified and the evaluation of the single criteria must be combined in one quantitative and therefore comparable indicator. If the values for this evaluation are gathered with a standardises test run, the lubrication condition of different sealing systems can directly be compared with each other, and the method can be used to select the best lubricating sealing system out of a given selection. This paper presents such a test and evaluation method, that was developed as part of the ‘Fettmangel’-project [3].

The test and evaluation method was developed and applied to compare the lubricity of 23 different greases in a sealing system. All greases are commercially available greases with different thickeners, base oils and additives. They have NLGI grades from below the definition (<000) up to 2-3. In the tests, rotary shaft seals of the form BAU4X2 50x65x8 of the company Freudenberg made of nitrile butadiene rubber (72 NBR 902) were used with needle bearing inner rings of type INA IR45X50X35-EGS as counterfaces. The inner rings have plunge-ground surfaces and their lead-freeness was verified before the tests as described in [10–13]. The rotary shaft seals were named with a continuous number in form of ‘FM123’. As each test run was conducted with a new seal, this number is used to identify the test runs.

Test devices

The test runs were carried out on a friction torque test rig in Figure 1. The test rig has two independent test units whose shafts rotate in opposite directions. The counterface is mounted on a shaft adapter and driven by a servo motor via a belt. The seal in the seal holder is mounted in an air bearing. Therefore, the friction torque of the sealing system can be evaluated via a load cell on which the seal holder rests. A pyrometer measures the temperature on the air side of the seal, close to the sealing contact.

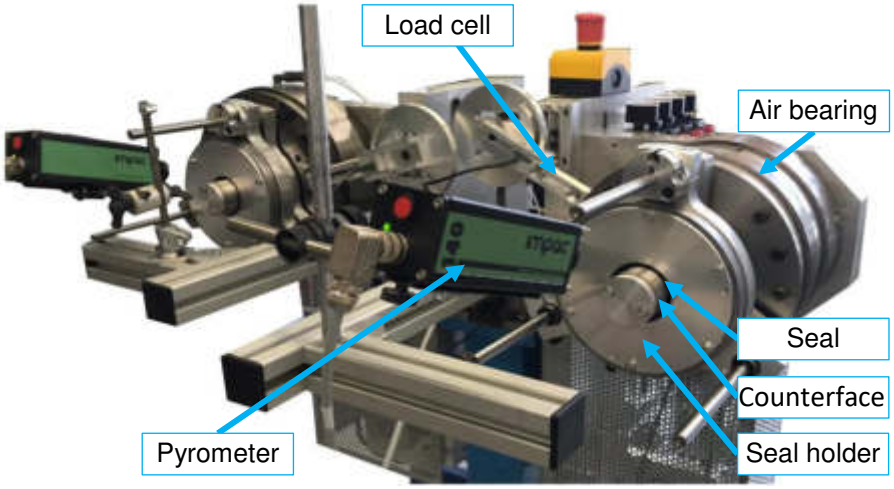


Figure 1: Friction torque test rig

After the test run, the sealing systems are examined for different kinds of damages. The seals are analysed uncleaned and cleaned with a Keyence VHX-1000 digital microscope, using the IMA-Sealobserver® [14] that not only allows a focused view of the whole sealing lip but also a quantitative measurement of the wear width [15]. The depth and wear width of the wear track on the counterface were investigated with a HOMMEL T8000 roughness measuring device [16].

Test procedure

Figure 2 shows the test cycle used for the test runs. The test cycle consists of seven one-hour sections each with ascending circumferential velocities of 0.15...5.5 m/s and a subsequent standstill period of 1 h. The circumferential velocities were selected on the basis of tests where only wear and no thermal overload was observed [9]. This eight-hour test cycle is repeated three times so that a test run lasts 24 hours. The test runs are carried out without tempering the test rig.

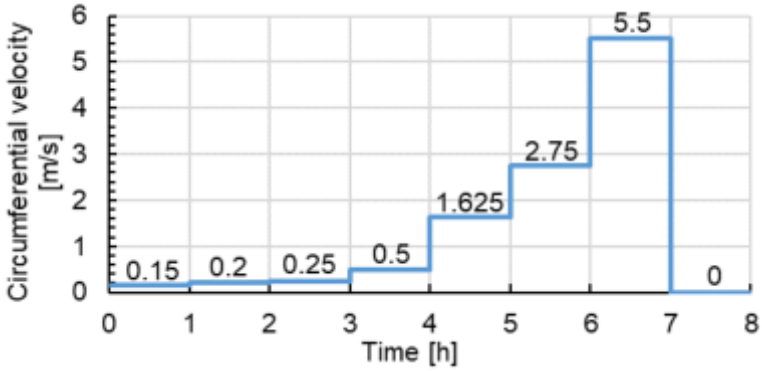


Figure 2: Test cycle, the eight-hour test cycle is repeated three times during one 24-hour test run

Before the test run, approximate 1 ml of the test grease is applied to the shaft by means of a syringe. While the shaft is rotating slowly (Figure 3, left) the grease is put on, until the shaft is completely surrounded by a grease ring (Figure 3, center). The seal is then pushed over this ring as shown in Figure 3 (right), so that the ring is located on the fluid side of the sealing edge.

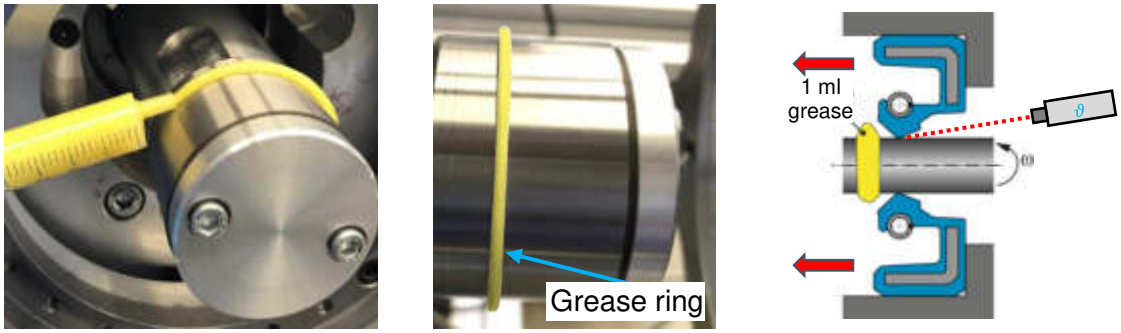


Figure 3: Application of the grease ring (left), complete grease ring (center), sliding the seal over the grease ring (right)

Evaluation criteria

Starved lubrication in rotary shaft seals cannot be measured directly but must be assessed indirectly via other criteria. In order to realise a robust evaluation, eight criteria, that proved themselves relevant in the assessment of sealing systems in the past [3], were evaluated for the test runs with the 23 greases. These criteria are described in Table 1 and base on measurements during the test run, a microscopic analysis of the seal and an evaluation of the wear track after the test run.

Table 1: Evaluated criteria

Criteria	Quanti-tative	Quali-tative	Grade	Assessment scale
Measurements during the test run				
Temperature fluctuation		x	1	Only small fluctuation, test cycles are similar
			5	Strong fluctuation, test cycles differ strongly
Friction torque fluctuation		x	1	Only small fluctuation, test cycles are similar
			5	Strong fluctuation, test cycles differ strongly, outliers
Microscopic analysis after the test run				
Abrasion particles		x	1	No abrasion visible on the air side
			5	Severe abrasion, sealing lip is not visible under abrasion
Grease: visual impression		x	1	No discoloration of the grease and no particles are visible in the grease
			5	Strong discoloration of the grease, the grease is interspersed with particles, the particles form a solid deposit on the sealing edge
Sealing edge: max. wear width	x		1	Lowest maximum wear width (0.15 mm)
			5	Highest maximum wear width (0.88 mm)
Evaluation of the wear track after the test run				
Wear track: visual impression		x	1	Wear track barely visible without aids
			5	Wear track broad and strongly discoloured
Wear track: depth	x		1	Wear track not recognisable in tactile measurement
			2	Wear track recognisable in tactile measurement (roughness smoothing)
			3	Minimum measured value (1.48 µm)
			5	Maximum measured value (7.64 µm)
Wear track: width	x		1	Wear track not recognisable in tactile measurement
			2	Wear track recognisable in tactile measurement (roughness smoothing)
			3	Minimum measured value (0.222 mm)
			5	Maximum measured value (0.921 mm)

The level of the friction torque and temperature as well as the change in the radial load and the visual impression of the sealing edge do not correlate with the other criteria, therefore these criteria are not further discussed in this work but displayed in [3]. As there are quantitative and qualitative criteria, all criteria are assessed with grades from 1 (very good) to 5 (very bad) so that they can be compared directly with each other. This also allows to finally average all criteria for each test run, so that the test runs can directly be compared with each other. In the following, the evaluation of the single criteria is illustrated on the example of a good and a bad result for each criterion.

Figure 4 shows the measurement of the temperature on the air side of the sealing contact for two sealing systems. While Grease 7/FM048 displays a regular record with similar cycles, Grease 17/FM064 reveals a fluctuating temperature that differs a lot between the single cycles.

Grease 7 FM048	
Criterion	**Grade**
Temperature fluctuation	1.0
Grease 17 FM064	
Criterion	**Grade**
Temperature fluctuation	5.0

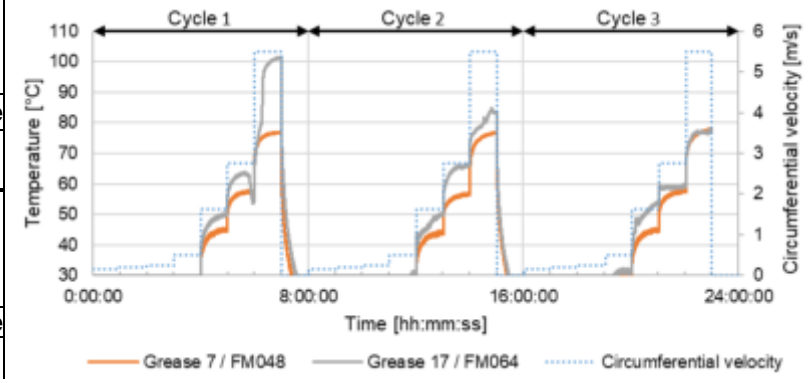
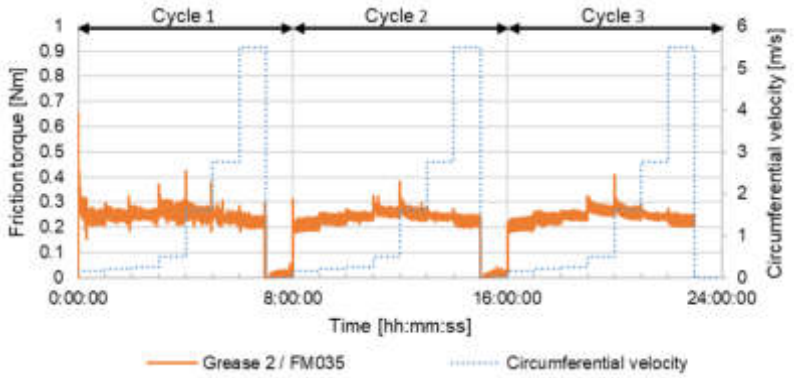


Figure 4: Temperature of test runs

Figure 5 shows two friction torque curves. The friction torque of Grease 2/FM035 (top) proceeds as expected: After a short descend of the friction torque at the beginning, it shows only little fluctuation during the first cycle, whereas the second and third cycle have a very smooth friction torque that strongly resemble the first. When the circumferential velocity is increased, the friction torque first rises for a short time until the system has adapted itself on the new conditions. Grease 19/FM042 (bottom) in contrast shows strong fluctuation with big differences between the single cycles, which indicates changing lubrication conditions during the test run.

Figure 6 shows an optical microscope image at 50x magnification of the sealing edge after the test run in an uncleaned condition. While Grease 2/FM035 shows no abrasion particles on the air side, a thick layer of abrasion particles on the air side of Grease 19/FM042 covers parts of the sealing lip.
Grease 2/FM035 (top) has not visibly changed across the test and shows neither discoloration nor particles in the grease, whereas Grease 19/FM042 (bottom) is interspersed with particles. It is not clear, if these particles origin from abrasion or/and from carbonised grease components. A solid deposit layer developed close to the sealing edge.

Grease 2 FM035	
Criterion	**Grade**
Friction torque fluctuation	1.5



Grease 19 FM042	
Criterion	**Grade**
Friction torque fluctuation	4.0

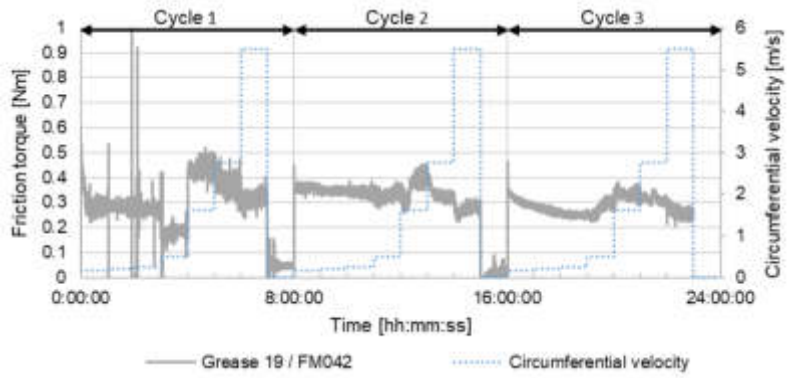


Figure 5: Friction torque of test runs

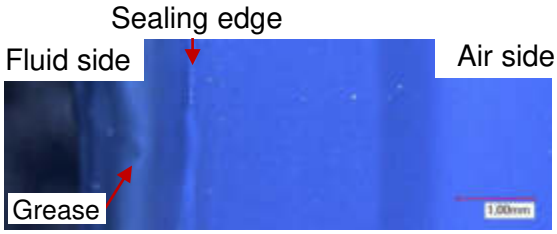
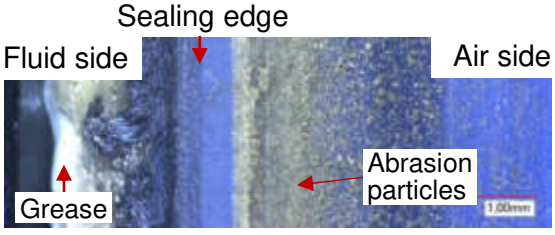
	Sealing edge after test run (Magnification 50x)	**New grease**
Grease 2 FM035		
Criterion / **Grade**		
Abrasion particles: 1.0		
Grease: visual impression: 1.0		
Grease 19 FM042		
Criterion / **Grade**		
Abrasion particles: 4.0		
Grease: visual impression: 4.0		

Figure 6: Visual impression of the grease after the test run

Figure 7 shows the cleaned sealing edge of two systems with a magnification of 200. While Grease 2/FM035 (top) shows only a small sealing edge with a maximum wear width of 0.20 mm, Grease 19/FM042 (bottom) is broadly worn on a maximum width of 0.71 mm.

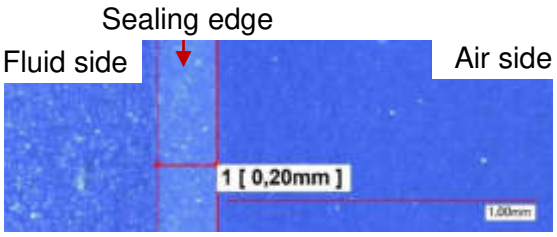
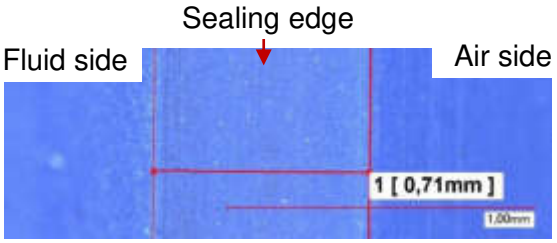
	Sealing edge after test run, cleaned (Magnification 200x)
Grease 2 FM035 **Criterion** / **Grade** Sealing edge: max. wear width / 1.3	
Grease 19 FM042 **Criterion** / **Grade** Sealing edge: max. wear width / 4.1	

Figure 7: Wear width of the sealing edge after the test run

Figure 8 shows a counterface after the test run (top) and a tactile measurement of its surface (bottom). The wear track of Grease 15/FM061 is barely visible on the counterface and not recognisable in the tactile measurement. Grease 13/FM053 instead shows a broad and discoloured wear track that is clearly evident in the tactile measurement with a depth of $7.30\ \mu m$ and width of $0.921\ mm$.

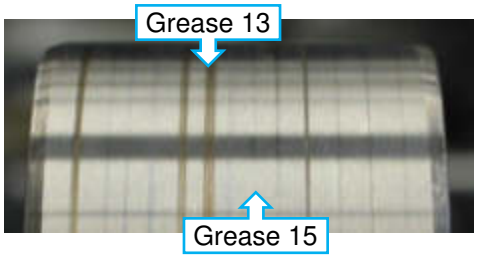
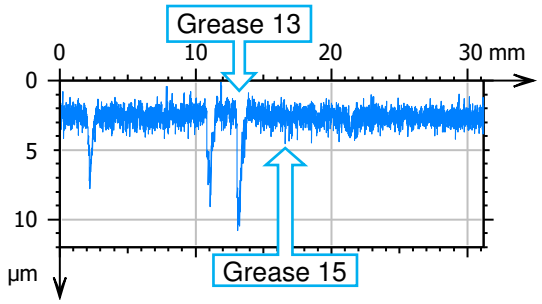
Grease 15 FM061 **Wear track** **Criterion** / **Grade** Visual impression / 1.0 Depth / 1.0 Width / 1.0	
Grease 13 FM053 **Wear track** **Criterion** / **Grade** Visual impression / 5.0 Depth / 4.9 Width / 5.0	

Figure 8: Evaluation of the wear track on the counterface after the test run: visual impression (top), tactile measurement (depth and width, bottom)

Evaluation of the tested greases

Each of the 23 greases was tested in at least one test run in each rotational direction, and the eight criteria were analysed for each test run. The eight grades were then averaged for all test runs, Figure 9. The individual tests (identified by the name of the seal e.g. FM123) were listed in ascending order of mean value. Good grades are highlighted in green whereas bad grades are highlighted in red. The overview over all tests (Figure 9, right) shows significant differences between the single tests. Tests with a good arithmetic mean show good results over all criteria whereas greases with a bad arithmetic mean are

rated bad in most criteria. Tests that were carried out with the same grease usually show similar results, so the results are reproducible.

Seal	Grease	1 Temperature fluctuation	2 Friction torque fluctuation	3 Abrasion particles	4 Grease: visual impression	5 Sealing edge: wear width	6 Wear track: visual impression	7 Wear track: depth	8 Wear track: width	Arithmetic mean of grades
FM063	Grease 16	2.0	2.5	2.0	1.5	1.4	2.0	2.0	2.0	1.9
FM011	Grease 8	3.0	1.8	2.0	1.0	1.1	3.0	2.0	2.0	2.0
FM039	Grease 10	2.5	1.8	3.0	3.0	1.2	3.5	3.0	3.2	2.7
FM017	Grease 10	2.5	2.0	3.0	3.0	1.2	3.5	3.1	3.5	2.7
FM065	Grease 17	4.5	5.0	2.5	2.5	1.8	4.0	2.0	2.0	3.0
FM037	Grease 4	3.5	4.0	3.5	2.0	2.6	3.5	3.2	3.6	3.2

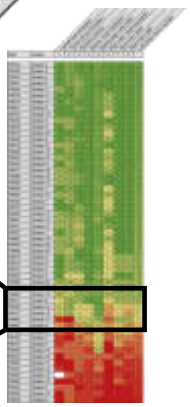


Figure 9: Summary of the grades of all tests

To assess the lubricity of the greases, the arithmetic mean of all single grades of all tests with each grease was averaged to the overall grease score N. Figure 10 shows the greases sorted by ascending N. The error bars indicate the lowest and the highest arithmetic mean of the individual test runs. Most greases show reproducible results with only a small fluctuation between the tests, resulting in differences of maximum 0.19 in N. Exceptions are the greases 10, 4 and 17, whose scores differ by 1.4 to 2.9, so that an assessment of starved lubrication is difficult. However, there are clear differences between well lubricating greases with an overall grease score between 1 and 2 and increasingly starved lubricating greases with an overall grease score above 3.5. So, an identification of starved lubricating greases seems possible with a 24-hour test run and the presented test and evaluation method. Nonetheless, at least 2 tests should be run for each grease.

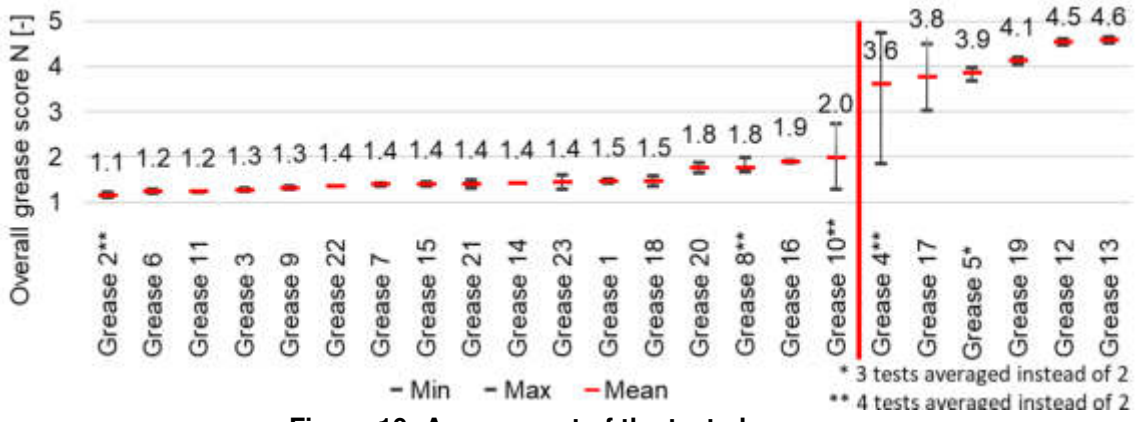


Figure 10: Assessment of the tested greases

Summary and conclusion

Starved lubrication is a common problem with grease lubricated rotary shaft seals. As the lubrication condition in seals can't be measured or evaluated directly with one parameter, an alternative evaluation is needed to compare different greases with each other. Therefore, a test and evaluation method was presented, that helps to evaluate the lubricity of greases and allows to compare different greases with each other. The 24-hour

test run and the test components are evaluated on the basis of 8 criteria. A rating of the criteria according to a standardized system allows the direct comparison between qualitative and quantitative criteria and also between the different greases using an overall grease score N. This arithmetic mean of all criteria of all tests per grease provides a quantitative characteristic of the lubricity of the grease. The evaluation shows considerable differences between the greases and thus allows to differ between well and badly lubricated sealing systems.

The presented test and evaluation method allows to analyse and compare the lubricity of greases in sealing systems much faster than it was previously possible. Thanks to the rapid testing and focused evaluation of the relevant criteria, lubricating greases can be tested much more cost- and resource-efficiently than before.

Some of the criteria, e.g. abrasion and condition of the grease or depth and width of the wear track, are not totally independent of each other [17]. Nonetheless, the arithmetic mean value as indicator of the lubrication condition of a sealing system bases on enough different criteria, so that the result is robust against measurement errors or individual outliers. Still, one approach could be to reduce the number of criteria assessed by reducing directly related criteria. It also might be possible to reduce the testing effort with only a minor effect on the overall grease score by dispensing with expensive measurements such as friction torque.

Acknowledgements

The IGF project 19930 N/1 of the Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) was funded by the AiF as a support of the Industrielle Gemeinschaftsforschung (IGF, Industrial Collective Research) by the Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (BMWi) on the basis of a decision by the German Bundestag.



References

[1] **Baart, P.; Lugt, P. M.; Prakash, B.:** *Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2009, 223 (3), pp. 347–358. https://doi.org/10.1243/13506501JET473

[2] **Narten, M.:** *Abdichtung von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminderung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche*. Ph.D. thesis, University of Stuttgart, 2014, ISBN 978-3-936100-53-2.

[3] **Jaekel, S.; Feldmeth, S.; Bauer, F.:** *Fettmangel. Vermeidung von Mangelschmierung bei fettabdichtenden Radial-Wellendichtungen*. Final report FKM project No. 446, IGF-Nr. 19930 N, Heft: 338, Frankfurt am Main: FKM, 2021.

[4] **Hurley, S.; Cann, P. M.:** *Starved Lubrication of EHL Contacts - Relationship to Bulk Grease Properties.* NLGI Spokesman, 2000, 64 (2), pp. 15-23.

[5] **Lubrecht, T.; Mazuyer, D.; Cann, P.:** *Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsions and greases*. Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Series IV - Physics, 2001, 2 (5), pp. 717–728. https://doi.org/10.1016/S1296-2147(01)01208-2

[6] **Schaeffler Technologies AG & Co. KG:** *Lubrication of Rolling Bearings. TPI 176*, Technical Product Information, 2013.

https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_176_de_en.pdf (last visited August 4, 2021)

[7] **Bauer, F.:** *Federvorgespannte-Elastomer-Radial-Wellendichtungen Grundlagen der Tribologie & Dichtungstechnik, Funktion und Schadensanalyse*: Springer Vieweg, 2021, https://doi.org/10.1007/978-3-658-32922-8

[8] **Narten, M.; Haas, W.:** *Fließfette. Abdichtung von Fließfetten*. Final report FVA project No. 573, IGF-Nr. 15703 N, Heft: 1016, Frankfurt/Main: VDMA Verlag, 2012.

[9] **Sommer, M.:** *Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell*. Ph.D. thesis, University of Stuttgart, 2015, ISBN 978-3-936100-60-X.

[10] **Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente:** *IMA-Mikrodrall®Analyse,* IMA-TechSheet, V1, Stuttgart. https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/dienstleistungen/104140.pdf (last visited August 4, 2021)

[11] **Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente:** *Makrodrallmessung nach MBN31007-7,* IMA-TechSheet, V1, Stuttgart. https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/dienstleistungen/104130.pdf (last visited August 4, 2021)

[12] **Mercedes-Benz:** MBN 31007-7: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit Mess- und Auswerteverfahren zur Bewertung von drallreduzierten dynamischen Dichtflächen.* Technical Standard, September 2008.

[13] **Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente:** *Drallmessung nach der Fadenmethode,* IMA-TechSheet, V1, Stuttgart. https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/dienstleistungen/104150.pdf (last visited August 4, 2021)

[14] **Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente:** *IMA-Sealobserver,* IMA-TechSheet, V1, Stuttgart. https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/einrichtungen/102070.pdf (last visited August 4, 2021)

[15] **Baumann, M.; Bauer, F.:** *Modern Visual Methods for Wear Analysis at Radial Shaft Seals* (in German). In: 20th International Sealing Conference, Frankfurt am Main: Fachverband Fluidtechnik im VDMA e.V, 2018, pp. 93–104, ISBN 978-3-8163-0727-3.

[16] **Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente:** *Taktiles Oberflächenmessgerät von der Firma Hommel,* IMA-TechSheet, V1, Stuttgart. https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/einrichtungen/102040.pdf (last visited August 4, 2021)

[17] **Bauer, F.:** *Tribologie, prägnant und praxisrelevant*: Springer Vieweg, 2021, https://doi.org/10.1007/978-3-658-32920-4

Authors

Susanne Hahn, née Jaekel, M.Sc.
Dipl.-Ing. Simon Feldmeth
PD Dr.-Ing. Frank Bauer

Phone: +49 (0)711 / 685-66176
Mail: susanne.hahn@ima.uni-stuttgart.de

University of Stuttgart
Institute of Machine Components (IMA)
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart, Germany

www.ima.uni-stuttgart.de

Niklas Bauer, Susanne Hahn, Simon Feldmeth, Frank Bauer, Katharina Schmitz

Rheological Characterization and EHL Simulation of a Grease in a Lubricated Sealing Contact

Zusammenfassung:

Diese Arbeit gibt Einblicke in das tribologische Verhalten fettgeschmierter Kontakte in pneumatischen Schieberventilen. Aufgrund des stark nicht-newtonschen Fließverhaltens des Fettes wurden verschiedene rheologische Messungen durchgeführt, um die beiden Materialmodelle nach Herschel-Bulkley und Palacios-Palacios zu parametrieren. Diese beiden Materialmodelle wurden in eine EHD Simulation des Dichtkontakts integriert und für zwei Temperaturen qualitativ verglichen. Für das Dichtsystem ist die Reibkraft nahezu unabhängig von der Wahl des Materialmodells. Außerdem konnten mit einer newtonschen Näherung des Fließverhaltens qualitativ vergleichbare Reibkräfte mit etwa 10 % Abweichung gegenüber den nicht-newtonschen Modellen erzielt werden.

Abstract:

This contribution provides an insight into the tribological behavior of grease-lubricated contacts in pneumatic spool valves. As the properties of the grease are strongly non-Newtonian, multiple measurements were performed to parameterize two viscosity models, the Herschel-Bulkley and the Palacios-Palacios model. These models are integrated into an EHL simulation of the sealing contact and qualitatively compared for two temperatures. For that system, the total friction force is rather unaffected by the choice of the viscosity model. In addition, qualitatively similar results with about 10 % deviation from the non-Newtonian behavior could be obtained using a Newtonian approximation of the lubricant.

Introduction

The properties of the lubricant have a significant influence on the tribological behavior of a sealing system. In many applications, sealing contacts are lubricated by oil which can be modeled sufficiently accurate with Newtonian behavior. However, in grease lubricated sealing systems such as within pneumatic valves, the lubricant shows significantly non-Newtonian behavior. In that case, more detailed measurements have to be performed in order to accurately describe the lubricant and ultimately calculate the friction. This paper presents measurements of several rheological properties of a grease used in a pneumatic spool valve. Based on these measurements, the Herschel-Bulkley and Palacios-Palacios model are parametrized and implemented into an elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) simulation of the sealing contact. The resulting friction forces are compared qualitatively for two different temperatures. In addition, the difference between the two non-Newtonian viscosity models and a Newtonian approximation of the fluid is discussed with respect to an application in the EHL simulation of seals in pneumatic spool valves.

Pneumatic spool valves

Pneumatic spool valves are used to control the air flow between components of a pneumatic system. They consist of a spool within a housing with several ports as shown in Figure 1.

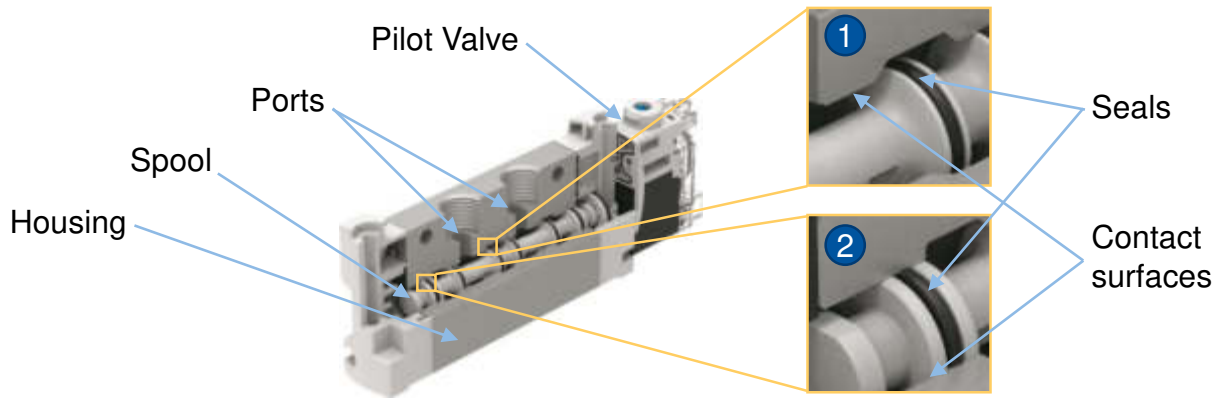


Figure 1: Pneumatic spool valve. Picture provided by courtesy of Festo /Fes18/

The spool is actuated either pneumatically or with a solenoid by the pilot valve. The connection between these ports is opened or blocked depending on the position of the spool. Subject of this contribution is a valve as shown in Figure 1 where the seals are placed on the spool and move relative to the housing. There are two types of seals in this kind of valve. In this work, only the inner seals (1) used to block or connect the ports are analyzed. During operation, these seals make and lose contact to the housing depending on the position of the spool. This discontinuity is not considered within this work, as its focus is on the influence of the lubricant.

Grease

Both, the simulation and the measurement were conducted on a grease with perfluorpolyether base oils (PFPE). The grease is rated NLGI 1 grade. Its temperature range extends from well below $0\ °C$ to far above $100\ °C$. The base oil viscosity at $40\ °C$ is given as about $40\ \mathrm{mm^2/s}$.

Non-Newtonian fluid

As non-Newtonian viscoelastic fluids, greases show a complex rheology that depends on a variety of influences /Lug12/, /Mez20/, /Bau21a/. The approaches to describe the flow behavior mathematically are accordingly numerous. The simulation presented in this paper bases on the widely used Herschel-Bulkley model /Her26/, which describes the shear stress τ in dependence on the shear rate $\dot{\gamma}$ using the yield stress τ_0, and the factors K and n:

$$\tau = \tau_0 + K\dot{\gamma}^n \tag{1}$$

With Newton's law of viscosity

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \tag{2}$$

eq. (1) can be expressed in terms of shear viscosity:

$$\eta = \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}} + K\dot{\gamma}^{n-1} \tag{3}$$

As the shear viscosity in eq. (3) would tend to zero for very high shear rates Palacios and Palacios added a term to the Herschel-Bulkley model to limit the shear viscosity at high shear rates to the base oil viscosity η_b /Pal84/:

$$\tau = \tau_0 + K\dot{\gamma}^n + \eta_b\dot{\gamma} \tag{4}$$

Shear viscosity

An MCR 302 rheometer of the Anton Paar Germany GmbH was used to measure the shear viscosity. The measurements were conducted using a cone-plate system with a diameter of $25\ \mathrm{mm}$ and an angle of $1.0°$ /DIN17a/. The grease is applied at room temperature and trimmed at a gap height of $0.062\ \mathrm{mm}$ before the final measuring gap height of $0.052\ \mathrm{mm}$ is adjusted. The height of $0.052\ \mathrm{mm}$ corresponds to the imaginary height of the removed cone apex. Then, the sample is tempered with a heating rate of $2\ \mathrm{K/min}$ to the measuring temperature ($\vartheta_1 = 25\ °C$, $\vartheta_2 = 50\ °C$), which is maintained for $10\ \mathrm{min}$, before the actual measurement starts. The shear viscosity is measured with a linearly increased shear rate from $0\ 1/s$ to $17{,}500\ 1/s$ in two different test durations: $t_1 = 300\ \mathrm{s}$ and $t_2 = 3600\ \mathrm{s}$. For each shear acceleration, three measurements were conducted.
Figure 2 shows the shear viscosity measured at $\vartheta_1 = 25\ °C$ (left) and $\vartheta_2 = 50\ °C$ (right). While the viscosity rapidly decreases at the beginning of the shearing, the curve flattens as the shear rate increases. In between a shear rate of $10{,}000\ 1/s$ and $15{,}000\ 1/s$ all

curves show a more or less sudden strong drop of the viscosity indicating grease being ejected from the gap. From this moment on, the gap is no more completely filled, and the later values must be discarded.
The grease shows an influence of the temperature: At $50\,°C$ the viscosity is about $20\,\%$ lower than at $25\,°C$. The influence of the measuring durations is much lower: At $25\,°C$ the longer sheared samples show a slightly lower viscosity whereas at $50\,°C$ there is no discernible difference between the test durations.

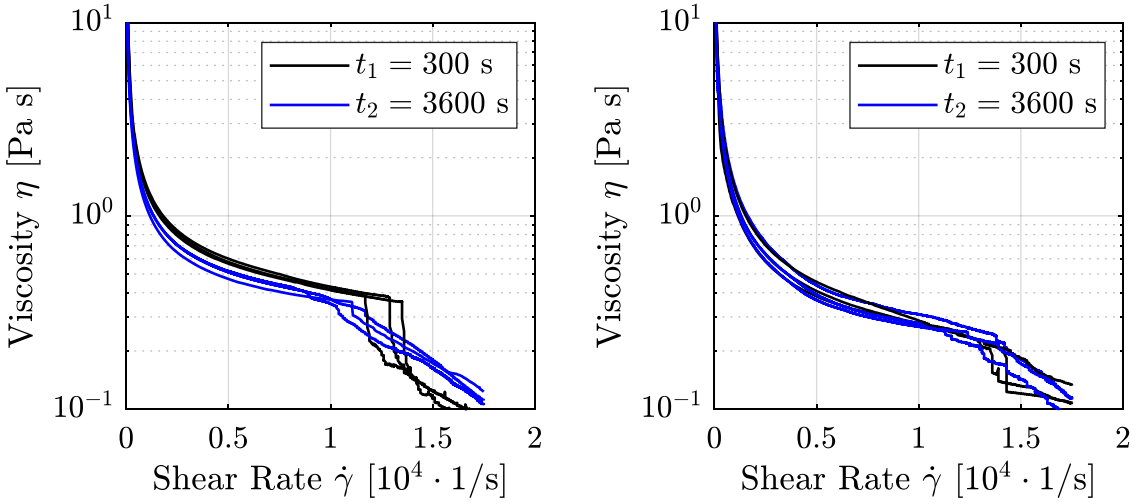


Figure 2: Shear viscosity of the grease with linearly increased shear rate from 0 to 17500 1/s in $t_1 = 300$ s and $t_2 = 3600$ s for $\vartheta_1 = 25\,°C$ (left) and $\vartheta_2 = 50\,°C$ (right)

Viscosity of bled oil

The viscosity of bled oil was measured with the same rheometer as the shear viscosity, using a parallel-plate system with a diameter of $25\,\mathrm{mm}$, a gap height of $0.5\,\mathrm{mm}$ and a shear rate of $100\,1/s$. To reduce the influence of condensing water at decreasing temperatures and also to keep the test gap completely filled over all temperatures, the viscosity was measured in two separate measurements:

- Measurement 1: temperature decrease from $\vartheta = 25\,°C$ to $\vartheta = -5\,°C$
- Measurement 2: temperature increase from $\vartheta = 25\,°C$ to $\vartheta = 130\,°C$

The temperature was modified in steps of $1\,K$, with each temperature step being adjusted for 5 min before measuring the viscosity.
Figure 3 shows the viscosity of the bled oil of both measurements. At the boundary between the measurements 1 and 2, the curves blend into each other, so that both a good repeatability and a negligible effect of the separate measurement can be assumed. The viscosity of the bled oil decreases sharply with increasing temperature, especially in the low temperature range, while the viscosity decrease is less pronounced at the higher temperatures of measurement 2. The measurement results in a dynamic viscosity of the bled oil of $\eta_{b,25\,°C} = 94.78\,\mathrm{mPa\,s}$ at $25\,°C$ respectively $\eta_{b,50\,°C} = 50.95\,\mathrm{mPa\,s}$ for $50\,°C$.

Yield stress according to DIN 51810-2

There are numerous definitions of and thus methods to determine the yield stress τ_0 of viscoelastic materials, which result in very different values, as compared e.g. by Dinkgreve et al. /Din16/. DIN 51810-2 /DIN17b/ gives two definitions based on an oscillatory test with amplitude sweep: The yield point τ_{yield}, is the limit of the linear-viscoelastic-range, and the flow point τ_{flow}, is where the storage modulus G' and the loss modulus G'' cross. The measured values are depicted in Table 1 for $25\,°C$ and $50\,°C$.

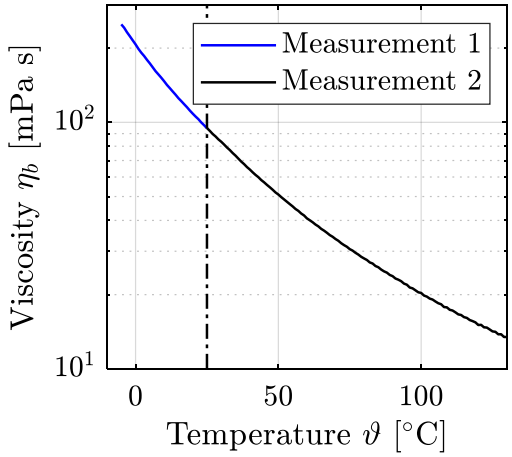


Figure 3: Dynamic viscosity of the bled oil η_b for different temperatures

Table 1: Yield point τ_{yield} and flow point τ_{flow} according to DIN 51810-2 for $\vartheta_1 = 25\,°C$ and $\vartheta_2 = 50\,°C$

Temperature	τ_{yield}	τ_{flow}
[°C]	[Pa]	[Pa]
25	32.7	300.4
50	64.7	303.8

Simulation model

For modeling the pneumatic seal in the spool valve, the simulation model ifas-DDS /Ang20/ is used. As shown in Figure 4, it combines the commercial FEM-software Abaqus /Das21/ with a finite difference solution of the Reynolds equation to account for both the macroscopic deformation of the seal as well as the hydrodynamic pressure build-up within the sealing contact. The coupling of the FEM and the Reynolds equation is implemented monolithically with the Abaqus User Subroutine UEL. Originally developed for the simulation of friction of reciprocating hydraulic seals /Ang17/, it is also capable of calculating the macroscopic wear geometry /Ang19/. For taking into account cavitation phenomena, the ifas-DDS contains the Jakobsson-Floberg-Olsson cavitation model /Jak57/, /Ols65/ using the implementation according to Woloszynski /Wol15/. Further details of the implementation are given in /Bau21b/.

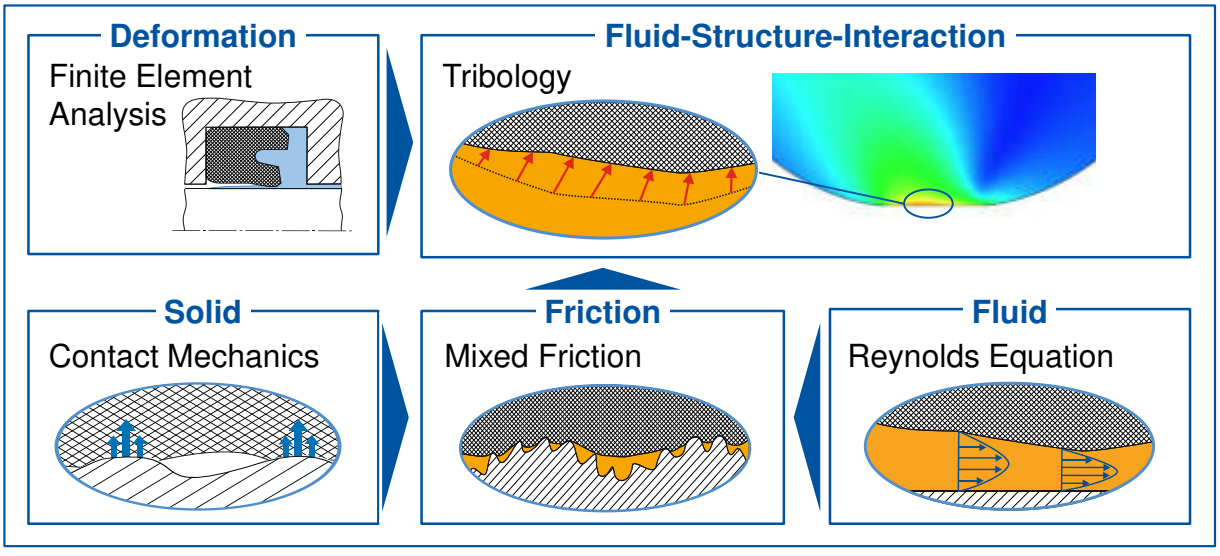


Figure 4: Structure of the dynamic sealing simulation ifas-DDS

Implementation of non-Newtonian lubricant behavior

For including Herschel-Bulkley behavior in the EHL-simulation it is possible to use a generalized Reynolds equation as described by Dowson /Dow62/ or Yang /Pei90/. However,

these equations introduce additional integrals over the gap height direction z, which typically have to be solved numerically. In order to avoid the additional effort of the numerical integration over the gap height, an alternative approach is pursued. Instead of taking into account the variation of the shear rate $\dot{\gamma}$ along the gap height, the shear rate $\dot{\gamma}_{avg}$ is calculated for each node by averaging over the height coordinate. Based on $\dot{\gamma}_{avg}$, the locally averaged viscosity η_{avg} is calculated for each node according to the respective viscosity model. The advantage of this simplification is the reduction of computational effort both regarding execution and implementation time. Validity and accuracy of this simplification largely depend on how closely the averaged shear rate matches the actual shear rates within the contact.

For calculating the average shear rate, as a first step, the flow of a Newtonian fluid is considered. Its linear relation between shear rate and shear stress leads to a parabolic flow profile within a lubricated contact. For one moving and one fixed surface, the shear rate can be derived by a force equilibrium at an infinitesimal fluid element:

$$\dot{\gamma}_{Newton}(z) = \frac{v_{rel}}{h} + \frac{h}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \left(2 \cdot \frac{z}{h} - 1\right) \tag{5}$$

It can be seen, that the shear rate consists of two terms: the first term is caused by the Couette or shear flow due to the relative movement of the two surfaces. The second term is caused by the Poisseuille or pressure flow, caused by axial pressure gradients within the contact. It can be seen that, for Newtonian fluids, the average of the shear rate caused by the pressure flow along the gap height is always zero, as it is a linear function assuming opposite values at the top and bottom of the gap. Therefore, the average shear rate $\dot{\gamma}_{avg}$ is simply given by the term corresponding to the shear flow.

In this contribution, the same relation is assumed for the investigated non-Newtonian models as well, even though no clear distinction between shear and pressure flow can be made due to the nonlinearities of the model. This assumption is made for two reasons: First, it is expected, that the contributions of the pressure flow, still lead to positive shear rates close to one surface and negative shear rates close to the other surface. Therefore, when averaging in height direction, most of the shear rate corresponding to the pressure flow will cancel itself out. Secondly, the small gap heights and high relative velocities within the investigated tribosystem, result in a high quotient of $\frac{v_{rel}}{h}$, so that the shear flow is much higher for most operating conditions than even the maximum contribution of the pressure flow. Thus, the locally averaged shear rate is calculated as follows:

$$\dot{\gamma}_{avg} = \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \dot{\gamma}(z)dz \approx \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \dot{\gamma}_{Newton}(z)dz = \frac{v_{rel}}{h} \tag{6}$$

Based on this assumption, the viscosity is calculated as:

$$\eta_{avg} = K \cdot {\dot{\gamma}_{avg}}^{n-1} + \tau_0 \cdot {\dot{\gamma}_{avg}}^{-1} + \eta_b \tag{7}$$

Combining the described approach with the Reynolds equation in the form given in /Bau21b/ results in equation (8). This form of the Reynolds equation considers variations of the viscosity along the axial direction x, but assumes a constant viscosity in height direction z in order to reduce computational effort.

$$\begin{aligned} \frac{v}{2}\frac{\partial}{\partial x}\left[(1-\theta)\rho h + (1-\theta)\rho R_q \Phi_\tau\right] - \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{(1-\theta)\rho h^3}{12\eta_{avg}}\Phi_p \frac{\partial p}{\partial x}\right] + \cdots \\ + \frac{\partial}{\partial t}\left[(1-\theta)\rho h\right] = 0 \end{aligned} \tag{8}$$

Obtaining the model parameters

In order to find the optimal material parameters of the Herschel-Bulkley (HB) or Palacios-Palacios (PP) model, a curve fitting was performed using the non-linear least squares method. For the latter model, the bled oil viscosity η_b is obtained from the measurements so that for both models the three parameters : n, K and τ_0 are found via optimization. The residual to be minimized by finding the optimal set of parameters of the Herschel-Bulkley or Palacios-Palacios model for all data points i is given as:

$$\sum_i \left(\log\left(\eta_{meas,i}\right) - \log\left(\eta(\log\dot{\gamma}_i, n, K, \tau_0[, \eta_b])\right)\right)^2 \tag{9}$$

The optimization of the logarithm was chosen, because the values of both shear rate and viscosity vary by multiple orders of magnitude. This ensures an equal weighting of both high and low viscosities when calculating the residual. Without the logarithm, the high viscosities at low shear rates are overweighed, leading to an overall worse fit at the more relevant higher shear rates.

Figure 5 shows a comparison of the measurement results and the fits for both $25\ °C$ and $50\ °C$ in a log-log plot. For the following evaluation, only the measurements with a duration of $3600\ s$ are considered, since there are more data points available. As the shear rates occurring in the simulation model can be higher than in the measurements, an extrapolation of the measurement results to higher shear rates based on the models is shown as well. As mentioned earlier, all results obtained after the ejection of the grease from the gap were neglected during the fitting. The parameters and the coefficient of determination R^2 are given in Table 2.

Table 2: Parameters of the best fits of the Herschel-Bulkley (HB) and Palacios-Palacios (PP) model for $25\ °C$ and $50\ °C$ for $t_2 = 3600\ s$

Temperature	Model	n	K	τ_0	η_b	R^2
[°C]	[-]	[-]	[Pa s^n]	[Pa]	[10^{-3}Pa s]	[%]
25	HB	0.7262	3.9985	555.04	-	99.53
25	PP	0.6327	6.7823	530.96	94.779	99.53
50	HB	0.6641	4.4314	793.79	-	98.15
50	PP	0.5089	14.5919	697.26	50.954	98.19

It can be seen that both viscosity models are able to accurately represent the measurement data, recognizable both by the similarity of the curves and the equally good coefficients of determination. The coefficient is slightly lower for the fits at $50\ °C$ due to the higher deviation of measurement data. Regarding the behavior of the two models, there is no visible difference for shear rates where measured data are present. However, the extrapolation of both models provides different results as the term with the base oil viscosity of the Palacios-Palacios model gains more importance for higher shear rates leading to an overall higher viscosity compared to the extrapolation with the Herschel-Bulkley model. The impact of this difference on the friction force is discussed later.

It is worth noting that for both viscosity models the fitting results of the parameter τ_0 are considerably higher than both yield and flow point obtained by the measurements according to DIN 51810-2. Major differences between different estimation methods for the yield stress are a common issue, e.g. discussed in /Cyr15/, and origin in the varying definitions and measuring methods of the yield stress. Since the aim of the used viscosity models is the best possible resemblance of the shear viscosity measurements, the values obtained from the curve fitting are used in the Herschel-Bulkley or Palacios-Palacios model instead of the yield or flow point measured according to DIN 51810-2.

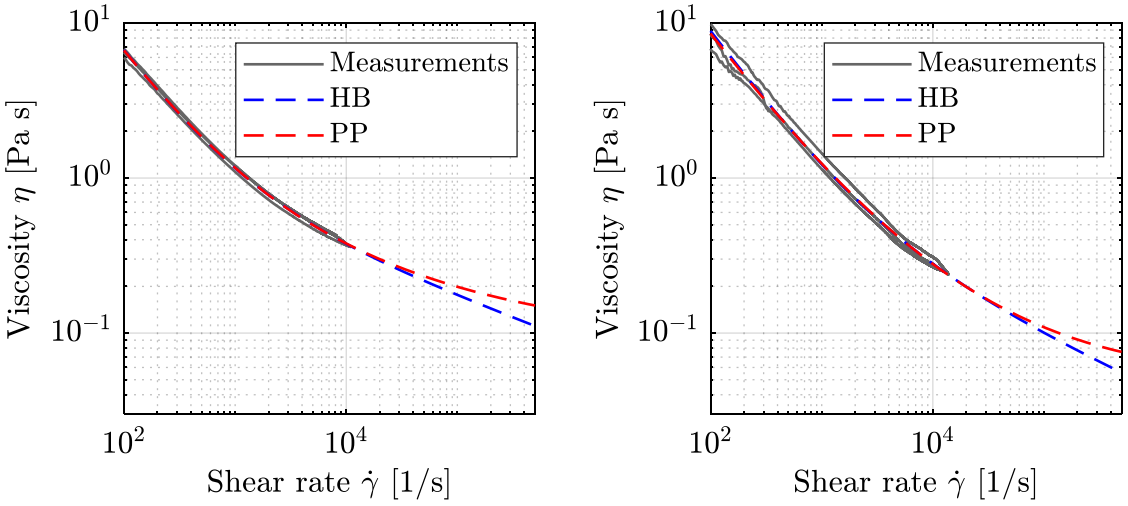


Figure 5: Comparison of measured viscosity (before ejection) and least squares fits with the Herschel-Bulkley (HB) and Palacios-Palacios (PP) model for 25 °C (left) and 50 °C (right).

Simulation setup

The sealing system was modeled as axisymmetric. Geometry and mesh of the simulation model are shown in Figure 6. The model consists of the three parts seal, housing and spool. The inner and outer radius of the seal in assembled condition are about $1.4\,\mathrm{mm}$ and $3\,\mathrm{mm}$ with a length of about $0.72\,\mathrm{mm}$ in axial direction. The geometry of the spool has been adjusted so that there is no axial clearance between seal and spool in order to prevent axial movement between seal and spool after assembly. The seal is meshed with 6066 nodes and 5800 first order axisymmetric hybrid elements. The number of elements for which the Reynolds equation is solved is 200. The housing and the spool are modeled as analytical rigid surfaces. As mentioned earlier, the different diameters within the housing are neglected, so that it can be represented by a cylindrical surface. The seal is modeled as an incompressible hyperelastic Mooney-Rivlin material with $C_{10} = 0\,\mathrm{MPa}$ and $C_{01} = 1.78\,\mathrm{MPa}$. Outside the seal, atmospheric pressure was assumed. Cavitation was assumed to occur at a relative pressure of $-0.1\,\mathrm{MPa}$. Due to the singularity of both viscosity models at $\dot{\gamma} = 0$, the local viscosity in contact was limited to $\eta_{max} = 10\,\mathrm{Pa\,s}$ in order to prevent infinite values. Since the properties of the contact between seal and housing within the valve have not yet been evaluated, the characteristics of a dummy surface are chosen for the calculation of the solid contact stresses and the flow factors. The values used were obtained for an isotropic surface with a RMS roughness of about $2\,\mu\mathrm{m}$ as presented in /Sca18/. In reality, the surface is expected to be anisotropic, so that the results presented here have to be interpreted qualitatively. For the tangential stresses, a constant shear stress acting on the real area of contact of $\tau_{cont} = 1.5\,\mathrm{MPa}$ was assumed. The contact between spool and seal was modeled using the exponential contact behavior in Abaqus with a constant coefficient of friction of $\mu = 0.2$.

As for initial and boundary conditions, spool and housing are placed in radial distance from the seal so that no contact occurs. During the first step of the simulation, the system is assembled by moving the analytical rigids into their final positions prestressing the sealing contact, see Figure 6 (right). In the next step, the spool faces are accelerated with a constant acceleration up to a velocity of $700\,\mathrm{mm/s}$ within $1.5\,\mathrm{ms}$. Immediately after reaching the maximum velocity, the acceleration is inverted until the seal reaches a velocity of $-700\,\mathrm{mm/s}$ in the opposite direction. This process is repeated until the friction force reaches a steady-state oscillation. During the first acceleration and deceleration period much higher friction forces occur than during the rest of the simulation. This is because the lubricant film needs some time to build up. Before that, a high amount of

solid friction occurs as due to the assembly in the simulation, no lubricant is present in the contact at the start of the simulation. It is expected, that this effect is a lot less severe in reality, since the contact is never completely dry even after long standstill periods. For that reason, the friction is not evaluated during the first acceleration and deceleration period.

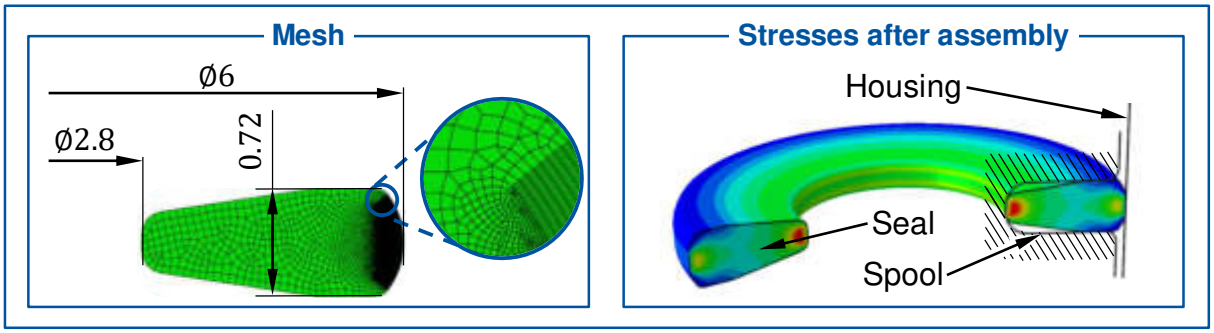


Figure 6: Left: Mesh of the seal and measurements (mm) of the assembled seal. Right: Stresses after assembly of spool and housing (spool and housing are shown as lines on the right part of the figure)

Results

Figure 7 shows a comparison of the fluid (dotted lines), solid (dash-dotted lines) and total friction forces (solid lines) for the two investigated temperatures and models. Since the real contact properties have not yet been obtained, only a qualitative comparison of the measurements against each other is possible. Therefore, all friction forces have been normalized by division with the constant $F_{max,25}$, which is the maximum of the total friction force of the simulation with the Herschel-Bulkley model at 25 °C.

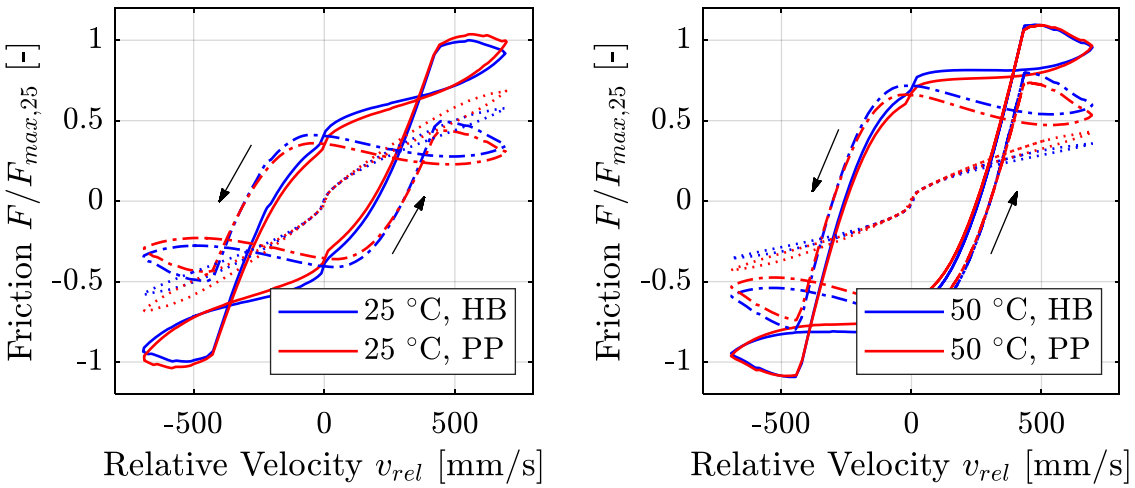


Figure 7: Calculated total friction (solid lines), solid friction (dash-dotted lines) and fluid friction (dotted lines) for the Herschel-Bulkley (HB) and Palacios-Palacios (PP) parameters of 25 °C (left) and 50 °C (right).

It can be seen that for both models and temperatures, the qualitative behavior is similar. A hysteresis is visible, especially around $v_{rel} = 0$. The total friction force slightly increases with increasing temperature. This can be attributed to the lowering of the viscosity for higher temperatures. Whilst this leads to lower fluid friction forces, the decrease in hydrodynamic lubrication causes a higher increase in solid friction. Overall, the total friction is slightly higher.

The choice of the viscosity model has a lower impact than the temperature, even though shear rates of up to $5 \cdot 10^5\ 1/s$ occur locally in the contact at high speeds. As seen earlier, the Palacios-Palacios model predicts higher viscosities at those shear rates. Similar to the effect of the temperature, this increase in viscosity causes both an increase in fluid and a decrease in solid friction. However, these two effects nearly cancel each other out, so that the total friction force is nearly independent of the choice of viscosity model. This is especially true for high shear rates at $50\,°C$ where the difference between the two curves is barely visible.
Figure 8 (left) shows the arithmetic average of the local viscosity of all nodes in contact for each relative velocity. It can be seen, that the average viscosity appears to be approaching a constant value for high relative velocities. It shall be checked whether the behavior of a grease-lubricated system at high velocities can be approximated with a Newtonian fluid with a constant viscosity. For that, the average value of the viscosities for high velocities at $25\,°C$ is calculated ($\eta_{Newton,25°C} \approx 0.145\ \mathrm{Pa\,s}$) and used for a simulation with a Newtonian fluid. The result is shown in Figure 8 (right). The solid friction is in extremely good correlation for velocities over $200\ \mathrm{mm/s}$. However, there is a noticeable difference in the behavior of the fluid friction. For the Newtonian fluid, the friction force resembles a straight line. In contrast, for both the Herschel-Bulkley and the Palacios-Palacios model the curve describes an S-shape close to the center, see also Figure 7. This shape can be attributed to the high viscosities at low shear rates. The Newtonian approximation cannot resemble this behavior. Thus, it predicts too low fluid friction at low relative velocities. Conversely, at higher shear rates, the lack of shear thinning of the Newtonian fluid causes higher friction forces than the grease models.

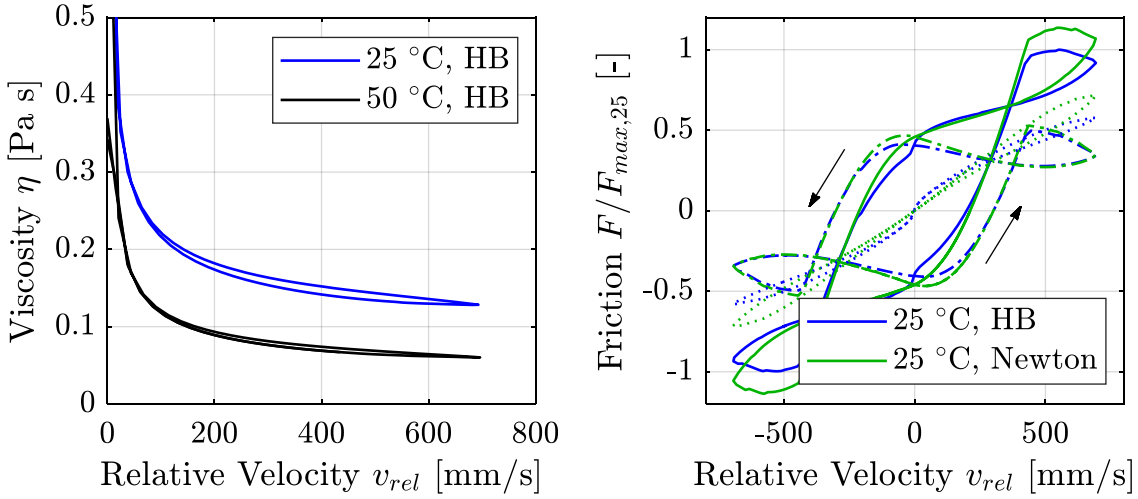


Figure 8: Left: Average viscosity in contact for the Herschel-Bulkley model as a function of the velocity. Right: Comparison of Herschel-Bulkley model Newtonian approximation for total friction (solid line), solid friction (dash-dotted line) and fluid friction for $25\,°C$.

Conclusion

This contribution provides an insight to the properties of grease-lubricated contacts in pneumatic spool valves. First, the lubricant properties such as shear viscosity, yield stress and bled oil viscosity were measured. As a second step, the measured data were fit and extrapolated using two different viscosity models, namely the Herschel-Bulkley and the Palacios-Palacios model. Finally, the model parameter were integrated into an EHL simulation of a sealing contact, in order to study the influence of the temperature and the impact of the choice of the viscosity model. The comparison was based on a dummy surface, so that the focus of the comparison was on the qualitative comparison of the

friction force and its components. It can be concluded, that the total friction force is rather unaffected by the choice of the viscosity model for the investigated system. In addition, it was found, that qualitatively similar results can be obtained with a Newtonian lubricant, if the viscosity is chosen correctly and if deviations of about $10\ \%$ in terms of the total friction force are acceptable. However, in order to obtain the correct Newtonian viscosity for the approximation, a simulation with non-Newtonian properties is still necessary, so that an experimental determination of the shear viscosity cannot be avoided.

Acknowledgement

The authors thank the Fluid Power Research Fund of the VDMA for its financial support (grant: FKM No. 7049620).

Literature

/Ang17/ Angerhausen, J., Murrenhoff, H., Dorogin, J., Persson, B. N. J., Scaraggi, M. *The Influence of Temperature and Surface Structure on the Friction of Dynamic Hydraulic Seals - Numerical and Experimental Investigations,* The 10th JFPS International Symposium on Fluid Power, 2017.

/Ang19/ Angerhausen, J., Woyciniuk, M., Murrenhoff, H., Schmitz, K. *Simulation and experimental validation of translational hydraulic seal wear,* Tribology International, Vol. 134, S. 296–307, 2019. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.01.048.

/Ang20/ Angerhausen, J. *Physikalisch motivierte, transiente Modellierung translatorischer Hydraulikdichtungen - Dissertation,* Aachen, 2020.

/Bau21a/ Bauer, F. *Tribologie - Prägnant und praxisrelevant,* 1. Auflage 2021, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2021a. ISBN: 9783658329204.

/Bau21b/ Bauer, N., Rambaks, A., Müller, C., Murrenhoff, H., Schmitz, K. *Strategies for Implementing the Jakobsson-Floberg-Olsson Cavitation Model in EHL Simulations of Translational Seals,* IJFP (International Journal of Fluid Power), 2021b. DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2223.

/Cyr15/ Cyriac, F., Lugt, P. M., Bosman, R. *On a New Method to Determine the Yield Stress in Lubricating Grease,* Tribology Transactions, Vol. 58, Nr. 6, S. 1021–1030, 2015. DOI: 10.1080/10402004.2015.1035414.

/Das21/ Dassault Systems: *Abaqus 2021 Documentation,* 2021.

/Din16/ Dinkgreve, M., Paredes, J., Denn, M. M., Bonn, D. *On different ways of measuring "the" yield stress,* Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, Vol. 238, S. 233–241, 2016. DOI: 10.1016/j.jnnfm.2016.11.001.

/DIN17a/ DIN: *51810-1 - Prüfung von Schmierstoffen – Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten - Teil 1: Bestimmung der Scherviskosität mit dem Rotationsviskosimeter und dem Messsystem Kegel/Platte,* 2017a.

/DIN17b/ DIN: *51810-2 - Prüfung von Schmierstoffen – Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten - Teil 2: Bestimmung der Fließgrenze mit dem Oszillationsrheometer und dem Messsystem Platte/Platte,* 2017b.

/Dow62/ Dowson, D. *A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication,* International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 4, Nr. 2, S. 159–170, 1962. DOI: 10.1016/S0020-7403(62)80038-1.

/Fes18/ Festo SE & Co. KG: *Info Valve and valve terminal series VG*, https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/381028/PSIplus_VTUG_en_V05_M.pdf, 2018.

/Her26/ Herschel, W. H., Bulkley, R. *Konsistenzmessungen von Gummi-Benzollösungen,* Kolloid-Zeitschrift, Vol. 39, Nr. 4, S. 291–300, 1926. DOI: 10.1007/BF01432034.

/Jak57/ Jakobsson, B., Floberg, L. *The finite journal bearing, considering vaporization,* Transactions of Chalmers University of Technology, Vol. 190, 1957.

/Lug12/ Lugt, P. M. *Grease Lubrication in Rolling Bearings,* Tribology in Practice Series, 1. Aufl., Wiley, http://gbv.eblib.com/patron/FullRecord.aspx?p=1120717, s.l., 2012. ISBN: 978-1-118-35391-2.

/Mez20/ Mezger, T. *The rheology handbook - For users of rotational and oscillatory rheometers,* European coatings library, 5th revised edition, Vincentz Network, Hannover, 2020. ISBN: 978-3866305328.

/Ols65/ Olsson, K.-O. *Cavitation in dynamically loaded bearings,* Transactions of Chalmers University of Technology, Vol. 308, S. 59, 1965.

/Pal84/ Palacios, J. M., Palacios, M. P. *Rheological properties of greases in ehd contacts,* Tribology International, Vol. 17, Nr. 3, S. 167–171, 1984. DOI: 10.1016/0301-679X(84)90010-0.

/Pei90/ Peiran, Y., Shizhu, W. *A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication,* Journal of Tribology, Vol. 112, Nr. 4, S. 631–636, 1990. DOI: 10.1115/1.2920308.

/Sca18/ Scaraggi, M., Angerhausen, J., Dorogin, L., Murrenhoff, H., Persson, B. *Influence of anisotropic surface roughness on lubricated rubber friction: Extended theory and an application to hydraulic seals,* Wear, 410-411, S. 43–62, 2018. DOI: 10.1016/j.wear.2018.02.023.

/Wol15/ Woloszynski, T., Podsiadlo, P., Stachowiak, G. W. *Efficient Solution to the Cavitation Problem in Hydrodynamic Lubrication,* Tribology Letters, Vol. 58, Nr. 1, S. 839, 2015. DOI: 10.1007/s11249-015-0487-4.

Authors

Niklas Bauer[1, ORCID 0000-0002-5520-0611], Susanne Hahn[2, ORCID 0000-0002-1891-0286], Simon Feldmeth[2, ORCID 0000-0003-0018-0710], PD Dr.-Ing. Frank Bauer[2, ORCID 0000-0001-7799-7628], Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz[1, ORCID 0000-0002-1454-8267]

[1] RWTH Aachen University, Institute for Fluid Power Drives and Systems (ifas), Campus-Boulevard 30, 52074 Aachen, Germany

[2] University of Stuttgart, Institute of Machine Components (IMA), Pfaffenwaldring 9, 70569 Stuttgart, Germany

Suleyman Bayrak, Dominik Paulkowski, Benjamin Staar, Michael Freitag, Bernd Mayer and Klaus Werner Stöckelhuber

Thermal Effects on the Lifetime of Functionalized Nitrile Butadiene Rubber

Zusammenfassung:

Stetige Anforderungen an die Kosteneffizienz und den Umweltschutz treiben die Entwicklung schmierstofffreier Alternativen zum Verschleißschutz elastomerer Bauteile voran. Die Funktionalisierung von Elastomeroberflächen durch die Abscheidung amorpher diamantartiger Kohlenstoffschichten (engl. *diamond-like carbon, DLC*) erweist sich als eine vielversprechende Lösung. Das Reib- und Verschleißverhalten ist abhängig von den Substrateigenschaften und den vorherrschenden Umgebungsbedingungen.
Tribologisch beanspruchte Elastomere finden Anwendung unter erhöhter Temperatur. Die Temperaturerhöhung verändert eine Reihe physikalischer Eigenschaften des gummielastischen Werkstoffes und der DLC Schicht. In dieser Arbeit untersuchen wir den Einfluss der Temperatur auf die Lebensdauer anhand DLC beschichteter Nitrilkautschuke (NBR). Es werden grundlegende mechanische Eigenschaften des Substrates und der Schicht aufgezeigt und anschließend Lebensdaueruntersuchungen durchgeführt. Weiterführend Untersuchungen der nominellen und realen Kontaktfläche werden mit einbezogen.

Abstract:

Lubricants are commonly utilized to reduce the wear of rubber components. The high demand for cost-effective and sustainable alternatives drives the development of alternatives solutions. Functionalizing rubber surfaces by deposition of amorphous diamond-like carbon (DLC) tends to be a promising approach. The friction and wear behavior depends on the substrate properties and the environmental conditions.
Rubber components being applied in tribological set-ups are often exposed to high temperatures. The change in temperature affects the physical properties of the rubbery material and the DLC coating. In this work, we investigate the thermal effects on the durability of DLC coated rubber plates. Nitrile butadiene rubber (NBR) is used as substrate material. The mechanical properties of the substrate and the DLC coating are examined in the shed of elevated temperatures. Subsequently, durability studies are performed. The nominal and real contact area are subject of studies.

1 Introduction

Diamond-like carbon (DLC) is a form of hydrogenated amorphous carbon (a-C:H) with a high fraction of metastable sp^3 carbon bonding [1, 2]. Recent studies unveil that DLC films are particularly qualified for components exhibiting high friction due to adhesion, such as elastomers [3–5]. Previous works prove a promising suitability of DLC coatings deposited on rubber. The very good adhesion strength and performance under dynamic test conditions drives the development and research on this topic [6].
The friction and wear performance of DLC coatings on rubber, as applied in this work, are influenced by the film composition as well as the test conditions, test environment, temperature and counterface material [2]. Depending on its glass transition temperature, rubber components are used in a wide temperature range [7]. Thus, high attention is given to tribological applications of DLC coated rubber that are conducted under different thermal conditions.
The following work is about the tribological performance of DLC coated NBR at elevated temperatures. First, substrate properties as well as specific coating properties have been taken into account. Long-term friction tests at several temperatures were performed to evaluate the durability of DLC coated rubber under different environmental conditions. The examination of the nominal and real contact enables further insight into the characteristic film behavior.

2 Experimental environment

2.1 Substrate and coating characterization

The research is based on NBR compounds with different sulfur content (1.5, 3, 6 and 9 phr). The ascending sulfur content during vulcanization leads to higher crosslink density

and, therefore, to different mechanical properties [6]. The viscoelastic substrate behavior was characterized by means of dynamic-mechanical analysis (Netzsch-Gabo Eplexor 2000N). Each measurement was performed at a frequency of 10 Hz in tensile mode. The temperature ranged from -60 to 140 °C. The strain was set between 0.5 to 1.5 % above glass transition temperature. The specimen size was 10 x 35 mm^2.
The Shore A hardness was quantified according to DIN ISO 7619.
The DLC coating was deposited by means of plasma-enhanced chemical vapor deposition (PECVD). The rubber specimens were coated along with silicon substrates. The latter were used to determine the coating thickness and hardness. Nanoindentations were carried out with a Berkovich-Indenter (Universal Material Tester UMT1, Bruker, USA). Ten measurement points with a maximum force of 0.5 mN were examined. 50 µm was chosen as distance between each measurement point.

2.2 Friction test

The long-term friction tests were performed with the Universal Material Tester UMT3 by CETR. Rubber samples were adhered to steel sample holders and tempered with the integrated heating element. The ball-on-disc configuration was chosen as tribological set-up. The nominal contact area was investigated replacing the 100Cr6 counterpart by a borosilicate ball.

2.3 Digital image processing

The evaluation of the nominal contact area was introduced extensively in [8].

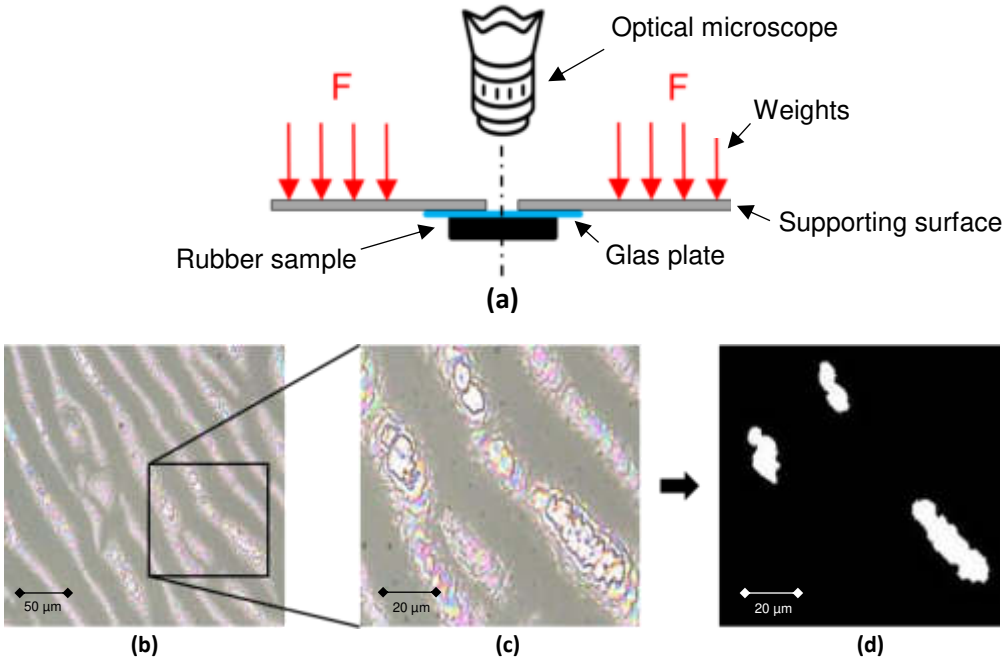


Figure 1: (a) Set-up and (b) – (c) exemplary evaluation of the real contact at RT (0.1 MPa) for 9 phr sample.

For the static real contact area we employed a similar approach, i.e. a Convolutional Neural Network [9,10] with a U-Net architecture [11]. Different from [8] we used the default implementation as provided by the fastai library [12]. As encoder we used a pre-trained ResNet18 [13]. A schematic of the U-Net architecture is provided in figure 2. The network was first trained on 32 images and then evaluated on the remaining 159 images by

visually confirming the correctness of the results. In this work, we define the real contact area as it can be detected optically.

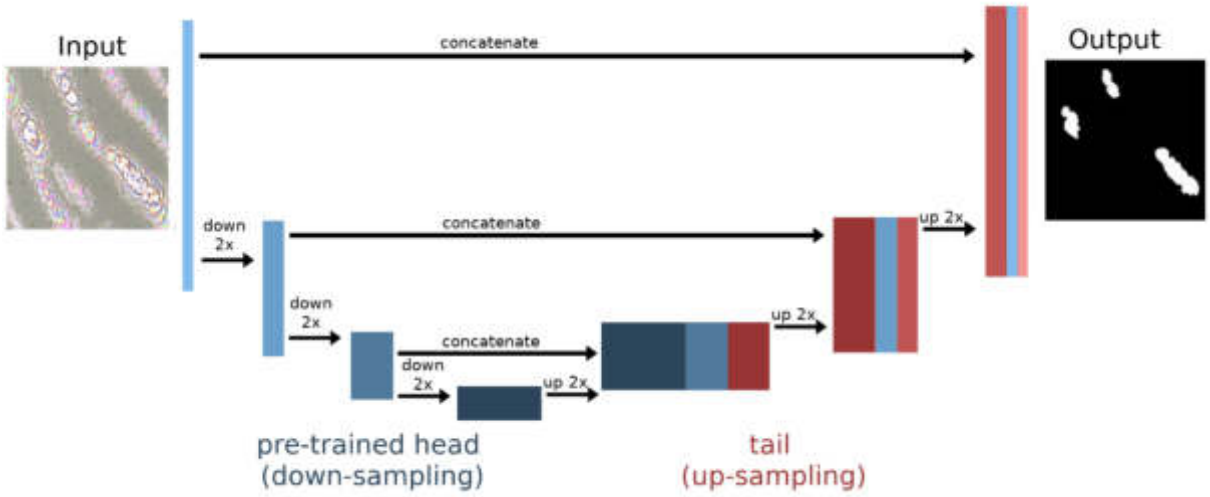
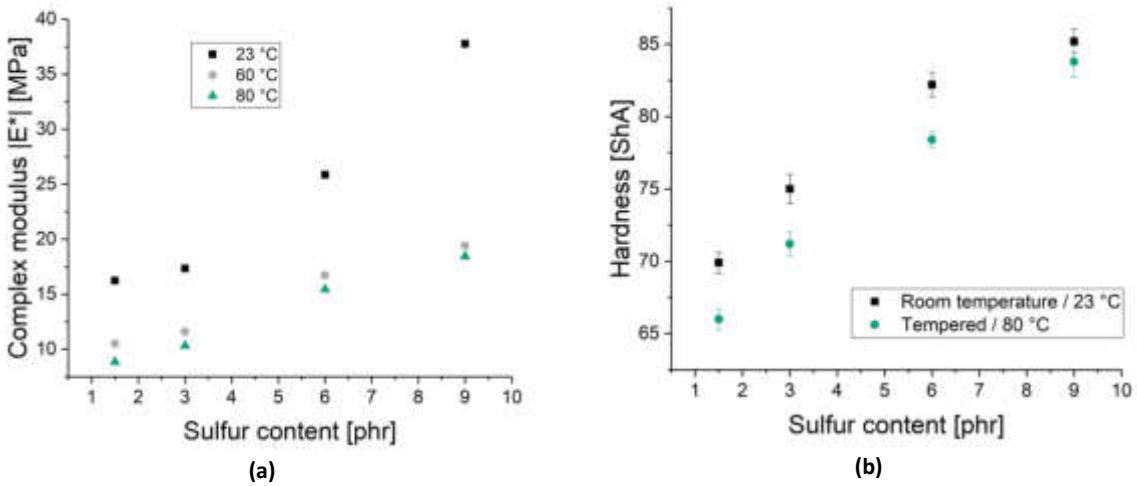


Figure 2: Illustration of a Convolutional Neural Network with U-Net architecture.

3 Results and discussion

3.1 Substrate Properties

Figure 3a depicts the complex modulus of the four substrates in dependence on the sulfur content and temperature. Rubber samples with higher sulfur content exhibit a higher complex modulus (16.3 MPa for 1.5 phr to 37.7 MPa for 9 phr). The modulus decreases with higher temperatures. Likewise, the Shore A hardness climbs to higher values from 69.9 to 85.2 ShA from the least-crosslinked to the highly crosslinked sample at room temperature [6]. Elevating the temperature to 80 °C causes a drop in the hardness for all rubber samples.



(a) (b)

Figure 3: (a) Complex modulus in dependence on sulfur content and temperature and (b) Shore A hardness in dependence on sulfur content and temperature.

3.2 Coating properties

The coating properties and the interaction between the temperature and the coating hardness has been investigated for two series of tests. On the one hand, the nanohardness was measured depending on the annealing time at 80 °C. The next step

was to analyze the hardness as a function of the annealing temperature.
As shown in Figure 4a, there is no significant change in the nanohardness over the course of 24 hours annealing time for the samples tempered at 80 °C. The changes of all measured values lie within the standard deviations and measurement accuracy of the test method (7.3 ± 0.85 GPa to 8.25 ± 1.39 after 24 hours). The secondly investigated coating hardnesses for temperatures up to 450 °C are illustrated in Figure 4b. At an annealing time of one hour and temperature up to 350 °C, the nanohardness remains in the range of the coating as it was deposited (7.92 ± 1.33 GPa). At 450 °C a clear decline from 8.2 (350 °C) to 2.05 GPa (450 °C) could be detected.

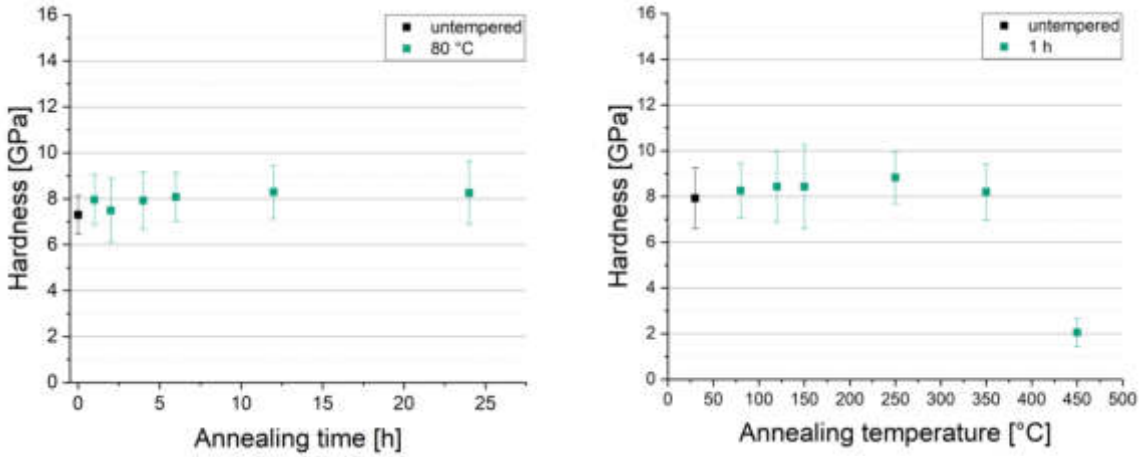


Figure 4: Coating hardness in dependence on (a) annealing time and (b) annealing temperature.

Thus we can conclude that the coating property, defined by the nanohardness, is stable over the temperature range rubber components are applied (< 150 °C [14]).

3.3 Nominal and real contact area

Recent studies revealed a correlation between the nominal contact area and the substrate hardness [6]. It is assumed that a higher nominal contact area leads to a higher surface pressure and consequently extends the coating durability. In this study, we append the nominal contact area for DLC coated NBR at elevated temperature (Figure 5). The nominal contact area is outlined for short-time tribotests. We choose 300 laps as point of interest, since we expect at this point a steady state with comparatively low influence of wear and debris formation [6]. At room temperature, the nominal contact area is considerably higher for less hard substrate materials ($A_{1.5phr,RT,DLC}$ = 4.72 mm^2) than the hard material ($A_{9phr,RT,DLC}$ = 2.7 mm^2).
Tempering the substrate to 80 °C leads to higher nominal contact areas for all types of substrates. The nominal contact area increases by 70% to $A_{1.5phr,80°C,DLC}$ = 6.73 mm^2 for the softest material, whereas the area climbs by 73 % to $A_{9phr,80°C,DLC}$ = 3.69 mm^2 for the hardest substrate.

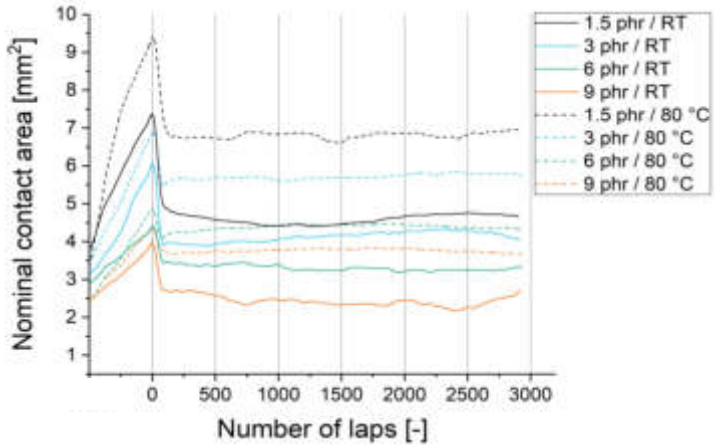


Figure 5: Nominal contact area of DLC coated substrates at room temperature and at elevated substrate temperature.

Figure 6 illustrates the real contact area of different DLC coated substrates at room temperature and elevated temperature of 80 °C. The evaluation method was introduced in 2.3. For all investigations, a steady increase of the real contact area can be detected with higher surface pressure. Comparing the real contact area at room temperature, a significant difference can be deduced between the softer substrates (1.5 and 3 phr) and the harder substrates (3 and 9 phr). DLC coatings deposited on soft substrates tend to exhibit higher values of the real contact area than harder substrates. The differences are more clear at low surface pressures up to 0.4 MPa. At 0.33 MPa, the real contact area decreases from 9.4 % for the 3 phr coated and 8.9 % for the 1.5 phr coated down to 5.8 %for the harder 6 phr and 9 phr substrates, respectively.
Raising the substrate temperature to 80 °C and, therefore, softening the rubber material increases the real contact area for all types of substrates. The overall increase growth is more clear for the harder substrates. Taking the values of 0.33 MPa into account, the real area increases by 1.1 % (1.5 phr), 0.64 % (3 phr), 3.88 % (6 phr) and 3.15 % (9 phr).

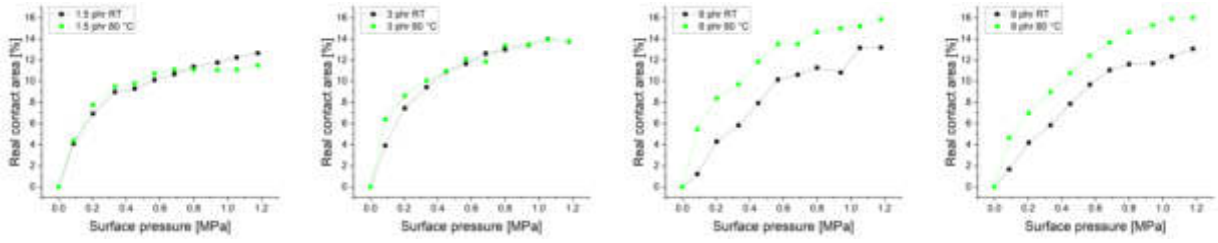


Figure 6: Real contact area of (a) 1.5 phr, (b) 3 phr, (c) 6 phr and (d) 9 phr substrates at room temperature and elevated substrate temperature.

It should be noted that crack formation could be detected for the DLC coated 1.5 and 3 phr substrates from 0.4 MPa.

3.4 Tribological tests and durability studies

Long-term friction tests feature a characteristic trend of the coefficient of friction. As demonstrated in Figure 7, the CoF can be split into four major sections. The running-in stage is characterized by a decrease of the CoF. In the second and third stage, here called minimum and increase, the CoF reaches a steady state. Those two stages last

longest with a constantly low CoF. Although crack formation can be identified, no severe damage or delamination is apparent (Figure 8a-c).
Coating delamination and failure is allocated to the following fourth stage. The disclosed uncoated rubber surface leads to an increase in the CoF, as shown in Figure 8d. Stage four is followed by a sharp increase of the CoF. Here, the rubber surfaces is largely exposed and the DLC coating loses its function.

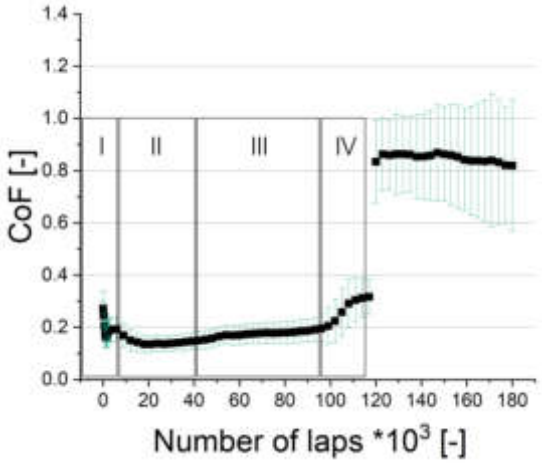


Figure 7: Exemplary trend of CoF during long-term friction test for DLC coated rubber (3 phr at 60 °C).

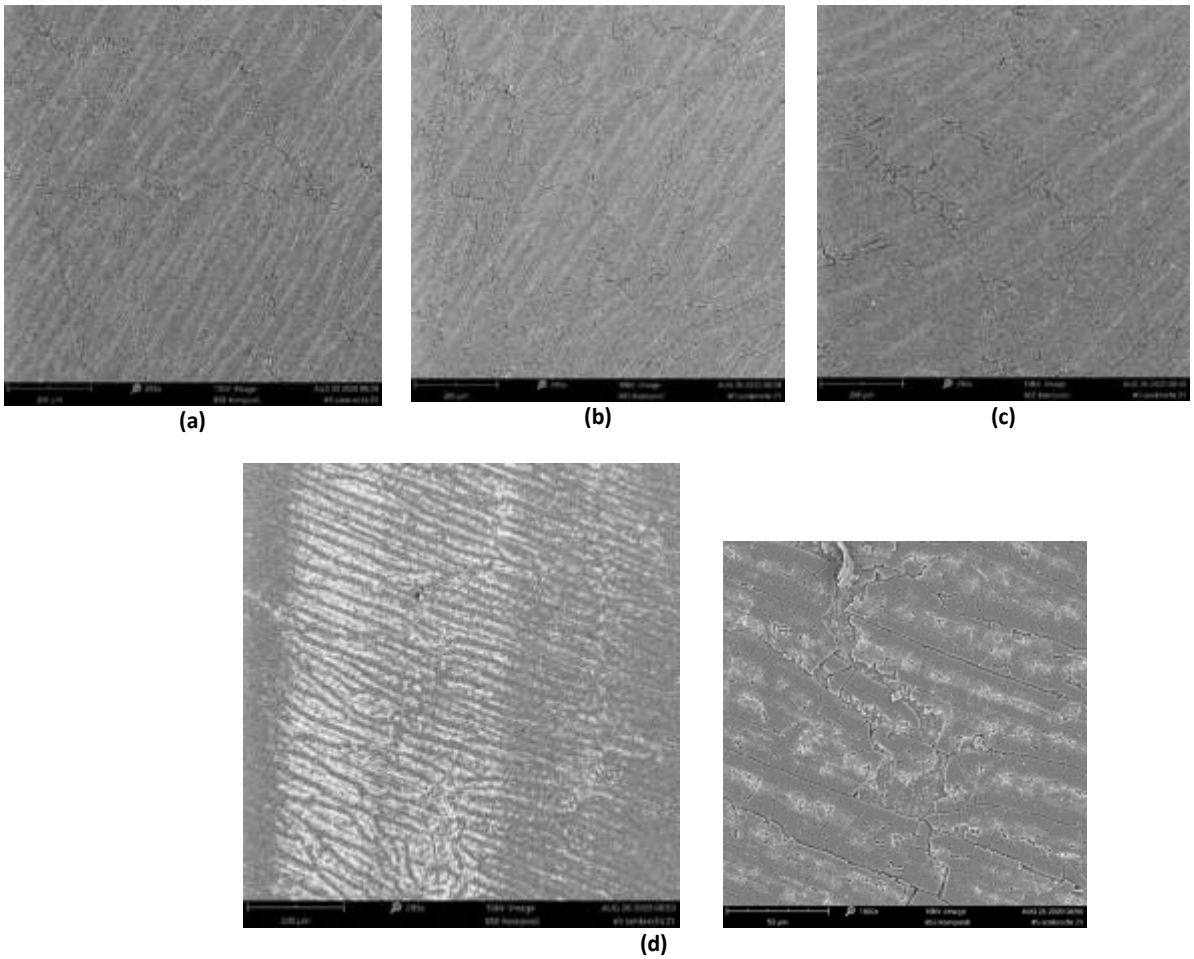


Figure 8: Surface depiction at different stages for DLC coated 3 phr at 60 °C: (a) Running-in; (b) Minimum; (c) CoF increase; (d) significant wear and delamination.

The aforementioned steady states in stage two and three exhibit an extreme low CoF with a little wear. First delamination and severe wear can be detected in the transition between stage three and four. Although large areas of the rubber surface is still covered by the friction-reducing DLC coating, we choose the transition between stage three to four as the critical point. The values are summarized in Figure 9. Since the evaluation method was not feasible for the samples at room temperature, we replaced the room temperature by a test with 40 °C.
At 40 °C substrate temperature, a clear trend of the number of laps until failure can be seen. The number of laps until failure decreases the higher the hardness of the substrate material becomes. For the DLC coated 1.5 phr sample, the first major delamination can be found after 1.86 x 105 laps, whereas for the DLC coated 9 phr samples the wear limit is detectable after 0.72 x 105 laps. Increasing the substrate temperature from 40 to 60 °C leads to a slightly increase in the coating durability for all substrates unless the 1.5 phr specimen. The changes are as follow: -8 % (1.5 phr), 7 % (3 phr), 28 % (6 phr) and 14 % (9 phr).
A noticeably improve in the coating durability can be found after raising the temperature from 60 °C to 80 °C: 800 % (1.5 phr), 861 % (3 phr), 553 % (6 phr) and 42 % (9 phr).

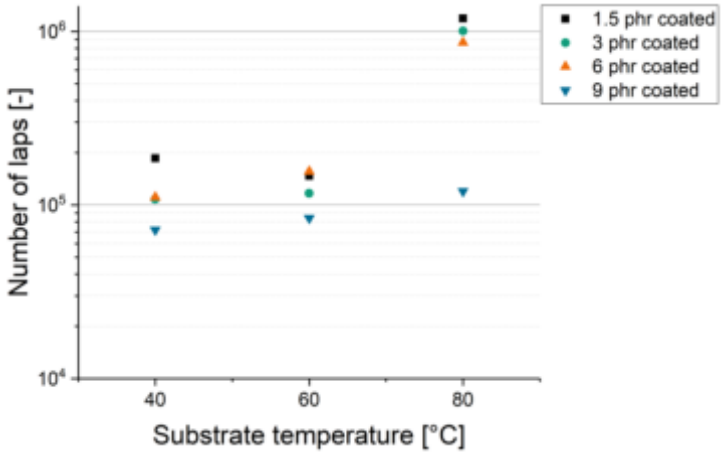


Figure 9: Durability of DLC coated NBR depending on type of substrate and substrate temperature.

