

Experimentelle Untersuchungen zur
Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkung
in nasslaufenden Reibsystemen
am Beispiel von Synchronisierungen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. (FH) Tobias Skubacz

2020

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl (Technische Universität München)

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer

Tag der Promotion: 27.11.2020

Vorveröffentlichungen

Teilinhalte dieser Dissertation wurden bereits in den unten aufgeführten Berichten, Fachartikeln, Vorträgen und Tagungsbandbeiträgen als Autor oder Co-Autor veröffentlicht (hier verkürzte Auflistung; vollständige Angabe siehe Literaturverzeichnis). Zudem erfolgte während der Vorhabenslaufzeiten eine regelmäßige Berichterstattung und fachliche Diskussion (nicht einzeln aufgeschlüsselt) in Schrift- und Vortragsform im Rahmen des FVA-Arbeitskreises Synchronisierungen (heute: projektbegleitender Ausschuss (PA) Synchronisierungen der FVA) und der zu den Vorhaben zugehörigen Arbeitsgruppen (inzwischen auch als projektbegleitende Ausschüsse bezeichnet). Übernahmen und Zitate der eigenen Anteile aus den Berichten [SNP08, Sku11] in diese Dissertation sind der Übersichtlichkeit halber nicht einzeln gekennzeichnet. Aus Umfangsgründen sind umgekehrt nicht alle Inhalte der unten genannten Veröffentlichungen in dieser Arbeit enthalten, insbesondere in den Abschlussberichten und VDI-Tagungsbeiträgen sind Untersuchungen und Erkenntnisse zu weiteren Aspekten zu finden.

- [Sku07c] Vortrag, 3. Arnold Tross Kolloquium, 2007, Hamburg
- [Sku08] Beitrag Tagungsband, 3. Arnold Tross Kolloquium, 2007, Hamburg
- [Sku07b] Vortrag, 34th Leeds-Lyon-Symposium on Tribology, 2007, Lyon
- [SNP07] Abstract Tagungsband, 34th Leeds-Lyon-Symposium on Tribology, 2007, Lyon
- [Sku07a] Vortrag, 48. GfT-Tribologie-Fachtagung, 2007, Göttingen
- [SP07] Beitrag Tagungsband, 48. GfT-Tribologie-Fachtagung, 2007, Göttingen
- [PNS08] Zeitschriftenaufsatz, Proceedings of IMechE - JET, 3/2008
- [SNP08] Abschlussbericht STIFO S686 / FVA 489, Heft 863, 2008
- [SOP08] Vortrag und Beitrag Tagungsband, VDI-Fachtagung Getriebe in Fahrzeugen, 2008, Friedrichshafen
- [SWPW10] Vortrag und Beitrag Tagungsband, VDI-Fachtagung Getriebe in Fahrzeugen, 2010, Friedrichshafen
- [WSP⁺10] Beitrag Tagungsband, VDI-Fachtagung Getriebe in Fahrzeugen, 2010, Friedrichshafen
- [Sku11] Abschlussbericht FVA 403 III, Heft 981, 2008
- [LBM⁺11] Zeitschriftenaufsatz, Tribologie und Schmierungstechnik, 2/2011

Vorwort und Dank

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität Hannover. Sie greift unter anderem auf Ergebnisse zurück, die im Rahmen zweier von mir bearbeiteter Forschungsvorhaben entstanden sind: FVA 403 III und STIFO S686 (auch FVA 489).

Der erste Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Poll für das entgegengebrachte Vertrauen und die weitgehende Gestaltungsfreiheit, die konstruktiv-kritische Betreuung, gerade auch in der Schlussphase, für die Ermunterung („Sie haben ja schon so viel gemacht!“) und die Zuversicht in die Fertigstellung der Arbeit!

Dem Zweitprüfer, Prof. Stahl (TUM) danke ich für die rasche Gutachtenerstellung und das Feedback zur Arbeit. Zudem danke ich Prof. Overmeyer für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Des weiteren danke ich:

- meinem langjährigen Bürokollegen Dr.-Ing. Bengt Wennehorst für den fachtribologischen, lebenspraktischen und philosophischen Austausch
- meinen Institutsvorgängern Dr.-Ing. Knut Erdmann und Dr.-Ing. Sascha Neudörfer für die umfassende Einarbeitung und die ausführlichen Diskussionen
- den Synchro-Nachfolgern Nils Weber, Ingo Dewitz, Marius Niemeier, Tim Brieke, Mark Matus und Tom Wittek für die angenehme Zusammenarbeit, die weitere Nutzung der Prüfstands-Infrastruktur und die fachlichen Diskussionen
- allen anderen wissenschaftlichen Institutskollegen für die freundschaftliche Aufnahme des „Neuen“ bzw. „Franken“ und die gute Atmosphäre am Institut
- Dr.-Ing. Ulrich Wischhöfer, Nicole Busch und Anna Bock für Rat und Tat bei Organisatorischem
- den Mitarbeitern der Institutswerkstatt für die Fertigung von Prüfteilen und Vorrichtungen
- der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) und der Stiftung Industrieforschung (STIFO) für die Finanzierung der Vorhaben
- den Mitgliedern des ehemaligen Arbeitskreises Synchronisierungen der FVA für die fachliche Begleitung der Vorhaben
- Dr. Christoph Brüning und Dr. Dieter Lipinsky (Physikalisches Institut; WWU) und Dr.-Ing. Florian Pape (damals IMT, LUH) für die Durchführung von Untersuchungen
- dem IFTC (LUH) für die fluoreszenzspektroskopischen Messungen
- allen Studierenden, die meine Zeit am Institut begleitet haben: Hauke Prüss, Arne Stahl, Tobias Froböse, Andreas Silies, Nils Weber, Sebastian Otto, Hendrik Berghahn, Daniel Draffehn, Michael Venske, Björn Meyer

- Prof. Rönnebeck (OTH Amberg) für den Tipp, mich am IMKT zu bewerben
- Prof. Braune für die Einblicke in die nichtkonstantübersetzende Getriebetechnik, die Übertragung der CAD-Lehrtätigkeiten sowie der Systembetreuung am IfG und im CAD-Pool
- den hannoverschen Keksfabrik-Outlets
- den Industriepartnern des Instituts für die zahlreichen Aufträge (die einen zwar von der Forschung abhalten, aber dafür fördern, Prüfstände, Synchronisierungen und die Branche zu verstehen)
- der Fa. HD Automation (Hr. Oliver Harrendorf, Hr. Martin Gawlita) für die Unterstützung bei der Prüfstandssteuerung
- meinem Arbeitgeber Diehl Metall Schmiedetechnik für die Unterstützung in jeglicher Hinsicht, beispielsweise auch mit Bauteilen und Messungen

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, die meine Neugier geduldig ertragen und mir viel Freiraum zum Spielen, Lernen und Experimentieren gegeben haben sowie meiner Frau Alexandra, ohne deren Motivation dieses Werk vermutlich bis heute nicht fertig wäre.

Abstract (DE)

Experimentelle Untersuchungen zur Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkung in nasslaufenden Reibsystemen am Beispiel von Synchronisierungen

Diese Arbeit leistet einen Beitrag zur Erweiterung und Verbesserung, aber auch zur Vereinfachung der Untersuchungsmethoden im Bereich der Komponenten- bis Modellversuche in Forschung und Entwicklung von nassen Reibsystemen, insbesondere Synchronisierungen. Durch die erarbeiteten Methoden und deren Kombination werden Erkenntnisse über Mechanismen sowie die Funktionsweisen von Additiven, Oberflächengüten und Makro- und Mikrostrukturen auf Reibflächen gewonnen. Die Untersuchungen zeigen die Herausforderungen beim Übergang von Komponententests zu stärker abstrahierenden Probekörper- oder Modellversuchen. Dies wird im Speziellen an Tribometerversuchen mit einfachen Probekörpern (Pin-on-Disc) im Abbremsversuch für die Belagsentwicklung im Bereich von Synchronisierungen (z. B. Material-Screening-Tests) mit folgenden Methoden erörtert:

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Fluoreszenzanalyse erstmals für Synchronisierungen zur qualitativen Visualisierung der Beölungssituation (Verteilung, Verdrängung, Schmierfilmhöhe) im tribologischen Kontakt angepasst und eingesetzt. Über die Einführung eines statischen Kalibrierverfahrens wird die Reibbelagsverformung bzw. Topografieänderung unter Pressungsbelastung quantifizierbar gemacht. Zum Einstieg wird auch ein Review zu optischen Untersuchungsmethoden für Schmierfilmdicken gegeben.

Weiterhin geben TOF-SIMS-Analysen Aufschlüsse über die Wirkweise der Additivierung und die Funktionsweise von Oberflächenschutzschichten. An Hand von Mikrohärtemessungen und mikrotribologischen Ritz-Untersuchen („Scratch“) werden Belastungsgrenzen und Übergänge im Verformungsverhalten insbesondere der Oberflächenschutzschichten ermittelt und der Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten diskutiert.

Weitere Untersuchungen ermitteln den Einfluss wechselnder Drehrichtungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten in Komponententests. Es zeigt sich, dass in Abhängigkeit der Reibmaterialpaarung durch wechselnde Drehrichtungen die Anwendungsnähe von abstrahierten Komponententests im Vergleich zu bisher üblichen einsinnigen Drehrichtungen deutlich erhöht werden kann. An Hand von FEM-Berechnungen zur Bauteilverformung und Pressungsverteilung wird der Einfluss von Baugröße bzw. Reibdurchmesser (bei gleichem Ringquerschnitt), Trägerringmaterial sowie Ringbreite zunächst theoretisch analysiert. Die Ergebnisse werden zusammen mit dem in Versuchen ermittelten Verschleißverhalten diskutiert.

Abschließend wird ein Ausblick auf die Anwendbarkeit der Ergebnisse und Methoden für virtuelle Produktentwicklung geworfen.

Zusätzlich ist in der Arbeit ein Review über die bestehenden Forschungen an Synchronisierungen enthalten, da hierzu bisher eine umfassende Zusammenstellung fehlt.

Stichworte: Synchronisierung, Tribologie, Prüftechnik, Abstraktion, Vereinfachung, Fluoreszenz, Farbstoff, Anregung, Emission, Filter, Blitz, Kamera, Beölungssituation, Schmierstoffverteilung, Ölverteilung, Topografie, Schmierfilmdicke, TOF-SIMS, Additivierung, Verschleißschutzschicht, ZDDP, Scratch, Ritztest, Reibung, Verschleiß, Pin-On-Disc, Screening, Reibbelag, Karbon, Messing, Streusinter, Reibkonus, Modellversuch, Tribometer, Abbremsversuch, wechselnde Drehrichtung, Reibdurchmesser, Ringbreite, Steifigkeit, FEM.

Keywords: synchronizer, synchroniser, synchronization, tribology, testing technology, abstraction, simplification, fluorescence, dye, excitation, emission, filter, flash, camera, oiling situation, lubricant distribution, oil distribution, topography, lubricant film thickness, TOF-SIMS, additives, wear protection layer, ZDDP, scratch, scratch test, friction, wear, pin-on-disc, screening, friction lining, carbon, brass, scattered sinter, friction cone, model test, tribometer, braking test, changing direction of rotation, friction diameter, ring width, rigidity, FEM.

Abstract (EN)

Experimental Studies on Lubricant Interface Interaction in Wet Friction Systems by Means of Synchronizers

This work contributes to the extension and improvement, but also to the simplification of the investigation methods in the field of component to model tests in research and development of wet friction systems, especially synchronizers. The developed methods and their combination will provide a deeper insight into mechanisms as well as the functioning of additives, surface qualities and macro- and microstructures on friction surfaces. The investigations also reveal the challenges in the transition from component tests to more abstract test specimens or model tests. This is particularly discussed in tribometer tests with simple test specimens (pin-on-disc) in the braking test for development of friction layers in the domain of synchronizers (e.g. material screening tests) using the following methods:

As part of this work, the fluorescence method is adapted and used for the first time for synchronizations for the qualitative visualization of the oiling situation (distribution, displacement, lubricant film thickness) in the tribological contact. The introduction of a static calibration method makes the friction lining deformation or topography change under compressive load quantifiable. As an introduction, a review of optical investigation methods for lubricant film thicknesses is also given.

Furthermore, TOF-SIMS analyses provide information about the mode of action of the additives and the functionality of surface protection layers. By means of microhardness measurements and microtribological scratch tests, load limits and transitions in the deformation behaviour, especially of surface protection layers, are determined and the influence on the friction and wear behaviour is discussed.

Further investigations determine the influence of changing rotational directions on the friction and wear behaviour in component tests. It has been shown that, depending on the friction material pairing, changing rotational directions can significantly increase the applicability of abstracted component tests compared to the previously common single direction of rotation. Based on FEM calculations for component deformation and pressure distribution, the influence of size or friction diameter (with the same ring cross-section), carrier ring material and ring width is first of all analyzed theoretically. The results are discussed regarding the wear behaviour determined in tests.

Finally an outlook on transfer of result an methods to virtual product development is given. The thesis includes a review of the existing research on synchronizers, since a comprehensive compilation was missing.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XIII
Formelzeichen	XV
1 Einleitung	1
1.1 Motivation/Problemstellung	1
1.2 Abstraktionsgrade in der Tribologie-Prüftechnik	3
1.3 Zielsetzung und Lösungsweg	6
2 Review Synchronisierungen	9
2.1 Sperr-Synchronisierung	9
2.1.1 Aufbau und Funktionsweise	11
2.1.2 Betriebsanforderungen	16
2.1.3 Ausfallursachen	19
2.2 Reibwertverhalten	21
2.3 Verschleißverhalten	27
2.4 Simulation	30
3 Basis der Untersuchungen: Systeme und Prüfstandsaufbauten	33
3.1 Untersuchte Reibsysteme	33
3.1.1 Modellsysteme	34
3.1.2 Seriensystem mit Modellkonus und Sperrvorrichtung sowie Übergang zum Modellsystem	37
3.1.3 Tribometer bzw. Stift-Scheibe-System	38
3.2 Prüfstand	40
3.2.1 Grundaufbau und Funktion Universal-Reibflächenprüfstand	40
3.2.2 Aufbau optische Untersuchungen	43
4 Optische Untersuchungen	47
4.1 Review Fluoreszenzmethoden zur Schmierfilmuntersuchung	47
4.2 Fluoreszenz Grundlagen und gewählte Konfiguration	55
4.3 Betrachtungen zur lokalen Emissionsintensität	60
4.4 Qualitative fluoreszenzoptische Untersuchungen: Ölverteilung	67
4.4.1 Konische Kontaktfläche	68
4.4.2 Plane Kontaktfläche	75