Although each experiment was conducted once, a notable wear resistance could be determined in elevating the substrate temperature.

4 Conclusion

This work comprises the influence of the temperature on the tribological behavior of DLC coated NBR. We studied the substrate properties for a series of differently crosslinked rubber and found, that the substrate properties change in dependence on the temperature. The modulus as well as the hardness can be reduced by elevating the temperature. Further investigations on the DLC coating reveal, that the applied DLC coating is stable in the range rubber components are typically used. Long-term friction tests were conducted after implementing an evaluation method and determining the wear limit of the DLC coating. The wear limit was extended from 1.86 x 10^5 to 11.88 x 10^5 for the 1.5 phr (increase by 638 %) and 0.72 x 10^5 to 1.2 x 10^5 (increase by 66 %), comparing the substrate temperature from 40 to 80 °C.
Investigations on the static real and nominal contact area provide an insight into the load distribution the coating is exposed to. We found, that the nominal and real contact area

depend on the substrate hardness and, thus, the temperature. It is assumed, that an enlarged contact area is beneficial for the coating durability. Further studies are pending in order to prove this theory.

5 Nomenclature

a-C:H	Amorphous hydrogenated carbon
CoF	Coefficient of friction
DLC	Diamond-like carbon
NBR	Acrylonitrile butadiene rubber
phr	Parts per hundred rubber

6 References

1. Robertson, J.: Diamond-like amorphous carbon. Materials Science and Engineering: R: Reports (2002). https://doi.org/10.1016/S0927-796X(02)00005-0

2. Donnet, C., Erdemir, A.: Tribology of Diamond-Like Carbon Films. Springer US, Boston, MA (2008)

3. Adam, A., Paulkowski, D., Mayer, B.: Friction and Deformation Behavior of Elastomers. MSA (2019). https://doi.org/10.4236/msa.2019.108038

4. Martinez-Martinez, D., Schenkel, M., Pei, Y.T., Sánchez-López, J.C., Hosson, J.T.M. de: Microstructure and chemical bonding of DLC films deposited on ACM rubber by PACVD. Surface and Coatings Technology (2011). https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2011.02.067

5. Pei, Y.T., Eivani, A.R., Zaharia, T., Kazantzis, A.V., van de Sanden, M.C.M., Hosson, J.T.M. de: High throughput deposition of hydrogenated amorphous carbon coatings on rubber with expanding thermal plasma. Surface and Coatings Technology (2014). https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2014.02.043

6. Bayrak, S., Paulkowski, D., Stöckelhuber, K.W., Staar, B., Mayer, B.: A Comprehensive Study about the Role of Crosslink Density on the Tribological Behavior of DLC Coated Rubber. Materials (Basel, Switzerland) (2020). https://doi.org/10.3390/ma13235460

7. Röthemeyer, F., Sommer, F.: Kautschuk-Technologie. Werkstoffe - Verarbeitung - Produkte, 3rd edn. Carl Hanser Verlag, München (2013)

8. Staar, B., Bayrak, S., Paulkowski, D., Freitag, M.: A U-Net Based Approach for Automating Tribological Experiments. Sensors (Basel, Switzerland) (2020). https://doi.org/10.3390/s20226703

9. Fukushima, K., & Wake, N. (1991). Handwritten alphanumeric character recognition by the neocognitron. IEEE transactions on Neural Networks, 2(3), 355-365.

10. LeCun, Y., Boser, B. E., Denker, J. S., Henderson, D., Howard, R. E., Hubbard, W. E., & Jackel, L. D. (1990). Handwritten digit recognition with a back-propagation network. In Advances in neural information processing systems (pp. 396-404).

11. Ronneberger, O.; Fischer, P.; Brox, T. U-net: Convolutional networks for biomedical image segmentation. In Proceedings of the Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention (MICCAI 2015), Munich, Germany, 5–9 October 2015; pp. 234–241.

12. Howard, J.; Gugger, S. Fastai: A Layered API for deep learning. Information 2020, 11, 108, doi:10.3390/info11020108.

13. He, K.; Zhang, X.; Ren, S.; Sun, J. Deep Residual Learning for Image Recognition. In Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR 2016), Las Vegas, NV, USA, 27–30 June 2016; pp. 770–778.

14. Krumeich, P., Kmitta, S., Nagdi, K. (eds.): Polymere Dichtungswerkstoffe. Mit 148 Bildern und 56 Tabellen, 1st edn. Resch-Reihe, vol. 3. Resch, Gräfelfing/München (1988).

Authors

Suleyman Bayrak, M. Sc.	suleyman.bayrak@ifam.fraunhofer.de
Dr. Dominik Paulkowski	dominik.paulkowski@ifam.fraunhofer.de
Prof. Dr. rer. nat. Bernd Mayer	bernd.mayer@ifam.fraunhofer.de
Benjamin Staar, M. Sc.	sta@biba.uni-bremen.de
Prof. Dr.-Ing. Michael Freitag	fre@biba.uni-bremen.de
Dr. Klaus Werner Stöckelhuber	stoeckelhuber@ipfdd.de

Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung IFAM
Wiener Straße 12
28359 Bremen
Telefon: +49 421 2246-554
Telefax: +49 421 2246-430

Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden IPF
Hohe Straße 6
01069 Dresden
Telefon: +49 351 4658 579
Telefax: +49 351 4658 362

Bremer Institut für Produktion und Logistik GmbH BIBA
Hochschulring 20
28359 Bremen
Telefon: +49 421 218 50 000
Telefax: +49 421 218 50 031

Universität Bremen, Fachbereich Produktionstechnik
Badgasteiner Straße 1
28359 Bremen
Telefon: +49 421 218 50 001
Telefax: +49 351 4658 362

Martin Wittmaack, Markus André, Jürgen Molter

Analyse von Einflussparametern auf den Stick-Slip Effekt mittels Tribometerversuchen und FE-Simulation

Zusammenfassung:

Bewegte Elastomerdichtungen in hydraulischen Kfz-Bremssystemen werden durch die Bremsflüssigkeit geschmiert. Diese Dichtsysteme neigen in Abhängigkeit der verwendeten Bremsflüssigkeit zum Stick-Slip-Effekt, der in Form von unerwünschten Quietschgeräuschen auftreten kann. Die zukünftige Vermeidung des Stick-Slip-Effektes erfordert die Charakterisierung der tribologischen Eigenschaften der Bremsflüssigkeit in Verbindung mit dem jeweiligen Tribosystem. In dieser Arbeit wird ein Tribometerversuch vorgestellt, mit dem die Stick-Slip Neigung der Bremsflüssigkeit untersucht werden kann. Für die objektive Bewertung des Stick-Slip-Effektes wird eine mathematische Kenngröße präsentiert. Außerdem wird für die FE-Simulation ein dynamisches Reibmodell auf Basis der Stribeck-Kurve präsentiert, mit dem der Stick-Slip-Effekt visualisiert und die Einflussparameter untersucht werden können.

Abstract:

Brake fluids lubricate dynamic seals in automotive brake systems. Depending on the fluid, such seals tend to show a stick-slip effect, which may cause disturbing squeal noises. In order to avoid such stick-slip-noise in future systems, it is required to characterize and rate the frictional behavior of different brake fluids in an appropriate way. This paper presents a tribometer test that enables to investigate the stick-slip-effect depending on the brake fluid. For an objective evaluation, an indicator value is introduced. Furthermore, this paper presents a dynamic friction model on basis of the Stribeck-curve that allows visualization and detailed investigation of the stick-slip effect within finite element computations.

Einleitung

In Kraftfahrzeug-Hauptbremszylindern können in Abhängigkeit der Bremsflüssigkeit unerwünschte Geräusche in Form von Quietschen auftreten. Ursache hierfür ist der Stick-Slip-Effekt zwischen den Elastomerdichtungen und der Kolbenstange des Hauptbremszylinders. Bei dem Stick-Slip-Effekt wechselt der Kontakt mit hoher Frequenz zwischen Haften und Gleiten. Eine Ursache für den Stick-Slip-Effekt ist ein mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit abnehmender Reibungskoeffizient [1], was charakteristisch für den Mischreibungsbereich der Stribeck-Kurve ist.

Die zukünftige Vermeidung von Stick-Slip-Geräuschen in hydraulischen Systemen erfordert die Charakterisierung der tribologischen Eigenschaften der Bremsflüssigkeit in Verbindung mit dem jeweiligen Tribosystem. Daher wird in dieser Arbeit ein Versuchsaufbau präsentiert, mit dem der Stick-Slip-Effekt für die Reibpaarung Stahl-Elastomer-Bremsflüssigkeit provoziert werden kann. Dies ermöglicht die Untersuchung der Stick-Slip-Neigung. Für die objektive Bewertung des Stick-Slip-Effektes wird ferner eine mathematische Bewertungsgrundlage präsentiert, mit der die Stick-Slip-Neigung differenziert werden kann. Zur weiteren Untersuchung der Einflussgrößen auf das tribologische System wird eine Finite-Elemente-Studie durchgeführt.

Experimentelle Untersuchung der Bremsflüssigkeiten

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Reibeigenschaften von zwei Bremsflüssigkeiten untersucht, die im Folgenden als RF31 und RF33 bezeichnet werden. In Produkttests führte die Verwendung der Flüssigkeit RF31 zu dem Stick-Slip-Effekt an den Elastomerdichtungen des Hauptbremszylinders. Das Fluid RF33 war hingegen unauffällig.

Die Viskosität der Bremsflüssigkeiten wurde vom Projektpartner Deutsches Institut für Kautschuktechnologie e.V. (DIK e.V., Hannover) mit einem Viskosimeter mit koaxialen Zylindermesssystem gemessen. Bei einer Temperatur von 23°C unterscheidet sich die Viskosität der beiden Fluide nur geringfügig ($\eta_{RF31} = 11{,}5\ \mathrm{mPa \cdot s}, \eta_{RF33} = 12{,}2\ \mathrm{mPa \cdot s}$).

Die Messung der Stribeck-Kurven erfolgte mit einem Lineartribometer [2] ebenfalls durch das DIK e.V. Bei diesem Versuch reibt ein Rippengummi auf einer quer zur Bewegungsrichtung geschliffenen C45-Stahlplatte (siehe Abbildung 1). Das Rippengummi besteht

aus einer Elastomerplatte (Länge $32\ \mathrm{mm}$, Breite $20\ \mathrm{mm}$, Dicke $2\ \mathrm{mm}$) mit acht halbkreisförmigen Rippen (Radius $r = 1\ \mathrm{mm}$) und ist aus dem DIK-Referenzelastomer (EPDM mit der Härte $80\ \mathrm{ShA}$) [2] gefertigt.

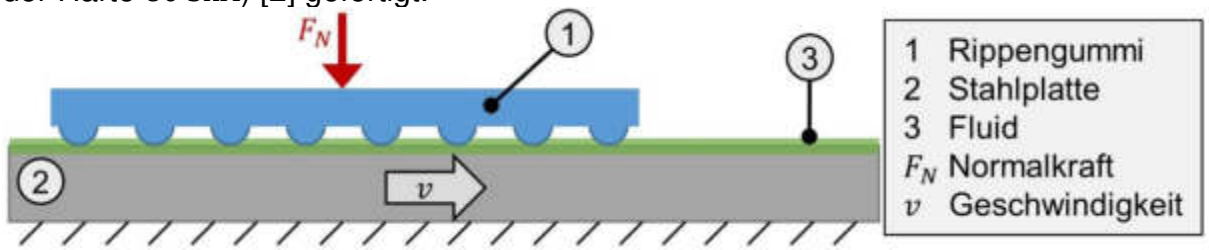


Abbildung 1: Tribometer-Versuch für die Messung der Stribeck-Kurve

Die gemessenen Stribeck-Kurven für die Fluide RF31 und RF33 sind für eine Normalkraft von $F_N = 29{,}98\ \mathrm{N}$ und eine Kontaktfläche von $A = 57{,}2\ \mathrm{mm}^2$ in Abbildung 2 aufgetragen. Insbesondere im Bereich der Grenzreibung unterscheiden sich diese. So beträgt bei einer Relativgeschwindigkeit von $v_{rel} = 0{,}1\ \mathrm{mm/s}$ der Reibkoeffizient des Fluids RF31 $\mu_{RF31} = 0{,}2877$ $(F_{R\,RF31} = 8{,}6\ N)$, bei dem Fluid RF33 liegt dieser hingegen bei $\mu_{RF33} = 0{,}2159$ $(F_{R\,RF33} = 6{,}5\ N)$. Im Bereich der Mischreibung fällt der Reibkoeffizient der RF31 stärker ab als bei der RF33. Bei einer Relativgeschwindigkeit von $v_{rel} = 100\ \mathrm{mm/s}$ sind die Reibkoeffizienten beider Flüssigkeiten nahezu identisch.

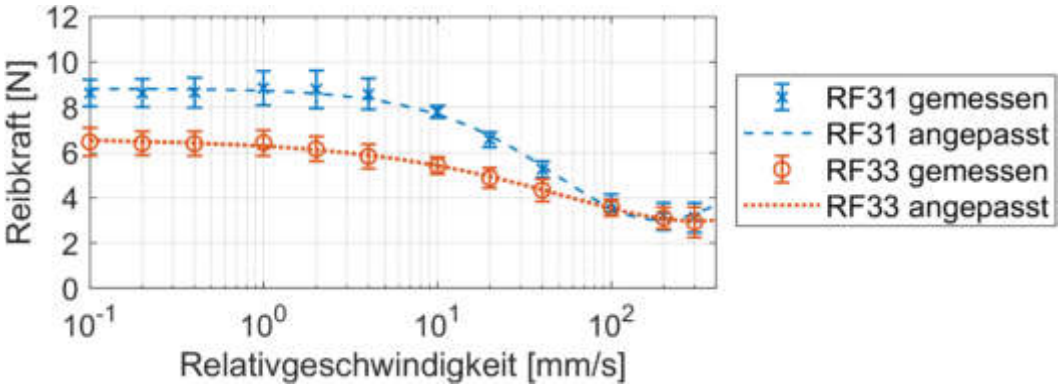


Abbildung 2: Gemessene Stribeck-Kurven

Versuchsaufbau am SRV®-Tribometer

Für die Untersuchung der Stick-Slip-Neigung der Bremsflüssigkeiten werden Modellversuche mit einem Schwing-Reib-Verschleiß-Tribometer (SRV®-Tribometer) der Firma Optimol durchgeführt. Bei diesem wird eine Stahlkugel $(d = 10\ \mathrm{mm})$ mit definierter Normalkraft F_N auf einen Probenkörper des DIK-Referenzelastomers gedrückt (siehe Abbildung 3). Der zylinderförmige Probenkörper hat eine Dicke von $2\ \mathrm{mm}$ und einen Durchmesser von $10\ \mathrm{mm}$ und ist in einer Stahlwanne fixiert, wobei die Wanne soweit mit der Bremsflüssigkeit gefüllt ist, dass die Probenoberfläche benetzt ist. Während des Versuches führt die Stahlkugel , in Abhängigkeit der Zeit t, eine oszillierende Bewegung $x(t)$ gemäß der Gleichung (1) aus

$$x(t) = a \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_a \cdot t). \qquad (1)$$

Die Amplitude a der Anregungsschwingung $x(t)$ beträgt $a = 1\ \mathrm{mm}$. Die Untersuchungen werden in mehreren Stufen mit Anregungsfrequenzen im Frequenzbereich von $f_a = 2, \ldots, 6\ \mathrm{Hz}$ und Normalkräften im Bereich von $F_N = 15, \ldots, 25\ \mathrm{N}$ durchgeführt.

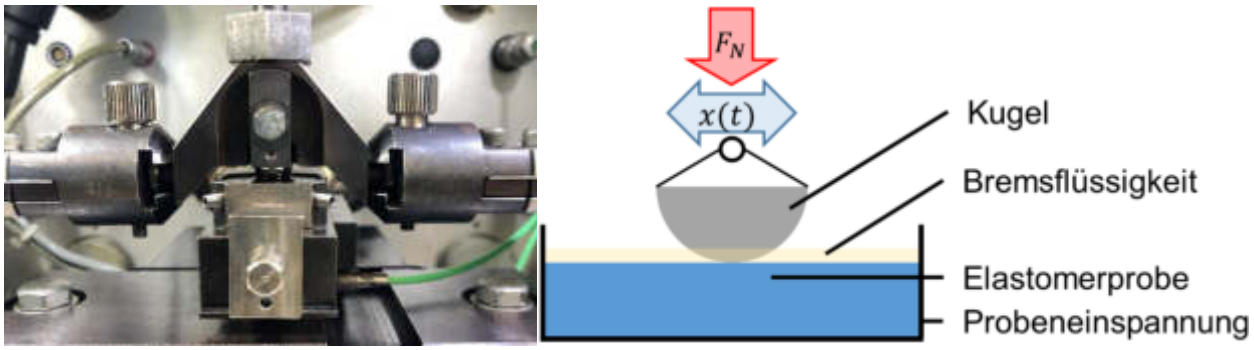


Abbildung 3: Aufbau des SRV®-Tribometerversuches

Vor der Durchführung der Versuche ist es erforderlich, die Vulkanisationshaut der Elastomerprobe zu entfernen. Dies dient der verbesserten Reproduzierbarkeit und erfolgt mit Hilfe einer Wendeschneidplatte oder eines Schleifpapiers mit 400er Körnung. Bei der Verwendung des Schleifpapiers wird dieses mit einer Kraft von $F = 50\,\mathrm{N}$ auf die Elastomerprobe gedrückt und für die Dauer von 20 Sekunden mit einer Frequenz von $f = 1\,\mathrm{Hz}$ und einer Amplitude $a = 50\,\mathrm{mm}$ oszillierend bewegt.

Für die Untersuchung des Stick-Slip-Effektes wird das Verhältnis der Reibkraft zur Normalkraft betrachtet. Dies ist exemplarisch für die beiden Flüssigkeiten RF31 und RF33 für eine Anregungsfrequenz $f = 5\,\mathrm{Hz}$ und eine Normalkraft $F_N = 20\,\mathrm{N}$ in Abbildung 4 aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass bei der Untersuchung des Fluids RF31 der Stick-Slip-Effekt auftritt, beim Fluid RF33 hingegen nicht.

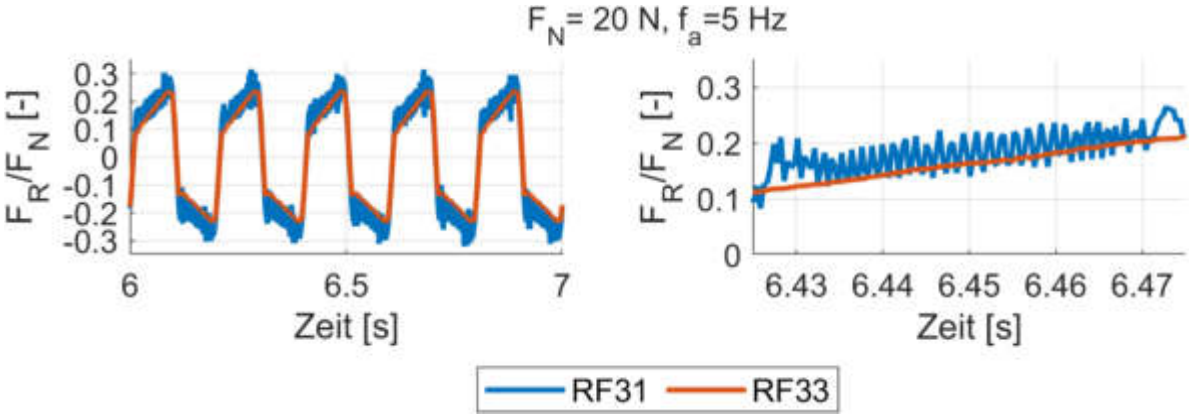


Abbildung 4: Gemessenes Reibwertsignal der Fluide RF31 und RF33

Mathematische Kenngröße

Für die quantitative Bewertung der Stick-Slip-Neigung ist eine mathematische Kenngröße erforderlich. Diese muss die im Reibkraftsignal erkennbare Stick-Slip-Schwingung quantifizieren und hinreichend zwischen den untersuchten Fluiden differenzieren. Hierzu wird die Stick-Slip Kennzahl S auf Basis des stochastischen Streuungsmaßes der Standardabweichung eingeführt.

Für die Berechnung der Stick-Slip-Kennzahl S wird zunächst der gleitende Mittelwert $M(t)$ gemäß Gleichung (2) berechnet, wobei die gemessenen Reibwertverläufe $R(t)$ im Mittelungsintervall $[-T_m/2\,;+T_m/2]$ durch die Funktion $g(\tilde{t})$ gewichtet werden. Als Gewichtungsfunktionen eignen sich zum Beispiel eine im Mittelungsintervall konstante Funktion, eine Dreiecksfunktion oder eine Gauß-Verteilungsfunktion. Da sich die Wahl der Gewichtungsfunktionen auf die Kenngröße S nur geringfügig auswirkt, wird hier der Einfachheit halber die konstante Funktion $g(\tilde{t}) = 1$ verwendet.

$$M(t) = \frac{1}{G} \int_{-T_m/2}^{+T_m/2} R(t-\tilde{t}) \cdot g(\tilde{t})\, d\tilde{t} \tag{2}$$

$$G = \int_{-T_m/2}^{+T_m/2} g(\tilde{t})\, d\tilde{t} \tag{3}$$

Um die Anregungsschwingung aus dem Reibwertsignal herauszufiltern, wird die Abweichung $A(t)$ aus der Differenz des Reibwertsignals und des Mittelwertes $M(t)$ berechnet

$$A(t) = R(t) - M(t). \tag{4}$$

Die anschließende Integration des Quadrats der Abweichung $A(t)$, über das auszuwertende Zeitintervall T (z.B. 10 Anregungsperioden), ergibt die Stick-Slip-Kennzahl S mit

$$S = \left(\frac{1}{T} \int_T A^2(t)\, dt \right)^{1/2}. \tag{5}$$

Die Größe des Mittelungsintervalls $[-T_m/2\,;+T_m/2]$ beeinflusst hingegen signifikant die Stick-Slip-Kennzahl S, weshalb dessen Einfluss am Beispiel eines Sinussignals $R(t)$ mit der Frequenz $f = 10\ \mathrm{Hz}$ und der Amplitude $a = 0{,}3$ untersucht wird. In Abbildung 5 ist für dieses Signal die Stick-Slip-Kennzahl S in Abhängigkeit des Mittelungsintervalls T_m aufgetragen. Für ein Mittelungsintervall bis zu $T_m = 0{,}01\ \mathrm{s}$ ist die Stick-Slip-Kennzahl nahezu null, da dann der gleitende Mittelwert $M(t)$ fast identisch zum Reibwertsignal $R(t)$ ist. Die Abweichung $A(t)$ sowie die Stick-Slip-Kennzahl S nehmen dann sehr kleine Werte an. Im Bereich $0{,}01\ \mathrm{s} < T_m < 0{,}1\ \mathrm{s}$ steigt die Stick-Slip Kennzahl an. Ist das Mittelungsintervall $T_m \geq 0{,}1\ \mathrm{s}$, liegt S konstant bei $S = 0{,}21$. Der gleitende Mittelwert ist dann ungefähr null, sodass die Stick-Slip-Kennzahl die Schwingung des Reibwertsignals $R(t)$ abbildet.

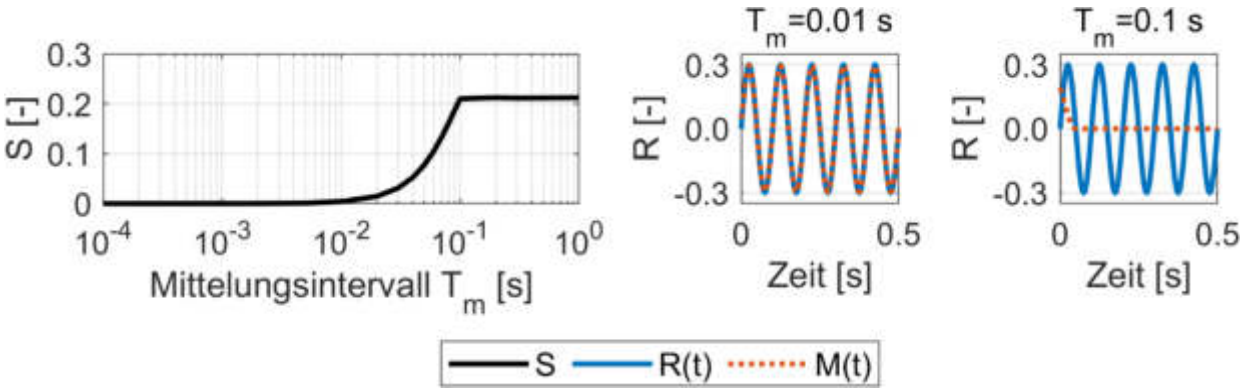


Abbildung 5: Einfluss des Mittelungsintervalls auf die Stick-Slip-Kennzahl S

Für die Auswertung des Tribometer-Versuchs folgt daraus, dass die Größe des Mittelungsintervalls T_m maximal ein Zehntel der Anregungsperiode betragen darf. Die minimale Größe des Mittelungsintervalls muss jedoch mindestens einer Periode der Stick-Slip-Schwingung entsprechen. Aus Bauteilversuchen ist bekannt, dass die minimale Stick-Slip-Frequenz bei ca. $500\ \mathrm{Hz}$ liegt, woraus für das Mittelungsintervall eine minimale Größe von $T_{m,min} = 2\ \mathrm{ms}$ folgt. Wird der SRV®-Versuch mit einer Anregungsfrequenz von bis zu $f_{a,max} = 20\ \mathrm{Hz}$ untersucht, folgt hieraus die maximale Größe des

Mittelungsintervalls zu $T_{m,max} = 5\,\mathrm{ms}$. Im Folgenden wird daher das Mittelungsintervall $T_m = 3{,}5\,\mathrm{ms}$ verwendet.

Versuchsergebnisse

In Abbildung 4 werden die Reibwertsignale für die Fluide RF31 und RF33 verglichen. Bei dem Fluid RF31 ist, im Gegensatz zu dem Fluid RF33, deutlich der Stick-Slip-Effekt zu erkennen. In der Abbildung 6 ist die Stick-Slip-Kennzahl S für die beiden Flüssigkeiten in Abhängigkeit der Normalkraft F_N und der Anregungsfrequenz f_a aufgetragen. Bei den Versuchsergebnissen mit dem Fluid RF31 ergibt sich die mittlere Stick-Slip-Kennzahl zu $S_m(\mathrm{RF31}) = 0{,}0256$. Für die Versuchsergebnisse mit dem Fluid RF33 berechnet sich die mittlere Stick-Slip-Kennzahl zu $S_m(\mathrm{RF33}) = 0{,}0012$. Die Stick-Slip-Kennzahl S differenziert somit die beiden Fluide deutlich.

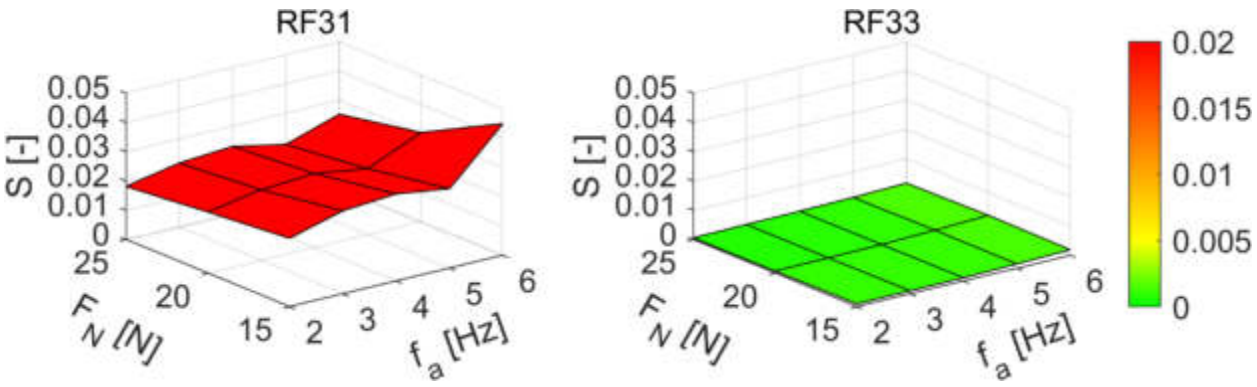


Abbildung 6: Stick-Slip-Kennzahl S für die Flüssigkeiten RF31 und RF33

Reibungsmodellierung

Für die Reibungsmodellierung im Rahmen von Stick-Slip-Untersuchungen wird in der Regel die Stribeck-Kurve verwendet. Jedoch beschreibt diese das Reibverhalten in einem stationären Zustand, was im Widerspruch zu dem hochdynamischen Stick-Slip-Effekt steht. Durch die schnelle Änderung der Relativgeschwindigkeit muss sich der Schmierfilm auf- bzw. wieder abbauen. Die Simulation des Stick-Slip-Effektes erfordert daher ein Reibmodell, welches den dynamischen Auf- und Abbau des Schmierfilms berücksichtigt.

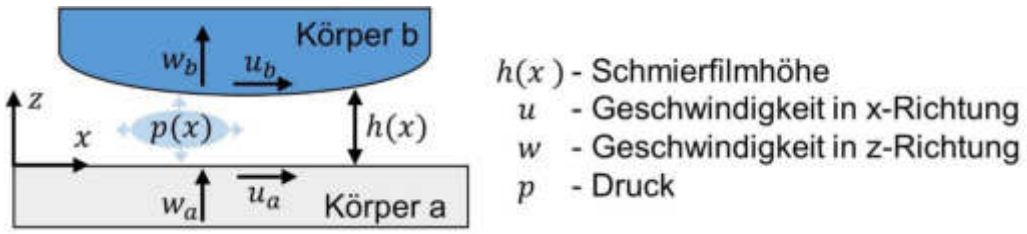


Abbildung 7: Spaltströmung

Der gängige Ansatz für die Beschreibung einer Spaltströmung (Abbildung 7) ist die instationäre Reynolds-Gleichung [3]. Unter der Annahme eines inkompressiblen Newtonschen Fluids (Dichte $\rho = \mathrm{konst}$, Viskosität $\eta = \mathrm{konst}$) ergibt sich diese zu

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{(u_b + u_a)h}{2}\right) + w_a - w_b - u_a\frac{\partial h}{\partial x}. \qquad (6)$$

Für die Lösung der Reynolds-Gleichung in Kopplung mit der FEM existieren verschiedene Ansätze [4, 5, 6]. Um den hohen Rechenaufwand durch diese Kopplung von Fluid- und Strukturmechanik zu vermeiden, wird hingegen im Folgenden die Schmierfilmdynamik mit einer empirischen Evolutionsgleichung für die Schmierspalthöhe h beschrieben

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\beta \cdot h^2 + \gamma \cdot v_{rel}\,. \tag{7}$$

Die zeitliche Änderung der Schmierfilmhöhe h ist in dieser Gleichung abhängig von den empirischen Parametern γ und β, der aktuellen Schmierfilmhöhe sowie der Relativgeschwindigkeit v_{rel}. Im stationären Zustand ist die Schmierfilmhöhe abhängig vom Verhältnis der empirischen Parameter γ/β sowie der Relativgeschwindigkeit v_{rel} gemäß

$$h_{stat} = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta} \cdot v_{rel}}\,. \tag{8}$$

Für die Reibungsmodellierung erfolgt eine additive Aufteilung der Reibschubspannung τ in die Festkörperreibung τ^s und in die Flüssigkeitsreibung τ^{fl} gemäß

$$\tau = \tau^s + \tau^{fl}. \tag{9}$$

Der Festkörperreibungsanteil τ^s wird, in Anlehnung an Armstrong-Hélouvry [7] mit einem exponentiellen Ansatz beschrieben. Im stationären Zustand ist dieser abhängig vom Kontaktdruck p, dem Haftreibungskoeffizienten μ_0, der Relativgeschwindigkeit v_{rel} sowie von den beiden empirischen Stribeck-Parametern v_s und δ, die für die Anpassung an die gemessenen Stribeck-Kurven erforderlich sind, und ergibt sich zu

$$\tau^s_{stat} = p \cdot \mu_0 \cdot e^{-\left|\frac{v_{rel}}{v_s}\right|^{\delta}}. \tag{10}$$

Für die Berechnung instationärer Reibungszustände wird zunächst gemäß Gleichung (7) die Schmierfilmhöhe h mit Hilfe des expliziten Euler-Integrationsschemas berechnet. Ausgehend von der berechneten Schmierfilmhöhe wird mit Gleichung (8) eine äquivalente Geschwindigkeit für den stationären Zustand berechnet, bei der sich diese Schmierfilmhöhe einstellen würde. Der Anteil der Festkörperreibung des dynamischen Reibmodells berechnet sich dann aus Gleichung (10) zu

$$\tau^s_{dyn} = p \cdot \mu_0 \cdot e^{-\left|\frac{\beta \cdot h^2}{\gamma \cdot v_s}\right|^{\delta}}. \tag{11}$$

Für die Beschreibung der Flüssigkeitsreibung wird im Schmierspalt vereinfachend eine Couette-Strömung angenommen. Der Flüssigkeitsreibungsanteil τ^{fl} ist dann proportional zur Viskosität η, der Relativgeschwindigkeit v_{rel}, dem empirischen Stribeck-Parameter c sowie umgekehrt proportional zur Schmierfilmhöhe h

$$\tau^{fl} = c \cdot \eta \cdot \frac{v_{rel}}{h}. \tag{12}$$

Durch das Einsetzen der Gleichung (8) in (12) kann der Flüssigkeitsanteil der Schubspannung im stationären Zustand ausgedrückt werden, sodass gemessene Stribeck-Kurven durch die empirischen Parameter angepasst werden können.

Bestimmung der Modellparameter

Für die Bestimmung der empirischen Parameter β und γ wird mit Hilfe der IHL-Methode nach Blok [8] die Schmierfilmhöhe im stationären Zustand berechnet und an der Stelle der minimalen Schmierfilmhöhe ausgewertet, da an dieser Position der Anteil der Festkörperreibung am größten ist. Mit Gleichung (8) kann so das Verhältnis der empirischen Schmierfilmparameter abgeschätzt werden.
Die Stribeck-Parameter μ_0, v_s, δ und c werden dann, durch die Minimierung des Fehlerquadrates, an die gemessen Stribeck-Kurven (Abbildung 2) angepasst. Die Reibkraft $F_R = \tau \cdot A$ berechnet sich im stationären Zustand aus den Gleichungen (10) und (12) zu

$$F_R = F_N \cdot \mu_0 \cdot e^{-\left|\frac{\beta \cdot h^2}{\gamma \cdot v_s}\right|^{\delta}} + A \cdot c \cdot \eta \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma} \cdot v_{rel}\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad (13)$$

Die Normalkraft F_N während des Tribometer-Versuches ist bekannt und die Kontaktfläche A wird mit einer FEM-Simulation des Versuchsaufbaus abgeschätzt. In Abbildung 2 sind die Stribeck-Kurven für die Flüssigkeiten RF31 und RF33 aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass sich die Gleichung (13) gut an die gemessenen Stribeck-Kurven anpassen lässt. Die verwendeten Parameter sind der Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Parameter der Stribeck-Kurve

	μ_0 [−]	$v_s \left[\frac{mm}{s}\right]$	δ [−]	c [−]	$\beta \left[\frac{s}{mm}\right]$	γ [−]	F_N [N]	A [mm^2]
RF31	0,2928	57,28	0,8859	7,86	12,51e+6	0.01	29,98	57,2
RF33	0,2204	94,15	0,5832	4,81	12,41e+6	0.01	29,98	57,2

Simulation des SRV®-Versuches

Beim Auftreten des Stick-Slip-Effektes wechselt der Kontakt mit einer Frequenz von mehreren hundert bis tausend Hertz zwischen Haften und Gleiten. Dies hat eine entsprechend schnelle Änderung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen zur Folge, weshalb für eine dynamische FE-Simulation des Stick-Slip-Effektes die explizite Zeitintegration verwendet wird. In der vorliegenden Arbeit wird dafür die kommerzielle Simulationssoftware ABAQUS/explicit verwendet [9].

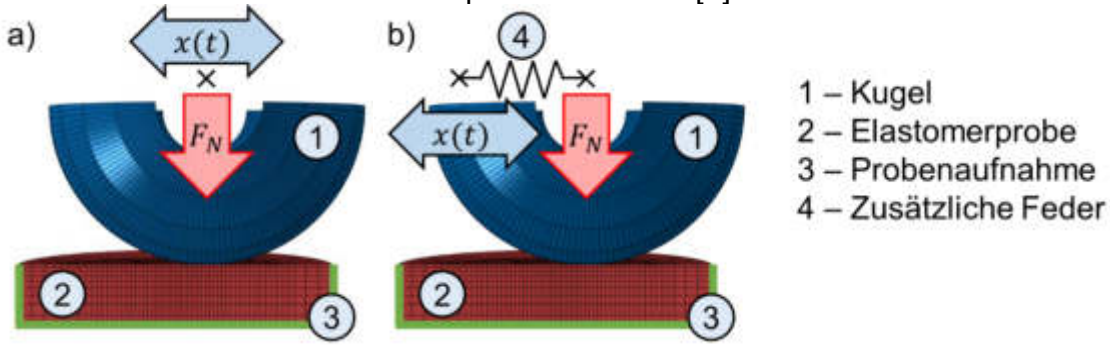


Abbildung 8: Simulationsmodelle des SRV®–Versuches

Sowohl die Kugel (Abbildung 8a, Pos. 1), als auch die Probenaufnahme (Pos. 3) werden als starre Oberflächen modelliert, da deren Verformung der im Vergleich zur Elastomerplatte vernachlässigbar klein ist. Die Elastomerprobe (Pos. 2) wird mit linearen Hexaeder Elementen (Elementtyp C3D8R) vernetzt. Für die Reduzierung der Rechenzeit wird die Symmetrie des Versuchsaufbaus ausgenutzt und mit einem Halbmodell gerechnet. Im Kontakt zwischen der Kugel (Pos. 1) und der Elastomerprobe (Pos. 2) wird das

dynamische Reibmodell verwendet und im Kontakt zwischen der Elastomerprobe (Pos. 2) und der Probenaufnahme (Pos. 3) wird Coulombsche Reibung mit einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0{,}3$ angenommen.
Das DIK-Referenzelastomer wurde am DIK e.V. charakterisiert [2]. Das Spannungs-Dehnungsverhalten wird mit dem hyperelastischen Neo-Hooke-Materialmodell beschrieben. Die Anpassung an einen Stufenzugversuch ergibt einen Neo-Hooke-Parameter $C_{10} = 1{,}1612\ \mathrm{MPa}$. Auf Grund der expliziten Zeitintegration ist es erforderlich, eine moderate Kompressibilität von $D = 0{,}1\ \mathrm{MPa}^{-1}$ anzunehmen. Das viskoelastische Materialverhalten des Referenzelastomer wird durch eine Prony-Reihe berücksichtigt, welche an die Ergebnisse der Dynamisch-Mechanischen-Analyse angepasst wurde.

Die Simulation besteht aus drei Schritten. Im ersten Simulationsschritt wird die Stahlkugel in die Elastomerplatte gedrückt. Wegen des viskoelastischen Materialverhaltens folgt ein Simulationsschritt, in dem die dynamischen Effekte abklingen. Im dritten Simulationsschritt wird das Verhalten während des SRV®-Versuches bestimmt, wobei die Stahlkugel mit der Anregungsschwingung $x(t)$ gemäß Gleichung (1) bewegt wird.

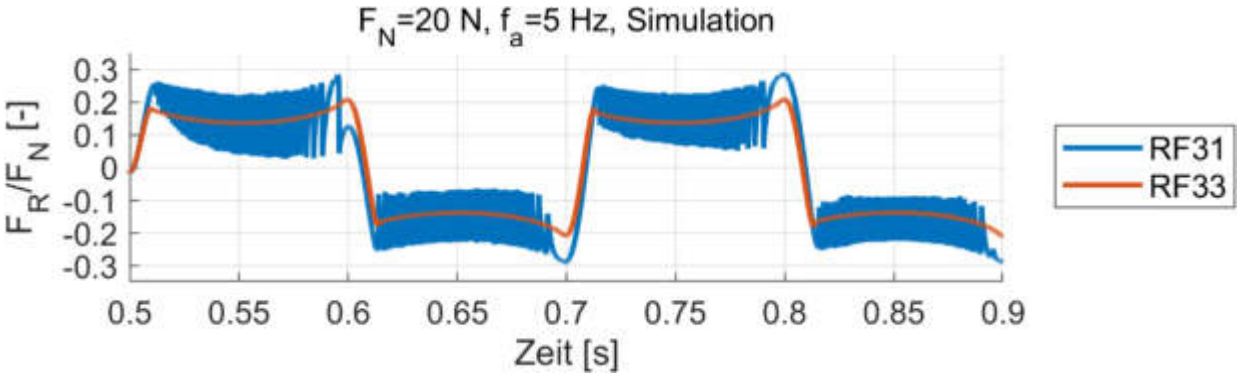


Abbildung 9: FE-Simulation des SRV®-Versuches

In Abbildung 9 ist das Verhältnis der Reibkraft zur Normalkraft aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass bei der Verwendung des Reibmodells für das Fluid RF31 der Stick-Slip-Effekt auftritt, für das Fluid RF33 hingegen nicht. Für die dargestellten Simulationsergebnisse ergibt sich die Stick-Slip-Kennzahl S für die RF31 zu $S_{RF31} = 0{,}0376$ und für die RF33 zu $S_{RF33} = 0{,}0018$. Wie bereits im Tribometer-Versuch differenziert die Stick-Slip-Kennzahl die beiden Flüssigkeiten deutlich und die Simulationsergebnisse korrelieren sehr gut zu den experimentellen Beobachtungen.

Untersuchung des Steifigkeitseinflusses

Beobachtungen aus den SRV®-Versuchen zeigen, dass die Sensitivität des Versuchs von dem verwendeten Federpaket im Versuchsaufbau, also der Systemsteifigkeit des Tribometers, abhängig ist. Je nach gewählter Steifigkeit des Tribometers kann der Stick-Slip-Effekt provoziert werden oder nicht. Daher wird nun der Einfluss der Steifigkeit mit Hilfe des oben eingeführten FE-Simulationsmodells untersucht.
Bei den bisherigen Simulationen wurde nur die Elastizität des Probekörpers berücksichtigt und der übrige Versuchsaufbau als starr angenommen (Abbildung 8a). Hierbei tritt mit dem Reibmodell der RF31 der Stick-Slip-Effekt auf, bei der RF33 hingegen nicht. Nun wird untersucht, ob durch Reduzierung der Systemsteifigkeit durch Einbringen einer zusätzlichen Feder in das Simulationsmodell (Abbildung 8b) der Stick-Slip-Effekt auch bei Verwendung des Fluids RF33 provoziert werden kann. Die Steifigkeit k des

Systems [10] berechnet sich während des Haftens aus der Differentiation des Reibkraftverlaufs $F_R(t)$ nach der Verschiebung $u(t)$ gemäß

$$k = \frac{dF_R}{du} \approx \frac{F_R(t+\Delta t) - F_R(t-\Delta t)}{u(t+\Delta t) - u(t-\Delta t)}. \tag{14}$$

Die zusätzliche Feder, mit der Steifigkeit $k = 200\ \mathrm{N/mm}$, wird zwischen der Kugel und dem Knoten, über den die Bewegungsrandbedingung aufgebracht wird, eingebracht (Abbildung 8b, Pos. 4). Für die Unterdrückung hochfrequenter Schwingungen in dem Federelement wird außerdem eine geringe Dämpfung von $d = 0{,}02\ \mathrm{N \cdot s/mm}$ berücksichtigt. Durch die zusätzliche Feder wird das System insgesamt weicher. So beträgt die Anfangssteifigkeit des Systems ohne zusätzliche Feder $k \approx 150\ \mathrm{N/mm}$, während sie mit der zusätzlichen Feder bei $k \approx 80\ \mathrm{N/mm}$ liegt. In Abbildung 10 ist deutlich zu erkennen, dass so auch für das Reibmodell der RF33 eine Stick-Slip-Neigung erreicht werden konnte. Die Stick-Slip-Neigung nimmt also mit abnehmender Steifigkeit zu.

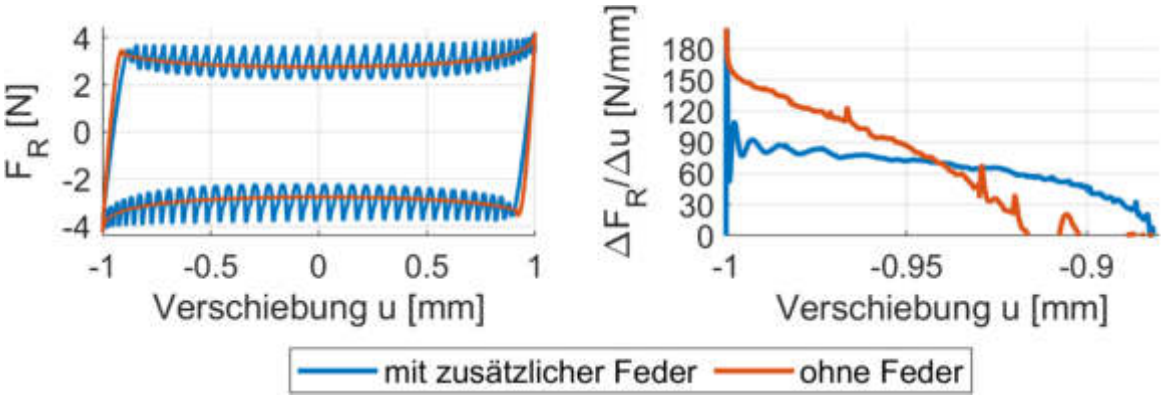


Abbildung 10: Einfluss der Systemsteifigkeit auf den Stick-Slip-Effekt (hier für RF33)

Zusammenfassung und Fazit

An den Dichtungen in Kfz-Hauptbremszylindern können in Abhängigkeit der Bremsflüssigkeit unerwünschte Stick-Slip-Geräusche auftreten. Um dies zu vermeiden ist es erforderlich, die tribologische Eignung von Bremsflüssigkeiten mit einem Tribometer-Versuch zu charakterisieren. Hierzu wurde die Verwendung eines SRV®-Tribometers untersucht, bei dem eine Stahlkugel auf einer mit der untersuchten Flüssigkeit benetzten Elastomerplatte reibt. Mit diesem Versuch konnten eine für Stick-Slip anfällige Bremsflüssigkeit Bremsflüssigkeit erfolgreich differenziert werden.

Die Bewertung einer Bremsflüssigkeit im Hinblick auf die Stick-Slip-Neigung erfordert eine objektive Bewertungsgröße. In Anlehnung an die Standardabweichung wurde hierfür die einfach zu bestimmende Stick-Slip-Kennzahl S eingeführt.

Weiter wurde ein empirisches dynamisches Reibmodell eingeführt, das die Simulation von Stick-Slip-Mechanismen auf der Basis von gemessenen Stribeck-Kurven erlaubt. Hierbei wird der dynamische Auf- und Abbau der Schmierfilmhöhe phänomenologisch beschrieben. Die Simulationsergebnisse dieses Modells korrelieren sehr gut zu experimentellen Ergebnissen.

Mit Hilfe des vorgestellten dynamischen Reibmodells wurde schließlich der Einfluss der Systemsteifigkeit auf die Stick-Slip-Neigung untersucht. Durch die Reduzierung der Systemsteifigkeit konnte auch für vorher unauffällige Reibmodelle der Stick-Slip-Effekt provoziert werden. Für den Tribometerversuch folgt daraus, dass die Steifigkeit des Versuchsaufbaus geeignet gewählt werden muss, damit die Stick-Slip-Neigung von Bremsflüssigkeiten differenziert werden kann.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich herzlich bei dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie für die Förderung des Forschungsprojektes „TriNoWe – Tribologie in Normen Weltweit“ im Rahmen des Förderprogrammes WIPANO. Des Weiteren bedanken wir uns bei dem Deutschen Institut für Kautschuk Technologie e. V. (DIK) für die zur Verfügung Stellung der Stribeck-Kurven sowie für die Charakterisierung des DIK-Referenz-Elastomers.

Quellenangaben

[1] Ibrahim, R. A.: Friction-Induced Vibration, Chatter, Squeal, and Chaos—Part I: Mechanics of Contact and Friction. Applied Mechanics Reviews 47 (1994) 7, S. 209–226

[2] Lang, A.: Tribologie in Normen weltweit (TriNoWe): Abschlussbericht im Rahmen des BMWI-Förderprogramms WiPaNo. Deutsches Institut für Kautschuktechnologie e. V. (2021). https://doi.org/10.2314/KXP:1767532911

[3] Hamrock, B. J., Schmid, S. R. u. Jacobson, B. O.: Fundamentals of fluid film lubrication. Mechanical engineering, Bd. 169. New York: Dekker (2004)

[4] Angerhausen, J.: Physikalisch motivierte, transiente Modellierung translatorischer Hydraulikdichtungen. Reihe Fluidtechnik, Bd. 102. Düren: Shaker (2020)

[5] Schmidt, T., André, M. u. Poll, G.: A transient 2D-finite-element approach for the simulation of mixed lubrication effects of reciprocating hydraulic rod seals. Tribology International 43 (2010) 10, S. 1775–1785

[6] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden (2010)

[7] Armstrong-Hélouvry, B.: Control of Machines with Friction. Boston, MA: Springer US (1991)

[8] Blok, H.: Fundamental Mechanical Aspects of Boundary Lubrication. SAE Technical Paper 400129 (1940) 2

[9] André, M., Wittmaack, M: Schlussbericht zum ögP Tribologie in Normen weltweit (TriNoWe) im Rahmen des BMWi-Förderprogramms WiPaNo. Hochschule Hannover (2021). https://doi.org/10.2314/KXP:1767529422

[10] Lindner, M.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklötzen und Dichtungen, Universität Hannover Dissertation. Hannover (2006)

Autoren

Martin Wittmaack, M.Eng, Hochschule Hannover, Ricklinger Stadtweg 120, 30459 Hannover, Martin.Wittmaack@hs-hannover.de

Prof. Dr.-Ing. Markus André, Hochschule Hannover, Ricklinger Stadtweg 120, 30459 Hannover

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Molter, Hochschule Mannheim, Paul-Wittsack-Straße 10, 68163 Mannheim

Yuxiao Zhao, Leyu Lin, Alois K. Schlarb

Artificial neural network supported tribological evaluations of different polymer-based composites

Zusammenfassung:

Drei tribologisch modifizierte Compounds wurden in einem breiten Bereich von Flächenpressung und Geschwindigkeit in der Paarung gegen Stahl (100Cr6) untersucht. Darauf aufbauend wurde ein künstliches neuronales Netz mit den Levenberg-Marquardt-Trainingsalgorithmen trainiert, um die Reibungs- und Verschleißeigenschaften der untersuchten Werkstoffe über den gesamten Belastungsbereich feinmaschig zu simulieren und damit auch an nicht durch ein Experiment gemessenen pv-Kombinationen vorherzusagen. Das Ergebnis zeigt, dass das Reibungs- und Verschleißverhalten mit diesem Werkzeug tatsächlich mit einer begrenzten Anzahl von Experimenten vorhergesagt werden kann. Die Verbesserung der Vorhersagequalität im Vergleich zu früheren Studien wird in dieser Studie dadurch erreicht, dass die Zusammensetzung der Materialien in das Netzwerktraining einbezogen wird. Mit der feinmaschigen Simulation können die tribologischen Eigenschaften als Funktion der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit geplottet werden. Macht man das für verschiedene Werkstoffe in einem Diagramm lässt sich eindeutig feststellen, in welchen Belastungsbereichen welche Werkstoffe die beste Performance aufweisen. In Bezug auf die Materialzusammensetzung lässt sich anhand der beiden PEEK-Werkstoffe zeigen, dass die Zugabe von submikroskopischen ZnS/TiO2-Partikeln das Reibungsverhalten deutlich verbessert.

Abstract:

Three tribologically modified compounds were investigated in a wide range of contact pressure and velocity in the pairing against steel (100Cr6). Based on this, an artificial neural network was trained with the Levenberg-Marquardt training algorithms to finely simulate the friction and wear properties of the investigated materials over the entire load range and thus predict them even on pv combinations not measured by an experiment. The result shows that the friction and wear behavior can indeed be predicted with this tool with a limited number of experiments. The improvement in prediction quality compared to previous studies is achieved in this study by including the composition of the materials in the training of the ANN. With the fine mesh simulation, the tribological properties can be plotted as a function of contact pressure and sliding velocity. If this is done for different materials in a diagram, it is possible to clearly determine in which load ranges which materials exhibit the best performance. In terms of material composition, it can be shown with the two PEEK materials that the addition of submicroscopic ZnS/TiO2 particles significantly improves the frictional behavior.

Keywords: Artificial neural network; PA composites; PEEK composites; friction and wear

1. Introduction

Polymer-based tribomaterials were vastly developed in recent decades. Common tribomaterial consists of 4 different components: polymer matrix, carbon fibers (CFs), internal lubricants, and submicro-sized particles. The addition of different fillers leads to synergistic effects of unknown material interactions, through which the tribological performance of the matrix is obviously improved. In former studies [1,2], polymer-based composites filled with CF/graphite/PTFE have shown superior tribological performance. Mechanisms of this improvement have been revealed [3,4], yet there are no simple rules to define the amount of the different components in relation to the tribological performance of the tribomaterials under certain load conditions. To gain a comprehensive understanding of the synergistic effects of the components, large amount of statistics of tribological characterization is needed.

The most commonly applied approach to collect tribological information of tribomaterials on the lab-scale is tribometer test, e.g. Block-on-Ring (BoR) or Pin-on-Disc (PoD). However, considering the experimental time for each measurement (up to 20 hours), this approach is exceedingly time-consuming and practically impossible to cover all conceivable variations of material formulation or load condition. Therefore, several studies have attempted to describe the tribological behaviour in a wide parameter area based on a limited set of data. The most promising approach to solve this issue is the artificial neural network (ANN). Within the last decades, many researches have achieved the use of ANNs in the material science [5,6]. Velten et al. [7] was first time applying a

facile ANN technology to predict wear in short-fiber and particle filled thermoplastics. This work was then followed by other ANN tribology studies such as [8] and own studies [9,10] that all refined the applied ANN architectures and chosen algorithms to explore the practicability of the ANN technology on pure and reinforced polymers.

In the present study, we applied our novel ANN architectures developed and published in [11] for the prediction of friction coefficient (CoF) and specific wear rate (w_s) dependent on different normal pressures (p) and sliding speeds (v). The measured and simulated data were presented in a 3D-type diagram and was called as tribomap. Actually, so-called wear (mechanism)-maps and frictional-maps have been proposed and described in the literature [12,13]. However, the understanding of a frictional map was the mapping of the local friction coefficient on a friction surface in nanotribology. In the following, we present the tribomaps for evaluation and comparison of the tribological behavior of PA66- and PEEK-based tribomaterials. In this regard, our understanding of a tribomap presents the friction coefficient or wear rate as a function of pressure and sliding speed. We investigated the tribological performance of one PA 66 tribocomposite and two PEEK composites and showed how well-trained ANN structures can be applied for forecasting the tribological characteristics with a very high accuracy. The close-meshed ANN simulations can be utilized to retrieve the pv-combinations of interest that can be validated by a couple of downstream tribometer tests. The resulting CoF- and w_s-maps enable to compare and discover the best tribomaterial in a wide field of pv-conditions.

2. Experimental section

2.1 Materials and sample preparation

PA 66 (Ultramid® A3K, BASF) and PEEK (VESTAKEEP® 2000 G, Evonik) were chosen as polymer matrix to prepare high performance tribomaterials. Short carbon fiber, graphite, submicro-sized titanium dioxide and zinc sulfide particles were as additional fillers for improving their tribological properties. Formulations of the tribomaterials are summarized in Table 1, which were compounded on a co-rotated twin-screw extruder with the processing parameters as described in our early study [14]. Then the materials were injection-molded into plates for preparing into tribological samples.

Table 1. Compositions of the investigated PEEK tribocompounds.

Material		Compound-A	Compound-B	Compound-C
PA66	wt.-%	-	-	80
PEEK	wt.-%	60	80	-
CF	wt.-%	10	10	10
Graphite	wt.-%	10	10	10
TiO_2	wt.-%	10	-	-
ZnS	wt.-%	10	-	-

2.2 Tribological characterizations

In order to train the artificial neural network, we applied data of different tribocomposites measured by using a block-on-ring (BoR) tribometer [15] on which the friction coefficient

and specific wear rate of the materials were acquired dependent on different pv-products 1 MPa·m/s and 32 MPa·m/s. The samples for BoR test were rectangle pins (blocks) with a friction area of 4 x 4 mm² and a length of 10 mm, which were milled from the injection-molded plate. The counterpart was a 100Cr6 steel ring with a surface roughness of $R_a \approx$ 0.1 - 0.2 µm. The frictional and normal force were measured by means of strain gauges for determining the friction coefficient. A displacement sensor was installed parallel to the sample, through which the height loss of the sample during the experiment was measured. The height loss of the specimen was applied to calculate the specific wear rate according to the following equation

$$w_s = \Delta h/(p \cdot v \cdot t) \quad (1)$$

where Δh is the height loss, p denotes the surface pressure, v is the sliding speed, and t connotes the duration of the experiment. After tribological evaluations of the materials, 90% of the data achieved were randomly selected for ANN training, 5% for validation and 5% for testing issues (cf. Section 3).

3. Methodology

3.1 Artificial neural network architecture

Artificial neural network is an algorithm that attempts to imitate the human brain. It operates in the same way as the brain's neural network and use interconnected nodes (neurons) to transfer information. Domains of the artificial neural network consist of multiple sources, ranging from humanity's intention for understanding the human brain and transferring its functions into models. Briefly, an artificial neural network is a massively parallel-distributed processor. It is able to store and analyze the experimentally evaluated knowledge and making this useful for prediction, which is similar to the brain in two aspects: i. acquiring knowledge via a learning process and ii. storing this knowledge by utilizing the interconnection strengths [16]. The ANN structure is composed of three segments: input layer, hidden layer and output layer (cf. Figure 1a). Each segment consists of a different number of nodes. The number of the nodes in the input and output layers is set so that it equals to that of input and output variables, while the hidden layer can contain more than one layer, and the number of nodes in each layer is flexible. The individual node in both hidden layers and in the output layers collects the information from the nodes in the former layer. Each input signal is weighted with a fraction between 0 and 1. The weight determines the importance of the input signal for that input. All of the weighted input signals are summed together with a constant to build up a total input V_k:

$$V_k = \sum_{j=1}^{n} w_{kj} x_j + x_0 b \quad (2)$$

This constant $x_0 \equiv 1$, and its weight is so called bias. Its function is to ensure that even if all inputs are zero, there would still be a valid activation function in the neuron. The activation function is almost invariably taken to be linear, threshold, logistic functions or hyperbolic tangent functions [17]. The artificial neuron is controlled by the activation function through a threshold θ_k, which determines the neurons "shoots" or not. When the total input V_k is greater than the threshold, the neuron shoots. The output y_k is transferred to other neurons, which are also weighted (Figure 1b) [17].

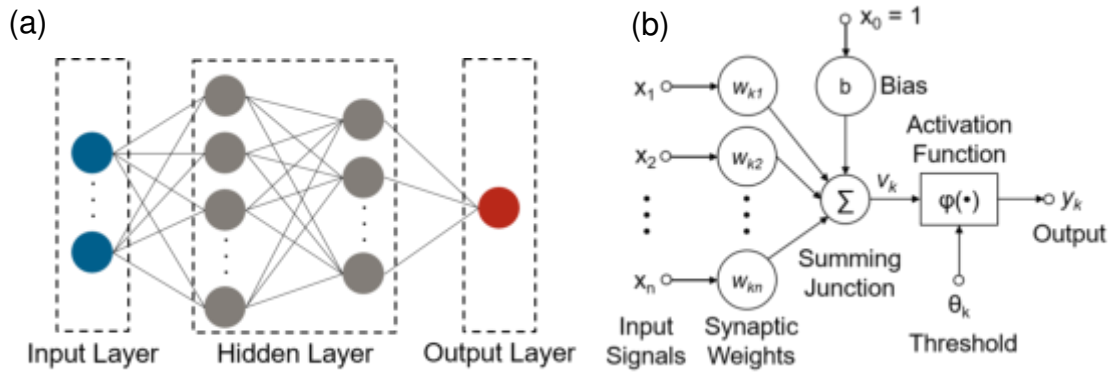


Figure. 1: (a) Schematic representation of basic ANN structure and (b) schematic representation of a single neuron.

When the architecture of an artificial neural network, i.e. number of input- and output-nodes, number of layers and layer-nodes as well as type of the transfer function used to the nodes is determined, the learning or training process can be started. In our feed-forward approach, we utilized supervised learning: here learning is understood as the automatic extraction of usually implicit rules from example data, from those an ANN discovers relationships to perform associations [18]. Usually, a finite set of training data, which are divided into the input and corresponding target values, is assigned to the network associated with the learning rule (performance function & training algorithm). This learning rule adjusts the weight factors and bias of the nodes as a function of training data.

$$\left(x^{(IN_1)}, y^{(TARGET_1)}\right), \ldots, \left(x^{(IN_n)}, y^{(TARGET_n)}\right) \tag{3}$$

Please see [11] for details about those techniques. In principle, training is a process of continuously adjusting the weights and the threshold value of the activation function of all neurons until they reach distinct values that enable the network to generate outputs that are close enough to the actual desired outputs. We opted a mean squared error (MSE) function as performance function that is a quite new but approved method for most feed-forward networks [19]:

$$MSE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(y_i^{TARGET} - y_i^{OUT}\right)^2 \tag{4}$$

For multilayer feed-forward network training issues, a few key numerical optimization algorithms have shown excellent performance. Please check [18] for a detailed description of commonly used techniques. For the application of forecasting the friction coefficient or the wear rate of tribological measurements in material science, existing studies applied several of those algorithms on various architectures [6,8-10]. Based on the author's preliminary studies [9-11], it was possible to redefine the state-of-the art in prediction quality for friction and wear coefficient and on the identification of important network input parameters in [11] by applying novel ANN architectures combined with MSE as performance function and Levenberg-Marquardt (LM) as training algorithm on data from [9,10]. Please follow [11,19] for a detailed description of the LM method. The finally applied networks for friction and wear predictions are consisting of two hidden layers ({16 9 units}), both with sigmoidal transfer function. The output layer comprised of a single node with friction coefficient or specific wear rate, respectively.

3.2 Tribomaps preparation

After the ANN simulation shows a satisfactory prediction capability on the applied data, it is now possible to utilize the trained network to simulate input arguments which were not trained before. For a fixed material combination (e.g., compound-A or compound-B, Table 1) at the input, one can simulate the corresponding outputs (CoF or w_s) by varying the applied pressures and velocities in small steps (stepsize = 0.1) within the training margin (1-8 MPa; 1-4 m/s). Plotting the resulting outputs (CoF or w_s) as a function of those pressures and velocities spans an area that illustrates the tribological behavior of the built compound within this operating range with an expected MSE that was evaluated in the course of the ANN training procedure. Plotting now different material specific areas into a single figure let us compare the tribological performances within the chosen materials. Regarding the friction coefficient and wear rate, a material would perform best whose CoF and w_s would be minimal, at least in the desired range of pv-combination. Figure 2a illustrates an example of such an area-plot. When rotating now this 3D-plot (Figure 2a) to bottom point-of-view (Figure 2b) leads to a 2D-plot that shows those surface parts of all considered materials, which comprise the minimum CoF (or w_s) for all pressure and velocity conditions. This imaging technology is now defined as tribomap, a technique that depicts the usability of the employed materials in respect to the friction coefficient and wear rate at pv-combinations of interest.

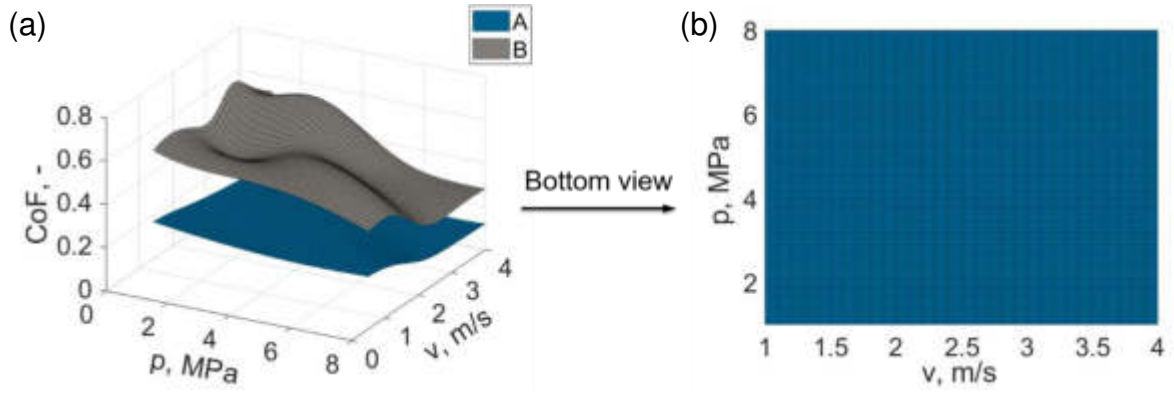


Figure 2: (a) Two example areas (each for one example compound) indicating the simulated CoF behavior (z-axis) at different velocity-pressure (x-, y-axis) combinations and (b) spin the 3D-plot to bottom view to gain the corresponding Tribomap.

4. Results and discussion

4.1 Tribological properties

Evolutions of the friction coefficient of distinct composites as a function of pv-product are presented in Figure 3a. compound-A und compound-B were tested in a pv-range from 1 MPa·ms^{-1} to 32 ·ms^{-1}, while compound-C were tested in a limited pv-range up to 20 MPa·ms^{-1} due to relative lower stiffness and thermal resistance of PA66 matrix. It is very clear that the incorporation of submicro-sized particles into PEEK matrix leads to an obvious reduction of the friction coefficient in the whole tribological loading range. Moreover, all of the composites show a decreasing tendency of the friction coefficient with increasing pv-product. This indicates again the beneficial role of submicro-sized particles in improving the friction-reduction capability of polymer matrix, especially at higher pv-product. In average, a decrease of 60% in friction coefficient is noticed in the whole tested pv-range when comparing it with that of compound-B without submicro-sized particles (Figure 3b). Additionally, compared to compound-B and compound-C, the evolutions of the friction coefficient of compound-A with submicro-sized particles are much stable in the lower pv-product area (≤10 MPa·m/s) after the submicro-sized particles were added.

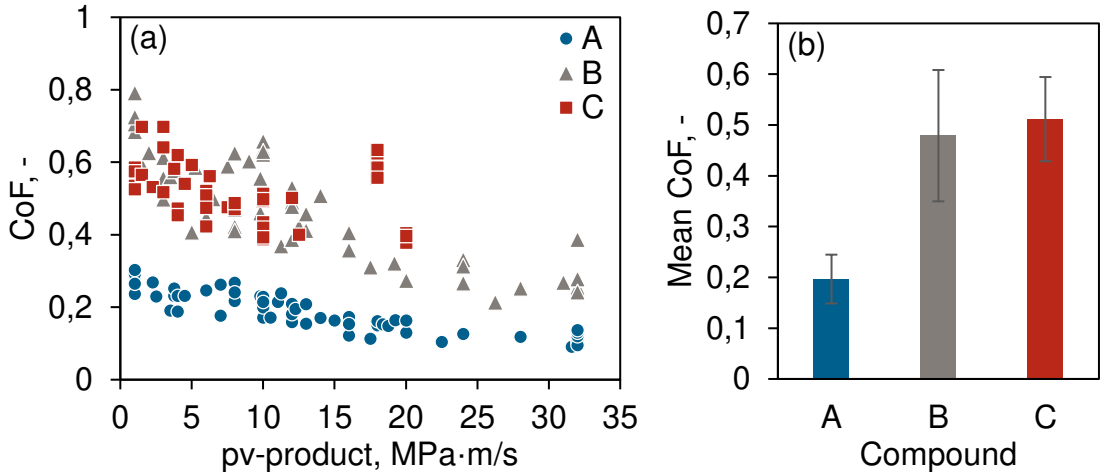


Figure 3. Evolution of friction coefficient (a) in a limited pv-range and mean value of friction coefficient (b) of the tested materials.

In comparison to the evolution of the friction coefficient, the variation of specific wear rate is more complex. Compared to compound-B, which has no submicro-sized particles, the specific wear rates of compound-A are slightly lower at most of the load conditions (Figure 4a). However, several higher values are also observed at certain pv-products. With respect to the PA composite (compound-C), it performs the lowest specific wear rate in the tested pv-range below 15 MPa·m/s (Figure 4b).

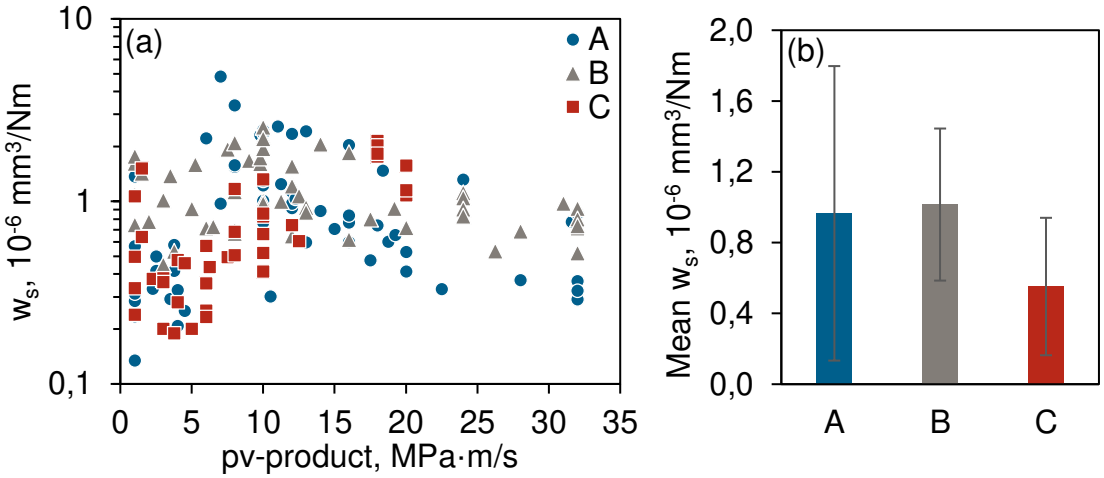


Figure 4. Evolution of specific wear rate (a) in a limited pv-range and mean value of specific wear rate (b) of the tested materials.

4.2 Artificial neural network predictions

Based on the simulation results of the employed dataset, we created tribomaps to identify which material demonstrates the best friction and wear performance at what pv-factors (cf. Section 3.2). By means of these tribomaps, selection of tribomaterials for the practical applications under special pv-conditions can be easily realized. Figure 5a illustrates the resulting compound-A, compound-B and compound-C area plots of the friction coefficient after simulation in the studied range of load conditions. The area of the friction behavior of compound-C is limited to a pv-factor of 20 MPa·ms^{-1} (5 MPa / 4 ms^{-1}) as the wear of compound-C leads to a quick failure of the sample at higher load collectives. Rotating now this 3D plot (Figure 5a) to the bottom view exposes the 2D tribomap, this area indicates the lowest friction coefficient within the studied pv-ranges (Figure 5b), from which it can be derived that the area plot of compound-A fully covers the pv-factors

between 1 MPa·m/s and 32 MPa·m/s indicating the best friction performance of this composite.

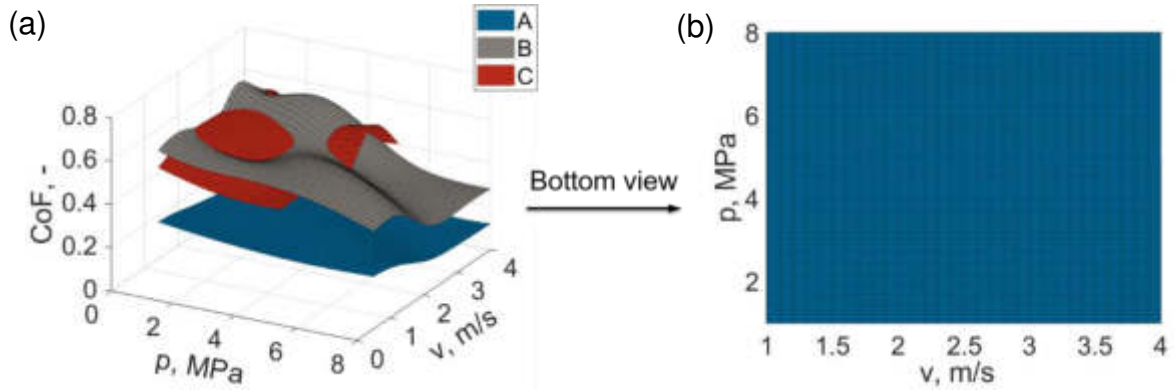


Figure 5: (a) Simulated area plots for friction coefficients covering compound-A, compound-B and compound-C and (b) the tribomap as bottom view of the 3D-plot.

In Figure 6a, the 3D tribomaps of the simulated specific wear rates of the PA and PEEK materials are illustrated. As is shown, compound-A presents the lower wear rate in most of the whole plotted area. Meanwhile compound-C performance a better wear resistance in a large area where the surface pressure lower than 5 MPa, which is consistent with the result illustrated in Figure 4. Herein, the junction of the areas exhibits the pv-conditions where one material's performance exceeds the others.

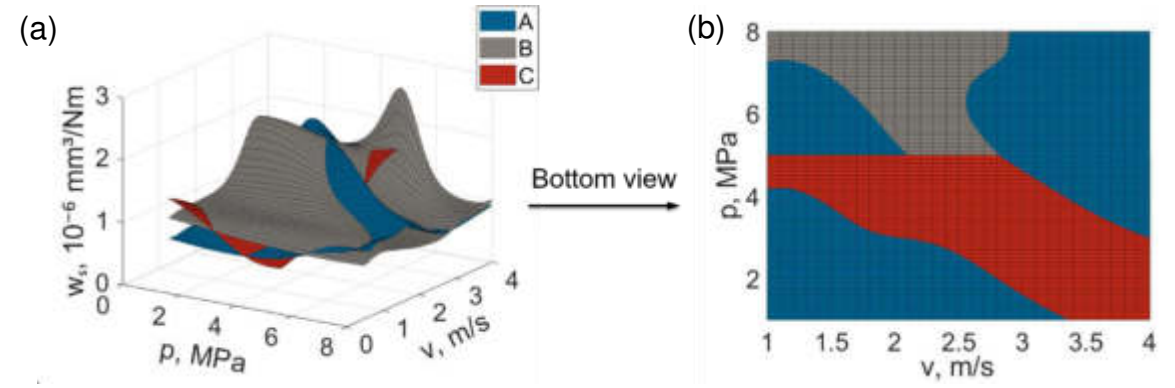


Figure 6: (a) Simulated area plots of the specific wear rates covering compound-A, compound-B and compound-C and (b) the tribomap as bottom view of the 3D-plot.

In the former studies [10,11], artificial neural network was trained by a training data set from the measurements of only one certain material, which contains the load conditions (p and v) as input argument and corresponding CoF (or specific wear rate) as output. This approach leads to an obvious limitation – the trained ANN could only predict the friction or wear performance of one specific material. For predicting different materials, ANNs with diverse structures (cf. Section 3.1) has to be appropriately selected and trained. In our study, we tried to extend the input argument of training data set with the content of the material components, so that the trained ANN could predict tribological performance of various materials with similar components. The challenge of this approach is that, the dimensions of the training-data-matrix also increases with the extension of the input arguments. It means that the amount of data that the ANN needs to predict increases exponentially. However, the measurements for training the ANN only grows multiply, this enormous quantitative gap will lead to an inaccurate prediction. For example, in this study, the amount of data points that needs to be predicted is 383040, but there were only 129 data points were used for training the ANN. The training-predicting-ratio is only 0.03%. Nevertheless, our novel artificial neural network still achieves a high prediction accuracy.

Figure 7 compares the measured and simulated friction coefficients and specific wear rates. The results reveal that the optimized network provides a great prediction accuracy of the tribological characteristics indicating by the high R^2-values. The prediction quality that has been reached in our simulations results in an overall mean square error (MSE) of 0.0015 for the friction coefficient and $0.211*10^{-6}$ mm^3/Nm for the specific wear rate. In comparison to previous studies [10,11], we also evaluated the prediction quality with mean relative error (MRE), which are 0.076 and 0.457 for the friction coefficient and specific wear rate, respectively, what emerge to be very good, especially for the friction performance. More importantly, in order to verify the prediction ability of the well-trained network, a new set of tribological experiments was performed and the results are shown in Figure 7. As is shown, the friction coefficient and specific wear rate fit almost perfectly with those of the simulation results (red points in Figure 7).

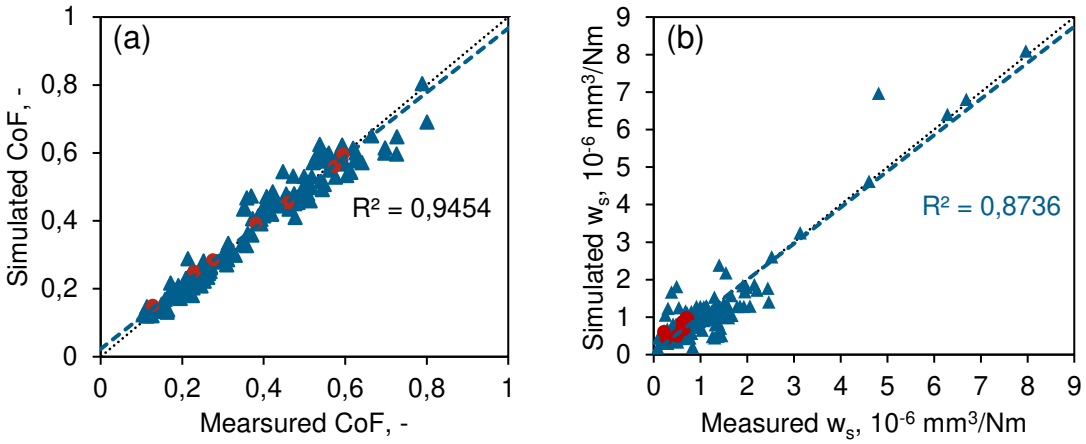


Figure 7: Comparison between the simulated and measured (a) friction coefficients and (b) specific wear rates without considering the materials compositions.

Conclusions

In the present work, fundamentals of the tribological performance of three different materials against steel were systematically investigated. Afterwards, a novel artificial neural network approach employing the Levenberg-Marquardt training algorithm as kernel with mean squared error as performance function was utilized for predicting the friction and wear properties based on data from the tribological measurements. Interesting and useful conclusions are achieved, which are of special importance for the practical applications of the artificial neural network on the research of tribology.

(1) A single artificial neural network could be trained with material formulations and limited numbers of measurements for predicting various materials.

(2) Results of the ANN simulations exhibit a great prediction accuracy of the friction coefficient and specific wear rate.

(3) Friction coefficient and wear rate related tribomaps display areas/junctions of interest, where one material is outperforming another, which make the selection of the tribomaterials for practical applications much easier.

(4) The incorporation of submicro-sized particles significantly improves the friction and wear properties of PEEK material.

References

[1] K. Friedrich, Z. Zhang, AK. Schlarb, Effects of various fillers on the sliding wear of polymer composites. *Compos Sci Technol* 2005;65:2329–43.

[2] L.Y. Lin, AK. Schlarb, Development and optimization of high-performance PEEK/CF/Nanosilica hybrid composites. Polym Adv Technol. 2021;32:3150-3159.

[3] S. Kamerling, AK. Schlarb, Magnesium hydroxide – A new lever for increasing the performance and reliability of PA66/steel tribosystems, Tribology International 2020;147:106271.

[4] G. Zhang, AK. Schlarb, Correlation of the tribological behaviors with the mechanical properties of poly-ether-ether-ketones (PEEKs) with different molecular weights and their fiber filled composites. *Wear* 2009;266:337–44.

[5] P. Zeng, Neural computing in mechanics. *Appl Mech Rev*, vol. 51, pp. 173–97, 1998.

[6] Z. Zhang, K. Friedrich, Artificial neural networks applied to polymer composites: a review, *Composites Science and Technology*, vol 63, pp. 2029-2044, 2003.

[7] K. Velten, R. Reinicke, K. Friedrich, Wear volume prediction with artificial neural networks, *Tribology International*, vol. 33, pp. 731-736, 2000.

[8] Z. Zhang, K. Friedrich, K. Velten, Prediction on tribological properties of short fibre composites using artificial neural networks, *Wear*, vol. 252, pp. 668-675, 2002.

[9] Z. Jiang, L. Gyurova, AK. Schlarb, K. Friedrich, Z. Zhang, Study on friction and wear behaviour of polyphenylene sulfide composites reinforced by short carbon fibers and sub-micro $Ti0_2$ particles, *Composites Science and Technology*, vol. 68, pp. 734-742, 2008.

[10] L. Gyurova, P. Miniño-Justel, AK. Schlarb: Modeling the sliding wear and friction properties of polyphenylene sulfide composites using artificial neural networks, *Wear*, Volume 268, Issues 5–6, pp. 708-714, February 2010.

[11] M. Busse, AK. Schlarb, A novel Neural Network approach for modeling tribological properties of polyphenylene sulphide reinforced on different scales. In: K. Friedrich, AK. Schlarb, Tribology of Polymeric Nanocomposites: Friction and Wear of Bulk Materials and Coatings, 2nd Edition, *Elsevier*, 779-793, 2013

[12] Lim, S. C. and Ashby, M. F., Wear-mechanism maps. Acta Metall., 1987, 35, 1–24.

[13] N. S. Tambe, B. Bhushan, Nanoscale friction and wear maps, Phil. Trans. R. Soc. A 2008 366, doi: 10.1098/rsta.2007.2165 366 2008

[14] L.Y. Lin, H. Tlatlik, R. Gralla, M.A. Igartua, P. de Baets, A.K. Schlarb. Mechanical and thermal behaviours of polyetheretherketone-based multiscale composites. Journal of Composite Materials (2012) http://dx.doi.org/10.1177/0021998312454317.

[15] C. Hua, L. Y. Lin, AK. Schlarb, Eine intelligente Methode zur Bestimmung tribologischer Kennwerte kunststoffbasierter Tribomaterialien in einem breiten Lastbereich, in: Proceedings of 46. Tribologie-Fachtagung, September 27-29, 2021, Goettingen, Germany.

[16] IW. Sandberg, JT. Lo, CL. Fancourt, JC. Principe, S. Katagiri, S. Haykin, Nonlinear Dynamical Systems: Feedforward Neural Network Perspectives, *Wiley-Interscience*; 1 edition, February 2001.

[17] Swingler, K.: Applying Neural Networks, A Practical Guide. Morgan Kaufman Publishers Inc., San Francisco, 2001.

[18] JA. Hertz, A. Krogh und RG. Palmer, Introduction to the Theory of Neural Computation, *Addison-Wesley*, 1991.

[19] MT. Hagan, HB. Demuth, MH. Beale, Neural Network Design, Boston, MA: *PWS Publishing*, 1996.

Author:

Dipl.-Ing. Yuxiao Zhao
Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe
Technische Universität Kaiserslautern
Gottlieb-Daimler-Str. Bld. 44
67663 Kaiserslautern

Jun.-Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin
Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe
Technische Universität Kaiserslautern
Gottlieb-Daimler-Str. Bld. 44
67663 Kaiserslautern

Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb
Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe
Technische Universität Kaiserslautern
Gottlieb-Daimler-Str. Bld. 44
67663 Kaiserslautern
State Research Center OPTIMAS
Technische Universität Kaiserslautern
Qingdao University of Science & Technology
Qingdao 266042, China

Regine Schmitz, Frank Haupert, Justus Rüthing, Michael Sigrüner, Nicole Strübbe

Tribologische Charakterisierung von Polymerfasern unter Trockenreibung, Mischreibung und Hydrodynamik mittels einer optimierten Pin-on-Disc-Prüfmethode

Zusammenfassung:

Ausgehend von der herkömmlichen Pin-on-Disc-Prüfmethodik wurde ein Tribologieprüfstand hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit zur Fasercharakterisierung optimiert und angepasst. Die Methodik wird erläutert und erste Anwendungen im Bereich der tribologischen Charakterisierung von Einzelfasern werden vorgestellt. Der Prüfungsablauf zur Untersuchung der Polymerfasern, deren Durchmesser nur einige 100 µm betragen, ist so generiert, dass eine Erfassung der Daten als Funktion der Zeit im Bereich von einigen 10 µm bis zu einigen 100 µm Faserverschleiß kontinuierlich während der Messung bereits in den ersten Minuten erfolgen kann. Der Prüfmodus startet hierbei mit Linienlast und entwickelt sich dynamisch zur Flächenlast durch Änderung der Auflagefläche der Faser während der Messung. Es wird gezeigt, dass Einzelfasern hinsichtlich ihrer Reibungs- und Verschleißeigenschaften in unterschiedlichen tribologischen Systemen charakterisiert werden können. Die Abhängigkeit der Verschleißraten von Fasermaterial, Oberflächenrauheit der Gegenkörper und Schmiermittelraten wird dargestellt.

Abstract:

Based on the conventional pin-on-disc test method, a tribology test rig was adapted and optimized regarding its ability to characterize polymer fibers. The method is explained and first applications in the field of tribological characterization of single fibers are presented. The test sequence to investigate the polymer fibers (diameters of only a few 100 µm) is generated in such a way that data can be recorded continuously as a function of time in the wear range from a few 10 µm to several 100 µm even during the first few minutes. The test mode starts by applying line load and dynamically progresses to area load by changing the contact area during the measurement. It is shown that single fibers can be characterized with respect to their friction and wear properties in different tribological systems. The dependence of the wear rates of fiber material, surface roughness of the counter bodies and lubrication rates is presented.

1 Einleitung

Die tribologischen Eigenschaften von Fasern sind sowohl bei der Herstellung der Faser an sich in der Textilindustrie [1] und bei ihrem späteren Einsatz als Gewebe [2], als auch überall dort, wo Fasern in Matrices eingebettet eine eigenschaftsverbessernde Funktion übernehmen [3-7], von Bedeutung. Die Entwicklung von Polymerfasern zur Bewehrung in Beton und ihre Charakterisierung hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften werden in [8, 9] aufgezeigt. Hierbei steht eine optimale Kombination aus guten mechanischen Eigenschaften bei gleichzeitig guter Anbindung an die Betonmatrix zur Lastaufnahme im Focus. Während des Betonmischprozesses zur Homogenisierung darf die einzelne Polymerfaser jedoch keinen zu hohen Verschleiß aufweisen, da dann ursprünglich gute mechanische Eigenschaften wie die Zugfestigkeit herabgesetzt werden [10]. Eine Kenntnis der Verschleißeigenschaften unter abrasiven Bedingungen vor ihrem Einsatz ist für solche Fasern also von Interesse. Einzelfaseruntersuchungen in Faser-Zylinder-Kontakt Konfigurationen wurden bereits zur Bestimmung von Reibzahlen an Einzelfasern auf Basis von Polyetheretherketon [11] und Verschleißeigenschaften von Polyamid-Fasern [1] und von Kohlenstofffasern [12] beschrieben. Grundlegende tribologische Studien an reinen und faserverstärkten Polymer-Bulk-Proben wurden von Czichos und Lancaster [13, 14] dargestellt. Für das Verschleißverhalten von Polymeren im Kontakt mit rauen Stahlgegenkörpern in abrasiven Prozessen hat Czichos eine mathematische Beziehung hergestellt, die die Abhängigkeit des Verschleißkoeffizenten vom Reibungskoeffizienten und der Reißfestigkeit beschreibt [15]. Es existieren jedoch auch Modelle, die die Härte und die Bruchdehnung mit einbeziehen [14,16]. Das Einbringen von Schmiermittel in das tribologische System kann Reibung und Verschleiß vermindern, da sich Probe und Gegenkörper nicht mehr in unmittelbarem Kontakt befinden. Die Stribeck-Kurve beschreibt dabei die Abhängigkeit der Reibzahl vom Quotienten der

Filmdicke und dem Rauheitswert der Kontaktpartner [13]. Für C-Faser verstärkte Polymere wurden jedoch unter trockenen Bedingungen geringere Verschleißraten als in wässrigen Medien ermittelt [17]. Dies wird damit begründet, dass das Wasser den Transfer von Verschleißprodukten auf die Gegenkörperoberfläche verhindert. Auch der unter Einfluss von Wasser höhere Einfluss der Topografie des Gegenkörpers auf die Verschleißrate im Vergleich zu trockenen Messungen wird von Lancaster hieraus abgeleitet.
Ziel der vorliegenden Studie ist die Umsetzung von Einzelfasermessungen an Polymerfasern mit Durchmessern im Bereich von einigen 100 µm am Pin-on-Disc Tribometer zur Ermittlung von Reibungs- und Verschleißeigenschaften der Fasern innerhalb unterschiedlicher tribologischer Systeme. Da eine spätere Abschätzung des Verschleißverhaltens der Fasern im Betonmischprozess die Zielrichtung der Arbeiten bestimmt, werden die Systeme so gewählt, dass abrasive Bedingungen herrschen. Anhand von Messungen an verschiedenen Fasermaterialien mit unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften wird das Messprinzip eingeführt. Der Einfluss der Rauheit der Gegenkörperoberflächen auf das Verschleißverhalten einer PP-Faser und die Variation des Reibungszustandes von Trocken- über Mischreibung bis zur Hydrodynamik werden für das Messverfahren untersucht.

2 Experimentelles

2.1 Prüfmethodik und Messwerteerfassung

Den an die Fasermessungen angepassten Pin-on-Disc-Prüfstand zeigt Abbildung 1. Die Belastungs- und Prüfeinheit mit dem Probenhalter wird durch einen Schrittmotor über eine Spindel verfahren. Dabei erfolgt eine geregelte Kraftaufbringung mit Normalkräften im Bereich von nur einigen N bis zu 200 N. Dies wird realisiert durch Messen der Kraft unter gleichzeitiger Synchronisation mit dem Steuerungscomputer, der die Belastung der Probe über den Stellmotor reguliert. Mit Hilfe eines Kaftsensors für die aufgebrachte Anpresskraft ist eine exakte Kraftregelung (± 0,3 N) möglich. Über einen zweiten Kraftsensor erfolgt die Erfassung der Reibkraft. Die Rotation der Gegenkörperaufnahme mit dem Gegenkörper wird durch einen Servomotor erzeugt. Unterhalb der Gegenkörperaufnahme erfolgt über Temperatursensoren eine Erfassung der Temperatur. Ein Beheizen der Gegenkörperaufnahme ist über Heizpatronen möglich.

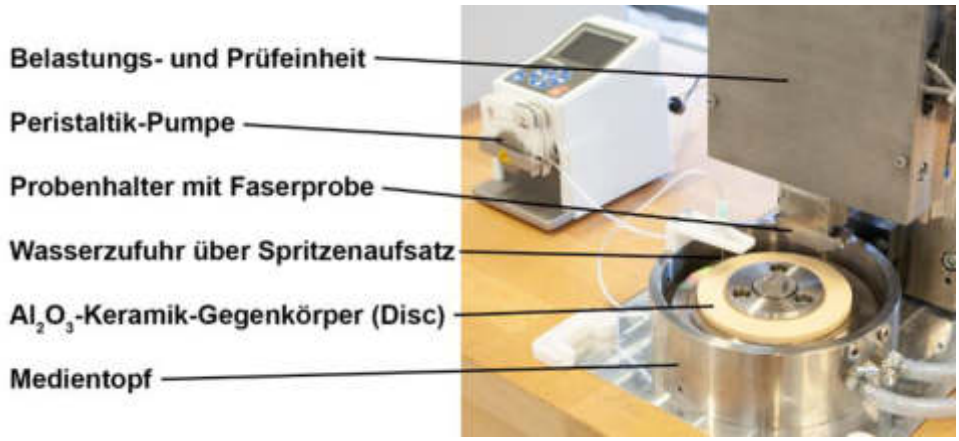


Abbildung 1: Pin-on-Disc Prüfstand zur tribologischen Fasercharakterisierung

Für Messungen unter Einsatz von Wasser erfolgt die Zufuhr des Wassers durch eine programmierbare Peristaltik-Pumpe mit regelbaren Durchflussraten (0,01 – 5,7 ml/min) über einen Schlauch (Röhreninnendurchmesser 1,02 mm) und einen über dem Gegenkörper positionierten Spritzenaufsatz. Mit Hilfe eines Lasersensors wird der Verschleißweg über den Verfahrweg des Probenhalters im µm-Bereich erfasst. Eine

eigens hierzu entwickelte Software ermöglicht eine intelligente Steuerung der Versuche mit Ansteuerung über eine graphische Benutzeroberfläche, die zudem während der Messung den Verlauf von Normal- und Reibkraft, Gegenkörpergeschwindigkeit, Temperatur und Verschleißweg als Funktion der Zeit kontinuierlich anzeigt.

2.2 Fasermaterialien und Belastungsparameter

Für diese Studie wurde ein Polypropylen (PP) und ein Polyethylenterephthalat (PET) verwendet, siehe auch Tabelle 1. Auf einem Haake Polydrive Einschneckenextruder, mit einem Länge-Durchmesser-Verhältnis von 25 bei einem Schneckendurchmesser von 19 mm und einer nachfolgenden Dr Collin MDO Verstreckeinheit erfolgte die Faserherstellung. Um Fasern mit einheitlichen Durchmessern sicherstellen zu können wurde eine Schmelzepumpe mit 0,5 kg/h Durchsatz nach dem Extruder installiert. In Abbildung 2 ist ein schematischer Aufbau des Herstellungsprozesses dargestellt. Die Verstreckungseinheit besteht aus zwei Rollensystemen und einem Heizofen. Das erste Rollensystem definiert die Abzugsgeschwindigkeit (3 cm/min) der Schmelze aus dem Extruder. Die Verstreckung erfolgte innerhalb des Heizofens durch die Geschwindigkeitsdifferenz der zwei Rollensysteme. Aus dem Verhältnis der Abzugsgeschwindigkeit (v_1) und Verstreckgeschwindigkeit (v_2) resultiert der Verstreckungsgrad (VSG) [18]. Um hohe mechanische Eigenschaften bei der Orientierung erzielen zu können, lag die Heizofentemperatur bei 20 Kelvin unterhalb der Kristallitschmelztemperatur, wie von Menges et al. definiert [19]. Weiterhin wurden die Polymere bis zum individuellen Maximum kurz vor Faserriss verstreckt. Aufgrund unterschiedlicher chemischer Strukturen ist der polymerspezifische maximale Verstreckgrad unterschiedlich. Die mechanischen Eigenschaften der Faser wurden mit einer Zugprüfmaschine (Zwick Z100 / 10 kN Kraftmessdose) und nach DIN EN 14889-2 und DIN EN ISO 2062 geprüft [20, 21]. Die Messungen erfolgten an Faserproben von 250 mm Länge und einer Dehnrate von 10 mm/min. Mit einem Shimadzu DUH-202 Mikrohärtprüfsystem wurden die Martenshärten der Fasern ermittelt.

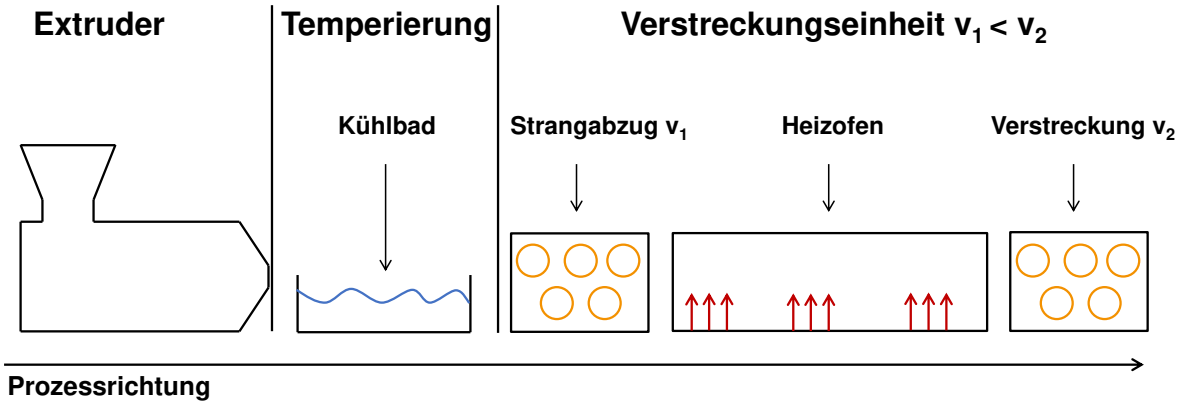


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Verstreckungsprozesses

Tabelle 1: Mechanische Eigenschaften der untersuchten Polymer-Fasern

Polymer-faser	Schmelz-flussindex [g/10min]	Verstreckungsgrad	Martenshärte [MPa]	Zugfestigkeit [MPa]	E-Modul [MPa]
PP-1	1	1:14	82 ± 4,5	472,93 ± 29,69	9805,96 ± 565,34
PET	7,5	1:7	60 ± 7,1	594,35 ± 31,77	13346,67 ± 686,48

Eine weitere Polypropylenfaser (PP-2) eines anderen Herstellers wurde zusätzlich tribologisch untersucht. Zugfestigkeit und E-Modul dieser Faser liegen zwischen den Werten der PP-1 und der PET-Faser. Die Belastungsparameter in den tribologischen

Experimenten richten sich nach dem jeweiligen gewählten tribologischen System in Abhängigkeit von der Zielsetzung der Untersuchung, und werden für den exemplarischen Vergleich der verschiedenen Fasern, die Untersuchung des Einflusses verschiedener Gegenkörperrauheiten und die Untersuchung des Einflusses des Mediums Wasser im Folgenden dargestellt.

2.2.1 Exemplarischer Vergleich verschiedener Polymerfasern

Für den exemplarischen Vergleich verschiedener Polymerfasern wurde eine Normalkraft von F_N = 9 N gewählt bei einer Gegenkörpergeschwindigkeit von v = 0,4 m/s. Eine Kraft von 9 N war notwendig, um auch die PET-Faser in vollständigen Kontakt mit dem Gegenkörper zu bringen. Die resultierende Flächenpressung bezogen auf die Nennbreite der Fasern und die entsprechenden pv-Produkte sind Tabelle 2 zu entnehmen.

Tabelle 2: Fasermaterialien und Belastungsparameter für den exemplarischen Vergleich verschiedener Polymerfasern

Polymerfaser	Faserbreite [mm]	F [N]	v [m/s]	p[1)] [MPa]	p·v[1)] [MPa m/s]
PP-1	0,58 ± 0,04	9	0,4	0,8	0,32
PP-2	0,68 ± 0,03	9	0,4	0,7	0,28
PET	0,61 ± 0,01	9	0,4	0,7	0,28

1) bezogen auf die Faserbreite

Als Gegenkörpermaterial kam eine Al_2O_3-Keramik mit einem arithmetischen Mittenrauwert R_a = 1,6 µm zum Einsatz (Tabelle 5).

2.2.2 Variationen der Systeme bezüglich der Gegenkörperrauheiten

Für die Variationen der Systeme bezüglich der Gegenkörperrauheiten kamen eine Al_2O_3-Keramik und SiC-Epoxy-Compounds mit drei verschiedenen SiC-Körnungen zum Einsatz, resultierend in einer Variation des arithmetischen Mittenrauwertes R_a von 0,7 µm bis 2,6 µm (Tabelle 5). Die Prüfparameter für die PP-1-Faser sind in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Belastungsparameter zu den Systemvariationen mit unterschiedlichen Gegenkörperrauheiten

Polymerfaser	Faserbreite [mm]	F [N]	v [m/s]	p[1)] [MPa]	p·v[1)] [MPa m/s]
PP-1	0,58 ± 0,04	4,6	0,4	0,4	0,16

1) bezogen auf die Faserbreite

2.2.3 Erzeugung unterschiedlicher Reibungszustände unter Einfluss des Mediums Wasser

Der Ablauf der Faseruntersuchungen unter Variation des Reibungszustandes durch den Einfluss des Mediums Wasser ist in Tabelle 4 dargestellt. Gestartet werden die Messungen jeweils unter trockenen Bedingungen bis eine Tiefe von 150 µm erreicht ist.

Tabelle 4: Ablaufplan und Prüfparameter der Faseruntersuchungen unter Variation des Reibungszustands durch den Einfluss des Mediums Wasser

Polymer-faser	F [N]	v [m/s]	p[1)] [MPa]	p·v[1)] [MPa m/s]	Trocken-Messung	Schmiermittel-rate 0,5 ml/min	Schmiermittel-rate 4 ml/min
PP-1	4,6	0,4	0,4	0,16	bis zur Tiefe 150 µm	25 min	25 min

1) bezogen auf die Faserbreite

In diesem Tiefenbereich sind Einflüsse durch Änderungen der Flächenpressung in Abhängigkeit von der Tiefe aufgrund der dynamischen Änderung der Faserbreite

verringert (Abbildung 4). Jetzt erfolgt das Zuschalten der Wasserzufuhr mit einer Rate von 0,5 ml/min (Mischreibung). Nach 25 Minuten wird die Rate auf 4 ml/min erhöht (Hydrodynamik). Als Gegenkörpermaterial kam eine Al_2O_3-Keramik zum Einsatz.

2.3 Gegenkörpermaterialien

Als Gegenkörpermaterialien kam eine Al_2O_3-Keramik und SiC-Epoxy-Compounds mit drei verschiedenen SiC-Körnungen zum Einsatz, die mit ihren Kenngrößen zur Oberflächenrauheit in Tabelle 5 dargestellt sind. Der arithmetische Mittenrauwert R_a berechnet sich als Mittelwert aus den Beträgen aller Profilwerte [22]. Da er unempfindlich auf die Anwesenheit von Spitzen und Riefen ist, wird zur näheren Charakterisierung zusätzlich die reduzierte Riefentiefe R_{vk} aufgeführt. Hierbei handelt es sich um die gemittelte Tiefe der aus dem Kernbereich in das Material hineinragenden Riefen [23]. Vor jeder Messung wurden die Gegenkörper auf einer Diamantschleifscheibe (Schmitz Metallographie, Körnung 0080) geschliffen. Die arithmetischen Mittenrauwerte R_a und die Werte für die reduzierte Riefentiefe R_{vk} wurden mittels Weißlichtprofilometrie (FRT MicroProf®) bestimmt.

Tabelle 5: Gegenkörpermaterialien mit abgestuften Rauheiten

Gegenkörpermaterial	Mittlere Korngröße des Füllstoffs d_{s50}Wert [µm][2)]	Füllstoffanteil [Vol%]	Arithmetischer Mittenrauwert R_a [µm]	Reduzierte Riefentiefe R_{vk} [µm]
SiC600-Epoxy	10,8 – 13,3	18	0,7 ± 0,1	1,5 ± 0,2
SiC320-Epoxy	35,3 – 39,1	21	1,6 ± 0,2	5,6 ± 0,5
SiC230-Epoxy	63,5 – 71,0	23	2,6 ± 0,3	8,9 ± 0,7
Al_2O_3-Keramik			1,6 ± 0,1	3,0 ± 0,2

2) Angaben lt. Hersteller

2.4 Probenpräparation

Die Fasern wurden zentriert in den hierfür konzipierten Faserprobenhalter eingespannt (Abbildung 3). Die Fixierung erfolgt dabei mit verschraubten Halteelementen an beiden Enden, die ein Verrutschen der Faser verhindern. Die Kontaktlänge während des tribologischen Experiments beträgt 20 mm.

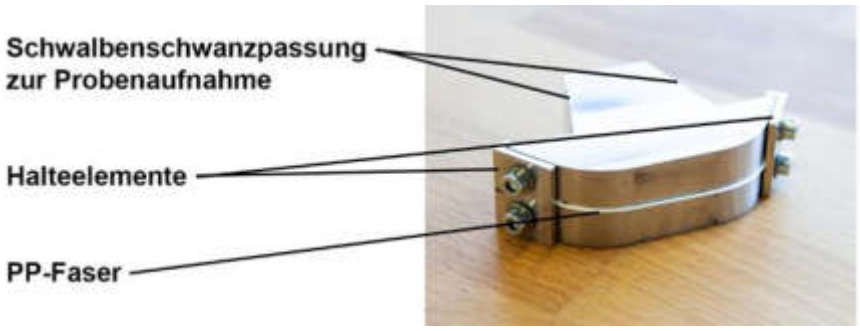


Abbildung 3: Faserprobenhalter mit eingespannter PP-Faser

2.5 Auswertung der tribologischen Messungen

Ausgehend vom Verschleißweg s als Funktion der Zeit t wurden für alle trocken durchgeführten tribologischen Experimente Konstantverschleißraten w_{konst} im Tiefenbereich zwischen 100 und 200 µm aus der Steigung des Verschleißwegs s berechnet. Dieser Bereich wurde gewählt, da ab einer Tiefe von ca. 100 µm die in Abhängigkeit von der Tiefe dynamisch variierende Flächenpressung nur noch in geringem Maße abnimmt (Abbildung 4). Während die Abnahme bis zu einer Tiefe von 50

µm noch über 50 % der zu Beginn der Messung herrschenden Flächenpressung beträgt, liegt sie im Bereich zwischen 50 und 100 µm nur noch bei 26 % und fällt bis zur Tiefe von 200 µm bis auf 21 % ab. Die Berechnungen zur Abnahme der Flächenpressung in Abhängigkeit von der Tiefe wurden unter Annahme eines sukzessiven Abtrags der Faser ohne Verformungen der Faser vorgenommen. Eine Verformung der Faser ist in Abhängigkeit vom jeweiligen E-Modul zwar wahrscheinlich, jedoch ist auch bei einer hieraus resultierenden Vergrößerung der Kontaktfläche der prinzipielle Verlauf der Flächenpressung in Abhängigkeit von der Verschleißtiefe gegeben. Auch der Reibungskoeffizient wurde für die Trockenmessungen im Tiefenbereich zwischen 100 und 200 µm aus dem Quotienten von Reibkraft F_x und Normalkraft F_N berechnet. Alle Auswertungen erfolgten mit Hilfe eines mit Matlab erstellten Programms.

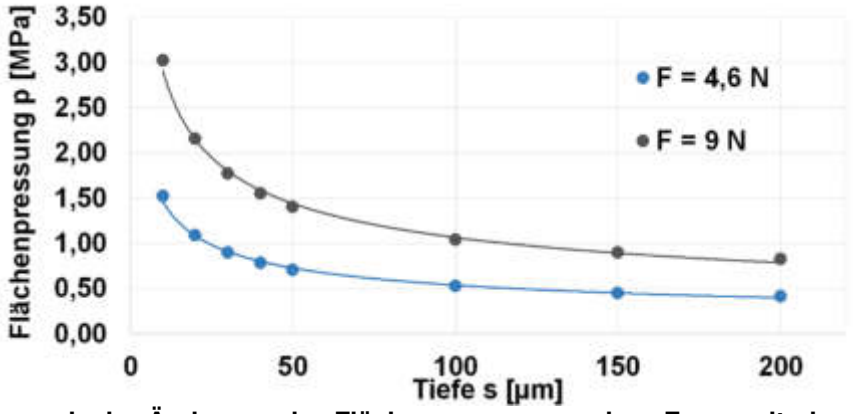


Abbildung 4: Dynamische Änderung der Flächenpressung p einer Faser mit einem Durchmesser von 0,58 mm in Abhängigkeit von der Tiefe s

Die Darstellungen der Messungen unter Variation des Reibungszustandes durch den Einfluss von Wasser als Umgebungsmedium resultieren direkt aus den während der Messung produzierten Messdaten als Funktion der Zeit. Sowohl für Mischreibung als auch für Hydrodynamik wurden die Konstantverschleißraten und Reibungskoeffizienten aus den Steigungen der Kurve jeweils nach Änderung der Schmiermittelrate vorgenommen. Durch die vorangegangene Trockenmessung bis zu einer Tiefe von 150 µm ist gewährleistet, dass Änderungen der Flächenpressung in diesem Bereich vernachlässigbar sind.

3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Einzelfaserexperimente an verschiedenen Polymerfasern

Abbildung 5 zeigt exemplarisch den Verlauf des Verschleißwegs s als Funktion der Zeit t für die PP-1, die PP-2 und die PET-Faser. Die PET-Faser weist einen sehr viel geringeren Verschleißweg als die PP-Fasern auf. Auch die Reibungskoeffizienten unterscheiden sich deutlich mit einem Reibungskoefizienten von 0,2 für die PET-Faser und von 0,38 für die PP-Fasern. Wichtig ist für die Betrachtung der Ergebnisse an den Fasern jedoch auch die Berücksichtigung von Deformationen, die sich aus einem elastischen, einem viskoelastischen und einem viskoplastischen Anteil zusammensetzen [13]. Lichtmikroskopische Untersuchungen an den PP-Fasern und der PET-Faser nach den tribologischen Experimenten zeigen, dass die PP-Fasern im Anschluss an die tribologische Messung verbreitert, also viskoplastisch deformiert erscheinen, während dies bei der PET-Faser im Rahmen des Fehlers nicht festgestellt werden konnte. Hierzu bedarf es noch eingehender Untersuchungen.

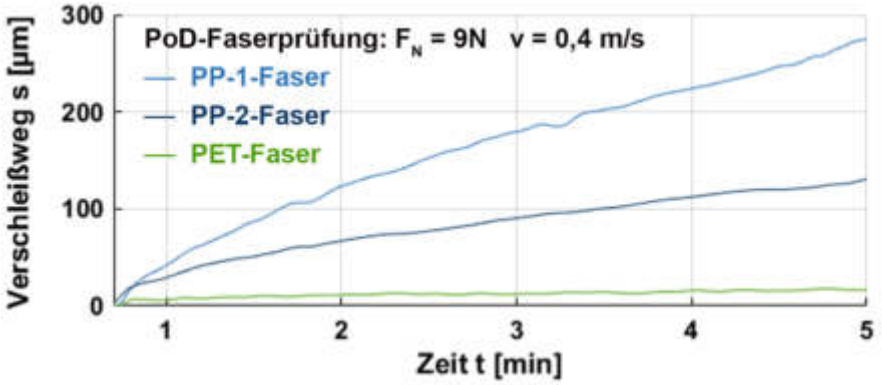


Abbildung 5: Verlauf des Verschleißwegs s in Abhängigkeit von der Zeit für drei verschiedene Polymer-Fasern

3.2 Abrasionsexperimente an einer PP-Faser in Abhängigkeit von der Rauheit des Gegenkörpers

Unabhängig von der Rauheit des Gegenkörpers liegen die Reibungskoeffizienten bei 0,35 bis 0,37. Für die im Tiefenbereich von 100 – 150 µm ermittelten Konstantverschleißraten ergibt sich hingegen sehr deutlich ein Zusammenhang zwischen Oberflächenrauheit und Verschleiß. Abbildung 6 zeigt die Konstantverschleißraten w_{Konst} der PP-1-Faser in Abhängigkeit von der Rauheit der Gegenkörperoberfläche.

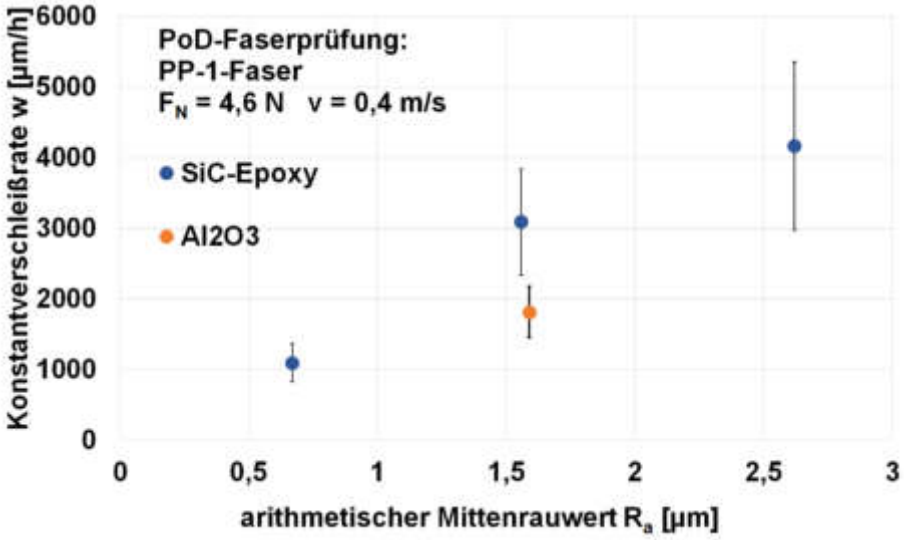


Abbildung 6: Konstantverschleißrate w der PP-1-Faser in Abhängigkeit vom arithmetischen Mittenrauwert R_a des Gegenkörpers

Innerhalb des SiC-Epoxy-Systems verdreifacht sich die Konstantverschleißrate bei Erhöhung der Rauheit von einem R_a-Wert von 0,7 µm auf 1,6 µm. Eine weitere Erhöhung der Rauheit auf R_a = 2,6 µm erbringt tendenziell eine noch höhere Verschleißrate, die sich jedoch im Rahmen des Fehlers nicht stark von der vorangegangenen Rate abhebt. Der Einsatz des Al_2O_3-Gegenkörpers, der den gleichen R_a-Wert wie der SiC-Epoxy-Gegenkörper mit der mittleren SiC-Körnung aufweist, bewirkt keine so starke Erhöhung der Konstantverschleißrate wie der SiC-Epoxy Gegenkörper. Diese Abhängigkeit vom Gegenkörpermaterial könnte bedingt durch die unterschiedlichen Oberflächentopografien sein, die sich jedoch nicht im R_a-Wert widerspiegeln. Während der Al_2O_3-Gegenkörper eine sehr gleichmäßige Oberfläche mit kleinen Spitzen und Tälern aufweist, zeigt der SiC320-Epoxy Gegenkörper größere Vertiefungen, was sich im

Messwert für die reduzierte Riefentiefe R_{vk} widerspiegelt. Es handelt sich hierbei um die gemittelte Tiefe der aus dem Kernbereich in das Material hineinragenden Riefen, die für den SiC320-Epoxy-Gegenkörper mit 5,6 µm ± 0,5 µm deutlich höher als für den Al_2O_3-Gegenkörper mit 3,0 µm ± 0,2 µm ist (s. Tabelle 5). Da die Reibwerte sich für beide Materialien nicht unterscheiden, wird ein adhäsiver Einfluss als sehr gering vermutet.

3.3 Variation des Reibungszustandes unter Einfluss des Mediums Wasser

Den Verlauf des Reibungskoeffizienten µ für die Variationsmessung ohne und mit Wasserschmierung an der PP-1- und der PP-2-Faser zeigt Abbildung 7. Nach 4 Minuten Trockenmessung ist die PP-1-Faser um 150 µm abgetragen, die PP-2-Faser nach ca. 10 Minuten. Das Hinzuschalten der Wasserzugabe mit 0,5 ml/min zu diesen Zeitpunkten ist deutlich im spontanen Abfall des Reibungskoeffizienten erkennbar. Mit einher geht eine Verringerung des Verschleißes. Die Erhöhung der Durchflussrate auf 4 ml/min im zweiten Schritt bei einer Messzeit von 29 bzw. 35 Minuten bewirkt eine weitere Verringerung des Verschleißes, dabei ist der Verlauf des Reibungskoeffizienten von Mischreibung zu Hydrodynamik fließend, eine zweite Stufe im Verlauf des Reibungskoeffizienten wird nicht sichtbar. Die Konstantverschleißraten und Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Schmiermittelrate sind in Abbildung 8 dargestellt.

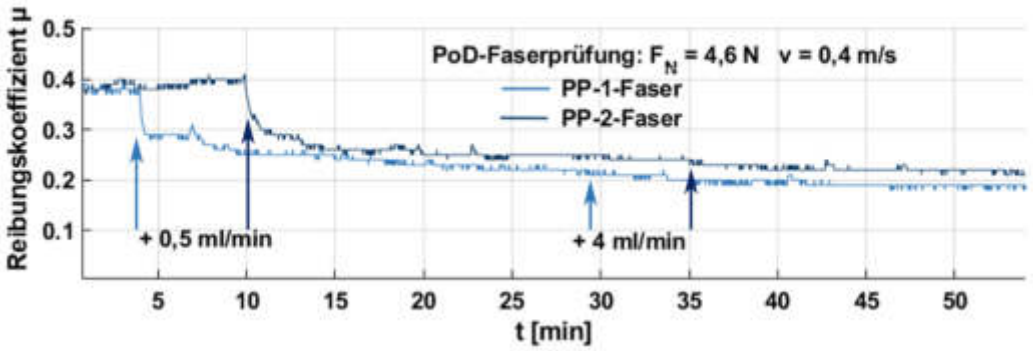


Abbildung 7: Verschleißweg s und Reibungskoeffizient µ in Abhängigkeit von der Zeit unter Variation der Schmiermittelrate für die PP-1- und die PP-2-Faser

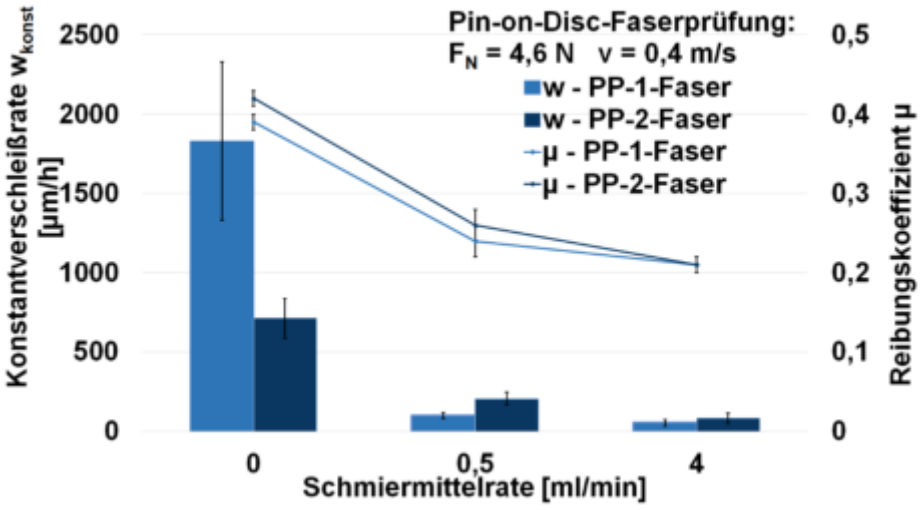


Abbildung 8: Konstantverschleißrate W_{Konst} und Reibungskoeffizient µ der PP-1-Faser in Abhängigkeit von der Schmiermittelrate

4 Zusammenfassung

Das vordergründige Ziel der vorliegenden Studie war es, anhand von Einzelfasermessungen am Pin-on-Disc-Tribometer Reibungs- und Verschleißeigenschaften an Polymerfasern mit Durchmessern im Bereich von einigen 100 µm in unterschiedlichen tribologischen Systemen zu ermitteln. Der Focus lag dabei auf abrasiven Bedingungen, die für eine spätere Abschätzung des Verschleißverhaltens der Fasern im Betonmischprozess dienen sollen. Die wichtigsten Schlussfolgerungen sind wie folgt:

Fasern mit Breiten im Bereich von 600 – 700 µm konnten vergleichend hinsichtlich ihrer Reibungs- und Verschleißeigenschaften mit dem hierfür angepassten Pin-on-Disc Prüfstand charakterisiert werden. Während des tribologischen Experiments stellen sich an den verschiedenen Fasern viskoplastische Deformationen unterschiedlicher Ausprägung ein, die mit abnehmendem E-Modul und abnehmender Zugfestigkeit zunehmen. In welchem Maße diese den Verschleißweg überlagernden Deformationsanteile in die Konstantverschleißrate eingehen, ist Gegenstand zukünftiger Untersuchungen.

Durch die Variation der Gegenkörper mit Rauheiten R_a von 0,7 µm – 2,6 µm wurden unterschiedliche tribologische Systeme dargestellt, und eine PP- Faser unter verschiedenen abrasiven Bedingungen untersucht. Eine deutliche Abhängigkeit der Konstantverschleißrate vom arithmetischen Mittenrauwert R_a der Gegenkörper wurde hierbei ermittelt. Für zwei verschiedene Gegenkörpermaterialen mit gleichem R_a-Wert wurden unterschiedliche Verschleißraten ermittelt. Hier ist eine zusätzliche Betrachtung der reduzierten Riefentiefe R_{vk} aufschlussreich, die ein Maß für die gemittelte Tiefe der aus dem Kern in das Material hineinragenden Riefen ist. Die Al_2O_3-Keramik bewirkt als Gegenkörpermaterial mit einem R_{vk}-Wert von 3,0 µm eine geringere Verschleißrate als der SiC-Epoxy-Compound mit dem höheren R_{vK}-Wert von 5,6 µm.

Eine Variation des Reibungszustandes von Trocken- über Mischreibung bis zur Hydrodynamik wurde durch Bewässerung mit Hilfe eines Pumpensystems für die Fasermessungen umgesetzt. Zwei PP-Fasern wurden hinsichtlich ihres tribologischen Verhaltens in Abhängigkeit von den verschiedenen Reibungszuständen charakterisiert. Eine Zunahme der Wasserzugabe hat dabei bei beiden Fasern eine Abnahme des Reibungskoeffizienten und eine Abnahme der Verschleißrate zur Folge.

5 Danksagung

Die Autoren danken dem BMBF für die finanzielle Unterstützung dieser Studie im Rahmen des Projektes 13FH068PB6.

Literatur

[1] Cayer-Barrioz J., Mazuyer D., Kapsa P., Chateauminois A., Bourquerel F., Wear 255, 2003, 751-757

[2] Textor T., Derksen L., Bahners T., Gutmann J.S., Mayer-Gall T., J Eng Fiber Fabr 14, 2019, 1-7

[3] Grellmann W., Seidler S., Kunststoffprüfung, 2015, Carl Hanser Verlag, München

[4] Klein P., IVW-Schriftenreihe Band 54, 2005, Kaiserslautern

[5] Friedrich K., Chang L., in: Beaument p.W.R., Soutis C., Hodzic A., The Structural Integrity of Carbon Fiber Composites, 2017, Springer, Switzerland

[6] Zhang H., Zhang z., Friedrich K., Compos Sci Technol 67, 2007, 222-230

[7] Bonnet M., Kunststofftechnik, 2014, Springer Vieweg, Wiesbaden

[8] Sigrüner M., Muscat D., Strübbe N., J Appl Polym Sci 2021, 138:e50745

[9] Sigrüner M., Muscat D., Strübbe N., SAMPE Europe Conference 2020, Amsterdam

[10] Czoboly O., Balázs G. L., Struct Concr 18, 2017, 19-28

[11] TriboFibre, Schlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. 18628 N, 2017

[12] Roselmann I.C., Tabor D., J Phys D: Appl Phys 10, 1977, 1181-1194

[13] Czichos H., Habig K.-H., Tribologiehandbuch, 2010, Vieweg+Teubner, Wiesbaden

[14] Lancester J.K., Wear 14, 1969, 223-239

[15] Czichos H., Wear 88, 1983, 27-43

[16] RatnerS.B., Farbenova I.I., Radyukevich O.V., Lure E.G., Sov Plastics 12 (7), 1964, 37-41

[17] Lancaster J.K., Wear 20, 1972, 315-333

[18] Marotzke C, Comp. Scie. Tech. 50 1994 3, 393–405

[19] Menges, G., Haberstroh, E., Michaeli, W. u. Schmachtenberg, E.: Menges Werkstoffkunde Kunststoffe, 2011, Carl Hanser, München

[20] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN ISO 2062:2010-04. *DIN EN ISO 2062*

[21] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN 14889-2:2007-05. *DIN EN 14889-2*

[22] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN ISO 4287:2010-07. *DIN EN 4287*

[23] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN EN ISO 13565-2:1998-00. *DIN EN 13565-2*

Autoren

Dr.-Ing. Regine Schmitz, Hochschule Hamm-Lippstadt, Marker Allee 76-78, 59063 Hamm

Prof. Dr.-Ing. Frank Haupert, Hochschule Hamm-Lippstadt, Marker Allee 76-78, 59063 Hamm

B. Sc. Justus Rüthing, Hochschule Hamm-Lippstadt, Marker Allee 76-78, 59063 Hamm

M. Sc. Michael Sigrüner, Technische Hochschule Rosenheim, Hochschulstraße 1, 83024 Rosenheim

Prof. Dr.-Ing. Nicole Strübbe, Technische Hochschule Rosenheim, Hochschulstraße 1, 83024 Rosenheim

Tim Schollmayer, Christoph Burkhart, Wassiem Kassem, Stefan Thielen, Bernd Sauer

Verschleißanalyse an Radialwellendichtringen und weiteren Maschinenelementen mittels Laserprofilometrie.

Zusammenfassung:

In diesem Beitrag werden neue Methoden und Algorithmen zur Verschleißauswertung von Radialwellendichtringen (RWDR) vorgestellt. Neben dem planimetrischen Verschleiß kann auch die Berührbreite entlang des gesamten Umfangs messtechnisch erfasst und ausgewertet werden. Aufgrund der Verfügbarkeit an geometrischen Daten in Kombination mit einer Referenzfläche ist es möglich weitere Kenngrößen wie Durchmesseränderung, Flankenwinkel im entspannten und montieren Zustand sowohl mit als auch ohne Feder berührungslos entlang des Umfangs zu ermitteln. Neben dem Verschleiß können Alterungseffekte wie Quellung oder Schrumpfen an Dichtringen über Referenzmessungen qualitativ erfasst werden. Spezielle Dichtringtypen wie z.B. Sinusdichtlippen können mit dem Verfahren erfasst und ebenfalls ausgewertet werden. Eine Erweiterung der Verfahren auf Gegenlaufflächen für RWDR und weitere Maschinenelemente wird vorgestellt. Über eine sensorintegrierte Kamera ist es auch möglich optische Mängel und Schäden an der Bauteiloberfläche bereits im Neuzustand zu erkennen. Weiterhin kann eine Schadensdetektion in Kombination mit dem erfassten Höhenprofil im Anschluss an die Bauteilprüfung durchgeführt werden.

Abstract:

In this contribution new equipment, methods and algorithms for the evaluation of planimetric wear of radial shaft seal (RSS) are presented. The peculiarity of the presented device is the possibility of circumferential analysis of RSS with high speed and accuracy. Beside this the evaluation methods of other characteristic values of radial shaft seals, like the contact width, flank angles in mounted and relaxed condition and with and without garter spring are presented. The evaluation of the inner seal diameter on the sealing edge becomes possible by a reference area. Using the same reference area effects like aging in terms of shrinking and swelling can be qualitatively visualized. Special seals, like sinusoidal wave lip seals, can be analyzed. An extension of the initially presented methods to a wear analysis of counter surfaces for radial lip seal application is also incorporated, as well as the wear analysis of other machine elements like plastic gears. Using a sensor-integrated camera, it is also possible to detect optical defects and damage to the component surface. Furthermore, damage detection can be performed in combination with the recorded height profile following the component inspection.

1. Einleitung

Die Messung von Verschleiß ist eine wichtige, höchst anspruchsvolle und gleichzeitig auch eine grundlegende Aufgabe in vielen Bereichen der Technik und Tribologie. Sie ist auf der einen Seite für die Erkennung von Schäden und zur Bewertung von Lebensdauer notwendig. Weiterhin ist der Verschleiß eine wichtige Grundlage zur Beschreibung und zum Vergleich tribologischer Systeme. Der Verschleiß wird nach DIN 50320 [1] auch als Basis zur Erkennung von Zusammenhängen und daraus folgend auch rückwirkend zur Verschleißbekämpfung verwendet.

Die Verschleißauswertung allgemein und speziell bei Radialwellendichtringen (RWDR) war ein aufwendiger Prozess, der viel Erfahrung und Know-How erforderte. Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) wurde Dichtringverschleiß konventionell mit einem Streifenlichtmikroskop (GfM:MicroCAD) analysiert, indem an vier bis acht definierten, äquidistanten Orten über dem Umfang eines RWDR ein Oberflächenausschnitt in Neu- und verschlissenen Zustand aufgenommen und jeweils ein einziges Profil über eine manuell angelegte Schnittlinie senkrecht zur Dichtkante extrahiert wurde. Dieses Profil wurde dann durch händische Ausrichtung des verschlissenen Profils so auf das Profil im Neuzustand verschoben, dass die beiden Flanken auf Luft- und Ölseite übereinanderlagen (vgl. **Abbildung 2**). Die eingeschlossene Verschleißfläche oder -Höhe innerhalb zweier ebenfalls manuell festgelegter Intervalle konnte dann berechnet werden. Diese Methode ist insofern sehr fehleranfällig, weil zunächst die genaue Lage der Messung vor und nach dem Bauteilversuch aufgrund manueller Ausrichtung schwer zu treffen ist. Ebenso ist die korrekte Bestimmung der Schnittebene senkrecht zur Dichtkante nur mit viel Übung gut und reproduzierbar möglich. Nach der Profilextraktion ergeben sich bei der Ausrichtung der Profile und der Wahl der Grenzen ebenfalls viele Freiheitsgrade. Durch die subjektive

Festlegung dieser Größen ist ein Bedienereinfluss nicht zu vermeiden. Der beschriebene Prozess ist neben der Fehleranfälligkeit zudem zeitintensiv. Eine zufriedenstellende Messung veranschlagt mit dem beim MEGT bisher verwendeten konventionellen Verfahren einen Zeitraum von bis zu fünfzehn Minuten pro Messstelle. Die Auswertung kann mit ca. zehn Minuten pro Dichtring bei einer Auswertung von vier Messstellen angegeben werden. Groß angelegte Labor- oder Feldversuche sind mit hoher Anzahl an Prüflingen mit dieser Methode nur eingeschränkt möglich. Trotz der Nachteile und geringeren Automatisierungsgrad ist die Methode etabliert und führt zu guten und genauen Ergebnissen.
Andere Forschungseinrichtung stehen vor ähnlichen Herausforderungen. Das Institut für Maschinenelemente (IMA) in Stuttgart hat mit dem IMA-Sealscanner© ein Gerät vorgestellt mit dem die Verschleißbreite und der Durchmesser von RWDR ermittelt werden können [2]. Die laterale Auflösung in axialer Richtung beträgt bei dem dort verwendeten Sensor 16 µm [2]. Planimetrischer Verschleiß wird mit diesem Gerät nicht ausgewertet.
Bei Feldausfällen kann der planimetrische Verschleiß nicht erfasst werden, da der Ausgangszustand oft nicht vermessen wurde und somit kein Referenzzustand verfügbar ist. Zudem besteht die Problematik der fehlerbehafteten Interpolation indirekter Messgrößen wie dem Neuzustand von RWDR-Flanken [3]. Die Verschleißbreite kann auch ohne Referenzzustand bestimmt werden.
In diesem Beitrag wird ein Messgerät zur Verschleißmessung an achsensymmetrischen Maschinenelementen vorgestellt. Es wurde in seiner ersten Anwendung für die Vermessung von RWDR konzipiert. Eigens entwickelte Auswertungsalgorithmen erlauben die automatisierte Auswertung der Messung hinsichtlich planimetrischen Verschleiß und Berührbreite an Haupt- und Schutzlippe, Flankenwinkel im relaxierten und montierten Zustand, Lippendurchmessern sowie Befettungsgrad bei RWDR mit Schutzlippe. Auch ohne vermessenen Neuzustand lässt sich der planimetrische Verschleiß durch einen Extrapolationsalgorithmus in sehr guter Näherung abschätzen. Im Verlauf der Entwicklung wurde die Funktionalität auf weitere Maschinenelemente wie geradverzahnte Zahnräder und Wellen erweitert. Weitere Potentiale, wie Käfigtaschenverschleiß bei Rillenkugellagern wurden identifiziert und sind aktuell für diese Anwendungen in Planung.

2. Der Wear-Tester

Der Wear-Tester (vgl. **Abbildung 1**) besteht aus einem Liniensensor mit lateraler Auflösung von 2,5 µm, welcher nach dem Prinzip der Lasertriangulation arbeitet. Er hat eine integrierte Kamera mit der, wahlweise auch parallel, Lichtbilder in Graustufen aufgenommen werden können. Der Laser ist axial und in seiner Höhenposition frei verstellbar, während die Probe in einem Drehtisch aufgenommen wird. Somit kann eine 3D-Aufnahme der vermessenen Fläche erzeugt werden. In der Standardanordnung wird der Laser auf die Oberfläche (außen) eines Messobjektes ausgerichtet und vermisst das rotierende Messobjekt mit 5.000 Profilen je voller Umdrehung. Der Drehtisch selbst, kann zusätzlich geschwenkt werden, so dass Proben sowohl mit einem Spiegel von innen vermessen werden. Mit anwendungsspezifischen Probenhaltern und Rastpositionen für die Ausrichtung von Sensor und Drehtisch können verschiedene Messungen durchgeführt werden. An Wellen kann das Profil ebenfalls über den gesamten Umfang vermessen werden, um Schäden vor Versuchen bzw. starken Verschleiß nach dem Versuch festzustellen. Auch die Flanken von geradverzahnten Stirnrädern können hinsichtlich ihres Verschleiß vermessen werden.
Innerhalb von 60 Sekunden (inkl. Montage / Demontage) lässt sich das Messobjekt um den gesamten Umfang vermessen, was eine erhebliche Beschleunigung (Faktor 10-60)

bei gleichzeitig verbesserter Informationstiefe verglichen mit den am MEGT etablierten Messverfahren bedeutet. Die neuen Messverfahren werden im Folgenden genauer anhand jeweils einer exemplarischen Messung und Auswertung erklärt.

3. Analyse der Funktionsgrößen bei Maschinenelementen

Exemplarisch werden hier Ergebnisse von Untersuchungen an Dichtringen vom Typ DIN 3760–A80-100-10–FKM [4] und zugehöriger Gegenlauffläche aus AISI 5115 (16MnCr5) nach DIN 3761 Teil 2 [5] gezeigt.

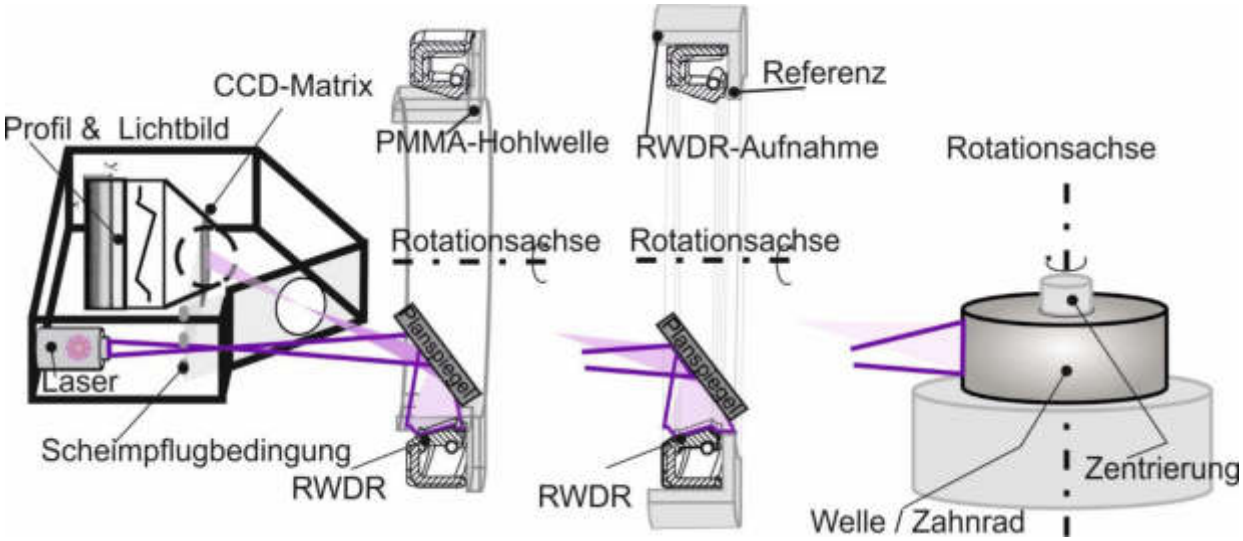


Abbildung 1: Schematischer Messaufbau des am MEGT verwendeten Wear-Testers von links nach rechts: RWDR im montierten Zustand, RWDR im entspannten Zustand und Welle / Zahnrad.[6]

3.1 Verschleißmessung an RWDR

Jede Messung wird zunächst so eingerichtet, dass der RWDR sowohl vor als auch nach einer tribologischen Bauteilprüfung über entsprechende Markierungen und Ausrichthilfen reproduzierbar in der Probenaufnahme positioniert ist. Zusätzlich wird die Referenzfläche der Aufnahme (vgl. **Abbildung 1**) erfasst. Die Verschleißmessung erfolgt am RWDR durch Superposition einzelner Profile im Neuzustand sowie im gelaufenen Zustand. Dabei werden die einzelnen Funktionsflächen des RWDR (Luftseite, Ölseite, Referenz, Spitze, Verschleißfläche Ölseite, Verschleißfläche Luftseite) mit einem Algorithmus zunächst für die jeweiligen Profile automatisiert ermittelt und zueinander ausgerichtet. Die Differenz der Profile wird innerhalb eines definierten Bereiches zur Verschleißfläche aufintegriert. Falls kein Referenzprofil (Neuzustand) vorliegt, kann der Verschleiß über ein Extrapolationsverfahren berechnet werden, wobei nur das gelaufene Profil benötigt wird. Es wird dabei mit den nicht verschlissenen Bereichen der beiden Flanken ein ideales Dreieck an der Dichtkante erschlossen, welches als Referenzzustand genutzt wird.

Abbildung 2 zeigt diese Verschleißfläche aufgetragen über den Umfang und in der Darstellung als Histogramm. In diesem Beispiel wird ersichtlich, dass der Verschleiß über den Umfang des RWDR stark schwanken kann. Auch die beispielhaft extrahierten Profile (**Abbildung 2**, unten) deuten darauf hin, dass der RWDR über dem Umfang großen Abweichungen bei Form und Lage unterliegt und diese mit dem hier entwickelten Algorithmus zuverlässig ermittelt werden können.

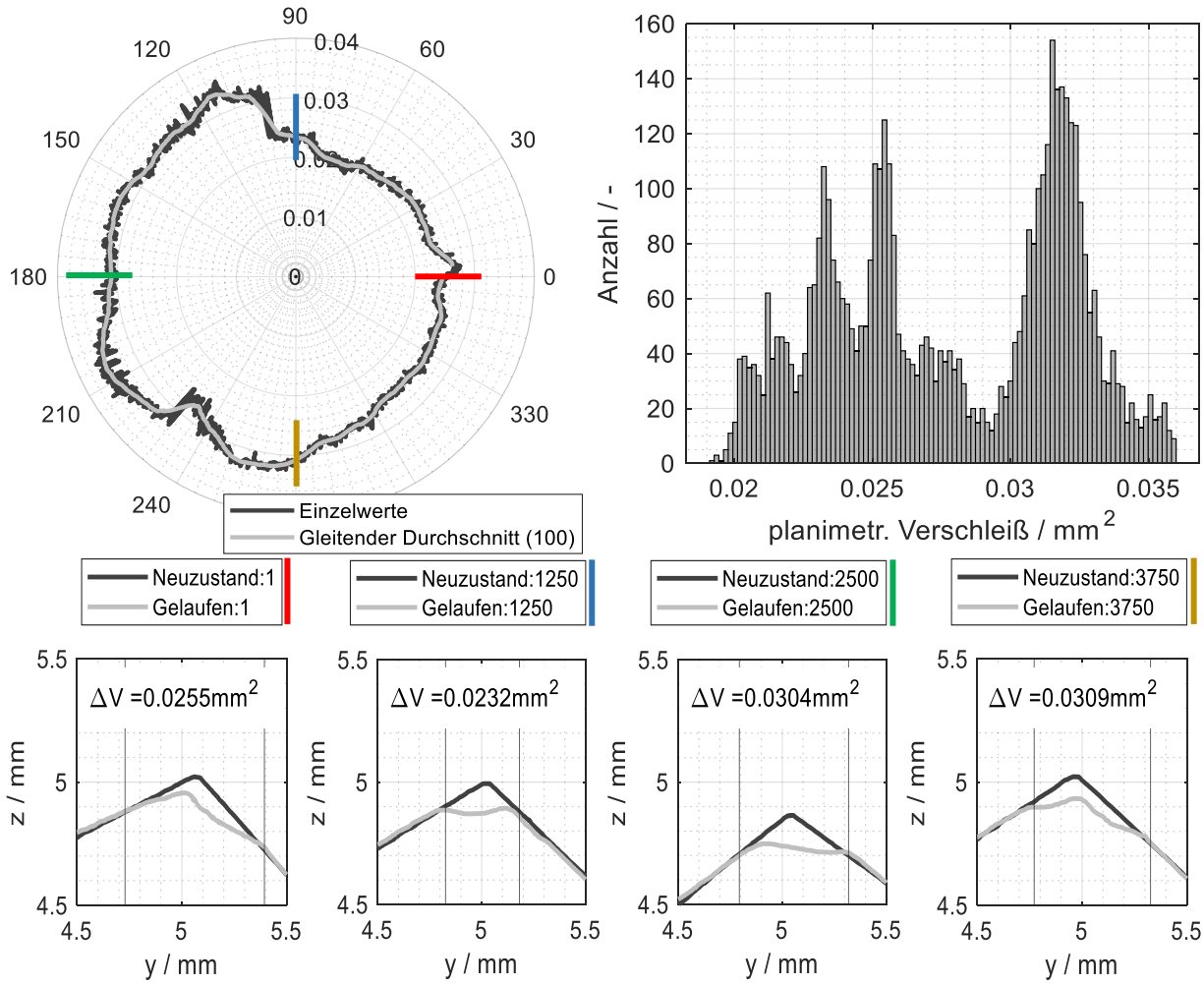


Abbildung 2: Links oben: Polardiagramm des planimetrischen Verschleiß einer umfänglich ausgewerteten RWDR-Dichtkante. Rechts: Verschleißverteilung des RWDR als Histogramm. Untere Reihe: Vergleich gelaufener und initialer Dichtkantengeometrie an vier Positionen entlang des Umfangs. Der eingeschlossene Bereich entspricht dem planimetrischen Verschleiß.

Mit diesem Verfahren können auch Elastomer-Ringproben für das tribologische RWDR-Ersatzsystem, dem Ringflächentribometer [7], am Wear-Tester vermessen werden. Dazu wird der gesamte RFT-Prüftopf mit der Ringprobe in einen dafür entwickelten Probenhalter eingesetzt. Die Probe kann so vor und nach einem Prüflauf ohne Demontage vermessen werden. Die Ausgabe erfolgt analog zu **Abbildung 2**. Während beim RWDR-System der Verschleiß durchaus ungleichförmig über den Umfang ausfallen kann, kommt es beim RFT aufgrund seines Funktionsprinzips zu einer gleichmäßigen Ausprägung des Verschleißes über den Umfang.

3.2 Berührbreitenmessung an RWDR

Zur Messung der Berührbreite wird der RWDR auf eine polierte PMMA-Hohlwelle aufgezogen, die in einem Probenhalter befestigt ist. Der RWDR wird vor jeder Messung anhand einer Markierung des Probenhalters exakt ausgerichtet. Über einen Spiegel kann das Profil des RWDR durch die Hohlwelle hindurch im montierten Zustand vermessen werden (vgl. **Abbildung 1**). Zusätzlich wird ein Lichtbild in Graustufen der Kontaktebene zwischen RWDR und Hohlwelle aufgenommen (vgl. **Abbildung 3**). Die Grenzen der Berührbreite der Dichtkante werden durch eigens entwickelte Algorithmen aus den gemessenen Flanken sowie dem Lichtbild errechnet (in **Abbildung 3** in rot). Das

Verfahren wurde gegen die klassische Messung mit Planspiegel und Lichtmikroskop nach [8] validiert.

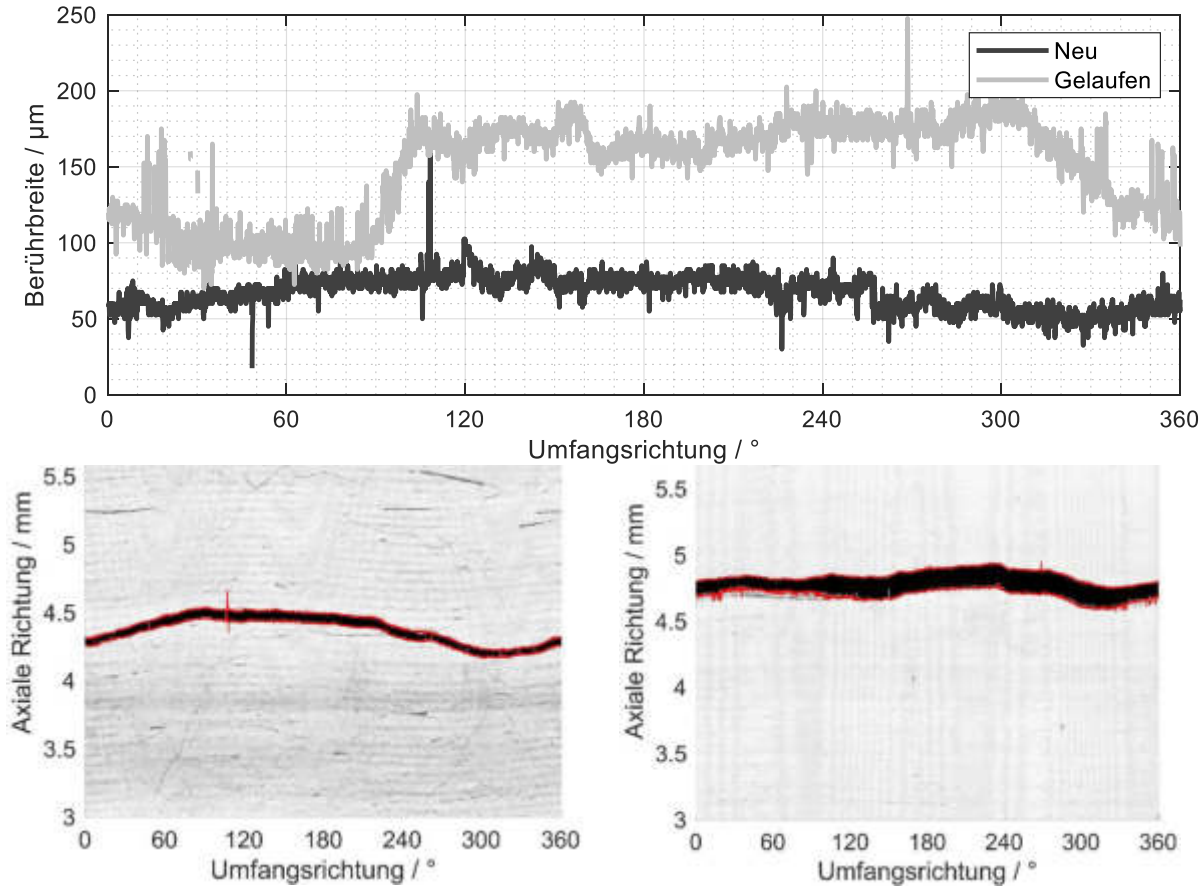


Abbildung 3: Oben: Daten zur Berührbreite eines RWDR vom Typ DIN 3760–A80-100-10–FKM im Neuzustand und nach tribologischer Beanspruchung über 590 h über den Umfang. Unten: Zugehöriges Lichtbild für den Neuzustand (links) und den gelaufenen Zustand (rechts). Die rote Linie markiert jeweils den Anfang und das Ende der Berührbreite in axiale Richtung.

Die mittlere Abweichung beträgt hier für RWDR der Bauformen BAU4SLX2 und BAUM5X7 im Neuzustand lediglich 2,8 % (1,7 µm, 29 RWDR aus NBR) und 0,3 % (0,1 µm, 40 RWDR aus FKM) [9]. Die Wiederholgenauigkeit des Lichtmikroskops bei zehn Messungen durch eine Welle aus PMMA liegt bei 6,8 % des Messwertes. Bei zehn Messungen durch eine PMMA-Welle am Wear-Tester liegt die Wiederholgenauigkeit bei 0,4 % und ist damit genauer als bei den Messungen am Lichtmikroskops.

3.3 Flankenwinkel und Durchmessermessung an RWDR

Sowohl bei der Vermessung des RWDR im entspannten (=nicht montiert) Zustand (zur Ermittlung des planimetrischen Verschleiß) als auch bei der Vermessung der Berührbreite werden zusätzlich die Luft- und Ölseitigen Flanken des RWDR vermessen. Der Winkel dieser Flanken in axialer Richtung kann durch den Vergleich mit der Messung der Referenz bzw. der Hohlwelle errechnet werden. So können die Flankenwinkel an Ölseite (α) und an der Luftseite (β) des RWDR sowohl im relaxiertem als auch im montierten Zustand ermittelt werden. Der Dichtkantenwinkel (γ) kann über einen trigonometrischen Zusammenhang aus den vorher genannten Größen berechnet werden. Wie in **Abbildung 4 (rechts)** erkennbar ist, können durch die Erfassung der Flankenwinkel über den Umfang auch RWDR mit sinusförmiger Dichtkante genau charakterisiert und analysiert werden. Weiter sind eine Betrachtung der lokalen Änderung

dieser Winkel durch thermische Einwirkung an der Dichtkante und der Membran durch Alterungseffekte nach tribologischen Versuchen sind möglich. Das ist vor allem dann interessant, wenn Versuche z.B. nur mit Ölfüllständen bis zur Wellenmitte durchgeführt werden.

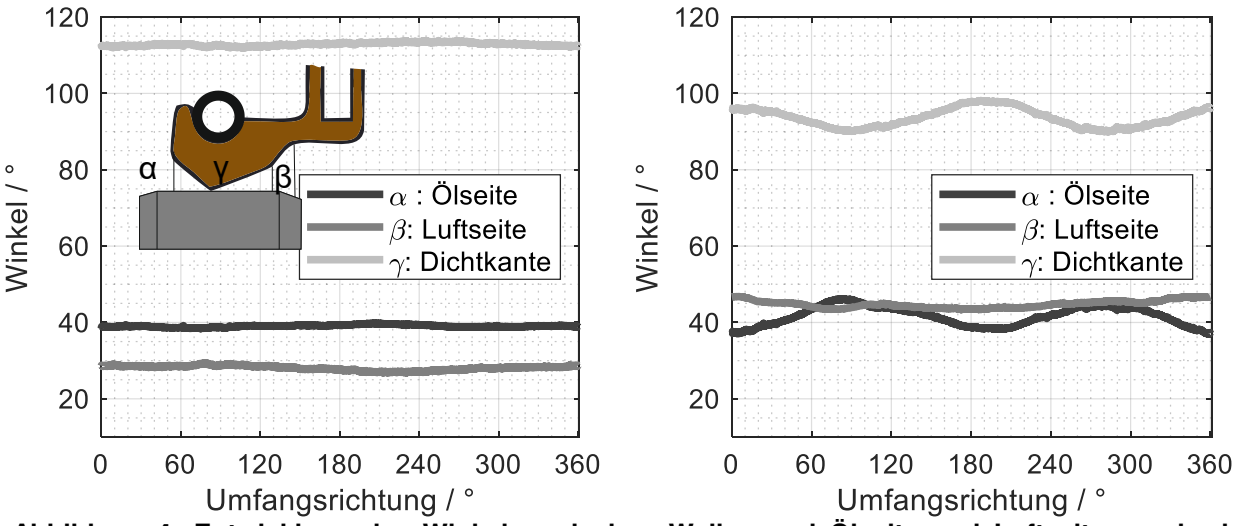


Abbildung 4: Entwicklung des Winkels zwischen Wellen und Ölseite und Luftseite, sowie des daraus berechneten Dichtkantenwinkels für einen RWDR mit gerader Dichtkante (links) und einem RWD mit sinusförmiger Dichtkante (rechts).

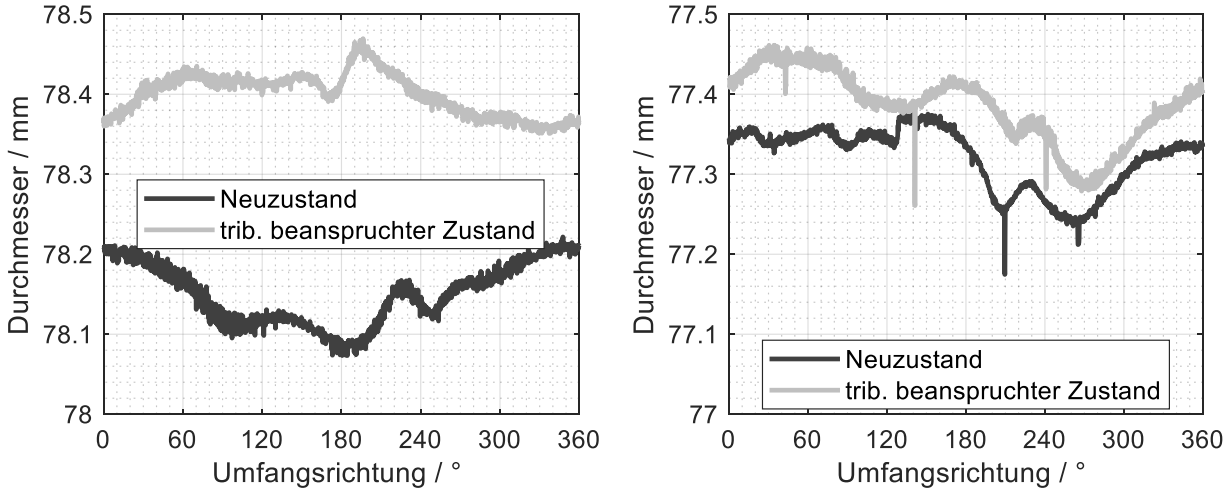


Abbildung 5: Durchmesser eines neuen RWDR aus FKM (links) und NBR (rechts) im Vergleich mit dem Durchmesser an der identischen Position nach einem tribologischen Komponententest.

Bei der Messung im relaxierten Zustand kann auch der innere Durchmesser des RWDR an der Dichtkante oder die Überdeckung einer Schutzlippe bestimmt werden. Hierzu wird generell in jeder Messung ein Referenzdurchmesser (vgl. **Abbildung 1**) zusammen mit dem Dichtringprofil vermessen. Der Dichtkantendurchmesser wird über einen Algorithmus automatisch bei der Auswertung mitberechnet. Die Messung funktioniert mit und ohne Feder analog. **Abbildung 5** zeigt exemplarisch den inneren Durchmesser an der Dichtkante eines RWDR aus FKM (links, 590 h) und aus NBR (rechts, 59 h) vor und nach tribologischer Beanspruchung bei 2250 U/min (9,4 m/s) und 70°C Sumpftemperatur. Durch Verschleiß im System und der an der Dichtkante hat sich der Durchmesser im Mittel um 0,20 mm, bzw. 0,05 mm verringert.

3.4 Verschleißmessung an Wellen

Wie in **Abbildung 1** gezeigt, ist das Messgerät ohne Planspiegel aufgrund seiner Schwenkvorrichtung in der Lage auch die Geometrie am Außendurchmesser von horizontal liegenden Maschinenelementen, wie z.B. Gegenlaufflächen für RWDR zu vermessen. Als Ergebnis stehen sowohl ein Lichtbild in Graustufen, als auch die Höhenprofile von bis zu 5.000 Einzelschnitten zur Verfügung. Zunächst wird die Rundheitsabweichung erster Ordnung mittels Fourier-Analyse entfernt, danach wird der Taumel der Welle durch eine Ausrichtung entfernt. Zur Auswertung der planimetrischen Verschleißfläche wird die Lage der Verschleißspur und Verschleißbreite an der ausgerichteten Wellenoberfläche automatisch erkannt (vgl. rote Linien in **Abbildung 6 oben**). Die Aufnahmen werden zueinander ausgerichtet und hinsichtlich Verschleiß ausgewertet. Zusätzlich werden der Durchmesser (Referenzfläche = Mittel der Wellenoberfläche) und der Rundlauffehler bestimmt.

Optional werden die Rauheitskenngrößen nach DIN EN ISO 25178 berechnet. Sie können aufgrund der Auflösung des Lasers in Höhenrichtung vom 0,3-0,5 µm eher als grobe Näherung verstanden werden, stellen dennoch eine erste Orientierung für den Anwender dar.

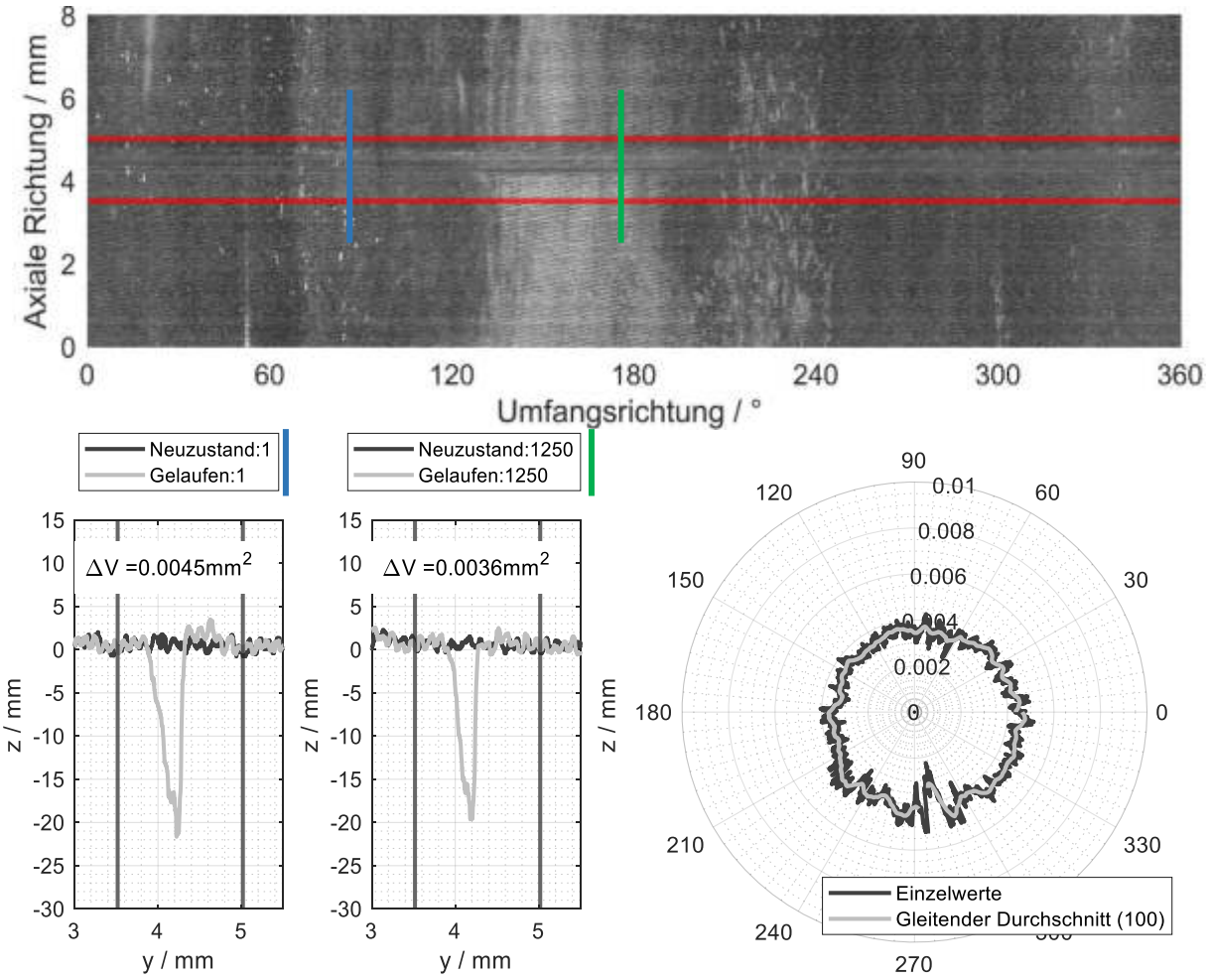


Abbildung 6: Intensitätsbild mit den Grenzen des Verschleißbereichs (oben). Schnitte durch vier ausgewählte Einzelprofile (mitte) und Darstellung des planimetrischen Verschleiß als Polardiagramm und Histogramm (unten).

3.5 Verschleißmessung an geradverzahnten Kunststoffzahnrädern

Als Beispiel für eine komplexere Messaufgabe dient die Verschleißauswertung an einem geradverzahnten Stirnrad. Die Ergebnisse beziehen sich auf ein Kunststoffzahnrad auskurzfaserverstärkten Polyamid 46 mit 30 Massen-% Glasfaseranteil (PA46GF30) für die Verzahnungsgeometrie aus VDI 2736 mit der Baugröße 2 nach VDI 2736 Blatt 4 [10]. Wie bei den Gegenlaufflächen für RWDR werden zunächst der Neuzustand und der tribologisch beanspruchte Zustand des Kunststoffzahnrades ermittelt. Bei der Sichtung des Lichtbildes (**Abbildung 7**) fällt auf, dass aufgrund von Abschattungseffekten lediglich eine Seite der Zahnflanke erfasst werden kann.

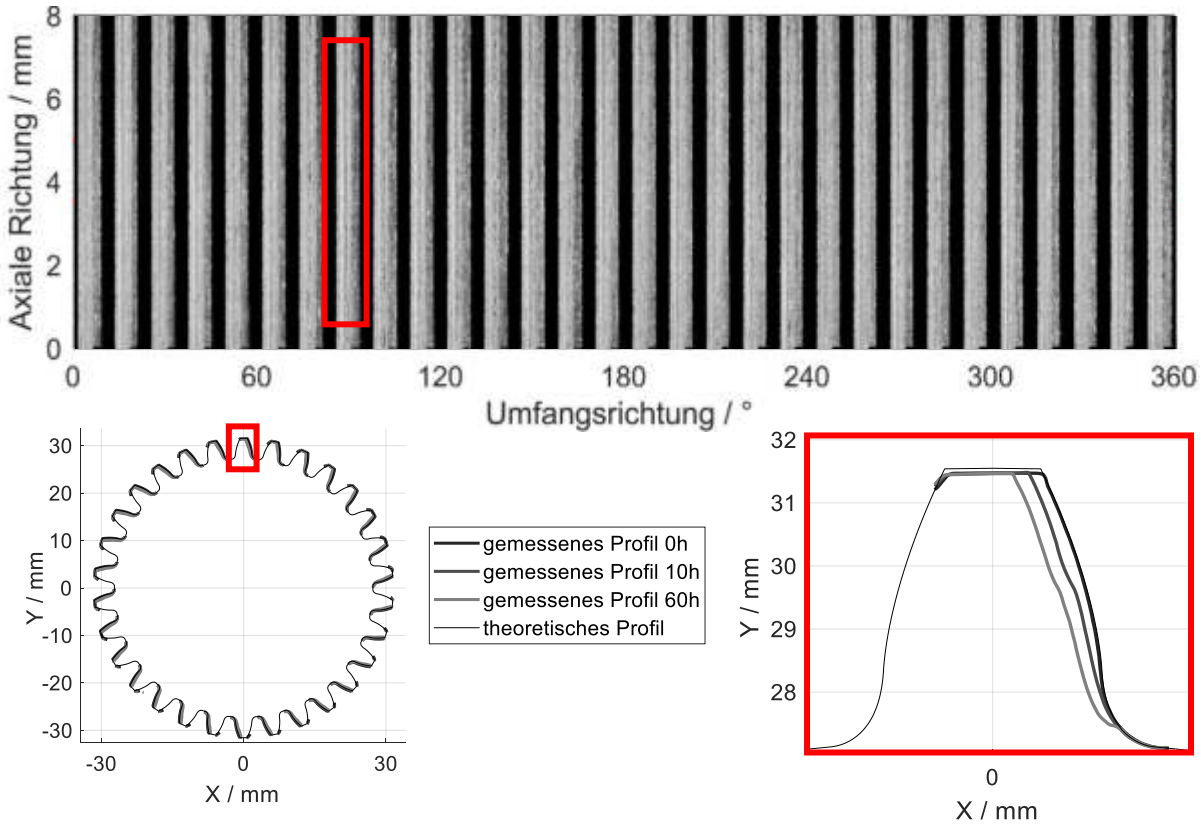


Abbildung 7: Oben: Intensitätsbild eines gelaufenen Kunststoffzahnrades. Unten: Darstellung der Verschleißfortschritts bei unterschiedlichen Laufzeiten am gesamten Zahnrad (links) sowie die vergrößerte Ansicht am Einzelzahn (rechts) mit Gegenüberstellung der theoretischen Kontur.

Abbildung 7 zeigt unten links die ausgewerteten Höhenprofile für die einzelnen Zähne eines Kunststoffzahnrades bei unterschiedlichen Laufzeiten (Neuzustand 0h, 10h und 60h) sowie die theoretische Idealgeometrie. Das Zahnrad wurde im Trockenlauf mit der Drehzahl n_1 = 375 min^{-1}, und einem Abtriebsmoment von T_2 = 20 Nm (i=1) gegen ein Stahlzahnrad aus 16MnCr5 betrieben. Rechts ist die Vergrößerung des oberen Zahnes dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das gemessene Profil im Neuzustand (0h) nahezu exakt mit dem theoretischen Profil übereinstimmt. Ebenfalls ist zu erkennen, dass das verschlissene Profil sich sehr gut mit der hier vorgestellten Methode bestimmen lässt. Der Verschleiß pro Zahn kann damit lokal aufgelöst bestimmt werden. Außer der sehr aufwendigen taktilen Vermessung von einzelnen Zähnen [11] oder der Verschleißmessung per Verdrehflankenspiel [12] bietet kein Verfahren die Möglichkeit Verschleiß lokal über die gesamte Zahnhöhe zu bestimmen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Wear-Tester wurde ein Messgerät vorgestellt, das Präzision und Geschwindigkeit bei der Verschleißmessung von rotationsymmetrischen

Maschinenelementen mit einem extrem hohen Automatisierungsgrad durch eine selbst entwickelte Auswertesoftware kombiniert. Durch die geringe Zahl an Parametern bei der Auswertung kann ein Bedienereinfluss fast komplett ausgeschlossen werden. Die hohe Geschwindigkeit ermöglicht die Erfassung und Auswertung einer großen Anzahl von Profilmessungen in einer erheblich reduzierten Messzeit. Dadurch lassen sich in der Forschung auch große Versuchsreihen effizient und schnell durchführen und auswerten. Der Forscher kann sich schlussendlich auf das Wesentliche, nämlich die Interpretation der Ergebnisse, konzentrieren. Er muss sich nicht mit unvollständigen und unklaren Auswertungen auseinandersetzen, sondern kann auf eine vollumfängliche und umfangreiche Datenbasis zurückgreifen. Für industrielle Anwendungen ergeben sich Potentiale hinsichtlich der 100 % Prüfung und der Qualitätskontrolle, beispielsweise bei der Produktion von RWDR. Feldrückläufer können konsistent analysiert werden. **Tabelle 1** fasst eine Auswahl von Möglichkeiten des Wear-Testers abschließend im Vergleich zu ausgewählten konventionellen Methoden zusammen.

Tabelle 1: Vergleich zwischen dem am MEGT verwendeten Wear-Tester und konventionellen Messverfahren im Hinblick auf den Informationsgehalt, die Methode, ihre Messzeit und Auswertung für die Erfassung von Verschleißkenngrößen an Maschinenelementen.

Messaufgabe	MEGT Wear-Tester	Konventionelles Verfahren
Verschleiß Dichtkante	5.000 – 40.000 Einzelprofile Lasertriangulation 20 Sekunden Algorithmus	4 – 8 Einzelprofile Streifenlichtmikroskopie [13] 10 - 15 Minuten * Manuelle Ausrichtung
Berührbreite Dichtkante	5.000 Einzelprofile Lasertriangulation 30 Sekunden Algorithmus	4 – 8 Messstellen Lichtmikroskopie [8; 14] 4 – 5 Minuten * Manuelles Loten
Durchmesser RWDR	5.000 Einzelprofile Lasertriangulation 20 Sekunden Algorithmus	4 – 5 Messstellen Lehre, Schattenprojektion 4 – 5 Minuten * Manuelles Messen
Flankenwinkel RWDR	5.000 Einzelprofile Lasertriangulation 30 Sekunden Algorithmus	Vertrauen in Hersteller-CAD-Daten, Einguss-Schnittbilder 1 – 10 Tage * Manuelles Messen
Verschleiß Welle	5.000 Einzelprofile Lasertriangulation 20 Sekunden Algorithmus	1 – 6 Einzelmessstellen Konfokalmikroskopie [15] / taktile Messung [16] 10 – 20 Minuten * MoutainsMap
[16]Verschleiß Zahnrad	5.000 Einzelprofile für alle Zähne Lasertriangulation 45 Sekunden Algorithmus	1 - 3 Schnitte pro Zahn [11] Taktile Messung (Perthometer) 5 – 10 Minuten pro Zahn* Manuelle Ausrichtung

*geschätzt, bedienerabhängig

5. Danksagung

Dieses Gerät und seine Auswertesoftware wurden ohne finanzielle Förderung Dritter aus Eigeninitiative konzipiert, entwickelt und gebaut. Die Autoren bedanken sich bei Herrn Olaf Grutza für seine Arbeit bei der Entwicklung eines Algorithmus zur Auswertung der Berührbreite bei RWDR.

6. Literatur

[1] Deutsches Institut für Normung e.V.: Verschleiß. Deutsche Norm DIN 50320, 1979.
[2] Universität Stuttgart: IMA-Sealcanner©. URL – https://www.ima.uni-stuttgart.de/dokumente/forschung/dichtungstechnik/einrichtungen/102050.pdf.

[3] Eipper, A.: Einfluss transienter Betriebsbedingungen auf den RWDR im System Radial-Wellendichtung. Dissertation, 2018, Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, Zugriff am 01.08.2021.
[4] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 3760. DIN 3760, 1996.
[5] Deutsches Institut für Normung: DIN 3761-2 Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge. Deutsche Norm DIN 3761 Teil2, 1983.
[6] Burkhart, C.: Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring auf mehreren Skalen. bisher unveröffentlichte Dissertationsschrift, Kaiserslautern 09.07.2021.
[7] Burkhart, C. et al.: Development and Optimization of a Tribometer for Radial Shaft Seals. J. Tribol. 143 (2021) H. 4, S. 1-21.
[8] Kaiser, C.: Prüfsystematik Schmutzbeaufschlagung – Prüfsystematik von Wellendichtungen unter Schmutzbeaufschlagung. Forschungsvorhaben Nr. 551 II, FVA 2017.
[9] Grutza, O.: Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung der Berührbreite bei Dichtringen mit einem Laserprofilometer. bisher unveröffentlichte Studienarbeit, 2021, TU Kaiserslautern, MEGT.
[10] Verein Deutscher Ingenieure: VDI 2736 Blatt 4: Thermoplastische Zahnräder – Ermittlung von Tragfähigkeitskennwerten an Zahnrädern. 2736, 2016.
[11] Fürstenberger, M. D.: Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder – Verzahnungsverluste, Temperaturen, Tragfähigkeit und dynamisches Betriebsverhalten. 1. Auflage, München: Dr. Hut 2013, ISBN: 978-3-8439-1228-0.
[12] Daubach, K.; Oehler, M. und Sauer, B.: A method to determine local wear of worm gears with highly resolved circumferential backlash curves. In: International Conference on Gears 2019, 3rd International Conference on High Performance Plastic Gears 2019, 3rd International Conference on Gear Production 2019 – Garching/Munich, Germany, September 18-20, 2019, Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2019, ISBN: 978-3-18-092355-0.
[13] Leichner, T. et al.: Investigation of the tribological behavior of radial shaft rings and soft turned shafts under the influence of abrasive particles. Production Engineering 5 (2011) H. 5, S. 531-538.
[14] FVA 574 II: RWDR-Dynamik II – Wechselwirkungsverhalten der Systemparameter im RWDR-System. Forschungsvorhaben Nr. 574 II, FVA 2015.
[15] Frölich, D. et al.: Investigation of wear resistance of dry and cryogenic turned metastable austenitic steel shafts and dry turned and ground carburized steel shafts in the radial shaft seal ring system. Wear 328-329 (2015), S. 123-131.
[16] Schuler, P.: Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung. Pdh. Thesis, 2014, Universität Stuttgart, IMA, Zugriff am 12.05.2017.

Dipl.-Ing. Tim Schollmayer, Dipl.-Ing. Christoph Burkhart, Wassiem Kassem, M.Sc., Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stefan Thielen, Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer.
Technische Universität Kaiserslautern
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT)
D-67663 Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, Gebäude 42
Telefon: +49 (0) 631 205 2175
Telefax: +49 (0) 631 205 3716
E-Mail: schollmayer@mv.uni-kl.de, burkhart@mv.uni-kl.de, w.kassem@mv.uni-kl.de , stefan.thielen@mv.uni-kl.de , sauer@mv.uni-kl.de

Sklenak S., Brimmers J., Brecher C., Lenz B., Mehner A.

Tribologisches Einsatzverhalten von PVD-Festschmierstoffsystemen im fluidfreien Wälzkontakt

Zusammenfassung:

Für spezielle Anwendungen ist die Schmierung von Zahnradgetrieben mit flüssigen Schmierstoffen nicht umsetzbar. Flüssige Schmierstoffe verlieren beispielsweise unter hohen Kontaktnormalspannungen und Temperaturschwankungen ihre positiven Schmiereigenschaften. In der Lebensmittelindustrie und Medizintechnik sind Flüssigschmierstoffe infolge von Hygienevorschriften oft nicht zugelassen. Festschmierstoffe bieten einen Ansatz zur Umsetzung fluidfreier Zahnflankenwälzkontakte. In diesem Bericht werden drei unterschiedliche Festschmierstoffschichtsysteme bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Der Fokus der experimentellen Untersuchung ist das Einsatzverhalten in Bezug auf die Reibkraft und das Verschleißverhalten.
Das MoS_2:Ti-TiN-Schichtsystem erreicht im direkten Vergleich die höchste Laststufe und zeigt gegenüber dem a-C:H:Ti-TiN-Schichtsystem ein stationäres Reibkraftverhalten. Bei der Verschleißuntersuchung konnte neben einer Schichtdelaminierung auch kontinuierlicher Schichtverschleiß festgestellt werden. Der Schichtverschleiß korreliert mit einer steigenden Reibkraft im Intervallbetrieb.

Abstract:

For special applications, the lubrication of gearboxes with liquid lubricants is not feasible. Liquid lubricants lose their positive lubricating properties when exposed to high contact stress and temperature fluctuations, for example. In the food industry and medical technology, liquid lubricants are often not permitted due to hygiene regulations. Solid lubricants offer an approach to implement dry tooth contacts. In this report, three different solid lubricant coating systems are investigated under different operating conditions. The focus of the experimental investigation is the application behavior in terms of friction force and wear behavior.
In a direct comparison, the MoS2:Ti-TiN coating system achieves the highest load level and exhibits a stationary friction-al force behavior compared to the a-C:H:Ti-TiN coating system. In the wear investigation, continuous coating wear was found in addition to coating delamination. The layer wear correlates with an increasing friction force in interval operation.

1. Einleitung und Motivation

Zur Schmierung tribologischer Systeme (Tribosysteme), wie beispielsweise der Zahlflankenwälzkontakt im Zahnradgetriebe, kommen Fest- und Flüssigschmierstoffe zum Einsatz. Der Schmierstoff wird dabei primär zur Reduzierung der Reibung zwischen den beiden Kontaktflächen eingesetzt [CZIC10]. Für spezielle Einsatzbedingungen ist die Schmierung mit Flüssigschmierstoff oft nicht umsetzbar. In der Luft- und Raumfahrt ist der Einsatz flüssiger Schmiermittel eingeschränkt, da sich für flüssige Schmierstoffe infolge von Ausgasungen durch starke Temperatur- und Druckänderungen eine Reduzierung der positiven Schmiereigenschaften einstellt [HANT12]. In der Lebensmittelindustrie sind die meisten flüssigen Schmierstoffe durch Hygienevorschriften ausgeschlossen oder nur mit erhöhtem Konstruktionsaufwand beim Schmiersystem anwendbar [EURO06]. Für die genannten Einsatzgebiete bieten Festschmierstoffe einen Ansatz zur Auslegung fluidfreier Anwendungen. Der Einsatz von Festschmierstoffen im fluidfreien Zahnflankenkontakt ist aktuell Bestandteil des Forschungsvorhabens SPP 2074 der Deutschen Forschungsgemeinschaft.
Bei der Auslegung fluidfreier Tribosysteme ist die fehlende Ableitung der entstehenden Reibungswärme sowie der entstehenden Verschleißabriebpartikel eine der größten Herausforderungen gegenüber flüssiggeschmierten Tribosystemen [TERA86, ISAA19]. Aufgrund der physikalischen Eigenschaften von Festschmierstoffen ist ein Schmierstoffkreislauf mit Kühlung nicht möglich. Des Weiteren ergeben sich aus dem Festkörperkontakt in fluidfreien Tribosystemen andere Verschleiß- und Schadensmechanismen [BIRK12]. Die Wirkmechanismen im feststoffgeschmierten und fluidfreien Wälzkontakt sind noch nicht in dem Umfang erforscht, wie die Wirkmechanismen im flüssiggeschmierten Wälzkontakt.

Das Ziel dieser Arbeit ist ein vertieftes Verständnis über das Einsatz- und Verschleißverhalten von unterschiedlichen PVD-Festschmierstoffsystemen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen. Das Einsatzverhalten wird anhand des zeitlichen Reibkraftverlaufs bei experimentellen Zahnflankenanalogieversuchen aufgezeichnet und analysiert.

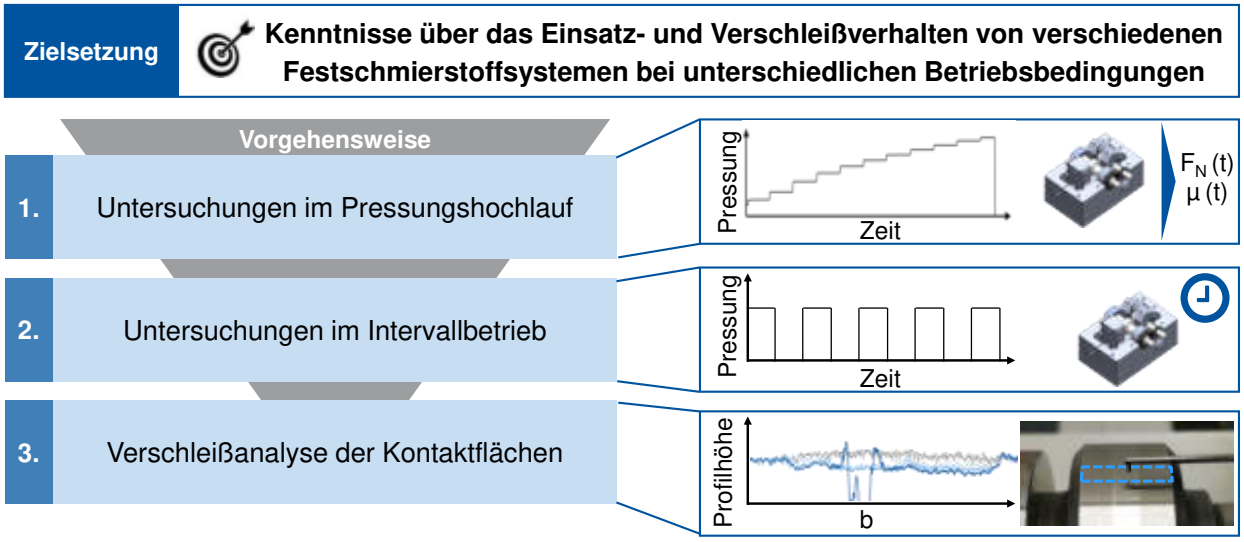


Bild 1-1 Zielsetzung und Vorgehensweise

In Bild 1-1 ist die Vorgehensweise in drei Schritten dargestellt. Im ersten Schritt werden die Beschichtungen unter sukzessiv ansteigenden Kontaktnormalspannungen auf einem Zwei-Scheiben-Reibkraftprüfstand untersucht. Die Kraft und somit die Pressung wird so lange gesteigert, bis ein Abbruchkriterium erreicht ist und der Versuch dadurch beendet wird. Somit kann ein direkter Vergleich der Schichtsysteme durchgeführt werden.
Für eine detaillierte Analyse der Oberflächenveränderungen und Verschleißmechanismen werden die Schichtsysteme im zweiten Schritt bei unterbrochenem Prüflauf untersucht. Der Intervallbetrieb ermöglich Topografiemessungen und die bildgebende Analyse der Kontaktflächen bevor signifikanter Verschleiß oder ein Schaden zu einem Ausfall der Kontaktfläche führt. Durch die Messungen zwischen den Intervallen können die Prüfkörper wieder auf Raumtemperatur abkühlen, sodass ein signifikanter Einfluss der Temperatur auf das Verschleißverhalten nicht zu erwarten ist.
Im dritten Schritt werden die Profile der einzelnen Intervalle von Prüf- und Gegenwelle verglichen. Der Vergleich ermöglicht einen detaillierten Einblick in das Verschleißverhalten der einzelnen Schichtsysteme und gibt Hinweise auf mögliche Verschleißmechanismen. Neben den Profilmessungen werden auch licht- und elektronenmikroskopische Untersuchungen, sowie chemische Oberflächenanalysen mittels energiedispersiver Röntgenspektroskopie (EDX) durchgeführt und ausgewertet.

2. Prüfstand, Prüfkörper und Schichtsysteme

Infolge der Kinematik von Zahnradgetrieben liegt im Zahnflankenkontakt allgemein eine Wälzbeanspruchung aus überlagerter Gleitreibung und Überrollung vor. Für eine experimentelle und isolierte Untersuchung der Wirkmechanismen werden Schichtsysteme auf Zahnflankenanalogieprüfkörpern in einem Zwei-Scheiben-Reibkraftprüfstand getestet (Bild 2-1) [LÖPE15]. Die Analogieprüfkörper (Prüf- und Gegenwelle) werden parallel in der Prüfzelle verbaut. Die Wellen werden mit separaten Motoren angetrieben, sodass ein definierter Schlupf zwischen den Wellen entsteht. Ein Hydraulikzylinder erzeugt bei Erreichen der Betriebsdrehzahlen der Wellen eine Normalkraft F_N und somit einen Wälzkontakt. Die Gegenwelle ist in einem mit Blattfedern gelagerten Schlitten geführt, sodass

die Reibkraft F_R während des Versuchs kontinuierlich mit einem Dehnungsmessstreifen gemessen und aufgezeichnet werden kann. Für die Versuche mit fluidfreiem Wälzkontakt ist die Ölzufuhr abgeschaltet.

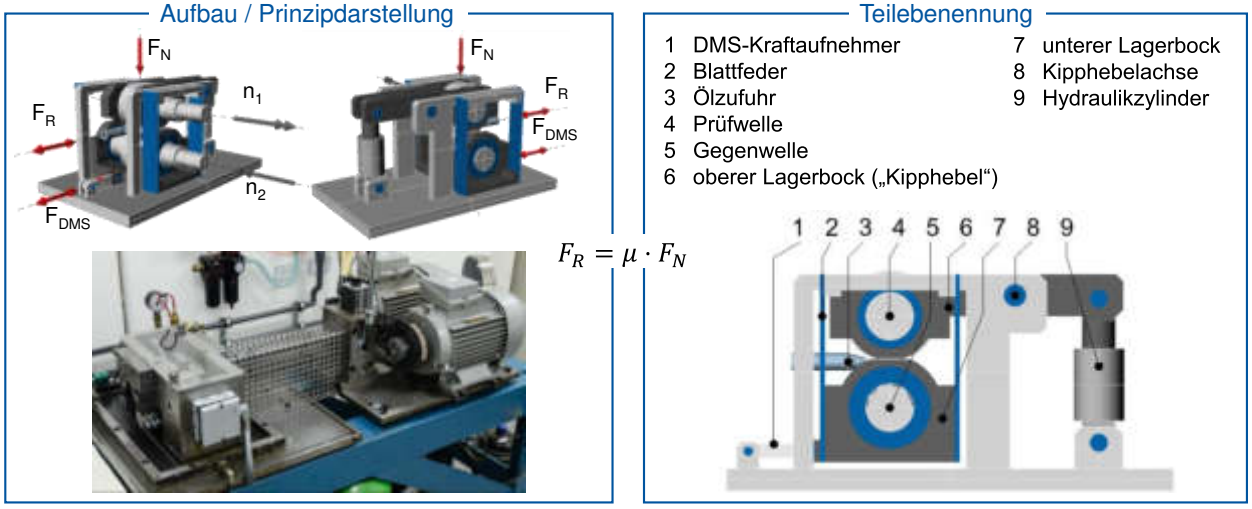


Bild 2-1 Zwei-Scheiben-Reibkraftprüfstand

In Bild 2-2 sind die Prüf- und Gegenwelle dargestellt. Am Prüfabsatz ist die Prüfwelle zylindrisch und die Gegenwelle mit einem 8 mm breiten Steg versehen, sodass ein Linienkontakt entsteht (Bild 2-2). Die Prüfkörper sind aus dem für Zahnräder üblichen Einsatzstahl 18CrNiMo7-6 gefertigt und wurden im einsatzgehärteten Zustand mit einer Randhärte von ca. 700 HV verwendet [KLOC17]. Für die experimentellen Untersuchungen werden zwei unterschiedliche Endbearbeitungszustände unterschieden. Die geschliffenen Prüfkörper werden mit einer Oberflächenrauheit von Ra = 0,2…0,3 µm und die polierten mit Ra = 0,1…0,2 µm beschichtet und anschließend im Prüfstand untersucht.

Für Einsatz von Verzahnungen in fluidfreien Anwendungen werden drei PVD-Schichtsysteme über reaktives Magnetronsputtern auf die Prüfkörper abgeschieden und bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Die Schichtsysteme sind in Bild 2-2 dargestellt. Das Schichtsystem 1 besteht aus einer MoS_2-Festschmierstoffschicht als Deckschicht und einer gradierten Titan-Nitrid-Haftvermittlerschicht (TiN) die die Schichthaftung, die Oxidationsbeständigkeit, sowie die Stützwirkung für die MoS2:Ti-Schicht verbessern soll.

Neben dem genannten Schichtsystem 1 in wurde im Schichtsystem 2 die MoS_2:Ti-Deckschicht durch eine amorphe, wasserstoffhaltige titandotierte Kohlenstoffschicht (a-C:H:Ti) ersetzt. Das Schichtsystem 3 in Bild 2-2 ist ein kombinierender Ansatz aus Schichtsystem 2 mit Schichtsystem 1. Das kombinierende Schichtsystem 3 zielt auf verbesserte Notlaufeigenschaften durch die mittlere a-C:H:Ti Lage, sobald der primäre MoS2:Ti:C Festschmierstoff abgetragen ist. Die zusätzliche Kohlenstoffdotierung der MoS2:Ti-Lage dient der Haftungssteigerung.

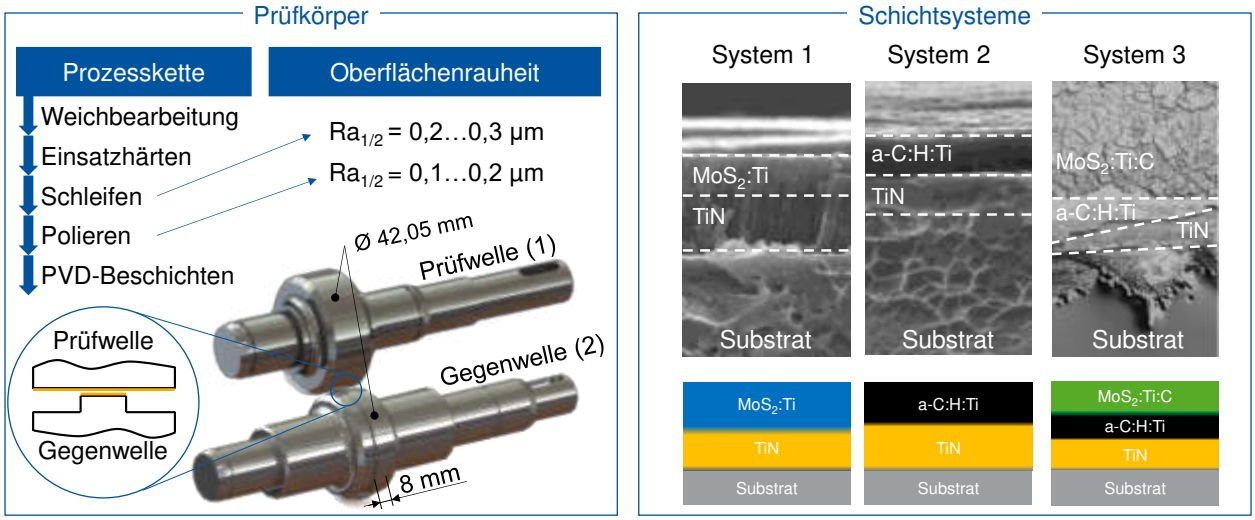


Bild 2-2 Prüfkörper und Schichtsysteme

Für die Abscheidung der MoS2:Ti(:C)-Decklagen in Schichtsystem 1 bis 3 haben sich relativ geringe Targetleistungen von 0,5 kW (≈ 1,25 W/cm^2) für die MoS_2 Targets bewährt. Titan wird über Hochleistungsimpuls-Magnetronsputtern (HPPMS) mit einem einzelen Titantarget bei einer mittleren Targetleistung von ebenfalls 0,5 kW (≈ 1,25 W/cm^2) zudotiert, sodass sich ein Atomanteil von 7 – 8 % einstellt. Im Rahmen der Entwicklung wurde auch die Prozessgasatmosphäre variiert. Optimale Ergebnisse hinsichtlich Schichthaftung, Härte und Schichtdefektdichte wurden bei einem Gesamtdruck 500 mPa und einer Kombination von Argon und Krypton erreicht. Aufgrund des angestrebten hohen Lastniveaus im Zahnflankenkontakt sind die mechanischen Eigenschaften der Beschichtungen von besonderer Bedeutung. Die Werte aus Tabelle 1. wurden jeweils an Monolagen ermittelt, um Effekte durch die Mischhärte an Multilagenschichtsystemen zu vermeiden. Die gemessene Härte der MoS_2:Ti Festschmierstofflagen erreicht das Niveau des gehärteten Referenz Einsatzstahlsubstrats 18CrNiMo7-6, (~700 HV = 7 GPa).