4.5	Quantitative fluoreszenzoptische Untersuchungen: Schmierfilmdicke	78
4.5.1	Verfahren zur statischen Kalibrierung und Auswertung der Fluoreszenzaufnahmen	78
4.5.2	Kennwertermittlung der wirksamen Topografie	81
5	TOF-SIMS: Grenzschichten, Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkungen	85
5.1	Analysemethoden und Stand der Forschung	85
5.2	TOF-SIMS Grundlagen	88
5.3	Durchführung und Ergebnisse	90
6	Mikroskalige geometrische und mechanische Oberflächenanalyse	101
6.1	Grundlagen	101
6.2	Versuchsmethodik	103
6.3	Untersuchungsergebnisse	108
7	Reibungsverhalten: Oberflächenmodifikationen und Geometrievereinfachung	113
7.1	Geschliffene und hartgedrehte Konen	113
7.2	Vergleich konisch/plan	114
8	Einfluss/Auswirkungen wechselnder Drehrichtungen	119
8.1	Streusinter-System	121
8.2	Karbon-System	127
8.3	Hoch- oder Rückschaltung / Up- oder Downshift	130
9	Untersuchung des Ringsteifigkeits- und Baugrößeneinflusses	133
9.1	Erstellung und Parametrierung eines FEM-Modells	135
9.2	FEM-Berechnungen zur Pressungsverteilung und Ringstülpung	139
9.3	Reibungs- und Verschleißverhalten	144
9.3.1	Entwicklung der Versuchsbedingungen	144
9.3.2	Stufenversuche zu Durchmesser/Baugröße	145
9.3.3	Stufenversuche zum Trägerringmaterial	148
9.3.4	Dauerschaltversuche zu Baugröße und Trägerringmaterial	150
9.3.5	Stufen- und Dauerschaltversuche zur Ringbreite	153
9.3.6	Verschleißmodelleinordnung	156
9.4	Interpretation und Stichversuch zum „Aufschiebeverschleiß“	158
10	Zusammenfassung der Untersuchungsergebnisse	161
11	Schlussfolgerungen	165
	Literaturverzeichnis	169

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AFM	Rasterkraftmikroskop(ie) (RKM / Atomic Force Microscopy)
AMT	Automatisiertes Handschaltgetriebe (Automated Manual Transmission)
AT	Automatikgetriebe/Wandlerautomat (Automatic Transmission)
ATF	Automatikgetriebeöl (Automatic Transmission Fluid)
AW	Anti-Wear (Additivkomponente)
CVT	Stufenlos übersetzendes Getriebe (Continuously Variable Transmission)
DCT, DKG, auch DSG	Doppelkupplungsgetriebe, Direktschaltgetriebe (Dual Clutch Transmission)
DOE	Statistische Versuchsplanung (Design of Experiments)
DOS	Dioktylsebazat
DSV	(Einstufen-)Dauerschaltversuch
EDX(S)	Energiedispersive Röntgenspektroskopie (Energy Dispersive X-ray Spectroscopy)
EHD	Elastohydrodynamik
EP	Extreme-Pressure (Additivkomponente)
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFM	Reibkraftmikroskop(ie) (Friction Force Microscopy)
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München
HiL	Hardware-in-the-Loop
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Leibniz Universität Hannover (vorher: Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie)
LASER, Laser	Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz (Laser Induced Fluorescence)
MKS	Mehrkörpersimulation
MT	Handschaltgetriebe (Manual Transmission)
MTF	Handschaltgetriebeöl (Manual Transmission Fluid)
NFZ	Nutzfahrzeug
PAO	Polyalphaolefin
PC	Hauptkomponente, Effekt (Principal Component)
PCA	Hauptkomponentenanalyse (Principal Component Analysis)

Abkürzung	Bedeutung
PKW	Personenkraftwagen
PS	Polysulfid(e)
REM	Rasterelektronenmikroskop(ie) (Scanning Electron Microscope/y SEM)
SNMS	Sekundärneutralteilchenmassenspektrometrie (Secondary Neutral Mass Spectrometry)
SIMS	Sekundärionenmassenspektrometrie (Secondary Ion Mass Spectrometry)
SSV(1), SSV2	Stufenschaltversuch mit Lastabfolge 1 bzw. 2
TEM	Transmissionselektronenmikroskopie (Transmission Electron Microscopy)
TOF-SIMS	Sekundärionenflugzeitmassenspektroskopie (Time of Flight Secondary Ion Mass Spectroscopy)
UV	Ultraviolett
XPS	Röntgenphotoelektronenspektroskopie
ZDDP	Zinkdialkyldithiophosphat (auch ZnDTP)

Zur besseren Orientierung in der internationalen Fachliteratur werden neben den deutschen Begriffen zum Teil auch die englischen Fachbegriffe angegeben.

Formelzeichen

Formelzeichen	übliche Einheit	Bedeutung
α	°	halber Kegelwinkel, halber Öffnungswinkel, Konuswinkel
β	°	Winkel zwischen beiden Zahndachschrägen (Synchronring bzw. Schaltmuffe)
ε		Extinktionsfaktor
μ, μ_{dyn}	-	(dynamischer) Reibwert
μ_{end}	-	Endreibwert (einer Schaltung)
μ_{min}	-	minimaler Reibwert (einer Schaltung)
μ_{max}	-	maximaler Reibwert (einer Schaltung)
μ_{SpVz}	-	Reibwert an der Sperrverzahnung
μ_1, μ_2, μ_3	-	gemittelter dynamischer Reibwert (Auswertefenster 1, 2, 3)
ϱ	-	Reflexionskoeffizient
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	1/s	Anfangswinkelgeschwindigkeit
ω_{syn}	1/s	Synchronwinkelgeschwindigkeit
c	% bzw. ppm	Farbstoffkonzentration
d_m	mm	gemittelter Wirkdurchmesser des/der Konuskontakte(s)
d_{SpVz}	mm	mittlerer Wirkdurchmesser der Sperrverzahnung
E_{kin}	J	Kinetische Energie der Massenträgheit
F, F_{ax}	N	Axialkraft am Gangrad
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibkraft
F_S	N	Schaltkraft
I_0	mW/mm ²	Lichtintensität, eingestrahktes Licht
I_{EM}	mW/mm ²	Lichtintensität, Emissionslicht
I_{EX}	mW/mm ²	Lichtintensität, Anregungslicht (Excitation)
J	kgm ²	Massenträgheitsmoment (auf Schaltstelle reduziert)
n	1/s bzw. 1/min	Drehzahl
n_0	1/s bzw. 1/min	Anfangsdrehzahl
N	-	Anzahl der Konusreibkontakte

Formelzeichen	übliche Einheit	Bedeutung
OD	-	optische Dichte
p_m	N/mm ²	mittlere, nominelle Flächenpressung
p_{max}	N/mm ²	maximale Flächenpressung
R_a	µm	arithmetischer Mittenrauwert
R_k	µm	Kernrautiefe (Abbot-Kurve)
R_{pk}	µm	Reduzierte Spitzenhöhe (Abbot Kurve)
R_{vk}	µm	Reduzierte Riefentiefe (Abbot Kurve)
R_z	µm	größte Profilhöhe (früher abweichende Definition „Zehnpunkthöhe“)
S_k	µm	Kernhöhe (Abbot-Kurve), flächig ermittelt
S_{pk}	µm	Reduzierte Spitzenhöhe (Abbot Kurve), flächig ermittelt
S_{vk}	µm	Reduzierte Talhöhe (Abbot Kurve), flächig ermittelt
t, t_x	s bzw. ms	Zeit
t_r	s bzw. ms	Rutschzeit
u_{ax}	mm	elastische axiale Ringaufschiebung
v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
v_0 bzw. v_g	m/s	Anfangsgleitgeschwindigkeit
S	-	Sperricherheit
T_I	Nm	Moment an den Indexelementen des Synchronrings
$T_{Schlepp}$	Nm	Schleppmoment an der Schaltstelle
T_{SL}	Nm	Reibmoment am Gleitstein-Schiebemuffe-Kontakt
T_R	Nm	Moment am Dachschrägenkontakt der Sperrverzahnung
T_Z	Nm	Summe der Momente in den Konusreibflächen
W_{syn}	J	Reibarbeit, Synchronisationsarbeit
W_{SL}	J	Reibarbeit an Gleitstein-Schiebemuffe-Kontakt
$W_{schlepp}$	J	Arbeit aus Schleppmoment

1 Einleitung

1.1 Motivation/Problemstellung

Welchen Stellenwert nimmt die Synchronisierung vor dem Hintergrund der Marktentwicklung zukünftig ein? Diese Frage stellt sich angesichts des aktuellen Trends, rein verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge durch Hybrid- und Elektroantriebe zu ersetzen.