Tabelle 1 Eindringhärte HIT 0,01 und Eindringmodul EIT 0,01 jeweils gemessen an applizierten Monolagen

Schichtlage	Eindringhärte $H_{IT0,01}$ [GPa]	Eindringmodul $E_{IT0,01}$ [GPa]	H/E Verhältnis
TiN	25,8 ±0,8	289,3 ±6,5	0,089
a-C:H:Ti	13,6 ±0,8	121,7 ±4,6	0,112
MoS2:Ti	7,3 ±0,5	138,1 ±6,8	0,053
MoS2:Ti:C	7,7 ±0,4	119,3 ±0,4	0,065

3. Einsatzverhalten bei inkrementeller Erhöhung der Pressung

Das Ziel der ersten Untersuchungsreihe ist ein direkter Vergleich des Einsatzverhaltens der drei Schichtvarianten. Aus Vorversuchen ist bekannt, dass der Reibungskoeffizient und damit auch die Reibkraft infolge eines Schichtversagens stark ansteigt, sodass eine starke und plötzliche Zunahme der Reibkraft als Abbruchkriterium definiert werden kann. Ein weiteres Abbruchkriterium wurde aufgrund mechanischer Grenzen am Zwei-Scheiben-Reibkraftprüfstand in Abhängigkeit von der Reibkraft definiert. Der Versuch wird dann beendet, wenn eine Reibkraft von F_R = 600 N erreicht bzw. überschritten wurde. Bei der folgenden Untersuchungsreihe mit inkrementeller Steigerung der Pressung die Normalkraft zwischen der Prüf- und Gegenwelle erhöht. Dabei wird eine Pressungsstufe für 5 Minuten gehalten. Aus der Literatur ist bekannt, das Festschmierstoffe nach einer

Einlaufphase meist in eine stationäre Phase mit konstanter Verschleißrate übergehen [BIRK12]. Daher kann die erreichte maximale Pressungsstufe nicht als absolute Grenzbeanspruchung für das jeweilige Schichtsystem angesehen werden, sondern dient ausschließlich dem relativen Vergleich zwischen den Schichtsystemen. Für die Versuche wird eine Summengeschwindigkeit von v_{Σ} = 6,3 m/s und ein auf die Prüfwelle bezogener Schlupf von $s_{Prüfwelle}$ = -20 % eingestellt. In Bild 3-1 ist die Hertzsche Pressung über die Prüfzeit dargestellt. Die Versuche starten bei einer Hertzschen Pressungen von p_{max} = 410 N/mm². In dem unteren Diagramm ist der Reibkraftverlauf der drei Schichtsysteme über die Prüfzeit dargestellt. Im direkten Vergleich hat das Schichtsystem 1 deutlich besser abgeschnitten und im Versuch erst bei einer Pressung von p_{max} = 1966 N/mm² versagt. Das Schichtsystem 2 hat am Ende der Stufe 3 eine Reibkraft von F_R = 600 N überschritten und somit das Abbruchkriterium erreicht. Das Schichtsystem 3 versagt in der 4. Stufe bei einer Hertzschen Pressung von p_{max} = 1078 N/mm² durch einen schlagartigen Anstieg der Reibkraft. Neben den erreichten Pressungsstufen kann auch die Reibkraft direkt zwischen den Schichtsystemen verglichen werden. In der ersten Stufe ist die Reibkraft bei Schichtsystem 2 mehr als doppelt so groß wie bei Schichtsystem 3. Hier kann vermutet werden, dass die zusätzliche MoS2:Ti:C-Lage bei Schichtsystem 3 zu niedrigeren Reibungskoeffizienten führt. In den ersten drei Stufen unterscheidet sich das Reibkraftverhalten zwischen Schichtsystem 1 und 3 nur durch ein sehr stationäres Verhalten bei Schichtsystem 3.

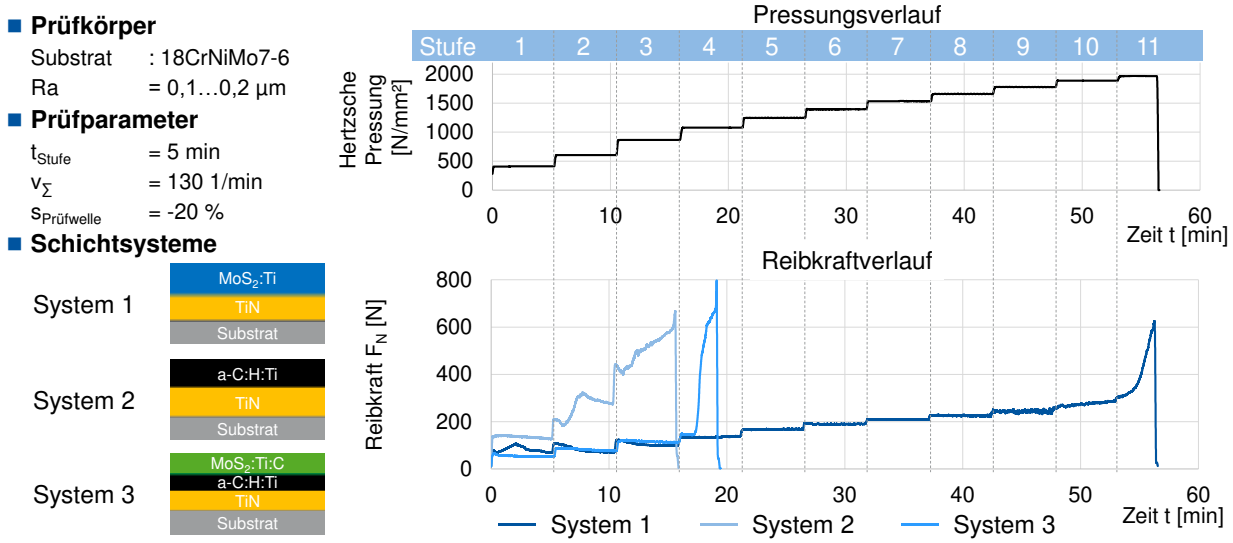


Bild 3-1 Reibkraftverhalten im Pressungshochlauf

Für eine detaillierte Analyse der Verschleißmechanismen wurden die Kontaktflächen im Anschluss an die drei Versuche analysiert. Dabei wurde neben den Aufnahmen mit einem Rasterelektronenmikroskop (REM) auch die Elementzusammensetzung an signifikanten Positionen mittels einer EDX-Analyse ausgewertet. In Bild 3-2 sind die Ergebnisse der Oberflächenanalyse für die drei Schichtsysteme für jeweils Prüf- und Gegenwelle dargestellt. Bei Schichtsystem 1 zeigt sich eine nahezu homogene Oberfläche auf beiden Kontaktflächen. Die Elementzusammensetzung dieser Fläche zeigt, dass ein großer Anteil von Molybdän (Mo), sowie Titan (Ti) und Schwefel (S) vorliegt. Somit handelt es sich hierbei um die obere MoS_2:Ti-Lage. Auf der Prüfwelle sind vereinzelt längliche Krater zu erkennen, die einen deutlich höheren Titan-Anteil bei der Elementzusammensetzung aufweisen. Der höhere Anteil von Titan deutet darauf hin, dass die obere Festschmierstoffschicht an der Stelle größtenteils abgetragen wurde. Die REM-Aufnahme und EDX-Analyse der Gegenwelle zeigt, dass am Rand der Kontaktfläche auch Teile der oberen MoS2:Ti-Lage abgetragen sind. Möglicherweise hat eine erhöhte Kantenpressung zum

Versagen der Schicht im Bereich der Kante des Steges geführt. Jedoch wurde bei der EDX-Analyse der Oberfläche von Schichtsystem 1 kein Substratmaterial festgestellt, sodass dadurch zwar eine erhöhte Reibkraft entsteht, aber kein direktes Schichtversagen. Die Analyse der Oberfläche von Schichtsystem 2 zeigt gegenüber dem Schichtsystem 1 deutlich abweichende Eigenschaften. Auf der Kontaktfläche der Prüfwelle ist das Schichtsystem in einem großen Bereich abgetragen worden (vgl. Punkt 3 bei System 2 in Bild 3-2), sodass das Substrat freiliegt. Dies ist einerseits an den unterschiedlichen Graustufen auf den REM-Aufnahmen und andererseits durch die EDX-Analyse erkennbar. Auf der Gegenwelle sind mit der REM-Aufnahme Ablagerungen zu erkennen, die sowohl Substratwerkstoff als auch TiN-Schichtanteile enthalten. Die Analyse deutet darauf hin, dass die obere a-C:H:Ti-Lage abgetragen wurde, sodass die TiN-Zwischenlage auf beiden Wellen im direkten Kontakt lag. Durch Adhäsion wurden dann Teile aus der Prüfwelle auf die Gegenwelle übertragen.
Die Kontaktfläche von Schichtsystem 3 zeigt ein fleckiges Muster. Das Substrat wurde sowohl auf der Prüf- als auch auf der Gegenwelle nicht freigelegt. Auf der Prüfwelle ist am Rand der Laufbahn eine kantige Kontur zu erkennen. Aus der EDX-Analyse ergibt sich, dass hier die einzelnen Lagen des Schichtsystems erkennbar sind. Die Erscheinung der Kontur lässt darauf schließen, dass möglichweise die Haftung zwischen der a-c:H:Ti- und der TiN-Schicht im Wälzkontakt versagt hat und es zu einer Delamination gekommen ist. Zusammenfassend zeigen die experimentellen Versuche im Pressungshochlauf, dass das Schichtsystem 1 deutlich größere Pressungen im Wälzkontakt erträgt, bevor eine stärkere Steigerung der Reibkraft eintritt. Des Weiteren ist auch die Reibkraft und somit der Reibungskoeffizient gegenüber dem Schichtsystem 2 geringer.

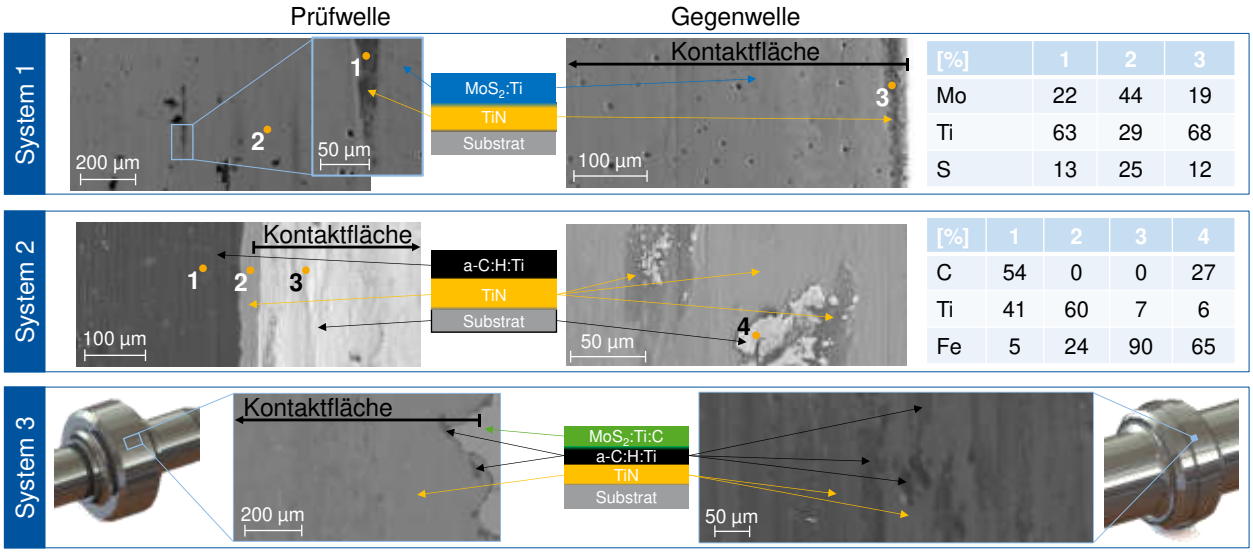


Bild 3-2 Aufnahmen aus dem Rasterelektronenmikroskop und EDX-Analyse der Kontaktfläche nach den Versuchen

4. Einsatz- und Verschleißverhalten im Intervallbetrieb

Für Kenntnisse über den Verschleiß während des Prüflaufs wurden die drei Schichtsysteme im Intervallbetrieb untersucht. Dazu wurde eine konstante Pressung über einen definierten Intervallzeitraum von $t_{intervall}$ = 20 min gehalten. Für die Verschleißanalyse wurde ein für das jeweilige Schichtsystem spezifisches Pressungsniveau gewählt. Nach jedem Intervall wurden die Prüf- und Gegenwelle zur Analyse aus der Prüfzelle ausgebaut, sodass die Prüfkörper wieder auf Raumtemperatur abkühlen konnten. Dabei wurde einerseits die Topografie der Laufbahn von Prüf- und Gegenwelle gemessen. Andererseits wurden lichtmikroskopische Untersuchungen durchgeführt. Für einen hochgenauen Profilvergleich wurden die gemessenen Topografien der einzelnen Intervalle

mithilfe von Vickers-Eindrücken und einem Ausrichtealgorithmus zu einander ausgerichtet [BREC16]. Für die Intervallversuche wurden geschliffene Prüfkörper mit einer Ausgangsrauheit von Ra = 0,2…0,3 µm beschichtet.

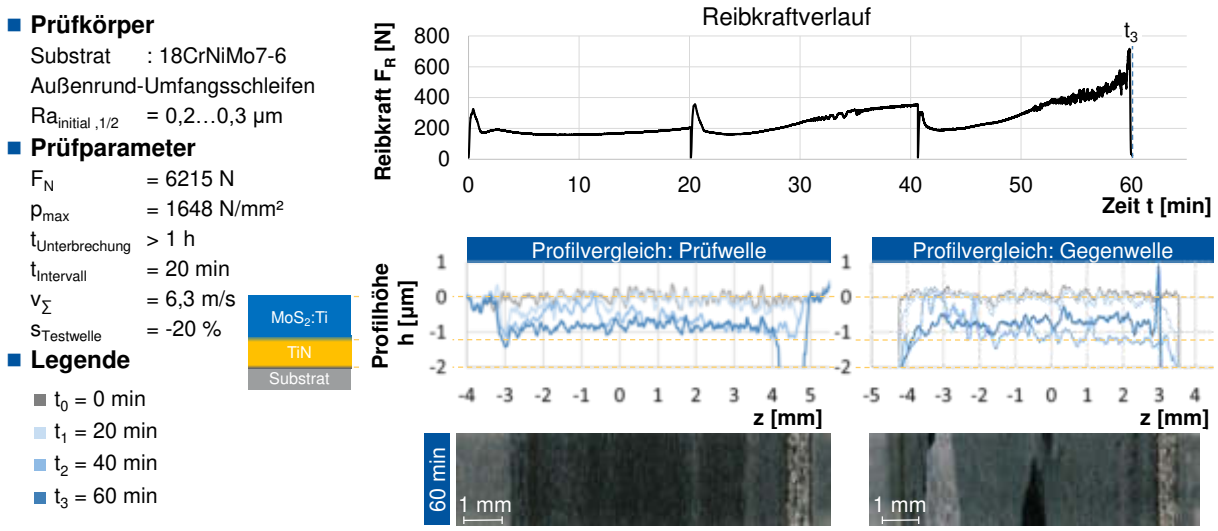


Bild 4-1 Einsatz- und Verschleißverhalten im Intervallbetrieb mit Schichtsystem 1

In

Bild 4-1 ist der Reibkraftverlauf für das Schichtsystem 1 bei einer konstanten Hertzschen Pressung von p_{max} = 1648 N/mm² dargestellt. Die Reibkraft erreicht im ersten Intervall mit $F_R \leq 200$ N ein Niveau unterhalb der Reibkraft die auf Stufe 7 im Pressungshochlauf gemessen wurde. Der Profilvergleich zwischen den Zuständen t_0 und t_1 zeigt, dass sich das Profil von der Prüfwelle nur geringfügig geändert hat. Diese Änderungen können neben einem Schichtverschleiß aus einer Einglättung der Oberfläche infolge der initialen Beanspruchung resultieren. Am Profil der Gegenwelle ist in den Randbereichen jedoch bereits ein größerer Verschleiß erkennbar, sodass an den Kannten durch erhöhte Kantenpressung Teile der MoS_2:Ti-Schmierstoffschicht verschlissen sind. Der Reibkraftverlauf zweit zu Beginn der Intervalle eine deutlich erhöhte Reibkraft für 1 bis 2 min. Einglättungseffekte können nach dem ersten Intervall ausgeschlossen werden. Eine mögliche Erklärung können Oxidschichten aus MoO_3 liefern, die sich innerhalb der Unterbrechung während der Messungen gebildet haben und zu höheren Reibungskoeffizienten führen [CENT88]. Nach dem zweiten Intervall bei t_2 = 40 min wird der Verschleiß auf Prüf- und Gegenwelle deutlich größer und auch die Reibkraft nimmt im Verlauf des Intervalls zu. Die Gegenwelle weist gegenüber der Prüfwelle einen stärkeren Verschleiß auf, sodass bereits Bereiche der Laufbahn bis auf die TiN-Zwischenschicht verschlissen sind. Trotz der deutlichen Verschleißspuren in den Laufflächen der beiden Wellen erreicht die Reibkraft im dritten Intervall für mehrere Minuten wieder ein niedriges Niveau von F_R = 200 N. Der Vergleich der Profile nach dem dritten Intervall bei t_3 = 60 min zeigt, dass auf der Gegenwelle Material aufgetragen wurde. Bei der Prüfwelle ist dagegen ein starker Verschleiß bis auf das Substrat entstanden. Für das Schichtsystem 1 kann festgehalten werden, dass die MoS_2:Ti-Schmierstoffschicht auf der Seite mit positivem Schlupf (Gegenwelle) stärker verschleißt.

Das Einsatz- und Verschleißverhalten von Schichtsystem 2 im Intervallbetrieb ist in Bild 4-2 dargestellt. Für den Intervallbetrieb mit dem Schichtsystem 2 wurde ein Pressungsniveau mit einer Hertzschen Pressung von p_{max} = 398 N/mm² gewählt. Gegenüber dem Reibkraftverhalten bei Schichtsystem 1 sind bei Schichtsystem 2 keine Einlaufeffekte im

Reibkraftverlauf sichtbar. Mit jedem Intervall steigt das Reibkraftniveau, obwohl die Normalkraft und somit die Hertzsche Pressung konstant gehalten werden. Der Profilvergleich zeigt, dass Teile der a-C:H:Ti-Schicht auf der Prüfwelle bereits nach dem ersten Intervall verschlissen sind. Die Beschichtung auf der Gegenwelle zeigt jedoch nur einen sehr geringen Verschleiß. Bei den Intervallen 2 und 3 ist auf beiden Wellen ein kontinuierlicher und einseitiger Verschleiß erkennbar. Am Ende des dritten Intervalls liegt am Rand der Prüfwelle bereits ein Bereich mit Substrat frei, sodass es im vierten Intervall zum Schichtversagen auf beiden Wellen kommt.

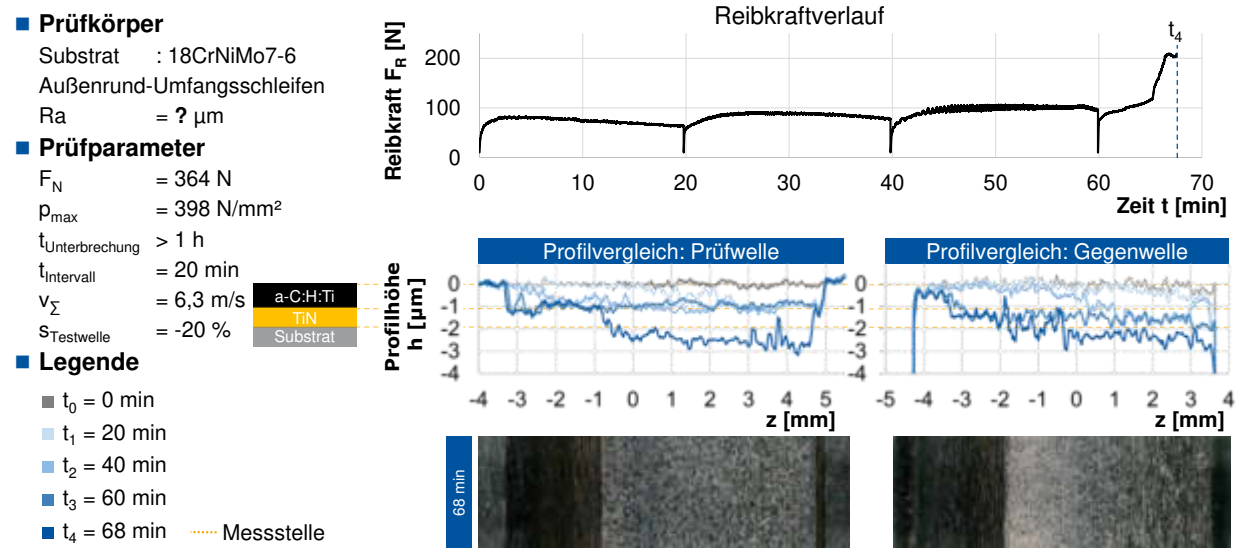


Bild 4-2 Einsatz- und Verschleißverhalten im Intervallbetrieb mit Schichtsystem 2

Für den Intervallversuch mit Schichtsystem 3 wurde das Niveau der zweiten Pressungsstufe im Pressungshochlauf ausgewählt (siehe Bild 3-1). Der Reibkraftverlauf und die Verschleißanalyse sind in Bild 4-3 dargestellt. Die Reibkraft weist in den ersten 5 min ein niedriges Reibkraftniveau auf. Nach ca. 5 min Laufzeit steigt die Reibkraft auf einen nahezu konstanten Wert von $F_R \approx 120$ N, bis ein starker Anstieg kurz vor dem Ende des ersten Intervalls ein Schichtversagen andeutet. Der Profilvergleich bestätigt das Versagen des Schichtsystems im ersten Intervall. Das unerwartet frühe Versagen des Schichtsystems könnte auf die erhöhte Rauheit gegenüber den polierten Prüfkörpern beim Pressungshochlauf zurückgeführt werden.

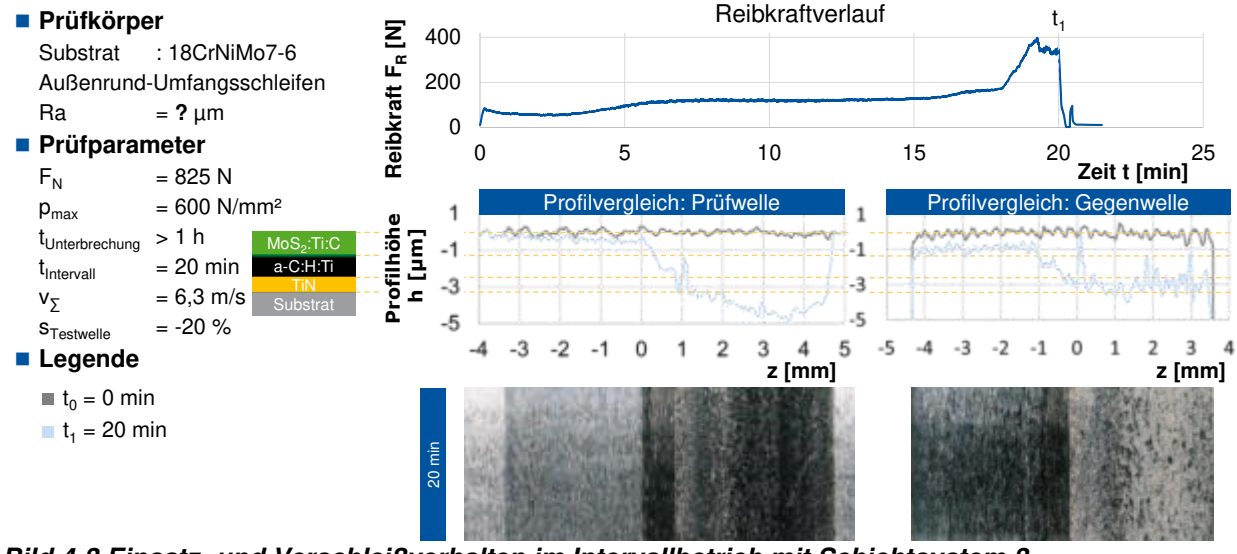


Bild 4-3 Einsatz- und Verschleißverhalten im Intervallbetrieb mit Schichtsystem 3

5. Zusammenfassung und Fazit

Zusammenfassend fällt bei der Betrachtung der Profile der drei Versuche im Intervallbetrieb auf, dass der Verschleiß primär vom Laufbahnrand in Richtung Kontaktmitte wächst obwohl die Lastverteilung im Kontakt zwischen Prüf- und Gegenwelle während der Montage der Prüfkörper mit einer Pressungsfolie kontrolliert wurde. Für eine Anwendung der Festschmierstoffsysteme im realen Zahnflankenkontakt ist einer erhöhten Kantenpressung bei Linienkontakt beispielsweise mit einer Balligkeit der Zahnflanken vorzubeugen. Des Weiteren sind bei allen drei Versuchen erst nach Abbruch der Prüfläufe Bereiche des Substrats auf Prüf- und Gegenwelle freigelegt.
Insgesamt hat das Schichtsystem 1 sowohl in der Testreihe Pressungshochlauf als auch im Intervallbetrieb einer hohen Beanspruchung standgehalten. Gegenüber den Schichtsystemen 2 und 3 hat ein kontinuierlicher Verschleiß im Anschluss zum Schichtversagen geführt. Des Weiteren hat sich das Schichtversagen infolge eines Rauschens in der Reibkraft angekündigt. Bei dem Einsatz des Schichtsystems 1 im realen Zahnkontakt sind aufgrund des unterbrochenen Kontakts die Einlaufeffekte (Bild 4-1) von besonderer Bedeutung und sollen in Zukunft untersucht werden.

Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) - 407625150

Autoren Sebastian Sklenak M.Eng.
Dr.-Ing. Jens Brimmers M.Sc.
Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher
Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen
Campus-Boulevard 30
52074 Aachen

Bastian Lenz M.Sc.
Dr.-Ing. Andreas Mehner
Leibniz-Institut für Werkstofforientierte Technologien – IWT
Badgasteiner Str. 3
28359 Bremen

6. Quellenverzeichnis

[BIRK12] Birkhofer, H.; Kümmerle, T.: Feststoffgeschmierte Wälzlager. Einsatz, Grundlagen und Auslegung. 1. Aufl. Berlin: Springer, 2012

[BREC16] Brecher, C.; Löpenhaus, C.; Renkens, D.: Vorhersagemodell für die geometrische Veränderung von Oberflächenstrukturen im Einlauf. In: Tagungsband zur 57. Arbeitstagung "Zahnrad- und Getriebeuntersuchungen". Aachen, 11./12.05.2016. Eigendruck des WZL-Getriebekreises, 2016

[CENT88] Center, P.: Tribological performance of MoS2 compacts containing MoO3, Sb2O3 or MoO3 and Sb2O3. 122. Jg., 1988, Nr. 1, S. 97–102

[CZIC10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010

[EURO06] Europäisches Parlament: Maschinenrichtlinie 2006/42/EG, 2006

[HANT12] Hantschack, F.: Trockenlaufende Stirnräder in der Raumfahrt. Würzburg, 2012

[ISAA19] Isaacson, A.; Wagner, M.: Oil-Off Characterization Method Using In-Situ Friction Measurement for Gears Operating Under Loss-of-Lubrication Conditions. In: Gear Technology, Juni 2019. Jg., 2019, S. 46–54

[KLOC17] Klocke, F.; Brecher, C.: Zahnrad- und Getriebetechnik. Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation. 1. Aufl. München: Hanser, 2017

[LÖPE15] Löpenhaus, C.: Untersuchung und Berechnung der Wälzfestigkeit im Scheiben- und Zahnflankenkontakt. Diss. RWTH Aachen University, 2015

[TERA86] Terauchi, Y.; Nadano, H.; Kohno M.: Scoring Resistance of Spur Gears with Various Coatings. In: JSME, 29. Jg., 1986, Nr. 84-0398, S. 999–1003

Rosenstingl Tobias, Kürten Dominik, Kailer Andreas, Kunz Willy

Entwicklung einer Prüfmethodik für thermisch hoch belastete, abgasbeaufschlagte Gleitpaarungen

Zusammenfassung:

Die hohen thermischen und korrosiven Belastungen von tribologischen Systemen in modernen Verbrennungsmotoren und Gas- und Wasserstoffturbinen führen zu einen hohen Entwicklungsaufwand der Gleitlagerwerkstoffe. Am Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik wird eine neue effiziente Prüfmethodik entwickelt, um diese hochtemperaturbeaufschlagten ungeschmierten Tribosysteme zu qualifizieren.
Dazu wurde ein bestehender Modellprüfstand hinsichtlich der Kontaktgeometrie, der Temperaturverteilung und der Datenaufzeichnung weiterentwickelt. Durch die hochauflösende Reibkraftmessung ergibt sich die Möglichkeit, bekannte Reibwertberechnungsmethoden, wie die energetische Mittelung, anzuwenden. Versuchsergebnisse haben gezeigt, dass der energetisch gemittelte Reibwert und der geometrieunabhängige Reibwert das tribologische Verhalten im Trockenlauf zutreffend beschreiben.
Weiterhin wurden vier Si_3N_4-Gleitlagerwerkstoffe mit diesem Modellprüfstand bei Probentemperaturen bis zu 640 °C tribologisch charakterisiert. Durch einen Zusatz von $MoSi_2$ konnte der Reibwert von 0,71 auf 0,21 bei 300 °C verringert werden. Bei dieser Temperatur wurde ein Verschleißrückgang von 95 % des mit $MoSi_2$ zugesetzten Materials im Vergleich zum ursprünglichen Werkstoff erreicht.
Außerdem wurde ein anwendungsnaher Welle-Buchse-Prüfstand entwickelt, der als Bindeglied zwischen dem Modellprüfstand und der Anwendung stehen soll. In einem nächsten Schritt werden die vorgestellten Si_3N_4-Gleitlagerwerkstoffe auch mit dieser Prüfmethodik untersucht um anschließend die beiden Methoden bewerten und validieren zu können.

Abstract:

The high thermal and corrosive loads of tribological systems in modern combustion engines and gas and hydrogen turbines lead to a high development effort of the plain bearing materials. At the Fraunhofer Institute for Mechanics of Materials, a new efficient testing methodology is being developed to qualify these high-temperature unlubricated tribosystems.
For this purpose, an existing model test rig was further developed with regard to contact geometry, temperature distribution and data recording. The high-resolution friction force measurement makes it possible to apply known calculation methods for friction coefficients, such as energetic averaging. Experimental results have shown that the energetic averaged friction coefficient and the geometry independent friction coefficient accurately describe the tribological behavior in dry sliding.
Furthermore, four Si_3N_4 plain bearing materials were tribologically characterized with this model test rig at sample temperatures up to 640 °C. An addition of $MoSi_2$ reduced the coefficient of friction from 0.71 to 0.21 at 300 °C. At this temperature, a wear reduction of 95% of the material added with MoSi2 was achieved compared to the original material.
In addition, an application-oriented shaft-bush test rig was developed to act as a link between the model test rig and the application. In a next step, these Si_3N_4 plain bearing materials will also be investigated using this test methodology in order to subsequently evaluate and validate the two methods.

Einleitung

Die steigenden Anforderungen an die Effizienz von Verbrennungsmotoren, aber auch von Gas- oder Wasserstoffturbinen führen zur Erhöhung der thermischen und korrosiven Belastungen ihrer tribologischen Systeme. Die in diesen Anwendungen eingesetzten Gleitlager unterliegen unterschiedlichen wechselwirkenden Verschleißmechanismen, welche stark durch die Temperatur und die Umgebungsatmosphäre beeinflusst werden (Velkavrh, et al. 2016, Dreano, Fouvry und Guillonneau 2020).

Keramische Gleitlagerwerkstoffe haben bei diesen Anwendungen unter sehr hohen Einsatztemperaturen den Vorteil einer hohen thermischen und mechanischen Belastbarkeit, und sind auch unter korrosiven Betriebsbedingungen einsetzbar. Sie können daher eine deutlich längere Lebensdauer als metallische Werkstoffe erreichen. Durch geeignete Zusätze ist es möglich, die Reibwerte im Trockenlauf und hohen Temperaturen zu vermindern.

Zur Entwicklung und Erforschung von Gleitlagerwerkstoffen für diese Anwendungsfälle sind tribologische Prüfmethoden erforderlich, mit denen innerhalb kurzer Zeit und mit vergleichsweise geringem Aufwand eine Vorqualifizierung neuer Werkstoffentwicklungen ermöglicht wird. Am Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM werden im Rahmen einer industriellen Gemeinschaftsforschung[1] Prüfmethoden zur Charakterisierung der Verschleißmechanismen hochtemperaturbeaufschlagten ungeschmierten Tribosystemen entwickelt. Ziel ist es, eine tribologische Qualifizierungsstrategie zu etablieren, die eine einfache und kostengünstige Werkstoffentwicklung ermöglicht.

In diesem Beitrag werden Ergebnisse zu vergleichenden tribologischen Untersuchungen an verschiedenen keramischen Entwicklungswerkstoffen durchgeführt. Dazu wurde auf der Basis von Schwingungs-Reibverschleißprüfungen (SRV) eine erweiterte Messtechnik aufgebaut und eingesetzt, die verschiedene Auswertemöglichkeiten erlaubt. Diesbezüglich wird diskutiert, welche Auswertevariante das Reibverhalten der Gleitpaarungen bei hohen Temperaturen am besten beschreiben kann. Darüber hinaus wird ein Ausblick auf eine derzeit entwickelte Gleitlagerprüfung gegeben, mit der Gleitlager bei Temperaturen bis 800 °C und Atmosphärenbeaufschlagung tribologisch geprüft werden können.

Prüfmethodik

Für die einfache und effiziente Werkstoffqualifizierung thermisch hoch belasteter, atmosphärenbeaufschlagter Gleitlagerwerkstoffe sollen zwei unterschiedliche Prüfaufbauten entwickelt werden. Diese unterscheiden sich hinsichtlich ihres Abstraktionsgrades und sollen zeigen, in wie weit die komplexen tribologischen Belastungssituationen zielführend nachgestellt werden können.
In einem ersten Schritt wurde ein existierender Modellprüfstand weiterentwickelt. Diese Prüfung soll eine schnelle und kostengünstige Versuchsdurchführung ermöglichen und so zur Identifikation der dominierenden Verschleißmechanismen und -regime eingesetzt werden. Dieser Modellprüfstand wird im Folgenden genauer beschrieben und erste Versuchsergebnisse mit unterschiedlichen keramischen Werkstoffen vorgestellt.

Weiterentwickelter Modellprüfstand:

Die Basis des Modellprüfstands bildet der Schwingungsreibverschleißprüfstand (SRV) IV von Optimol Instruments. Um die für Gleitlager charakteristischen, niedrigen Flächenpressungen von ca. 200 MPa zu realisieren, wurde ein neuer oberer Probenhalter entwickelt (Abb. 1).

Der neue Probenhalter ermöglicht einen Linienkontakt orthogonal zur Bewegungsrichtung, indem er einen liegenden Zylinder (lila) aufnimmt. Als untere Probe wird eine flache Scheibe (grau) verwendet. Der Probenhalter (orange) ist außerdem drehbar gelagert, sodass der Zylinder vor dem Versuch parallel zur unteren Scheibe ausgerichtet werden kann.

[1] IGF-Vorhaben Nr. 21253N Charakterisierung der Verschleißmechanismen abgasbeaufschlagter, ungeschmierter Tribosysteme; Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen; Laufzeit: 06.2020 - 11.2022

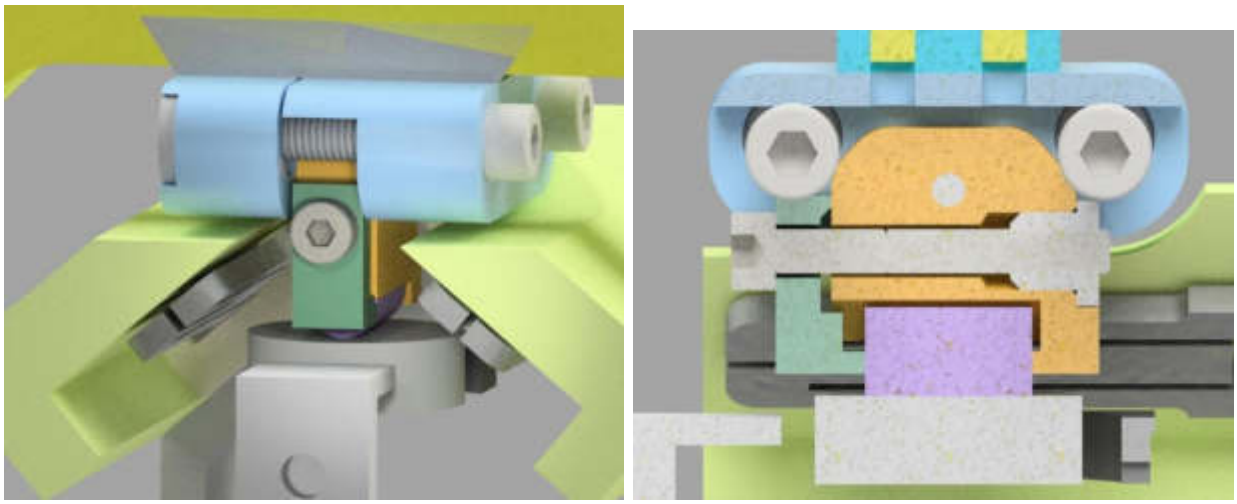


Abbildung 1: Neuer Probenhalter für SRV-Versuche mit Linienkontakt (liegender Zylinder – Scheibe)

Weiterhin wird eine eigens für diesen Prüfstand entwickelte Zusatzheizung (Isolierung hellgrün, Widerstandsheizung dunkelgrau) verwendet, um einerseits die Heizleistung zu erhöhen und die Temperaturverteilung in beiden Probenkörpern anzugleichen und zu homogenisieren. Die Temperaturmessung erfolgt durch ein Thermoelement, das direkt auf die Probenoberfläche aufgebracht wurde und dadurch keiner Temperaturdifferenz zwischen Halterung und Probe unterliegt. Durch die Zusatzheizung sind Prüftemperaturen bis zu 800 °C möglich.
Eine für diesen Prüfstand entwickelte hochauflösende Datenerfassung der Reibkrafthysteresen ermöglicht eine örtlich und zeitlich aufgelöste Erfassung der Reibkraft. Diese erfolgt durch zwei hochtemperaturbeständige Schubkraftsensoren (Z21654A2, Kistler Instrumente) und einem externen Ladungsverstärker (5018A, Kistler Instrumente).
Die Aufzeichnung der Kraft und des Hubs der Maschine findet mit einer Frequenz von 5 kHz statt. Dadurch ist es möglich, Methoden zur Reibwertberechnung einzusetzen, die für Frettingversuche entwickelt wurden. Diese Berechnungsmethoden sollen eine Beeinflussung der Reibkraft durch die sich ausbildende Verschleißspur minimieren (Llavori, et al. 2020).
Außerdem ist es möglich, mit diesem Versuchsaufbau den Einfluss unterschiedlicher Atmosphären auf die thermisch hoch belasteten Werkstoffsysteme zu analysieren. Dazu kann die Versuchskammer der Prüfmaschine mit Prüfgasen geflutet werden.

Anwendung und Überprüfung publizierter Reibwertberechnungsmethoden am Modellprüfstand

Ein großer Vorteil der Weiterentwicklung des Modellprüfstands ist die eigenständige, hochauflösende Messdatenaufzeichnung. Im Folgenden werden kurz wichtige publizierte Berechnungsmethoden des Reibwerts vorgestellt und verglichen. Ziel ist es den Einfluss von gleitgeschwindigkeitsabhängigen Mechanismen und weiteren Störfaktoren auf die Reibwertermittlung zu minimieren

Als erstes ist die Theorie von Fouvry et al. zu nennen (Fouvry, Duó und Perruchaut 2004). Dabei wird ein lokaler Anstieg der Reibkraft kurz vor dem Umkehrpunkt in Fretting-Zyklen auf ein Aufprallen eines Kontaktkörpers auf die sich bildenden plastischen Deformationen am Rand der Verschleißspur zurückgeführt. Dieser Effekt wird „Plunging-Effect“ genannt und ist in Abbildung 2 schematisch dargestellt.

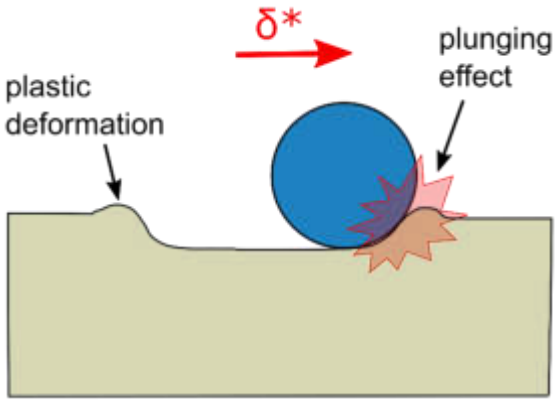


Abbildung 2: schematische Darstellung des „Plunging-Effect“ (Fouvry, Duó und Perruchaut 2004)

Um den Einfluss dieses Effekts auf den Reibwert zu minimieren, wurde der sogenannte energetisch gemittelte Reibwert μ_e entwickelt. Er berechnet sich nach Gleichung 1 mit der Reibenergie E_d eines Zyklus, der Normalkraft F_n und der Gleitamplitude δ_g: (Fouvry, Duó und Perruchaut 2004)

$$\mu_e = \frac{E_d}{4F_n\delta_g} \qquad (1)$$

Durch die Integration der Reibkraft über den Gleitweg sinkt der Einfluss lokal überhöhter Reibkräfte. Vollständig verhindert wird dieser Einfluss jedoch nicht.
Ein anderes Vorgehen verfolgten Jin et al (Jin, Sun und Shipway 2016).: Sie abstrahierten eine sich ausbildende Verschleißspur als halbkreisförmige Mulde und konnten zeigen, dass die Reibkraft nur in der Mitte der Mulde unbeeinflusst ist. Diese Erkenntnis führte zur Definition des sogenannten „geometry-independent friction coefficient“ μ_{gi}, bei dem die Reibkraft nur in der Mitte der Verschleißspur ausgewertet wird. Sie zeigten außerdem Abweichungen zwischen dem energetisch gemittelten Reibwert μ_e und dem geometrieunabhängigen Reibwert μ_{gi} von bis zu 13%.
Die beiden Berechnungsmethoden der Reibwerte wurden außerdem von Llavori et al. untersucht (Llavori, et al. 2020). Dazu wurden zwei stehende Zylinder mit der Mantelfläche gegen einen oszillierenden Zylinder in der Mitte gedrückt. Variiert wurde hier der Winkel zwischen den Zylinder von 0° (entspricht zwei Linienkontakten) bis 90° (entspricht zwei Punktkontakten). Es wurde gezeigt, dass diese unterschiedlichen Anordnungen einen starken Einfluss auf die berechneten Reibwerte haben. Dieser Effekt wurde auf die Tiefe der Verschleißspur und damit auch die steileren und höheren Seitenflächen zurückgeführt. So ist bei der tiefsten Spur der energetisch gemittelte Reibwert mit 0,79 um 27% größer als der geometrieunabhängige Reibwert mit 0,62.

Um diese Effekte zu untersuchen und um die Reibwertberechnungsmethoden zu vergleichen, wurden zusätzlich eigene Versuche durchgeführt. Als Kontaktkörper wurden unter anderem eine Al_2O_3-Kugel und eine Tribaloy T400 Scheibe verwendet. Auch hier entstand eine tiefe Verschleißspur in der Scheibe, und die verschleißarme Al_2O_3-Kugel zeigte hingegen eine minimale Abflachung. Abbildung 3 stellt beispielhaft einige Reibkrafthysteresen nach 5 Minuten dar. Hier sind die lokal erhöhten Reibkräfte kurz vor dem Umkehrpunkt sichtbar. Die über die Versuchszeit gemittelten Reibwerte in Abbildung 3 bestätigen die Ergebnisse von Llavori et al. Der energetisch gemittelte Reibwert und der geometrieunabhängige Reibwert liegen nahezu auf einem Niveau (Abb. 3, rechts). Dem entgegen steht der gemittelte Reibwert und der Reibwert der Reibkraftpeaks, die deutlich höhere Werte und Streubalken besitzen.

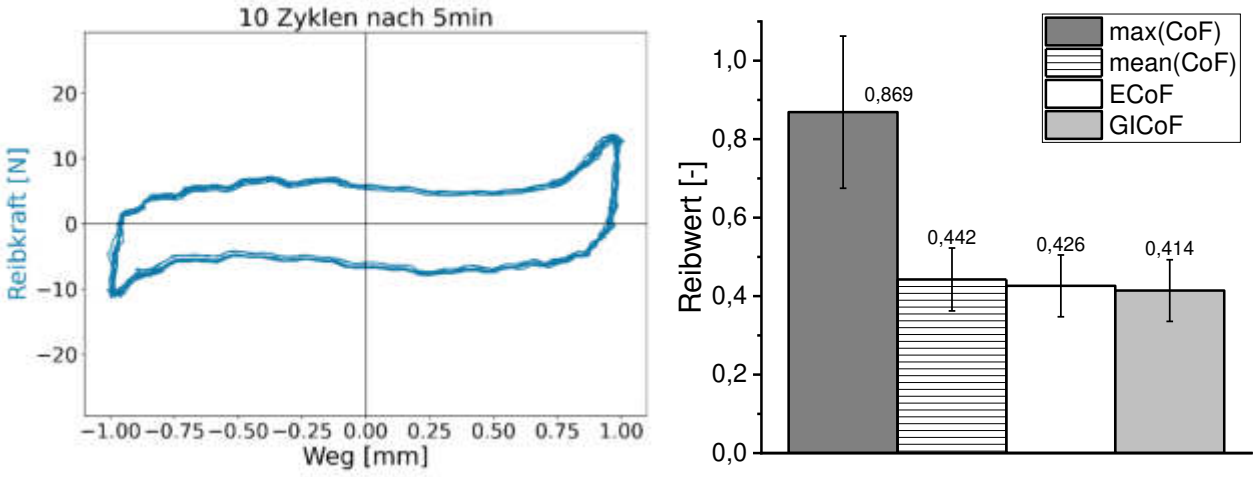


Abbildung 3: Reibkrafthysterese für 10 Zyklen nach 5 Minuten Belastung und gemittelte Reibwerte (AlO_2 – Tribaloy T400; 25Hz, 2mm, 20N, 20min)

Diese Ergebnisse weisen auf die Notwendigkeit hin, eine eigenständige hochauflösende Datenaufzeichnung einzusetzen und damit publizierte und validierte Berechnungsmethoden des Reibwerts nutzen zu können. Auch im Hinblick auf einen Vergleich von Reibwerten zwischen unterschiedlichen Prüfaufbauten ist ein Einsatz der gleichen Berechnungsmethodik sinnvoll.

Erste Versuchsergebnisse an SiN_4-Keramiken

Die hier vorgestellte Prüfmethodik des weiterentwickelten Modellprüfstands wurde anhand neuer Modellwerkstoffe im Rahmen eines internen Projekts zur Entwicklung und Erforschung neuer Gleitlagerwerkstoffe für Hochtemperaturanwendungen in Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer-Institut für Keramische Technologien und Systeme IKTS überprüft. Es wurden vier Modellwerkstoffe auf Si_3N_4-Basis untersucht. Die Werkstoffe Hi1 und Hi4 entsprechen bekannten Si_3N_4-Keramiken und unterscheiden sich nur leicht hinsichtlich der Sinteradditive. Dem Material Hi2 wurde TiN hinzugesetzt und dem Werkstoff Hi3 $MoSi_2$. Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse vorgestellt.

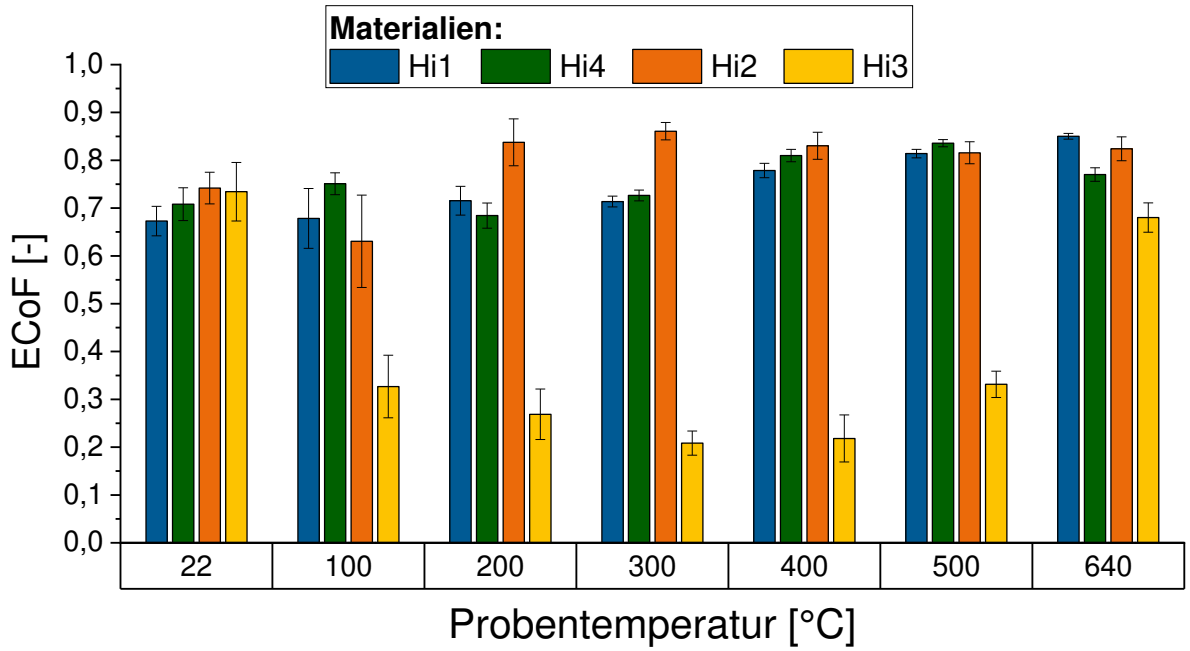


Abbildung 4: Energetisch gemittelte Reibwerte der Stufenversuche bei Probentemperaturen zwischen 22 -640°C (Gleichpaarung, Zylinder-Scheibe-Anordnung; 15Hz, 1,6mm, 50N, je 15min)

Zunächst wurden zur Ermittlung des Reibverhaltens der Gleichpaarungen Stufenversuche mit 100K-Schritten von 22 bis 640 °C durchgeführt. Die Probentemperatur wurde durch eine Temperaturmesslanze direkt am Material der unteren Scheibe ermittelt. Höhere Temperaturen konnten wegen der geringen Wärmeleitung der Materialien nicht erreicht werden. Die energetisch gemittelten Reibwerte der vier Materialien bei unterschiedlichen Temperaturen sind in Abbildung 4 dargestellt. Ein ähnliches Reibverhalten zeigen die unveränderten Si_3N_4-Keramiken Hi1 und Hi4. Bei Raumtemperatur beträgt der Reibwert ca. 0,7 und steigt mit Zunahme der Temperatur auf bis zu 0,82 an. Ein anderes Verhalten zeigt sich durch den Zusatz von TiN im Werkstoff Hi2. Hier steigt der Reibwert bis 300 °C auf 0,86 an und sinkt anschließend auf ein Niveau bei 0,82. Deutlich anders verhält sich jedoch der Werkstoff Hi3 mit dem Zusatz von $MoSi_2$. Nach einem Reibwert von 0,73 bei 22°C fällt er bis 300 °C stark ab auf 0,21 und steigt anschließend wieder auf das vorherige Niveau an.
Um das Verschleißverhalten der Materialien zu analysieren, wurden weitere Versuche mit einer konstanten Temperaturvorgabe durchgeführt und anschließend der volumetrische Verschleiß der beiden Kontaktpartner mit einem Konfokalmikroskop bestimmt. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 5 dargestellt.

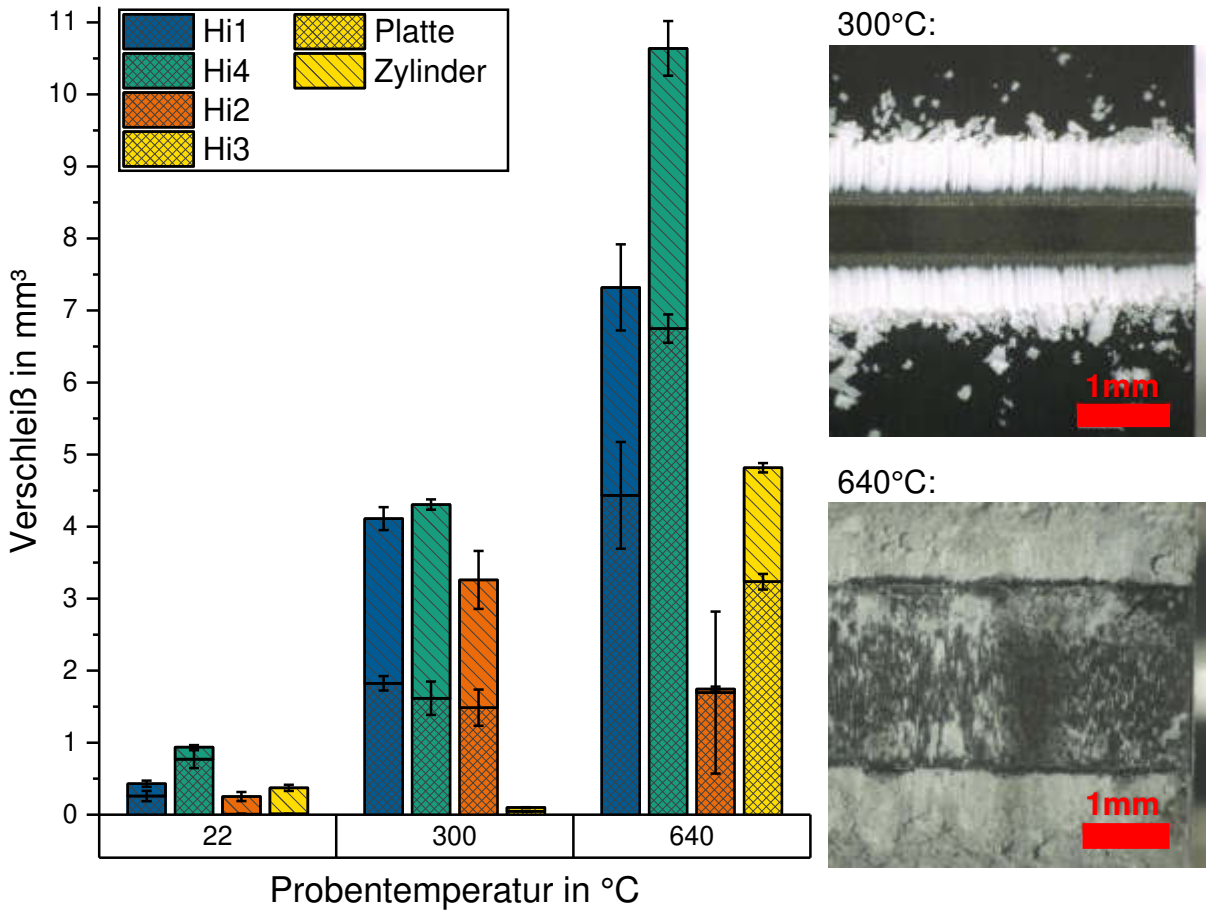


Abbildung 5: Volumetrischer Verschleiß der Kontaktkörper (Gleichpaarung, Zylinder-Scheibe-Anordnung; 15Hz, 1,6mm, 50N, 2h); rechts: Mikroskopaufnahmen der Reibspuren der Variante Hi3

Es zeigt sich erneut, dass die Si_3N_4-Keramiken Hi1 und Hi4 ein ähnliches tribologisches Verhalten aufweisen, da bei beiden der Verschleiß stark mit der Temperatur zunimmt.
In Übereinstimmung mit dem Reibverhalten besitzt Hi2 bei 300°C den maximalen Verschleiß, der bei 640°C nun hauptsächlich an der Platte entsteht. Hier wurden in vergleichenden mikroskopischen Untersuchungen eine stärkere Bildung und Übertragung von Oxiden festgestellt. Diese vermehrten Anhaftungen von Verschleißpartikeln und deren Oxidation wird als Ursache für den Verschleißrückgang vermutet.
Die Si_3N_4-Keramik mit dem Zusatz von $MoSi_2$ zeigt bei 300°C den geringsten Verschleiß aller Materialien und Temperaturen. Es bildet sich an beiden Kontaktpartnern eine polierte Oberflächenschicht aus, welche eine Verschleißminderung bewirkt. Bei 640°C steigt der Verschleiß des Materials Hi3 deutlich an, was auf die thermische Grenze der Molybdänoxide zurückgeführt wird. Entsprechende Mikroskopaufnahmen sind in der Abbildung 5 rechts dargestellt und verdeutlichen den Wechsel der Verschleißmechanismen. Molybdänoxide haben bei diesen hohen Temperaturen keinen Einfluss mehr auf das tribologische Verhalten und abrasiver und oxidativer Verschleiß dominiert.

Schlussfolgerungen und Ausblick

Mit den Versuchen zur Hochtemperaturtribologie an Si_3N_4-Keramiken wurde gezeigt, welches tribologische Potential Materialzusätze in diesen Werkstoffen besitzen. Durch einen Zusatz von $MoSi_2$ konnte bei 300 °C eine deutliche Reibungsreduktion von 0,71 auf 0,21 nachgewiesen werden. Auch der Verschleiß konnte so um über 95 % im Vergleich zum ursprünglichen Werkstoff gesenkt werden. Dieses Verhalten wird auf die Ausbildung einer reibungs- und verschleißmindernden Triboschicht zurückgeführt. Mit diesen Ergebnissen wurde ein vielversprechender Grundstein für die weiterführende Entwicklung und Erforschung dieser Werkstoffe gelegt.

Weiterhin zeigen die mit Hilfe der unterschiedlichen Berechnungsmethoden ermittelten Reibwerte der Vergleichsversuche deutliche Unterschiede und zum Teil große Abweichungen zueinander. Diese sind auf den Einfluss sich ausbildender Verschleißspurgeometrien zurückzuführen. Durch eine angepasste Berechnung der Reibwerte kann dieser Einfluss deutlich vermindert werden. Dies ermöglicht einen besseren Vergleich von Reibwerten aus unterschiedlichen Prüfaufbauten.

Zukünftig können anwendungsnahe tribologische Gleitlagerprüfungen in einem neu entwickelten Prüfaufbau durchgeführt werden. Dieser Welle-Buchse-Prüfstand soll die in der Anwendung herrschenden Bedingungen bestmöglich abbilden und so das Bindeglied zwischen den Modellversuchen und der realen Anwendung sein. Die Versuchsgeometrie entspricht einer Wellen-Buchsen-Anordnung und besitzt einen Wellendurchmesser von 14 mm. Sie ist beispielhaft in Abbildung 6 dargestellt.

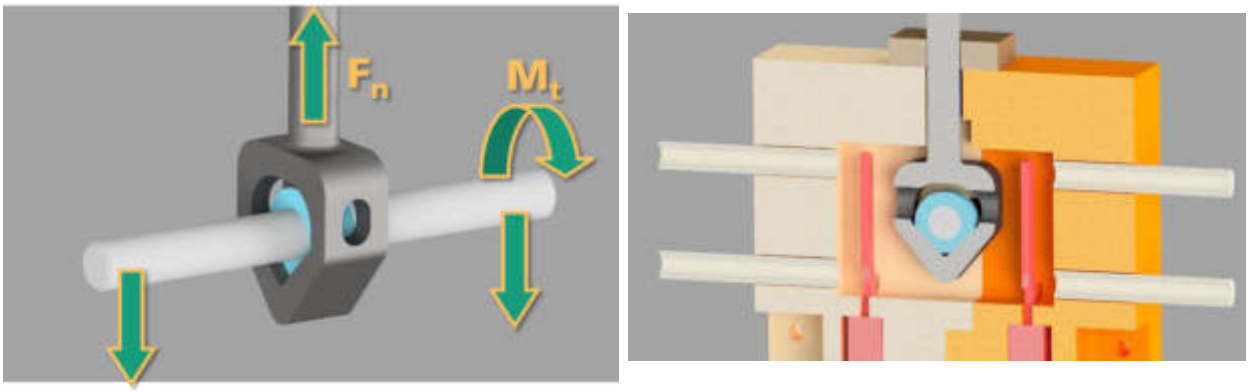


Abbildung 6: Schematischer Versuchsaufbau und HT-Kammer des anwendungsnahen Welle-Buchse-Prüfstands

Angetrieben wird die Welle durch einen bürstenlosen Servomotor und zwei aktiv kühlbare Rillenkugellager übernehmen die Lagerung. Die Normalkraft an der Buchse wird durch eine regelbare Hydraulikeinheit aufgebracht und ist in einem Bereich bis 2 kN frei wählbar. Die beiden Probenkörper werden durch eine isolierte HT-Kammer mit zwei Widerstandsheizungen (rote Heizwendel in Abbildung 6) konditioniert. Der Prüfstand ist in der Lage, Buchsentemperaturen bis zu 800 °C zu realisieren. Weiterhin verfügt die HT-Kammer über vier Anschlussrohre, durch die eine gezielte Einleitung von Gasen und eine Zuführung zusätzlicher Sensorik ermöglicht wird. Dadurch können auch an diesem Prüfaufbau Tribosysteme mit unterschiedlichen Atmosphären beaufschlagt werden. Weiterhin ermöglicht eine hochauflösende Datenaufzeichnung mit einer Erfassungsrate bis 1 kHz den Einsatz der zyklusbasierten Reibwertberechnungen.
Demnächst sollen Vergleichsversuche an diesem Prüfaufbau mit den vier Si_3N_4-Werkstoffen durchgeführt werden.

Literaturverzeichnis:

Dreano, Alixe, Siegfried Fouvry, and Gaylord Guillonneau. "Understanding and formalization of the fretting-wear behavior of a cobalt-based alloy at high temperature." Wear, 2020: 203297.

Fouvry, S., P. Duó, and Ph. Perruchaut. "A quantitative approach of Ti–6Al–4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation." Wear, 2004: 916-929.

Jin, X., W. Sun, and P. H. Shipway. "Derivation of a wear scar geometry-independent coefficient of friction from fretting loops ." Tribology International, 2016: 561–568.

Llavori, I., A. Zabala, A. Aginagalde, W. Tato, J. J. Ayerdi, and X. Gómez. "Critical Analysis of Coefficient of Friction Derivation Methods for Fretting under Gross Slip Regime." Tribology International, 2020: 105988.

Velkavrh, Igor, et al. "The influence of temperature on friction and wear of unlubricated steel/steel contacts in different gaseous atmospheres." Tribology International, 2016: 155-171.

Autoren:

Tobias Rosenstingl, Dr. Dominik Kürten, Dr. Andreas Kailer, Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg

Dr. Willy Kunz, Fraunhofer-Institut für Keramische Technologien und Systeme IKTS, Dresden

Yurii Tsybrii, Oleksii Nosko, Wojciech Tarasiuk, Andrey Nosko

Acicular thermocouples for temperature measurements at sliding contacts

Abstract:

Acicular thermocouples represent a technique of temperature measurement at a sliding contact which provides continuous measurements under intensive wear conditions. The study investigates them as applied to brake friction materials. The temperature determination accuracy can be increased by combining the acicular and conventional thermocouple techniques.

Introduction

Wear and friction processes are closely related to generation and transfer of heat in the contact region. The heat can be quantified by measuring temperature. The common technique of temperature measurements in friction systems is based on the application of thermoelectric sensors called 'thermocouples' [1]. A conventional thermocouple (CT) is usually installed in one of the friction components so that its measuring junction is located at a minimum allowable distance from the friction surface. The main disadvantage of such approach lies in that the friction surface is worn out which may result in the involvement of the measuring junction in friction with the counter component and its subsequent destruction [2]. The mentioned above disadvantage can be overcome by applying acicular grindable thermocouples (AGT) [2]. The propose of the present study was to investigate the ability of AGT to measure temperature at a sliding contact under different levels of contact pressure and sliding velocity and compare the AGT technique with the conventional ones.

Acicular thermocouple construction

The wearable part of AGT is presented in Fig.1a. It consists of a hollow cylinder electrode and a wire electrode covered by an insulation layer. The hollow cylinder electrode has outer diameter D and inner diameter D_i, while the wire electrode has diameter d. Two types of AGT codenamed AGT41 and AGT46 were investigated. AGT41 is characterised by D=0.41 mm, D_i=0.21 m and d=0.08 m. AGT46 has D=0.46 mm, D_i=0.26 m and d=0.13 m.

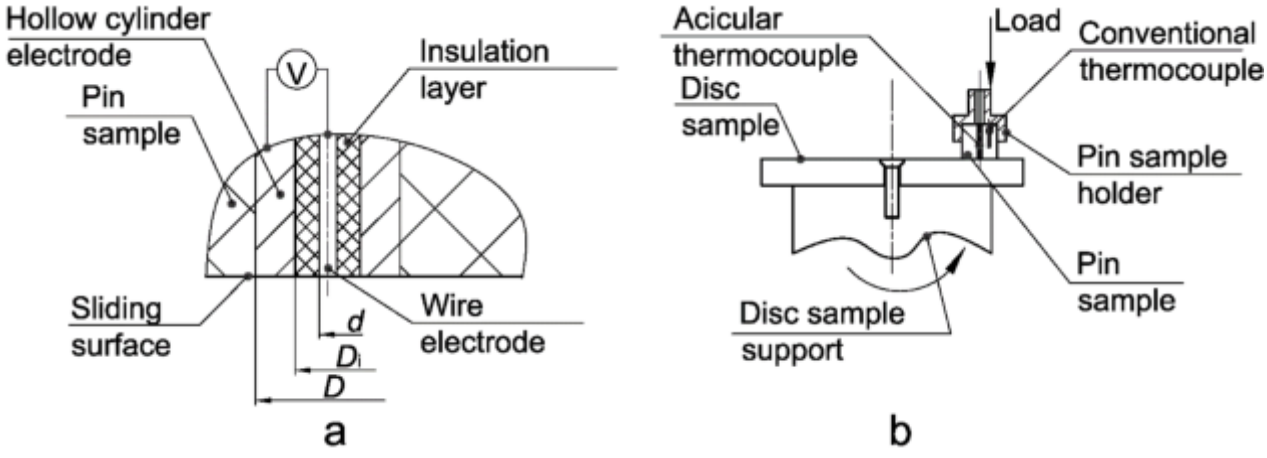


Figure 1. a - wearable part of AGT; b - pin-on-disc friction pair with installed AGT and CT.

Research methodology

The experiments were conducted on a pin-on-disc tribometer T-11. Its friction pair is shown in Fig.1b. The pin sample of diameter 8 mm and height 8 mm was milled out from a car brake low-metallic friction pad. It was pressed by a dead weight against a steel disc sample of diameter 60 mm and thickness 6.5 mm. The disc sample was rigidly mounted on a disc sample support. The average friction radius was 20 mm. The friction force was measured by an HBM S2 force sensor at sampling frequency 1 Hz.

The temperature measurements were done by AGT, K-type CT with bare wire diameter 0.08 mm and Cedip Titanium 560 M infrared thermographic camera (IR). The AGT was installed into a hole drilled in the pin sample along its axis, as shown in Fig.1b. There was an initial gap of about 0.1 mm between the wearable part of the AGT and the friction surface. The CT was installed into a 0.6 mm diameter blind hole in the pin sample at distance 1 mm from the friction surface. The temperature signals from the thermocouples denoted by T_{AGT} and T_{CT} were recorded with the aid of a Graphtech GL7000/GL7-HSV data logger at sampling frequency 1 Hz. They underwent low-pass filtering with cutoff frequency 1.5 Hz.

The IR measured the temperatures of the pin and disc samples with detector spectral range 3.6–5.1 μm and thermal sensitivity 20 mK. The disc sample was sprayed with carbon black paint of emissivity 0.96. The thermal image was recorded every 30 min during the experiment with spatial resolution 0.12 mm. Based on the analysis of the thermal image, maximum temperature rise T_{IR} in the visible region of the sliding contact and the temperature rise T_{disc} of the disc sample in the vicinity of the sliding contact were determined, as shown in Fig.2.

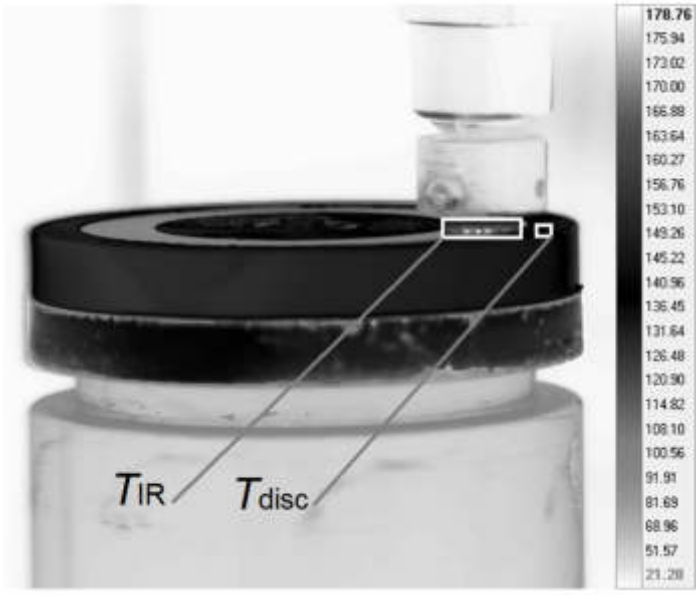


Figure 2. Thermal image obtained by the infrared thermocamera (AGT41, 1 MPa × 2m/s).

The experiments were conducted under four stationary friction regimes differing in the contact pressure and sliding velocity, namely, 0.5 MPa × 1 m/s, 0.5 MPa × 2 m/s, 1 MPa × 1 m/s and 1 MPa × 2 m/s. The contact pressure was calculated as the ratio of the dead weight load on the pin sample to the nominal contact area.

Results and discussion

Fig.3 shows the typical temperatures of T_{AGT}, T_{CT}, T_{IR} and T_{disc} during a single experiment. On the interval from zero to about 30 min, one can clearly see the running-in processes. Further, on the interval from 30 min to about 120 min, the friction is relatively stable. The friction surface of the pin sample is worn out, resulting in a gradual decrease in the gap between it and the measuring junction of the AGT. On this interval, the temperature T_{AGT} from the AGT almost coincides with the disc sample temperature rise T_{disc}, while the maximum temperature rise T_{IR} is significantly higher.

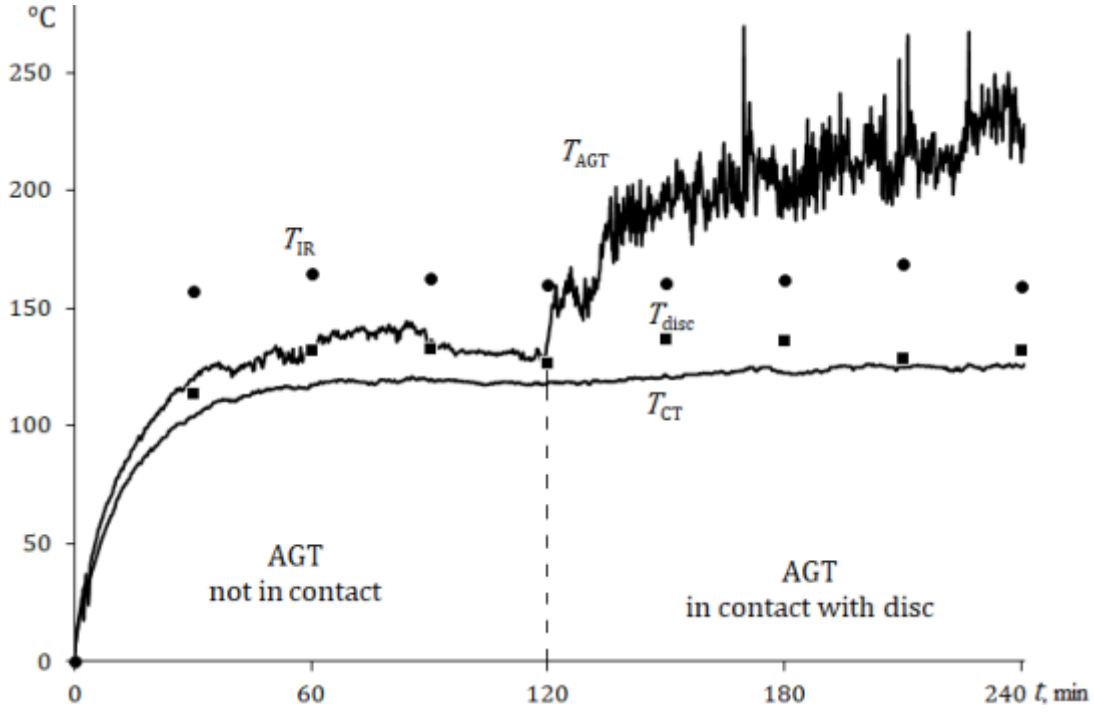


Figure 3. Typical temperature measurements (AGT41, 1 MPa × 2 m/s).

At the instance of time of about 120 min, the working part of the AGT gets involved in contact with the disc sample. Starting from that instance, T_{AGT} changes unpredictably due to multiple frictional interactions between the working part of the AGT and the roughness asperities of the disc sample.

The experimental data showed that T_{AGT} systematically overestimates T_{IR} by up to 30%, which corresponds to the most intensive friction regime of 1 MPa × 2 m/s. Such situation is caused by that the sliding contact between the working part of the AGT and the disc sample represents an additional heat source. On the other hand, T_{CT} underestimates T_{IR} due to the distance between the measuring junction of the CT and the friction surface. It is interesting to analyse whether the weighted sum of T_{AGT} and T_{CT} allows to predict T_{IR}. The weight coefficients are chosen in such a way as to minimise the absolute deviation of the weighted sum from T_{IR} for all friction regimes.

Fig.4 shows the percent deviations of the optimum normalised weighted sum for each type of AGT. For AGT41, the optimum normalised weighted sum of $0.44\,T_{AGT}+0.56\,T_{CT}$ provides absolute deviations less than 2.9%. As for AGT46, the optimum normalised weighted sum is $0.47\,T_{AGT}+0.53\,T_{CT}$ that provides below 2.1% absolute deviations. Thereby, the weighted sum of T_{AGT} and T_{CT} enables prediction of T_{IR} with high accuracy.

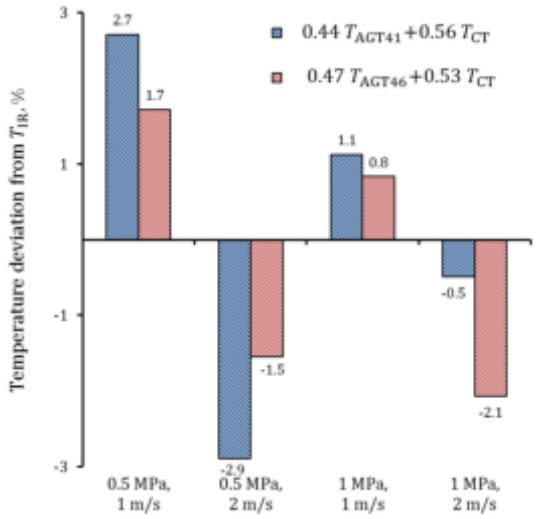


Figure 4. Deviation of the optimum normalised weighted sum of T_{AGT} and T_{CT} from T_{IR}.

Conclusion

Two types of steel-constantan acicular grindable thermocouples with the working part diameters 0.41 mm and 0.46 mm were developed and investigated using a pin-on-disc tribometer under stationary friction conditions. The temperature data from the acicular thermocouples were compared to those obtained by an infrared thermocamera. The experiments revealed that the acicular thermocouple involved in friction indicates up to 30% higher temperature compared to the sliding contact temperature rise measured by the infrared thermocamera. Combination of the acicular and conventional thermocouple techniques allows to increase the accuracy of temperature measurements at sliding contacts.

Acknowledgement

The present work was supported by the National Science Centre, Poland [grant number 2017/26/D/ST8/00142].

References

1. O. Nosko, W. Tarasiuk, Y. Tsybrii, A. Nosko, A. Senatore, V. D'Urso, Performance of acicular grindable thermocouples for temperature measurements at sliding contacts, Measurement 181 (2021) 109641.
2. R. Komanduri, Z.B. Hou, A review of the experimental techniques for the measurement of heat and temperatures generated in some manufacturing processes and tribology, Tribology International 34 (10) (2001) 653–682.

Yurii Tsybrii, Ph.D., assistant professor, Faculty of Mechanical Engineering, Bialystok University of Technology, Poland, e-mail: y.tsybrii@pb.edu.pl.

Oleksii Nosko, Ph.D., associate professor, Faculty of Mechanical Engineering, Bialystok University of Technology, Poland, e-mail: o.nosko@pb.edu.pl.

Wojciech Tarasiuk, Ph.D., assistant professor, Faculty of Mechanical Engineering, Bialystok University of Technology, Poland, e-mail: w.tarasiuk@pb.edu.pl.

Andrey Nosko, Ph.D., professor, Department of Lifting and Transport Systems, Bauman Moscow State Technical University, Russia, e-mail: dr.nosko@mail.ru.

Julian Hasselmann, Jochen Kurzynski, Manfred Fobker, Martin Schulze

Development of a testing concept for the mechanical-tribological characterization of an antibacterial coating system for implants

Zusammenfassung:

Um das Problem von Implantat-assoziierten Infektionen zu lösen, wurde ein antibakterielles biokompatibles Mehrschichtsystem entwickelt. Für die Zulassung eines solchen Beschichtungssystems als Medizinprodukt ist die Charakterisierung der mechanischen und tribologischen Eigenschaften erforderlich. Da keine der zurzeit bestehenden Prüfnormen vollständig auf das vorliegende System anwendbar ist, wurde in dieser Arbeit ein Prüfkonzept entwickelt, um die Benetzbarkeit, Topografie, Morphologie, Schichtdicke, Härte, E-Modul, Haftfestigkeit und tribologischen Eigenschaften des Mehrschichtsystems zu untersuchen.

To solve the issue of implant-associated infections, an antibacterial biocompatible multilayer coating was developed. For the approval of such a coating system as a medical device, the characterization of its mechanical and tribological properties is required. Since none of the existing test standards is fully applicable to the system, a testing concept was developed to investigate the wettability, topography, morphology, thickness, hardness, Young's modulus, adhesion strength and tribological characteristics of the multilayer coating.

Abstract:

Implant-associated infections caused by the colonization of bacteria and subsequent biofilm formation remains an immense risk to the health of patients. This can be remedied by modifying the implant surface with a coating. Such an antibacterial biocompatible multilayer coating consisting of two biopolymer layers loaded with active ingredients was developed and is the underlying basis of the present study. Since the mechanical-tribological characterization of the present coating is not completely covered by the already existing test standards, a corresponding testing concept was developed. This allows characterization of the coating in terms of wettability, topography, morphology, thickness, hardness, Young's modulus, adhesion strength and tribological properties. These coating parameters were determined using confocal, light and scanning electron microscopy including energy dispersive X-ray spectroscopy and contact angle measurement. Furthermore, nanoindentation and scratch test with linearly increasing normal load were utilized. Following an analysis of the bio-tribological system, a test setup was designed in order to represent the parameters in vivo as realistic as possible. Due to the smooth hydrophobic surface characteristics of the coating(s), an enhancement of the antibacterial properties in comparison to the uncoated titanium-surface was achieved. In addition, the morphology was homogeneous without any pores. However, the coating(s) showed a rather inhomogeneous thickness distribution, which is caused by the still manually performed dip-coating process. As expected, the first coating showed higher values of hardness, Young's modulus and adhesion strength than the second coating. In general, the testing concept proved to be suitable for testing the mechanical-tribological properties of the present and similar organic coatings and forms the basis for further development and the approval as medical device.

Introduction

Over 1.5 million endoprostheses are implanted in Europe every year [1]. These are constantly exposed to the risk of colonization by bacteria and biofilm formation with reduced anti-infective susceptibility. In 0.5% to 2% of the primary endoprosthesis an infection will occur [2]. The risk of infection is influenced by patient, surgical and healthcare factors [3] and increases with implant volume and implant location. This explains the high infection rate of 20% in tumor prostheses, which are used for the reconstruction of large bone defects [4, 5]. The risk increases up to 40% for secondary revision surgery [6]. An increasing incidence, morbidity and mortality, but also increasing socio-economic costs are predicted [1]. Although different concepts and strategies are known today, they are still in the early stages of basic research or preclinical testing. Clinical applications of antimicrobial implant coatings have been limited to a few market-launched prosthetic systems / coating technologies [7, 8].

To solve the above-mentioned problems, a novel anti-infective multilayer biopolymer implant coating with body-related substances has been developed. For mechanical characterization relevant standards have been identified with a perspective of a future

approval as a medical product: *ISO 10993: Biological Evaluation of Medical Devices*, *ISO 12417: Vascular Medicinal Product-Drug Combination Products* and *ISO 17327: Non-active Surgical implants – Implant Coatings*. None of these standards represents a conclusive test concept for the new coating system. Especially, the complex mechanical evaluation requires the derivation of numerous methods and partial modification. Therefore, a comprehensive mechanical-tribological testing concept for the identified relevant coating parameters has been developed and conducted to fill this normative gap (Figure 1). On the one hand, this testing concept forms the baseline for the further development of the present coating system and, on the other hand, serves to accelerate the development of similar implant coatings, thus contributing to the improvement of patient care in the future.

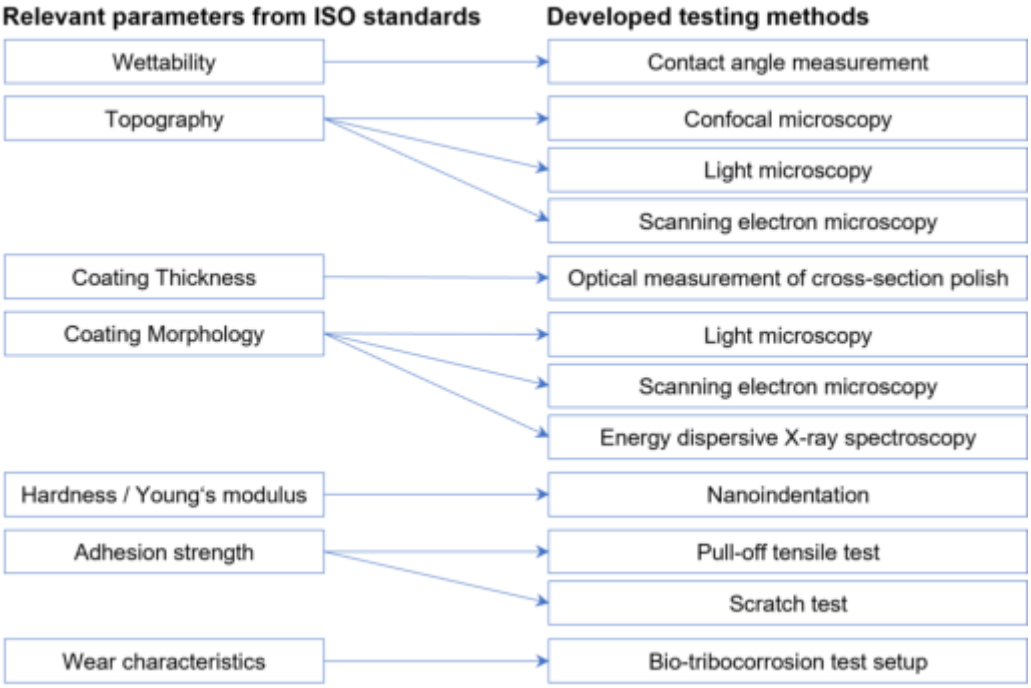


Figure 1: Overview of the developed testing concept for biopolymer multilayer implant coatings.

Materials and Methods

The most commonly used metallic biomaterials in medical technology are Co-Cr-Mo alloys, pure titanium and titanium alloys [9]. The selection of these materials results from the requirements regarding corrosion resistance, biocompatibility, bio-adhesion and favorable mechanical properties [10]. Due to its extensive use as an implant material in orthopedics, the titanium alloy Ti6Al4V Grade 23 ELI was chosen as substrate material for the present coating system. The surface was prepared using glass bead blasting in accordance with data from the literature [11, 12]. The intention in determining the substrate geometry was to be able to perform all the necessary tests using the same specimen geometry in terms of increasing the efficiency of the test runs. Therefore, a disc geometry (diameter = 14 mm, thickness = 1.5 mm) with a centric hole (diameter = 2 mm) was used. The first coating is a very slowly (several years) resorbable biocompatible polymer that releases incorporated active ingredients when colonized by bacteria. The second biopolymer coating is also loaded with active ingredients, designed for resorption within weeks and is applicated on top of the first coating. It is characterized by a definable linear elution kinetics. Both coatings were applied in a sequential dip-coating process with a resulting thickness in the µm-range.

The surface properties of both the coating(s) and the substrate have an immense influence on the coating adhesion and their behavior in vivo. Regarding the substrate, a rather rough surface is favored to increase the adhesion strength of the coating(s) by mechanical interlocking. However, this phenomenon also occurs when an undesirable biofilm is formed on the surface [13–15]. This results in the requirement for the lowest possible roughness of the coating surfaces. The topography of the coating(s) was studied both quantitatively and qualitatively. For a quantitative analysis, contactless surface roughness measurements were conducted to not irritate the 'soft' coating surfaces using a confocal microscope (MarSurf CM mobile, Mahr GmbH) with a 20x magnification, an evaluation length of 4 mm and a cutoff wavelength of λ_c = 0.8 mm in accordance with the ASTM F2791-15 standard in triplicate. The postprocessing was done using the MountainsMap® software (Digital Surf®). For a qualitative analysis regarding surface texture and coating coverage integrity, a scanning electron microscope (SEM) (Zeiss EVO MA10, Carl Zeiss Microscopy GmbH, Jena, Germany) in combination with the energy dispersive X-ray spectroscopy (EDX/EDS) (XFLASH® 6|10 Detektor, Bruker Co.) was used. In addition, light microscopy (LM) (Axio Imager, Carl Zeiss Microscopy GmbH) was used to qualitatively analyze the topography of the lipid coating because of its limited vacuum stability.

A non-porous coating with a uniform thickness is necessary to ensure a homogeneous elution of the incorporated active ingredients. Furthermore, the coating thickness and morphology represent important parameters with regard to the mechanical properties of the coating(s) [9, 16]. The analysis of both parameters was performed microscopically with an SEM and LM using a cross-section polish, according to the standard ISO 2808. To be able to perceive changes in the layer thickness over the cross-section, 18 measurements were performed along each cross-section polish.

Static contact angle measurements were carried out to investigate the wettability of both the substrate and the coating(s) according to the ISO 19403-2 standard using the DSA100 contact angle measuring instrument (KRÜSS GmbH). Two test liquids each were used at a temperature of 23°C: Water as polar medium (4 µl/drop) and diiodomethane as a nonpolar medium (2 µl/drop). Following, the surface free energy (SFE) was calculated using the Owens-Wendt-Rabel-Kaelble method [17].

Due to the low coating thickness, hardness and Young's modulus are investigated with the aid of the nanoindenter ZHN (ZwickRoell GmbH & Co. KG) according to the DIN EN ISO 14577-4 standard [18]. To avoid the influence of subjacent substrate, forces and penetration depths are applied in the range of millinewton and nanometers. The mapping allows the simultaneous evaluation of the coating integrity.

Since the value of the adhesive strength is a decisive criterion for the health of the patients [19] and thus, the approval test of the coating as a medical device, quantitative investigations are necessary. The quantitative analysis depends on coating material, thickness, hardness and substrate material [20]. Furthermore, test methods should be selected that cover different load cases. Therefore, the pull-off tensile test (tensile load) and the scratch-test (shear load) were selected. Pull-off tensile tests were performed using a tensile testing machine (RKM 100/20, Zwick/Roell) according to DIN EN ISO 4624 standard with a custom joint mechanism ensuring the application of a tensile stress purely normal to the substrate–coating interface. To determine the mode of failure, the specimens were subsequently analyzed using the digital microscope VHX-600 (KEYENCE) in combination with the software ImageJ (National Institute of Health) [21]. The scratch tests according to the ASTM C162-05 standard were performed by means of

nanoindenter with a calibrated spherical diamond indenter (r = 37.7 µm) which is perfectly designed for testing thin, multilayer coatings [16, 22]. By means of discontinuities of the coefficient of friction (COF) (tangential force divided by normal force), the critical forces can be determined, which lead to the loss of adhesion between the respective layers in multilayer systems or between coating and substrate. To precisely determine the value of the critical force, an EDX-supported SEM analysis is carried out in addition to the analysis of the measured value recording. In principle, the scratch test would be suitable for a quantitative measurement of adhesion strength and is also increasingly used. However, the process is of such a complex nature that there is still no generally accepted theory that covers and considers all the variables influencing an absolute measurement. Therefore, the critical forces were evaluated as a measure of the adhesion strength of the coating system (n = 5).

As a specific branch of tribocorrosion, bio-tribocorrosion includes the science of surface transformation due to mechanical stress and electrochemical, biochemical and microbiological reactions occurring between the elements of a tribological system exposed to biological environments [23]. Due to the large number of parameters influencing the tribological system, only an approximation to the in vivo conditions is possible. Two main systems are distinguished: a mechanism-oriented approach or a good representation of the actual existing system [24]. To be able to measure the total wear directly in the tribo-test, the used approach is to choose a test-system structure that is as realistic as possible. Therefore, an extensive analysis of the bio-tribological system resulted in the development of the test setup shown in Figure 2.

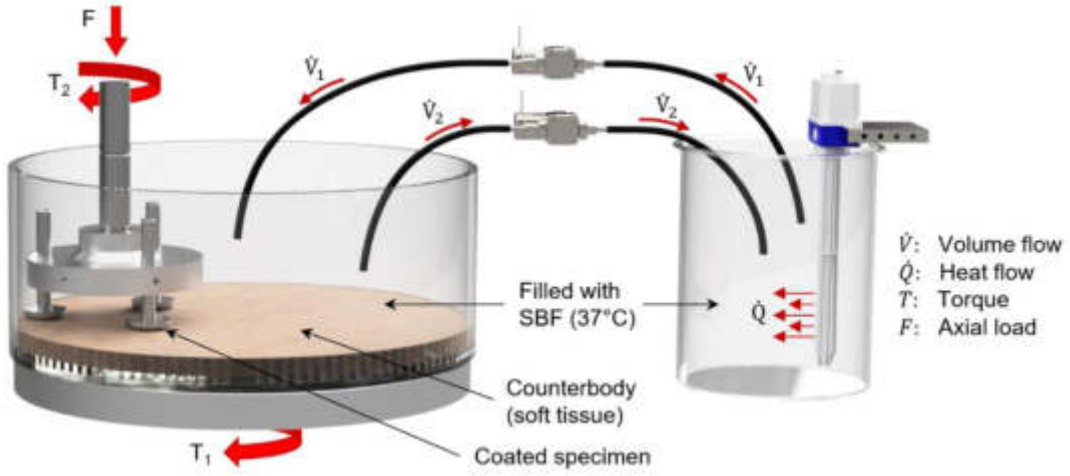


Figure 2: CAD-illustration of the developed bio-tribocorrosion test setup.

The expected type of wear corresponds to sliding wear. The test rig for measuring bio-tribocorrosion corresponds, regarding load introduction and friction path, to a pin-on-disc test (ASTM G99-05). The counter body is made of porcine tissue. The coated substrates are pressed onto the counter body with variable normal force, creating a conformal contact. Both the sample and the porcine tissue perform a rotational movement at a defined speed. To get as close as possible to the real bio-tribological system, the simulated body fluid (SBF, Dulbeccos Modified Eagle Medium) is heated to 37°C in the incubator. In the experiment, the normal force represents the variable parameter at a constant friction path. The wear volume is calculated from the difference in weight of the samples (measured by a high-precision scale), considering the density of the coating, and plotted as a function of the normal force. Furthermore, wear surfaces are subjected

to an SEM and confocal microscope analysis. Since the corresponding tests are still in the conduction phase, the publication of their results will take place at a future date.

Results and Discussion

The surface roughness measurements of the coating system revealed a smooth surface of the first coating (*Ra* = 0.33 µm, *Sa* = 0.59 µm) and the second coating (*Ra* = 0.47 µm, *Sa* = 1.33 µm) in contrast to the Ti6Al4V substrate (*Ra* = 0.67 µm, *Sa* = 0.92 µm). Regarding the microscopic analysis, both coatings showed smooth surfaces without any textures or defects. Furthermore, the morphological analysis showed that both coatings and the bilayer coating are fully connected to the titanium surface and the first coating, respectively. In addition, no pores are detectable, which again indicates a homogeneous coating resulting in a constant distribution of the active ingredients along the cross-section polish. All coatings revealed a rather inhomogeneous thickness distribution which is probably caused by the manual dip-coating process. Therefore, the coating process needs to be standardized to achieve a constant layer thickness, resulting in a constant elution of the incorporated active ingredients. The mean thickness values were 9.8±3.8 µm, 17.4±4.2 µm and 28.1±4.9 µm for the first coating, second coating and bilayer coating, respectively.

Regarding wettability, both the first coating (water contact angle θ = 91.9°, SFE = 34.7 mN/m) and the second coating (θ = 116°, SFE = 18.1 mN/m) showed a hydrophobic behavior. The Ti6Al4V surface, on the other hand, is weakly hydrophilic with θ = 51°, SFE = 55.7 mN/m. Therefore, the coatings already effect a reduction in bacterial adhesion due to their wettability compared to the uncoated titanium surface as expected following the Baier curve [14].

Nanoindentation results of the first coating yielded a hardness of 16.6 MPa and a Young's modulus of 1.4851 GPa, respectively. As expected from literature, the second coating shows a lower hardness and Young's modulus of 7.6 MPa and 0.0145 GPa, respectively. Since the measurements revealed a high deviation, this could be a sign of a rather inhomogeneous coating along the surface. However, since the topographical and morphological analyses revealed a homogeneous coating, this might not be the reason.

The adhesion strength of the coatings resulting from an applied normal load were determined via pull-off tensile tests. For the first coating, an adhesion strength of σ_f = 10±1.74 MPa was measured, and delamination occurred in the interface of the coating and substrate. Unfortunately, no results were determined testing the second coating and the bilayer coating since the loss of adhesion in the coating–substrate, i.e., coating–coating interface already took place while the adhesive was curing because of its shrinkage. Therefore, special attention needs to be paid to the ability of free movement while curing in following experiments.

The loss of adhesion induced by shear loading was investigated using the scratch test with linearly increasing normal force. The failure mode of the second coating applied on the Ti6Al4V substrate first showed ploughing and pilling-up at the edges of the groove with a COF of 0.245. The second coating applied on the first coating showed the same mode of failure but a COF of 0.19 while ploughing. In contrast, the first coating on the Ti6Al4V substrate showed a different mode of failure. At first, conformal cracks arise (cohesive failure) and increase until the loss of adhesion occurs. The COF while plastic deformation was determined to 0.203. The critical loads of the coating systems second coating on Ti6Al4V, second coating on first coating and first coating on Ti6Al4V were determined to 58.0±3.8 mN, 15.4±4.7 mN and 458.6±69.3 mN, respectively. In general,

scratch tests showed a good reproducibility. Furthermore, the combination of measurements during scratch test, confocal microscope and SEM/EDX proved to be a suitable set of information to precisely determine the critical load and the mode of failure.

Conclusion

In the present study, a test concept for the mechanical-tribological characterization of an antibacterial coating system was developed and carried out, since none of the existing test standards can be applied holistically to such a system. It can be concluded that:

- The developed test system is suitable for evaluating the necessary coating parameters of the present coating system and similar coatings for implants. Only the pull-off must be adjusted for testing the lipid and multilayer coating.
- Already due to the surface properties of the coating system, an increase in the antibacterial effect compared to the titanium surface can be expected.
- To fulfill the requirements regarding the adhesion strength according to ASTM F1147 standard of 22 MPa, a modification of the substrate surface is necessary. This is a current aspect of the ongoing development.

In addition, based on this study, test methods for cyclic adhesion strength and testing of mechanical properties with prior aging are being developed. The detailed manuscript associated with this extended abstract will be published in the journal *Tribologie und Schmierungstechnik (TuS)*.

References

1. Franceschini M, Sandiford NA, Cerbone V et al. (2020) Defensive antibacterial coating in revision total hip arthroplasty: new concept and early experience. Hip Int 30:7–11. https://doi.org/10.1177/1120700020917125
2. Gbejuade HO, Lovering AM, Webb JC (2015) The role of microbial biofilms in prosthetic joint infections. Acta Orthop 86:147–158. https://doi.org/10.3109/17453674.2014.966290
3. Lenguerrand E, Whitehouse MR, Beswick AD et al. (2018) Risk factors associated with revision for prosthetic joint infection after hip replacement: a prospective observational cohort study. The Lancet Infectious Diseases 18:1004–1014. https://doi.org/10.1016/S1473-3099(18)30345-1
4. Gosheger G, Gebert C, Ahrens H et al. (2006) Endoprosthetic reconstruction in 250 patients with sarcoma. Clin Orthop Relat Res 450:164–171. https://doi.org/10.1097/01.blo.0000223978.36831.39
5. Funovics PT, Hipfl C, Hofstaetter JG et al. (2011) Management of septic complications following modular endoprosthetic reconstruction of the proximal femur. International Orthopaedics (SICOT) 35:1437–1444. https://doi.org/10.1007/s00264-010-1054-0
6. Theil C, Röder J, Gosheger G et al. (2019) What is the Likelihood That Tumor Endoprostheses Will Experience a Second Complication After First Revision in Patients With Primary Malignant Bone Tumors And What Are Potential Risk Factors? Clin Orthop Relat Res 477:2705–2714. https://doi.org/10.1097/CORR.0000000000000955
7. Gosheger G, Sass J (2002) ENDOPROTHESE MIT GALVANISCHER SILBERSCHICHT: Patentschrift(EP000001361837B1). https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=EP000001361837B1. Accessed 02 Apr 2020
8. Gravius S, Wirtz DC (2015) Antimikrobielle Prothesenbeschichtungen (Antimicrobial prosthesis coatings). Orthopäde 44:952, 954-60. https://doi.org/10.1007/s00132-015-3189-6

9. Karacan I, Chou J, Ben-Nissan B et al. (2018) Adhesion and Scratch Testing of Antibiotic Loaded Poly-Lactic Acid Biocomposite Thin Films on Metallic Implants. KEM 782:195–200. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.782.195
10. Peters M, Leyens C (eds) (2002) Titan und Titanlegierungen, [3., völlig neu bearb. Aufl.]. Wiley-VCH, Weinheim
11. Byrne GD, O'Neill L, Twomey B et al. (2013) Comparison between shot peening and abrasive blasting processes as deposition methods for hydroxyapatite coatings onto a titanium alloy. Surface and Coatings Technology 216:224–231. https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2012.11.048
12. Guo CY, Matinlinna JP, Tsoi JK-H et al. (2019) Residual Contaminations of Silicon-Based Glass, Alumina and Aluminum Grits on a Titanium Surface After Sandblasting. Silicon 11:2313–2320. https://doi.org/10.1007/s12633-015-9287-6
13. Jäger M (2018) Oberflächenmodifikationen von Implantaten. Teil 1 : Werkstofftechnische und biologische Grundlagen (Surface modifications of implants. Part 1 : Material technical and biological principles). Orthopäde 47:347–366. https://doi.org/10.1007/s00132-018-3548-1
14. Baier RE (2006) Surface behaviour of biomaterials: the theta surface for biocompatibility. J Mater Sci Mater Med 17:1057–1062. https://doi.org/10.1007/s10856-006-0444-8
15. Ozzello E, Mollea C, Bosco F et al. (2017) Factors Influencing Biofouling and Use of Polymeric Materials to Mitigate It. In: Etzler FM, Mittal KL (eds) Adhesion in pharmaceutical, biomedical and dental fields. Scrivener Publishing; John Wiley & Sons, Beverly, MA, Hoboken, NJ, pp 185–206
16. Yang D, Pu G, Farel R et al. (2015) Examining Interfacial Adhesion of Biomedical Coatings. PCI Magazine
17. Owens DK, Wendt RC (1969) Estimation of the surface free energy of polymers. J Appl Polym Sci 13:1741–1747. https://doi.org/10.1002/app.1969.070130815
18. Griesser HJ (ed) (2016) Thin Film Coatings for Biomaterials and Biomedical Applications. Woodhead Publishing
19. Choi AH, Ben-Nissan B, Bendavid A et al. (2016) Mechanical behavior and properties of thin films for biomedical applications. In: Griesser HJ (ed) Thin Film Coatings for Biomaterials and Biomedical Applications. Woodhead Publishing, pp 117–141
20. Chen J, Bull SJ (2011) Approaches to investigate delamination and interfacial toughness in coated systems: an overview. J Phys D: Appl Phys 44:34001. https://doi.org/10.1088/0022-3727/44/3/034001
21. Preibisch S, Saalfeld S, Tomancak P (2009) Globally optimal stitching of tiled 3D microscopic image acquisitions. Bioinformatics 25:1463–1465. https://doi.org/10.1093/bioinformatics/btp184
22. Liu S, Yu J, Li H et al. (2020) Controllable Drug Release Behavior of Polylactic Acid (PLA) Surgical Suture Coating with Ciprofloxacin (CPFX)-Polycaprolactone (PCL)/Polyglycolide (PGA). Polymers (Basel) 12. https://doi.org/10.3390/polym12020288
23. Yan Y (ed) (2013) Bio-tribocorrosion in biomaterials and medical implants. Woodhead publishing series in biomaterials, no. 60. Woodhead Pub Ltd, s.l.
24. Czichos H, Habig K-H (eds) (2015) Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden

Authors

Julian Hasselmann, M. Sc.[1], julian.hasselmann@ukmuenster.de
Dr.-Ing. Jochen Kurzynski[3], jochen.kurzynski@fh-muenster.de
Dr. rer. nat. Manfred Fobker[2], manfred.fobker@ukmuenster.de
Dr. rer. medic. Dr. med. Dipl.-Ing (FH) Martin Schulze[1], martin.schulze@ukmuenster.de

[1] Klinik für Allgemeine Orthopädie und Tumororthopädie, Universitätsklinikum Münster, Albert-Schweitzer-Campus 1, 48149 Münster
[2] Zentrale Einrichtung UKM Labor, Universitätsklinikum Münster, Albert-Schweitzer-Campus 1, 48149 Münster
[3] Fachbereich Maschinenbau, Labor für Werkstofftechnik, Fachhochschule Münster, Stegerwaldstraße 39, 48565 Steinfurt

M. Marian, C. Orgeldinger, B. Rothammer, M. Bartz, S. Tremmel, S. Wartzack

On Lubrication Mechanisms in Total Knee Replacements

Zusammenfassung:

Die Standzeit von Knie-Totalendoprothesen (TEP) wird erheblich vom biotribologischen Verhalten und der Schmierfilmausbildung zwischen den Kontaktpartnern beeinflusst. Diese Untersuchung zielt daher auf die Identifikation relevanter Schmierungsmechanismen in einer Knie-TEP ab, wobei die Rolle der Synovialflüssigkeit fokussiert wird.

Abstract:

The longevity of total knee arthroplasty (TKA) is considerably affected by the overall biotribological performance and synovial fluid lubrication phenomena. The present study is therefore targeted to identify lubrication mechanisms occurring in TKAs, focusing on the role of synovial fluid properties.

Introduction

Total knee arthroplasty (TKA) is a routine surgical treatment to restore the function of the knee with increasing numbers every year [1,2]. TKAs consist of a metallic femoral component articulating against the polymeric tibial inlay. Fundamental knowledge about present stresses and lubrication conditions is vital for the design of TKAs in order to avoid premature implant failure [3]. The objective of this was to introduce a verified simulation model of the soft-elastohydrodynamically lubricated (soft-EHL) contacts in TKAs and to analyze the lubrication mechanisms and influencing factors, focusing on the role of synovial fluid (SF) properties.

Methods

Numerical modeling was done by means of the Finite Element Method (FEM), whereby the fluid's hydrodynamics was described by a generalized Reynolds equation and fully coupled with the elastic deformation of the contacting bodies. Thereby, transient loading conditions and kinematics according to the ISO 14242 gait cycle were taken into account. Initially, the numerical model was validated against a knee simulator with a PMMA/CoCroMo-pairing and the optical fluorescent technique [4] for mineral oil lubrication. Further calculations were carried out to study the influence of the modeling strategy and the role of SF properties on the film formation of an UHMWPE/CoCrMo-pairing. [5]

Results and Discussion

Good agreement between the simulation and the experimental studies were achieved [5]. Furthermore, it was found that the complexity of the numerical model had a strong effect on the simulation results and on the prediction quality, especially for the fluid film height. This consideration of transient squeeze effects, non-Newtonian fluid characteristics, realistic geometries, transient kinematics and loading conditions can be considered as vital. Generally, the medial compartment was more heavily stressed and experienced higher pressures and smaller minimum film heights compared to the lateral condyle. The swing phase was determined by geometry and kinematics while load and geometry played a dominant role in the stance phase, where the overall lubricant gap was smaller. Generally, the reversal points of motion with zero entrainment speed largely affected the fluid film formation. Yet, a film collapse could be prevented by squeeze effects (see Figure 1). It was estimated that especially in the medial condyle, the stance phase and the turning points promote wear. Finally, the individual rheological SF parameters have a decisive influence on the lubricant film formation. Due to the wide variation between different patients and between human SF as well as their *in vitro* substitute [6,7], this can

also lead to diverse tribological behavior ranging from full separation of the rubbing surfaces over the whole gait cycle to strong solid asperity contact and associated wear mechanisms. [5]

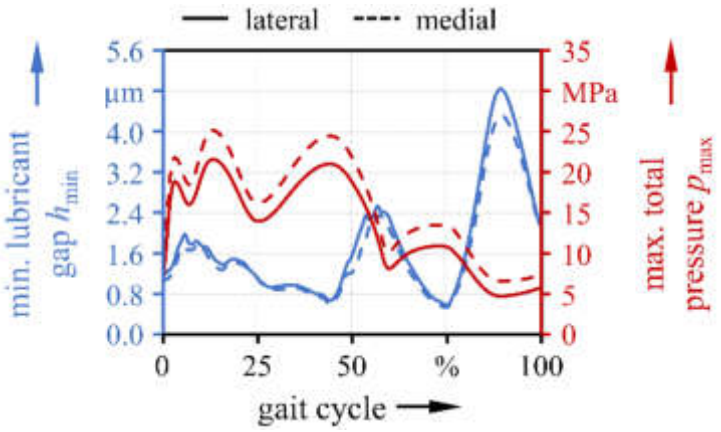


Figure 1: Minimum fluid film height and maximum pressure evolution in the soft-EHL contact in TKAs during the gait cycle.

References

[1] A.J. Price, A. Alvand, A. Troelsen, J.N. Katz, G. Hooper, A. Gray, A. Carr, D. Beard, Knee replacement, The Lancet 392 (2018) 1672–1682. https://doi.org/10.1016/S0140-6736(18)32344-4.

[2] S. Kurtz, K. Ong, E. Lau, F. Mowat, M. Halpern, Projections of primary and revision hip and knee arthroplasty in the United States from 2005 to 2030, J. Bone Joint Surg. Am. 89 (2007) 780–785. https://doi.org/10.2106/JBJS.F.00222.

[3] D. Nečas, M. Marian, Y. Sawae, Lubrication of Hip and Knee Joint Replacements: The Contribution of Experiments and Numerical Modeling, in: T. Rao, S.B. Kasolang, X. Guoxin, J.K. Katiyar, A. Rani (Eds.), Biotribology: Emerging Technologies and Applications, CRC Press, Boca Raton, Florida, United States, 2021, pp. 33–61.

[4] D. Nečas, M. Vrbka, M. Marian, B. Rothammer, S. Tremmel, S. Wartzack, A. Galandáková, J. Gallo, M.A. Wimmer, I. Křupka, M. Hartl, Towards the understanding of lubrication mechanisms in total knee replacements – Part I: Experimental investigations, Tribol. Int. 156 (2021) 106874. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106874.

[5] M. Marian, C. Orgeldinger, B. Rothammer, D. Nečas, M. Vrbka, I. Křupka, M. Hartl, M.A. Wimmer, S. Tremmel, S. Wartzack, Towards the understanding of lubrication mechanisms in total knee replacements – Part II: Numerical modeling, Tribol. Int. 156 (2021) 106809. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106809.

[6] B. Rothammer, M. Marian, F. Rummel, S. Schroeder, M. Uhler, J.P. Kretzer, S. Tremmel, S. Wartzack, Rheological behavior of an artificial synovial fluid - influence of temperature, shear rate and pressure, J. Mech. Behav. Biomed. Mater. 115 (2021) 104278. https://doi.org/10.1016/j.jmbbm.2020.104278.

[7] D. Mazzucco, G. McKinley, R.D. Scott, M. Spector, Rheology of joint fluid in total knee arthroplasty patients, J. Orthop. Res. 20 (2002) 1157–1163. https://doi.org/10.1016/S0736-0266(02)00050-5.

Authors

Max Marian, M.Sc.
Benedict Rothammer, M.Sc.
Dr.-Ing. Marcel Bartz
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack
Engineering Design
Friedrich-Alexander-University Erlangen-Nuremberg (FAU)
Martensstr. 9, 91052 Erlangen
Germany

Christian Orgeldinger, M.Sc.
Prof. Dr.-Ing. Stephan Tremmel
Engineering Design and CAD
University of Bayreuth
Universitätsstr. 30, 95447 Bayreuth
Germany

Correspondence: marian@mfk.fau.de

Voropai, Herbster, Döbberthin, Welzel, Lohmann, Bertrand, Döring

Optimierung der Konussteckverbindung einer Hüftendoprothese durch eine gezielte Oberflächenstrukturierung

Zusammenfassung:

Mikrobewegungen in der Konussteckverbindung einer Hüftgelenksprothese führen zur Entstehung von Abriebpartikeln, Korrosion und somit zu Komplikationen bei Patienten. Es wird ein Ansatz zur Reduzierung der Mikrobewegungen mithilfe der gezielten fertigungstechnischen Veränderung der Oberfläche vorgestellt.

Abstract:

Micro motions in taper junction in total hip arthroplasty cause corrosion and formation of wear debris that can lead to complications by patients. In this research, we present an approach to reduction of micro movements using surface modification.

Künstlicher Hüftgelenkersatz ist einer der häufigsten operativen Eingriffe weltweit. Dennoch kommt es auch bei einer solchen Standardversorgung immer wieder zu Komplikationen. Dies mindert die Lebensqualität der Menschen und muss durch kostenintensive Revisionsoprationen behoben werden. Die Gründe für die Komplikationen sind oftmals technische Versagen durch Korrosion und/oder Verschleiß. Dadurch entstehende Abriebpartikel und Metallionen gelangen in das umgebende Gewebe und können dort negative Reaktionen hervorrufen. Aus diesem Grund ist Reduzierung des Verschleißes und die Vermeidung von Korrosion bei Gelenksprothesen von höchster Bedeutung und soll zur Steigerung der Lebensqualität des Menschen und zur Reduzierung von Kosten führen.

Die Konussteckverbindung zwischen dem Hüftkopf und dem Schafthals ist eine der Bereiche mit erhöhter Verschleiß- und Korrosionsanfälligkeit. Die im Bewegungszyklus entstehenden Mikrobewegungen in der Konussteckverbindung führen zur Entstehung von Abrieb und zu Beschädigungen der Passivierungsschichten, wodurch die Korrosionsbeständigkeit drastisch reduziert wird. Im Rahmen dieser Studie wurde angestrebt, die Haftung zwischen den Kontaktoberflächen durch eine gezielte Oberflächenstrukturierung zu erhöhen, um die Mikrobewegungen in der Konussteckverbindung zu reduzieren. Um eine Oberflächenstrukturierung zu erzeugen, wurde tangentiales und orthogonales Drehfräsen angewandt. Mechanische und tribologische Eigenschaften der strukturierten Oberflächen wurden mit den klassisch bearbeiteten Oberflächen (gedreht, glattgewalzt) verglichen. Dazu wurden an einer Welle aus CoCr28Mo6-Schmiedelegierung vier Abschnitte mit vier unterschiedlichen Fertigungsverfahren bearbeitet: tangentiales und orthogonales Drehfräsen, Hartdrehen und Glattwalzen.

Das eingesetzte Fertigungsverfahren definiert die Oberflächenstruktur. Um die erzeugten Oberflächen zu charakterisieren, wurde 3D-Konfokalmikroskop Nanofocus µSurf expert eingesetzt. Nach dem Glattwalzen oder Drehen entstehen die Strukturen, die eine bevorzugte Orientierung in die Umfangsrichtung haben (Abb.1a, b). Die bevorzugte Richtung der Strukturen nach dem orthogonalen Drehfräsen liegt parallel zur Werkstückachse (Abb. 1c). Beim tangentialen Drehfräsen sind die Oberflächenstrukturen schräg in Bezug auf die Achse gerichtet (Abb. 1d).

Verschiedene Fertigungsverfahren haben einen unterschiedlichen Einfluss auf die Oberflächenschichten. Um die Eigenschaften der modifizierten Schichten zu ermitteln, wurden Härte und Eigenspannungen gemessen. Die Härtemessungen wurden nach Vickers (HV0,2) durchgeführt und haben bei allen Fertigungsverfahren eine höhere Härte der Oberfläche in Bezug auf Standardhärte des Werkstoffs gezeigt. Messungen mit dem Röntgendiffraktometer Xstress G2R haben wesentliche Druckeigenspannungen bei allen Proben nachgewiesen.

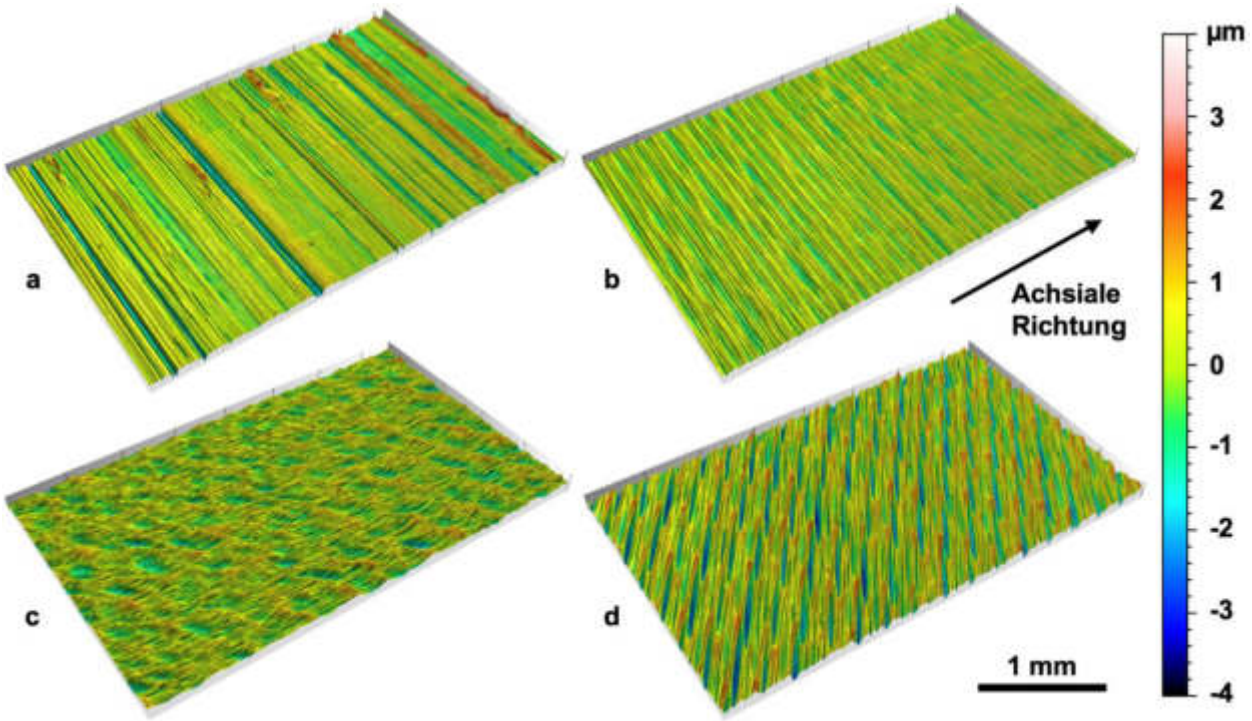


Abbildung 1 – Die Topographie der erzeugten Oberflächen: Glattwalzen (a), Hartdrehen (b), tangentiales Drehfräsen (c), orthogonales Drehfräsen (d)

Zur Ermittlung der potentiellen Hafteigenschaften in einer Konussteckverbindung wurde das Losbrechmoment im Ball-on-3-Plates-Versuch gemessen. Dabei wurde der Ansatz verfolgt, dass ein höheres Losbrechmoment einer besseren Haftung in der Paarung entspricht. In den Versuchen wurde eine für Hüftgelenksprothese klassische Metall/Keramik Paarung verwendet. Aus der gefertigten CoCrMo-Welle wurden die passenden Platten für die Versuche durch Drahterodieren ausgeschnitten. Als Gegenkörper wurde eine Kugel aus Aluminiumoxid mit dem Durchmesser von 12,7 mm eingesetzt. Die Versuche wurden mit dem Einsatz von Kälberserum nach ISO 14242-1 als Schmiermittel durchgeführt, sodass die Bedingungen möglichst nahe am realen Einsatzfall im menschlichen Körper sind. Die Untersuchungen haben den Einfluss der Oberflächenstrukturierung auf das Losbrechmoment und somit auf die mögliche Haftung in der Konussteckverbindung gezeigt, durch eine gezielte Anpassung der Fertigungsparameter kann hier weiteres Potential geschöpft werden.

M.Sc. Vadym Voropai[1], M.Sc. Maria Herbster[1,2], Dr.-Ing. Christin Döbberthin[3], Dr.-Ing. Florian Welzel[4], Prof. Dr. med. Christoph H. Lohmann[1], Prof. Dr. rer. nat. Jessica Bertrand[1], Dr.-Ing. Joachim Döring[1]

[1]Orthopädische Universitätsklinik, Otto-von-Guericke-Universität, Leipziger Str. 44, 39120 Magdeburg, Deutschland

[2]Institut für Werkstoff- und Fertigungstechnik, Otto-von-Guericke-Universität, Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg, Deutschland

[3]Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung, Otto-von-Guericke-Universität, Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg, Deutschland

[4] GFE - Gesellschaft für Fertigungstechnik und Entwicklung Schmalkalden e.V., Näherstiller Straße 10, 98574 Schmalkalden, Deutschland

Haichao Liu, Florian Pape, Muyuan Liu, Hatem Baly, Gerhard Poll

On the Lubricating Properties of Metalworking Fluids (Oil-in-Water Emulsions)

Metalworking fluids (MWFs) are widely used in the forming and cutting of metals. MWFs help to remove the generated heat, reduce friction and working force, to improve the surface quality and protect the tool. As a main type of MWFs, water-based oil-in-water (O/W) emulsions have been widely used to achieve both cooling and lubricating functions. The water phase releases heat faster because of its higher heat capacity, while the oil phase is generally believed to work as lubricant, reducing friction between the rubbing surfaces. However, the lubrication mechanisms and action of MWFs (O/W emulsions here) in metalworking operations have not yet been fully understood. There are still many open questions, e.g., (1) whether the MWFs can gain partial or full access into the chip-tool contact zone in cutting, and if so, what is the penetration mechanism; (2) which phase of MWFs (water or oil) is surrounding and could be trapped into the contact zone, for example, in cold rolling. Meanwhile, the Ordinance on Hazardous Substances, REACH-regulation etc. are limiting the formulation parameters. It is therefore important to gain insight into the lubrication mechanisms of O/W emulsions and MWFs.

In this study, the elastohydrodynamic and boundary lubrication properties of MWFs were investigated experimentally for two commercial O/W emulsions (soluble oils) and a self-prepared O/W emulsion. The elastohydrodynamic film thickness was measured on an optical EHL ball-on-disc test rig using interferometry. The measured film thickness may be used to characterize the trapping ability and the lubricating film forming ability of MWFs under dynamic and high pressure conditions.

Preliminary results on the optical EHL rig showed that for the two commercial O/W emulsions there is almost no lubricating film can be formed (lower than 11 nm) for rolling velocities from 0.01 m/s to 2 m/s under fully flooded jetting lubrication conditions. It seems the oil droplet/phase is hard to attached to the solid surfaces and then to be trapped into the contact zone in the inlet region. In other words, there is almost no hydrodynamic lubrication for the two commercial MWFs. However, under limited lubricant supply condition (starved lubrication), there is a considerable film that can be detected for these two commercial O/W emulsions. When we started to supply MWF to the starved ball-on-disc contact again, the lubricating film vanishes in a short time, which may be caused by re-emulsification effect or cleaning effect. This behavior of O/W emulsion is quite different from the classical lubrication mechanism of machine elements with typical lubricants.

Haichao Liu[1], Florian Pape[1], Muyuan Liu[1], Hatem Baly[2], Gerhard Poll[1]

[1] Leibniz University Hannover, Institute of Machine Design and Tribology, Garbsen, Germany
[2] AZELIS, Lubricants Application Laboratory at Hannover University, Garbsen, Germany

Achill Holzer, Björn Reetz, Tileman Münch, Katharina Schmitz

Experimentelle Untersuchungen zum Einlaufverhalten bleifreier Sondermessinglegierungen

Zusammenfassung:

In tribologischen Systemen mit hoher Beanspruchung gelangen wegen ihrer hervorragenden Reibverschleißeigenschaften bevorzugt bleihaltige Sondermessinge zum Einsatz. Ein gutes Beispiel dafür sind Axialkolbenpumpen und -motoren. Um in Zukunft auf bleihaltige Materialien verzichten zu können, werden Alternativmaterialien erprobt. Das Ergebnis dieser Entwicklung sind zwei neue in diesem Beitrag vorgestellte bleifreie Sondermessingwerkstoffe. Für diese wurde untersucht, wie sich das Fertigungsverfahren (Feinschleifen + Gleitschleifen/ Läppen + Gleitschleifen) und der dabei eingestellte Bereich der Oberflächenrauheit (fein/grob) auf das Einlaufverhalten auswirken. Die Vorgaben hierfür basieren auf den Erfahrungen mit dem bleihaltigen Referenzwerkstoff CuZn40Al2Mn2Si.

Abstract:

In tribological systems with high loads, leaded special brasses are preferably used because of their excellent wear properties. Axial piston pumps and motors are a good example of such systems. In order to be able to dispense with lead-containing materials in the future, alternative materials are being tested. The result of this development are three new lead-free special brass materials presented in this article. For these, the effect of surface roughness (fine/coarse) and the manufacturing process (fine grinding + vibratory grinding/ lapping + vibratory grinding) on the running-in behavior was investigated. The specifications for this are based on experience with the lead-containing reference material CuZn40Al2Mn2Si.

Einleitung

Zu den Gleitpaarungen in der Axialkolbenpumpe, bei der das Einlaufen eine besonders große Rolle spielt, zählt der Kontakt Steuerspiegel-Kolbentrommel. Wenn die Oberflächen der Reibpartner des tribologischen Systems nach Einbau und Inbetriebnahme erstmals in Funktion sind, vergeht eine gewisse Zeit, bis die tribologische Paarung einen stabilen Zustand (Steady-State) erreicht. Diese dem stabilen Betriebszustand vorangehende Phase wird als Einlaufen bezeichnet. Während in vielen Betrachtungen des Einlaufens das geometrische Glätten der Oberflächen im Vordergrund steht, ist das Einlaufen insgesamt ein viel komplexerer Prozess und kann eine Vielzahl von Einzelaspekten umfassen /Bla05, Czi15/.

Als Werkstoff für Steuerspiegel haben sich seit Jahrzehnten Sondermessinge auf der Basis von CuZn-Mn-Al-Pb-Si bewährt, die zwischen 0,1 und 1,0 Masse-% Blei als Legierungselement enthalten und somit als technisch bleihaltig gelten /Iva93, Mur12/. Blei dient in diesen Legierungen nicht nur als Spanbrecher, sondern trägt auch durch Einbau in die Triboschichten zur Verbesserung des Reibverschleißverhaltens bei. Im Rahmen der stoffpolitischen Entwicklungen rund um REACH wird Blei zunehmend aus den Kupferwerkstoffen verbannt und es müssen bleifreie Alternativen entwickelt werden. Ziel der Entwicklung ist, durch chemische Zusammensetzung und Gefüge in den bleifreien Werkstoffen die gleichen günstigen Reib- und Verschleißeigenschaften, wie sie für die bleihaltigen Referenzwerkstoffe bekannt sind, zu erzielen.

Werkstoffe und Vorgehensweise

Das charakteristische Gefüge der genannten Sondermessinge besteht aus einer Messingmatrix mit darin eingelagerten Hartphasen als primärer Verschleißträger. Die Messingmatrix weist dabei überwiegend β-Phase und üblicherweise geringere Anteile an im Vergleich dazu weicherer α-Phase auf (Abbildung 1). Bei den Hartphasen handelt es sich herkömmlicherweise um Mangansilizide.

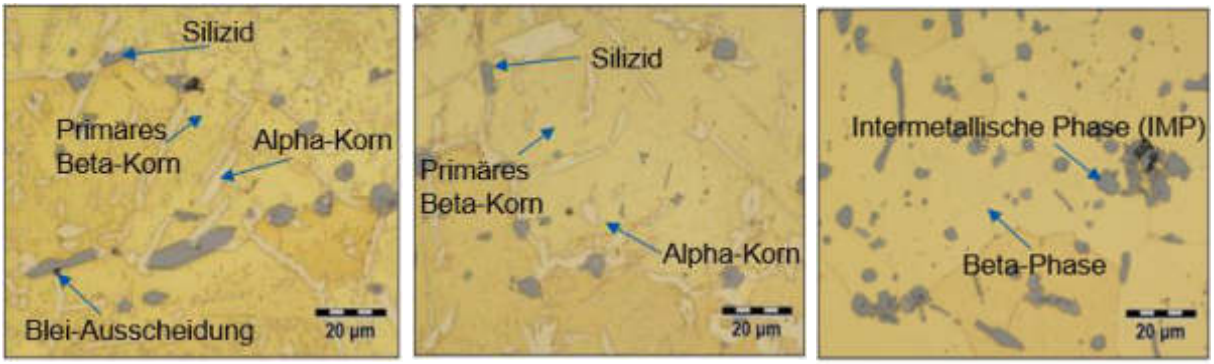


Abbildung 1 Lichtmikroskopische Aufnahmen der Gefüge der untersuchten Legierungen für Steuerspiegel (von links nach rechts: CuZn40Al2Mn2Si (OF 2212), CuZn36Mn3Al2Si1Sn (OF 2228) und CuZn28Al4Ni3Si1Mn (OF 2290)

Im Vergleich zur bleihaltigen Referenzlegierung CuZn40Al2Mn2Si (OF 2212) wurde als bleifreier Vergleichswerkstoff mit gleichem Gefügetyp und ähnlicher Härte (170 HBW) die Legierung CuZn36Mn3AlSi1Sn (OF 2228) ausgewählt. Um den Einfluss von Gefügen und Härte bleifreier Sondermessinge auf deren Einlaufverhalten zu untersuchen, wurde außerdem eine im Vergleich zu CuZn36Mn3AlsSi1Sn deutlich festere Legierung untersucht. CuZn28Al4Ni3Si1Mn (OF 2290) ist mit 230 HBW die Legierung mit der größten Härte in den Untersuchungen (Tabelle 1).

Tabelle 1 Angaben zu den Gefügen und Härten der untersuchten Legierungen für Steuerspiegel

Bezeichnung OFD	Kurzname der Legierung	β-Anteil [%]	α-Anteil [%]	Anteil der IMP [%]	Härte HBW
OF 2212	CuZn40Al2Mn2Si	Rest	14	3	160
OF 2228	CuZn36Mn3Al2Si1Sn	Rest	12	3	170
OF 2290	CuZn28Al4Ni3Si1Mn	Rest	<2	7	230

Für die Einstellung der geometrischen Oberflächenanforderungen sowie ein optimales Einlaufen des Steuerspiegels wird dessen Kontaktfläche gefinisht. Das Finishing besteht aus einem Feinschleif- oder Läppvorgang und anschließendem Gleitschleifen. Mittels Feinschleifens/Läppens wird hierbei die Zielrauheit der Kontaktfläche voreingestellt. Das Gleitschleifen erzielt mehrere Effekte: Einstellen des Kantenbruchs, Abtragen der Rauheitsspitzen und Schaffung von Mikrogrübchen als Schmierstoffreservoir in der Kontaktfläche mit der Kolbentrommel. Entsprechend den realen Bauteilen wurden auch die Tribometerscheiben für die Untersuchung des Oberflächeneinflusses mittels Feinschleifen+Gleitschleifen sowie Läppen+Gleitschleifen gefinisht. Außerdem erfolgte innerhalb jeden Verfahrens die Untersuchung einer Variante mit geringerer und mit höherer Oberflächenrauheit. Die unterschiedlichen Probekörper wurden auf einem Scheibe – Scheibe Tribometerprüfstand vermessen, welcher zur Modellierung der Schmierungsbedingungen innerhalb hydraulischer Verdrängereinheiten dient. Dies ermöglicht es im Gegensatz zu den Tests in realen Einheiten, kostengünstiger und schneller Tests durchführen zu können. Weiterhin ermöglicht der Versuchsaufbau das Messen von Kennwerten, welche in einer realen Einheit nicht erfasst werden könnten. Die Art Tribometerprüfstand ist auch als Tribometer nach Siebel-Kehl bekannt /Ke36/.

Versuchsergebnisse

Abbildung 2 zeigt die Entwicklung der Reibkoeffizienten und der Temperaturen an den Reibkontakten für das Einlaufen der verschiedenen Oberflächenvarianten der Tribometerscheiben aus CuZn40Al2Mn2Si. Die Reibwertkurven aller Oberflächenvarianten beginnen mit einem Reibwert von ungefähr 0,03 bis 0,07 und fallen bei allen bis auf der Variante geläppt fein geringfügig ab, während der Reibwert der Variante geläppt fein gegenüber dem Ausgangsniveau etwas ansteigt. Bei der Temperatur stellt sich nach spätestens 300 Sekunden Reibdauer eine Gleichgewichtstemperatur um die 58°C und damit geringfügig oberhalb der Starttemperatur von ca. 56°C ein. Die Oberflächen höherer Rauheit zeigen dabei gegenüber den Varianten mit geringerer Rauheit eine zeitweise Temperaturüberhöhung. Insgesamt führen damit alle Oberflächenvarianten zu einem stabilen Reibverhalten nach dem Einfahren, wobei mit dem Feinschleifen die niedrigeren Reibwerte erreicht werden.

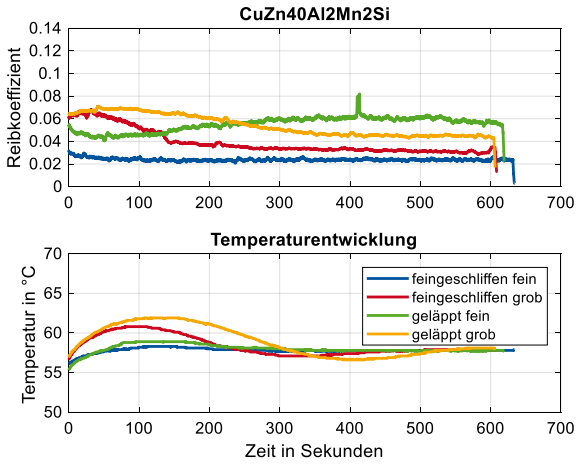


Abbildung 2 Einlaufvorgänge während der ersten 10 Minuten (CuZn40Al2Mn2Si), Reibgeschwindigkeit 6 m/s, exemplarisch (je Variante 3 Versuche)

Das Einlaufen der Tribometerscheiben führt zu einer Glättung der Oberfläche. Die Oberflächenstrukturen in der Reibfläche sind in Reibrichtung ausgerichtet (Abbildung 3).

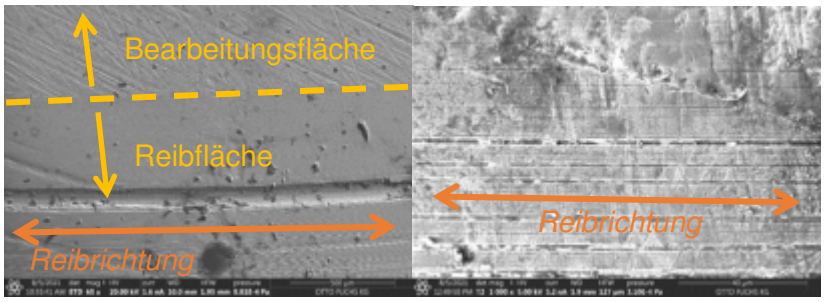


Abbildung 3 Oberfläche der grob feingeschliffenen Tribometerscheiben aus CuZn40Al2Mn2Si (OF 2212) nach dem Einlaufen, Übergang bearbeitete Fläche/Reibfläche (65x, links) sowie Detailaufnahme der Reibfläche (1000x, links)

Im Vergleich zu CuZn40Al2Mn2Si unterscheidet sich CuZn36Mn3Al2Si1Sn hinsichtlich Gefüge und Härte am geringsten. Sowohl bei den beiden feingeschliffenen Varianten als auch bei der geläppten mit hoher Rauheit liegt gutes Einlaufverhalten vor (Abbildung 4, links).
Weiterhin auffällig ist ein etwas schlechteres Einlaufverhalten (Reibwert- und Temperaturentwicklung) der geläppten Oberfläche mit geringer Rauheit und daraus resultierend

niedrigerer effektiver Flächenpressung in den Mikrokontakten. Dieses Verhalten wird darauf zurückgeführt, dass im Zusammenspiel von genügend Schmierfähigkeit und Belastungen zur Aktivierung von Schmierstoff-Werkstoff-Interaktionen die Ausbildung schützender Triboschichten unterstützt wird. Ungeachtet dessen hat sich jedoch auch diese Variante als praxistauglich erwiesen, denn in der realen Pumpe spielen noch weitere Faktoren eine wesentliche Rolle für das Oberflächendesign (Bauteilnuten, Pulsationen, Kavitation etc.) und sind die Auswirkungen der verschiedenen Oberflächen auf die Effizienz der Pumpe weniger ausgeprägt als in dem Modellkontakt.

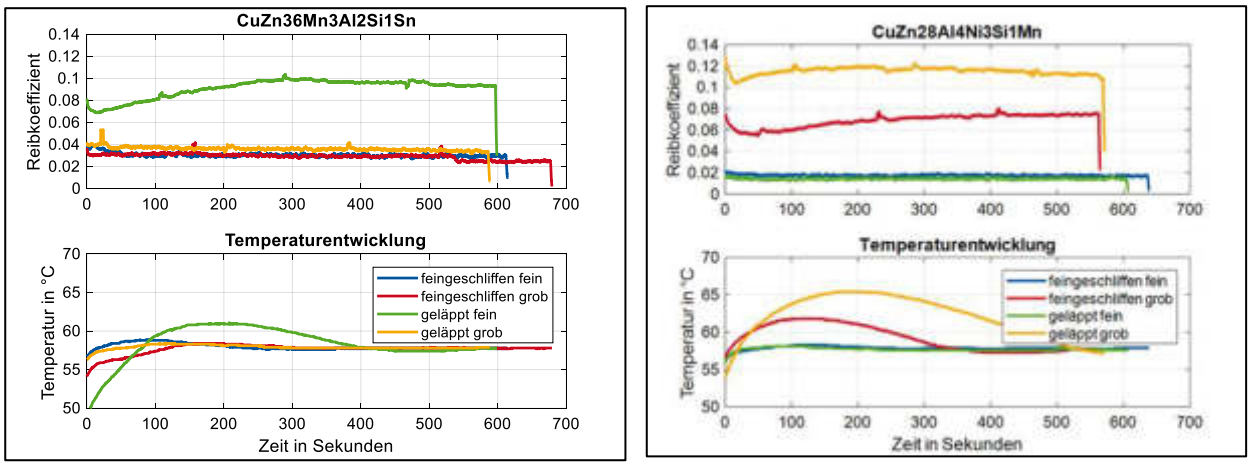


Abbildung 4 Einlaufvorgänge während der ersten 10 Minuten Reibgeschwindigkeit 6 m/s, exemplarisch (je Variante 3 Versuche), CuZn36Mn3Al2Si1Sn (links) und CuZn28Al4Ni3Si1Mn (rechts)

Bei der in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** (rechts) gezeigten CuZn28Al4Ni3Si1Mn Legierung handelt es sich um die mit Abstand härteste Legierung in den vorliegenden Untersuchungen, was auf die Legierungszusammensetzung und die β-Matrix dieser Legierung zurückzuführen ist.
Im Falle der relativ harten Legierung CuZn28Al4Ni3Si1Mn ist der schon vorbekannte Unterschied zwischen feinen und groben Oberflächen bei den Einlaufkurven und dem Einlaufverhalten noch stärker ausgeprägt als bei den übrigen betrachteten Legierungen. Bei der vorliegenden Härte ist davon auszugehen, dass Rauheitsspitzen unter den auf weichere Werkstoffe abgestimmte Belastungen unzureichend abgetragen werden können.

Schlussfolgerungen

Für alle untersuchten bleifreien Werkstoffe wurde die gefinishten Oberflächen so eingestellt, dass ein Einlaufverhalten ähnlich der bleihaltigen Referenzlegierung vorliegt. Dabei reagieren die verschiedenen Legierungen unterschiedlich stark auf die Variation der Finishing-Parameter und der resultierenden Oberflächen. Durch Auswahl der optimalen Bedingungen für jeden Werkstoff werden so Reibwerte erzielt, die mit denen des bleihaltigen Referenzwerkstoffs vergleichbar sind. Die Auswahl der klassischen Prozesse und Prozessfenster kommt dafür ebenso in Frage, wie auch auf Basis der Zieloberfläche neue Verfahren in Betracht gezogen werden können.

Ausblick

Entscheidend für das Einlaufen sind die im Finishing erzeugten Oberflächen mit ihren Strukturen und Eigenschaften. Das Finishing lässt sich daher als Mittel zum Zweck betrachten, um diese Oberflächen zu erzeugen. In Ermangelung umfangreicherer und vor allen Dingen übergreifender Veröffentlichungen zu dem Thema empfehlen die Autoren weiterführende systematische Untersuchungen. Im ersten Schritt geht es darum, eine

möglichst präzise Beschaffenheit einer Startoberfläche für ein optimales Einlaufen unter Berücksichtigung der Werkstoffeigenschaften zu liefern.
Eine Beschreibung der optimalen Oberfläche ermöglicht, sich aus dem Korsett der bekannten Finishingverfahren zu lösen und dann im zweiten Schritt auch alternativen Verfahren zu betrachten, mit denen die gleichen Oberflächen unter möglicherweise wirtschaftlicheren Bedingungen erzeugt werden können. Die etablierten Verfahren für das Finishing von Steuerspiegeln wurden bereits vor geraumer Zeit etabliert. In der Zwischenzeit haben sich durch den technischen Fortschritt andere Verfahren wie z.B. das Bürsten zu interessanten Alternativen entwickelt.

Danksagung

Die vorliegende Veröffentlichung entstand im Rahmen des IGF-Vorhabens 20083 N / 1 der Forschungsvereinigung Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. – FKM, Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt am Main und wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und –entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literaturverzeichnis

/Bla05/ Blau, P. J. *On the nature of running-in*, Tribology International, Vol. 38, S. 1007-1012, 2005

/Czi15/ Czichos, Horst; Habig, Karl-Heinz (Hg.). *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 4, vollst. überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015

/Iva93/ Ivantysyn, J., Ivantysynova, M. Hydrostatische Pumpen und Motoren - Konstruktion und Berechnung, Vogel, Würzburg, 1993

/Keh36/ Kehl, B; Siebel, E. *Untersuchungen über das Verschleißverhalten der Metalle bei gleitender Reibung*, Stahl und Eisen - Zeitschrift für das deutsche Eisenhüttenwesen, Jahrg. 56, Nr. 21, S. 609, 1936

/Mur12/ Murrenhoff, H. *Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik, Vorlesungsumdruck*, 7. Korr. Aufl., Shaker, Aachen, 2012

Autoren

Achill Holzer[1], ORCID 0000-0003-1190-1819, Dr.-Ing. Björn Reetz[2], Dr.-Ing. Tileman Münch[2], Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz[1], ORCID 0000-0002-8537-0646

[1] RWTH Aachen University, Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas), Campus-Boulevard 30, 52074 Aachen

[2] OTTO FUCHS Dülken GmbH&Co.KG, Heiligenstraße 70, 41751 Viersen

Boris Brodmann, Florian Reinle

Schnelles und flächenhaftes Messverfahren zur Qualitätsbeurteilung von tribologisch beanspruchten Hochleistungsoberflächen durch winkelaufgelöste Streulichtmethode

Zusammenfassung:

Rauheitsmessungen die auf topografischen Messverfahren basieren erfassen vertikale Höhenwerte und stoßen bei sehr feinen Oberflächentolerierungen an ihre Grenzen. Die für die Funktion wichtigen Eigenschaften der Steigungen und Krümmungen der Rauheitskuppen lassen sich aber mit der Streulichtmethode schnell und vor allem mit hoher Wiederholgenauigkeit auch in rauer Fertigungsumgebung messen. In diesem Beitrag wird, ausgehend von theoretischen Beispielen, gezeigt, dass die vertikalen Kenngrößen von Tastschnittgeräten die Funktionseigenschaften von tribologischen Flächen nicht vollständig beschreiben. Als Ergänzung wird das Streulichtverfahren empfohlen, das besonders gut wichtige Oberflächeneigenschaften beschreibt, die Einfluss auf Reibungsprozesse haben.

Abstract:

Roughness measurements based on topographical measuring methods record vertical height values and reach their limits with very fine surface tolerances. The properties of the slopes and curvatures of the asperities, which are important for the function, can, however, be measured quickly using the scattered light method and, above all, with high repeat accuracy even in a harsh production environment. Based on theoretical examples, this article shows that the vertical parameters of stylus instruments do not fully describe the functional properties of tribological surfaces. As a supplement, the scattered light method is recommended, which describes particularly well important surface properties that have an influence on friction processes.

Motivation

Das Verständnis und die Herstellung von technischen Oberflächen mit hoher tribologischer Beanspruchung ist auch im aufkommenden Zeitalter elektrifizierter individueller Mobilität weiter von hoher Relevanz. Waren bis vor kurzem die Baugruppen des Verbrennungsmotors und deren Eigenschaften im Fokus des Interesses wirtschaftlich bedeutsamer Forschung und Entwicklung, treten nun die den Antrieb begleitenden mechanischen Systeme wie Lenkung und Fahrwerk, mehr und mehr in den Vordergrund.

Nur durch die funktionsgerechte Tolerierung der Oberflächeneigenschaften ist die Entwicklung und Fertigung moderner Maschinenelemente möglich. Es muss die Art des Oberflächentyps eindeutig festgelegt und durch geeignete Mess- und Prüfverfahren überwacht werden. Dies ist elementar um die durchgehende Werkstückqualität zu gewährleisten. Statistische Prozesskontrolle setzt jedoch robuste Kenngrößen und Messverfahren voraus, die wenig anfällig für Störungen und Ausreißer sind. Dies erhält durch immer feiner werdende Oberflächen zusätzliche Bedeutung, da die Fähigkeit der Messmittel dadurch an ihre Grenzen gerät [2]**.** Die internationale Normung hat sich in den letzten Jahren intensiv mit der Definition von flächenhaften Messverfahren und Flächenparametern beschäftigt und in der ISO25178 veröffentlicht. Dabei wurden die Profilkenngrößen um eine Dimension erweitert und neue Klassen von Struktur- und räumlichen Parametern eingeführt [3]. Dem Anwender werden hier die Kenngrößen der Abbottkurve als tribologisch funktionsorientiert empfohlen. Diese können sowohl in 2D oder 3D robust die Verteilung der Höhenwerte der Rauheitsoberfläche bestimmen, unterliegen aber auch den statistischen Unsicherheiten der Kenngrößen [4]

In tribologischen Modellen wie z.B. dem klassischen Greenwood/Williamson Modell, spielen zusätzlich zu den Höhen auch laterale Eigenschaften eine zentrale Rolle. Greenwood zeigt in [5], dass die vollständige Beschreibung einer stochastischen technischen Oberfläche durch den r.m.s. Wert der Höhen (Rq), Steigungen (Rdq) und

Krümmungen (Spc) erfolgt. Allerdings wird an anderer Stelle mit Nachdruck darauf hingewiesen [6], dass wenn die Bestimmung der Steigung und Krümmung aus den Ableitungen einer Topographiemessung erfolgt, diese mit sehr großen Unsicherheiten behaftet sind. Dadurch ist die Vergleichbarkeit von Messergebnissen für diese Parameter extrem schwierig und führt zu Problemen bei deren praxisgerechter Anwendung. Trotzdem wird z.B. im Bereich des Fahrwerks die Verwendung hybrider Kenngrößen für Kugelgelenkoberflächen empfohlen [7], Hier konnte der Funktionsbezug durch großen Stichprobenumfang im Großversuch bestätigt werden. Die Herausforderung der extrem schwierigen Vergleichbarkeit, selbst zwischen baugleichen taktilen Messsystemen, bleibt allerdings bestehen. Dasselbe gilt in ähnlichem Umfang auch für optische Verfahren, welche die Topographie der Oberfläche abbilden.

Dem Gegenüber bieten optische Verfahren, die auf dem Prinzip der Lichtstreuung beruhen, die Möglichkeit diese Charakteristika direkt als Eigenschaft der Oberfläche zu messen. Eine sehr gute Übersicht dieser Prinzipien ist in [8] zu finden. Das im Folgenden beschriebene Messverfahren beruht auf der winkelaufgelösten Streulichtmethode (ARS) und zeigt in hohem Maß einen direkten Bezug zum mittleren Rauheitsgradienten RΔq [9] und wird in [10] systemtheoretisch beschrieben. Feidenhans'l et al. [11] zeigen auch einen bandpassbegrenzten Bezug des Verfahrens zur spektralen Leistungsdichte.

Die Streulichtmethode erfüllt die Anforderungen an Robustheit und Funktionsbezug, die an Messtechnik für die industrielle Praxis gestellt wird und kann durch geeignete praxisgerechte Normale kalibriert werden [12]. Für den Einsatz in der Industrie ist eine Empfehlung des VDA veröffentlicht worden [13].

Charakterisierung von Hochleistungsoberflächen aus Topografieinformationen

Oberflächen die einer hohen Belastung als Reibpartner ausgesetzt sind, werden heute üblicherweise mit Finishverfahren bearbeitet, die das Einlaufverhalten begünstigen. Der Endbearbeitungsschritt soll Paarungsbehinderung bei Spielpassungen durch ungünstige Rauheits- und Welligkeitsschwankungen verhindern und gleichzeitig eine Oberfläche erzeugen, die der eingelaufenen Betriebsoberfläche ähnlich ist. Für die Tolerierung dieser Werkstückoberflächen werden die Kenngrößen der ISO13565_2, Rk, Rpk, Rvk, Mr1, Mr2, A1 und A2 sowie ihre Entsprechung als Flächenparameter in der IS25178 empfohlen. Sie folgen dem Verlauf der Abbot/Firestonekurve und können sehr gut die Höhenverteilung durch robuste Kenngrößen parametrisieren [2]. Sie eignen sich jedoch nur für einen Teilaspekt der Oberflächeneigenschaften.

Abbildung 1 zeigt synthetische Profile dreier Zufallsreihen und deren Materialverteilung. Alle drei Profile a, b, c besitzen identische Standardabweichungen für ihre Höhenverteilung Rq und unterscheiden sich deshalb nicht durch die gebräuchlichen Einfachkenngrößen Ra oder Rz. Durch die Anwendung des 3-Geradenmodells kann Oberflächentyp a von den beiden anderen Typen b und c eindeutig getrennt werden. Allerdings repräsentieren b und c, betrachtet man ausschließlich die Materialverteilung, identische Oberflächen. Augenscheinlich habe diese beiden Flächen aber komplett andere Funktionseigenschaften. Eine weitere Parametrisierung der Oberfläche durch laterale Kenngrößen, also eine Berücksichtigung von Steigungen und Krümmungen der Rauheitskuppen, ist deshalb zwingend notwendig.

Whitehouse schlägt dazu vor, die Autokorrelationsfunktion (AKF) des Profils zu verwenden, um mit der Autokorrelationslänge eine „mittlere Kuppenbreite“ zu bestimmen [6]. Nayak [14] nutzt zur Beschreibung von Neigungen und Krümmungen das zweite und vierte statistische Moment der spektralen Leistungsdichte (PSD). Greenwood zeigt die weitestgehende Äquivalenz der Ansätze [5], weist aber auch darauf hin, dass die

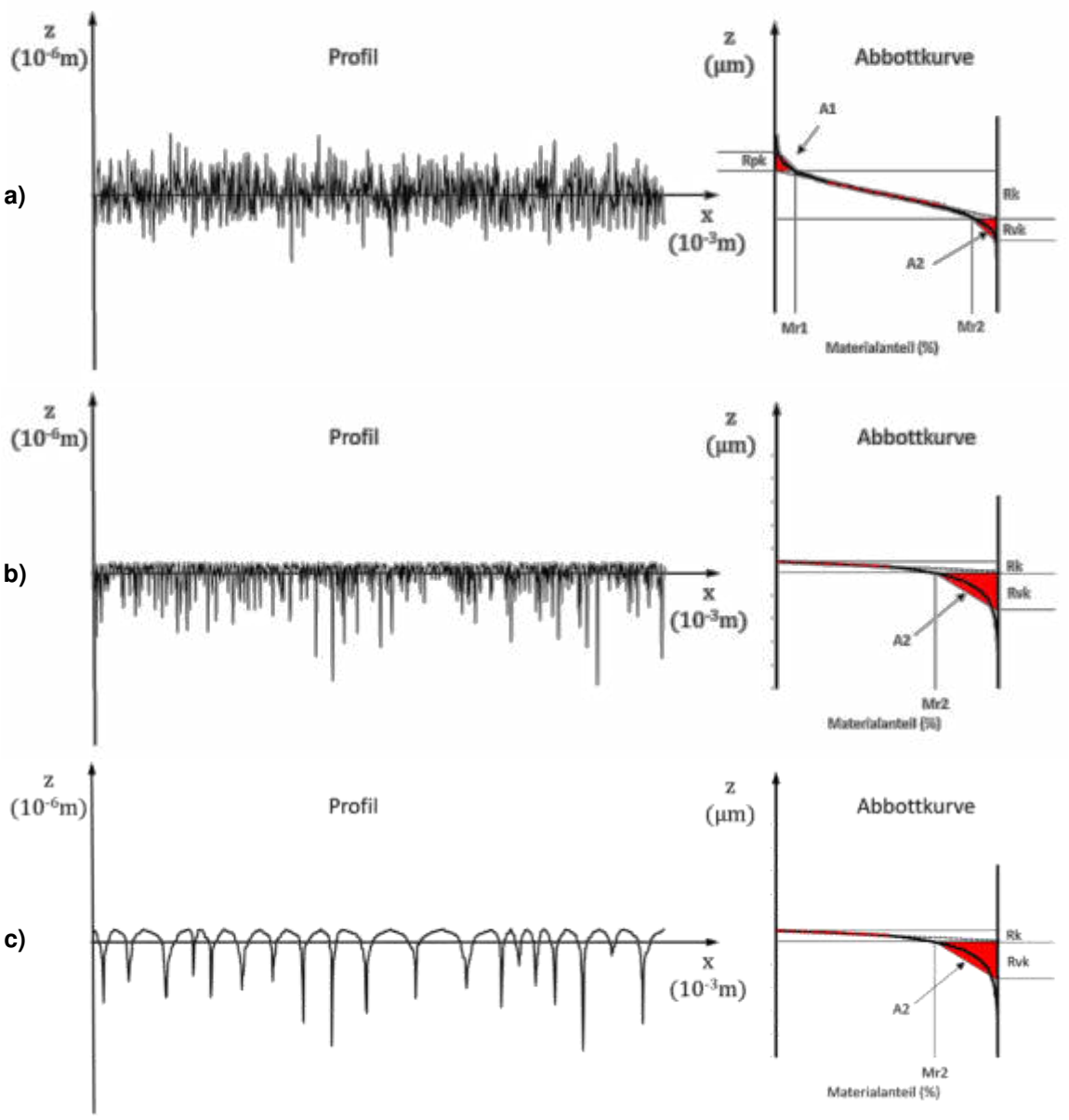


Abbildung 1 Verschiedene Oberflächentypen mit identischen Rq

a) Oberfläche mit normalverteilten Höhen
b) Oberfläche mit asymetrisch verteilten Höhen
c) Oberfläche mit identisch verteilten Höhen wie b)

Abtastfrequenz im hohen Maße Einfluss auf die ermittelten Größen hat. Tomanik beschreibt in [15] einen praktischen Ansatz, um die Greenwood-Parameter aus Topographiedaten zu berechnen. Allerdings bleiben die bekannten Probleme bestehen, dass das Auffinden von Extremwerten und die Bestimmung von Steigungen und

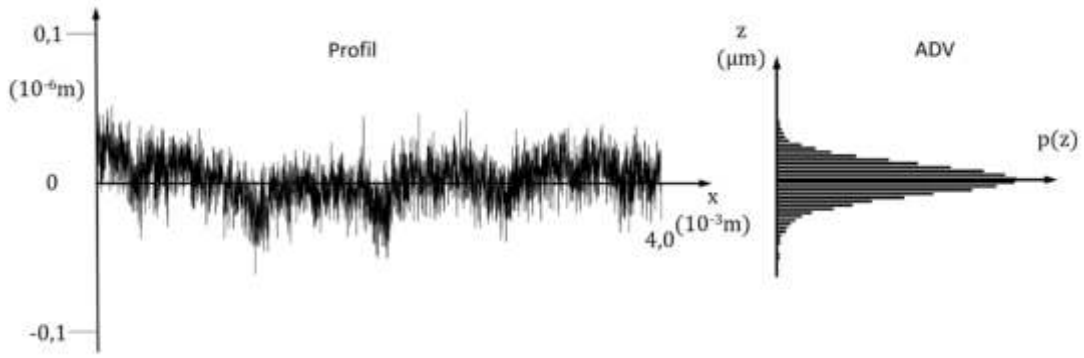


Abbildung 2 Tastschnittprofil z(x) eines Ebenheitsnormals und dessen Amplitudendichteverteilung

Krümmungen durch die numerischen Ableitungen der Höhenfunktion erfolgen muss. Selbst von äußeren Einflüssen sehr gut isolierte Messsysteme weisen jedoch ein Grundrauschen auf, dass bei diesen Kenngrößen berücksichtigt werden muss. In Abbildung 2 ist das Ergebnis der Profilmessung eines Ebenheitsnormals zu sehen, aufgenommen unter Laborbedingungen mit einem kalibrierten Tastschnittgerät (nanoscan) der Firma Jenoptik. Bei der Probe handelt sich um CMP-poliertes Silizium mit einer rms Rauheit unter 0,5nm.

Die absoluten Abweichungen der Höhen im Bereich von wenigen hundertstel Mikrometern sind für die Rauheitswerte vieler technischer Oberflächen ohne große Bedeutung. Nähern sich jedoch Toleranzen dieser Größenordnung an, wie es z.B. bei vielen Hochleistungsoberflächen wie Lagerlaufbahnflächen der Fall ist, so muss diesem Rauschen deutlich mehr Bedeutung zugemessen werden. So kann eine Tolerierung in dieser Größenordnung sehr schnell die goldene Regel der Messtechnik verletzen,

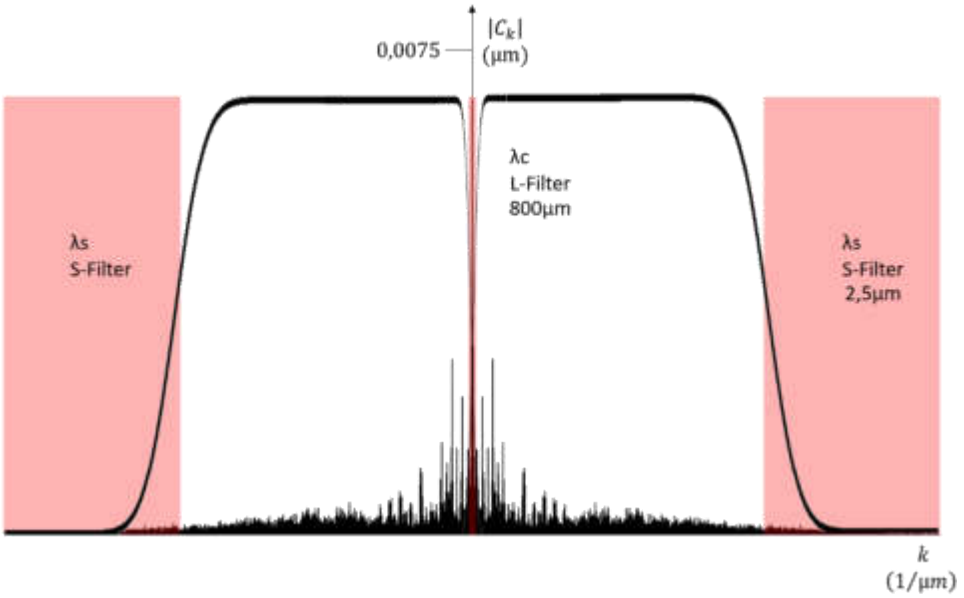


Abbildung 3 Amplitudenspektrum der Profilmessung aus Abbildung 2

insbesondere dann, wenn für Fähigkeitsuntersuchungen das Signal/Rauschverhältnis Kriterium: maximales Rauschen muss kleiner einem vierzigstel der Toleranz sein; angewandt wird. Bei einer Tolerierung des Rz-Werts <1µm dürfte das Profilrauschen des Messgeräts 0,025µm nicht überschreiten. Ein Umstand der heute viele Anwender vor erhebliche Probleme stellt. Es muss aber auch berücksichtigt werden, dass die Streuung der Messwerte eine statistische Eigenschaft der Kenngrößen ist und nicht nur auf das Messgerät zurückgeführt werden kann [16].

Betrachtet man das Amplitudenspektrum $|C_k|$ des Höhenprofils z(x)

$$C(k) = \frac{1}{2\pi l} \int_{-l/2}^{l/2} z(x) e^{-ikx} dx \tag{1}$$

so erkennt man, dass auch die Anwendung des S- und L- Filters der ISO25178 noch große Teile des Rauschens zulassen, wenn auch die absoluten Amplituden sich im einstelligen Nanometerbereich bewegen (Abbildung 3).

Diese Eigenschaft von rauschbehaftet Topographiedaten, ist bei der Ermittlung der Greenwood-Parameter eine große Herausforderung. Hier stellen die zufälligen Abweichungen der Messdaten eine weitaus größere Hürde dar, als es bei den reinen Höheninformationen der Fall ist. So wird z.B. die mittlere quadratische Profilsteigung $R\Delta q$ für ein digitalisiertes Signal definiert als

$$R\Delta q = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(\frac{\Delta z_i}{\Delta x}\right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{N}(\theta_i - \bar{\theta})^2\, p(\theta_i)}. \tag{2}$$

Im letzten Schritt wird zusätzlich der mittlere Gradient $\bar{\theta}$ verwendet, der bei aber bei Rauheitsprofilen durch die LC-Filterung gleich null ist und daher ignoriert werden kann. Zusätzlich wird die Normierung direkt den Winkeln zugeordnet. Anders als bei Senkrechtkenngrößen liefert das Messrauschen einen Beitrag zur Unsicherheit. Leichte Streuungen der Höhenwerte bedeuten Abweichungen bei den Gradienten. In Abbildung 4 ist dies schematisch gezeigt. Während die z- Unsicherheit der einzelnen Datenpunkte

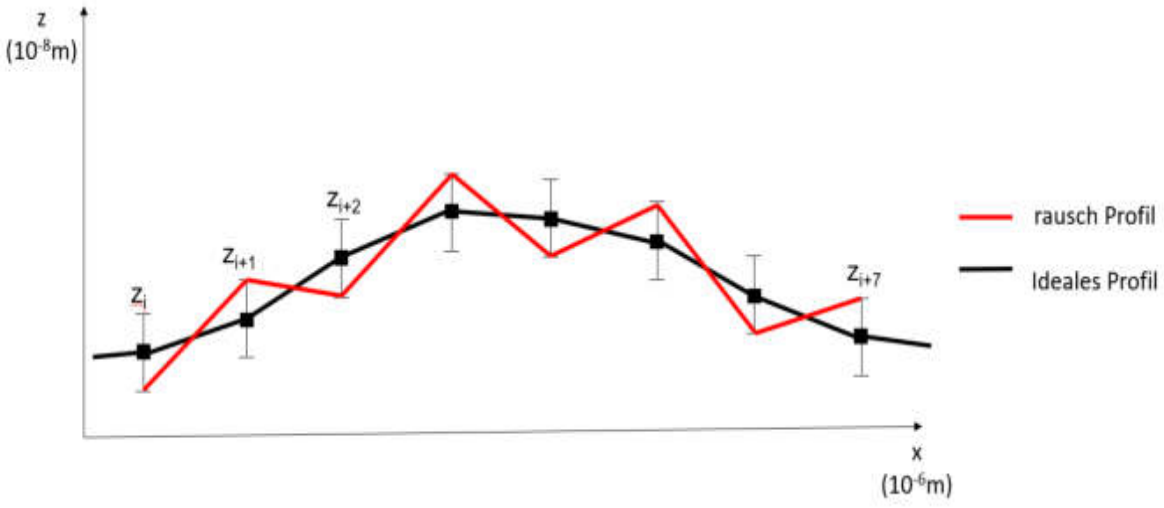


Abbildung 4 Rauheitskuppe mit 8 Datenpunkten

einer Rauheitskuppe kaum Einfluss auf deren absolute Höhe hat, ist die Wirkung auf die Rauheitsgradienten dramatisch. Deutlicher wird dieser Umstand, bildet man analog zur Amplituden- die Gradientendichteverteilung. Für das polierte Ebenheitsendmaß kann angenommen werden, dass die wahren Gradienten sehr nahe bei Null liegen. In Abbildung 5 ist das Histogramm der Rauheitsgradienten Verteilung der Beispieloberfläche aus Abbildung 2 im Winkelbereich zwischen -4° und +4° dargestellt. Man erkennt deutlich welche Auswirkungen eine Überlagerung des wahren

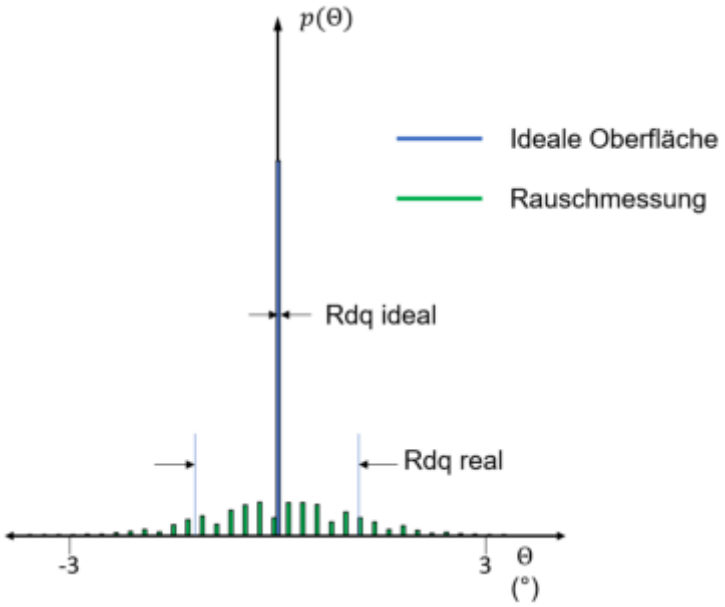


Abbildung 5 Gradientenverteilung Profil Abbildung 2

Rauheitsprofils mit statistischem Rauschen auf die Rauheitsgradienten hat. Alle Parameter, die laterale Eigenschaften berücksichtigen, sind demnach mit großen Unsicherheiten belastet. Darum findet eine Tolerierung dieser Größen unter Verwendung der üblichen Messmittel trotz des hohe Funktionsbezugs aus verständlichen Gründen nicht statt.

Winkelaufgelöste Streulichtmethode nach VDA2009

Streulichtmethoden zur Charakterisierung von Rauheiten gehören zu den flächenintegrierenden Verfahren und werden seit den 60er Jahren zur Beurteilung der Rauheit von optischen Oberflächen genutzt. Viele Ansätze verwenden die Proportionalität der Intensitätsverteilung des rückgestreuten Lichts mit der spektralen Leistungsdichte der Oberflächenortsfrequenzen, deren statistische Momente die mittleren Höhen, Steigungen und Krümmungen repräsentieren. Die Proportionalität erfordert jedoch viel a priori Wissen über die Zusammensetzung des beleuchteten Materials, so dass sich ein Einsatz dieser Methode vor allem auf Oberflächen der Halbleiter- und Optikindustrie beschränkt [17]. Ein alternativer Ansatz der Lichtstreuung wird durch das Spiegelfacettenmodell beschrieben [9]. Dieses Modell definiert für technische Oberflächen die Flanken zwischen zwei Höhen z als perfekt spiegelnd. Der Flankenwinkel θ kann für kleine Winkel auch als Gradient $\frac{\Delta z}{\Delta x}$ interpretiert werden. Wird die Oberfläche senkrecht beleuchtet, dann gilt für den Streuwinkel φ

$$\varphi = 2 \cdot \theta = \frac{2dz}{dx} \tag{3}$$

Das gesamt rückreflektierte Lichts I hängt von der Lichtquelle, der Lichtwellenlänge, Polarisation, den Materialeigenschaften der beleuchteten Oberfläche und dem Streuwinkelbereich α ab, den ein Streulichtmessgerät erfassen kann. Die Intensität ist definiert als die Summe aller Einzelintensitäten I(φ) welche die Sensorzeile erreichen. Wird die Einzelintensität normiert, erhält man die relative Häufigkeit der Streuwinkel $p(\varphi_i)$.

$$p(\varphi_i) = \frac{I(\varphi_i)}{\sum I} \tag{4}$$

Die Häufigkeitsverteilung der Streuwinkel kann mit den statistischen Momenten ausgewertet werden. In der VDA2009 werden sie als Kenngrößen, bzw. als Hilfskenngrößen definiert.

$$m_0 = I = \sum_{i=1}^{N} I(\varphi_i) \tag{5}$$

$$m_1 = \bar{\varphi} = M = \sum_{i=1}^{N} \varphi_i \cdot p(\varphi_i) \tag{6}$$

$$k \cdot m_2 = Aq = k \cdot \sum_{i=1}^{N} (\varphi_i - \bar{\varphi})^2 \, p(\varphi_i) \tag{7}$$

Der Faktor k ist eine Normierungskonstante, der eine Gleichverteilung der Winkel auf den Wert 100 festlegt. Die höheren Momente m_3 und m_4 sind ebenfalls als Kenngrößen für Schiefe (Ask) und Kurtosis (Aku) beschrieben. Mit (3) und (4) erhält man für die Kenngröße Aq die Beziehung zu Rdq

$$Aq = \frac{4}{k} Rdq^2 \tag{8}$$

Eine Skizze in Abbildung 6 zeigt den Aufbau eines Streulichtmessgeräts nach VDA2009.

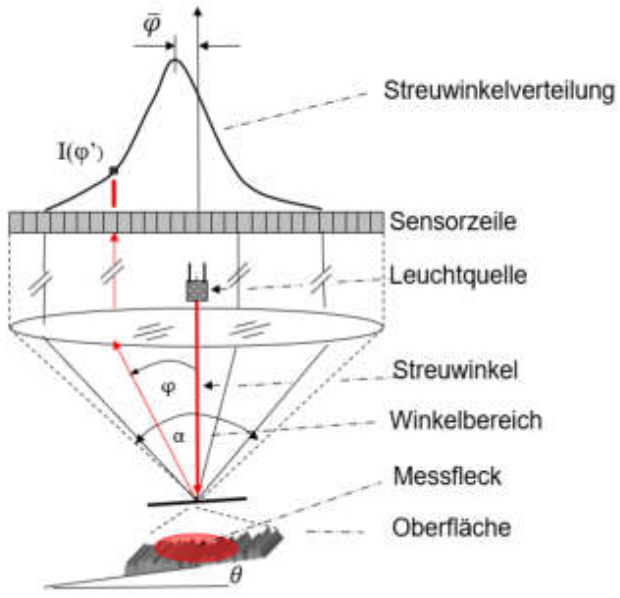


Abbildung 6 Streulichtmessgerät nach VDA2009

Da eine Streulichtmessung die Oberfläche nicht im Orts- sondern im Frequenzraum darstellt, ist sie invariant gegenüber Abstandsänderungen. Das bedeutet, dass Störschwingungen nur einen äußerst geringen Einfluss auf die Kennwerte haben. In Abbildung 7b wird dies visualisiert. Abstandsänderungen haben Parallelverschiebungen der reflektierten Lichtstrahlen zur Folge und dadurch keinen Einfluss auf deren Streuwinkel. Zusätzlich können durch die opto-/elektronische Signalerfassung und eine schnelle Auswerteelektronik in großer Geschwindigkeit Werkstückoberflächen vollflächig erfasst werden. In Abbildung 7a wird diese Methodik skizziert. Die Informationen über die

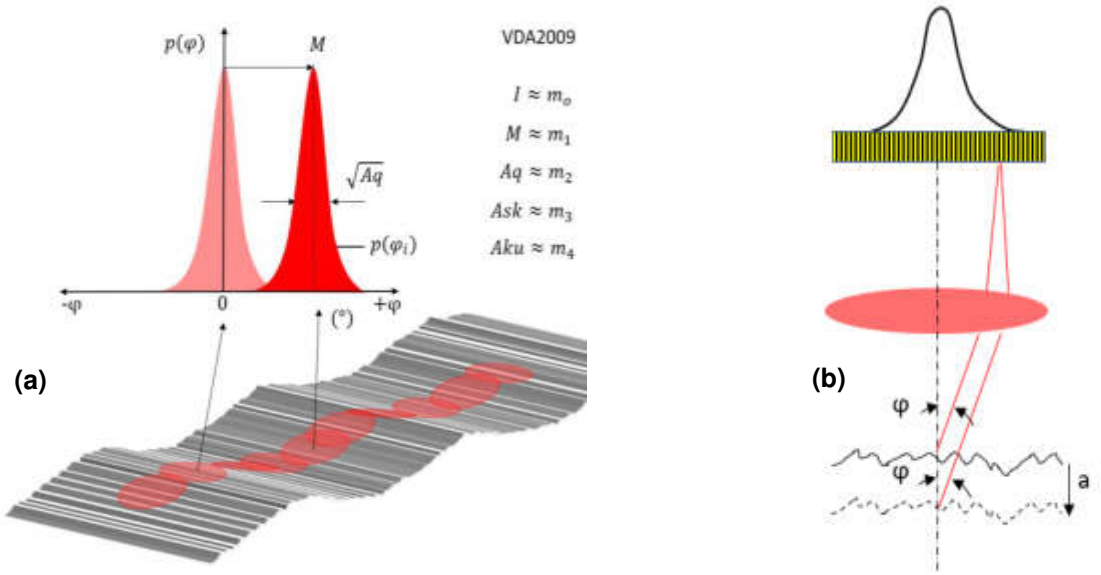


Abbildung 7 Streulichtmessung nach VDA2009
a) Prinzip der Vollflächenmessung
b) Abstandsunempfindlichkeit der Streulichtmessung

Mikrostruktur wird durch die Momente der Streuwinkelverteilung innerhalb des Messflecks bestimmt. Durch die schnelle Abfolge der Messungen sind so lokale Schwankungen der Oberfläche darstellbar, wie sie z.B. durch schlecht eingestellte Honwerkzeuge entstehen. Solche lokalen Rauheitsschwankungen werden durch klassische Rauheitsmesstechnik nicht abgebildet.

Streulichtmessung in der industriellen Praxis

Anwendung findet die Streulichtmesstechnik heute naturgemäß auf feinen Oberflächen die hohen Belastungen ausgesetzt sind. Es konnte gezeigt werden, dass es einen starken Zusammenhang zwischen den Losbrechmomenten von Kugelgelenken im Fahrwerk und den Mikrostrukturen der Kugeloberfläche gibt. Mit der Streulichtmethode konnte dieser Zusammenhang, wie in Abbildung 8 gezeigt, durch Messung des Aq bestätigt werden. Da die Momentmessung mit einer deutlich größeren Unsicherheit als die Streulichtmessung belastet ist, muss eine ausreichend große Stichprobe zur Untersuchung gewählt werden. Die genaue Funktionsweise des Kugelgelenks ist in [7] beschrieben.

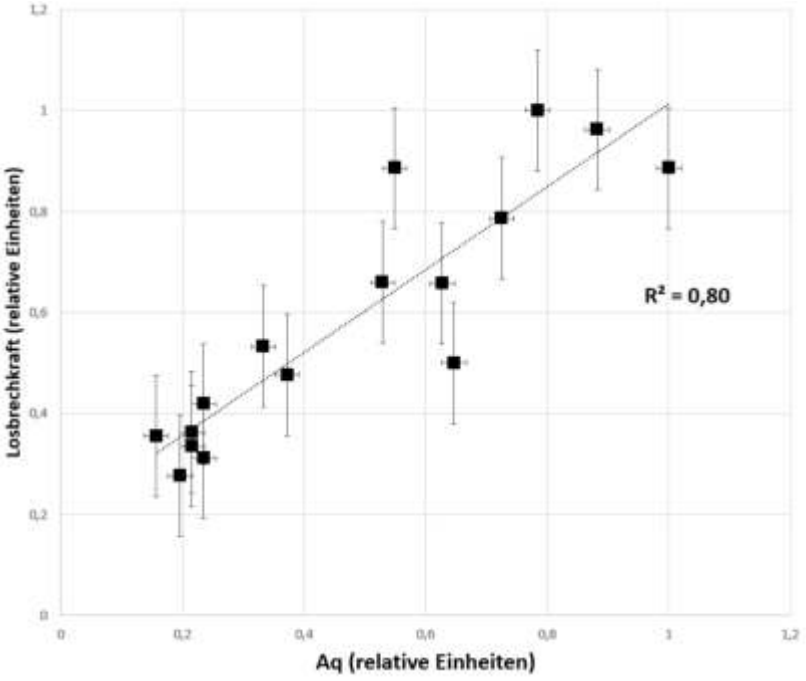


Abbildung 8 Korrelation von Losbrechmoment und Aq- Rauheitswert

Auch im Bereich von Lenksystemen wird Streulichtmesstechnik auf funktionskritischen Oberflächen eingesetzt. Insbesondere die kraftübertragenden Systeme der Zahnstange und deren Lenkunterstützungs-komponenten für moderne EPS-Lenkungen werden durch Streulichtsysteme überwacht [18].

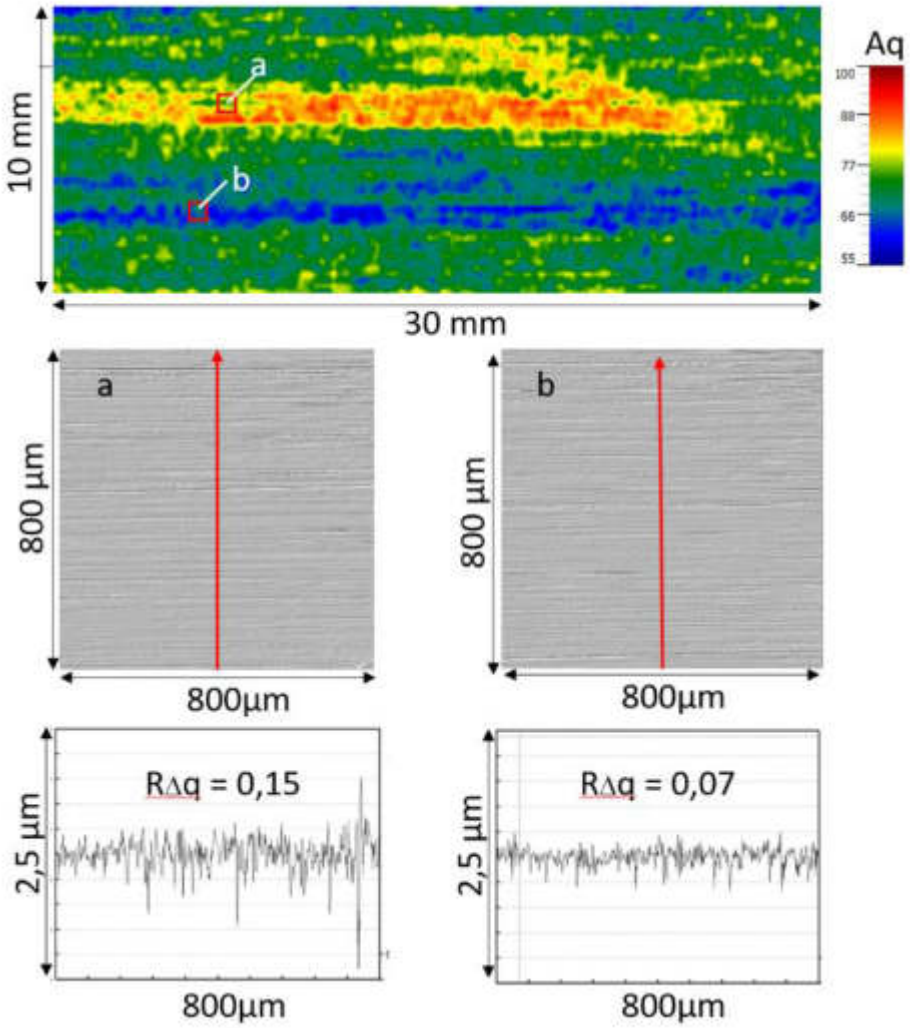


Abbildung 9 Vollflächige Lagerringmessung (Aq) mit Streulicht (oben) und lokaler Vergleich mit Konfokalmikroskop Messungen (unten)

Neben der Möglichkeit die Funktionseigenschaften einer Oberfläche zu beschreiben, besteht die Möglichkeit zusätzliche Informationen aus einer vollständigen Flächenmessung zu erhalten. Hierbei besteht die Möglichkeit weitere Eigenschaften zu tolerieren. In Abbildung 9 wird als Beispiel der Ausschnitt einer Flächenmessung einer Lagerlaufbahnfläche gezeigt. Das farbcodierte Diagramm enthält 10.000 einzelne Aq-Messungen und zeigt auf einer Fläche von 300mm² die Variation der Rauheit, verursacht durch einen Fehler im Honstein. Die in der Abbildung gezeigten Vergleichsmessungen mit einem Konfokalmikroskop der Firma Nanofocus zeigen, dass sich sowohl die Amplituden des Profils, als auch die Profilneigung RΔq im Abstand von wenigen Millimetern um 100% unterscheiden. Das bedeutet, dass die Streulichtmesstechnik sowohl zur Prozesseinrichtung, als auch zur Fehlerdetektion eingesetzt werden kann.

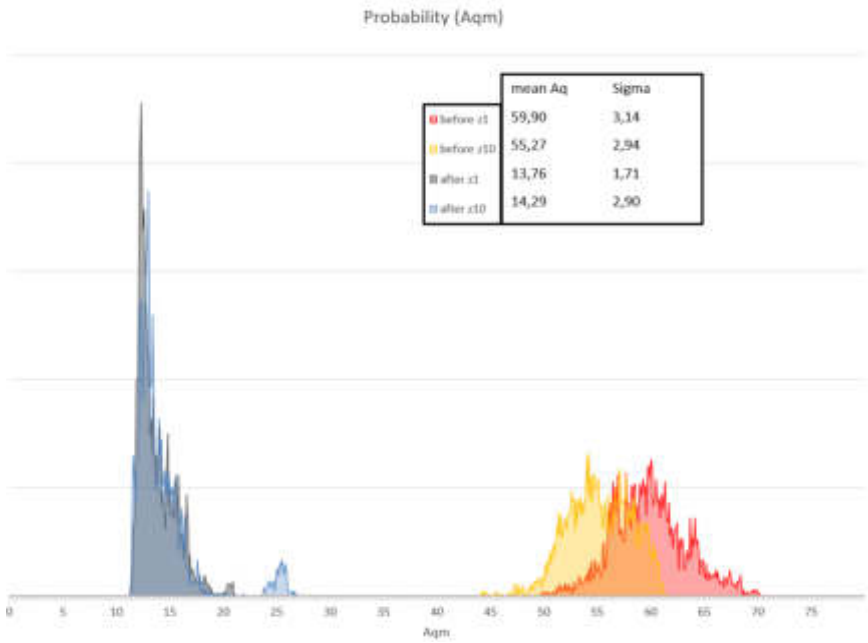


Abbildung 10. Oberflächenveränderung

Ein weiteres Beispiel sind Gleitschleifprozesse (Streamfinishen) wie sie von der Firma OTEC angeboten werden. Im Gegensatz zum Bandfinishen und Honen, das nur die Höhenwerte der Oberfläche verringert, optimiert man mit dem Streamfinishen auch laterale Eigenschaften der Oberfläche. In Abbildung 10 wird dies am Beispiel von geschliffenen und streamgefinishten Zahnflanken gezeigt. Man erkennt auf der rechten Seite der Abbildung die Ergebnisse von 2 geschliffenen Zahnflanken mit einem mittleren Aq-Wert von 60 bzw. 55. Nach dem Streamfinishen dieser Zahnflanken (linke Seite) sind die Aq-Werte nahezu gleichverteilt mit einem mittleren Rauheitswert von Aq≈14. Nur die Zahnflanke mit dem Schleifwert von Aq=60 hat noch an einigen Stellen im Bereich von Aq=25 etwas höhere Rauheit. Vergleicht man den Schleifprozess mit dem Streamfinishprozess dann erkennt man, dass nicht nur der mittlere Aq Wert eine deutliche Verbesserung erfahren hat, sondern auch die Streubreite der Rauheit über die gesamte Fläche.

Zusammenfassung:

Tribologisch beanspruchte Hochleistungsoberflächen sind für moderne, effiziente Maschinenelemente von großer Bedeutung. Die Tolerierung dieser Flächen ist komplex und kann nicht mehr mit einfachen Kenngrößen beschrieben werden. Zur Charakterisierung dieser Oberflächen ist es sinnvoll sowohl das 3-Geradenmodell nach ISO13565_2 zu nutzen, welches man mit Tastschnittengeräten durchführt, als auch der Einsatz des Streulichtmessverfahrens, das die die lateralen Eigenschaften wie Steigung und Krümmung erfasst. Dieser Schritt ermöglicht eine vollflächige Analyse der Fertigungsprozesse und der Funktionseigenschaften des Werkstücks.

Danksagung:

Für die Tastschnittmessung des Ebenheitsnormals geht unser Dank an Dr. Gerhard Stelzer vom Lehrstuhl MTS der TU Kaiserslautern.

[1] Boris Zhmud, Eduardo Tomanik, Wieslaw Grabon et al., "Optimizing the Piston/Bore Tribology: The Role of Surface Specifications, Ring Pack, and Lubricant", Vol. 1, SAE Technical Paper Series, , (2020); doi:10.4271/2020-01-2167

[2] Bodschwinna, H.: Oberflächenmesstechnik zur Beurteilung und Optimierung technischer Funktionsflächen, Aachen, Shaker Verlag, 2000

[3] Wiehr, C. u. Seewig, J.: 3D-Kenngrößen nach ISO 25178. Fortschritte in der Metallographie. Vortragstexte der 45. Metallographie-Tagung, Frankfurt/Main: MATINFO, Werkstoff-Informationsges 2011, S. 3–8

[4] Dorothee Hüser *et al* 2016 *Meas. Sci. Technol.* 27 085005

[5] Greenwood, J.A. “A Unified Theory of Surface Roughness” – Proc. R. Soc. Lond. A 393, 133-157, 1984.

[6] David J Whitehouse. Handbook of Surface Metrology, chapter 2 Surface Characterization. IOP Publishing, 2010.

[7] Bernhard Heißing, Metin Ersoy, Fahrwerkhandbuch, Springer-Verlag, 22.08.2008

[8] Sven Schröder, Angela Duparré, Luisa Coriand, Andreas Tünnermann, Dayana H. Penalver, and James E. Harvey, "Modeling of light scattering in different regimes of surface roughness," Opt. Express **19**, 9820-9835 (2011)

[9] Brodmann R and Allgauer M 1989 Comparison of light scattering from rough surfaces with optical and mechanical profilometry Proc. SPIE 1009, Surface Measurement and Characterization, 111 ed J M Bennett pp 111–8

[10] Nikolaj A Feidenhans'l *et al* 2015 *Meas. Sci. Technol.* **26** 085208

[11] J. Seewig, G. Beichert, R. Brodmann, H. Bodschwinna, M. Wendel, "Extraction of shape and roughness using scattering light," Proc. SPIE 7389, Optical Measurement Systems for Industrial Inspection VI, 73890N (17 June 2009); https://doi.org/10.1117/12.827478

[12] Matthias Eifler et al 2021 Surf. Topogr.: Metrol. Prop. in press https://doi.org/10.1088/2051-672X/ac2031

[13] VDA2009, Geometrische Produktspezifikation, Winkelaufgelöste Streulichtmethode, Definition, Kenngrößen und Anwendung. 2010/01

[14] P.R. Nayak, Random process model of rough surfaces, J. Lub. Tech. (ASME) 93 (1971) 398–407.

[15] Tomanik, E., "Modelling of the Asperity Contact Area on Actual 3D Surfaces," SAE Technical Paper 2005-01-1864, 2005, https://doi.org/10.4271/2005-01-1864.

[16] J. Seewig, The Uncertainty of Roughness Parameters, DOI 10.5162/sensor2013/B6.2

[17] Vorburger T.V., Silver R., Brodmann R., Brodmann B., Seewig J. (2011) Light Scattering Methods. In: Leach R. (eds) Optical Measurement of Surface Topography. Springer, Berlin, Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-642-12012-1_12

[18] Brodmann B, Bodschwinna H (2019): Scattered light measurement on worm gears with high efficiency requirements,3rd International Conference on Gear Production 2019

Boris Brodmann, OptoSurf GmbH, Nobelstrasse 9-13, 76275 Ettlingen, b.brodmann@optosurf.de

M.Sc. Florian Reinle, OTEC Präzisionsfinish GmbH, Straubenhardt, f.reinle@otec.de

Stefan Makowski

Supraschmierung mit nachhaltigen Schmiermitteln

Zusammenfassung:

Die Supraschmierung auf tetraedrisch amorphen Kohlenstoffschichten (ta-C) mit Ölsäure ist ein faszinierendes Phänomen der Grundlagenforschung. Motiviert von einer zukünftigen industriellen Anwendung eines solchen extrem reibungsarmen Systems wurden in dieser Arbeit einige praxisrelevante Aspekte zur Schmierstoffchemie, der Rolle der Oberflächenmaterialien und der Langzeitstabilität untersucht. Die experimentellen Ergebnisse aus dem tribologischen Modelltest zeigen ein robustes System, in dem mit beid- und einseitiger Beschichtung und allen pflanzenölbasierten Schmierstoffen Supraschmierung ohne messbaren Verschleiß über einen langen Zeitraum erreicht werden kann.

Abstract:

Superlubricity of tetrahedral amorphous carbon (ta-C) coatings with oleic acid is a fascinating phenomenon of current fundamental research. Motivated by a future industrial application of such an extreme low-friction system, some practical aspects concerning lubricant chemistry, the role of the surface material and endurance have been investigated in this work. The experimental results from tribological model tests show a robust system, in which both double and single sided ta-C coating with all vegetable oil-based lubricants can lead to stable superlubricity without measurable wear.

Motivation

Der Zustand besonders geringer Reibung mit einem Reibkoeffizienten von kleiner 0,01 wird als Supraschmierung bezeichnet. Er begegnet uns im Alltag zum Beispiel beim Schlittschuhlaufen oder im eigenen Körper in den Gelenken. Eine technische Anwendung suprageschmierter System erscheint deshalb aus vielerlei Hinsicht erstrebenswert, beispielsweise zur erheblichen Reduzierung von Reibungsverlusten, den reibungsneutralen Ersatz von Wälz- durch Gleitlager oder den konsequenten Einsatz nachhaltiger und ökologisch unbedenklicher Schmierstoffe.

In der Literatur sind mittlerweile zahlreiche tribologische Systeme beschrieben, die unter vielfältigen Bedingungen den suprageschmierten Zustand erreichen [1,2]. Die Umgebung können Vakuum, Gase und ein Schmierstoff sein, die Flächenpressung kann 1000 MPa überschreiten und der Schmierungszustand von der Hydrodynamik bis in die Grenzreibung reichen. Allen Systemen ist gemeinsam, dass es noch keine industrielle Anwendung gibt und der größte Teil der Literatur noch der Grundlagenforschung zugeschrieben wird.

Aus der Sicht des Maschinenbaus sind eine ausreichend hohe Lasttragfähigkeit von mindestens 50 MPa, Atmosphärenstabilität, Verschleißstabilität und Robustheit des tribologischen Zustands wesentliche Anforderungen. Damit rücken superharte tetraedrisch amorphe Kohlenstoffschichten (ta-C) in den Fokus, weil sie bereits als verschleißstabile und reibungsmindernde Beschichtung unter konventionell geschmierten Bedingungen eingesetzt werden.

Als eine japanische Forschergruppe in den 2000er Jahren Wechselwirkungen von Schmierstoffadditiven und ta-C-Schichten untersuchten, stießen dabei Kano et al. auf das Additiv Glycerol-Monooleat (GMO), einen einfachen Fettsäureester, der großtechnisch als Emulgator und Reibungsminderer eingesetzt wird und schon in geringen Konzentrationen in einem synthetischen PAO-Basisöl Supraschmierung erreichte [3].
Weitere Arbeiten mit einer Forschungsgruppe um Martin et al. in Lyon, Frankreich, identifizierten Supraschmierung auch mit Glycerol und Ölsäure, wobei mit letzterer eine Graphenisierung der Kohlenstoffoberfläche nachgewiesen werden konnte [4].

Experimente

In der dem Beitrag zugrunde liegenden Arbeit [5] wurde die Wechselwirkung von ta-C-Schichten mit Ölsäure mit Fokus auf Schmierstoffchemie und Materialpaarung systematisch und experimentell untersucht. Hierfür wurde ein oszillierender, tribologischer Modelkontakt mit Kugel-Scheibe-Geometrie verwendet, wobei der Gegenkörper nur eine gering gekrümmte Kugelfläche (R = 100 mm) hatte. Das ist vorteilhaft, weil einerseits moderate, realitätsnahe Flächenpressungen von ca. 150 GPa eingestellt und gehalten wurden, andererseits die Fläche auch gut beschichtbar war. Die Experimente wurden mit einem SRV4-Tribometer bei 80°C, 50 N Normalkraft und 0,1 m/s mittlerer Gleitgeschwindigkeit durchgeführt. Die Prüfkörper bestanden aus poliertem Stahl, der mittels LaserArc-Prozess mit einer ta-C-Schicht beschichtet werden konnte [6]. Auch die ta-C-Schichten wurden geläppt, sodass in allen Fällen sehr glatte Oberflächen (Ra < 0,3 µm) erreicht wurden.

Ergebnisse

Die erste hier vorgestellte Testreihe konzentrierte sich auf die Frage, welche Eigenschaft der Ölsäure für die besondere Wechselwirkung verantwortlich ist. Die Ölsäure besteht aus einer einfach ungesättigten C18-Kette mit einer Säure-Kopffunktion, die beide reaktive Gruppen des Moleküls darstellen. Die ungesättigte Bindung steht in der abgewinkelten cis-Konfiguration. Im Experiment konnte für die Ölsäure, wie auch für Glycerol ein Reibungskoeffizient von 0,008 erzielt werden (Abbildung 1).

Dreht man gedanklich die Doppelbindung der Ölsäure in die lineare trans-Konfiguration, erhält man die ansonsten identische Elaidinsäure. Dieser Zustand ist weniger reaktiv und kommt im Gegensatz zur Ölsäure in den Pflanzenölen nur zu geringen Anteilen vor. Obwohl die Elaidinsäure immer noch ungewöhnlich niedrige Reibung aufweist, ist die Reibung gegenüber der Ölsäure deutlich erhöht. Sowohl für Ölsäure, Elaidinsäure als auch Glycerol ist der Verschleiß auf den ta-C-Schichten nicht volumetrisch messbar und beschränkt sich auf eine optisch heller wahrnehmbare, partielle Politur der Kontaktflächen (Abbildung 2).