Im PKW-Bereich sind in verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen vorwiegend drei Getriebearten im Einsatz: Handschaltgetriebe (MT), Wandlerautomatgetriebe (AT) und Doppelkupplungsgetriebe (DKG/DCT). Weitere Arten sind die (teil-)automatisierten Schaltgetriebe (AMT) sowie stufenlose Getriebe (CVT) und Hybridgetriebe. Die Abbildung 1.1 zeigt die regionale Verteilung, im europäischen Markt dominieren die Handschaltgetriebe, im US-Markt im fast umgekehrten Verhältnis die Wandlerautomatgetriebe.

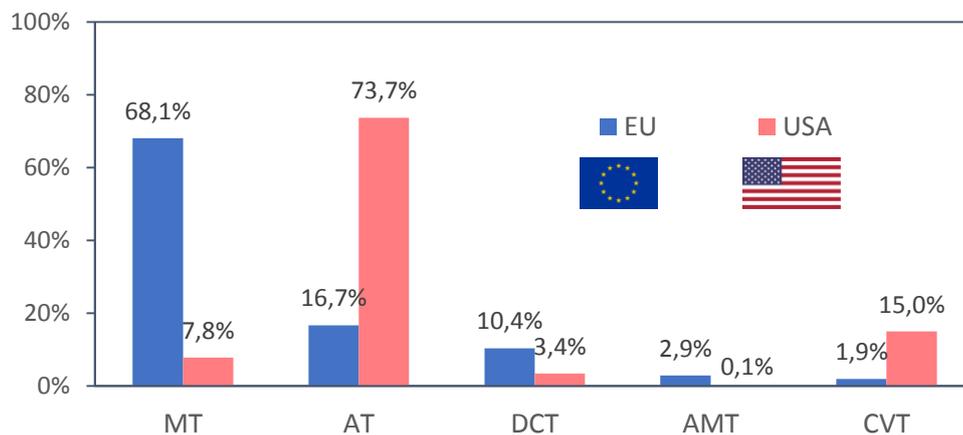


Abbildung 1.1: Marktanteile Getriebearten 2014, Datenquelle [ADA18]

Die Getriebearten unterscheiden sich im inneren Aufbau: In Wandlerautomatgetrieben werden zum Gangwechsel nasslaufende Reibkupplungen und Bremsen geöffnet und geschlossen, während in allen anderen Schaltgetrieben (MT, AMT, DCT) Synchronisierungen als Schaltelemente zum Ausgleich der Differenzdrehzahl zum Einsatz kommen. Daraus resultieren getriebebedingte Unterschiede hinsichtlich Wirkungsgrad, Bedienkomfort und den dynamischen Fahreigenschaften. Letztere werden durch den Zugkraft- bzw. Längsbeschleunigungsverlauf charakterisiert und beeinflussen die von Fahrer und Passagieren wahrgenommene Fahrzeugagilität und den Fahrkomfort.

Die Konzepte für Hybrid- und Elektrofahrzeuge¹ sind gegenüber den konventionellen Getriebearten sehr breit gefächert. Neben Direktantrieben und 1-Gang E-Achsen, welche ohne Schaltelement auskommen, wurden bereits auch Elektrofahrzeuge mit zwei bis hin zu sechs Gängen vorgestellt, welche teilweise Synchronisierungen enthalten. Auch Parallel- und Mischhybride be-

¹Brennstoffzellenfahrzeuge werden als „elektrisch“ betrachtet, da der Vortrieb von einem Elektromotor erzeugt wird

nötigen Schaltelemente, je nach Aufbau und Anforderungen mit Funktionen zum Drehzahlausgleich oder Lastschaltfähigkeit – zum Beispiel zum An- und Abkuppeln des Verbrennungs- und/oder Elektromotors.

Zwar wurden immer wieder Konzepte zur Zentralsynchronisierung (d. h. über Anpassung der Motordrehzahl) in Verbindung mit nur-formschlüssigen Schaltelementen (z. B. Klauenkupplung, Zero-Shift) vorgeschlagen, die bei einem einzelnen Antrieb wegen mangelnder Agilität und Komfort geringe Akzeptanz fanden (lange Zugkraftunterbrechung, Geräusche und Beschleunigungen beim Einkuppeln, mechanische Stabilität). Zudem sind die an- und abtriebsseitige Drehzahlmessung und die dynamische Synchronisation innerhalb von wenigen Hundertstelsekunden nicht trivial realisierbar. Wenn demgegenüber topologiebedingt eine Drehmomentstützung durch einen zweiten parallelen Lastpfad erfolgt, kann in voll-elektrischen oder hybridisierten Antriebssträngen eine Zugkraftunterbrechung eines Teilstrangs beim Schalten akzeptiert werden. Durch den Einsatz passiver Synchronisationsbauteile kann die dafür benötigte Zeit jedoch merklich verkürzt werden.

Bei bestimmten Anwendungen z. B. Druckluftkompressor, elektrische Booster, Segelfunktion, Retarder sind zudem Potentiale für synchronisierte Schaltelemente erkennbar – langfristig wäre allerdings denkbar, dass diese Aggregate elektrisch „on-demand“ angetrieben werden.

Demnach wird die Synchronisierung als Schaltelement in Form von Reibkupplungen bzw. Konusreibkupplungen mit oder eventuell auch ohne kombinierten Formschluss auch in den nächsten Jahren noch Bestandteil des automobilen Produktspektrums bleiben – wiewohl neue Anforderungen und Bauformen Einzug halten werden sowie ein Teil der Fahrzeuge ohne auskommen wird. Durch regenerativ erzeugte Brennstoffe (e-Fuels) besteht zudem die Perspektive, dass auch zukünftig hybridisierte verbrennungsmotorische Antriebsstränge mit Synchronisierungen am Markt vertreten sind.

Sämtliche Systeme müssen, da es sich um Serienprodukte mit im Verhältnis zum Bauteilpreis hohen Ausfallkosten handelt, heute im Entwicklungs- und Freigabeprozess umfassend und aufwändig getestet werden. Ein wesentlicher Treiber im Entwicklungsprozess ist indessen die Virtualisierung: Aus Zeit- und Kostengründen wird die Idealvorstellung angestrebt, die Entwicklung komplett virtuell zu bestreiten und anschließend direkt in die (Serien-)Fertigung zu gehen. Um die dafür benötigten allumfassenden Simulationsmodelle aufzustellen, müssen jedoch zunächst die Mechanismen bekannt und verstanden sein. Aber selbst wenn Modelle zur Beschreibung aufgestellt sind, müssen diese nach heutigem Stand und auch auf absehbare Zeit durch Messungen an Bauteilen oder Materialien parametrisiert sowie an Hand von effizienten Versuchen verifiziert und validiert werden.

Für diesen Zweck sollen die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen experimentellen Erkenntnisse und erarbeiteten Methoden ihren Einsatz und Beitrag sowohl in der klassischen als auch in der entstehenden „virtuellen Welt“ finden und können potentiell auch auf weitere Reibanwendungen übertragen werden.