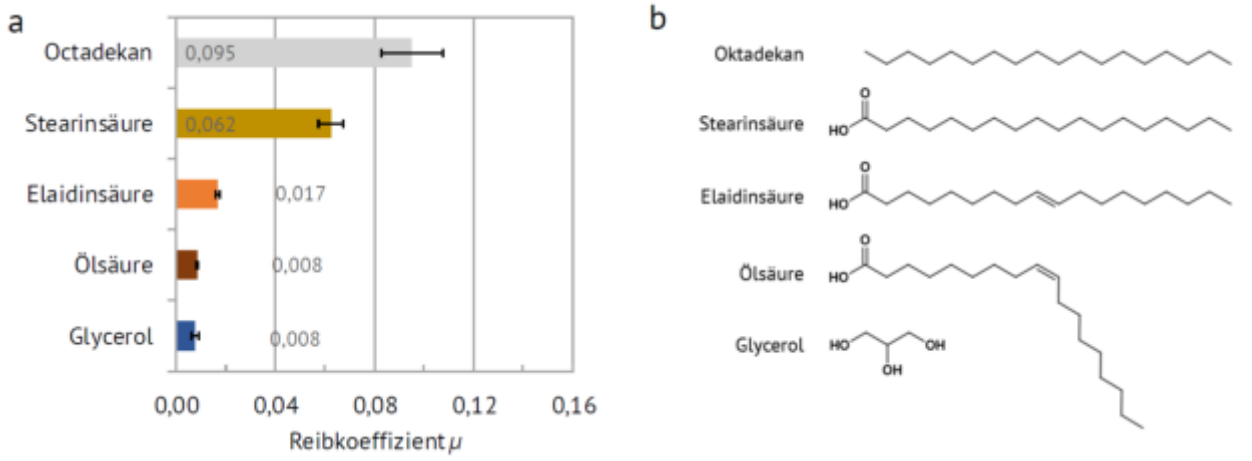


Abbildung 1: (a) Reibungskoeffizient einer ta-C/ta-C-Paarung mit Octadekan, Stearinsäure, Elaidinsäure, Ölsäure und Glycerol sowie den zugehörigen Molekülstrukturen (b)

Eliminiert man nun im nächsten Schritt die Doppelbindung der Fettsäure und schmiert den Kontakt mit Stearinsäure, erhöht sich die Reibung deutlich auf 0,062. Es wird klar, dass der Verlust sehr geringen Reibung mit dem Verlust der zweiten reaktiven Gruppe

im Molekül, hier der ungesättigten Bindung, einhergeht. Der optisch wahrnehmbare Verschleiß steigt optisch etwas an, der volumetrisch Abtrag ist aber immer noch in der Größenordnung der Welligkeit und damit nicht quantifizierbar.

In einer Stahl/Stahl-Paarung wirken sowohl Stearinsäure als auch Ölsäure als klassische Reibungsminderer und bilden eine selbstorganisierende Monoschicht aus. In dem Fall funktioniert Stearinsäure besser, weil es dank der linearen Molekülstruktur dichtere, stabileren Grenzflächenschichten ausbilden kann. In der ta-C/ta-C-Paarung verhält es sich genau andersherum: Die Ölsäure führt gegenüber der Stearinsäure zu einem Absinken der Reibung um fast eine Größenordnung, was als Indiz gewertet werden kann, dass grundlegend andere Reibmechanismen zum Tragen kommen.

Verwendet man nun letztendlich Octadekan als Schmiermittel, welches kein reaktives oder polare Element mehr enthält, steigt die Reibung abermals auf 0,095 an. Während die Stearinsäure es dank ihres polaren Säurekopfes noch vermag die Kohlenstoffoberflächen ausreichend abzusättigen und bei moderater Reibung den Verschleiß zu minimieren, kommt es mit Oktadekan zu deutlichem Festkörperkontakt mit ausgeprägten Verschleißriefen. Das Molekül interagiert mit der Kohlenstoffoberfläche nicht.

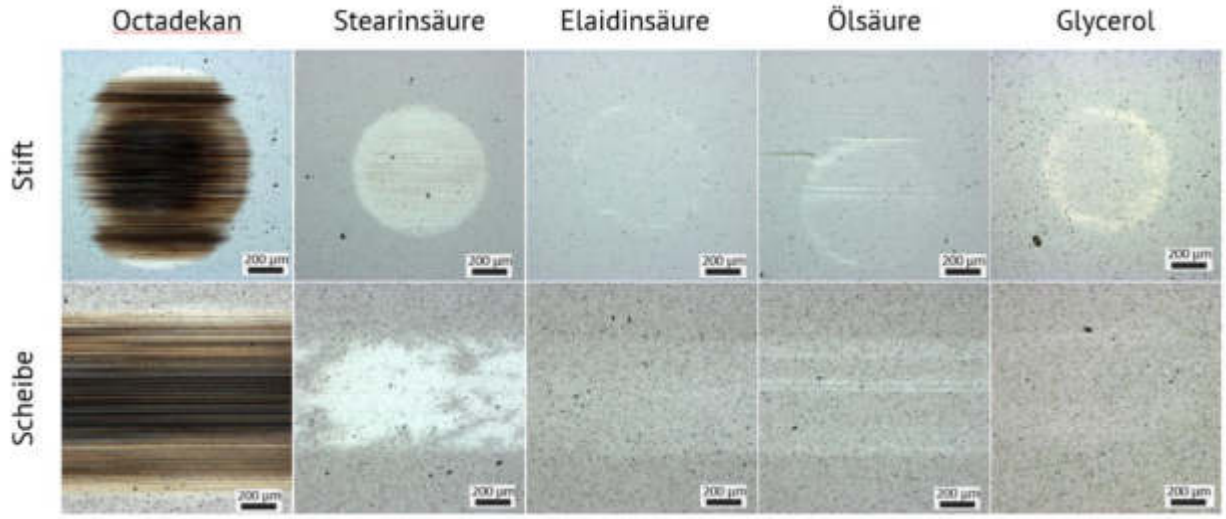


Abbildung 2: Verschleißspuren an Stift und Scheibe nach Prüfung einer ta-C/ta-C-Paarung mit verschiedenen Schmiermitteln.

In einer gemeinsamen Arbeit mit dem Fraunhofer IWM konnte mittels DFT-Simulationen gezeigt werden, dass Ölsäure und Glycerol, also Moleküle mit zwei funktionalen Gruppen, im schmalen Spalt an beide ta-C-Oberflächen anbinden und beim Abscheren zerrissen werden [7]. Die dabei in Gang gesetzte Kette von tribochemischen Reaktionen und Entstehung niedermolekularer, hochreaktiver Spezies führt im Modell zur in-situ Erzeugung von graphenartigen, passiven und atomar glatten Oberflächen und erheblicher Verminderung von Reibung.
Das Modell impliziert, dass sich die Oberflächen bis auf einen Abstand in der Größenordnung der Moleküle nähern müssen und sich kein wesentlicher Schmierstofffilm ausbildet. Abschätzung der relativen Schmierfilmdicke mit den experimentellen Parametern ergab übereinstimmend auch $\lambda < 1$, sodass das tribologische System der Grenzreibung zugeordnet werden kann.

Im Folgenden wurde die Rolle der ta-C-Schicht untersucht. Im gleichen Versuchsaufbau wurde die ta-C-Schicht zuerst am unteren, dann am oberen, letztendlich auf beiden Prüfkörpern weggelassen, sodass sich dann jeweils die polierten Stahloberflächen im Kontakt befanden.
Im ta-C/ta-C-Kontakt tritt die Supraschmierung nach einer sehr kurzen Einlaufzeit innerhalb von 200 Sekunden auf (Abbildung 3).

Interessanterweise zeigte sich, dass die Supraschmierung nicht nur im ta-C/ta-C-Kontakt auftrat, sondern auch in den einseitig beschichteten Kontakten. Im Fall, dass der bewegte Prüfkörper beschichtet ist (ta-C/Stahl), gibt es keinen erkennbaren Einlauf, das System ist mit den ersten erfassten Messpunkten nach wenigen Sekunden in der Supraschmierung. Im umgekehrten Fall (Stahl/ta-C) gibt es einen Einlauf, der jedoch weniger ausgeprägt als bei ta-C/ta-C ausfällt. Dabei müssen die Oberflächen sich offenbar gegeneinander einlaufen und Konformität herstellen. Das geht besonders schnell, wenn die harte Schicht gegen den weicheren Stahl arbeitet, dauert länger, wenn der Stahl sich gegen die Schicht bewegt, und ist am stärksten ausgeprägt, wenn zwei harte Oberflächen aufeinandertreffen.

In der Stahl/Stahl-Paarung wird der Zustand der Supraschmierung nicht erreicht.
Die Reibung ist anfangs auch gering, steigt aber mit der Ausbildung einer Reaktivschicht an und pendelt sich nach einer Stunde bei ca. $\mu = 0{,}05$ ein.
Im Vergleich dazu erreicht ein mit einem volladditiviertem Motoröl geschmierter Kontakt mit gleichen Prüfbedingungen deutlich höhere Reibung (Stahl/Stahl $\mu = 0{,}17$; ta-C/Stahl $\mu = 0{,}15$) [5].

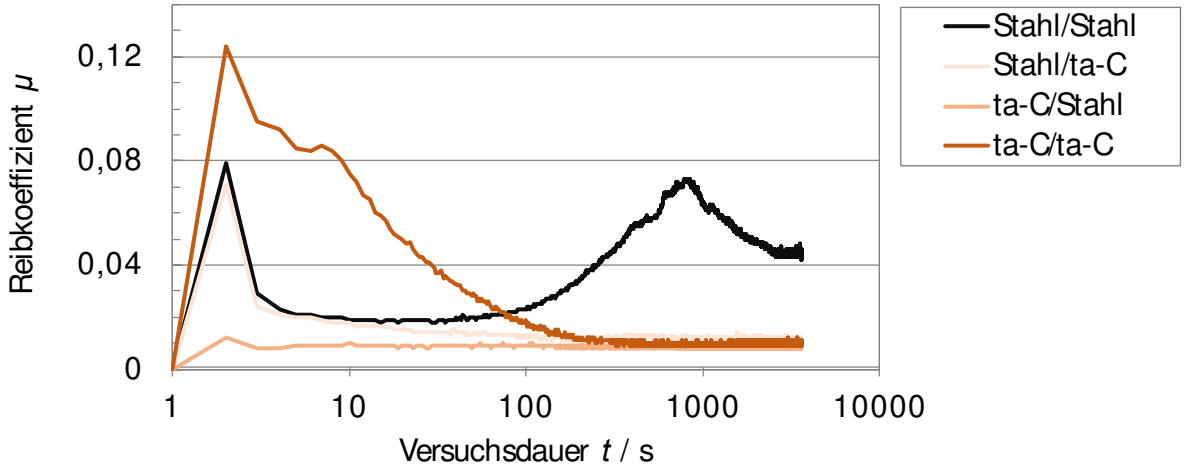


Abbildung 3: Entwicklung der Reibung über der Zeit für verschiedene Materialpaarungen bei Schmierung mit Ölsäure. Der obere, bewegte Prüfkörper ist zuerst genannt, der untere, stationäre Prüfkörper als Zweites. Gezeigt ist jeweils eine repräsentative Kurve mehrerer Wiederholungen.

In jedem Fall wird der Zustand der Supraschmierung nach vergleichsweise kurzer Einlaufzeit immer dann erreicht, wenn mindestens eine Fläche mit ta-C beschichtet ist.

Folgeexperimente fanden, dass der Zustand der Supraschmierung relativ robust ist und auch in einem 60-stündigem Test mit Ölsäure fortbestand. Der Verschleiß beschränkte sich auf die sichtbare Politur, aber war volumetrisch nicht erfassbar.
Ebenfalls stellte sich der Zustand der Supraschmierung mit einem nativen Pflanzenöl, in dem Fall kaltgepresstes Olivenöl, ein.

Zusammenfassung und Ausblick

Mit ta-C-Schichten und pflanzenölbasierten Schmierstoffen kann Supraschmierung im tribologischen Modellexperiment erreicht werden.
Das untersuchte System weist im Vergleich zu anderen unter Laborbedingungen nachgewiesenen supraschmierenden Systemen aktuell das höchste Potenzial für die industrielle Anwendung auf, da der Effekt auch in einer technisch relevanten, einseitig beschichteten Paarung ta-C/Stahl auftritt, die auch jenseits der Supraschmierung äußerst robust gegen Verschleiß und Fressen ist. Darüber hinaus ist sowohl das Beschichtungs-Knowhow als auch die industrielle Beschichtungstechnik bereits verfügbar und in der Anwendung.
Die zur Supraschmierung führenden Modellfluide können einfach aus Pflanzenölen gewonnen werden, bzw. Pflanzenöle auch ohne Aufbereitung direkt genutzt werden, sodass nachhaltige und ökologisch verträgliche Schmierstoffe möglich sind.

Für die weitere Umsetzung ist die Übertragung in makroskopische Kontakte und geeignete Komponentengeometrien zu untersuchen. Die Einstellung eines definierten Schmierungszustands, zum Beispiel für Gleitlager außerhalb der Hydrodynamik, könnte vorteilhaft sein und erfordert etablierten Konstruktionsregeln zu prüfen.

Insgesamt werden die vielversprechenden Resultate in verschiedenen Folgeprojekten zur Supraschmierung hinsichtlich Methode, Robustheit und potenzieller Anwendung weiter untersucht.

Quellenangaben

[1] GE, X., J. LI und J. LUO. Macroscale Superlubricity Achieved With Various Liquid Molecules. A Review. Frontiers in Mechanical Engineering, 2019, 5, 41102.
[2] ERDEMIR, A., J.-M. MARTIN, J. Luo (Eds.) Superlubricity, 2nd edition, Springer, 2020
[3] KANO, M., Y. YASUDA, Y. OKAMOTO, Y. MABUCHI, T. HAMADA, T. UENO, J. YE, S. KONISHI, S. TAKESHIMA, J.-M. MARTIN, M.-I. DE BARROS BOUCHET und T. LE MOGNEE. Ultralow friction of DLC in presence of glycerol mono-oleate (GMO). Tribology Letters, 2005, 18(2), 245-251.
[4] DE BARROS BOUCHET, M.-I., J.-M. MARTIN, J. AVILA, M. KANO, K. YOSHIDA, T. TSURUDA, S. BAI, Y. HIGUCHI, N. OZAWA, M. KUBO und M.C. ASENSIO. Diamond-like carbon coating under oleic acid lubrication: Evidence for graphene oxide formation in superlow friction. Scientific reports, 2017, 7, 46394
[5] MAKOWSKI, S., Superlubricity und tribochemischer Verschleiß: Wechselwirkung von tetraedrisch amorphen Kohlenstoffschichten mit fettsäurebasierten Schmierstoffen, Dissertation, TU Dresden, 2021.
[6] KAULFUSS, F., V. WEIHNACHT, M. ZAWISCHA, L. LORENZ, S. MAKOWSKI, F. HOFMANN, A. LESON, Effect of Energy and Temperature on Tetrahedral Amorphous Carbon Coatings Deposited by Filtered Laser-Arc, Materials, 2021, 14(9).
[7] KUWAHARA, T., P.A. ROMERO, S. MAKOWSKI, V. WEIHNACHT, G. MORAS und M. MOSELER. Mechano-chemical decomposition of organic friction modifiers with multiple reactive centres induces superlubricity of ta-C. Nature communications, 2019, 10(1), 151.

Autor

Dr. Stefan Makowski, Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik IWS, Winterbergstraße 28, 01277 Dresden

Fabio Tatzgern, Michele Schirru, Markus Varga, Martin Gröschl

Ultrasonic Film Thickness and Viscosity Measurements in Lubricated Contacts

Zusammenfassung:

Für Schichtdicken- und Viskositätsmessungen mittels Ultraschalles ist üblicherweise ein spezieller experimentaler Aufbau notwendig. Deshalb müssen oft bestehende Maschinen modifiziert werden, um solche Messungen zu ermöglichen. Das Ziel dieser Arbeit ist es, einen Ultraschallsensor zu entwickeln, der es ermöglicht, ohne zusätzliche Modifikationen, nicht-invasiv Eigenschaften der Schmierschicht zu messen. Ein tribologischer Standard-Pin für Tests mit einem Schwing-Reib-Verschleiß (SRV) Tribometer wird geometrisch angepasst, um Platz für zwei Piezoelemente zu schaffen, die als Ultraschallsender und -empfänger agieren.
Experimente wurden mit standardisierten Basisschmierstoffen, welche Variationen von Polyalphaolephin sind, durchgeführt. Diese Öle wurden unter verschiedenen Lasten in einem Bereich von 50 N bis 200 N wirkend auf den tribologischen Pin (100Cr6) untersucht, wobei als Gegenstück zum tribologischen Pin eine Scheibe (100Cr6) verwendet wurde.
Aus dem Reflexionskoeffizienten, der aus den experimentellen Daten gewonnen wird, kann, unter der Annahme des Newtonschen Models für die flüssige Schicht, die Viskosität berechnet werden. Die Viskosität zeigt einen klaren Trend für die dazugehörigen Lastschritte. Sie wird dann weiterverwendet, um eine Approximation der Schichtdicke, unter der Annahme eines elastohydrodynamischen Kontaktes, zu erhalten.
Mit diesen Modifizierungen ist der tribologische Pin imstande nicht-invasive Viskositäts- und Schichtdickenmessungen direkt vor Ort durchzuführen. Dies verspricht wichtige Erkenntnisse für zukünftige Optimierungen von Tribotests.

Abstract:

For ultrasonic film thickness and viscosity measurements a specific setup is usually necessary and, therefore, requires modification of existing tribological test systems. The goal of this thesis is to develop an ultrasonic sensor capable of measuring properties of the lubricant layer in a tribosystem non-invasively. A standard ball pin for testing with a reciprocating friction and wear tribometer (SRV) is modified to accommodate two piezoelectric elements acting as ultrasonic transducer and sensor.
Experiments are conducted using standard base oils as lubricant, namely variations of Polyalphaolefin (PAO). These oils are tested at different loads ranging from 50 N to 200 N applied to the oscillating tribological pin (100Cr6) acting on a disc (100Cr6), which should lead to different film thickness and viscosity in the tribological contact.
The reflection coefficient obtained from experimental data is converted into viscosity by assuming an ultrasonic Newtonian model for the liquid layer. The resulting viscosity shows a clear trend corresponding to each load/oil applied. The viscosity is then converted into film thickness for the assumption of an elastohydrodynamic contact.
With the modifications of the tribological pin and data analysis, non-invasive *in-situ* analysis of the viscosity and film thickness was made possible. This promises to provide important insight into tribotesting for future optimization of tribological contacts and lubricants.

Introduction

The aim of this study is to test and verify a new ultrasonic sensor that enables in-situ, non-invasive and real time viscosity and film thickness measurements in standard tribological testing.

Tribometers are often used to simulate industrial tribo-contacts to be able to investigate and optimize lubricant and frictional performances for industrial applications. Currently, tribometers offer a limited insight into the tribo-contact as wear cannot be measured in-line during a test run. Therefore, instrumenting a new sensor to measure additional parameters like film thickness and viscosity in-situ and non-invasively, provides very valuable tribological insights and information. The proposed sensor utilizes high frequency ultrasonic sensors to enable such non-invasive and real time measurement of the pin-test plate lubricated contact in a standard SRV3 tribometer.

Ultrasonic Background

Ultrasonic waves, like audible sound, propagate as a pressure wave through a medium in different wave modes. Ultrasonic waves are mainly generated by piezoelectric crystals that are polarized to generate different wave modes. The most common polarization modes are the plane longitudinal and the horizontally shear ones. When an interface, assumed to be perfectly bonded between two materials, is struck by an ultrasonic wave, some portion of the wave is transmitted, and the rest is reflected. If the wave is incident to the contact interface at an angle, as shown in Figure 1, mode conversion occurs transforming part of the incident planewave (L_1) into a reflected shear wave (S_1) and partially into a longitudinal wave ($L_{1'}$), each following Snell's law (Jakevicius, Butkus, Vladiauskas, & Barauskas, 2021). For critical angle of incidence, it is also possible, that a surface wave is generated during reflection at an angle. This wave behaves like a shear wave but travels along the surface of the incident interface.

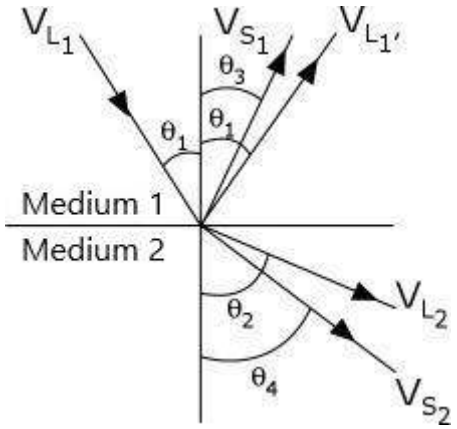


Figure 1 - Reflection of ultrasonic waves incident at an angle in medium 1. Part of the wave is reflected; the other part is transmitted into medium 2.

Figure 2 shows that in lubricated tribological contacts, medium 1 and medium 2 would be in relative motion between each other and would be separated by a lubricant layer.

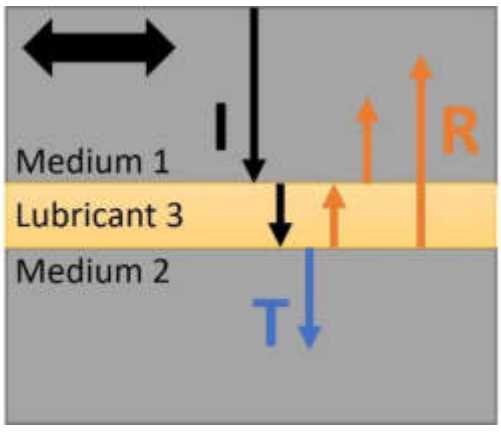


Figure 1 - Three-layer system: medium 1 - steel specimen, lubricant 3, medium 2 - steel disc. The incident wave I gets reflected and transmitted (T) at interface 1-3 and at interface 3-2. The received signal R is a combination of the two reflected signals.

If the ultrasonic wave is incident on a thin lubricant layer (medium 3 in Figure 2), or a layer with thickness that is less than the incident wavelength, to a normal incidence angle, the

spring model (Dwyer-Joyce, Zhu, & Reddyhoff, 2010) can be used to correlate the reflection coefficient to the film thickness by:

$$h = \frac{\rho_3 {c_3}^2}{\omega z_1 z_2} \sqrt{\frac{|R|^2 (z_1 + z_2)^2 - (z_1 - z_2)^2}{1 - |R|^2}} \qquad \textbf{Eq. 1}$$

where h is the thickness of the lubricant layer, c_3 is the speed of sound in the lubricant, ρ_3 is the density of the lubricant, ω is the frequency of the incident wave, R is the reflection coefficient and z_1 and z_2 are the acoustic impedances of medium 1 and 2 respectively.

If a shear wave is incident on an interface, the viscosity of the liquid layer can be estimated by (Kasolang & Dwyer-Joyce, 2008)

$$\eta_u = \frac{2 {z_{1,2}}^2}{\rho_3 \omega} \left(\frac{1 - |R|}{1 + |R|} \right)^2 \qquad \textbf{Eq. 2}$$

where η_u is the ultrasonically measured viscosity, ρ_L is the density of the liquid layer and z_s is the acoustic shear impedance of the solid. The current study was conducted with ultrasonic wave incident at an angle to the contact interface, however Eq.1 and Eq.2 proved to be suitable for a first approximation of the results of the experiments conducted.

Experimental Methods

Ultrasonic pulses in the longitudinal mode used in this work are generated by 10 MHz center frequency piezoelectric transducers bonded directly onto the modified spherical pin specimen (Zhang, Drinkwater, & Dwyer-Joyce, 2006), as seen in Figure 3. One element pulses the ultrasonic wave, a 12 MHz sine pulse, at an angle to the contact point between the pin and the counteracting disc, while the other receives the reflected waves. The geometry is shown in more detail in the next section and in Figure 8.

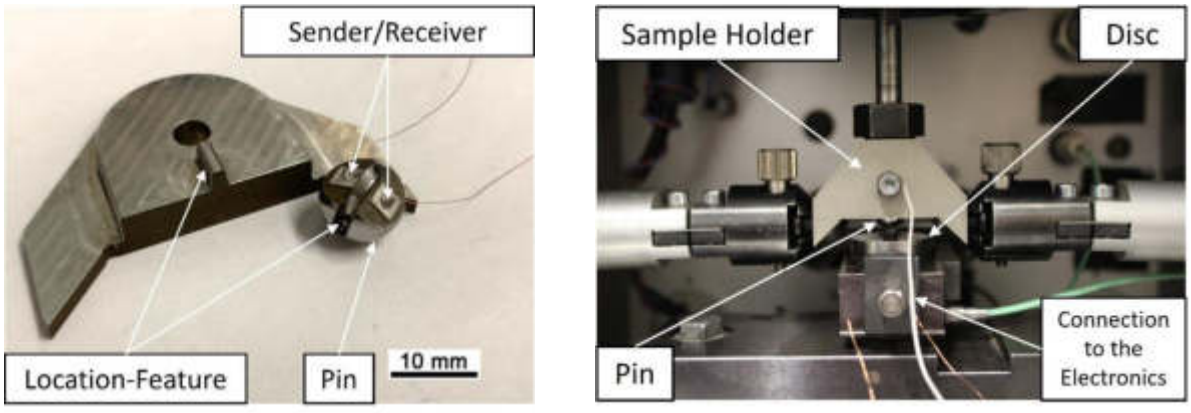


Figure 2 - The modified specimen instrumented with piezoelectric elements. (left); the sample holder with the instrumented specimen built in the SRV3. (right)

The pin, a 100Cr6 hardened steel ball with a diameter of 10 mm, is held in position by the geometry seen in Figure 3 to always ensure that the position of the contact point is known. This makes sure sound is always reflected from the same point for different pins and allows high repeatability between tests. An SRV3 (‘Schwing-Reib-Verschleiß’) tribometer is used to conduct the experiments. This standard tribometer allows to inspect the

oscillation motion of the modified pin and a lubricated disc with a range of different parameters. The parameters used in this work are seen in Figure 4. Each load step lasted for 20 seconds for a total test time of four minutes. This made sure that no unwanted temperature effects occur, as the temperature stayed close to constant during these four minutes.

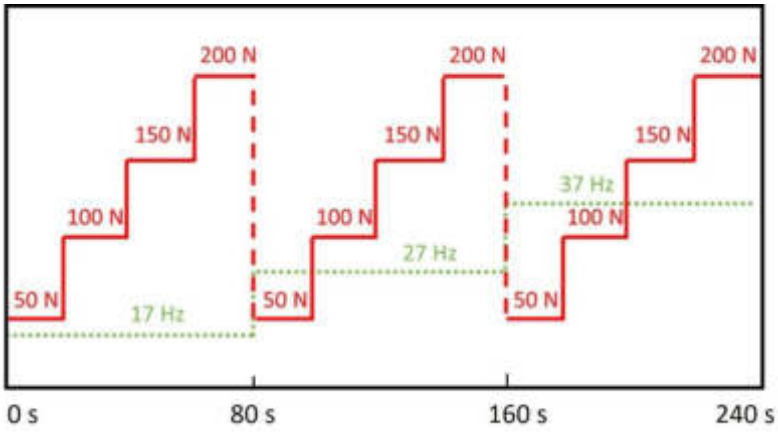


Figure 3 - Parameters used for tribo-testing with an SRV3 tribometer.

For this study three different standard lubricants with different material properties were chosen. All three are Polyalphaolefin (PAO) with different viscosities, namely PAO4, PAO40 and PAO100. Enough data of these oils was available (Nakamura et al., 2016), (SpectraSyn™, 2021) to evaluate the obtained viscosity and film thickness in comparison to both literature and accepted models such as the Hamrock & Dawson equation. (Hamrock & Dowson., 1976)

Table 1 shows material properties of the used oils. (Nakamura et al., 2016) (SpectraSyn™, 2021) After previous calibration tests and finetuning, each oil was tested in two different test runs, for a total of six experiments.

Table 1 - Material properties of the three used base oils.

Sample	Density (kg/m^3)	α (1/MPa)	Kin. Viscosity (40°C) (cSt)	Kin. Viscosity (100°C) (cSt)
PAO4	820	0.015	18	4.05
PAO40	849	0.022	403	40.5
PAO100	854	0.022	1264	101

The total time for one test run was four minutes at room temperature. The increase of temperature at the location of the piezoelectric elements was investigated and found to be negligible, therefore, temperature can be assumed to be constant throughout a test run, at about 30 ˚C.

Figure 5 shows the schematic measurement chain used to control the ultrasonic pin. A PC is used to control a waveform generator that controls the ultrasonic transducer acting as sender to produce the incident ultrasonic tone burst sine wave. A preamplifier is used to amplify the signal sent to the sender to achieve an incident ultrasonic amplitude of 10 Vpp. The reflected signal is detected by the ultrasonic transducer acting as the receiver which is connected to an oscilloscope. The oscilloscope is used to transfer waveform data to the PC where data is acquired and postprocessed.

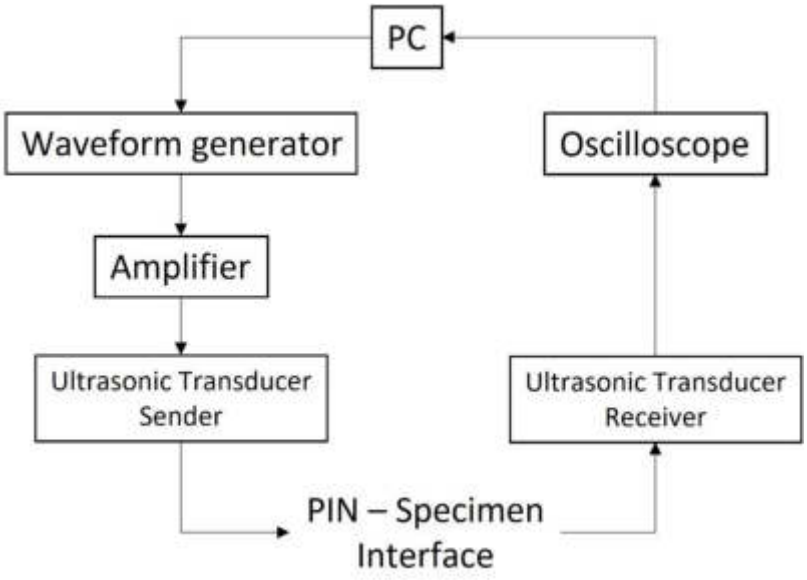


Figure 4 - Schematic measurement chain. A waveform generator controlled by a PC is used to send ultrasonic waves. The receiver is connected to an oscilloscope controller by a PC to acquire waveform data.

Figure 6 shows an example of ultrasonic signals received from the interface. Since different modes travel at different speed of sound, different reflections can be identified that are associated with different wave modes. Figure 6-1 is the direct influence of the piezo electric element acting as sender on the element acting as receiver. This is of no interest for this work. The second reflection (Figure 6-2) is the longitudinal reflection from the contact area, which can be used to obtain information about the film thickness. The third reflection (Figure 6-3) corresponds to the reflected shear wave, generated by mode conversion during the reflection of the incident signal. This part of the waveform is the focus of this study. It can be correlated to viscosity, as discussed in 'Ultrasonic Background'. The last highlighted reflection (Figure 6-4) is a surface wave generated during reflection at the contact area.

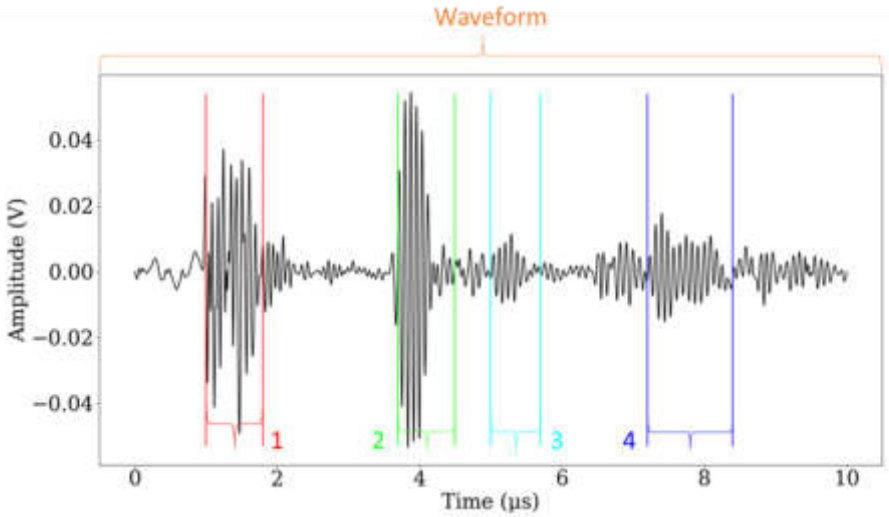


Figure 5 - Received signal divided into areas of interest. 1-direct influence of the sender on the receiver, 2-reflected longitudinal signal, 3-reflected shear wave generated by mode conversion during reflection, 4-surface wave generated during reflection.

Finite Element Simulation of Ultrasonic Propagation

The reflection of sound at interfaces has been well studied and documented. (Pialucha, 1992) (Sang-Jin & Jeong, 2013) (Ruth, Drinkwater, & Liaptsis, 2005) Therefore, the acoustic reflection patterns of the tribo-acoustic pin can be simulated with finite element method simulation using COMSOL Multiphysics® Acoustics module. (COMSOL Multiphysics®, 2020) This was used to obtain information about the pin area swept by the ultrasonic incident and reflected waves, and to ensure that the experimentally measured response matches the expected time of flight for the longitudinal wave mode. This software allows to generate the same incident pulse as the experimental one (sine tone burst of three cycles, as seen in Figure 7) from a source of the same size as the real ultrasonic transducer. The pin, as seen in Figure 8, is modelled with a tetrahedral mesh with minimum size of 10λ (10 times the wavelength). This is done for an ideal reconstruction of the transmitted ultrasonic pulse.

The excitation pulse is generated by the piezo electric transducer boundary on the left corner, as seen in Figure 8. All boundaries, except the top, are set to be sound hard walls, thus energy is not dissipated at the pin boundaries. The top boundary in Figure 8 is set to be a fixed support.

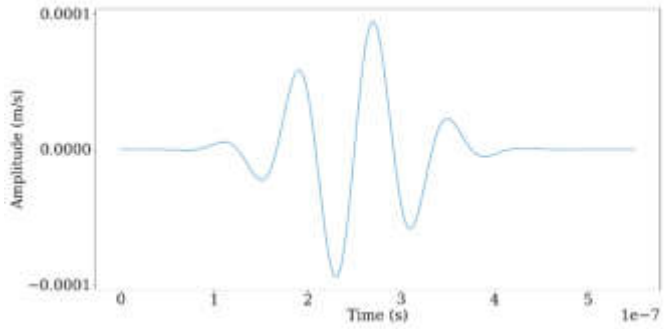


Figure 6 - Excitation signal used for the COMSOL Multiphysics® simulation.

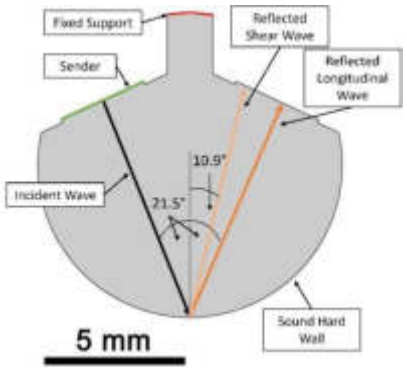


Figure 7 - Geometry used in COMSOL Multiphysics®. The top is assumed to be fixed; every other boundary is assumed to be free.

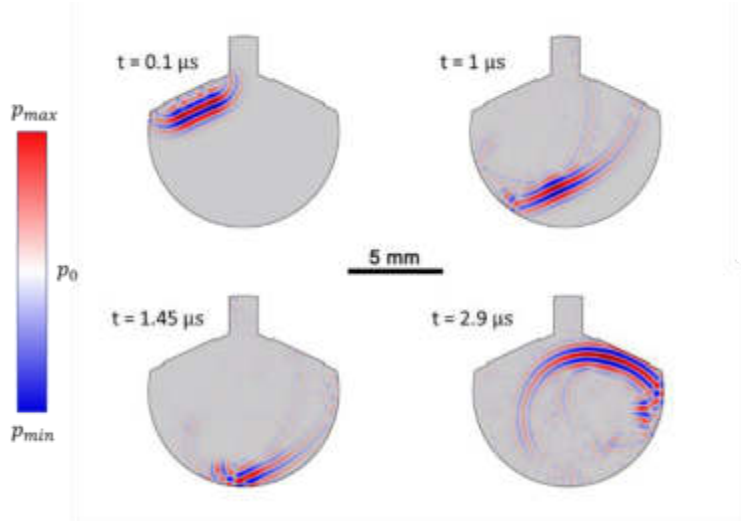


Figure 8 - Evolution of an ultrasonic pulse within the specimen

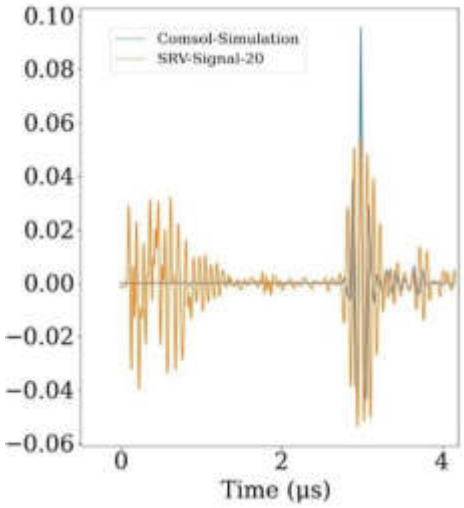


Figure 9 - Comparison of the experimentally obtained signal versus the simulated signal obtained with COMSOL Multiphysics®.

Figure 9 shows the evolution of the ultrasonic pulse over the first 3 microseconds after being generated. This simulation shows that the ultrasonic pulse is indeed reflected at the contact area, and that the reflection happens at the expected time. However, it must be noted, that the pulse is not only reflected from the contact point, but from an area around it, the contact area. A consequence of this fact is that the measured and calculated viscosity values are an average for the contact area seen by the ultrasonic pulse. Figure 10 shows a comparison of the experimentally obtained signal and the simulated pressure wave at the ultrasonic receiver.

Post Processing of Experimental Data

Figure 6 shows the acquired experimental signal. The 12 MHz reflected ultrasonic signals were sampled at 1GS/s by the ultrasonic pulsers, and the signals were acquired every 20 milliseconds, the highest possible acquisition rate for the Picoscope® ultrasonic pulsing/receiving unit. From this waveform the focus is the third reflection (Figure 6-3). To

evaluate the signal and convert it into information about viscosity the reflection coefficient must be obtained.

To obtain the reflection coefficient, first the Fast Fourier Transform (FFT) is applied to the reflection of interest. The FFT is applied to each single acquisition. Before a test run, for each specimen a reference measurement was done. Measuring the reflected signal while the specimen is built in the experimental setup, but not in contact with a counter body, provides a so-called reference measurement of the pins ultrasonic response. For the reference the same procedure is applied, applying the FFT. The reference is measured over a few seconds, the average reference signal is shown in

Figure 11 and the FFT of the average reference is shown in Figure 12. With A_m being the amplitude of the FFT of the signal (grey in Figure 12) and A_r being the amplitude of the FFT of the reference (black in Figure 12), the reflection coefficient R can be calculated by:

$$R = \frac{A_m}{A_r} \qquad \textbf{Eq. 3}$$

Now the maximum amplitude values of the FFT obtained during a test run are divided by the maximum amplitude value of the FFT obtained from the reference. This yields the reflection coefficient for each acquisition.

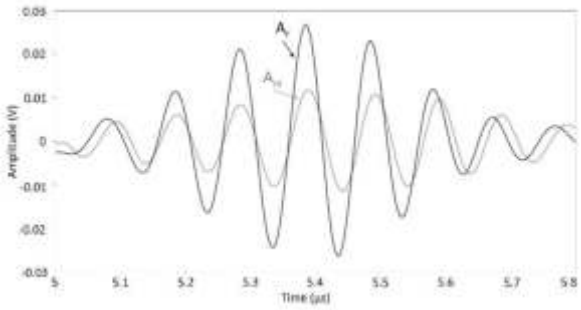


Figure 10 - Third reflection of: (black) the reference measurement and (grey) one measurement from a test run.

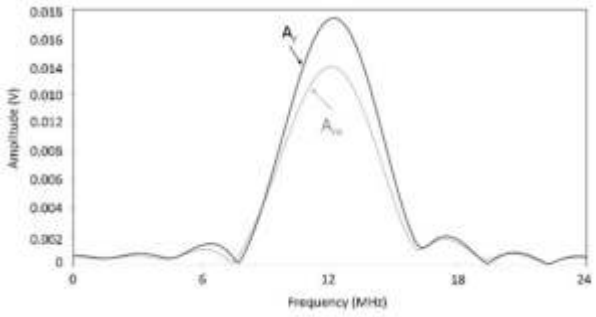


Figure 11 - Fast Fourier Transform of the signals seen in Figure 10.

Results

The resulting values for the reflection coefficient for each test are displayed in Figure 13. For the higher viscous oils, the test runs show repeatability as they are very similar, however, for PAO4 there is quite a difference between the two test runs. This can be correlated to more wear being apparent in the post test analysis of the topography of the specimen, as seen in Figure 14. Local wear events can influence the reproducibility of the low viscosity oils.

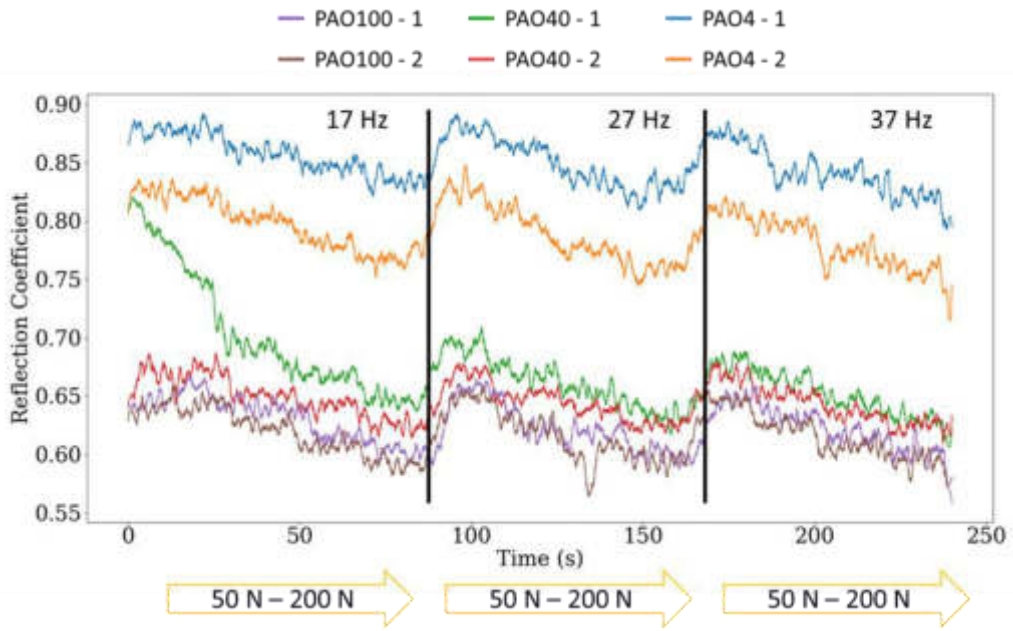


Figure 12 - Reflection coefficient results for all six test runs. The different parameter variations are indicated.

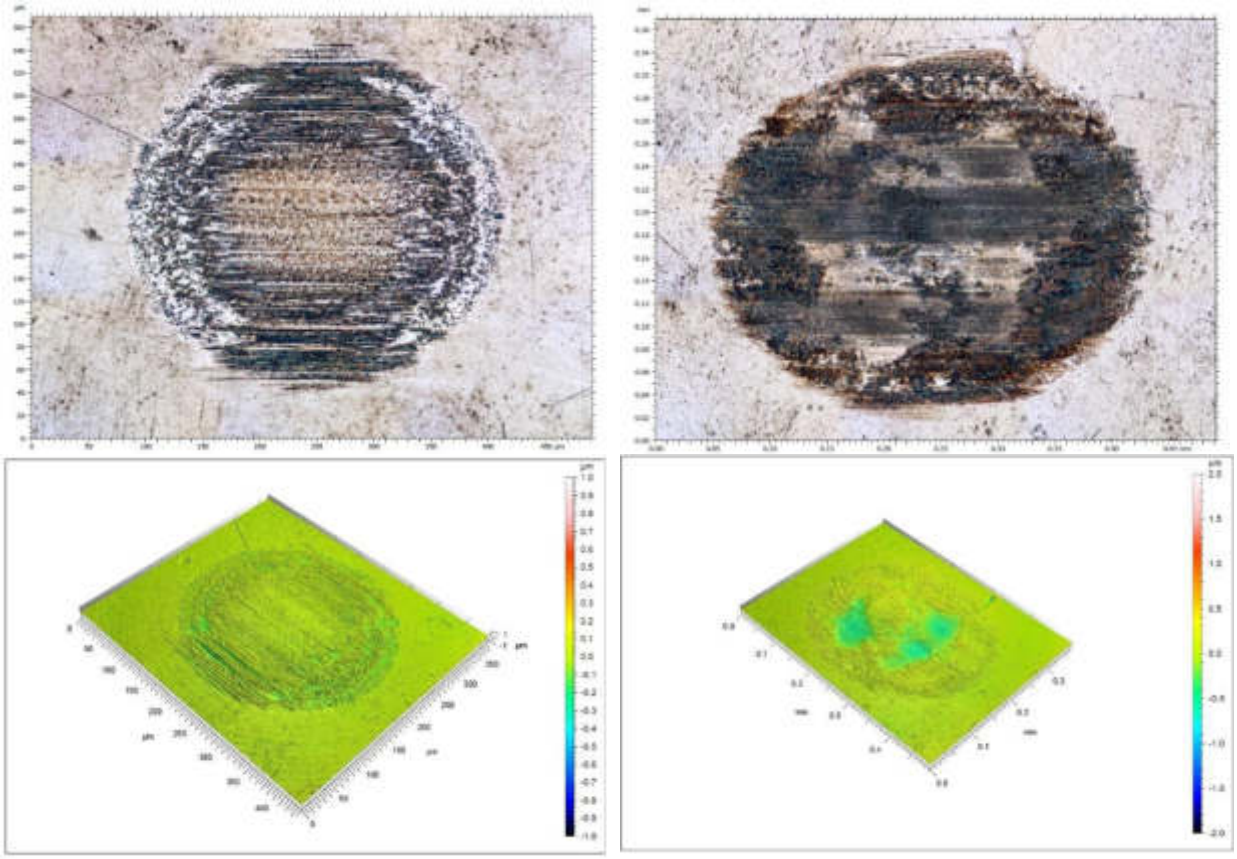


Figure 13 - Topographic analysis of the specimen after a test run with PAO100 (left) and PAO4 (right).

Using Eq. 2 to convert the obtained reflection coefficient into viscosity requires some assumptions to be made: It is assumed, that the density and the speed of sound of the lubricant are constant. The density is taken from Table 1 and the speed of sound is

assumed to be 1500 m/s for all oils. This results in an approximation of the viscosity, which can be seen in Figure 15.

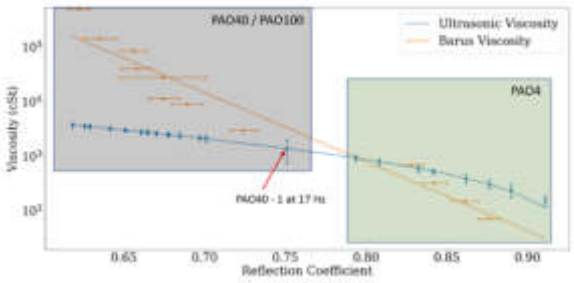


Figure 14 - Calculated viscosity obtained from experimental values compared to the simple Barus model.

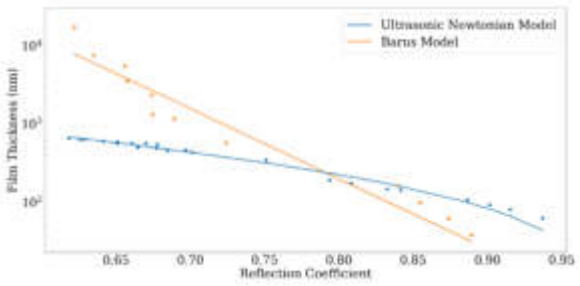


Figure 15 - Film thickness obtained by converting viscosity values using the Hamrock & Dowson formula.

The viscosity values obtained from the experiments conducted are compared to values obtained with the Barus model (Barus, 1893). The Barus model is a pressure-viscosity model widely used and accepted for Elastohydrodynamic calculations. When the pressure-viscosity coefficient α of a lubricant is known, the viscosity η at any pressure p can be calculated from the viscosity at atmospheric η_0 pressure by

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \qquad \textbf{Eq. 4}$$

It can be seen that a very similar trend is visible between the experimentally obtained data and the theoretically calculated from the Barus equation. For the higher viscosity samples, it is assumed that the lubricant is not fully Newtonian anymore. This contradicts the assumptions for elastohydrodynamic lubrication, which assume a fully Newtonian fluid. This results in a deviation from experimental and theoretical values seen in Figure 15, below a reflection coefficient of approximately 0,7. However, when the experimental values for PAO100 are compared to values found in literature, a very good agreement can be found. For example, for the PAO100 a viscosity of 1265 cSt was measured, which is close to the 1300 cSt found in literature. (Bair, Vergne, & Querry, 2005)

Using the Hamrock & Dowson equation (Hamrock & Dowson., 1976) the viscosity seen in Figure 15 was converted into film thickness. The result can be seen in Figure 16. The Hamrock & Dowson equation is given by

$$H_c = 2.06 G^{0.53} U^{0.67} W^{-0.067} (1 - 0.61 e^{-0.73k}) \qquad \textbf{Eq. 5}$$

where H_c, is the film thickness, G, U, W are the Hamrock-Dowson parameters for material, speed and load respectively. k is the ellipticity parameter. These properties of the applied oils were taken from Table 1 and test parameters were taken from Figure 4 and additional material parameters from (Engineering ToolBox, 2001).

Discussion and Conclusion

In this study an innovative sensor for the non-invasive and in-situ measurement of lubricant film thickness and viscosity was developed. Standard steel spherical pins were modified to allow the integration of piezoelectric quartzes with the intention of making standard tribological pins into active sensing elements. It is shown that ultrasonic

reflectometry can be applied to standard tribological tests and that the ultrasonic reflection amplitude from a lubricated interface is function of the contact load and oil tested.

The sensor response was also validated against finite element simulation and the experimental ultrasonic response was found to be in line with the simulated acoustic response.

Six sensors were manufactured, and their response showed repeatability in different tests and a high sensitivity to the load applied. The obtained viscosity and film thickness results were compared to literature and to accepted theoretical models like the Hamrock & Dowson Equation and the Barus Equation.

The tribo-acoustics pin shear mode response was converted directly in a real time viscosity measurement using a standard ultrasonic model. The measured viscosity agrees with a deviation of less than 12 % the expected viscosity in comparison to the Barus model between 700 cSt and 1150 cSt. For higher viscosities, it was found that the standard Barus equation does not describe accurately the response of the sensor, probably due to the high non-linearity of the viscoelastic contact at tribological pressures. For lower viscosities, wear events cause the experiments to have less reproducibility and introduce external factors like wear particles into the contact, increasing the measured viscosity.

The tribo-acoustic pin sensor offers the possibility for unique insights for the real time non-invasive and in-situ investigation of tribological contacts between metal specimens while being fully integrated with standard tribological operating procedure and standards, thus being appealing for widespread industrial use.

References

Bair, S., Vergne, P., & Querry, M. (2005). A unified shear-thinning treatment of both film thickness and traction in EHD. Tribol Lett 18, 145–152.

Barus, C. (1893). Isothermals, Isopiestics and Isometrics Relative to Viscosity. American Journal of Science 45.266.

COMSOL Multiphysics®. (2020, 12 30). COMSOL Multiphysics®. Retrieved from COMSOL Multiphysics®: https://www.comsol.com/comsol-multiphysics

Dwyer-Joyce, R. S., Zhu, J., & Reddyhoff, T. (2010). Ultrasonic measurement for film thickness and solid contact in elastohydrodynamic lubrication. American Society of Mechanical Engineers, Tribology Division, 111–113.

Engineering ToolBox. (2001). Engineering ToolBox. Retrieved 02 10, 2021, from https://www.engineeringtoolbox.com

Hamrock, B., & Dowson., J. (1976). Isothermal elastohydro-dynamic lubrication. ASME J. Lubr. Tech., 223–229.

Jakevicius, L., Butkus, J., Vladiauskas, A., & Barauskas, K. (2021, 01 19). Simulation of the pitch-catch of ultrasound waves at oblique incidence to the plane glass layer. Retrieved 01 16, 2021, from nde-ed.org: www.ndt.net/article/v10n11/jakevicius/jakevicius.htm

Kasolang, S., & Dwyer-Joyce, R. S. (2008). Viscosity measurement in thin lubricant films using shear ultrasonic reflection. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers.

Nakamura et al., Y. (2016). High-pressure viscosity measurements of polyalphaorefins at elevated temperature. Tribology Online 11.2, 444– 449.

Pialucha, T. P. (1992). The Reflection Coefficient from Interface Layers in NDT of Adhesive Joints. Cambridge: IMPERIAL COLLEGE OF SCIENCE, TECHNOLOGY AND MEDICINE, University of London.

Ruth, T., Drinkwater, B., & Liaptsis, D. (2005). The reflection of ultrasound from partially contacting rough surfaces. The Journal of the Acoustical Society of America. 117(2):638-45.

Sang-Jin, S., & Jeong, B.-J. (2013). Principle and Comprehension of Ultrasound Imaging. Journal of the Korean Orthopaedic Association 48(5):325.

SpectraSyn™. (2021, 01 17). SpectraSyn™ - Polyalphaolefin (PAO) Fluid - Datasheet. Retrieved from SpectraSyn™: http://exxonmobilchemical.ides.com/en-US/ds244604/SpectraSyn%E2%84%A2%20100.aspx?l=30156&U=0

Zhang, J., Drinkwater, B., & Dwyer-Joyce, R. (2006). The Measurement of Oil Film Thickness in Ball Bearings Using Ultrasound. AIP Conference Proceedings. 820., 1794-1801.

Authors

Dipl.-Ing. Fabio Tatzgern BSc. *, Dr.mont. Markus Varga MSc. *, Michele Schirru PhD. *, Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Gröschl**

*AC2T research GmbH
Viktor-Kaplan-Straße 2C
2700 Wiener Neustadt

**Institut für Angewandte Physik
Technische Universität Wien
Wiedner Hauptstraße 8-10
1040 Wien

Maximilian Romeser, Patrick Stuhler

Entwicklung eines Messsystems zur Untersuchung schlupfkritischer Betriebszustände bei vollrolligen Zylinderrollenlagern mithilfe einer Auswerteroutine

Zusammenfassung:

Das Auftreten von Anschmierungen in vollrolligen Zylinderrollenlagern kann ihre Lebensdauer erheblich verringern. Diese adhäsive Verschleißform stellt ein Resultat von Schlupf dar. Zur experimentellen Untersuchung wird ein Wälzlagerprüfstand verwendet, welcher hinsichtlich der Sensorik und Datenerfassung modifiziert wird. Dies beinhaltet den Entwurf einer induktiven Wälzkörperdrehzahlsensorik. Daneben wird die Datenauswertung als automatisierte Auswerteroutine konzipiert. Hierdurch sind umfangreiche Versuchspläne, welche insbesondere den Einfluss der Axiallast sowie die Ausbildung einer zweiten Lastzone im Lager offenbaren, möglich.

Abstract:

The appearance of smearings in full complement cylindrical roller bearings can reduce their lifespan substantially. This adhesive wear is a result of slip. In order to conduct experimental analyses, a bearing test rig is used. It is modified by applying sensors and adapting the data acquisition. This includes the design of an inductive sensor measuring the rotation speed of the rolling elements. Furthermore, the data evaluation is conceived as an automatized evaluation routine. Hereby, extensive experimental designs revealing the effect of the axial force and the forming of a second load zone are possible.

1 Motivation

Beim Betrieb von Wälzlagern können Anschmiererscheinungen die Lebensdauer deutlich verringern. Dieser adhäsive Verschleißmechanismus ist bisweilen nicht vollständig verstanden und stellt u. a. bei vollrolligen Zylinderrollenlagern eine erhebliche Problematik dar. Experimentelle Untersuchungen ziehen hierbei in der Regel einen hohen Versuchsaufwand mit sich. [1]

Gemäß *Hiltscher* sind Anschmierungen als „eine Veränderung der Oberfläche von unter Relativbewegung stehenden metallischen Wälzlagerbauteilen durch einen beginnenden […] adhäsiven Verschleißmechanismus“ definiert. [2] Die Relativbewegung zwischen den Lagerkomponenten kann hierbei mithilfe des Schlupfes charakterisiert werden, welcher sich als einen bedeutsamen Einflussfaktor für die Entstehung von Anschmiererscheinungen herausstellt.

Grundsätzlich muss dabei zwischen Wälzkörper- und Wälzkörpersatzschlupf unterschieden werden. Ersterer gibt die Abweichung der Wälzkörperdrehzahl um die Wälzkörperachse bzgl. einer kinematischen Solldrehzahl wieder. Bedingt durch die Ausprägung der Lastzone eines radial belasteten Wälzlagers kann der Wälzkörperschlupf über eine Wälzkörpersatzumdrehung stark variieren. Der Wälzkörpersatzschlupf bezieht sich hingegen auf die Umdrehung des Wälzkörpersatzes um die Lagerachse. [3]

2 Methodik

2.1 Modifikation des Wälzkörperprüfstands

Für die experimentelle Untersuchung des Schlupfes bei vollrolligen Zylinderrollenlagern steht ein Komplettlagerprüfstand zur Verfügung. Dieser gewährleistet den realgetreuen Betrieb der Lager mithilfe zweier Hydraulikzylinder, welche sowohl eine radiale wie auch axiale Krafteinleitung ermöglichen. Der Prüfling befindet sich dabei in einer mit Öl gefüllten Prüfzelle, welche von einem Schmieraggregat versorgt wird.

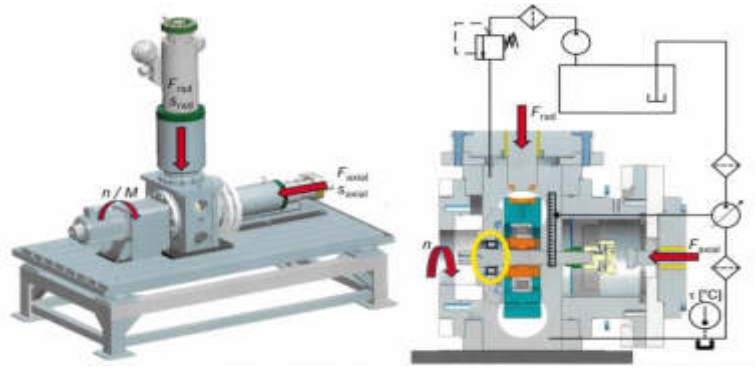


Abbildung 1: Funktionaler Aufbau des Wälzlagerprüfstands

Der Prüfstand ist über eine SPS-Steuerung weitgehend automatisiert, verfügt jedoch zunächst nicht über die notwendige Messtechnik, um Schlupfuntersuchungen zuzulassen. Die Modifikation des Prüfstands umfasst mitunter die Applikation einer geeigneten Wälzkörperdrehzahlsensorik, die als induktiver Sensor in Form einer konzentrisch zum Lager angeordneten Ringspule ausgeführt wird. In Verbindung mit einem Diametralmagneten, welcher auf einem Wälzkörper fixiert wird, wird auf diese Weise eine sinusförmige Spannung induziert. Die detaillierte Auslegung des Sensors erfolgt mithilfe physikalischer Modellvorstellungen und experimentellen Vorversuchen.

Um die Wälzkörperdrehzahl lokal auflösen zu können, wird daneben ein induktiver Näherungsschalter appliziert. Der präparierte Wälzkörper wird hierfür mit einem Metallstift versehen, sodass ein Impuls bei Passieren des Näherungsschalters ein Impuls erzeugt wird. Auf diese Weise ist es zudem möglich, die Drehzahl des Wälzkörpersatzes und somit den Wälzkörpersatzschlupf zu berechnen. Für die Überwachung der Umgebungsbedingungen des Prüflings werden weiterhin 8 Pt100-Fühler am Lagersitz installiert. Ein weiterer Temperaturfühler wird nahe des Prüflagers im Ölbad platziert.

Hinsichtlich der Datenerfassung muss die große Speichermenge anfallender Messdaten berücksichtigt werden. Daher werden Signale mit hoher Dynamik wie das Spulensignal hoch abgetastet innerhalb von Messintervallen aufgezeichnet, während bspw. die Temperaturen mit niedriger Abtastrate permanent erfasst werden. Auf Grundlage eines programmierten Messablaufs erfolgt die Betätigung der Messintervalle automatisiert am jeweiligen Lastpunkt.

2.2 Versuchsplanung und -ablauf

Mithilfe eines automatisierten Prüfvorgangs kann ein flexibel und breit angelegter Versuchsumfang gewährleistet werden. Innerhalb eines Versuchs wird im Rahmen der Arbeit ein vollfaktorieller Versuchsplan angelegt. Die Drehzahl wird dabei in fünf Stufen, die Axiallast in sieben Stufen und die Radiallast in zehn Stufen variiert, sodass sich ein Versuch aus der Anfahrt von 350 Lastpunkten zusammensetzt. Für konstante Bedingungen wird deshalb auf 65°C geheizt, um eine Abhängigkeit der Lagertemperatur zum Betriebspunkt auszuschließen.

Um die Auswirkungen der Öl- und Lagertemperatur auf den Schlupf zu untersuchen, werden separate Versuche durchgeführt. Hierfür wird ein stationärer Lastpunkt innerhalb eines Versuchs angefahren und der Prüfstand ausgehend von Raumtemperatur durch Eigen- und Ölerwärmung erhitzt. Innerhalb bestimmter Intervalle werden dabei sukzessive Messdaten aufgenommen.

2.3 Datenauswertung

Um die Vielzahl an Datensätzen aus einem Versuch effizient und robust auszuwerten, bedarf es der Entwicklung einer automatisierten Auswertung der Messdaten. Diese basiert auf einem automatisierten MATLAB-Skript, wofür die Daten bereits innerhalb des

Versuchs konvertiert werden. Die eigentliche Auswerteroutine entspricht dem EVA-Prinzip, wonach der Datensatz eines Lastpunkts eingelesen, ausgewertet und visualisiert wird, bevor der nächste Lastpunkt eingelesen wird.

Wichtigster Bestandteil der Auswerteroutine ist die Verarbeitung des Spulensignals, welches die Information über die Wälzkörperdrehzahl in der Frequenz und Amplitude enthält. Für die Auswahl des bestmöglichen Verfahrens zur Berechnung der Drehzahl werden verschieden Methoden untersucht und evaluiert. Dies geschieht auf Grundlage eines synthetischen, modellbasierten Signals, dessen Drehzahlverlauf bekannt ist. Anwendung findet schließlich die Auswertung der Momentanfrequenz aus dem mithilfe der Hilbert-Transformation gebildeten analytischen Signalverlauf, welches in ähnlicher Form bereits von *Bajer* angewendet wird. [4] Untersucht werden weiterhin das Stützstellenverfahren, die Kurzzeit-Fourier-Transformation, die Wavelet-Transformation und eine hüllkurvenbasierte Methode.

Anhand des Signals des Näherungsschalters wird mittels Interpolation der lokal aufgelöste Wälzkörperschlupf errechnet. Der Schlupfverlauf eines Lastpunkts wird innerhalb eines Polardiagramms visualisiert. Daneben werden bestimmte Kenngrößen der Wälzkörperkinematik gebildet; innerhalb einer Wälzkörpersatzumdrehung wird der maximale und minimale Wälzkörperschlupf ermittelt und für einen Lastpunkt gemittelt. Auch der Wälzkörpersatzschlupf wird hierfür bestimmt. Nach der Ausführung der Auswerteroutine können die Kenngrößen als Kennfelder dargestellt werden. Als Achsen fungieren hier die eingeprägte Radial- und Axiallast dar, weshalb infolge der Drehzahlvariation aus einem Versuch fünf Kennfelder generiert werden.

3 Ergebnisse und Diskussion

Die Betrachtung der Ergebnisse zeigt mitunter bereits bekannte Zusammenhänge auf. U. a. ist bereits eine Korrelation zwischen dem minimalen Wälzkörperschlupf (in der Lastzone) und dem Wälzkörpersatzschlupf nachgewiesen, welcher im Rahmen der Versuche stets 0% beträgt, bedingt durch die mindestens vorhandene Radialkraft von 5kN. Die aufgrund der hohen Fliehkraft und abnehmenden Verzögerungszeit auftretende Abnahme des Wälzkörperschlupfs bei steigender Wellendrehzahl ist ebenso ersichtlich.

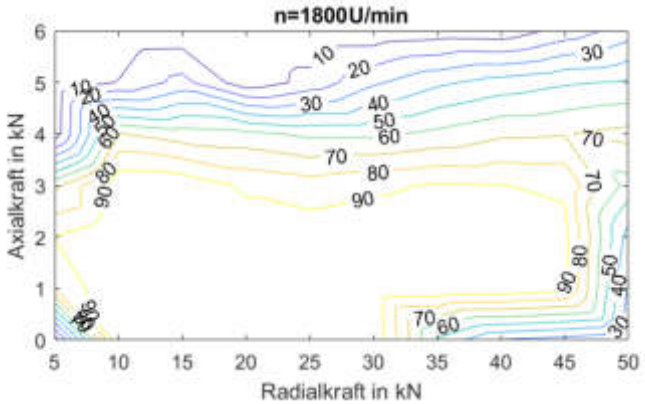


Abbildung 2: Maximaler Wälzkörperschlupf bei moderater Drehzahl

Der breite Versuchsumfang legt zudem insbesondere die Auswirkungen der axialen Last dar, was charakterisierend für den realen Lagerbetrieb ist. Bei hoher Axialkraft kommt es zu einer starken Abnahme des maximalen Wälzkörperschlupf. Über das gesamte Radiallastspektrum besteht dort im äußersten Fall kein signifikanter Schlupf über die gesamte Wälzkörpersatzumdrehung.

Der Effekt der radialen Last auf den maximalen Wälzkörperschlupf ist zwar allgemein weniger erheblich, bei niedrigen Axialkräften ist er jedoch erheblich stärker ausgeprägt. Bei hohen Radiallast-Axiallast ist eine Abnahme des Schlupfes zu beobachten. Bei Betrachtung der Polardiagramme zeigt sich, dass es zur Ausbildung einer zweiten Lastzone kommt. Die Ursache besteht in der starken Biegung der Welle, welche die Verkippung der Wälzkörper und dem Kontakt von Wälzkörper zu Außenring gegenüber der eigentlichen Lastzone zur Folge hat. Zu hohe Axiallast-Radiallast-Verhältnisse sind hingegen allgemein kritisch für den Lagerbetrieb. Hier ist der Wälzkörperschlupfverlauf sehr unregelmäßig und schwer zu interpretieren.

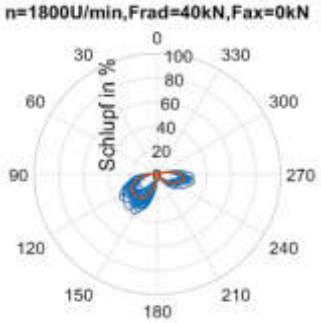


Abbildung 3: Schlupfverlauf bei Ausbildung einer zweiten Lastzone

Die Durchführung der Temperaturversuche zeigt ferner eine äußerst ausgeprägte Abhängigkeit vom maximalen Wälzkörperschlupf zur Öl- bzw. Lagertemperatur. Bei niedrigen Temperaturen fällt der Schlupf deutlich höher aus. Beachtet werden müssen hier die mit Erwärmung zunehmende Ölviskosität sowie die thermischen Ausdehnungen der Komponenten innerhalb und um das Lager herum.

4 Schluss

Moderne Datenerfassungssysteme tragen in Kombination mit geeigneter Sensorik maßgeblich zur Reduzierung des Versuchsaufwands bei. Mithilfe eines automatisierten Prüf- und Auswertevorgangs können experimentelle Schlupfuntersuchungen somit umfangreicher angelegt und komplexe Einflüsse detaillierter analysiert werden. Die im Rahmen der Arbeit entwickelte Auswerteroutine lässt dabei eine robuste und valide Verarbeitung der Messdaten zu.

Die Versuchsergebnisse bestätigen einerseits bereits bekannte Sachverhalte, zeigen jedoch auch die Eigenheiten des Betriebs vollrolliger Zylinderrollenlagern mit Axiallast auf. Diese stellt einen erheblichen Faktor für den Wälzkörperschlupf dar. Die Ausbildung einer zweiten Lastzone ist zudem grundsätzlich möglich. Bedeutsam ist jedoch auch die ausführlichere Untersuchung des Temperatureinflusses auf den Schlupf. Die Gewährleistung konstanter Umgebungsbedingung während eines Schlupfversuchs ist darüber hinaus in Zukunft wünschenswert. Auf Basis der Ergebnisse können in Zukunft schlussendlich DoE-Pläne für Anschmierversuche optimiert bzw. reduziert werden. Hierzu benötigt es allerdings weitere Versuche hinsichtlich Toleranzen des Lagers, des Prüfstands sowie einen Kühlkreislauf um das vollständige Temperaturverhalten zu identifizieren.

Quellenangaben

1. P. Stuhler, N. Nagler, G. Poll, Stand der Technik: Anschmierungen bei Radial-Zylinderrollenlagern. (2020)

2. G. Hiltscher, Anschmierungen bei Wälzlagern – ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Lösung des Problems. Diss., Universität Erlangen-Nürnberg (1989)

3. B. Scherb, P. Giese, Antriebstechnik (12), 54 (1994)

4. P. Bajer, Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten von Wälzlagern in Generatorgetrieben. Diss., Technische Universität Kaiserslautern (2016)

Maximilian Romeser
Bosch Rexroth AG, Glockeraustraße 4, 89275 Elchingen
Tel.: +49 7308 82 2335
E-Mail: Maximilian.Romeser@boschrexroth.de

Patrick Stuhler
Bosch Rexroth AG, Glockeraustraße 4, 89275 Elchingen
Tel.: +49 7308 82 4052
E-Mail: Patrick.Stuhler@boschrexroth.de

K. Neusser, B. Rothammer, M. Marian, M. Bartz, S. Wartzack

Biotribological behavior of amorphous carbon coatings on Co28Cr6Mo alloy and UHMWPE under boundary friction conditions in sliding contact

Zusammenfassung:

Nach einem Knie-Gelenkersatz wirkt sich Verschleiß infolge biotribologischer Vorgänge maßgeblich auf die Standzeit von Totalendoprothesen (TEP) aus. Aufgrund freigesetzter Abriebpartikel, insbesondere aus dem Kunststoff-Inlay der Tibia-Komponente, kommt es häufig zu Knochenabbaureaktion im periprothetischen Knochengewebe der Prothesenverankerung und somit zu einer aseptischen Lockerung. Ansätze hinsichtlich der Beschichtung artikulierender Oberflächen mit amorphen Kohlenstoffschichten (DLC) stellen Bemühungen dar, den Verschleißprozessen biokompatibel entgegenzuwirken. In diesem Beitrag wird die tribologische Wirksamkeit amorpher Kohlenstoffschichtsysteme in einem abstrahierten biotribologischen Versuch unter körpernahen Randbedingungen und Belastungskollektiven mittels eines Stift/Scheibe-Tribometers aufgezeigt.

Abstract:

Wear due to biotribological processes has a considerable influence on the service life of a total knee replacement. Released abrasion particles, especially from the polymeric inlay of the tibial component, may cause bone resorption in the periprosthetic bone tissue, leading to aseptic loosening. Introducing a tribologically effective diamond-like carbon (DLC) coating to the articulating surfaces represents an approach to prevent wear processes in a biocompatible manner. In this study, the tribological effectiveness of amorphous carbon coating systems is evaluated using an abstracted pin-on-disk experiment under near-body boundary conditions and load collectives.

Introduction

Endoprosthetic replacement of load-bearing joints has become a gold standard in the treatment of a joint misfunction and intends to restore its functionality and to provide the patient with a pain-free and mobile life [1]. However, aseptic loosening of the total knee arthroplasty (TKA) remains among the major causes of early prosthesis failure [2, 3] and is multifactorial in etiology [4]. Wear debris removed from the implant surface as the result of biotribological processes being largely responsible [5], which is especially true for wear particles originating from the polymeric tibial Inlay of a TKA. For this reason, great efforts are made to reduce polymeric inlay wear, for example by applying tribologically effective surface modifications. This study concentrated on the biotribological effectiveness of wear-reducing amorphous carbon coating systems on the implant materials Co28Cr6Mo (CoCr) and ultrahigh-molecular-weight polyethylene (UHMWPE).

Materials and Methods

The tribological impact of amorphous carbon coating systems can be particularly enhanced by a good adhesion to the substrate [6]. Therefore, specific attention was paid to the investigation of the adhesive qualities of the tested coating specimens. Further, the coating thickness, surface roughness as well as hardness and modulus were determined in the context of a thorough mechanical characterization. The biotribological behavior of the coated material pairings in comparison to the uncoated pairings was investigated utilizing a climate-controlled pin-on-disc tribometer in rotational sliding mode. The tribological behavior was studied under mixed friction conditions for a total number of 200 000 sliding cycles and constant monitoring of the friction coefficient. Bovine serum, tempered to 37 °C, was used as a substitute synovial fluid. The wear rates were determined using light and laser scanning microscopy every 20 000 cycles. Alterations in the chemical composition of the surfaces were examined using Raman spectroscopy. [7, 8]

Results and Discussion

The present study showed the applicability of well-adhering coatings to the considered materials used for applications in medical technology and the potential for wear reduction. Various wear mechanisms were detected, which in turn affected the coefficient of friction. The strong wear traces on uncoated UHMWPE indicated both abrasive and adhesive wear. The wear induced damage on coated UHMWPE specimens was dominated by abrasive wear and plastic deformation of the substrate, which confirmed a sufficient adhesive property of the coating. The wear rates for the coated specimens showed a significant reduction compared to uncoated references (see Figure 1) and therefore emphasized the protective properties. For more details, the interested reader is referred to [7, 8].

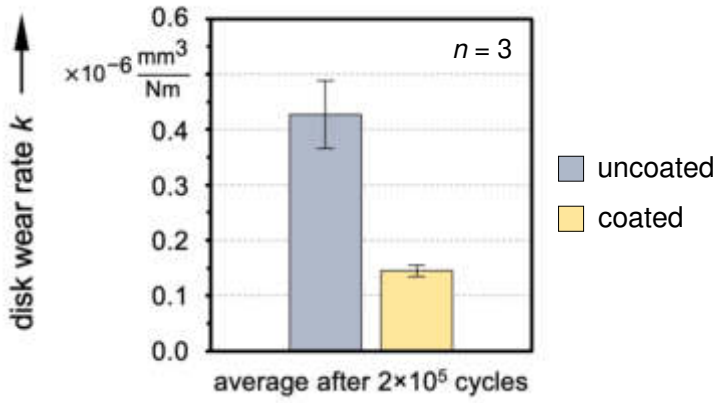


Figure 1: Mean disk wear rate for entire test duration. Reprinted from [8] with permission by CC BY 4.0 (MDPI)

References

[1] CORNELIA SEIDLITZ; SILVIA KLEIN; KIP, M.: Einführung in das Indikationsgebiet und Verfahren. In: KIP, M. (Hrsg.): Weißbuch Gelenkersatz. Berlin Heidelberg: Springer, 2016.

[2] LOMBARDI, A.V., JR.; BEREND, K.R.; ADAMS, J.B.: Why knee replacements fail in 2013: patient, surgeon, or implant? Bone Joint J Bd. 96-B (2014) Nr. 11 Supple A, S. 101-104.

[3] PIETRZAK, J.; COMMON, H.; MIGAUD, H., et al.: Have the frequency of and reasons for revision total knee arthroplasty changed since 2000? Comparison of two cohorts from the same hospital: 255 cases (2013-2016) and 68 cases (1991-1998). Orthop Traumatol Surg Res Bd. 105 (2019) Nr. 4, S. 639-645.

[4] SUNDFELDT, M.; CARLSSON, L.V.; JOHANSSON, C.B., et al.: Aseptic loosening, not only a question of wear: a review of different theories. Acta Orthop Bd. 77 (2006) Nr. 2, S. 177-197.

[5] GALLO, J.; GOODMAN, S.B.; KONTTINEN, Y.T., et al.: Osteolysis around total knee arthroplasty: a review of pathogenetic mechanisms. Acta Biomater Bd. 9 (2013) Nr. 9, S. 8046-8058.

[6] HAUERT, R.: A review of modified DLC coatings for biological applications. Diamond and Related Materials Bd. 12 (2003) Nr. 3-7, S. 583-589.

[7] ROTHAMMER, B.; NEUSSER, K.; MARIAN, M., et al.: Amorphous Carbon Coatings for Total Knee Replacements—Part I: Deposition, Cytocompatibility, Chemical and Mechanical Properties. Polymers Bd. 13 (2021) Nr. 12.

[8] ROTHAMMER, B.; MARIAN, M.; NEUSSER, K., et al.: Amorphous Carbon Coatings for Total Knee Replacements—Part II: Tribological Behavior. Polymers Bd. 13 (2021) Nr. 11.

Authors

Kevin Neusser, B.Sc.
Benedict Rothammer, M.Sc.
Dr.-Ing. Max Marian
Dr.-Ing. Marcel Bartz
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack
Engineering Design
Friedrich-Alexander-University Erlangen-Nuremberg (FAU)
Martensstr. 9, 91052 Erlangen
Germany

Correspondence: rothammer@mfk.fau.de

Kolmer P., Song J.

Ganzheitliche Ansätze zur Optimierung von tribologisch belasteten Oberflächen anhand automobilindustrieller Beispiele

Zusammenfassung:

Für die Sicherstellung der Funktionserfüllung technischer Produkte werden geeignete Werkstoffe und Oberflächen benötigt. Die Werkstoffauswahl und Oberflächengestaltung stellt somit auch in der Automobilbranche häufig einen Kompromiss aus wirtschaftlichen Interessen und technischer Performance dar. Die Bauteile, und damit die Werkstoffe sowie tribologisch wirksamen Oberflächen, werden im Fahrzeug allerdings – je nach Einsatzzweck – durch unterschiedliche Umgebungseinflüsse und systembedingte Funktionen beansprucht. Zur Optimierung der technischen Produkte ist daher ein Verständnis der ablaufenden tribologischen Prozesse und der daraus resultierenden Werkstoff- und Oberflächenveränderungen notwendig. Anhand ausgewählter automobilindustrieller Beispiele werden ganzheitliche Ansätze aufgezeigt, um tribologische Fragestellungen mit verschiedenen Methoden der Werkstoff- und Oberflächenanalytik zu untersuchen. Dafür werden technische Systeme im ganzheitlichen Kontext durch folgende Methoden betrachtet: Analyse der Fehlermodi, Abstraktion des Realsystem auf Prüfstände im Sinne der tribologischen Prüfkette, Beurteilung des Verschleißverhaltens sowie die vertiefte Oberflächenanalytik mit Hilfe von mikroskopischen Methoden, Topographievermessungen, REM, EDX, FiB, RAMAN, Elektronenstrahlmikroanalyse und weiteren Verfahren. Die Summe der Erkenntnisse aus diesem ganzheitlichen Ansatz ermöglicht de notwendigen Know-How-Aufbau zur Performance- und Zuverlässigkeitssteigerung sowie Kostenoptimierung von technischen Produkten im automobilen Einsatz. Durch die Anwendung solcher „Methodenkoffer“ können auch zukünftige Herausforderungen effizienter gelöst, die Entwicklungskosten und Fehlerraten reduziert sowie gleichzeitig die Endkundenzufriedenheit erhöht werden.

Abstract:

To ensure the functional performance of technical products, suitable materials and surfaces are required. The choice of materials and surface design often represents a compromise between economic interests and technical performance in the automotive industry. However, the materials as well as tribological effective surfaces are stressed in the vehicle depending on the purpose by different environmental influences and system related functions. Therefore, in order to optimize the technical products, an understanding of the tribological processes and the resulting material and surface changes is necessary. On the basis of selected automotive industry examples, holistic approaches are shown to investigate tribological problems with various methods of material and surface analysis. For this purpose, technical systems are considered in a holistic context by the following methods: analysis of the failure modes, abstraction of the car system on laboratory tests by a tribological workflow, validation of the wear behavior by microscopic methods, topography measurements, SEM, EDX, WDX, FiB, RAMAN and other methods. This holistic approach enables the necessary know-how to increase performance and reliability as well as cost optimization of technical products in automotive industry. Future challenges in the field of tribology can be solved by using such holistic approaches with lower development costs and times and higher customer satisfaction

Einleitung

Die Tribologie ist eine interdisziplinäre Schlüsseltechnologie, welche sich mit der Lehre von Reibung, Schmierung und Verschleiß beschäftigt. Verschleißschutz und Nachhaltigkeit sind dabei mit der Tribologie eng verbunden, da Verschleiß und Korrosion für irreversible Materialschädigungen und Funktionsverluste von Baugruppen verantwortlich sind [1].

Auch im Bereich der elektrischen Verbindungstechnik ist die Tribologie von Bedeutung. Die Lebensdauer elektrischer Steckkontakte ist unter anderem von der Verschleißfestigkeit der Beschichtung abhängig, welche das darunterliegende Substrat vor Korrosion schützen soll. Durch den steigenden Trend von elektrischen Verbindungen im Bereich der Elektro-, Maschinen- und Fahrzeugtechnik gewinnt die Zuverlässigkeit solcher Verbindungen unter der Berücksichtigung tribologischer Randbedingungen an Bedeutung [2].

In diesem Beitrag wird eine tribologische Prüfkette am Beispiel von elektrischen Steckkontakten im automobilen Bordnetz erarbeitet. Tribologische Prüfketten werden eingesetzt, um die Optimierung oder Lösung tribologischer Phänomene systematisch zu erarbeiten [1]. Ergänzend zu dieser erarbeiteten Prüfkette werden ausgewählte werkstoff- und oberflächenanalytische Methoden vorgestellt, welche eine Bewertung des tribologischen Systems ermöglichen [3]. Dieser ganzheitliche Ansatz, bestehend aus

einer spezifischen tribologischen Prüfkette und begleitenden Analysen soll grundsätzlich als Methodenkoffer dienen, um tribologische Phänomene an unterschiedlichen Baugruppen zu untersuchen und mit Hilfe der Ergebnisse Optimierungsmaßnahmen abzuleiten.

Abstraktion tribologischer Fragestellungen

Am automobilindustriellen Beispiel der elektrischen Steckkontakte soll im Folgenden auf deren tribologischen Prozesse und Herausforderungen sowie auf die Abstraktion des Systems in vereinfachten Prüfungen eingegangen werden.
Elektrische Steckkontakte werden im Betrieb eines Fahrzeugs unterschiedlichen äußeren Einflüssen ausgesetzt. Mechanische Vibrationen oder thermische Ausdehnungen bzw. Kontraktionen können zyklischen Relativbewegungen im Bereich weniger Mikrometer zwischen den Kontaktpartnern verursachen. Bei unedlen Metallen, wie z.B. Zinn, führt diese Periodizität der Bewegungen zu einer Oxidbildung durch die Reaktion mit dem Sauerstoff der Atmosphäre. Der sich wiederholende Vorgang der Reibkorrosion kann zu einer Agglomeration von Oxidpartikeln in der Grenzfläche zwischen den Kontaktpartnern führen, *Abb. 1*. Die elektrisch schlechter leitfähigen Oxidpartikel führen zu einer Erhöhung des Kontaktwiderstands und können ab einem gewissen Degradationsgrad zu einem elektrischen Ausfall des Kontaktsystems führen [4, 5]. Reibkorrosion zählt zu den häufigsten Ausfallursachen elektrischer Kontaktsysteme [30].

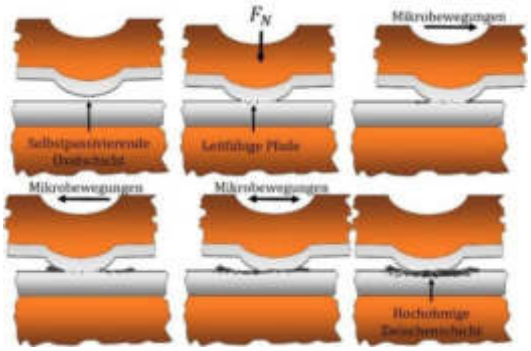


Abb. 1: Schematische Darstellung der Reibkorrosion [6]

Zur Qualifizierung und Prüfung elektrischer Kontakte und deren peripherer Systeme wurde in der Wissenschaft ein technischer Leitfaden entwickelt. Das Ziel dieses Leitfadens ist eine Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit von Ergebnissen. Die Qualifikationstests in diesem Leitfaden bedienen sich unterschiedlicher Abstraktionsgrade wobei die Prüfungen hinsichtlich mechanischer, thermischer als auch chemischer Belastungen zu unterschieden sind. Weiterhin muss eine Differenzierung bezüglich der zu prüfenden Komponente am System des elektrischen Steckkontakten beachtet werden [7].
In Ergänzung dazu werden in der Wissenschaft weitere Komponentenversuche mit den realen Bauteilen und Modellversuche mit vereinfachten Prüfkörpern realisiert [8, 9, 10, 11]. Zur realitätsnahen Untersuchung der Zuverlässigkeit elektrischer Steckkontakte werden auch Feldversuche durchgeführt [12, 13]. Solche Feldversuche sind jedoch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit kritisch zu betrachten. Zusätzlich sind die Beanspruchungskollektive bei Feldversuchen weitestgehend unbekannt, sodass eine Bewertung der Verschleißmechanismen äußerst komplex ist [14]. Somit haben Feldversuche, Komponentenversuche als auch Modelluntersuchungen verschiedene Vor- und Nachteile. Bei vereinfachten Modellsystemen liegen grundsätzlich geringe

Prüfzeiten und Kosten vor. Zusätzlich ist ein besserer Zugang zu den tribologischen Messgrößen gegeben und es ist mit einer geringeren Streuung der Ergebnisse zu rechnen. Umso stärker jedoch die Abstraktion eines Komponenten- oder Modellversuchs von den realen Randbedingungen vorgenommen wird, desto problematischer ist am Ende die Projektion der gewonnenen Erkenntnisse auf den realen Anwendungsfall. Tribologische Fragestellungen lassen sich daher häufig nicht mit einer einzigen Prüfkategorie beantworten, sodass sogenannte Prüfketten zum Einsatz kommen [15]. Solche tribologischen Prüfketten müssen für das entsprechende System und für den spezifischen Anwendungsfall entwickelt und durch Korrelationsprüfungen abgesichert werden [3]. Im Bereich der elektrischen Steckkontakte wurde eine entsprechende tribologische Prüfkette erarbeitet, welche Versuche unterschiedlicher Abstraktionsgrade beinhaltet, *Abb. 2*. Anhand dieser Prüfkette sollen Beanspruchungsäquivalenzen mit Hilfe von werkstoff- und oberflächenanalytischen Methoden und den größtenteils bekannten Lastkollektiven der Versuche dargelegt werden [6].



Abb. 2: Tribologische Prüfkette zur Untersuchung von Beanspruchungsäquivalenzen an elektrischen Steckkontakten [6]

In diesem Beitrag sollen ausgewählte Werkstoff- und Oberflächenanalysen am Beispiel von elektrischen Steckkontakte, welche durch Reibkorrosion gestresst worden sind, vorgestellt werden. Die weitere Einbeziehung der Lastkollektive und Messergebnisse aus den Belastungstests werden zwar im Zuge von Korrelationsprüfungen mitbetrachtet, wobei diese im Rahmen dieses Beitrags nicht weiter behandelt werden.

Ganzheitliche Ansätze der Werkstoff- und Oberflächenanalytik

Im folgenden Abschnitt sollen verschiedenste Methoden der Werkstoff- und Oberflächenanalytik mit exemplarischen Ergebnissen der Untersuchungen an elektrische Steckkontakte vorgestellt werden. Bei computertomographischen Analysen (CT) werden Bauteile durch einen Röntgenstrahl in verschiedenen Querschnittsebenen durchstrahlt, sodass berührungslos und zerstörungsfrei auch geschlossene Systeme hinsichtlich ihres Aufbaus analysiert werden können [3]. Am Beispiel der elektrischen Steckkontakte können CT-Untersuchungen verschiedenste Fragestellungen beantworten, *Abb. 3*. So können mit diesem Verfahren Form- und Lagetoleranzen im tribologischen System des elektrischen Kontaktes untersucht werden. Unzureichende Toleranzen können zu Schiefstellungen innerhalb der kontaktierenden Oberflächen führen, sodass sich die Kontaktnormalkräfte innerhalb des elektrischen Kontaktes unterscheiden können [16]. Weiterhin können CT-Analysen dafür genutzt werden, um die vorgegebene Kontakt-überdeckung bei elektrischen Steckkontakten zu überprüfen, da sich Messer- und Buchsenteil nur in einem definierten Oberflächenbereich berühren dürfen [7]. Mikro-CT-Analysen verfügen gegenüber einer normalen CT eine höhere Auflösung [3]. Dies

ermöglicht es die Kontaktzonen bei Kontaktsystemen zu betrachten und separieren sowie hinsichtlich der Form und Lage zu analysieren, *Abb. 3*.

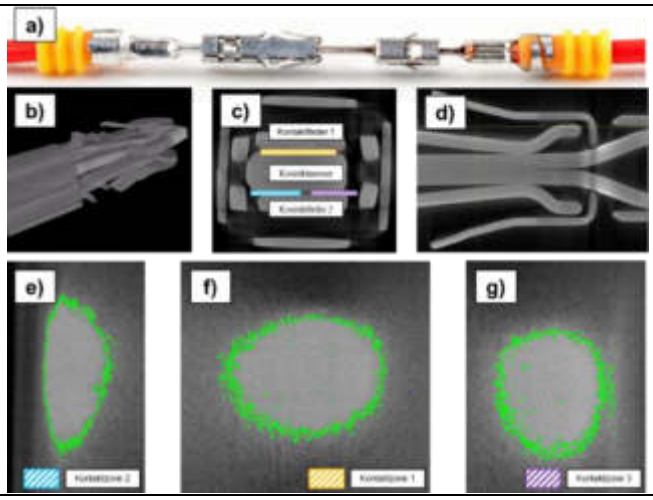


Abb. 3: Darstellung der analytischen und visuellen Möglichkeiten einer Mikro-CT-Untersuchung am Beispiel eines elektrischen Steckkontaktes – a) elektrischer Steckkontakt b) 3D-Darstellung aus CT-Untersuchung c) 2D-Darstellung quer zur Steckrichtung und Separierung von verschiedenen Kontaktpunkten d) 2D-Darstellung parallel zur Steckrichtung e) – g) Darstellung der Kontaktzonen 1 – 3 zwischen Messer- und Buchsenteil

Zur weiteren Werkstoff- und Oberflächendiagnostik können verschiedene mikroskopische Verfahren zur Schadensanalyse angewandt werden [17]. Bei verzinnten Kontaktsystemen kommt es im Fall der Reibkorrosion durch die Zinnoxidbildung zu einer Dunkelfärbung der Oberfläche, *Abb. 4*. Gleichermaßen muss bei vergoldeten Kontaktsystemen auch nach einer Belastung eine geschlossene Goldschicht vorliegen, was durch die **Lichtmikroskopie** anhand der charakteristischen Farbe schnell nachgewiesen werden kann [7]. Somit stellt die Lichtmikroskopie ein schnelles und einfaches Analytikinstrument dar, um Oberflächen anhand ihrer Erscheinung bewerten zu können. Neben der Analyse der Kontaktflächen elektrischer Steckkontakte kann durch die optische Messung der Lichtmikroskopie auch das Kontaktöffnungsmaß beim Buchsenelement vermessen werden. Somit lässt sich das mechanische und thermische Relaxationsverhalten nach einem Qualifikationstest sowie die oberen Grenztemperatur und deren Einfluss auf die Kontaktnormalkraft und somit auf die Lebensdauer beurteilen [7]. Durch **3D-Oberflächenanalysen** in der Kontaktzone und den peripheren Bereichen kann das Ausmaß des Verschleißes auf der Oberfläche bewertet werden, *Abb. 4* [11].

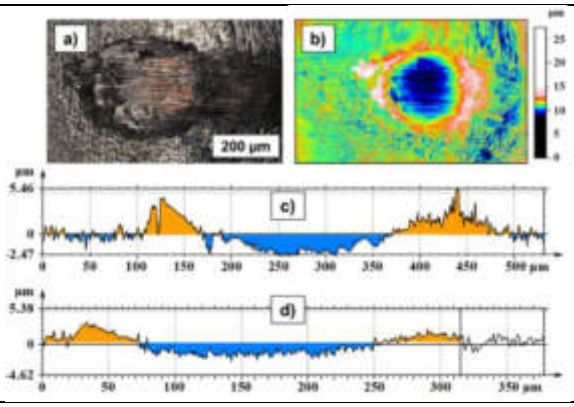


Abb. 4: Darstellung einer Oberfläche eines elektrischen Steckkontaktes nach einem Stresstest – a) Lichtmikroskopie b) 3D-Oberflächenvermessung c) Profillinie zur Ermittlung der Verschleißtiefe in horizontaler Richtung d) Profillinie zur Ermittlung der Verschleißtiefe in vertikaler Richtung

Die Analyse der Oberfläche durch Profillinien lassen Rückschlüsse auf die Verschleißtiefe aber auch das Verschleißvolumen zu [18]. Neben der Verschleißtiefe bieten 3D-Oberflächenvermessungen somit auch die Möglichkeit die geometrische Form bzw. Größe der Verschleißmulde zu bestimmen [6]. Durch die Kombination von Lichtmikroskopie und Topographievermessung kann das Verschleißbild eines elektrischen Steckkontaktes im ersten Schritt bewertet werden. Die lichtmikroskopische Aufnahme in *Abb. 4* zeigt dunkle sowie kupferähnliche Verfärbungen. Durch Kenntnisse des Schichtsystems kann anhand der Topographievermessung ein Durchrieb auf das Kupfersubstrat bestätigt werden. Die dunklen Verfärbungen deuten hier auf eine Bildung von Oxidpartikeln hin. Die Verschleißbilder bei elektrischen Steckkontakten können jedoch je nach eingeleiteter Bewegungsrichtung variieren. Daher wurden von *Hilmert* idealisierte Verschleißbilder in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung erarbeitet, welche die Form und Eigenschaften dieser Verschleißmulden charakterisieren [19].
Die Lebensdauer elektrischer Steckkontakte kann von der Verschleißfestigkeit der Beschichtung abhängen [2]. Die wichtigste Eigenschaft eines elektrischen Steckkontaktes ist jedoch die Bereitstellung eines niedrigen und stabilen Kontaktwiderstands [20]. Der Widerstand kann dabei im gesteckten Zustand gemessen werden und somit kann anhand von Grenzwiderständen die weitere Funktionsfähigkeit bestimmt werden [6]. Um jedoch ortsaufgelöst die Widerstandsverteilung über der Kontaktzone zu bestimmen, können sogenannte **Kontaktwiderstandsmappings** erstellt werden, *Abb. 5* [11].

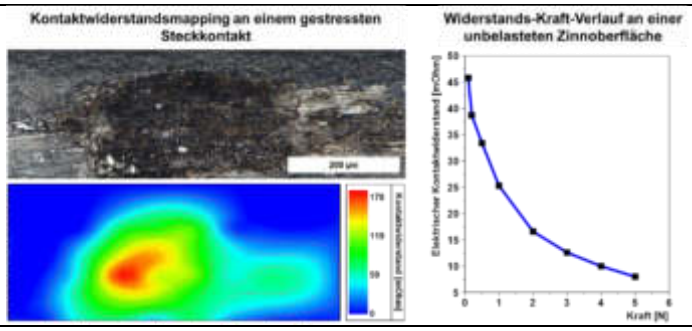


Abb. 5: Exemplarische Darstellung verschiedener Messoperationen an einem Kontaktwiderstandsmessgerät – Kontaktwiderstandsmapping eines tribologisch beanspruchten elektrischen Steckkontaktes mit Zinnbeschichtung (links) – Verlauf des elektrischen Widerstands über der Zeit an einer unbelasteten Zinnoberfläche (rechts)

Der Vorteil einer solchen taktilen Erfassung ist, dass direkt die physikalische Größe des elektrischen Widerstands gemessen wird. Dadurch werden neben Oxiden auch andere schlecht leitfähige Verbindungen wie Schwefelverbindungen oder Kohlenwasserstoffe, die auch hohe Kontaktwiderstände verursachen können, bei der Bewertung berücksichtigt [20]. Mit solchen taktilen Kontaktwiderstandsmessgeräte kann daher auch den Einfluss der Oberflächenrauheit oder organischer Passivierungen auf den Kontaktwiderstand untersucht werden. Dabei bietet sich eine ergänzende chemische Analytik zur Quantifizierung der beteiligten Stoffe an. Die höhere Auflösung der chemischen Analyseverfahren im Vergleich zu der taktilen elektrischen Messtechnik verursacht jedoch einen Unterschied in der Informationsdichte der beiden Verfahren [8].
Neben Kontaktwiderstandsmappings können an belasteten oder unbelasteten Oberflächen auch Widerstands-Kraft-Verläufe bestimmt werden, um darüber die notwendige Flächenpressung für einen bestimmten Grenzwiderstand bestimmen zu können.
Die **Rasterelektronenmikroskopie** (REM) stellt im Bereich der Elektronenmikroskopie ein Verfahren zur bildlichen Darstellung von Oberflächen im Millimeter bis in den

Nanometerbereich dar. Zur Darstellung von Oberflächen wird dafür ein fein gebündelter Elektronenstrahl rasterförmig über die Oberfläche fokussiert und erzeugt somit Wechselwirkungen mit dem Probenmaterial, wobei dieser Sekundär- und auch Rückstreuelektronen erzeugt. Durch verschiedene Detektoren können somit Topographie- als auch Materialkontraste der Probenoberfläche abgebildet werden. In *Abb. 6 a) und b)* wird die Kontaktzone eines gestressten elektrischen Steckkontaktes mit zwei verschiedenen Detektoren abgebildet. Neben den verschiedenen bildlichen Darstellungen können auch Präzisionsmessungen von Längen, Schichtdicken und weiteren geometrischen Größen durchgeführt werden [17]. Die Größe und Verteilung der entstehenden Verschleißpartikel bei einem Reibkorrosionsprozess kann somit analysiert werden [6]. Die Kombination aus hohen Vergrößerungen und guten Tiefenschärfen kennzeichnen ein REM aus [3]. Durch weitere Zusatzkomponenten können in einem REM auch in-situ Experimente bei hohen bzw. tiefen Temperaturen sowie unter mechanischen oder elektrischen Lasten durchgeführt werden [17].
Weiterhin kann durch die ergänzende **Elektronenstrahlmikroanalyse (ESMA)** auch die chemische Zusammensetzung untersucht und qualitative und quantitative Analysen durchgeführt werden.

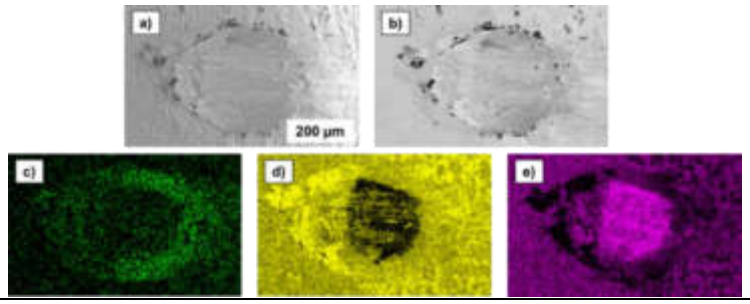


Abb. 6: Untersuchungen eines belasteten elektrischen Steckkontaktes durch ein Rasterelektronenmikroskop – a) REM-Bild mit einem Topographiekontrast – b) REM-Bild mit einem Materialkontrast – c) EDX-Flächenmapping Sauerstoff – d) EDX-Flächenmapping Zinn e) EDX-Flächenmapping Kupfer

Unter dem Begriff der Elektronenstrahlmikroanalyse lässt sich die **energiedispersive Röntgenspektroskopie (EDX)** sowie die **wellenlängendispersive Röntgen-spektroskopie (WDX)** verorten. Die Elektronenstrahlmikroanalyse im Allgemeinen basiert dabei auf der infolge eines Elektronenbeschusses einer Probenoberfläche entstehenden Wechselwirkungen mit dem Probenmaterial. Dabei wird durch ein Primärelektron aus einem kernnahen Energieniveau ein Elektron herausgeschlagen, welches durch einen Röntgenquant eine elementspezifische Energie abgibt. Somit lassen sich durch ein EDX-System Elementanalysen an Probenoberflächen durchführen [17]. *Abb. 6* zeigt ein EDX-Flächenmapping, welches bei dem vorliegenden elektrischen Steckkontakt einen Durchrieb der Zinnschicht aufgrund der Belastung nachweist. Weiterhin lässt sich durch den erhöhten Sauerstoffgehalt in der Kontaktzone das Vorhandensein von Oxiden aus dem Reibkorrosionsprozess vermuten.
Die **wellenlängendispersive Röntgenspektrometrie (WDX)** gehört auch zur Elektronenstrahlmikroanalyse und ist ein leistungsfähiges Werkzeug zur qualitativen und quantitativen Charakterisierung dünner Schichten im Nanometer- und Mikrometerbereich [21]. Dabei basiert auch diese Analyse auf der charakteristische Röntgenstrahlung, welche bei einem Beschuss einer Oberfläche durch Elektronen emittiert wird [22]. Die Röntgenstrahlung wird dabei sequentiell für jede einzelne Wellenlänge durch Spektrometerkristalle ausgewertet und einem entsprechenden Element zugeordnet [17]. Die kleinste noch messbare Konzentration eines Elements ist beim WDX um einen Faktor 10 besser als beim EDX: Dafür ist im Wesentlichen der Bremsstrahlungsuntergrund der

Röntgenstrahlung verantwortlich, welcher beim WDX über die Spektrometerkristalle direkt herausgefiltert wird und somit auch die Detektion von sehr schwachen Signalen ermöglicht [21]. Die Röntgenlinien zeigen dann die im Informationsvolumen anwesenden Elemente. Die Röntgenlinien erlauben einen qualitativen Nachweis und über die Intensitäten lassen sich Konzentrationen sehr genau berechnen [22]. Die Umrechnung der gemessenen Röntgenintensitäten in eine Konzentration eines Elements ist äußerst komplex [21]. Ein beispielhafte Methode haben *Pouchou & Pichoir* entwickelt [23]. Die gemessenen Röntgenintensitäten ergeben mit Simulationsrechnung dann die chemische Zusammensetzung der Schicht in Form einer Massenbelegung in µg/cm². Durch die Annahme über einer Dichte des Schichtmaterials lassen sich geometrische Schichtdicken auch im Nanometerbereich zuverlässig bestimmen [21]. Durch softwarebasierte Auswertungen lassen sich somit Schichtdickenmappings, wie in *Abb. 7*, am Beispiel der vermuteten Oxide auf der Oberfläche erstellen. Neben den ESMA-Messungen können Kontaktwiderstandsmessungen die Oberflächenanalytik hier ergänzen. Die Korrelation der Methoden zeigt, dass bei vergleichsweise dicken Oxidschichten auch höhere elektrische Widerstände vorliegen. Jedoch wird anhand der Analysen in *Abb. 7* der bereits zuvor diskutierte Unterschied in der Informationsdichte von taktilen und chemischen Analysenverfahren mittels Elektronenstrahl deutlich.

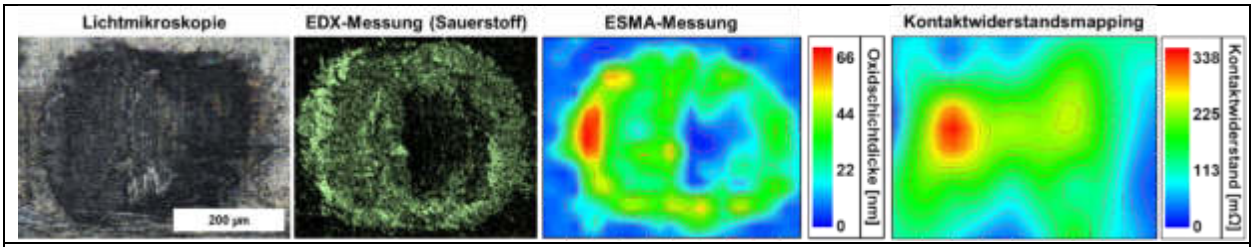


Abb. 7: ESMA-Messungen und Berechnung der Oxidschichtdicke im Vergleich zum EDX-Mapping (Sauerstoff), Kontaktwiderstandsmapping und der lichtmikroskopischen Aufnahme

Neben der Elektronenstrahlmikroanalyse gibt es noch verschiedene weitere Methoden zur chemisch strukturellen Analyse von tribologisch belasteten Oberflächen. Dazu zählen Verfahren wie die **Auger-Elektronen-Spektroskopie (AES)** oder auch **Röntgenphotoelektronen-Spektroskopie (XPS)**. Diese Verfahren ermöglichen es Elemente aber auch chemische Bindungszustände nachzuweisen. Mittels XPS lassen sich neben dem genauen Bindungstyp auch Oxidationszustände ermitteln. Die Informationstiefe liegt dabei im Bereich weniger Nanometer, sodass diese Verfahren äußerst oberflächensensitiv arbeiten [28]. Die **Raman-Spektroskopie** liefert ebenfalls Informationen über die lokale, chemische Zusammensetzung von Oberflächen. Durch dieses Verfahren lassen sich im oberflächennahen Bereich raman-aktive Schwingungs-moden erfassen [24]. Somit können auch bei elektrischen Steckkontakten durch raman-spektroskopische Untersuchungen Rückschlüsse auf die gebildeten Oxide im Reibkontakt gezogen werden. Durch vereinfachte Modellprüfungen an verzinnten Oberflächen können tribologische Beanspruchungen erzeugt werden und anschließend eine Identifikation von entstandenen Zinnoxiden sowie die Identifizierung von Kupferoxiden bei einem Durchrieb der Zinnschicht vorgenommen werden [25].
Im automobilen Anwendungsbereich werden elektrische Steckkontakte häufig durch den Prozess der Feuerverzinnung beschichtet. Prozessbedingt bilden sich dabei zwischen dem Kupferbasismaterial und dem Zinn intermetallische Phasen (IMP) aus, welche im nativen Zustand eine Schichtdicke zwischen 300 und 500 nm besitzen. Temperaturbelastungen können Diffusionsvorgänge zwischen dem Basismaterial und der Beschichtung hervorrufen, sodass es zum Wachstum der intermetallischen Phasen kommen kann. Das Vorliegen von Korngrenzen- oder Volumendiffusion ist dabei von der

maximalen Temperatur abhängig. Diese intermetallischen Phasen können die Kontakteigenschaften, wie z.B. den Kontaktwiderstand und den Reibkoeffizienten, beeinflussen [26]. Zur Untersuchung dieser Veränderungen im Beschichtungssystem können **Focussed-Ion-Beam-Analysen (FIB)** durchgeführt werden. Durch die Methode kann die Materialstruktur unterhalb der Oberfläche validiert werden. Somit lassen sich im Querschnitt des Schichtsystems Strukturen und Schichtdicken direkt miteinander vergleichen [27]. Als exemplarisches Beispiel wurde dafür in *Abb. 8* ein Vergleich einer FIB-Untersuchung von einem neuen Steckkontakt und einem Steckkontakte, welcher einer zyklischen Temperaturbelastung von -40 °C und 160 °C unterzogen wurde, dargestellt. Somit lässt sich erkennen, dass die intermetallische Phase durch die Temperaturbelastung, und den daraus resultierenden Diffusionsprozess, gewachsen ist und sich auch in ihrer Struktur vom Ausgangzustand unterscheidet.

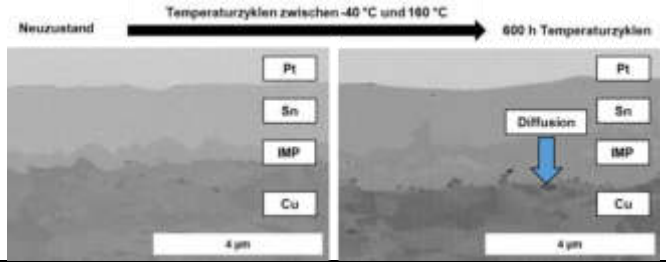


Abb. 8: Focussed-Ion-Beam Untersuchungen am Beispiel eines elektrischen Steckkontaktes im neuen Zustand (links) und nach einer Temperaturauslagerung über 600 h zur Visualisierung der veränderten Schichtstruktur durch Diffusionsprozesse von Kupfer und Zinn

Weiterhin können durch die Methode des **Focussed-Ion-Beam** auch **3D-Tomographien** erstellt werden. Dafür wird eine definierte Region-of-interest (ROI) Schnitt für Schnitt bearbeitet und dabei Serienbildaufnahmen erstellt [27]. Zur Durchführung solcher Serien-FIB-Schnitte muss die Region-of-interest, wie in *Abb. 9* dargestellt, vorbereitet werden. Das erstellte Fiducial dient als Referenzpunkt für die automatisierte Fokussierung. Anschließend wird in definierten Abständen ein FIB-Schnitt durchgeführt und das Bild dazu aufgenommen. Über geeignete Softwaretools können so aus allen FIB-Schnitten 3D-Tomopgraphien als repräsentative Volumenelemente hergestellt werden. In *Abb. 9 (rechts)* wird dies am Beispiel von elektrischen Kontakten dargestellt [29].

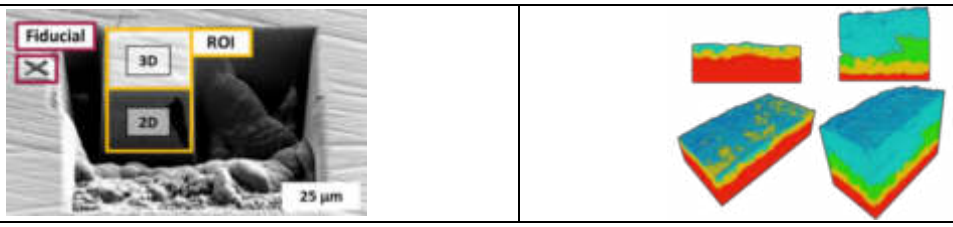


Abb. 9: Probenpräparation zur Erstellung einer 3D-Tomographie durch eine Serie von FIB-Schnitten (rechts) – Beispielhafte Darstellung von entsprechenden Analysen an Schichtsystemen elektrischer Steckkontakte [29]

Bewertung der Methoden in Bezug auf elektrische Steckkontakte

Da bei elektrischen Steckkontakten die Funktionsfähigkeit maßgeblich vom elektrischen Kontaktwiderstand beeinflusst wird [20], wird im Bereich der elektrischen Verbindungstechnik für eine erste Bewertung die lokale Messung der physikalischen Größe des elektrischen Kontaktwiderstands auf den Oberflächen als äußerst hilfreich bewertet. Ergänzend dazu können EDX- und WDX-Analysen eine deutlich höhere Ortsauflösung bereitstellen, wobei hier jedoch ausschließlich Massen-/Atomprozente der beteiligten Elemente (EDX) ermittelt oder durch aufwendige und komplexe Algorithmen

geometrische Dicken von Kontaminationsschichten (WDX) berechnet werden. Somit wird für die Bewertung von belasteten Kontaktoberflächen eine Kombination dieser Instrumente vorgeschlagen. Die Topographievermessung einer Oberfläche in Kombination mit der Lichtmikroskopie können durch verhältnismäßig geringen Aufwand weitere Erkenntnisse über den Zustand (Verfärbungen sowie Tiefe, Form und Volumina von Verschleißmulden) einer Oberfläche liefern. Elektronenspektroskopische Verfahren (AES / XPS) zeichnen sich durch einen höheren Aufwand sowie ein notwendiges Erfahrungs- und Expertenwissen im Bereich der grenzflächennahen Analytik aus.

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein ganzheitlicher Ansatz vorgestellt, um tribologische Phänomene vollumfänglich zu untersuchen. Dazu gilt es das tribologische Phänomen anhand einer tribologischen Prüfkette zu abstrahieren und anschließend mit verschiedenster Werkstoff- und Oberflächenanalytik zu untersuchen. Dabei wurden anhand von elektrischen Steckkontakten aus dem automobilen Bordnetz exemplarisch werkstoffdiagnostische Methoden vorgestellt. *Bauch und Rosenkranz* geben einen umfassenden Überblick über weitere Verfahren der physikalischen Werkstoffdiagnostik. Eine Korrelation der verschiedenen Prüfkategorien kann somit einen Erkenntnisgewinn bei tribologischen Fragestellungen unter geringeren Entwicklungskosten sowie –zeiten ermöglichen.

Literatur

[1] Woydt M.: „Verschleißschutz und Nachhaltigkeit als Querschnittsherausforderungen – Eine Expertenstudie der Gesellschaft für Tribologie e.V.“, 2021.

[2] Buenting K., Schinow V., Song J.: „Korrelation zwischen Verschleißeigenschaften und kontaktelektrischen Eigenschaften von silberbeschichteten Steckverbindern“, In: WOTech Technical Media, 2016.

[3] Czichos H., Habig K.H.: “Tribologie-Handbuch“, 3. Auflage, 2010.

[4] Vinaricky E. (Hrsg.): „Elektrische Kontakte, Werkstoffe und Anwendungen – Grundlagen, Technologien, Prüfverfahren“, 3. Auflage (2016).

[5] Slade P.G.: „Electrical Contacts – Principles and Applications”, Second Edition, 2014.

[6] Kolmer P., Song J., Schramm D.: „Oberflächenanalytische Untersuchungen an elektrischen Steckkontakten“, In: Tagungsband der GMM-Fachtagung, 8. Symposium Connectors, 2021.

[7] Kaiser V. (Hrsg.): Zentralverband Elektrotechnik und Elektronikindustrie e.V.): „Technischer Leitfaden – TLF 0214 – Validierung von Automotive-Niedervolt-Steckverbindern“, 2021.

[8] Müller K., Getto R., Nowottnick M.: „Charakterisierung von ODT auf technischen Silberoberflächen für Steckverbinder“, In: In: Tagungsband der GMM-Fachtagung, 6. Symposium Connectors, 2017.

[9] Buresch I., Rehbein P., Klaffke D.: „Possibilities of Fretting Corrosion Model Testing for Contact Surfaces of Automotive Connectors”, 2nd World Tribology Congress, 2001.

[10] Song J., Schinow V.: „Reibverhalten von elektrischen Kontaktoberflächen“, In: Tagungsband der Tribologie-Fachtagung, 2014.

[11] Song J., Yuan H., Shukla A., Koch C., Hilmert D.: „Correlation of Connector Contact Failures in Accerelated Testing and in Long-term Use Field Vehicles”, IEEE, 65st Holm Conference on Electrical Contacts, 2019.

[12] Sawada S., Saitoh Y., Iida K.: „Deterioration Mechanism of Connectors Used in Long Driven Vehicles”, IEEE, 61st Holm Conference on Electrical Contacts, 2015.

[13] Swingler J., McBride J.W., Maul C.: „Degradation of Road Tested Automotive Connectors”, IEEE, Transactions on Components and Packaging Technologies, 2000.

[14] Rynio C.: „Mechanische und mikrostrukturelle Untersuchungen zum Hochtemperaturverschleiß von Ventilwerkstoffen für Dieselmotoren“, Dissertation, Bochum, 2014.
[15] Woydt M.: „Reibung und Verschleiß von Werkstoffen und Dünnschichten, Bauteilen und Konstruktionen – Ursachen – Analyse – Optimierung“, 2010.
[16] Dörnhöfer A., Bauer N., Heuler P., Kinscherf S., Decker M.: „Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit elektrischer Steckkontakte unter Vibrationsanregung“, In: Potenziale im Zusammenspiel von Versuch und Berechnung in der Betriebsfestigkeit, 2016.
[17] Bauch J., Rosenkranz R.: „Physikalische Werkstoffdiagnostik – ein Kompendium wichtiger Analytikmethoden für Ingenieure und Physiker“, 2017.
[18] Park Y.W., Ramesh Bapu G.N.K., Lee K.Y.: „Studies oft in coated brass contacts in fretting conditions under different normal loads and frequencies”, In: Science & Coatings Technology, 201, p. 7939 – 7951, 2007.
[19] Hilmert D., Yuan H., Song J.: „Untersuchung der Korrelation zwischen Verschleißenergie und Verschleißvolumen an Kupferkontakten mit Silberbeschichtung“, In: Tagungsband der GMM-Fachtagung, 8. Symposium Connectors, 2021.
[20] Sachs S., Schmidt H.: „Untersuchung lokaler Kontaktwiderstände durch Rastersonden-Mikro-Abtastung von Kontaktoberflächen“, In: Tagungsband der GMM-Fachtagung, 8. Symposium Connectors, 2021.
[21] Schiffmann K.I., Steinberg C.: „EPMA-Analyse dünner PVD- und CVD-Schichten – Grundlagen und Beispiele aus der industriellen Praxis“, In: Vakuum in Forschung und Praxis, Vol. 31, Nr. 3, p. 26 – 36, 2019.
[22] Willich P., Schiffmann K., Bethke R.: „Elektronenstrahl-Mikroanalyse zur Charakterisierung dünner Schichten“, In: Dünne Schichten, Heft Nr. 1, p. 44 – 47, 1993.
[23] Pouchou J.L., Pichoir F.: „Surface Film X-Ray Microanalysis“, In: Scanning, Vol. 12, S. 212 – 224, 1990.
[24] Wahl M., Brodyanski A., Lösch J., Kopnarski M., Loos P., Beau P., Kolmer P.: „Analytische Charakterisierung der Oberflächenkorrosion von Kobalt-basierten Legierungen unter (Hoch-)Temperatur-Reibbelastung“, In: Tagungsband Tribologie-Fachtagung, 2020.
[25] Trinh K.E., Tsipenyuk A., Varenberg M., Rosenkranz A., Souza N., Mücklich F.: „Wear debris and electrical resistance in textured Sn-coated Cu contacts subjected to fretting“, In: Wear, Vol. 344-345, S. 86 – 98, 2015.
[26] Schmidt H., Buresch I., Stokowski A.: „Alterungsmechanismen bei Steckverbindern, die nicht Arrhenius-Zusammenhängen gehorchen“, 25. Albert-Keil-Kontaktseminar, 2019.
[27] Petersen J.: „Focussed Ion Beam – Die feine Klinge der Materialanalyse“, In: Vakuum in Forschung und Praxis, Vol. 30, Nr. 1, p. 40 – 47, 2018.
[28] Wohlschlögel T., Kaloudis M.: „Praktische Oberflächenanalytik – Überblick über die Verfahren EDX, AES, XPS und SIMS“, In: Galvanotechnik, S. 2637 – 2646, 2011
[29] Ito T., Ogihara S., Hattori Y.: „Three-Dimensional Structural Transition of Tin Plated Fretting Contacts“, IEEE, 56st Holm Conference on Electrical Contacts, 2010.
[30] Hannel S., Fouvry S., Kapsa P., Vincent L.: „The fretting sliding transition as a crierion for electrical contact performance“, In: Wear, Vol. 249, S. 761 – 770, 2001.

Philipp Kolmer (M.Sc.), Tel.: +49 5361-9-45658, E-Mail: philipp.kolmer@volkswagen.de, Volkswagen AG
Prof. Dr.-Ing. Jian Song, Tel.: +49 5261 70 25 028, E-Mail: jian.song@th-owl.de, Technische Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Labor für Feinsystemtechnik

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

S. Schiefer, M. Gerlach, J. Seewig

Messunsicherheitsbetrachtung für die Ermittlung von Haftreibwerten zur Korrelationsfindung geometrischer Kenngrößen

Zusammenfassung:

Für die Entwicklung geometrisch funktionaler Kenngrößen zur Beschreibung von Oberflächen ist die Kenntnis über die Zusammensetzung und Wirkung der Bauteilfunktion entscheidend. Dabei hängt diese von vielen verschiedenen Einflussfaktoren ab. Neben der Oberflächengeometrie und der Formabweichung sind auch die Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen existentiell. Um die Funktion der Kraft- resp. Drehmomentübertragung von reibschlüssigen Oberflächen gezielt analysieren und optimieren zu können, ist das Verständnis über den Zusammenhang der Fertigung, den Oberflächentexturen und der resultierenden Funktion von besonderer Bedeutung. Basis einer funktionalen Korrelation ist die Analyse von Einflussfaktoren mit der Bestimmung der Messunsicherheit für die Haftreibwertprüfung sowie weiterführend der Unsicherheitsbetrachtung für die geometrische Oberflächenbeschreibung mittels neuer Kenngrößen.

Abstract:

The development of geometric and functional parameters for describing surfaces requires the knowledge about the composition and the impact of a component function. Therefore, it depends on several different influencing factors. Besides the surface geometry and form deviations there are interactions between surfaces. To analyse and improving the function of force- respectively torque for frictionally engaged surfaces it is important to have a deep understanding of the correlation between processing, surface texture and the resulting function. The standard of a functional corelation is an analysis of the different influencing factors including the uncertainty of measurement and the uncertainty for the geometrical characterisation of surfaces with new parameters.

Stand der Technik

Grundlage reproduzierbarer Messergebnisse ist das Wissen über die Funktionsweise des Prüfprozesses sowie dessen einzelne Einflussparameter. Das Zusammenwirken der einzelnen Einflussgrößen X_1, X_2 …X_n, eines definierten Messprinzips und der mathematisch- physikalischen Methode ergeben die daraus resultierende Messgröße Y, Formel 1.

$$Y = y \pm k * u(y) = y \pm U \qquad (1)$$

Dem wahren Wert einer Messgröße, repräsentiert durch ein Normal, ordnen sich dabei die verschiedenen Abweichungen, resultierend aus dem Messprozess, zu. Diese Abweichungen, auch Messabweichung, gilt es zu schätzen. Zwei Arten von Messabweichungen existieren, die systematischen und die zufälligen Abweichungen. Im Internationalen Wörterbuch der Metrologie wird die Messunsicherheit beschrieben als „ein nicht negativer Parameter, der die Streuung der Werte kennzeichnet, die der Messgröße auf der Grundlage der benutzen Information beigeordnet ist.“ Damit enthält das vollständige Messergebnis eine zugeordnete Messunsicherheit, welche den Streubereich der Messwerte kennzeichnet. Laut ISO 9001, IATF 16949 sowie die ISO 10012 fordern diese die Bestimmung der Messunsicherheit. Seit 1993 gibt es hierfür einen öffentlichen Leitfaden „**G**uide tot he Expression of **U**ncertainty in **M**easurement“, kurz GUM genannt. Als Neuauflage dieses Leitfadens wurde 2008 der ISO/IEC Guide 98-3 veröffentlicht, welcher identisch mit dem Leitfaden JCGM 100:2008 ist. Zusätzlich wird auf einem Beiblatt die Monte-Carlo-Methode auf Basis der Verteilungsfortpflanzung per Simulation mittels dem von Cantelli und von Kolmogoroff formulierte Gesetz der großen Zahlen dargestellt. [1, 2, 3,4]

In der Praxis findet diese Methode jedoch wenig Anwendung im Gegensatz zu dem Ansatz nach GUM. Abweichungen sind hierbei nach dem Fortpflanzungsgesetz nach Gauß zu modellieren. Auf dem Prinzip nach GUM beruhen einige vereinfachte und für die Praxis abgewandelte Konzepte (Bild 1). Der VDA Band 5 zählt ebenfalls dazu. Dabei sind lediglich additive Modelle beschrieben und etwaige Korrelationen zwischen den Eingangsgrößen werden nicht unberücksichtigt. Alle existierenden Verfahren zur Schätzung der Messunsicherheit basieren auf der statistischen Wahrscheinlichkeitsrechnung. [2, 3, 4, 5, 6, 7]

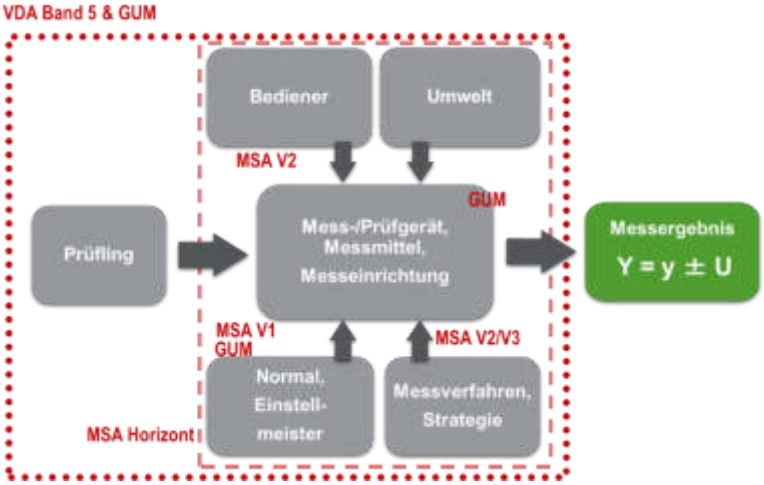


Bild 1 **Schematische Einflüsse auf die Messunsicherheit und der Eintrag in verschiedene Beurteilungsmethoden [in Anlehnung an 8]**

Für eine wissenschaftliche Analyse der erweiterten Standardunsicherheiten von Messsystem und Messprozess komplexer Systeme eignet sich die Methode nach GUM. Es existieren dabei zwei unterschiedliche Vorgehensweisen. Die Methode A wird genutzt, wenn statistische Versuchsreihen zur Auswirkung der Einflusskomponente erzeugt werden oder vorliegen. Daraus werden Schätzwerte für die Standardunsicherheit basierend auf der Mittelwertstreuung mithilfe der empirischen Standardabweichung *s* (2) ermittelt. Reine Mittelwertbetrachtungen werden mithilfe der Standardunsicherheit siehe Formel (3) errechnet. Kleine Stichproben sollten, abweichend von GUM, mit dem Schätzwert für eine erwartungstreue Schätzung $\hat{\sigma}$ mit a_n korrigiert werden (4). Der Korrekturfaktor a_n ist anhand der Gamma-Funktion definiert und in einiger Literatur tabellarisiert. [9, 10]

Asymptotische erwartungstreue Schätzung: $$s_x = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2} \quad (2)$$

Standardabweichung der Mittelwerte $$s_{\bar{x}} = \frac{s_x}{\sqrt{n}} \quad (3)$$

Erwartungstreue Schätzung bei kleinen Stichproben: $$\hat{\sigma} = \frac{s_x}{a_n} \quad (4)$$

Die zweite Methode B schätzt die Standardunsicherheit auf Basis von Erfahrungs-, Kalibrier- oder Herstellerwerten. Die Entnahme der Unsicherheitsangaben vom Kalibrierschein beruht auf folgender Rückführung, wobei der k-Faktor bekannt sein muss:

$$u(x_i)_B = \frac{U}{k} \qquad (5)$$

Für Unsicherheitsangaben mithilfe von Intervallen, z.B.: Daten vom Hersteller Auflösung ±0,01, wird eine Annahme zum Verteilungsmodell der Schätzwerte getroffen und mittels Transformationskoeffizient b über

$$u(x_i)_B = a \cdot b \qquad (6)$$

ausgedrückt. Ohne Kenntnis über den Verteilungstyp des Merkmals ist die Annahme einer Rechteckverteilung aus der Vielzahl an Verteilungstypen zweckmäßig. Der Unsicherheitsbeitrag u ergibt sich aus den einzelnen Standardunsicherheiten des quadratischen Fortpflanzungsgesetzes. Dieses ist für zufällige Messabweichungen als additives Modell bei nicht korrelierten Eingangsgrößen gültig (7).

$$u\,(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}u(x_i)\right)^2} \qquad (7)$$

Ergänzt wird das Gauß'sche Fortpflanzungsgesetz mit dem Sensitivitätskoeffizienten c_i des partiellen Differentials der Einflussgröße x zur Messgröße Y sowie dem Gewichtungsfaktor G_i für unterstellte Verteilung (8). Komplexe Messunsicherheitsbetrachtungen können durch Untergliederung in Teilbudgets übersichtlicher strukturiert werden.

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}u(x_i)\right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(c_i \cdot u(x_i)\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(c_1 \cdot u_{(x1)}\right)^2 + \cdots + \left(c_n \cdot u_{(xn)}\right)^2} \qquad (8)$$

$$\text{mit } c_i = \frac{\partial f}{\partial x_i} \qquad (9)$$

Grundlagen der Haftreibwertberechnung eines quasistatischen Torsionsprüfstandes

Ein Referenzprüfstand sowie ein standardisiertes Prüfverfahren für Stirnkontakte unter Torsionsschub wurde dafür an der Professur Konstruktionslehre der TU Chemnitz im Rahmen des Gecko-Projektes entwickelt (Bild 2). Das Prüfverfahren für einen flächigen, ebenen und trockenen Ring-Kontakt des quasistatischen Torsionsversuchs nutzt einen Hydraulikzylinder, welche die Normalkraft F_N auf das obere Spannelement aufgebringt, so dass die Ringflächen der eingespannten Probekörper aufeinander ausgerichtet sind. Über die Messwelle am untern Probekörper wird das Torsionsmoment eingeleitet. Direkt an der Messstelle erfolgt die Erfassung des Torsionsmoment per DMS Vollbrückenschaltung. Der Wirbelstromsensor (oberen Gegenhalter) erfasst den Verdrehwinkel zur gegenüber angebrachten geneigten Platte an der Messwelle. Die kontinuierliche Aufzeichnung von Normalkraft F_N, Torsionsmoment T/M_T und Verdrehwinkel φ ermöglichen eine Darstellung in Drehwinkel-Torsionsmoment-Diagrammen (Rutschkurven). [11, 12, 13]

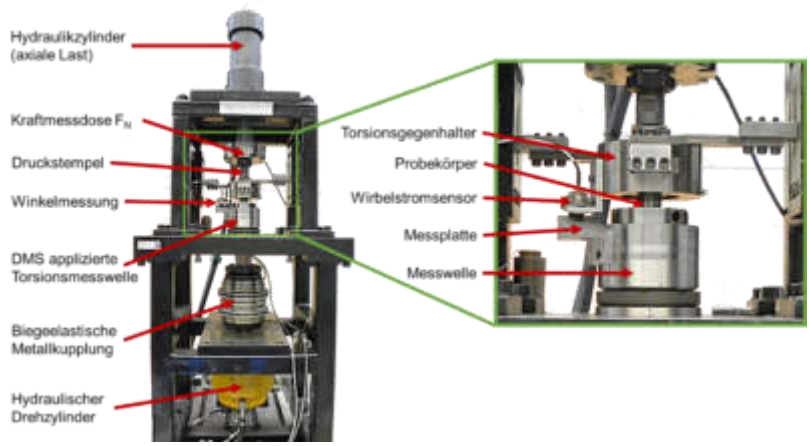
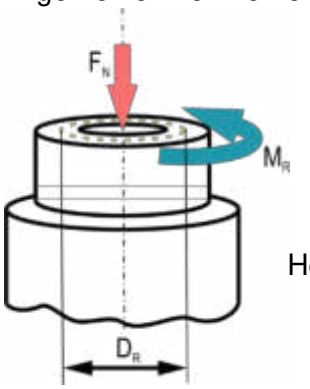


Bild 2 Aufbau des Torsionsreibwertprüfstandes mit Winkelmesseinrichtung

Verschiedene Verbindungen weisen unterschiedliche Reibwertcharakteristiken („Rutschkurven“) auf. Dabei kann sich das größte Torsionsmoment bei bereits versagten Proben befinden oder es existiert kein signifikanter Punkt zwischen Haften und Gleiten. Abhilfe schafft ein Verdrehwinkel bezogener Ansatz, der sich an der Vorgehensweise der Ermittlung der Dehngrenze für die Werkstoffkenngröße Rp0,2 orientiert. Äquivalent zur plastischen Verformung beim Spannungs-Dehnungs-Diagramm verhalten sich beim Reibschluss die plastische Formänderung der Oberflächenspitzen und die „Verzahnung“ der Prüfflächen. Für die festgesetzte Verschiebung von φ=0,1° wird der linearer Torsionsanstieg parallel verschoben. Das dazugehörige Torsionsmoment ist dann in die Formel 17 zur Haftreibwertberechnung einzusetzen, die die Grundlage der Messunsicherheitsbetrachtung sowie den resultierenden Abweichungen der einzelnen Einflussfaktoren ist. Für die Bewertung der einzelnen Komponenten stehen Kalibrierscheine, Herstellerangaben sowie statistische Beobachtungen zur Verfügung. Folgend ist die Herleitung der Haftreibwertformel $\mu_{0,1}$ aufgeführt. [11, 12, 13, 14]

COULOMBSCH`sches Haftreibungsgesetz: $F_R \leq \mu_0 * F_N$ (10)

Allgemeine Drehmomentgleichung $M = F * l$ (11)



$$T_R = M_R = F_R * \frac{D_R}{2} \quad (12)$$

$$F_R = \frac{2 * T_R}{D_R} \quad (13)$$

$$D_R = \frac{2}{3} \frac{(D_A^3 - D_I^3)}{(D_A^2 - D_I^2)} \quad (14)$$

Herleitung von D_R:

$$M_R = \tau r dA\ , \qquad dA = \varphi r dr$$

$$M_R = \tau\varphi \int r^2\, dr = \tau\varphi \int_{DI}^{DA} r^2\, dr = \frac{1}{3}\tau\varphi\left(\left(\frac{D_A}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_I}{2}\right)^3\right) \quad (15)$$

mit $\tau = \frac{F}{A}$ und $M_R = F * D_R$

Nach der Integration von M_R nach dr, wobei φ = 2π für 360° entspricht, ergibt sich nach dem Einsetzen von τ, M_R und A, unter Annahme der Flächenkonstanz folgende Formel:

$$D_R = \frac{2\pi}{3A}\left(\left(\frac{D_A}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^3\right) \quad (16) \text{ mit}$$

$$A = \frac{\pi}{2} r^2 = \frac{\pi}{2} ({r_A}^2 - {r_I}^2) = \frac{\pi}{2} \left(\left(\frac{D_A}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \right)$$

Aus der Umstellung der Gleichung 10 nach dem Haftreibwert und dem Einsetzen der modifizierten Gleichung aus 13 ergibt sich:

$$\mu = \frac{2 * T_R}{D_R * F_N} \qquad (17)$$

Aufgrund der schwankenden Charakteristik der Rutschkurve, wird ein auf den relativen Verdrehwinkel von 0,1°Grad bezogener Haftreibwert $\mu_{0,1}$ angegeben. Die Auswertung erfolgt durch das Anlegen einer Geraden an den ermittelten Torsionsmoment-Verdrehwinkel-Graf.

$$\mu_{0,1} = \frac{2 * T_{R0,1}}{D_R * F_N} \quad (18)$$

Anwendungsgerechte Bestimmung der Messunsicherheit

Auf Basis eines Ishikawa-Diagramms (Bild 2) und einer FMEA wurden in Verbindung mit der aus der Formel 18 sich ergebenden Einflussgrößen, welche für die Berechnung des Haftreibwertes relevant sind, ermittelt. Vereinfacht werden alle erkannten systematischen und zufälligen Fehler den drei Hauptkomponenten aus Formel 18 zugeordnet und Teilbudgets für $T_{R0,1}$, D_R, F_N erstellt.

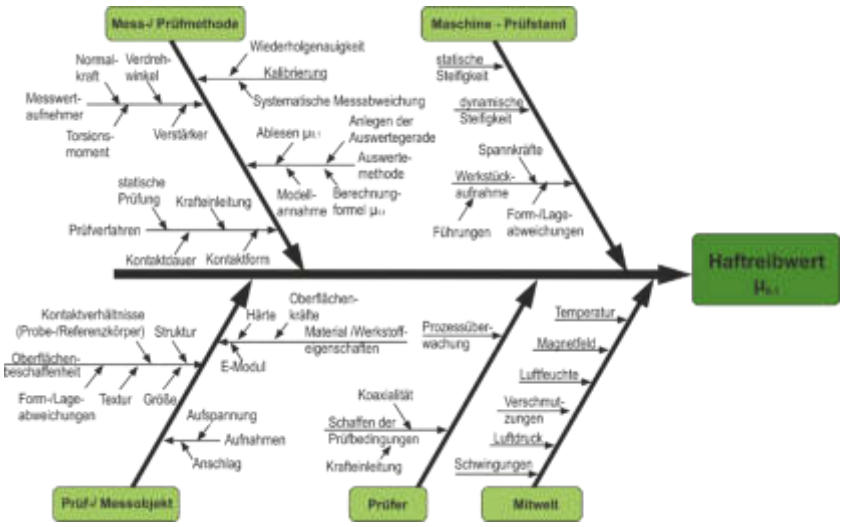


Bild 2 Ishikawa-Diagramm der Einflussgrößen des Haftreibwertes

Die Einzelkomponenten der Messunsicherheitsanteile für D_R beinhalten die Abweichungen resultierend aus der Fertigung (δD_a, δD_i) sowie dem Zusammenhang, dass neben der Änderung des mittleren Reibdurchmessers D_{RV} sich gleichwohl die Kontaktfläche D_{RAV} reduziert, wodurch ein Anstieg der Flächenpressung unter gleichbleibender Kraft erfolgt. Ein möglicher Torsionsmomentanstieg würde damit aus der erhöhten Flächenpressung und nicht aus der Oberflächenstruktur und den Verbindungseigenschaften resultieren. Analysen wiesen auf Basis konstruktiver Gestaltung einen maximalen Versatz von 2,0 mm auf. Temperaturschwankungen und den daraus resultierenden Durchmesseränderungen werden mit der Komponente $D_{R\Delta T}$ berücksichtigt.

Hauptkomponente D_R	
Einflussgrößen:	δD_a Abweichungen von D_a durch Fertigung δD_i Abweichungen von D_i durch Fertigung $D_{R\Delta T}$ Ausdehnung infolge der Temperaturänderung D_{RV} Versatz der beiden Probekörper zueinander basierend den konstruktiven Spielraum des Prüfstandes δD_{RAV} Fehler aus der Annahme der Flächenkonstanz
Modellgleichung:	$D_R = D_R - \delta D_a - \delta D_i - D_{R\Delta T} - D_{RV} - \delta D_{RAV}$ (19)
Annahmen:	• Unkorrelierte Eingangsgrößen • Additives Modell
Sensitivitäts-koeffizienten c_i:	$\frac{\partial D_R}{\partial D_a} = \frac{2}{3} \cdot \frac{3D_a^2 \cdot (D_a^2 - D_i^2) - 2D_a \cdot (D_a^3 - D_i^3)}{(D_a^2 - D_i^2)^2}$ (20) $\frac{\partial D_R}{\partial D_i} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2D_i^2 \cdot (D_a^3 - D_i^3) - 3D_i \cdot (D_a^2 - D_i^2)}{(D_a^2 - D_i^2)^2}$ (21) $\frac{\partial D_R}{\partial A} = -\frac{2\pi}{3A^2}\left(\left(\frac{D_A}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^3\right)$ (22)
Teilbudgetgleichung:	

$$u_{(D_R)} = \sqrt{\left(\frac{\partial D_R}{\partial D_a}\, u_{(D_A)}\right)^2 + \left(\frac{\partial D_R}{\partial D_i}\, u_{(D_i)}\right)^2 + \left(u_{(D_{R\Delta T})}\right)^2 + \left(u_{(D_{RV})}\right)^2 + \left(\frac{\partial D_R}{\partial A} u_{RAV}\right)^2} \quad (23)$$

Im Teilbudget $T_{R0,1}$ wird das graphische Verfahren zur Ermittlung des Reibmoments T_R bei 0,1° relativer Verdrehung verwendet. Diese graphische-manuelle Auswertung bedingt zufällige Abweichungen, so dass mittels eines programmierten MATLAB-Algorithmus eine standardisierte Gaußauswertung anhand einer Statistikmessreihe zur Bewertung der Abweichung erfolgte. Dabei wurden die Standardabweichung auf Basis des Unterschieds zwischen graphisch ermitteltem Torsionsmoment und dem Gauß eingepassten Torsionsmoment errechnet. Aufgrund des Stichprobenumfang wird der Schätzwert um a_n (für n=25) = 0,99 für $\delta V_{TR0,1}$ korrigiert (4). Weiterhin finden die Abweichungen der Winkelmessung ($\delta\varphi_L$, $\delta\varphi_A$, $\delta\varphi_G$) ihre Berücksichtigung, aufgrund der direkten Einwirkung in die Berechnung der Drehmoment-Winkel. Linearität-, Auflösungs- und Genauigkeitsabweichungen der Sensoren, wie zum Beispiel auch des Dehnungsmessstreifens (DMS mit δDMS) werden berücksichtigt. Dabei fundiert die Unsicherheitsberechnung auf den Herstellerangaben HBM und wurden individuell auf den Torsionsprüfstand angepasst. Der Einsatz von A/D-Wandlern führt zu einer treppenförmigen Signalkennlinie, wodurch ein Quantisierungsfehler entsteht., welcher in Anbetracht des minimalen Effektes auf die Messunsicherheit eliminiert wurde. Zudem beeinflussen die Abweichungen der Probenkörpergeometrie (D_{RV}, δD_{RAV}) sowie Anzeigeabweichungen (δAw_{TR}, δSw_{TR}, δRa_{TW}, δAa_{TW}) der einzelnen Messgrößen das resultierende Messergebnis, so dass sie in die Messunsicherheit eingehen.

Hauptkomponente $T_{R0,1}$		
Einflussgrößen:	D_{RV}	Versatz der beiden Probekörper zueinander basierend den konstruktiven Spielraum des Prüfstandes
	δD_{RAV}	Fehler aus der Annahme der Flächenkonstanz
	$\delta\varphi_L$	Linearitätsabweichungen bei der Winkelmessung
	$\delta\varphi_A$	Auflösungsabweichungen bei der Winkelmessung
	$\delta\varphi_G$	Genauigkeitsabweichungen bei der Winkelmessung
	δAw_{TR}	relative Anzeigeabweichung T_R
	δSw_{TR}	relative Spannweitenabweichung T_R
	δDMS	Abweichungen der Dehnungsmessstreifen
	δRa_{TW}	Restanzeige T_W
	δAa_{TW}	Anzeigeauflösung T_W
	$\delta V_{TR0,1}$	Abweichungen aufgrund des Ermittlungsverfahrens für $T_{R0,1}$
Modellgleichung:	$T_{R0,1} = T_R - \delta D_{RV} - \delta D_{RAV} - \delta\varphi_L - \delta\varphi_A - \delta\varphi_G - \delta Aw_{TR} - \delta Sw_{TR} - \delta DMS - \delta Ra_{TW} - \delta Aa_{TW} - \delta V_{TR0,1}$ (24)	
Annahmen:	• Unkorrelierte Eingangsgrößen • Additives Modell	
Sensitivitäts-koeffizienten c_i:	$\frac{\partial T_R}{\partial A} = -\frac{2\pi F_N}{3A^2}\left(\left(\frac{D_A}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^3\right)$ (25)	

Teilbudgetgleichungen:

Ermittlungsverfahren für $T_{R0,1}$ aus statistischen Untersuchungen:

$$u_{V_{TR0,1}} = \frac{s_{T_{R0,1}}}{a_n} = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(x_{Abweichung_i} - \overline{x_{Abweichung}}\right)^2} \quad (26)$$

mit: $x_{Abweichung_i} = \left|T_{R0,1\,Graphisch_i} - T_{R0,1\,Gaußalgorithmus_i}\right|$ (27)

$$u_{(T_{R0,1})} = \sqrt{\left(u_{(D_{RV})}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_R}{\partial A}u_{RAV}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{\varphi L}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{\varphi A}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{\varphi G}\right)^2 + \left(\frac{\delta Aw_{TR}}{a_n}\right)^2 \ldots}$$

$$\sqrt{\ldots + \left(\frac{\delta Sw_{TR}}{a_n}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{DMS}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{Ra\,TW}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{Aa\,TW}\right)^2 + \left(\frac{1}{3}u_{V_{TR0,1}}\right)^2} \quad (28)$$

Die Unsicherheitsbetrachtung der Normalkraft beinhalten neben den Anzeige- (δAw_{FN}, δU_{FN}) und Signalabweichungen (δU_{KMD}, δS_{KMD}) ebenfalls die resultierenden Auswertungsabweichungen (δA). Außerdem entsteht durch eine nicht koaxiale und eine rechtwinkligkeitsabweichende Krafteinleitung am oberen Ende des Prüfstandes eine Verminderung der Normalkraft ($\delta\alpha$). Dies führt zu Schwankungen des Haftreibwertes. Eine winkelbezogene Komponente der Krafteinleitung wird deshalb in Messunsicherheitsbudget ($\delta\alpha$) einbezogen.

Hauptkomponente F_N	
Einflussgrößen:	δAw_{FN} relative Anzeigeabweichung F_N δU_{FN} relative Spannweitenabweichung F_N δA Abweichung der Auswertecharakteristik δU_{KMD} relative Spannungsabweichung der Kraftmessdose δS_{KMD} relative Signalabweichung der Kraftmessdose $\delta\alpha$ winkelbezogene Abweichung der Krafteinleitung
Modellgleichung:	$F_N = F_N - \delta Aw_{FN} - \delta U_{FN} - \delta A - \delta U_{KMD} - \delta S_{KMD} - \delta\alpha$ (29)
Annahmen:	• Unkorrelierte Eingangsgrößen • Additives Modell
Teilbudgetgleichung: $u_{(F_N)} = \sqrt{\left(\left(\frac{\delta Aw_{FN}}{a_n}\right)^2 + \left(\frac{\delta U_{FN}}{a_n}\right)^2 + \left(\frac{1}{3}u_A\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{U_{KMD}}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}u_{S_{KMD}}\right)^2 + \left(\frac{1}{3}u_\alpha\right)^2\right.}$ (30)	

Die komplette Messunsicherheitsberechnung für die Haftreibwertermittlung $\mu_{0,1}$ (35) basiert auf dem quadratischen Fortpflanzungsgesetz (7) der einzelnen vorangegangenen Teilbudgets.

Komponente $\mu_{0,1}$	
Einflussgrößen:	$\delta T_{R0,1}$ Unsicherheit resultierend aus dem Torsionsmoment $T_{R0,1}$ δD_R Unsicherheit resultierend aus dem mittleren Reibdurchmesser δF_N Unsicherheit resultierend aus der Normalkraft
Modellgleichung:	$\mu_{0,1} = \mu - \delta T_{R0,1} - \delta D_R - \delta F_N$ (31)
Annahmen:	• Unkorrelierte Eingangsgrößen • Additives Modell
Sensitivitäts-koeffizienten c_i:	$\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial T_{R0,1}} = \frac{2}{D_R F_N}$ (32) $\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial D_R} = \frac{-2\,T_{R0,1}}{{D_R}^2 F_N}$ (33) $\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial F_N} = \frac{-2\,T_{R0,1}}{D_R {F_N}^2}$ (34)
Budgetgleichung: $u_{\mu 0,1} = \sqrt{\left(\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial T_{R0,1}} * u_{(T_{R0,1})}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial D_R} * u_{(D_R)}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mu_{0,1}}{\partial F_N} * u_{(F_N)}\right)^2}$ (35)	

Für die kombinierte Standardunsicherheit U nach Formel (36) werden für die Haftreibwerteinflüsse ein Vertrauensniveau von 95% und damit ein k-Faktor von 2 festgesetzt. Damit beträgt die Messunsicherheit für die dimensionslose Größe des Haftreibwertes:

$$U = u \cdot k \qquad (36)$$

$$\boldsymbol{U_{0,95} = 2 \cdot u_{\mu 0,1} = 2 \cdot 0,002999 = 0,005999} \qquad (37)$$

Zusammenfassung und Ausblick

Zur weiteren Beurteilung der mit dem Prüfstand ermittelten Ergebnisse sowie der Analyse funktionaler Einflüsse, wie der Oberflächenstruktur, und deren Auswirkung sowie Quantifizierung bedarf es der Einschätzung der Eignung dieses Prüfprozesses. Anhand der errechneten erweiterten Messunsicherheit wird ein Eignungskennwert ermittelt [9]:

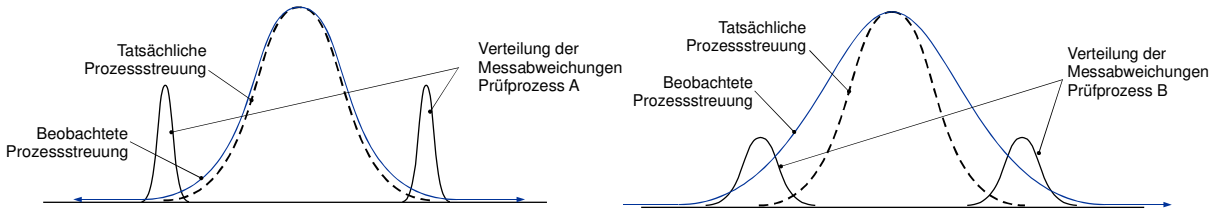
$$Q_{MS} = \frac{2 \cdot U_{0,95}}{TOL} \cdot 100\% \quad (38)$$

Zur Berechnung eines toleranzähnlichen Wertes TOL anhand der Statistikreihe (n=25) wurde, ausgehend vom Mittelwert, die Spanne vom Maximal- zum Minimalwert bestimmt (Tabelle).

Tabelle 1: Werte aus der Statistikserie

Mittelwert	Maximalwert	Minimalwert	MW ± toleranzähnlicher Bereich
0,215	0,27	0,16	0,215 ±0,055

Daraus ergibt sich der Eignungswert von **10,90%**. Dieser liegt unterhalb des von der VDA 5 Band empfohlenen Richtwertes von 15 % und gilt damit als Nachweis für die Eignung des Prüfprozesses der Haftreibung. Für weitere Forschungen zur Korrelationsfindung reibwertrelevanter Einflussfaktoren wird die ermittelte Messunsicherheit des Haftreibwertprüfprozesses von der beobachteten Prozessstreuung subtrahiert. Übrig bleibt die tatsächliche Prozessstreuung, welche abhängig von den einzustellenden Parametern, wie der Form- und Lageabweichung sowie Oberfläche sind (Bild 3). Folglich soll die tatsächliche Streuung innerhalb der Oberflächenstrukturierung unter Vergleichsbedingungen ermittelt werden, so dass die einzelnen Einflussfaktoren quantifiziert werden können.



$$\sigma_{beobachtet}^{\ 2} = \sigma_{tatsächlich}^{\ 2} + \sigma_{Messystem}^{\ 2} \quad (39)$$

Bild 2 Zusammenhang zwischen beobachteter und tatsächlicher Prozessstreuung in Abhängigkeit vom Prüfprozess

Referenzen

[1] Brinkmann, B: Internationales Wörterbuch der Metrologie, Grundlegende und allgemeine Begriffe und zugeordnete Benennungen (VIM) – Deutsch-englische Fassung, ISO/IEC-Leitfaden 99:2007; 4. Auflage; Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e.V. und Beuth Verlag, 2012.

[2] ISO/IEC Guide 98-3:2008-09: Messunsicherheit - Teil 3: Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen, 2008.

[3] ISO/IEC Guide 99:2007-12: Internationales Wörterbuch der Metrologie - Grundlegende und allgemeine Konzepte und zugehörige Begriffe (VIM),2007.

[4] Krystek, M.: Berechnung der Messunsicherheit; Grundlagen und Anleitung für die praktische Anwendung; 2., erweiterte Auflage; Berlin; Wien; Zürich; Beuth Verlag, 2015.

[5] Persch, B.: Bestimmung der Messunsicherheit nach GUM, Grundlagen der Metrologie; Norderstedt: Books on Demand 2003.

[6] Sachs, L.; Hedderich, J.: Angewandte Statistik, Methodensammlung mit R, 13. Aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer -Verlag, Berlin, Heidelberg 2009.

[7] Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA): Prüfprozesseignung, Eignung von Messsystemen, Eignung von Mess- und Prüfprozessen, Erweiterte Messunsicherheit, Konformitätsbewertung; 2. vollständig überarbeitete Auflage, 2010.

[8] Conrad, S; Pfeilsticker, T.: Ermittlung der Messunsicherheit nach GUM und Praxisübungen mit solara.MP®, Foliensatz 029-FMT, Eigentum der Q-DAS GmbH.

[9] Dietrich, E.; Schulze, A: Eignungsnachweis von Prüfprozessen, Prüfmittelfähigkeit und Messunsicherheit im aktuellen Normenumfeld; 5. Auflage; München: Hanser-Verlag, 2017.

[10] Graf, Henning, Stange, Wilrich: Formel und Tabellen der angewandten mathematischen Statistik; 3., völlig neu bearbeitete Auflage von P.-Th. Wilrich und H.-J. Henning, Springer -Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Paris, Tokyo 1987.

[11] AiF/DFG–Gemeinschaftsvorhaben „Gecko“; Rahmenantrag; Antragsteller: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt/Main- Niederrad; Thema des Clusters: Gestaltung und Ermittlung charakterisierender Kennwerte von reibschlussoptimierten Oberflächen; Kennwort des Clusters: „Gecko“.

[12] Gräfensteiner, M.: Analyse und Synthese charakterisierender Kennwerte zur funktionsgerechten Gestaltung von Wirkflächenpaaren in reibschlüssigen Verbindungen, Abschlussbericht, Abschlussbericht des FVV-Forschungsvorhabens IGF-Nr. 17229 BR/1, Frankfurt, FVV Heft Nr. 1077, 2015.

[13] Schuller, S.: Haftreibwerte: Ermittlung von Haftreibungszahlen und Reibungscharakteristiken sowie deren Einflussparametern auf Basis eines neuen Standardprüfverfahrens, Abschlussbericht, Heft 906 – 2010, Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.

[14] DIN EN ISO 6892-1:2020-06; Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 1: Prüf-verfahren bei Raumtemperatur (ISO 6892-1:2019); Deutsche Fassung EN ISO 6892-1:2019.

Autoren

Dipl.-Ing. Saskia Schiefer, Q-DAS GmbH, Reichenhainer Str. 29 A, D-09126 Chemnitz, Germany

Prof. Dr.-Ing. Marco Gerlach, Professur Digitales Fertigungs- und Qualitätsmonitoring, Hochschule Mittweida, Technikumplatz 17a, D- 09648 Mittweida, Germany

Prof. Dr.-Ing. Jörg Seewig, Professor für Messtechnik und Sensorik, Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, D- 67663 Kaiserslautern, Germany

Timo Rinschede, Nils Felinks, Dirk Biermann, Janis Kimm, Werner Theisen, Sebastian Weber, Philipp Niederhofer, Clara Herrera, Martin Kalveram

Turning of non-magnetic, high strength austenitic stainless steels under oil and emulsion as lubricants

Zusammenfassung:

Amagnetische, nichtrostende Stähle erfordern bei der Zerspanung angepasste Werkzeug- und Bearbeitungskonzepte. Hierzu wurden umfangreiche Untersuchungen zur Drehbearbeitung zweier austenitischer Stähle unter Verwendung von Öl sowie Emulsion als Kühlschmierstoff durchgeführt. Dies ermöglicht konkrete Prozessempfehlungen für die Vor- und Endbearbeitung.

Abstract:

Machining of non-magnetic, stainless steels require adapted tooling and processing concepts. For this purpose, detailed experiments were carried out on the turning of two austenitic steels using oil and emulsion as cooling lubricants. This enables specific process recommendations for roughing and finishing.

Introduction

Conventional austenitic stainless steels (Fe-18Cr-8Ni) are alloyed with chromium, which ensures corrosion resistance, and nickel, which is required for stabilization of the austenitic phase. In order to improve resistance to localized corrosion, molybdenum can be added [1].

While featuring superior resistance to attack of corrosive media as well as very high toughness and ductility, conventional FeCrNi austenites suffer from rather low strength, which is unfavorable for many applications. Strength can be increased by applying cold work strengthening, which, however, can be accompanied by deformation-induced phase transformation from austenite to martensite. Another possibility is the addition of interstitial elements, most likely nitrogen, which results in increased strength, improved cold work hardening ability, and stabilization of the austenitic phase. However, the solubility of nitrogen is limited in FeCrNi steels, and the precipitation of most probably chromium-rich nitrides is undesired since it is linked with deterioration of corrosion resistance and mechanical properties. Nitrogen solubility in austenitic stainless steels can be enhanced by a (partial) substitution of nickel by manganese (FeCrMn(Ni)). Thus, higher amounts of nitrogen can be added (“high nitrogen steels”, HNS), which improves mechanical properties as well as resistance to localized corrosion [2].

High nitrogen contents however may require pressurized metallurgy, which is expensive. Thus, recent developments aimed at introduction of high amounts of interstitial elements at ambient pressure, which was achieved by partial replacement of nitrogen by carbon. The so called austenitic “high interstitial steels” (HIS) combine superior mechanical properties with good corrosion resistance and can be produced by conventional metallurgy [3].

HNS and HIS remain fully austenitic even at high degrees of cold deformation, which in turn means, that they are non-magnetic. Consequently, they can be used in demanding environments like e.g. oil- and gas-exploration, submarine environments, or medical applications.

On the other hand, mechanical properties of HNS and HIS, in particular the combination of high toughness and intense cold work hardening, are prone to cause issues for

machining of such alloys, e.g. concerning chip formation or tool wear. Thus, in this study, two different high strength austenitic stainless steels are investigated aiming at finding optimized parameters for efficient machining.

Experimental setup

Workpiece materials

Two different high strength austenitic stainless steels were chosen for the investigations. X3MnCrNiMoN is a commercially available HNS, which is used e.g. for oil- and gas-exploration. X30CrMnN18-18 is a newly developed HIS, which can be used e.g. as a stainless bearing steel, but also in similar applications as mentioned above. Both steels were supplied as round bars with a diameter of 60 mm. They were tested in solution annealed condition, which ensures a fully austenitic microstructure free of precipitates. The resulting mechanical properties along with the chemical compositions and microstructural images can be found in **Fig. 1**.

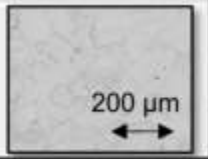
(a)	X3MnCrNiMoN 19-16-5-3	X30CrMnN 18-18	(b)	X3MnCrNiMoN 19-16-5-3	X30CrMnN 18-18
Interstitial content	0,48 wt%	0,85 wt%	C	< 0,03 wt%	0,3 wt%
0,2%-yield strength	450 MPa	600 MPa	N	0,45 wt%	0,55 wt%
Tensile strength	800 MPa	930 MPa	Si	0,15 wt%	0,2 wt%
Elongation at fracture	48 %	56 %	Cr	16,5 wt%	18,5 wt%
Grain size (ISO 643)	4	3	Ni	4,6 wt%	-
Microstructure			Mn	19 wt%	18,5 wt%
			Mo	2,4 wt%	-
			C+N	0,45 wt%	0,85 wt%

Fig. 1: Mechanical properties and chemical composition of the investigated steel grades

Tools

In the experimental investigations, specific inserts for machining austenitic steels from Seco Tools were used, as is shown in **Fig. 2**. The cutting insert type CNMG120408-MF4 TM2501 was used for roughing and type VBMT160404-F1 TM2501 for finishing tests. Both inserts are made of the same cutting material and provide high cutting-edge stability and wear resistance for machining austenitic stainless steel grades. The coating system, comprising TiCN and Al_2O_3, is applied to the tools in a CVD process with a maximum thickness of 7 µm, which enables the preparation of sharp cutting edges. For roughing, a corner radius of r_ε = 0.8 mm was applied to increase the cutting stability. In order to realize small cutting depths as well as to machine complex contours, a decreased corner radius of r_ε = 0.4 mm was selected for finishing inserts. The tool type CNMG120408-MF4 is characterised by an open, negative geometry with a tool orthogonal clearance of α = 0 ° and a rounded cutting-edge radius of r_β = 36 mm. In comparison, the positive finishing insert type VBMT160404-F1 has a similar cutting-edge radius but a tool orthogonal clearance of α = 5 °.

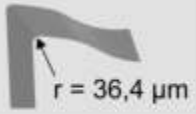
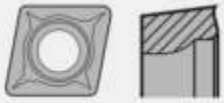
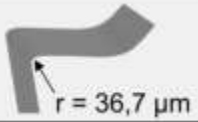
		Geometry	Cutting edge	Clearance angle major	Coating
CNMG120408-MF4 TM2501				0 °	CVD, 7µm, TiCN+AL_2O_3
VBMT160404-F1 TM2501				5 °	CVD, 7 µm, TiCN+AL_2O_3

Fig. 2: Turning tools used for roughing and finishing

Machines and lubricants

The tests were carried out on two different CNC lathes in order to apply various cooling lubricant strategies. One test series was performed with oil on a Monforts RNC200A lathe, which has a drive power of P_{max} = 13 kW. The Index ABC65 machine tool was used for the tests under emulsion and has a drive power of P_{max} = 35 kW. The cutting oil type Blasomill13 from Blaser Swisslube GmbH is mineral-based. The high lubricating effect is provided by anti-wear and extreme-pressure-additives. A water-miscible cooling lubricant based on ester oil of type Blaser Vaso 6000 was applied for machining tests under emulsion. The content was adjusted to 12 % in order to achieve a sufficient lubricating effect in addition to the cooling qualities.

Methods of analysis

Specific multicomponent dynamometers type Kistler 9121 and Kistler 9119 respectively were used to measure the mechanical tool loads while machining. The tool wear was analysed by a digital microscope type Keyence VHX 5000 and surface quality was measured with a tactile surface roughness tester type Hommel Etamic W5 in cutting time periods of Δt_h = 3 min. In addition, chip formation was analysed by a high-speed microscope type Keyence Highspeed VW9000. Samples that were cut from the machined parts were embedded in epoxy, and carefully ground by hand to a mesh size of 1000 using SiC grinding paper. Afterwards they were polished down to a grain size of 1 µm with a diamond suspension and then etched in V2A-etching solution to develop deformation features and microstructures. The microhardness was measured with the KB30s automatic hardness tester (KB Prüftechnik) with a load of 0.1 kg. Further, a microhardness tester type Shimadzu HMV-G was used to analyse the subsurface zone after sample preparation process.

Results and discussion

Roughing

In the experimental tests the machinability in turning, both roughing and finishing, of the stainless, non-magnetic steel grades were analysed experimentally. Initially, tests on varying cutting speed, feed rate and cutting depth were performed in order to work out favourable cutting parameters. The primary criteria of these analyses were high productivity as well as process reliability. Concerning finishing, a high surface quality was intended. The machinabilities of these steel grades are negatively influenced by their high ductility in particular. This effects chip breaking and favours the formation of chip balls. The experimental test on tool life, presented in the following, is based on the results of

initial tests, in which cutting parameters were varied. In roughing, inserts of type CNMG120408-MF4 TM2501 were used at a feed rate of f = 0.3 mm, a cutting depth of a_p = 1.5 mm and a cutting speed of v_c = 50 m/min. The mechanical tool loads and tool wear were presented along the performed cutting time of t_h = 18 min. **Fig. 3** displays the results for the regarded materials depending on lubricant types.

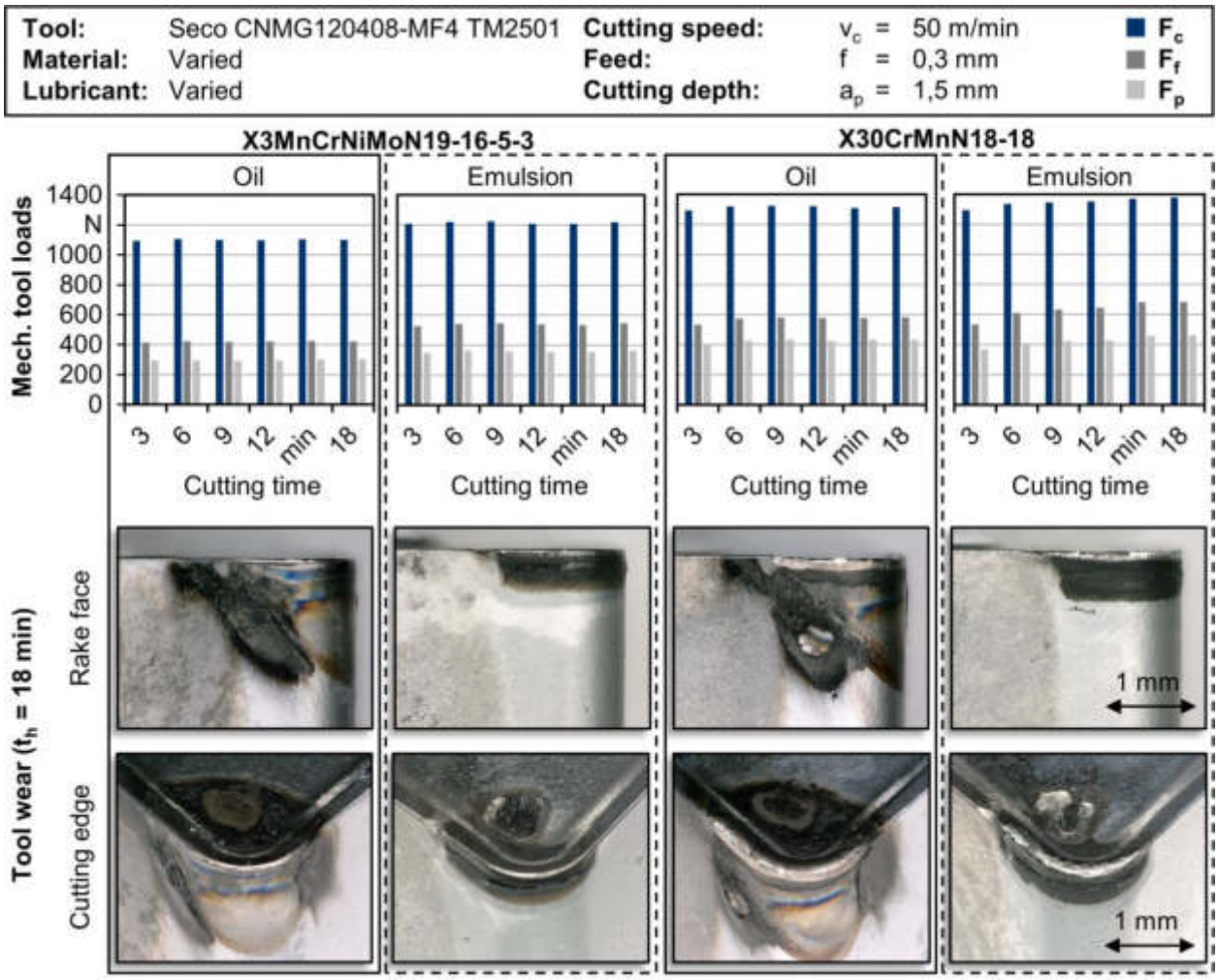


Fig. 3: Mechanical tool loads and wear behaviour in roughing under oil and emulsion

With regard to the mechanical tool loads, it is shown that no significant deviations of cutting forces were measured for most experiments. Rising mechanical tool loads over machining time were only observed in roughing X30CrMnN18-18 under the use of emulsion-based cooling lubricant. In general, a favourable ratio of cutting, feed and passive force could be achieved with the performed cutting parameters. In comparison, machining X30CrMnN18-18 is characterised by a higher level of cutting force components, due to comparatively increased mechanical strength as well as a higher content of interstitial elements nitrogen and carbon. Due to this, this material causes intense mechanical loadings. Furthermore, tool wear increases in form of abrasive wear at the cutting edges. Especially in terms of tool wear, there are significant differences between the materials as well as between the applied cooling lubricant types. The material X3MnCrNiMoN19-16-5-3 causes less abrasive wear on the flank face and a reduced width of flank wear land (VB). The main cutting edge and the corner were rounded, so the cutting edge durability decreases in consequence. However, these phenomena do not affect the mechanical tool loads and the chip shape along the

regarded cutting time t_h. Due to the low thermal conductivity of austenitic steels [1], high thermal tool loads can be implied at roughing under oil. Because of the increased cooling qualities, thermal loadings can be significantly reduced by using a coolant emulsion [4]. By applying oil as lubricant concept, a burr was formed at the level of the cutting depth, regarded as sign of wear. Turning X30CrMnN18-18 under these conditions causes increased loadings on the cutting edge. In particular, abrasive wear forms can be observed, which is induced by the impact of interstitial particles [5, 6]. Furthermore, cutting material spalling and plastic deformation, especially under emulsion, can be observed, which is the reason for increasing cutting forces. In comparison to the steel grade X3MnCrNiMoN19-16-5-3, increased notch wear on the main cutting edge as well as lower thermal load marks were analysed in the turning tests under emulsion.

The occurring tool loads and the resulting tool wear can be influenced by microstructural changes in form of strain hardening, besides other factors [3]. In order to investigate this correlation more precisely in the context of processing the investigated steel grades, metallographic analyses of the previously machined workpiece subsurface zones were carried out. By these analyses, the microscopic changes in the subsurface zones were to be detected in order to enable a reference to the previously presented results of machining tests. **Fig. 4** shows the results of microhardness tests in the workpiece's subsurface zones, starting from the machined surface.

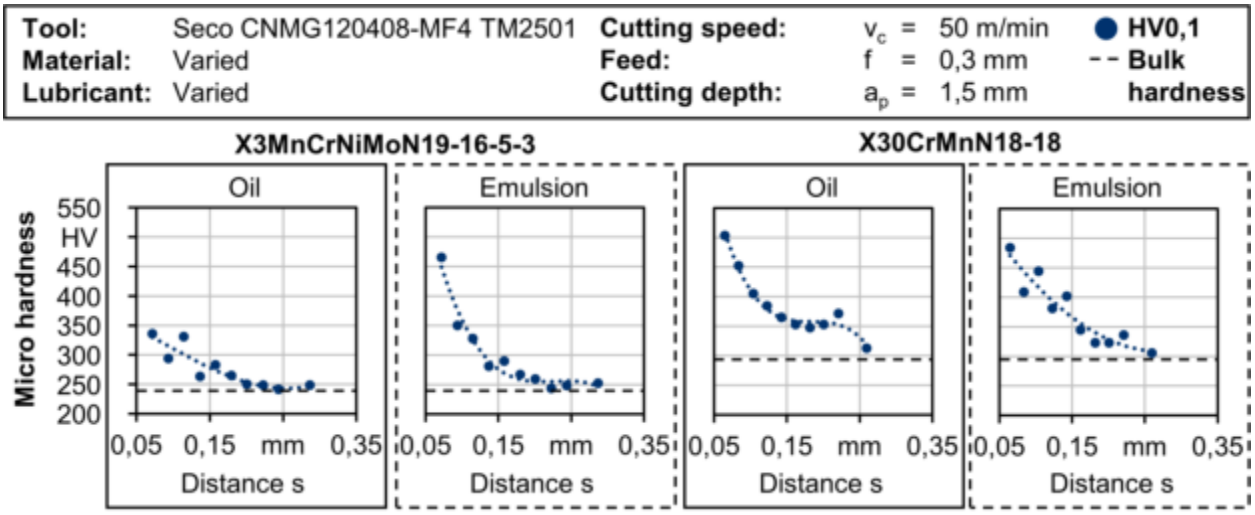


Fig. 4: Results of micro hardness analyses in the subsurface zones of the roughed workpieces differentiated between material and lubricant

Basically, the materials differ in terms of the measured bulk hardness: A micro hardness of 290 HV0.1 was detected for the material X30CrMnN18-18, which is about 50 HV0.1 higher than for X3MnCrNiMoN19-16-5-3. Additional to the bulk hardness, rough turning causes a hardening of the subsurface zone to the depth of s = 0.2 mm. These cold hardening phenomena are favoured by the influence of the solved interstitial elements, which hinder dislocations in the crystal lattice. The level of bulk hardness as well as hardening results correlates with the mechanical tool loads and tool wear, observed in the performed machining test. In this context, the increased strength for X30CrMnN18-18 causes higher mechanical tool loads as well as more extensive abrasive wear. Moreover, the choice of cooling lubricant does not have a significant effect on the subsurface zone's strength. In summary, it can be said that the observed hardening effects induced by rough machining can thus be used effectively in application purposes

in form of an increased surfaced integrity. In this context special wear resistance properties arise for the presented choice of cutting tools and the parameters.

The comparison of the tool wear along the regarded cutting time demonstrates the differences in the use of different cooling lubricants. Due to the higher thermal conductivity and capacity of water-mixed lubricants compared to oil, the point of contact can be cooled more effectively when using an emulsion. By this, the intensive thermal loadings on the tool can be reduced significantly. For this reason, increased cutting parameters for turning under emulsion were applied in further experimental tests. The material removal rate and thus also the productivity are to be increased by rising the cutting speed to v_c = 75 m/min and the feed rate to f = 0.35 mm. The test results describing tool wear and the micro hardness in the subsurface zones are shown in **Fig. 5**.

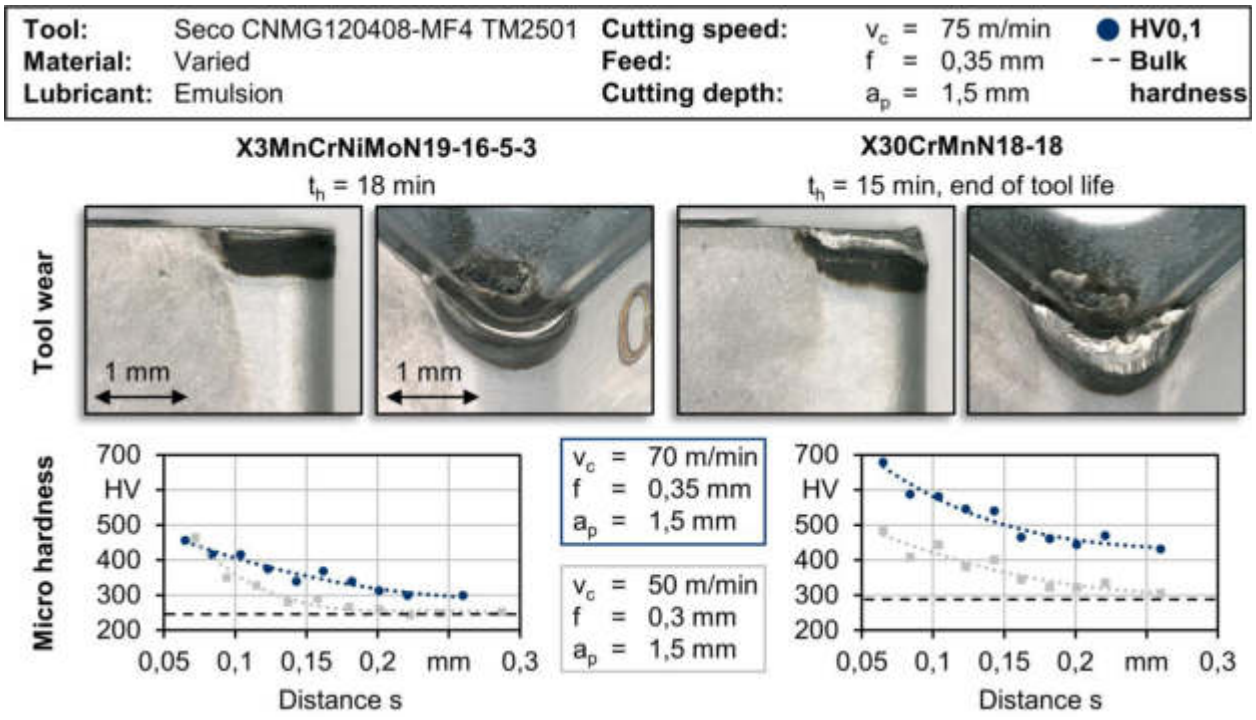


Fig. 5: Resulting tool wear and micro hardness analysis at increased cutting parameters for roughing using a coolant emulsion

For the material X3MnCrNiMoN19-16-5-3 the enhanced machining strategy, a high process stability and comparable signs of wear were observed. More precisely, minor material removing signs at the main cutting edge and corner as well as notch wear at the level of the cutting depth could be analysed after processing. When considering the subsurface zone, the process adjustments primarily affect the hardening depth, but not the degree of hardening. Furthermore, turning the material X30CrMnN18-18 under the same machining conditions, both the degree of hardening and the hardening depth significantly increase. Strong mechanical loads attend this on the cutting tool, so that plastic deformation and abrasive wear was detected. As a result of increased tool loading, a tool breakage occurs after a cutting time of t_h = 15 min. In summary, it can be said that the thermal tool loading can be reduced significantly by the increased cooling effect of an emulsion towards oil for the regarded steel grades. However, the investigated cutting parameters for roughing can be applied productively in turning X30CrMnN18-18 because of increased strain hardening effects and mechanical loadings.

Finishing

In addition to roughing, experiments on finish-turning for the regarded steel grades were also investigated. In these tests, inserts type VMBT160404-F1 TM2501 were applied. In terms of technological analysis of finishing processes a high reliability, especially with regard to chip shape and chip removal as well as a high surface quality, was adduced primarily. Especially under these aspects, the coolant types oil and emulsion were compared experimentally in initial tests. Due to the superior lubrication effect [4], it can be said that higher surface qualities were measured in the tests under oil. An increased thermal tool load did not occur due to the small chip cross-section during finishing, so that an increased cooling effect was not necessary. In this context, machining under emulsion does not generate significant advantages. For this reason, only the results for finishing under oil are presented below. The tool wear and the surface quality were documented over a cutting time of t_h = 18 min, and the subsurface zone of the finished surface was also analysed. **Fig. 6** shows these results for both materials.

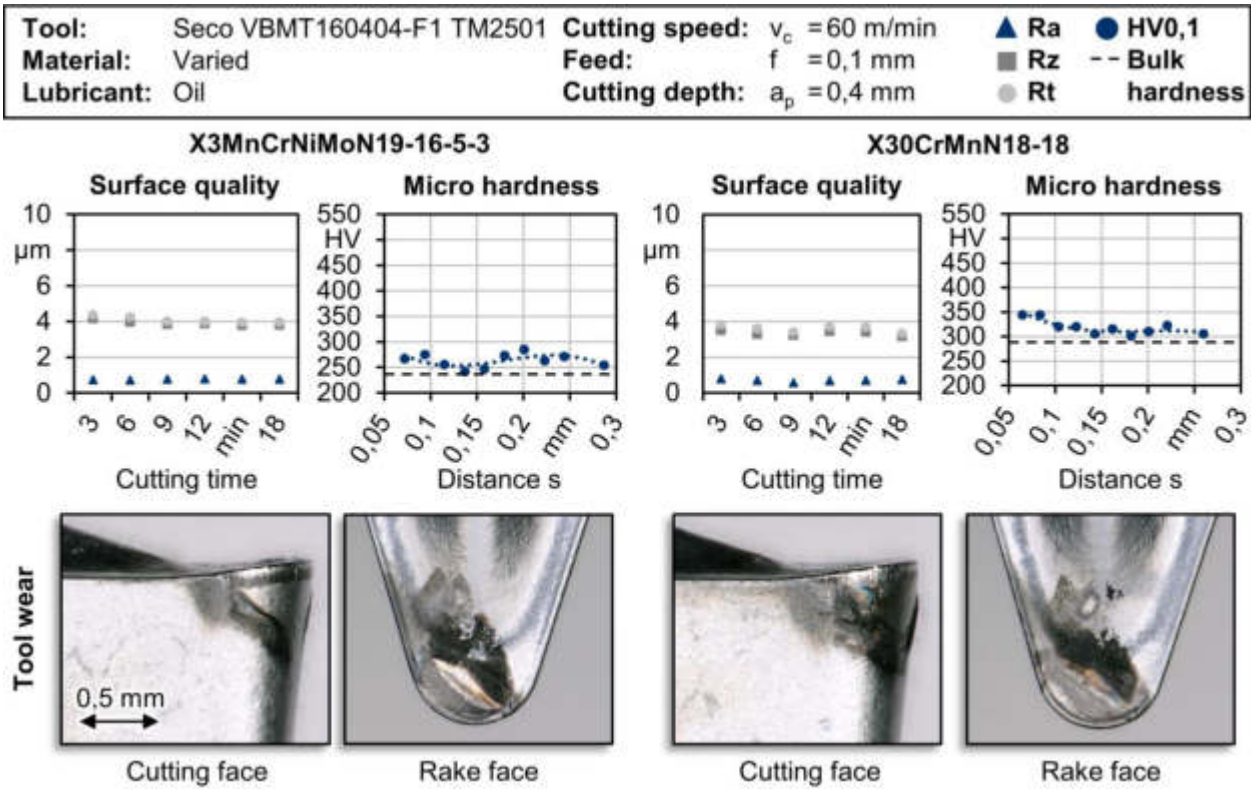


Fig. 6: Surface quality, influence on subsurface zone and tool wear for finishing under oil

The finishing process was performed at a feed rate of f = 0.1 mm and a cutting depth of a_p = 0.4 mm. Under these cutting parameters, ribbon chips were shaped by the chip former geometry. They move away from point of contact into feed direction and finally are removed reliably. Chip breakage cannot be achieved due to the material's high ductility and the low chip cross-section area. Under the performed conditions, it was possible to reach an average roughness depth Rz ≈ 4 µm and a centre roughness value Ra ≤ 1 µm along the entire process. The small chip cross-section during finishing does not lead to any significant changes in the surface integrity and thus only a slight hardening in the subsurface zone. Using a micro hardness analysis, it was shown that there are slight increases towards the bulk hardness for both investigated materials. Low thermal and mechanical tool loads were accompanied by minor tool wear signs in form of abrasive

cutting-face wear. In summary, the finishing process of the considered non-magnetic austenitic steel grades can be entirely realised using cutting oil as a cooling lubricant in accordance with the defined targets.

Chip formation

In the context of turning austenitic steel grades, the resulting chip shape and its removal are particularly important in order to reach a high process quality [7]. The high ductility of austenitic steels results from the face-centred cubic crystal structure, which favours plastic deformability due to a high number of slip systems [8]. In terms of machining, these properties lead to the use of a small cutting-edge radius in order to improve material separation and reduce plastic deformation in the subsurface zone. However, the cutting edge also provides sufficient stability to avoid any chipping of cutting material. Consequently, smaller cutting-edge roundings should be used for finishing. In contrast, more stable machining tools with an increased rounding should be used for roughing [9]. Due to their good plastic deformability, austenitic steels tend to form long continuous chips, which are accompanied by turning the risk of chip nests on the tool and workpiece while machining. For this reason, the chips must be moved away from the cutting edge reliably. This can be achieved in particular by suitable adjustment of the cutting parameters, the corner radius and the chip former. For a precise analysis of chip formation, a high-speed microscope was used to record sequences of roughing and finishing processes for both steel grades (see **Fig. 7**).

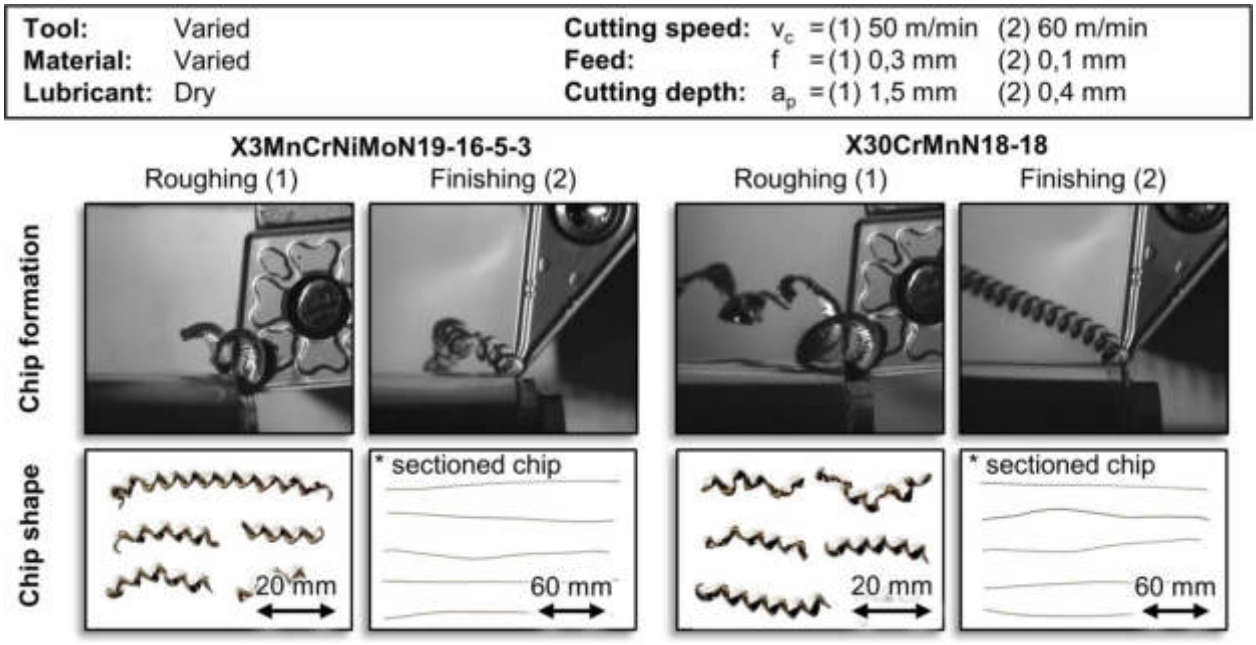


Fig. 7: Chip formation and chip shape in roughing and finishing operations

By the technological analysis of the recorded pictures, it can be proven that the specific combination of cutting parameters and tool selection for roughing and finishing is appropriate to guide the material intentionally from chip former in an angle of about 45 °. Afterwards, the chips are led in feed direction, which was attended to prevent collisions to the previously machined surface. The specific cutting edge geometry provides stable material separation of the ductile workpiece material without chipping of the cutting edge, as the high-speed pictures show. With a focus on the roughing process, it can be said that the extreme deformation rates in consequence of the large area of the undeformed

chip cause a transgression of break stress at frequent intervals. Thus, the chips break in small sections, as shown in Fig. 7. With regard to the finishing process, it is evident that cylindrical helical chips are formed under the regarded conditions. Although the chips do not break in segments, they leave from the point of cutting as well as from the machined part of the workpiece, so that no negative process influences can be ascertained.

Summary

In the presented studies, turning processes of two non-magnetic austenitic stainless steels (X30CrMnN18-18 and X3MnCrNiMoN19-16-5-3) were analysed technologically with special regard to varied cooling lubricants. It was proven that the investigated materials – in comparison to conventional austenitic stainless steels – can be characterised as difficult-to-machine due to its comparatively high content of nitrogen and carbon. These interstitially dissolved elements increase the material's mechanical properties. Regarding its machinability, a direct correlation between C+N-content and loadings was proven. The microstructural analysis of the rough turned X30CrMnN18-18 samples revealed that there was no influence of the applied lubricant type. Furthermore, a significant influence of the cutting parameters used can be declared. The comparably increased material's strength limits the maximum cutting parameters that can be applied under performed conditions. With regard to thermal aspects, the choice between oil and emulsion should be considered according to the targeted application. The coolant type has a specific influence effect on tool loads and achievable surface quality. The thermal loadings occurred less due to the comparatively higher cooling effect of water-based lubricant, especially during roughing under emulsion. In consequence, it was feasible to increase cutting speed and feed for machining X3MnCrNiMoN19-16-5-3 and succeed in the same tool life. In contrast, using oil provides a higher lubrication effect, which has a particular effect in finishing. In comparison to the analogous process under water-based lubricant a higher surface quality was reached. Concerning the resulting surface integrity, there were no differences between the metalworking fluids evaluated.

Looking ahead to further investigations, the work hardening potential of the regarded steel grades can be utilised by means of mechanical post-processing in order to influence the surface integrity specifically. By the presented investigations, it was shown that by applying specific cutting parameters, tool types and cooling lubricant it is possible to turn difficult-to-machine austenitic steels with comparatively reduced productivity and at a high surface quality. Therefore, non-magnetic, austenitic stainless steels have a great potential for high-tech applications, where high strength and corrosion resistance is required.

References

[1] Berns, H.; Theisen, W.: Eisenwerkstoffe Stahl und Gusseisen. 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin 2008

[2] Gavriljuk, V.; Berns, H.: High Nitrogen Steels, Springer Verlag, Berlin 1999

[3] Berns, H.; Gavriljuk, V.; Riedner, S.: High Interstitial Stainless Austenitic Steels. Springer Verlag, Berlin Heidelberg 2013, https://doi.org/10.1007/978-3-642-33701-7

[4] Weinert, K.: Trockenbearbeitung und Minimalmengenkühlschmierung. 1. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 1998

[5] Niederhofer, P.: Hochlegierte Stähle für den Einsatz bei Verschleiß- und Korrosionsbeanspruchung. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum 2015

[6] Forke, E.; Niederhofer, P.; Albrecht, M.; Hüllmann, A.; Kräusel, V.; Schneiders, T.; Gehde, M.: Profile Cross Rolling of High-Interstitial Austenitic Stainless Steels for Application in Plastics Extrusion. Steel research international, Volume 91, Issue 5, Special Issue: Tooling 2019, 2019. https://doi.org/10.1002/srin.201900417

[7] Maruda R.W.; Krolczyk, G.M.; Niesłony, P.; Krolczyk, J.B.; Legutko, S.: Chip Formation Zone Analysis During the Turning of Austenitic Stainless Steel 316L under MQCL Cooling Condition, Procedia Engineering, Volume 149, 2016, pp. 297-304, https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.670

[8] Tobler, R.; Meyn, D.: Cleavage-like fracture along slip planes in Fe-18Cr-3Ni-13Mn-0.37N austenitic stainless steel at liquid helium temperature. Metallurgical Transactions A19 6. 1988, pp. 1626–1631

[9] Klocke, F.: Fertigungsverfahren 1 - Zerspanung mit geometrisch bestimmter Schneide. 9. Auflage, Springer Verlag, Berlin 2018

Authors

Timo Rinschede M.Sc. - Technische Universität Dortmund, Institute of Machining Technology, Baroper Str. 303, 44227 Dortmund, Germany

Nils Felinks M. Sc. - Technische Universität Dortmund, Institute of Machining Technology, Baroper Str. 303, 44227 Dortmund, Germany

Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dirk Biermann - Technische Universität Dortmund, Institute of Machining Technology, Baroper Str. 303, 44227 Dortmund, Germany

Janis Kimm M.Sc. - Ruhr-Universität Bochum, Chair of Materials Technology, Universitätsstr. 150, 44780 Bochum, Germany

Prof. Dr.-Ing. Werner Theisen - Ruhr-Universität Bochum, Chair of Materials Technology, Universitätsstr. 150, 44780 Bochum, Germany

Prof. Dr.-Ing. Sebastian Weber - Ruhr-Universität Bochum, Chair of Materials Technology, Universitätsstr. 150, 44780 Bochum, Germany

Dr.-Ing. Philipp Niederhofer - Deutsche Edelstahlwerke Specialty Steel GmbH & Co. KG, Auestr. 4, 58452 Witten, Germany

Dr.-Ing. Clara Herrera - Deutsche Edelstahlwerke Specialty Steel GmbH & Co. KG, Auestr. 4, 58452 Witten, Germany

Dr.-Ing. Martin Kalveram - Seco Tools GmbH, Steinhof 24, 40699 Erkrath, Germany

Danka Katrakova-Krüger, Christian Wolf, Jens Reuß

Mehr Nachhaltigkeit in der Herstellung von Verschleißbauteilen aus Bleibronzen

Zusammenfassung:

Bleibronzen zeichnen sich durch sehr gute Gleit- und Notlaufeigenschaften, Korrosionsbeständigkeit und gute Zerspanbarkeit aus, weshalb sie als Verschleißbauteile im Maschinen-, insbesondere Pressenbau, Baumaschinen, Mining und Schiffsbau sehr gefragt sind. So werden sie z.B. bei sehr hohen Kantenpressungen und Flächendrücken eingesetzt.
Die Herausforderungen in der Herstellung von Bauteilen aus Bleibronzen liegen in der Problematik, dass Blei in der Kupfer-Zinn-Legierung unlöslich ist, es ist außerdem viel schwerer als die anderen Komponenten und sehr niedrigschmelzend, weshalb eine homogene Bleiverteilung über die Wandstärke bereits aus physikalischen Gründen nur sehr schwer zu erreichen ist. Zudem ist die Vielfalt der Bauteile in Bezug auf Form und Dimension sehr hoch, da es sich nahezu ausschließlich um Einzel- bzw. Kleinstserienfertigung handelt.
Diesen Schwierigkeiten wird durch eine werkstoffbasierte Umstellung von Sand- auf Schleuderguss, Prozessautomatisierung, Digitalisierung und Einsatz von künstlicher Intelligenz (KI) begegnet. Somit werden relevante Prozessparameter identifiziert und die Bauteilqualität kann nachhaltig gesichert bzw. sogar verbessert werden. Damit ergeben sich enorme Potentiale für mehr Nachhaltigkeit, Umwelt- und Gesundheitsschutz durch Material- und Energieeffizienz sowie Vermeidung von Sondermüll (Formsand) und Emissionsreduktion (insbesondere Blei). Zusätzlich wird dadurch auch die Entwicklung von Werkstoffen mit reduziertem Bleigehalt ermöglicht.