1.2 Abstraktionsgrade in der Tribologie-Prüftechnik

Die produzierten Stückzahlen von Synchronisierungen bewegen sich überwiegend im Bereich von Großserien (mehrere Tausend Getriebe pro Tag) bis hin zu kleinervolumigen Sonderaggregaten (mehrere Tausend pro Jahr). Da für die Großserienprodukte ein Ausfall und der damit verbundene Getriebetausch Kosten in etwa 1000-facher Höhe des Bauteilpreises nach sich ziehen, ist es unabdingbar, die Lebensdauer und Funktion zu erproben. Im Gegensatz zu den anderen Maschinenelementen im Getriebe (Lager, Verzahnungen, Dichtungen, ...) – bei denen Reibung unerwünscht ist – benötigen Kupplungen und Synchronisierungen eine über die gesamte Lebensdauer definierte hohe Reibung bei geringem Verschleiß der Reibpartner. Auf Grund der Einbausituation muss das System wartungsfrei sein und auch unter Extrembedingungen (kalt, heiß, Missbrauch/Abuse) schadensfrei funktionieren. Die Verlässlichkeit und der Umfang dieser Versuche können das Ausfallrisiko senken, dennoch müssen diese Untersuchungen – in der Entwicklung unter Variation von Parametern – möglichst kostengünstig und schnell durchgeführt werden. Dafür werden sowohl zeit- als auch kosteneffiziente Untersuchungsmethoden benötigt.

Allgemein stellen Betriebsversuche „im Feld“ (sog. Feldversuche) nach Kategorie I mit dem unter Serienbedingungen gefertigten Produkt den realitätsnähesten Test dar, vgl. Abbildung 1.2 sowie [GfT, CH15]. Die äußeren Bedingungen entsprechen dabei dem realen Einsatz. Dies ist gleichzeitig Vor- und Nachteil, da die Bedingungen nicht unbedingt reproduzierbar einwirken (Umgebung) und am Beispiel des Fahrzeuggetriebes auch dem Fahrereinfluss unterliegen. Zudem muss ein hoher Aufwand in die Versuchsträger (z. B. gesamtes, montiertes Fahrzeug) gesteckt werden, der Versuch dauert lange (z. B. 100 000 - 300 000 km) oder muss zwecks Witterung an entlegenen Orten stattfinden (z. B. Wintererprobung). Für Dauererprobungen inklusive Abkühlzyklen und Bewitterung können derartige Versuche mehrere Monate dauern. Zur abschließenden Produktfreigabe mag dieser Aufwand noch angemessen sein, zur Produktentwicklung mit verschiedenen Varianten einzelner Bauteile ist er allerdings zu hoch. Zudem ist die Zugänglichkeit der Einzelkomponenten für Messungen oder Zusatzuntersuchungen erschwert bis unmöglich.

Um den geschilderten Nachteilen entgegenzuwirken, werden in der Entwicklungsphase weitere Versuchskategorien bzw. Abstraktionsgrade eingesetzt: In Prüfstandsversuchen nach Kategorie II können automatisiert und reproduzierbar Lastfolgen mit der gesamten Maschine (im dargestellten Beispiel: Fahrzeug) „abgefahren“ werden. Kategorie III steht für die Aggregate- bzw. Baugruppenebene (im Beispiel: Antriebsstrang oder Kompletgetriebe). In Kategorie IV kommen Einzelkomponenten oder Subsysteme auf den Prüfstand (im Beispiel: Originalbauteile Verzahnungsstufe oder Synchrosystem) – teilweise können auch Komponenten durch Modellbauteile ersetzt werden. In der nachfolgenden Kategorie V werden Modellprüfkörper aber mit dem Original entsprechenden Belastungen getestet (im Beispiel: Standard-Verzahnungsstufe oder Modellsynchronring mit Modellkonus). Die letzte Stufe mit dem größten Abstraktionsgrad Kategorie VI wird im Bereich der Tribologie oft als „Tribometer“ oder „Tribotester“ bezeichnet. Charakteristisch sind einfache, elementare Prüfkörper (im Beispiel: Ball-/Pin-on-Disc- oder Zwei-Scheiben-Anordnung, ansonsten auch beispielsweise Vierkugelapparat, oszillierende Verschleißtester).

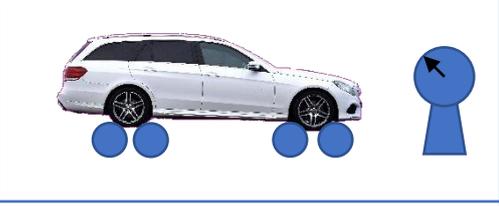
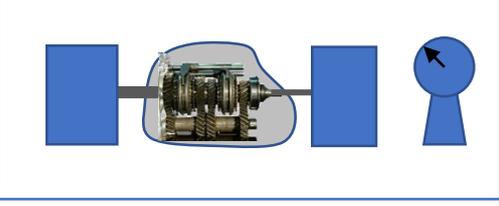
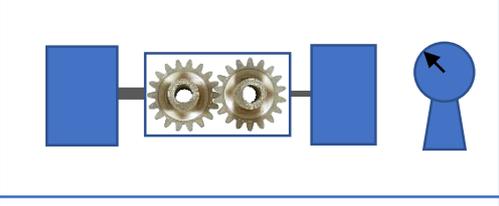
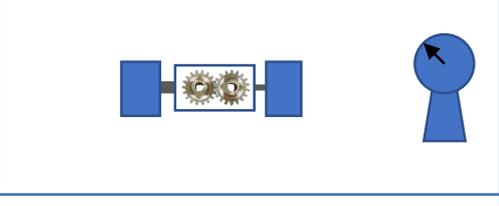
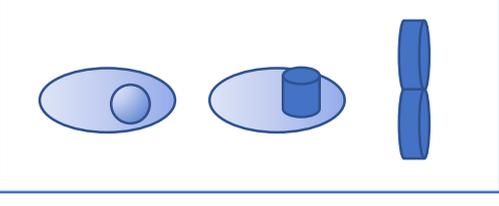
Kat.	Art des Versuchs		Systemstruktur		Symbolische Darstellung
I	Betriebs- und betriebs-ähnliche Versuche	Betriebsversuch, Feldversuch	Originalteile, komplette Maschine	Aufwand (Kosten, Zeit)	
II		Prüfstandsversuch	Originalteile, komplette Maschine		
III		Aggregat- oder Baugruppenversuch	Originalteile, komplette(s) Aggregat/ Baugruppe		
IV		Bauteil- oder Komponentenversuch	Originalteile/ Modellproben, herausgelöst/ verkleinert		
V		Probekörperversuch	Modellproben, vergleichbare Beanspruchung		
VI		Modellversuch	Modellversuch, einfache Probekörper		
				Abstraktion	

Abbildung 1.2: Kategorien in der Tribologie-Prüftechnik aufbauend auf [CH15] und [GfT]

Für die Untersuchung von Synchronisierungen sind nach den oben genannten Kategorien verschiedene Prüfstandstypen in Industrie und Forschung verbreitet.

Einen wesentlichen Bestandteil der Freigabe bildet immer noch die Fahrzeugerprobung mit aufwändigen Berg-, Sommer- und Wintertests (Kategorie I). Darüber hinaus finden in der Serienproduktion 100%-Prüfungen nach dem Getriebezusammenbau zur Sicherung der Funktionsfähigkeit² an so genannten End-of-Line-Prüfständen (EOL) statt – entsprechend Kategorie III – sowie ggf. die „erste Fahrt aus eigener Kraft“ nach dem Montageband über eine werkseigene Teststrecke – entsprechend Kategorie I.

Nach Kategorie III werden Getriebe und ganze Antriebsstränge aufgebaut – hierfür existieren bei Fahrzeugherstellern und Forschungseinrichtungen verschiedenste, meistens proprietäre Aufbauten.