More Sustainability in the Production of Wear Parts of Lead Bronzes

Abstract:

Lead bronzes are known for their very good sliding properties, also as a dry lubricator, corrosion resistance and good machinability. That is the reason for them to be in great demand as wear parts in mechanical engineering, especially presses, construction machinery, mining and ship construction. For example, they are used for applications with very high edge pressures und overall surface pressure.
The challenges in manufacturing parts from lead bronzes lie in the problem that lead is insoluble in the copper-tin matrix; it is also much heavier than the other components and has a very low melting point, which is why homogeneous lead distribution over the wall thickness is very difficult to achieve for physical reasons alone. In addition, the variety of parts in terms of shape and dimension is very high, as they are almost exclusively single-part or very small series production.
These difficulties are met by a material-based switch from sand casting to centrifugal casting, process automation, digitization and the use of artificial intelligence (AI). Thus, relevant process parameters are identified and the part quality can be secured or even improved. This results in enormous potentials for more sustainability, environmental and health protection through material and energy efficiency as well as avoidance of hazardous waste (moulding sand) and emission reduction (especially lead). In addition, the development of materials with reduced lead content is enabled.

Einleitung und Motivation

Bleibronzen sind Kupfer-Zinn-Legierungen, die einen höheren Anteil an Blei (bis zu 23 %) als dritte Komponente enthalten. Das Blei ist in der Kupfer-Zinn-Matrix unlöslich und liegt daher elementar vor. Es verbessert einerseits die Zerspanbarkeit, andererseits hat es aufgrund seiner sehr geringen Härte einen Schmiereffekt. Damit besitzen diese Werkstoffe sehr gute Gleit- und auch Notlaufeigenschaften bei zeitweiligem Schmierstoffmangel. Zusätzlich sind sie korrosionsbeständig, z.B. auch in Schwefelsäure. Sie werden vor allem im Maschinenbau als Gleitlager eingesetzt, die mit Wasser oder Benzin geschmiert werden und bei denen starke Kantenpressungen und Flächendrücke auftreten können (Bild 1 und 2). Bleibronzen mit hohem Bleigehalt (15 %) sind besonders im Bereich des Minings sehr gefragt.



Bild 1: Gießen von Bleibronze



Bild 2: Gleitlager aus Bleibronzen

Trotz der guten Eigenschaften sind diese Werkstoffe in der Herstellung aus mehreren Gründen unbeliebt. Sie sind sehr herausfordernd in der Verarbeitung. Aufgrund der bedeutenden Dichte- und Schmelzpunktunterschiede ist es sehr schwierig, beim Gießen das Blei feindispers und homogen in der Kupfer-Zinn-Matrix zu verteilen. Es können sich Bleiansammlungen, sog. Bleinester bilden, die mit bloßem Auge aufgrund der Farbdifferenz zur rötlichen Bronze erkennbar sind und sich negativ auf die mechanischen Eigenschaften auswirken (Bild 3). Anderswo im Bauteil ergeben sich aufgrund dessen zu niedrige Blei-Konzentrationen, was lokal zu einer verringerten Schmierwirkung führt. Bei dickwandigen Bauteilen besteht außerdem die Gefahr, dass Mikrolunker und Porositäten (Bild 4), wieder mit negativer Auswirkung auf die mechanischen Eigenschaften, entstehen. Oft werden solche Gussfehler jedoch erst im darauffolgenden Schritt, bei der Nachbearbeitung durch Drehen und Fräsen festgestellt. Erneutes Aufschmelzen und Gießen ist dann notwendig, was aufgrund der hohen Schmelz- und Gießtemperaturen (zwischen 1000-1200°C) hohe Energiekosten und Materialverlust aufgrund von Verdampfung nach sich zieht. Hinzu kommt die stark negative Auswirkung auf Produktivität, Produktionskapazität und Lieferzeiten.

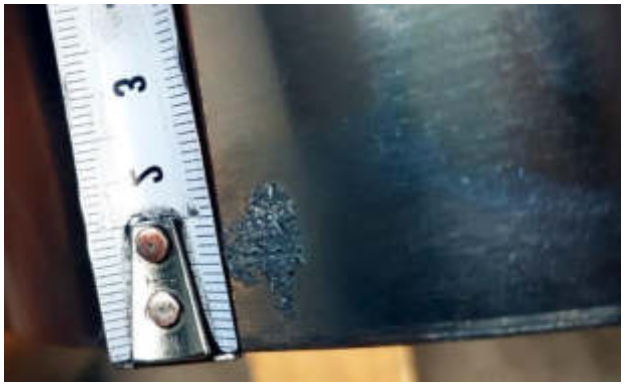


Bild 3: Bleinest



Bild 4: Porosität in einem Gussteil

Eine zusätzliche Schwierigkeit stellt die Einzel- bzw. maximal Kleinstserienfertigung dar. Die Vielfalt im Hinblick auf Geometrien und Maße der zu gießenden Werkstücke erfordert eine entsprechende Anpassung der Prozessführung, wobei es nicht einfach ist, die benötigten Parameter von einer Dimension und/oder Geometrie sicher auf eine andere zu übertragen. Zusätzlich sind einige Umwelt- und Gesundheitsaspekte relevant. Aufgrund des niedrigen Schmelzpunkts von Blei verdampft bei jedem Aufschmelz- und Gießvorgang eine gewisse Menge, was einerseits ein Nachlegieren erfordert, andererseits aber auch eine Belastung für die Gesundheit der Mitarbeiter und für die Umwelt darstellt. Viele Bauteile, auch wenn sie geometrisch weniger komplex sind

werden standardmäßig im Sandguss hergestellt, weil der Prozess aufgrund langjähriger Erfahrung gut beherrscht wird. So ist es dabei möglich über Speiser und Modulierung punktuell zu erwärmen oder abzukühlen und damit sowohl Porosität als auch Bleinester zu vermeiden. Allerdings ist die Herstellung der Formen und die Nachbearbeitung aufwendig und langwierig. Außerdem wird dabei spezieller Formsand verwendet, der polymergebunden und nach dem Gießen nur bedingt bis gar nicht wiederverwendbar ist. Er ist als Sondermüll zu entsorgen und führt somit erneut zu hohen Kosten und ist nicht im Sinne einer umweltfreundlichen, nachhaltigen Produktion.

In diesem Beitrag wird eine Methodik vorgestellt, um die genannten Schwierigkeiten beim Gießen von Bleibronzen mit hohem Bleigehalt zu meistern und so Gussteile hoher Qualität ressourcenschonend, energie- und materialsparend sowie umwelt- und gesundheitlich weniger belastend für die entsprechenden Anwendungen herstellen zu können. Diese beinhaltet eine werkstoffbasierte Charakterisierung des Gießprozesses sowie eine Modellierung der Zusammenhänge zwischen Prozessvariablen und Gußteilqualität unter Verwendung von Methoden des maschinellen Lernens und der Künstlichen Intelligenz. An einem Beispiel wird zudem das Potential dieser Vorgehensweise im Hinblick auf Nachhaltigkeit vorgestellt. Zum Schluss wird ein Ausblick gegeben im Zusammenhang mit weiteren Herstellverfahren, anderen Werkstoffen und der Entwicklung neuer Legierungen, z.B. solcher mit reduziertem Bleigehalt.

Methodik

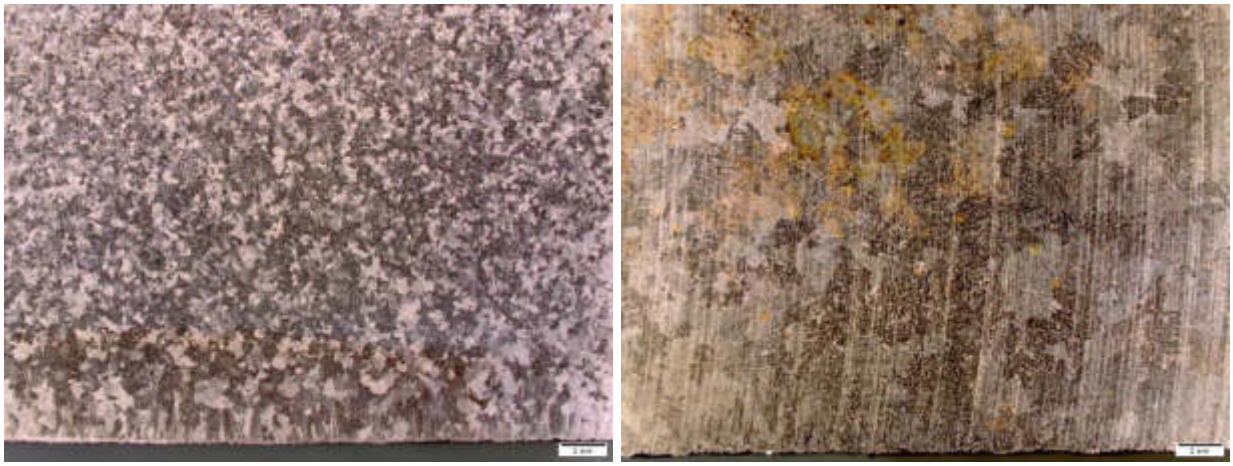
Ein Lösungsansatz für die beschriebenen Herausforderungen ist die generelle Prozessumstellung von Sand- auf Schleuderguss. Die hohe Komplexität der Herstellung von Blei-Bronze Werkstücken mittels Schleuderguss ist in der manuellen Einzelfertigung und der Vielzahl an Einflussgrößen (Prozessvariablen) begründet. Diese werden sowohl manuell als auch automatisiert aufgenommen und müssen derzeit manuell mit den Qualitätsanalysen verglichen werden. Hinzu kommt, dass das Expertenwissen der langjährigen und erfahrenen Gießerei-Mitarbeiter bislang nicht mit in die Analyse einfließt. Somit ist das Schleudergussverfahren für Blei-Bronzen nur bedingt konkurrenzfähig, da eine nachhaltige, gleichbleibende Werkstückqualität nicht realisiert werden kann.

An dieser Stelle setzt die Automatisierungstechnik an: Im ersten Schritt werden relevante Prozessvariablen werkstoffbasiert sprich basierend auf Analyse der (lokalen) chemischen Zusammensetzung und der Gefügeausbildung sowie der Werkstoffeigenschaften identifiziert und vollautomatisch messtechnisch erfasst und auf Plausibilität geprüft. Anschließend sollen die Daten mit Hilfe intelligenter Datenanalyseverfahren ausgewertet werden, um Zusammenhänge zwischen den Prozessvariablen und der Werkstückqualität zu identifizieren und dabei auch das Expertenwissen der Mitarbeiter zu berücksichtigen. Dies erfordert eine hohe Anzahl an Versuchen mit Bauteilen unterschiedlicher Form und Größe sowie mit unterschiedlicher Vorbereitungsschritten (Schlichten aufbringen, Kokille aufheizen, etc.). In der Vergangenheit wurden diese Zusammenhänge bereits in Ansätzen untersucht, wobei belegt wurde, dass der Schleuderguss – mit entsprechenden Anpassungen – durchaus eine sehr homogene Bleiverteilung im Werkstück ermöglicht. Allerdings ist die Prozessführung sehr anspruchsvoll und störanfällig, sodass die Wiederholgenauigkeit bislang unzureichend ist.

Halvaee und Talebi (2001) [1] haben nachgewiesen, dass die Gießgeschwindigkeit, die Abkühlgeschwindigkeit der Kokille sowie die Rotationsgeschwindigkeit den größten Einfluss haben. Dies deckt sich mit den Erfahrungen in der Gießerei. So führt eine höhere Gießtemperatur zu einer stärkeren Entmischung der Werkstoffe, wohingegen eine schnellere Abkühlung die Homogenität fördert. Eine hohe Rotationsgeschwindigkeit ist dagegen eher von Nachteil. Insbesondere der Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit wird ebenfalls durch Korchmit et al. (2016) [2] belegt.

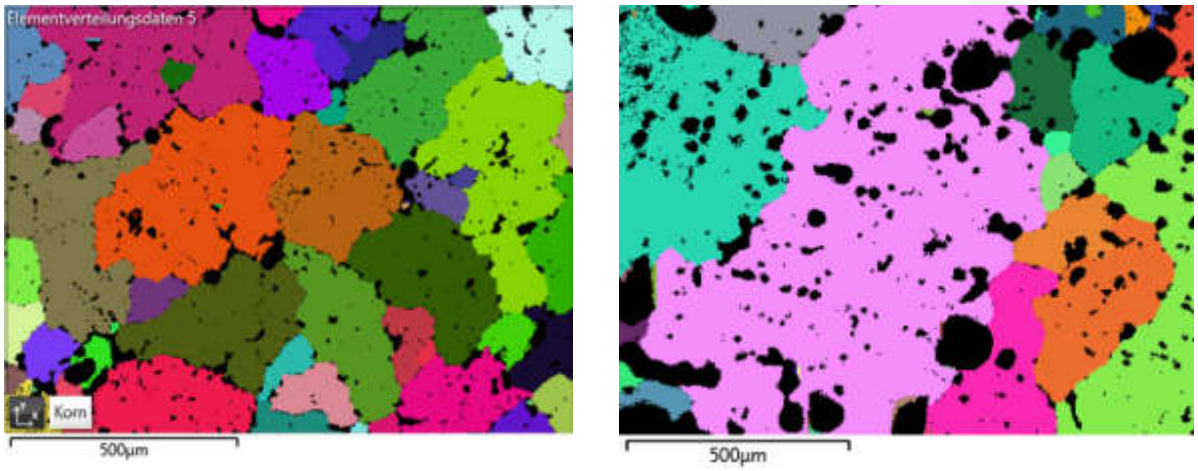
Darüber hinaus ist die genaue Werkstoffzusammensetzung ein entscheidender Faktor. Klochkov et al. (2016) [3] haben nachgewiesen, dass die Zinn- und Nickelanteile die Homogenität von Blei-Bronzen beeinflussen und Liu et al. (2015) [4] sowie Zhu et al. (2014) [5] zeigen experimentell, dass die Homogenität von Blei-Bronzen durch die Hinzugabe von 3,0 % Bleisulfid (PbS) sowie von Seltenen Erden verbessert werden kann. In den Bereichen Messtechnik und automatisierte Datenanalyse wurde bislang keine Forschung durchgeführt, da es sich aufgrund der Kleinstserienfertigung um einen weitestgehend manuellen, handwerklichen, komplexen Prozess handelt. Somit liegt hier ein großes Potenzial, um vor allem Wechselbeziehungen der Einflussfaktoren umfassend zu identifizieren und die Werkstückqualität nachhaltig zu verbessern.

Ein weiterer wesentlicher Parameter ist die Abkühlgeschwindigkeit nach dem Gießen bzw. beim Erstarren. Das Gefüge der Blei-Bronze besteht aus einer dendritischen Kupfermatrix mit harten eutektoiden Gefügebestandteilen und weichen globularen Bleipartikeln. Ein Gießverfahren mit einer höheren Abkühlgeschwindigkeit als ein möglicher variabler Prozessparameter führt zu einer feineren Mikrostruktur und vielen fein verteilten Bleipartikeln [6] (Bilder 5-8).

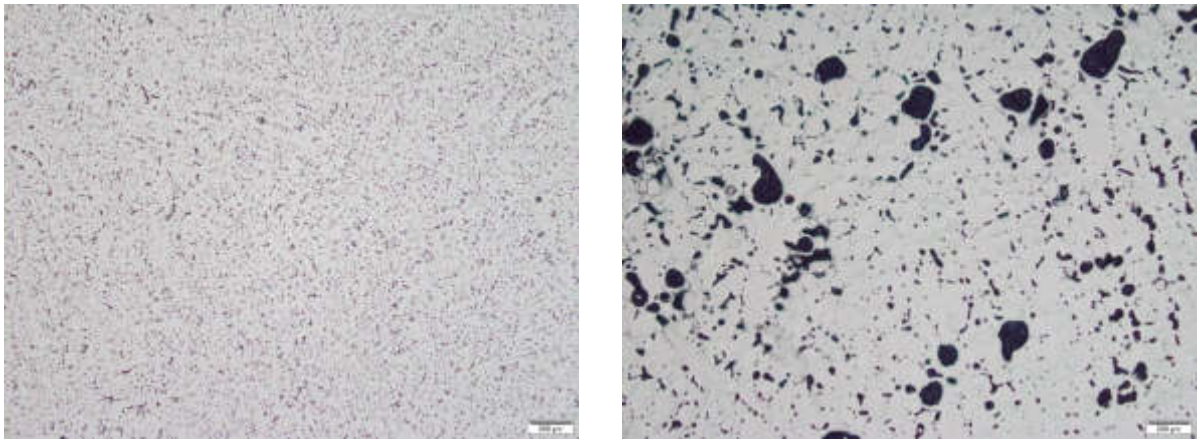


Bilder 5 und 6: Gefüge nach schneller (links) und langsamer (rechts) Abkühlung (Makroätzung)

Des Weiteren hat die Abkühlgeschwindigkeit auch einen wesentlichen Einfluss auf die Form der sich bildenden Bleipartikel (Bilder 8-9).



Bilder 7 und 8: Gefüge nach schneller (links) und langsamer (rechts) Abkühlung (EBSD)



Bilder 9 und 10: Gefüge nach schneller (links) und langsamer (rechts) Abkühlung (Lichtmikroskopie, ungeätzte Schliffe) – Bleipartikel dunkel

Im Bild 11 ist das Abkühlverhalten einer Blei-Bronze zu sehen. Es zeigt deutlich, dass es trotz Vorheizen der Kokille zu einem sprunghaften Anstieg der Temperatur bei Befüllung kommt, die dann abflacht und sehr gleichmäßig fällt. Somit ist insbesondere der Anfangsbereich von besonderem Interesse.

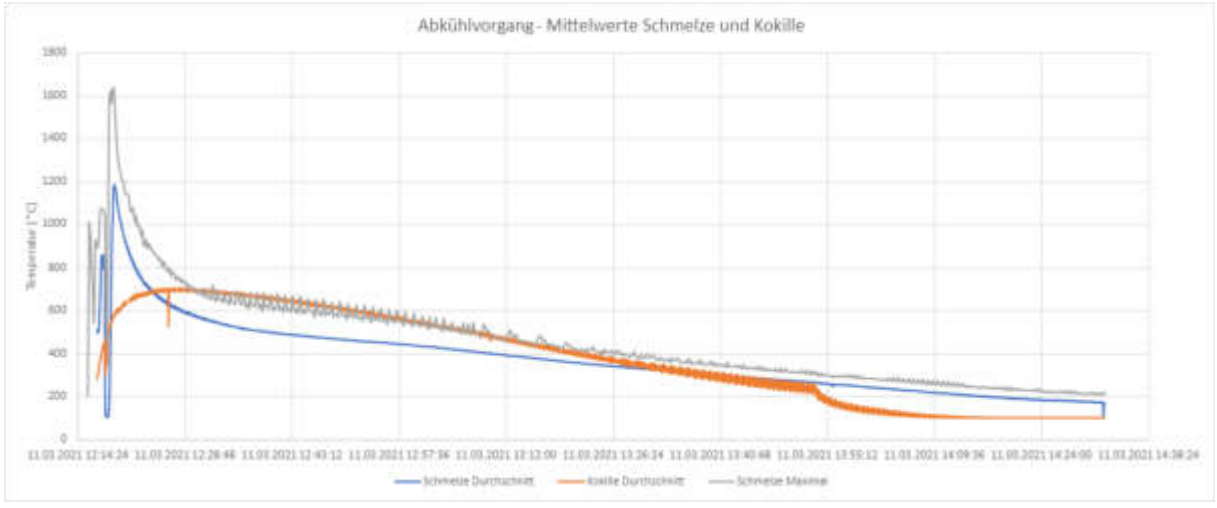


Bild 11: Dynamik des Abkühlvorgangs eines Schleudergussstückes aufgezeichnet mit einer Wärmebildkamera

Aufgrund dieser wissenschaftlichen und eigene Ergebnisse sowie der Erfahrungswerte in der Gießerei werden folgende Prozessvariablen und Umgebungsbedingungen erfasst (Tabelle 1) und einer Sensitivitätsanalyse unterzogen. Davon sind die meisten Prozessvariablen einfach und günstig online messbar, sodass hier keine extremen Zusatzkosten anfallen.

Prozessvariablen	Wetter-verhältnisse	Werkstückform und -dimension	Werkstoff-zusammensetzung
Temperaturkinetik der Aufheiz-vorgänge	Luftfeuchtigkeit	Volumen	Legierungszusammen-setzung (Hauptmetalle)
Temperaturkinetik des Abkühlvorangs	Außentemperatur	Abmessungen	Zusatzstoffe
Temperatur vor Ofenabstich	Mondphasen	Kokillengröße	Seltene Erden
Temperatur vor Abguss	Luftdruck		
Kokillentemperatur			
Kühlwasser-temperatur			
Rotationsgesch-windigkeit der Kokille			

Tabelle 1: Auswahl der Einflussgrößen bei der Herstellung von Blei-Bronzen im Schleudergussverfahren und Klassifizierung nach Ursprung

Um die Sensitivitätsanalyse durchführen zu können, ist ebenfalls die Werkstückqualität zu betrachten. Deren Beurteilung erfolgt anhand der Werkstoffcharakterisierung, insbesondere der Gefügeanalyse abhängig von der chemischen Zusammensetzung und von der Prozessführung. Dafür ist es notwendig, diese Qualitätskriterien zu quantifizieren und mathematisch zu beschreiben, so dass ein automatisierter Abgleich mit den Prozessdaten aus Tabelle 1 möglich wird. Dieser Abgleich erfolgt durch den Einsatz von Regressions- und Klassifikationsmethoden aus dem Bereich des Machine Learning, die besonders für multivariate Problemstellungen geeignet sind.

Darüber hinaus ist das Expertenwissen der Gießerei-Mitarbeiter von entscheidender Bedeutung, da ein Großteil der Arbeitsschritte manuell ausgeführt wird und in kritischen Situationen intuitiv reagiert und somit der Prozess beeinflusst bzw. geregelt wird. Dieses Wissen zu erfassen und im Rahmen der Prozessdatenanalyse zu integrieren, ist mit Hilfe der Fuzzy-Technologie [7] möglich. Dabei wird das Expertenwissen in Form von Regeln erfasst, die dann eine Beurteilung des Prozesses ermöglichen. Dies erfolgt mithilfe einer Vielzahl von Interviews und Prozessbeobachtungen

Ziel ist es, die Prozessinformationen, die Qualitätskriterien sowie das Expertenwissen in einem intelligenten Decision Support System für Schleudergussprozesse in der Art eines

„Rezeptbuches“ zu verknüpfen, so dass – je nach Werkstück und Werkstoff – stets die optimale Einstellung der Prozessvariablen vorgeschlagen und somit gewährleistet ist, um Ausschuss, insbesondere bei Blei-Bronzen, nachhaltig zu reduzieren und im Idealfall künftig ganz zu vermeiden.

Nachhaltigkeitsbetrachtung

Nachfolgend wird die Auswirkung der oben beschriebenen Vorgehensweise insbesondere im Hinblick auf Nachhaltigkeit an einem Beispiel beschrieben.

Für ein Gussstück mit einem Fertiggewicht nach Bearbeitung in Auslieferungszustand von 400 kg beträgt das Rohlinggewicht 1200 kg. Für die gängige Herstellung in Sandguss werden für die Form 2 Tonnen Formsand benötigt. Die Erstellung der Sandform erstreckt sich über 3 Tage. Es wird eine Schlichte auf Alkoholbasis verwendet. Dafür werden in der Gießerei ca. 10 m^2 Raum benötigt. Das Entformen erfolgt 2 Tage nach dem Gießen. Das Abschneiden von Kreislaufmaterial, d.h. von Anguss, Speiser und Anschnitten dauert 2 Stunden. Sollten bei der Bearbeitung Gussfehler festgestellt werden, die dazu führen, dass das Gussstück Ausschuss ist, werden ca. 150 KW Energie für das Zerkleinern vor dem erneuten Aufschmelzen verbraucht. Die Neufertigung benötigt ca. 2000 KW. Grund dafür sind die hohe Schmelztemperatur und die vergleichsweise großen Stücke nach der Zerkleinerung. Aufgrund der im Vergleich sehr niedrigen Schmelztemperatur des Bleis verdampft dieses zum Teil. Es muss daher nach jedem Umschmelzen Blei zugesetzt werden, um den Bleigehalt nach Norm wieder einzustellen.

Für eine Fertigung in der Kokille im vertikalen Schleuderguss dauert die Formvorbereitung halb so lange im Vergleich zum Sandguss, nämlich 1,5 Tage, dies auch nur deshalb, weil die Länge mit Formsand angepasst wird. Dabei wird eine Schlichte auf Wasserbasis verwendet. Es wird so entsprechend auf das Lösemittel Alkohol verzichtet. Der Platzbedarf in der Gießerei ist deutlich geringer, da die Maschine vorhanden ist und bereits ihren festen Platz hat. Es wird kein zusätzlicher Platz für fie Form (Kokille) benötigt, diese geht in die Maschine ein. Der Rohling kann aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des Metalls und der zusätzlichen Kühlung mit Wasser bereits nach 3 Stunden aus der Kokille entnommen werden. Dabei stellt sich aufgrund der schnelleren Erstarrung ein deutlich feineres und homogeneres Gefüge ein als beim Sandguss (s. Bilder 5-10 für den Einfluss der Abkühlgeschwindigkeit), was sich positiv auf die mechanischen und die tribologischen Eigenschaften auswirkt. Grundsätzlich wird hier mit geringerem Aufmaß gearbeitet. Es ist auch kein Abschneiden von Kreislaufmaterial notwendig. Damit wird weniger Material eingesetzt, was dazu führt, dass auch weniger Energie zum Aufschmelzen benötigt wird. Außerdem reduziert sich damit die Zeit zum Aufschmelzen und eine schnellere Bearbeitung ist dadurch möglich. Insgesamt wird die Herstellzeit der Rohlinge von 5 auf weniger als 2 Tage gekürzt, was zu einer enormen Steigerung der Produktionskapazität führt. Dadurch ergeben sich kürzere Lieferzeiten, die insbesondere gegenüber Konkurrenz aus dem asiatischen Raum, die enormen Preisdruck ausübt, ein Wettbewerbsvorteil darstellen. Der für die Sandform nicht benötigte Platz kann für die Herstellung anderer geometrisch komplexerer Produkte, die sich nicht für den Schleuderguss eignen, parallel genutzt werden. Der Verzicht auf den Formsand spart nicht nur Kosten, sondern führt auch zu deutlicher Reduzierung bzw. Vermeidung von Sondermüll. Das Einsparpotential an Blei pro Jahr beträgt ca. 2500 kg mit entsprechend positiver Auswirkung auf die Umwelt und auf die Gesundheit der Mitarbeiter.

Das volle Potential des Schleudergusses gegenüber dem Sandguss kann sich allerdings nur entfalten, wenn der Prozess sehr gut steuer- und regelbar wird und die Prozessvariablen sicher auf Anhieb für die verschiedenen Dimensionen gewählt werden. Eine empirische bzw. nur erfahrungsbasierte Vorgehensweise kann leider auch hier dazu führen, dass Ausschuss produziert wird. Durch die systematische werkstoffbasierte und durch künstliche Intelligenz gestützte Vorgehensweise, die zudem die langjährige Erfahrung der Mitarbeiter mit integriert, können all diese Vorteile ausgenutzt werden.

Ausblick

Bei kleineren Durchmessern und für die Herstellung von Rohren bietet sich der horizontale Schleuderguss an. Dort ergeben sich gerade bei den Bleibronzen aber zusätzliche Schwierigkeiten. Damit die Teile nicht in sich zusammenfallen und um eine entsprechende Dichte zu erreichen bzw. Porosität zu vermeiden, sind höhere Rotationsgeschwindigkeiten notwendig. Dadurch wird das Blei aufgrund seiner hohen Dichte nach außen gedrückt, was auch zu Entstehung von Bleinestern führen kann. Damit ist das Prozessfenster hier noch sehr viel schmaler. Die Übertragung der Prozessführung auf andere Dimensionen ist zusätzlich erschwert. Damit kann im nächsten Schritt die oben beschriebene Vorgehensweise auch auf den horizontalen Schleuderguss von Bleibronzen übertragen werden.

Sobald der Prozess sicher beherrscht wird und das den gewünschten Eigenschaften entsprechende Gefüge beliebig hergestellt werden kann, ist das die Voraussetzung für die Entwicklung neuer Legierungen mit reduziertem Bleigehalt mit den entsprechenden Vorteilen für die Umwelt und die Gesundheit der Mitarbeiter. Höchstwahrscheinlich ist es Stand heute deshalb notwendig hohe Bleigehalte einzusetzen, weil die gleichmäßige und feindisperse Verteilung der Bleikomponente aufgrund der genannten Schwierigkeiten und den entsprechend physikalischen Unterschieden im Schmelzpunkt und in der Dichte noch nicht so gut gelingt. Es ist also möglich, dass künftig mit niedrigeren Bleigehalten die geforderten mechanischen und tribologischen Eigenschaften erreicht werden. Um in der traditionsstarken Branche jedoch neue Legierungen einführen zu können wird eine enge Zusammenarbeit mit den Kunden notwendig sein, damit eine Überprüfung in der Anwendung und entsprechende Freigabe erfolgen kann.

Genauso wird aber die Produktion von Gusstücken aus anderen Werkstoffen, wie Bleibronzen mit niedrigerem Bleigehalt, Zinnbronzen, Aluminiumbronzen und Rotguss davon profitieren, sobald die Maschinen einmal entsprechend ausgerüstet sind und das Decision Support Tool mit Daten zu diesen Werkstoffen gefüllt wird.

Eine Übertragung der Vorgehensweise auf andere Verfahren wie z.B. Strangguss und auf andere Werkstoffe z.B. Stahl, Gusseisen, Aluminium-Legierungen und andere sind grundsätzlich genauso möglich.

Quellen:

[1] A. Halvaee and A. Talebi, *Effect of process variables on microstructure and segregation in centrifugal casting of C92200 alloy*, 2001.
[2] A. V. Korchmit, N. V. Martyushev, and Y. Y. Drozdov, “Lead Distribution in Centrifugal-Cast Billets Made of Quinary Tin-Base Bronze Depending on the Mould Spin Rate,” *KEM*, vol. 685, pp. 455–458, 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/KEM.685.455.
[3] N. S. Klochkov, U. P. Egorov, C. Mapelli, and I. K. Zabrodina, “Tin and Nickel Influence on the Structure and Properties of the Leaded Bronze Obtained by Means of the Centrifugal Casting,” *MSF*, vol. 870, pp. 248–252, 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/MSF.870.248.
[4] Y. Liu, C. Chen, Z.J. Qi, and W.L. Lyu, “Effect of PbS on microstructure of high lead tin-bronze alloy by centrifugal casting,” *Dongbei Daxue Xuebao/Journal of Northeastern University*, 36 (2015-04-01), no. 4, p. 512, 2015.
[5] L. J. Zhu, Z. J. Qi, and Y. Liu, “Effect of rare earth content on segregation of high lead bronze alloy,” *Dongbei Daxue Xuebao/Journal of Northeastern University*, vol. 35, (2014-12-01), pp. 133–136, 2014.
[6] V. Ruusila *et al.,* “The effect of microstructure and lead content on the tribological properties of bearing alloys,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, no. 8, pp. 878–887, 2013, doi: 10.1177/1350650113478706.
[7] R. R. Yager and L. A. Zadeh, Eds., *An introduction to fuzzy logic applications in intelligent systems*. Boston: Springer, 1992.

Autoren:

Prof. Dr. Danka Katrakova-Krüger
TH Köln
Labor für Werkstoffe
Institut für Allgemeinen Maschinenbau
Fakultät 10 - Informatik und Ingenieurwissenschaften
Steinmüllerallee 1
51643 Gummersbach
danka.katrakova-krueger@th-koeln.de

Prof. Dr. Christian Wolf
TH Köln
Institut für Automation und Industrial IT
Fakultät 10 - Informatik und Ingenieurwissenschaften
Steinmüllerallee 1
51643 Gummersbach

Jens Reuß
Martin Luck Metallgießerei e.K.
Am Torhaus 30
66113 Saarbrücken

Thomas Helmreich, Richard Börner, Maximilian Göltz, Sven Meschede, Andreas Schubert, Stefan Rosiwal

Haftfeste kristalline Diamantschichten auf Stahlgleitringen als Hochleistungs-Tribopaarung bei Wasserschmierung oder partiellem Trockenlauf

Zusammenfassung:

Kristalline Diamantschichten auf keramischen Ringen aus Siliziumkarbid haben sich bei hohen tribologischen Anforderungen an Gleitlager oder Gleitringdichtungen in Sonderanwendungen etabliert. Die ca. 5 µm bis 15 µm dicken Diamantbeschichtungen werden durch chemische Abscheidung aus der Gasphase (CVD Chemical Vapor Deposition) bei Temperaturen um ca. 800 °C erzeugt. Die kristalline Struktur der Diamantschicht unterscheidet sich deutlich von den größtenteils amorphen, bei niedrigeren Prozesstemperaturen durch physikalische Abscheidung aus der Gasphase (PVD Physical Vapor Deposition) erzeugten DLC Schichten (Diamond Like Carbon), die millionenfach in Öl-geschmierten Systemen auf Stahlsubtraten zur Anwendung kommen.
Bisher war eine Applikation der kristallinen Diamantschichten auf Stahl nicht möglich, da das Eisen im Stahl die graphitische Kohlenstoffabscheidung fördert und der große Unterschied der Wärmeausdehnungskoeffizienten (800 °C bis RT) von Stahl (ca. 11 µm/mK) gegenüber Diamant (3,5 µm/mK) zu extremen Abkühleigenspannungen über 8 GPa und damit zu Schichtdelaminationen führt. In gemeinsamen Forschungsarbeiten der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg mit der TU Chemnitz ist es gelungen, durch eine stabile Titannitrid-Hochtemperatur-Zwischenschicht und eine geeignete mechanische Vorstrukturierung der Stahloberfläche haftfeste CVD-Diamantschichten auf Stahlgleitringen (X46Cr13) mit bis zu 15 µm Dicke abzuscheiden. Dieser Beitrag erläutert den Weg zur Herstellung der haftfesten Diamantschichten auf Stahl mit einer möglichst hohen Ebenheit, um in den nachfolgenden Tribometertestungen in Wasser und bzw. im Trockenlauf eine ausreichende Kontaktfläche zu erreichen. Weiterhin werden erste industrielle Prototypenanwendungen gezeigt.
Ein Ziel der Forschungsarbeiten ist die Entwicklung eines stabilen, korrosionsresistenten Tribosystems mit Stahlsubstraten z.B. auch für Meerwasseranwendungen.

Adhesive crystalline diamond coatings on steel sliding rings as high-performance tribo pairing under water lubrication or partial dry running

Abstract:

Crystalline diamond coatings on ceramic rings made of silicon carbide have established themselves in special applications for high tribological requirements on plain bearings or mechanical seals. The diamond coatings, which are approx. 5 µm to 15 µm thick, are produced by chemical vapour deposition (CVD) at temperatures of around 800 °C. The crystalline structure of the diamond coating differs significantly from the largely amorphous DLC (Diamond Like Carbon) coatings produced at lower process temperatures by physical vapour deposition (PVD), which are used millions of times in oil-lubricated systems on steel parts.
Until now, it has not been possible to apply crystalline diamond coatings to steel because the iron in the steel promotes graphitic carbon deposition and the large difference in the coefficients of thermal expansion (800°C to RT) of steel (approx. 11 µm/mK) compared to diamond (3.5 µm/mK) leads to extreme residual cooling stresses above 8 GPa and thus to coating delamination. In joint research work of the Friedrich-Alexander University Erlangen-Nuernberg with the Technical University Chemnitz, it has been possible to deposit well adhesive CVD diamond coatings on steel sliding rings (X46Cr13) with a thickness of up to 15 µm by means of a stable titanium nitride high-temperature intermediate layer and suitable mechanical pre-structuring of the steel surface. This article explains the way to produce the adhesive diamond coatings on steel with the highest possible evenness in order to achieve a sufficient contact surface in the subsequent tribometer tests in water and/or in dry running. Furthermore, first industrial prototype applications are shown.
One goal of the research work is the development of a stable, corrosion-resistant tribosystem with steel substrates, e.g. also for seawater applications.

Haftfeste kristalline Diamantschichten auf Stahlgleitringen als Hochleistungs-Tribopaarung bei Wasserschmierung oder partiellem Trockenlauf Überschriften in

1. Stand der Technik CVD-Diamant-beschichtete Gleitringe

Kristalline Diamantschichten auf keramischen Ringen aus Siliziumkarbid (Abbildung 1 a)) haben sich bei hohen tribologischen Anforderungen an Gleitlager oder Gleitringdichtungen in verschleißbelasteten Sonderanwendungen in Pumpen, Rührwerken oder Kompressoren etabliert. Die ca. 5 µm bis 15 µm dicken Diamantbeschichtungen werden durch chemische Abscheidung aus der Gasphase (CVD Chemical Vapor Deposition) bei Temperaturen um ca. 800 °C erzeugt (Abbildung 2). Die kristalline Struktur der Diamantschicht (Abbildung 1 b)) unterscheidet sich deutlich von den größtenteils amorphen, bei niedrigeren Prozesstemperaturen durch physikalische Abscheidung aus der Gasphase (PVD Physical Vapor Deposition) erzeugten DLC Schichten (Diamond Like Carbon), die millionenfach in Öl-geschmierten Systemen auf Stahlsubtraten zur Anwendung kommen. In dem IGF-17/11 Projekt "Haftfeste CVD-Diamantschichten auf Gleitringen aus Stahl" versuchen die TU Chemnitz (MFT Prof. Schubert) und die FAU Erlangen-Nürnberg (WTM Prof. Rosiwal) weltweit erstmalig definiert mikrostrukturierte Stahlgleitringe mit dicken kristallinen Diamantschichten zu beschichten. Da Stahlgleitringe sehr einfach und schnell herstellbar sind und eine wesentlich höhere Zähigkeit als Keramikgleitringe besitzen, könnten diese in hochbelasteten Gleitlagern eine industrielle Anwendung finden.

a) **b)**

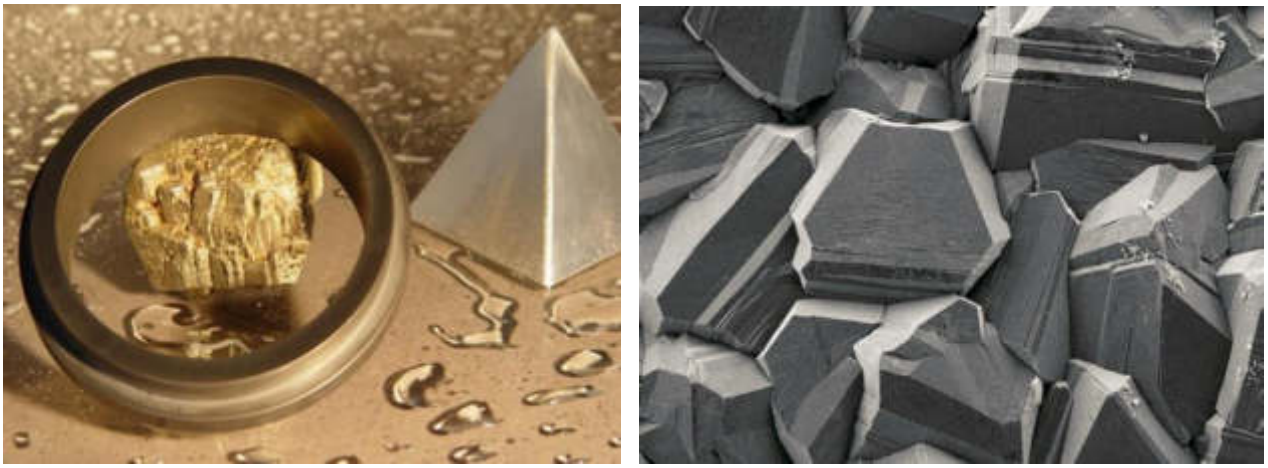


Abbildung 1:

a) CVD Diamantbeschichteter Gleitring aus Siliziumkarbid für verschleißbelastete Gleitringdichtungen und Gleitlager [1]

b) Rasterelektronenmikroskopaufnahme der ca. 6-10 µm großen, zusammengewachsenen Diamantkristallle auf einem CVD Diamantbeschichteten Gleitring Diamondface© [2]

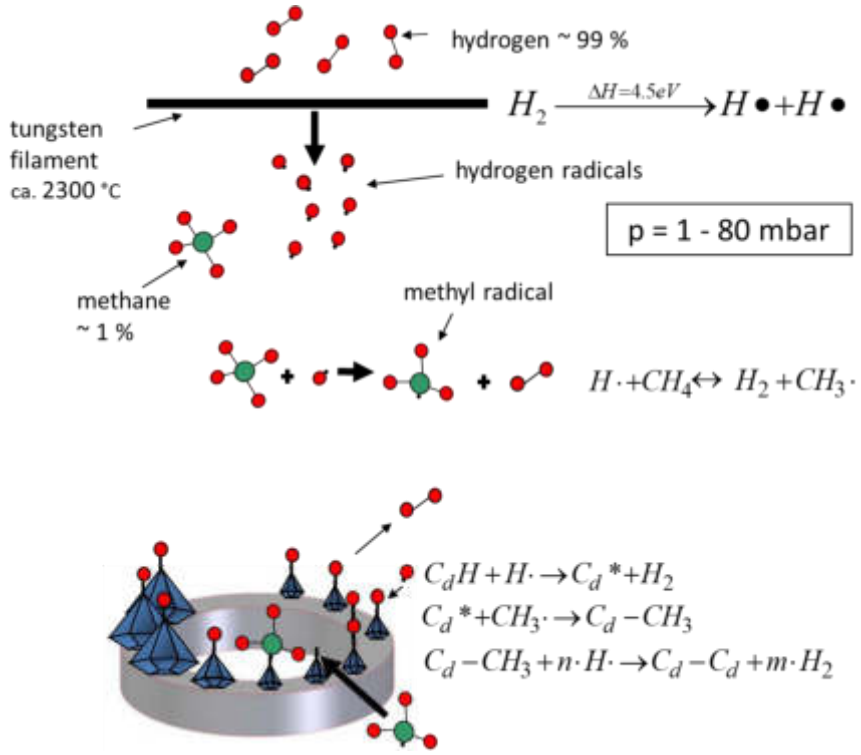


Abbildung 2:
Schematischer Ablauf der Hot-Filament CVD Diamantbeschichtung; heiße Filamente erzeugen Wasserstoffradikale, diese reagieren mit Methan zu Methylradikalen und schaffen gleichzeitig freie Bindungsplätze an Diamantkeimen, an denen die Methylradikale "andocken" und in das Diamantgitter integriert werden, die Diamantkeime wachsen zu einer dichten Diamantschicht zusammen;

a) **b)** **c)**

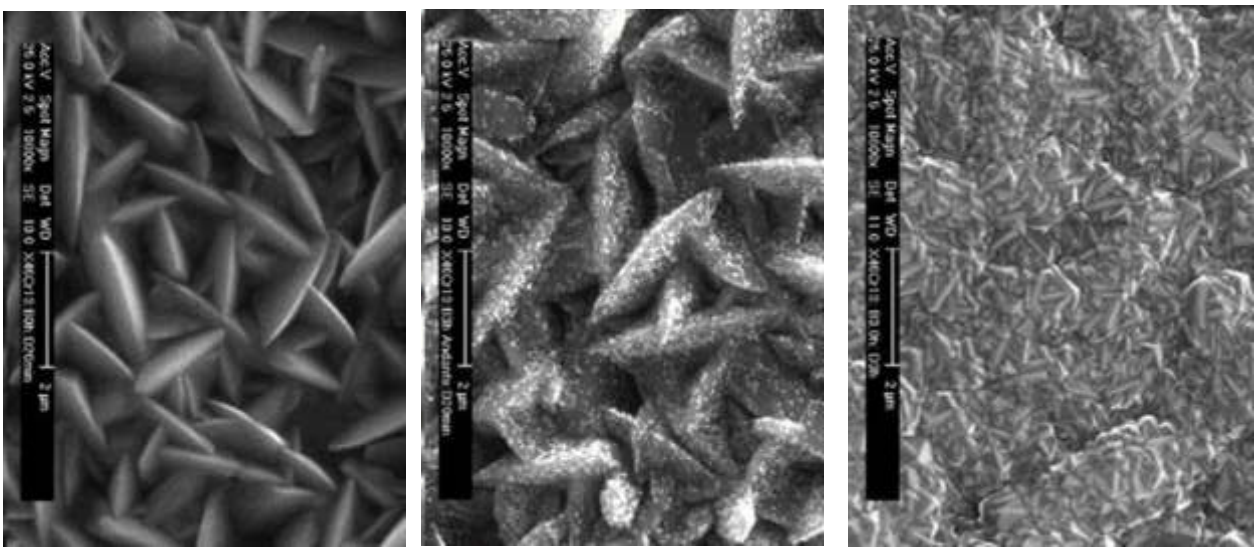


Abbildung 3:

a) CVD-TiNB Zwischenschicht auf Stahl mit mikrorauen TiNB-Plattenstruktur zum Einwachsen der Diamantschicht
b) Verteilung der Nanodiamantkeime auf TiNB-Plattenstruktur nach 20 min Wachstum im im Hot-Filament Prozess.
c) Überwachsen der TiNB-Plattenstruktur durch Diamantkristalle nach 3 h im Hot-Filament Prozess

2. Neuentwickelte CVD-Diamant-beschichtete Stahlgleitringe

CVD-Diamant-beschichtete Stahlgleitringe sind aus zwei wesentlichen Gründen bisher noch nicht im industriellen Einsatz. Zum einen katalysiert Eisen während der direkten CVD-Diamantbeschichtung die Bildung von Graphit [3]. Diese Grafitbildung lässt sich durch eine diffusionsdichte Hochtemperatur CVD-TiNB-Zwischenschicht verhindern. Abbildung 3 zeigt eine Rasterelektronenmikroskopaufnahme einer TiNB-Plattenstruktur als Zwischenschicht auf Stahl, die auch bei den weiter unten vorgestellten Stahlgleitringen zum Einsatz kommt. Die mikroraue Plattenstruktur der TiN Kristalle und die Bor-Dotierung der TiN-Plattenoberfläche ermöglicht eine hervorragende mechanische und chemische Anbindung der wachsenden Nanodiamantkeime (b). Nach 3 h CVD-Diamantbeschichtung im Hot-Filament Prozess (c) sind die Diamantkeime zusammengewachsen und haben die Plattenstruktur überwachsen. Jedoch führen die hohen Abkühleigenspannungen >>8 GPa zwischen Diamant und Stahl, die auf den stark unterschiedlichen Wärmedehnungen dieser beiden Werkstoffe beruhen, zu Abplatzungen der Diamantschicht. Die Haftfestigkeit der Diamantschicht lässt sich durch eine geeignete Mikrostrukturierung der Stahloberfläche, eine CVD-TiNB-Hochtemperaturzwischenschicht und eine Ausnutzung der Volumenvergrößerung bei Umwandlung des dichter gepackten kubisch flächenzentrierten Austenitgitters in das kubisch raumzentrierte Ferritgitter bei der Abkühlung der Diamant-Stahlprobe aus der Diamanthitze so weit steigern, das funktionsfähige Diamantschichten auf Stahl möglich werden.

2.1 Strukturierung der Stahloberflächen

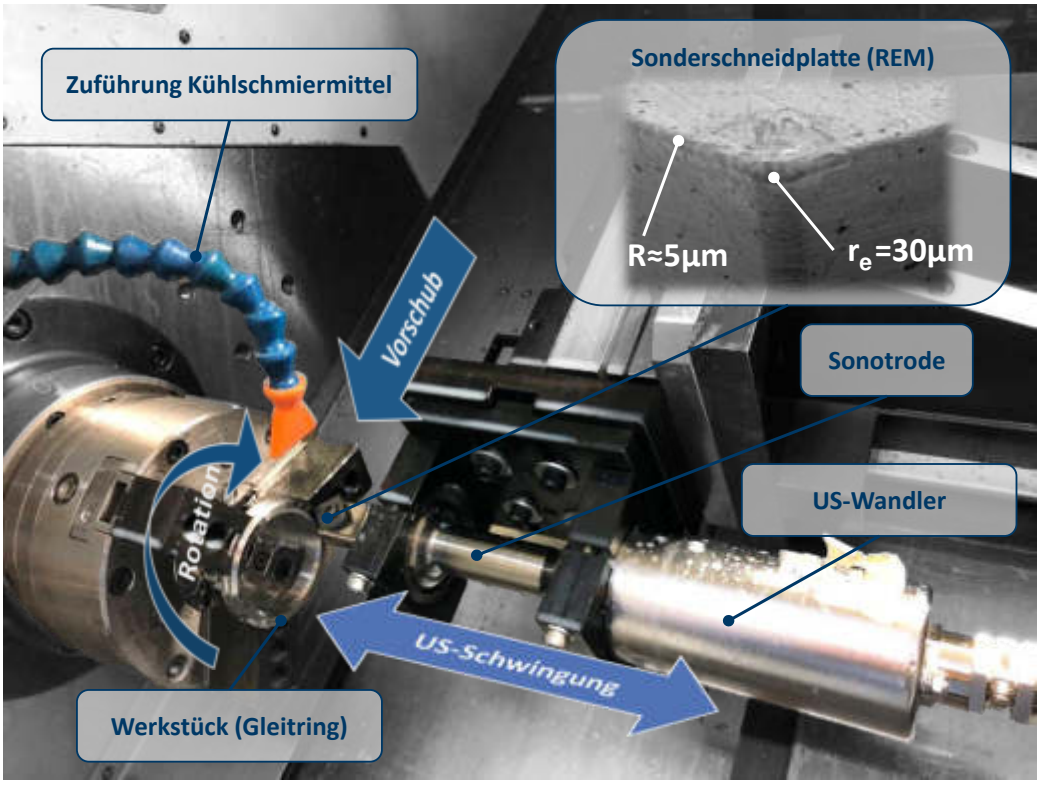


Abbildung 4: Experimenteller Aufbau zum Ultraschall-schwingungsüberlagerten Drehen von Stahlgleitringen, der die mechanische Herstellung sehr definierter Oberflächenstrukturen mit Rautiefen Rz von 3 µm bis 30 µm und Spitzenabstände von 15 µm bis 150 µm ermöglicht.

Mit einem an der Technischen Universität Chemnitz neuentwickelten mechanischen Bearbeitungsverfahren des Ultraschall-schwingungsüberlagerten Drehens gelingt mit speziell beschichteten Sonderschneidplatten die reproduzierbare Herstellung von sehr feinen, Oberflächenstrukturen auf den Stahlgleitringen (Außendurchmesser 55,7 mm, Innendurchmesser 42,7 mm, martensitischer Chromstahl 1.4034, X46Cr13) im Mikrometerbereich (Abbildung 4). Abbildung 5 zeigt optische Aufnahmen der Oberflächentopographie von strukturierten Stahloberflächen mit gleichen Strukturtiefen (Rautiefe Rz) von ca. 9 µm - 10 µm und unterschiedlichen Spitzenabständen von 30 µm

respektive 80 µm (orthogonal zur Vorschubrichtung). Diese Strukturen können die Anhaftung der anschließend aufgebrachten CVD-Schichten (TiNB-Zwischenschicht und Diamantschicht) wesentlich verbessern und wirken sich auch positiv auf die tribologischen Eigenschaften der Diamantgleitringe aus. Der Einfluss dieser deterministischen Strukturen auf die Diamantbeschichtbarkeit und die späteren tribologischen Eigenschaften werden mit durch Partikelstrahlen (SiC Pulver, Korngröße <100 µm, Strahldruck 4 bar) erzeugten, stochastischen Oberflächenstrukturen verglichen.

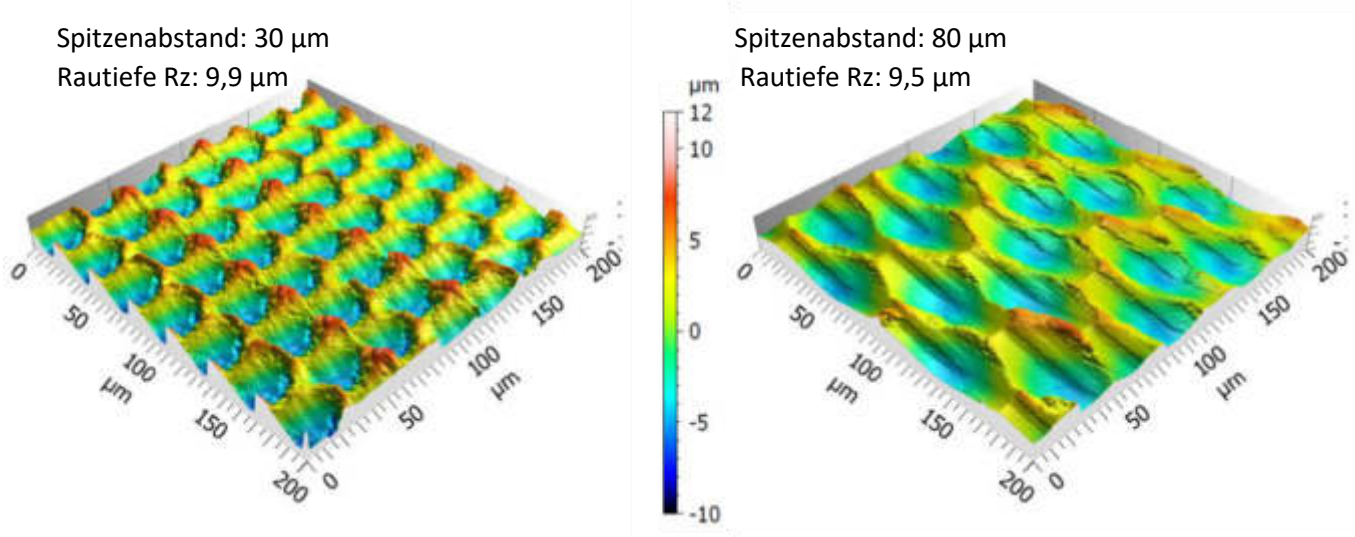


Abbildung 5: Unterschiedliche Strukturen auf den Stahlgleitringoberflächen mit Spitzenabständen von 30 µm (links) respektive 80 µm (rechts) und ähnlichen Rautiefen im Bereich von 9 µm - 10 µm.

2.2 Haftfeste CVD Diamantbeschichtung von Stahl

Die homogen strukturierten Stahlgleitringe (Stahl 4034, X46Cr13) wurden sowohl mit einer CVD-TiNB Zwischenschicht als auch mit einer Diamantdeckschicht versehen. Die charakteristischen Beschichtungsparameter zeigt Tabelle 1. Die Prozesszeiten von 3 h bis 60 h führen zu Diamantschichtdicken von 1 µm bis 15 µm.

Tabelle 1: CVD Beschichtungsparameter für TiNB Zwischenschicht und Diamant-Deckschicht

CVD Schicht	Beschichtungsparameter				
	Zeit (min)	Temperatur (°C)	Druck (mbar)	Zusammensetzung Prozessgase	Schichtdicke (µm)
TiNB Zwischenschicht	75	1030 ± 20	600	89 % H_2,10 % $TiCl_4$, < 1 % BCl_3	5
Diamantschicht	180 - 3600	865 ± 10	2	98.4 % H_2, 1.6 % CH_4	1-15



Abbildung 6: unbeschichteter und mit 4 µm Diamant beschichteter Stahlgleitring

Die passende Kombination von Zwischenschicht, Mikrostrukturierung und Nutzung der Austenit-Ferrit Volumenzunahme bei der Abkühlung aus der Diamanthitze erlaubt die haftfeste Aufbringung von erstaunlich dicken Diamantschichten mit z.B. 15 µm auf den strukturierten Stahlgleitringen (Abbildung 7). Nach Kenntnis der Autoren sind dies die dicksten jemals haftfest auf Stahlgleitringen abgeschiedenen Diamantschichten.

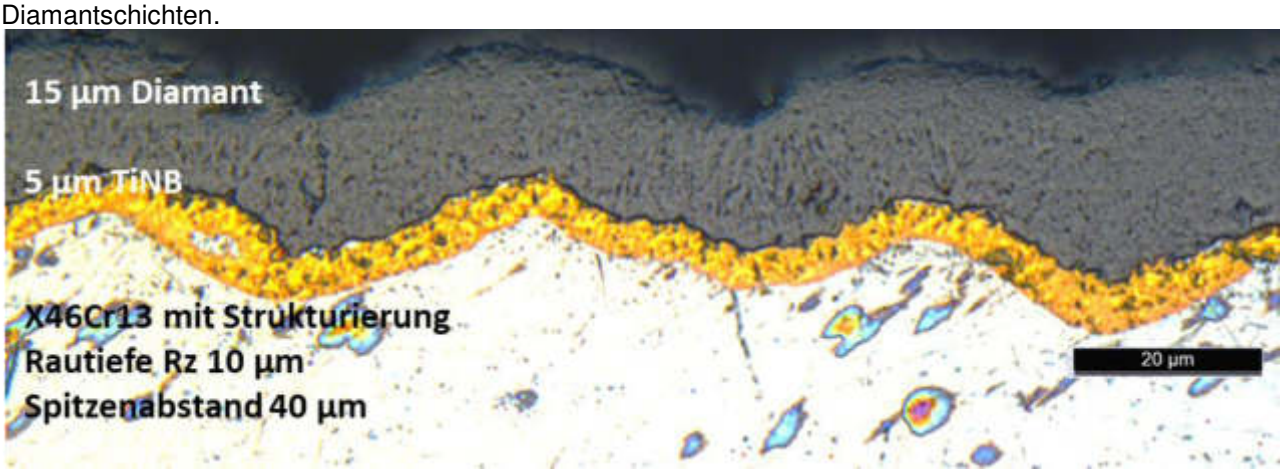


Abbildung 7: Lichtmikroskopische Aufnahme einer 15 µm dicke Diamantschicht aus Stahl im Querschliff

2.3 Ebenheit der Diamant-Stahlgleitringe

Zur Erzielung einer möglichst großen realen Kontaktfläche zweier gegeneinander laufender Gleitringe ist eine möglichst gute Ebenheit der Gleitringoberflächen notwendig. Da der Verschleiß des extrem harten Diamant sehr gering ist, ist ein nachträgliches "Einlaufen" der Gleitringpaarung kaum möglich. Abbildung 8 zeigt die Laserinterferenzaufnahmen eines mit 4 µm Diamant beschichteten Stahlgleitrings, der eine circumferentiale Ebenheitsabweichung von ca. 5,7 µm inklusive einer Außenrandüberhöhung aufweist. Für Gleitringdichtungs-Anwendungen wäre so eine Gleitringpaarung auf Grund ungenügender Dichtheit ungeeignet, als Gleitlager mit zähem Grundwerkstoff und ultraharter Verschleißfläche sind jedoch Anwendungen denkbar.

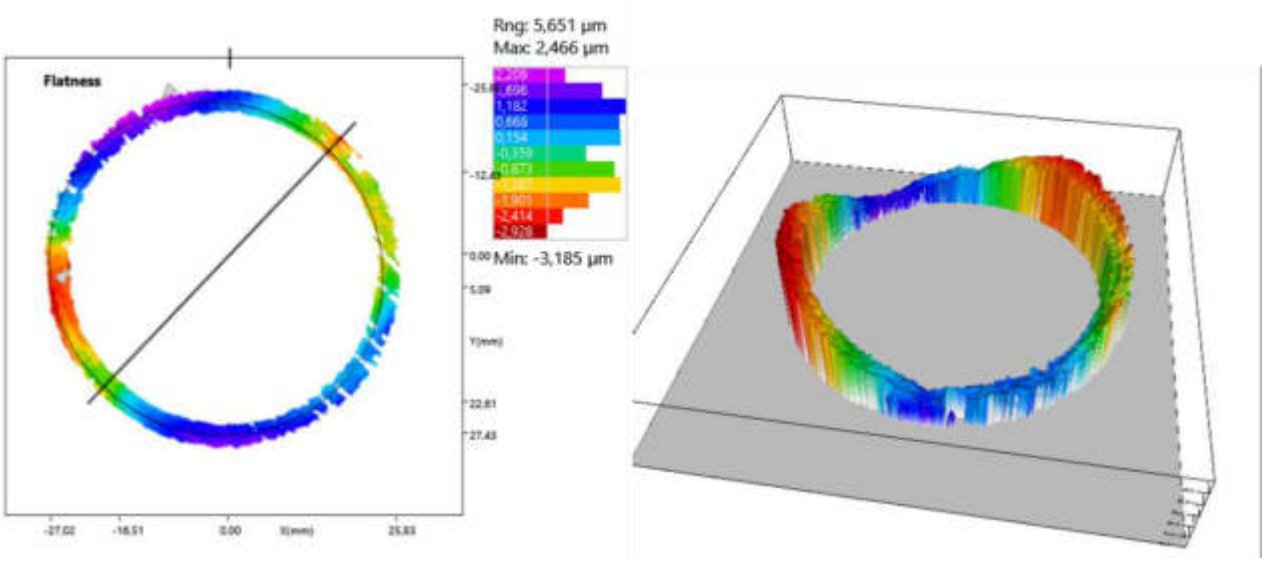


Abbildung 8: Tropelmessungen der Ebenheit eines Stahlgleitrings mit 4 µm Diamant

3. Tribometertestung der Diamant-Stahlgleitringe im Nass- und Trockenlauf

Sowohl die partikelgestrahlen als auch die mechanisch strukturierten Stahlgleitringe wurden zuerst im Nasslauf in einem Wazau Universaltribometer mit einer Gleitgeschwindigkeit von 1,6 m/s und einer niedrigen Flächenpressung von 0,2 MPa über einen Laufweg von insgesamt 64 km getestet. Die Ergebnisse der mechanisch strukturierten Ringe liegen noch nicht vor. Abbildung 9 zeigt den Verlauf des Reibungskoeffizienten für eine partikelgestrahlte und mit 1,3 µm Diamant beschichtete Stahlgleitpaarung. Nach bestimmten Laufinterwallen wurde der Versuch gestoppt und die Integrität der Diamantoberflächen überprüft. Die gemessenen Reibungskoeffizienten liegen deutlich unter 0,1 und zeigen ein leichtes Einlaufverhalten mit tendenziell abnehmender Reibung. Die Ringpaarung war, wie auch aus der Ebenheitsmessung erwartbar, ein reiner Randläufer mit einer realen Kontaktfläche kleiner als 10%. Ein sinnvoller Dauertest von unbeschichteten Stahlgleitringen mit Wasserschmierung war nicht möglich, so dass nur der Anfangsreibwert von 0,6 eines Kurzeitversuches in die Grafik eingetragen ist.

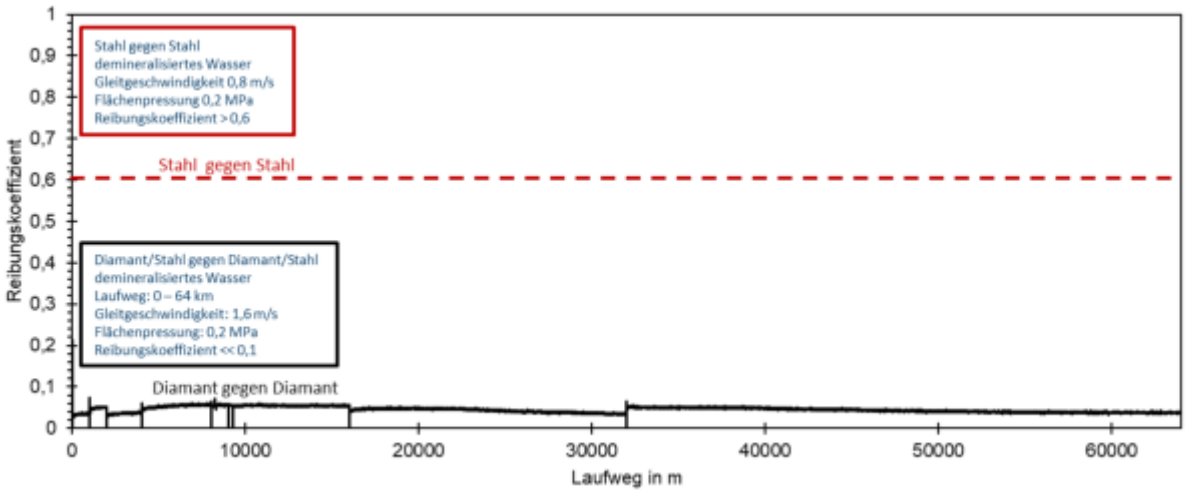


Abbildung 9: Tribometertest einer unbeschichteten und einer Diamant-beschichteten (1,3 µm) Gleitringpaarung in einem Wazau Universaltribometer in demineralisiertem Wasser; der Tribometerversuch wurde jeweils nach bestimmten Laufintervallen für eine Sichtprüfung der Kontaktflächen gestoppt.

Eine partikelgestrahlte und mit 4 µm Diamant beschichtete Gleitringpaarung wurde im wechselnden Nass- und Trockenlauf getestet (Abbildung 10). Der erste Kilometer Nasslauf zeigt wie Abbildung 9 niedrige Reibwerte kleiner 0,1. Nach der Entfernung der Wasserschmierung steigt die Reibung mit Spitzenwerten bis 0,7 und hoher Geräuschentwicklung deutlich an. Eine erneute Wasserschmierung der gleichen

Reibpaarung führt sofort wieder zu niedrigen Reibwerten und zeigt, dass die Diamant-Kontaktflächen nicht zerstört wurden. Nach nochmaliger Entfernung der Wasserschmierung kommt es wieder zu einem deutlichen Anstieg der Reibwerte. Die optische Oberflächenaufnahme in Abbildung 10 ein Ausschnitt der 1 km nass getesteten Diamantoberfläche. An der inneren und äußeren Kante des Gleitrings ist im Bereich der Phase die goldgelbe TiN Zwischenschicht zu sehen, die schon direkt nach der Diamantbeschichtung freiliegt. Direkt daran schließen die ersten ca. 300 µm der realen Kontaktfläche an, in der die anpolierten Diamant-"Hügel" als schwarze Punkte erscheinen. Nach ca. 600 µm ist kein Verschleiß der Oberfläche mehr erkennbar, so dass von einer realen Kontaktzone kleiner 600 µm ausgegangen werden kann. Nach 2x 1 km Nasslauf und 2x 1 km Trockenlauf hat sich die reale Kontaktzone wesentlich vergrößert. Der ca. 600 µm breite schwarze Rand besteht aus stark anpolierten Diamant-"Hügeln", wie in dem darunter liegenden REM Bild zu sehen ist. Daran schließt sich ein ca. 1000 µm breiter Bereich mit schwach anpoliertem Diamant an. Die restliche hellgraue Diamantoberfläche hat wiederum nicht am Tribokontakt teilgenommen. Da die reale Kontaktfläche nur ca. 27% der nominellen ausmacht, ergibt sich nach dem Triboversuch immer noch eine eine erhöhte reale Flächenpressung von mind. ca. 0,7 Mpa in der realen Kontaktfläche. Das Schichtsystem Diamant-TiNB versagt trotz der stark überhöhten Flächenpressung am Rand nicht. Somit ist partieller Trockenlauf möglich. Eine Verbesserung der Ebenheit der Diamant-Stahlgleitringe und damit der realen Kontaktfläche sollte das Trockenlaufverhalten weiter verbessern. Ein Ziel der weiteren Strukturierungsversuche ist es, bei dicken Diamantschichten im Bereich 10 µm einen stärkeren Einlaufverschleiß zu ermöglichen, was die reale Tribokontaktfläche und damit das tribologische Verhalten optimieren sollte. Die guten Korrosionseigenschaften von CVD-Titannitrid und die noch besseren von Diamant sollten auch tribologische Anwendungen in korrosiv belastenden Umgebunden ermöglichen.

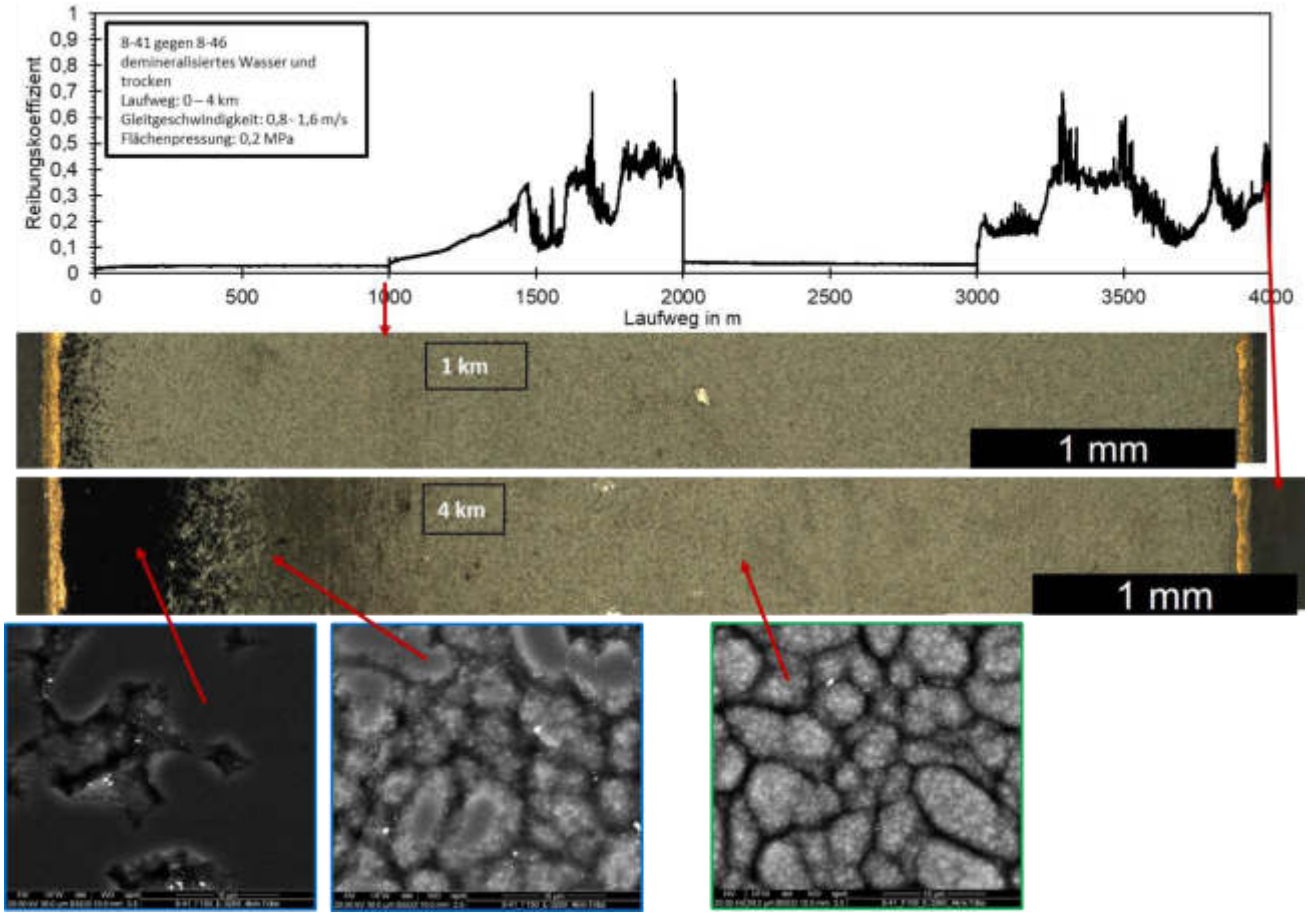


Abbildung 10: Partikelgestrahlte, mit 4 µm Diamant beschichtete Stahlgleitringe im Tribometertest bei Wechsel von Nass- und Trockenlauf. optische Aufnahme der Oberfläche des Diamantgleitringes nach 1 km Nasslauf respektive nach 2x 1km Nasslauf und 2x 1 km Trockenlauf, REM Aufnahme der unterschiedlichen Kontaktzonen nach insgesamt 4 km Laufweg. rechts: regellose diamantbeschichte Oberflächenstruktur ohne Kontakt, zur Gegenfläche Mitte: leicht anpolierte Diamantoberfläche links: stark polierte Diamantoberfläche

Die erfolgreichen Strukturierungs- und Diamantbeschichtungsversuche ermöglichten bereits die Herstellung erster prototypischer Gleitlagerkomponenten aus dem diamantbeschichteten Stahl X46Cr13. Mit diesen werden erste Prüfstandsversuche in industriellen Pumpen erfolgen.



Abbildung 11: Erste prototypische diamantbeschichtete Gleitlagerkomponenten aus dem Stahl X46Cr13

Quellenangaben

[1] Bildnachweis: Fa. DiaCCon, Fürth

[2] Fa. EAGLEBURGMANN, DiamondFace®-Technologie für Gleitringdichtungen, DFND / D1 / 3.000 / 1.15 / 6.5.1 © EagleBurgmann Group Marketing Germany; https://www.eagleburgmann.com/de/produkte/diamondface/vorteile aufgerufen am 20.082021

[3] H.-G. Jentsch, G. Rosenbauer, S. M. Rosiwal and R. F. Singer; Graphite interlayer formation during CVD diamond coating of iron base alloys: The analogy to metal dusting. Advanced Engineering Materials. 2: (2000) 369-374

Autoren:

M.Sc Thomas Helmreich[1)], Dipl.-Ing. Richard Börner[2)], M.Sc Maximilian Göltz[1)], M.Sc Sven Meschede[1)], Prof. Andreas Schubert[2)], Prof. Stefan Rosiwal[1)]

[1)]Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg,
Lehrstuhl Werkstoffkunde und Technologie der Metalle
Martensstraße 5
91058 Erlangen
Kontaktemail: stefan.rosiwal@fau.de

[2)]Technische Universität Chemnitz
Professur für Mikrofertigungstechnik
Reichenhainer Str. 70
09126 Chemnitz
Kontaktemail: richard.boerner@mb.tu-chemnitz.de

Helmut Hochbein, Sascha Appelt

Lebensdauersteigerung wälzbelasteter Funktionsflächen durch Hartwalzen / Increasing the service life of functional surfaces subjected to rolling loads by hard rolling

Zusammenfassung:

Die Lebensdauer wälzbelasteter Funktionsflächen wird durch Ermüdungserscheinungen, bzw. unzureichende Trennung der Wälzpartner bei Mangelschmierung begrenzt. Diesen Versagensmechanismen kann durch Hartwalzen und somit das Einbringen von Druckeigenspannungen in die Randzone entgegengewirkt werden, was u.a. Wartungsintervalle von Produktions- oder Energieerzeugungsanlagen verlängern kann.

Abstract:

The service life of functional surfaces subjected to rolling loads is limited by fatigue or insufficient separation of the rolling partners in the event of inadequate lubrication. These failure mechanisms can be counteracted by hard rolling and thus the introduction of residual compressive stresses into the border zone, which can, among other things, extend maintenance intervals of production or power generation plants.

Im Rahmen eines Förderprojektes hat die HEGENSCHEIDT-MFD GmbH in enger Zusammenarbeit mit Forschungsinstituten, Wälzlagerherstellen und Metallographie-Unternehmen ein Hartwalzverfahren entwickelt. Unter Anwendung der dazugehörigen Bearbeitungskonzepte und Werkzeugvarianten werden dabei Druckeigenspannungen in die Laufflächen der Lagerringe induziert, was zu einer Verfestigung und Glättung, insbesondere jedoch nachweislich zu einer Erhöhung der Lebensdauer von Wälzlagerlaufbahnen führt. Die HEGENSCHEIDT-MFD GmbH als international ausgerichtetes mittelständisches Maschinenbauunternehmen der NILES-SIMMONS-HEGENSCHEIDT Gruppe (NSH), beschäftigt sich seit vielen Jahrzehnten mit dem Glatt-, Fest- und Richtwalzen von rotationssymmetrischen Bauteilen.



1 Einleitung

Dass die Lagerringe von Wälzlagern durch die Prozessfolge Hartdrehen und Hartwalzen mit einem speziell darauf abgestimmten Hartwalzverfahren eine deutlich längere Lebensdauer erreichen, hat die HEGENSCHEIDT-MFD GmbH in dem dreijährigen Forschungsprojekt »Hartwalzen von Lagerringen« (Förderkennzeichen EFRE-0800344) in enger Zusammenarbeit mit weiteren Projektpartnern gezeigt.

Das Hartwalzen bietet damit gegenüber der herkömmlichen Prozesskette zur Hartbearbeitung eine ressourcenschonende und kostengünstige Alternative. Die längere Lebensdauer der Lager trägt zu einer weiteren Effizienzsteigerung bei und verringert die Kosten daher nicht nur für den Hersteller, sondern auch für den Anwender. Sei es bei der Vermeidung von Frühausfällen von Produktionsmaschinen oder zur Verlängerung von Wartungsintervallen beispielsweise in der Energieversorgung.

Von der Werkzeug- und Verfahrensentwicklung bis hin zum fertigen Wälzlager waren innerhalb des Projektkonsortiums alle erforderlichen Kompetenzen vorhanden. Nachdem die Prozessanforderungen ermittelt waren, folgte zunächst eine iterative Entwicklung der Walzwerkzeuge und daran anschließend der Verfahrensparameter, gefolgt von Versuchen an Analogie- und Realbauteilen.

Das Hartwalzen ist ein umformendes Fertigungsverfahren. Dabei werden gehärtete Bauteilbereiche mittels eines Walzkörpers im Kontaktbereich plastifiziert und umgeformt. Die Zielstellung ist sowohl die Kaltverfestigung und das Einbringen von Druckeigenspannungen in die Randzone, als auch die Glättung der Oberfläche, was in einer Lebensdauersteigerung wälzbelasteter Funktionsflächen resultiert.

Die Vorteile des Hartwalzverfahrens liegen in seiner Wirtschaftlichkeit und Ressourceneffizienz, da eine einfache Integration in bestehende Fertigungslinien bei kurzer Bearbeitungszeit und geringen Energiebedarfen möglich ist. Die hohe Varianz der speziell angepassten Walzwerkzeuge und Prozessparameter ermöglichen zudem die Bearbeitung einer Vielzahl unterschiedlichster Wälzlager- Varianten.

Zur Nutzung des Verfahrens bei Wälzlagern liegen derzeit nur vereinzelt Ansätze vor, obwohl die Wälzlagerindustrie ein hohes Anwendungspotenzial für den Einsatz des Hartwalzens bietet. Wälzlager gehören zu den am häufigsten eingesetzten Maschinenelementen und beeinflussen oft das Betriebsverhalten und die Lebensdauer von Produktionsmaschinen und -anlagen wesentlich.

2 Motivation

Das Verfahren ist schematisch im Bild unten dargestellt (Bild 1). Der Walzkörper erzeugt durch die Normalkraft eine Kontaktpressung, die zu einer plastischen Umformung der Werkstückoberfläche führt und das Rauheitsprofil einebnet sowie zusätzliche Druckeigenspannungen im Randbereich induziert.



Bild 1: Schematische Darstellung des Hartwalzverfahrens

Nachweislich erhöhen solche Druckeigenspannungen die Lebensdauer von Wälzlagern, was bereits in einigen unterschiedlichen Studien nachgewiesen worden ist. Die Druckeigenspannungen wirken dem Rissfortschritt im Wälzkontakt entgegen und tragen damit zu einer Erhöhung des Widerstandes gegen Oberflächenzerrüttung und einer Verbesserung der Wälzfestigkeit bei. Die Glättung der Oberfläche wirkt einer Mangelschmierung entgegen (Bild 2).



Bild 2: Verteilung des Schmierfilms bei unterschiedlichen Oberflächencharakteristika

Die Induzierung von Druckeigenspannungen in Lagerringen erfordert die Entwicklung eines neuen Werkzeugkonzeptes, da keines der bestehenden die Zugänglichkeit des Werkzeuges bietet.

3 Walzverfahren und Werkzeugentwicklung

Für das Hartwalzverfahren wurde durch die HEGENSCHEIDT-MFD GmbH ein geeignetes variables Werkzeug entwickelt, das im Vorschub-Walzverfahren eingesetzt wird. Hierbei werden relativ kleine Walzkörper verwendet. Über einen definierten Vorschub wird die Kontur des Lagerringes mit dem Walzkörper abgefahren. So können sehr flexibel die üblich vorkommenden Laufbahnkonturen bearbeitet werden.

Die kraftbasierte Lagerung in mehreren Raumachsen, sowie das variable Werkzeugdesign, ermöglichen die Bearbeitung unterschiedlichster Ausführungen von Innen- sowie Außenringen.

Die robuste und langlebige mechanische Ausführung der Walzköperlagerung benötigt keine Zusatzmedien. Zudem besteht über Schnittstellen die Möglichkeit der Prozessüberwachung und somit einer ressourcenschonenden Anpassung der Bearbeitungsaufgabe.

4 Experimentelle Untersuchung

Die ersten Untersuchungen erfolgten an Axiallagerscheiben als einfache Probenkörper, die eine hohe Reproduzierbarkeit und damit Vergleichbarkeit der Bearbeitung ermöglichten.

Die Charakterisierung umfasste zum einen Merkmale wie Geometrie, Oberflächengüte und Form- und Lagetoleranzen, zum anderen die Randzoneneigenschaften wie Eigenspannungen und Härteprofil. Anhand der Analogiebauteile wurde nachgewiesen, dass induzierte Druckeigenspannungen zu einer signifikanten Lebensdauererhöhung führen.

5 Lebensdaueruntersuchungen

Die Ergebnisse von Versuchen mit realen Wälzlagern sind im nachfolgenden Bild dargestellt (Bild 3).

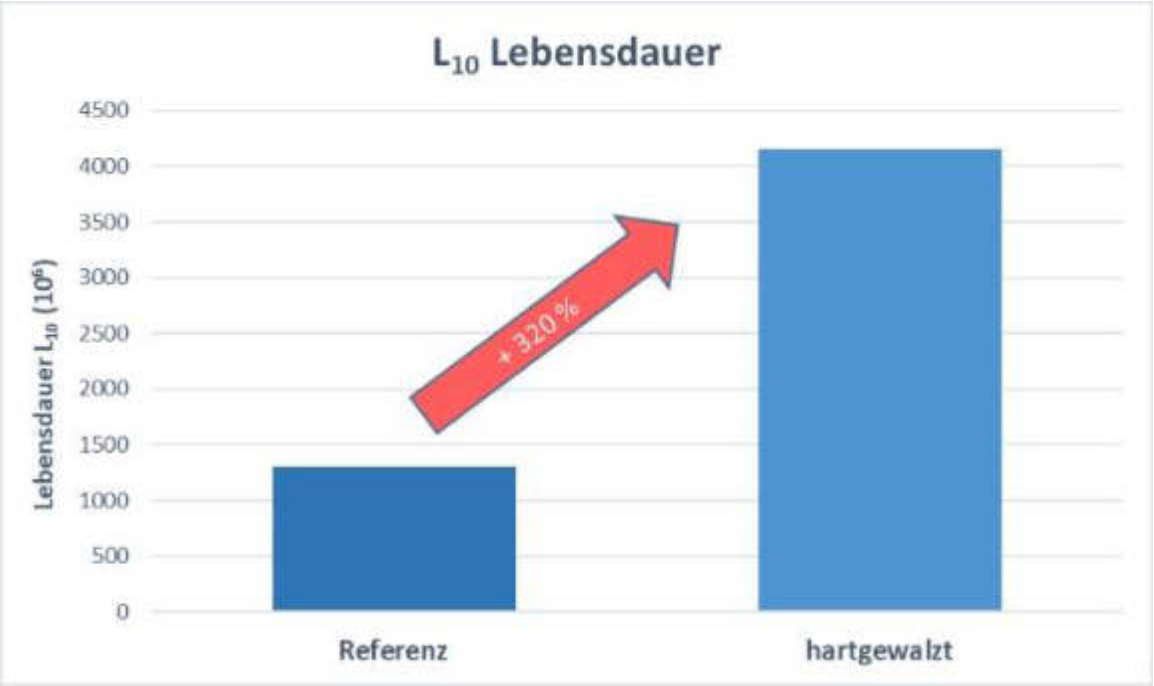


Bild 3: Lebensdauersteigerung hartgewalzter Wälzlagerringe [IPT01]

Bei Setzung der Ergebnisse von standardmäßig hartgedrehten Proben als Referenz zu 1 ergibt sich durch das Verfahren Hartwalzen nach derzeitigem Stand eine Steigerung der Lebensdauer um den Faktor 3,2.

6 Walzergebnisse

Beispielhaft deutlich erkennbare Verbesserung der Oberflächen-Rauigkeiten (Bild 4):

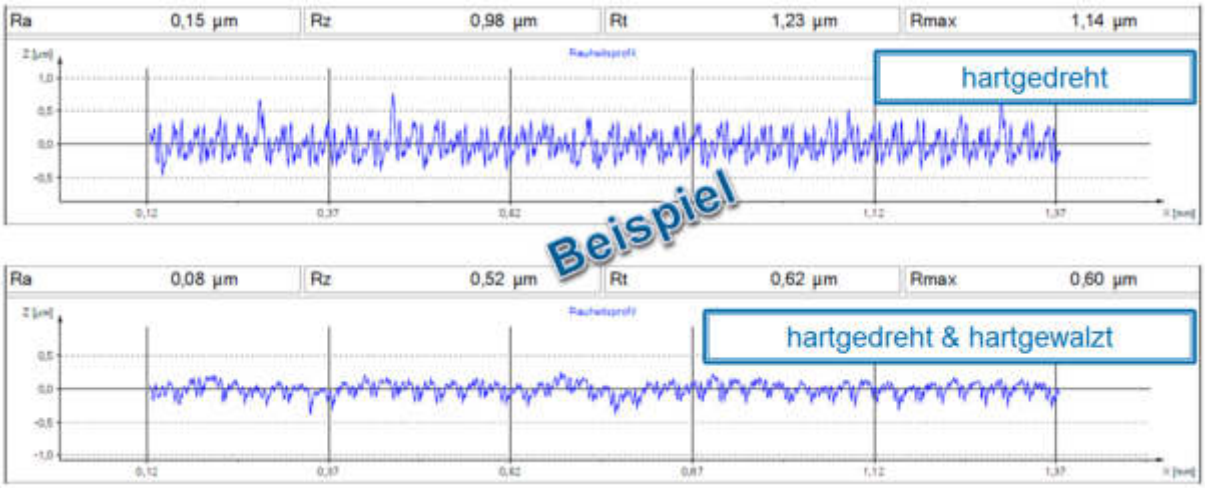


Bild 4: Verbesserung der Oberflächen-Rauigkeiten

Das Messprotokoll (Bild 5) zeigt, dass die Lagerlaufbahnen gleichmäßig gut geglättet werden, was auch die gleichmäßige Erzeugung der Druckeigenspannungen beinhaltet.

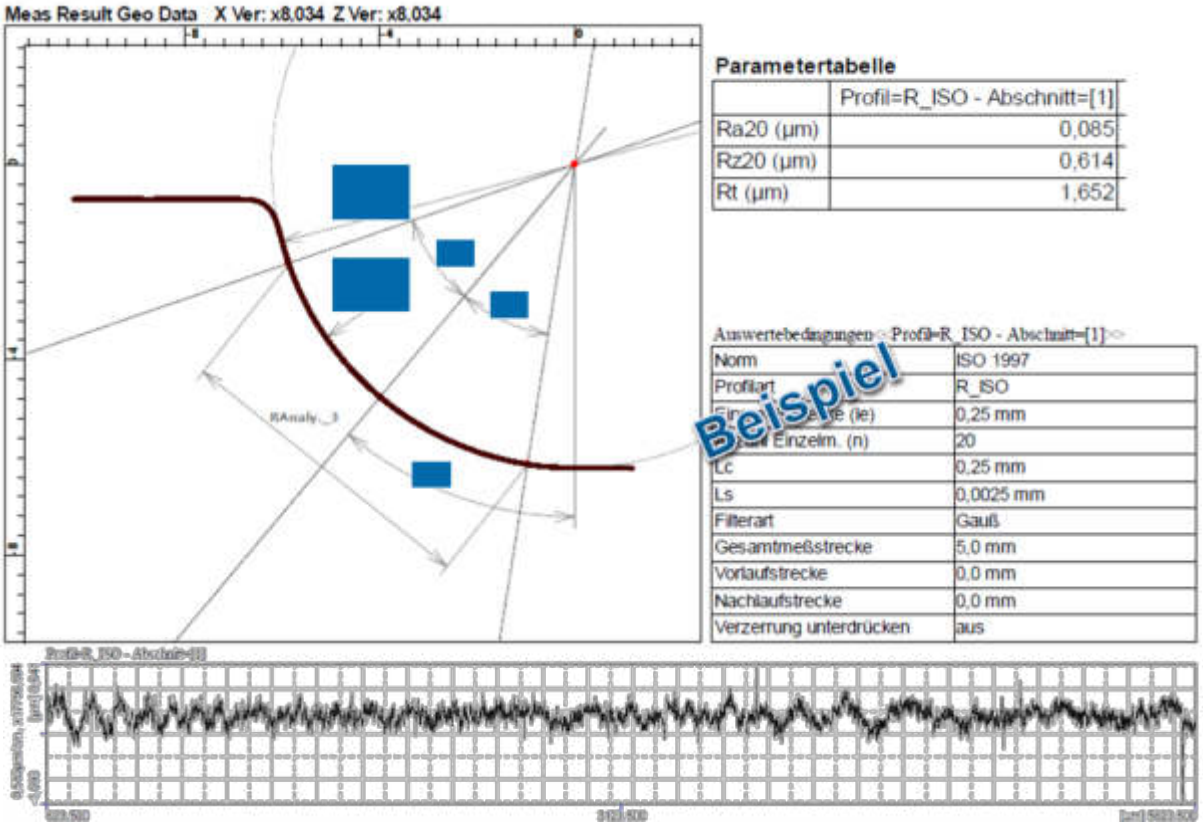


Bild 5: Rauheitswerte eines hartgewalzten Wälzlagerrings

Die generierte Formtreue entspricht den gängigen Anforderungen der Wälzlagerindustrie.

7 Potentielle Werkstücke

Prinzipiell kann das Hartwalzen mit der neu entwickelten Werkzeug-Basis und den davon abgeleiteten Werkzeugvarianten für alle Wälzlagerlaufbahnen angewendet werden. Auch bei Linearlagern und -Führungen sowie Kugelrolleinheiten und dergleichen.

Zudem kann es bei komplexeren Baueinheiten mit integrierten Wälzkörperlaufbahnen und bei den entsprechend behandelten Bauteilen für erhebliche Leistungssteigerungen sorgen.

8 Zusammenfassung

Der Nutzen des Oberflächenwalzens von Lagerlaufbahnen wurde zwar schon mehrfach in unterschiedlichen Studien nachgewiesen, aber bislang noch nicht serienmäßig umgesetzt, da geeignete Verfahrens- und Werkzeugkonzepte für die Bearbeitung typischer Lagergeometrien bisher gefehlt haben. Das von HEGENSCHEIDT-MFD entwickelte Hartwalzverfahren für Wälzlagerlaufbahnen schließt diese Lücke. Die variablen Gestaltungsmöglichkeiten erlauben eine Anwendung bei einer Vielzahl unterschiedlichster Bauformen von Wälzlagereinheiten.

Die integrierten Schnittstellen zur Prozessüberwachung, sowie die robuste und langlebige Gestaltung der Walzkörperlagerung, gewährleisten eine präzise Platzierung der erforderlichen Walzkräfte.

Die bisher durchgeführten Versuche zeigten sowohl hohe Bearbeitungsqualitäten als auch sehr gute Werte für die Lebensdauersteigerung.

Aktuell laufen mehrere Projekte mit unterschiedlichen Partnern zum Nachweis der Serientauglichkeit.

Über HEGENSCHEIDT-MFD GmbH

HEGENSCHEIDT-MFD ist ein international ausgerichtetes mittelständisches Unternehmen im Bereich Werkzeugmaschinenbau. Das Unternehmen gehört zur NILES-SIMMONS-HEGENSCHEIDT Gruppe (NSH), die über 175 Jahre Erfahrung im deutschen und amerikanischen Werkzeugmaschinenbau vereint. In zwei Geschäftsbereichen fertigt und vertreibt das Unternehmen Einzelmaschinen sowie schlüsselfertige Produktionsanlagen für Eisenbahnverkehrsunternehmen und die Automobilindustrie.

Über die Holding NILES-SIMMONS-HEGENSCHEIDT GmbH

Die NILES-SIMMONS-HEGENSCHEIDT-Gruppe (NSH) konzentriert ihre Geschäftsaktivitäten auf Forschung, Entwicklung, Herstellung und Vertrieb von Werkzeugmaschinen mit dem Ziel, Produkte von höchster Qualität, Innovation und Energieeffizienz herzustellen.

Die NSH Gruppe gehört zu den 30 größten Werkzeugmaschinenherstellern der Welt und ist in fünf Industriezweigen tätig: Maschinenbau, Automobil- und Truckindustrie, Luft- und Raumfahrt, Railway und Metroindustrie sowie Werkzeug- und Formenbau.

Quellenangaben:

[IPT01] K. Jahnel; S. Hähnel; T. Grunwald; T. Bergs: Hartwalzen von Lagerringen zur Lebensdauersteigerung. WT WERKSTATTSTECHNIK BD. 110 (2020) NR. 6, S. 368 - 374.

Autoren

Dr.-Ing. Helmut Hochbein
+49 (0) 2431 86 - 463
h.hochbein@nshgroup.com

Sascha Appelt
+49 (0) 2431 86 - 244
s.appelt@nshgroup.com

HEGENSCHEIDT-MFD GmbH
Hegenscheidt Platz
41812 Erkelenz
Deutschland
+49 (0) 2431 860
www.hegenscheidt-mfd.com/

Schlagwörter (keywords) für unsere Suchmaschine:

Hartwalzen; Oberflächentechnik; Wälzlager; Effizienzsteigerung;

hard rolling; surface technology; roller bearings; efficiency improvement



Gesellschaft für Tribologie e.V. – Adolf-Fischer-Str. 34 – 52428 Jülich
www.gft-ev.de

Umschlaggestaltung: pulcinello – Marcus Depenbusch

ISBN 978-3-9817451-6-0