Für Untersuchungen nach Kategorie IV gibt es im industriellen Umfeld und an Forschungsstellen im Wesentlichen zwei Prüfstandskonzepte: IMKT-Universalreibflächenprüfstand/„µ-comp“ [IMKa] und Hurth/ZF/FZG/SSP180 [FZG]. Hiermit können Lebensdauer, Laststufen und verschiedene Temperaturbereiche geprüft werden. Zu Forschungszwecken werden am IMKT zudem noch ein Zweiwellenprüfstand [IMKb], an der FZG der KLP-260 für große Synchronisierungen und hohe Drehzahlen sowie ein Schleppmomentprüfstand [FZG] betrieben. Hier ist auch der Instationär-Synchronisationsprüfstand SYN2 (FZG) nach Zwei-Wellen-Prinzip und für NFZ-Anwendungen abgestimmten Trägheiten einzuordnen [Pff88].

In der (Vor-)Entwicklung der Synchronisations- und Ölhersteller werden in der Regel Eigenbauprüfstände mit unterschiedlichsten Aktuierungskonzepten eingesetzt. Gemeinsam ist diesen Kategorie-V-Prüfständen häufig die Betriebsweise des Abbremsversuchs, d. h. eine beschleunigte Schwungmasse wird durch einen gegen einen Versuchskonus oder das Originalgangrad angepressten Synchronring abgebremst. Dabei werden in der Regel das Reibmoment, die Axialkraft und der Verschleißweg ermittelt.

Für Synchronisierungen werden im Entwicklungsbereich bei Messingwerkstoffen auch Tribometer nach Kategorie VI eingesetzt [GHG05]. Diese ermöglichen auf Grund der kurzen Testzeit (je ca. 20 min) ein schnelles Screening der Verschleißbeständigkeit und des Reibwertniveaus für verschiedene Schmierstoffe und Legierungen.

In der Regel gilt, dass sich Kosten- und Zeitaufwand (je untersuchter Variante) mit zunehmender Abstraktion verringern, da sich die Montage vereinfacht, weniger Teile oder standardisierte Prüflinge zum Einsatz kommen oder eine zeitliche Raffung stattfinden kann. Die Herausforderung besteht darin, die Grenzen der Übertragbarkeit auf die niedrigere(n) Kategorie(n) herauszufinden, zu kennen und zu berücksichtigen – oft kommt es vor, dass z. B. in der Gesamtmaschine relevante Effekte bei größerer Abstraktion nicht mehr auftreten³.

²Die Synchronisierung ist hierbei nur ein Aspekt neben beispielsweise Geräusch- und Schleppmomentprüfungen. Bei Doppelkupplungsgetrieben findet hier auch das erste „Einlernen“ der Schaltpositionen statt.

³Insbesondere Komfortthemen, beispielsweise die Schaltqualität, haben sich diesbezüglich als empfindlich herausgestellt und es wird Forschungsaufwand betrieben, um die Zusammenhänge und Übertragbarkeitsgrenzen zu ermitteln, vgl. [Dew16]

1.3 Zielsetzung und Lösungsweg

Diese Arbeit leistet einen Beitrag zur Erweiterung und Verbesserung, aber auch Vereinfachung der Untersuchungsmethoden im Bereich der Komponenten- bis Modellversuche in Forschung und Entwicklung von nasslaufenden Reibsystemen, insbesondere Synchronisierungen. Durch die Untersuchungsmethoden und deren Kombination wird ein tieferer Einblick in Reibungs- und Verschleißmechanismen sowie die Funktionsweisen von Additiven, Oberflächengüten und Makro- und Mikrostrukturen auf Reibflächen gewonnen. Die Erkenntnisse und Methoden sollen zur Parametrierung und Verifikation von Simulationen im Rahmen virtueller Produktentwicklung einsetzbar sein.

Dazu werden folgende Kernfragestellungen untersucht:

- Wie kann die Beölungssituation (Verteilung, Verdrängung, Schmierfilmhöhe) im tribologischen Kontakt während der Schaltung sichtbar gemacht werden?
→ Kapitel 4
- Welche Erkenntnisse können mittels TOF-SIMS über die Wirkweise der Additivierung und die Funktionsweise von Oberflächenschutzschichten gewonnen werden?
→ Kapitel 5
- Welche Aufschlüsse ergeben mikrotribologische Ritz-Untersuchen („Scratch“) über das Reibungs- und Verschleißverhalten, insbesondere der Oberflächenschutzschichten?
→ Kapitel 6
- Können Tribometerversuche mit einfachen Probekörpern (Pin-on-Disc) im Abbremsversuch für die Belagsentwicklung im Bereich von Synchronisierungen (z. B. Material-Screening-Tests) sinnvoll eingesetzt werden?
→ Kapitel 7 sowie Abschnitte 5.3, 4.4
- Welchen Einfluss haben wechselnde Drehrichtungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten in Komponententests? Lässt sich damit die Anwendungsnähe von Tests erhöhen?
→ Kapitel 8
- Welchen Einfluss nehmen Baugröße bzw. Reibdurchmesser (bei gleichem Ringquerschnitt), Trägerringmaterial sowie Ringbreite auf das Reibungs- und Verschleißverhalten?
→ Kapitel 9

Zusätzlich werden Reviews über die bestehenden Forschungen an Synchronisierungen (→ Kapitel 2) und optischen Untersuchungsmethoden für Schmierfilmdicken (→ Abschnitt 4.1) gegeben, da hierzu bisher eine umfassende Zusammenstellung fehlt.

Die Untersuchungen erfolgen an Hand verschiedener Abstraktionsgrade des Systems „Synchronisierung“ vgl. Abbildung 1.4. Der realen Synchronisierung am nächsten ist das hier als „Serien-system mit Modellkonus“ benannte Teilsystem, bestehend aus einem Original-Synchronring auf einem Modellkonus. Die Kraft- und Momenteinleitung erfolgt vergleichbar zum Serieneinsatz an den Sperrzähnen über eine Schiebemuffe (nicht dargestellt), zusätzlich ist eine Sperrvorrichtung nach NEUDÖRFER [Neu07] eingebaut. Das „Modellsystem“ verwendet die identischen Modellkonen, jedoch kommen vereinfachte, steife Modellringe oder auch Serienringe zum Einsatz. Die Kraftereinleitung erfolgt dabei über eine modifizierte Schiebemuffe oder Sperrvorrichtung auf den Bund des Rings, die Momenteinleitung erfolgt im Gegensatz zum Seriensystem mit Modellkonus ausschließlich über die Indexnocken. Für die Screening-Tests wird ein „Tribometer“ bestehend aus Reibstiften und einer planen Gegenseibe untersucht. Die Systeme werden in Abschnitt 3.1 detailliert beschrieben.

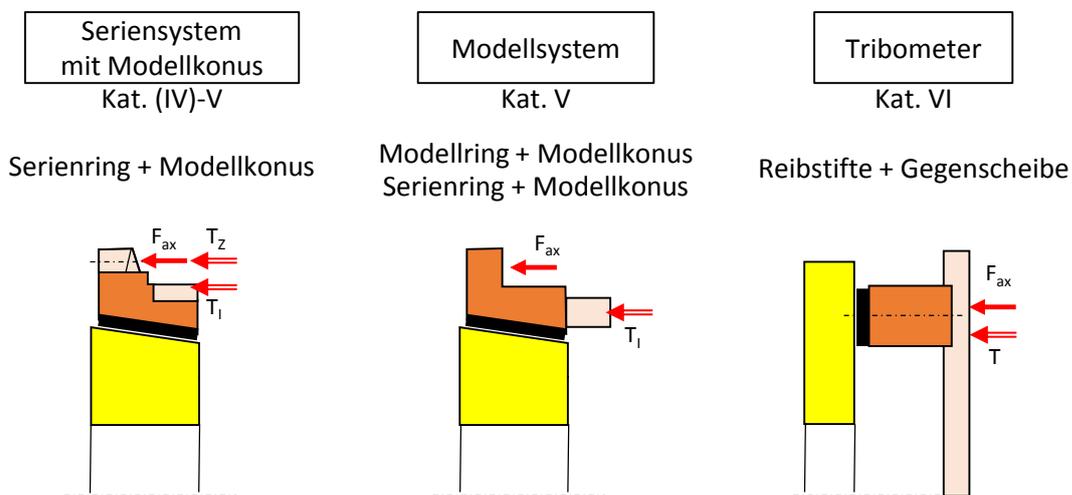


Abbildung 1.4: Nomenklatur der Systeme – eingesetzte Abstraktionsgrade des Systems „Synchronisierung“

2 Review Synchronisierungen

In diesem Review wird eine Übersicht über die wesentlichen Quellen auf dem Gebiet der Synchronisierung gegeben. Zunächst werden die Grundlagen der Sperrsynchrisierung nach dem Borg-Warner-Prinzip für Schaltgetriebe zusammengefasst. Hierbei wird detailliert auf den Aufbau, die Funktionsweise und Berechnungsgrundlagen sowie Anforderungen und Ausfallursachen unter besonderer Berücksichtigung der Bedingungen im realen Betrieb eingegangen. Die folgenden zwei Abschnitte erläutern generelle Reibungs- und Verschleißmechanismen in geschmierten Reibpaarungen unter besonderer Berücksichtigung der dazugehörigen Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Synchronisierungen sowie der Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkungen. Der letzte Abschnitt gibt in knapper Form einen Überblick zu Arbeiten zur simulativen Beschreibung von Synchronisierungen.

2.1 Sperr-Synchronisierung

Seit den Anfängen des Automobils zeigen sich Praxiseignung und Komfort von Antriebs-(strang)technologien in zwei wesentlichen Teilfunktionen:

Zum einen ist beim Anfahren aus dem Stillstand und beim Abbremsen in den Stillstand eine Unterbrechung der Fahrzeugantriebsfunktion zu realisieren. Sowohl frühere als auch aktuelle Verbrennungsmotoren benötigen eine Mindestdrehzahl zur Aufrechterhaltung des Kreisprozesses. Die Anfahr- bzw. Unterbrechungsfunktion wird in der Regel durch eine Reibkupplung oder eine hydraulische Wandlerkupplung realisiert. Lediglich wenige Antriebstechnologien (z. B. Elektromotor) ermöglichen die Bereitstellung von zur Beschleunigung geeigneten Drehmomenten aus dem Antriebsstillstand.

Zum anderen soll die Fahrt mit an die Umgebung, das Fahrzeug und insbesondere den Fahrwunsch angepassten Geschwindigkeiten erfolgen. Diese sind in der Regel nicht konstant, so dass eine veränderbare Geschwindigkeits- und Leistungsanpassung im Antriebsstrang erfolgen muss. Ein Teil der Anpassungen wird hierbei direkt vom Antrieb innerhalb seines Betriebskennfeldes abgedeckt (z. B. Teil-/Volllast durch Regulierung des Verbrennungsprozesses). Die weitere Variation erfolgt im Triebstrang durch schaltbare Getriebe mit einer endlichen Zahl von Übersetzungsstufen (Ausnahme: CVT), in denen die Schaltfunktion entweder kraft- (AT) oder formschlüssig (MT, AMT, DCT) abgebildet ist. Die Herausforderung liegt hierbei darin, dass die Differenzdrehzahl an der Schaltstelle (resultierend aus der Fahrzeugbewegung und der Restdrehzahl der antriebsseitigen Elemente) vor dem Herstellen einer formschlüssigen Verbindung auf einen möglichst geringen Wert reduziert werden muss, um Schädigung und unangenehme Geräusche der Schaltelemente zu vermeiden. Zunächst war diese Drehzahlanpassung Aufgabe des Fahrers („Zwischengas“ bzw. „Zwischenkuppeln“) und damit wesentlich von dessen Geschick abhängig. Es gab zwischenzeitlich verschiedenste Entwürfe (z. B. Bremsenkonstruktionen) zur Unterstützung des Fahrers bis von VAUGHN HAIGH (Fa. Borg Warner) im Jahr 1938 eine Sperrsynchrisierung zum Patent

angemeldet wurde [Hai38]. Deren Ausführung hat sich insbesondere nach Ablauf dieses Schutzrechts weltweit durchgesetzt und ist bis heute als „Synchronisierung nach Borg-Warner-Prinzip“ bekannt und verbreitet. Die Besonderheit einer Sperr-Synchronisierung ist (bestimmungsgemäße Funktion und Verwendung vorausgesetzt), dass das Einspuren – also die Herstellung der formschlüssigen Verbindung – erst ermöglicht wird, wenn die Differenzdrehzahl erfolgreich abgebaut wurde, d. h. systemseitig ist ein Sperren der Schaltbewegung mit mechanischer Beschleunigungsabfrage und Freigabe realisiert. Zudem wird in dieser Bauform durch die Konusreibkupplung das Beschleunigungsvermögen bzw. der Kraftaufwand optimiert¹.

¹Auch die Synchronisierung in [M'E49] nutzt die Konusverstärkung, hat jedoch keine Sperrfunktion – das System wird als „constant-force-synchronizer“ bezeichnet. Das spätere Patent von Martyrer [Mar53] für größere Getriebe sieht dagegen eine Sperrfunktion vor, jedoch wird ein planer Reibkontakt eingesetzt.

2.1.1 Aufbau und Funktionsweise

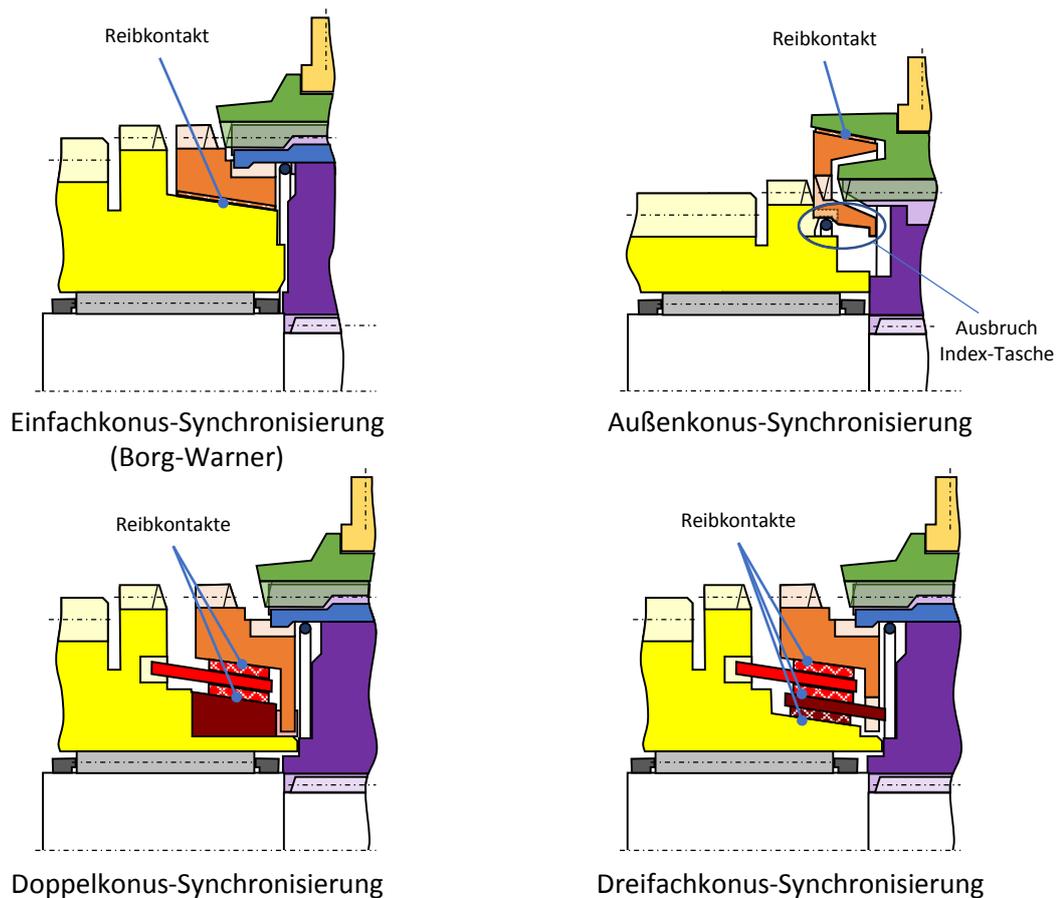
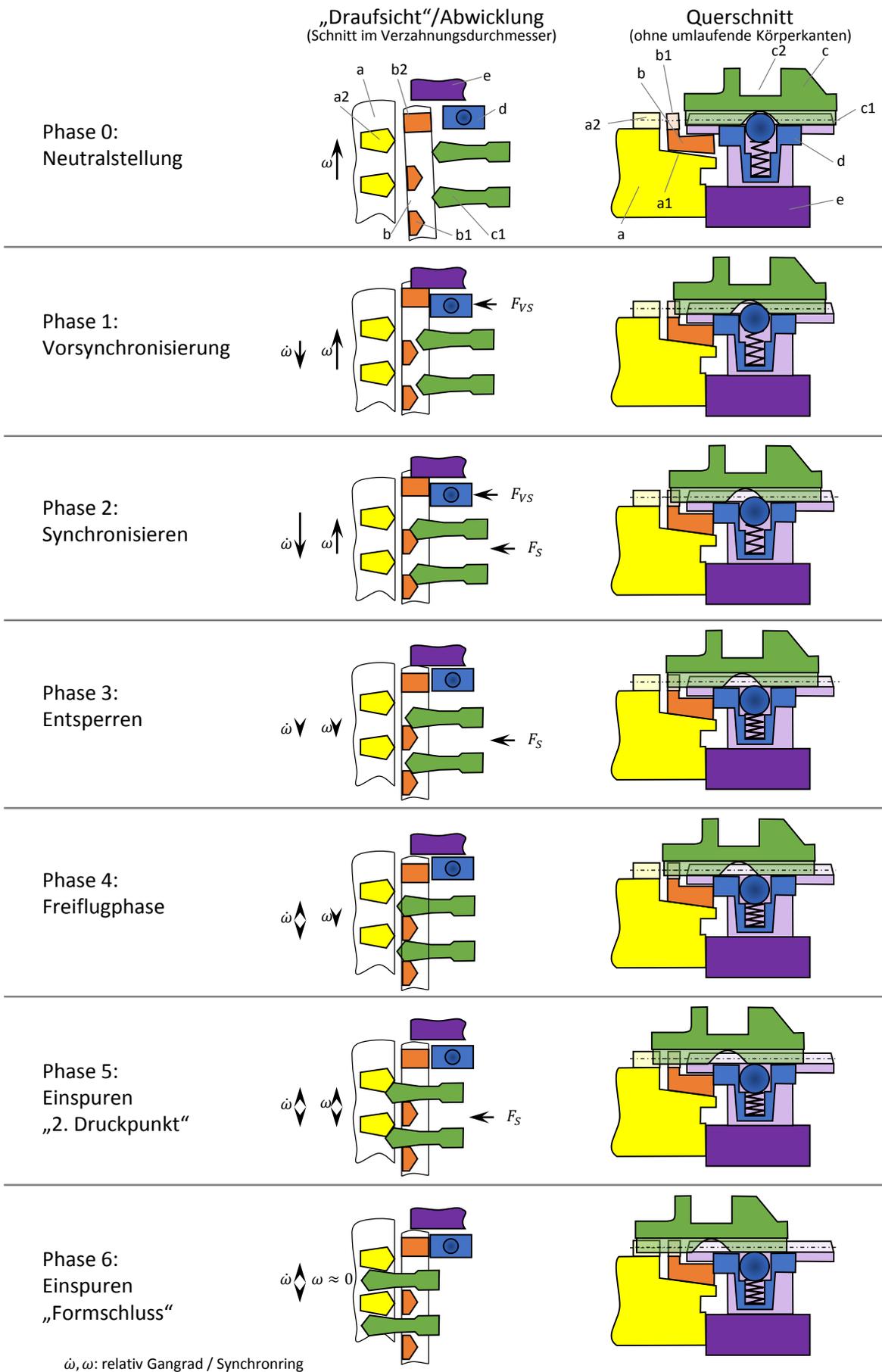


Abbildung 2.1: Verbreitete Bauformen für Synchronisierungen nach [Ran95]

In Abbildung 2.1 sind die in der Praxis meistverbreiteten Bauformen für Synchronisierungen dargestellt: Einfach-Sperrsynchronisierung nach „Borg-Warner“-Bauart und die davon abgeleiteten Zweifach- bzw. Doppelkonus- und Dreifach-(konus)-Systeme sowie die Außenkonus-synchronisierung. Die zugehörigen Berechnungsformeln werden in vielen Quellen [Neu08, Erd08, NBLR07, Spr01, Per98, Sch98, Ran95, Pin92, Pf88, RSL68] ausführlich behandelt. Daher wird an dieser Stelle eine knappere Darstellung gewählt, wobei an wesentlichen Stellen Ergänzungen angebracht werden. Weitere Bauformen werden in [NBLR07] beschrieben. Zudem wurden in jüngerer Zeit neue Konzepte [Hir01, Sat03, Kyo04, KKP⁺07, BTLK09, HSM⁺09, Spr12, Spr, Hir13, Bac13] vorgestellt, die sich im extrem konservativen Markt nur schwer durchsetzen². Gemeinsames Element sind auch hier Reibkonenkontakte, die unter Axialkrafteinwirkung die Brems- oder Beschleunigungsfunktion übernehmen. Die vielfältigen Unterschiede der Systeme zeigen sich in der Ausführung der Sperrfunktion (das „mechanische Erkennen“ der bestehenden Differenzdrehzahl, eine damit verbundene Durchschaltsperr, sowie nach erfolgtem Drehzahlgleich die Freigabe zum Herstellen einer formschlüssigen Verbindung).

²Ausfälle beim Endkunden stellen auf Grund der hohen Stückzahlen und Austauschkosten ein großes Risiko für neue Technologien dar, das von den Automobilherstellern so lange gemieden wird, bis die Technologie sich im Markt bewährt hat und Vorteile der Technologie das Risiko aufwiegen.



$\dot{\omega}, \omega$: relativ Gangrad / Synchronring

Abbildung 2.2: Phasen des Synchronisationsvorgangs

Die Phasen 0 bis 6 des Synchronisationsvorgangs für die in Abbildung 2.1 gezeigten Systeme werden in Abbildung 2.2 veranschaulicht. Die Differenzwinkelgeschwindigkeit ω gilt für das Gangrad (a) bezogen auf die Nabe/Synchronkörper (e). In der Neutralstellung (Phase 0) ist der Synchronring (b) innerhalb des Verdrehspiels am Indezelement (b2) in Umfangsrichtung, des Lüftspiels in axialer Richtung und des Radialspiels zum Synchronkörper frei beweglich. Die in die Nut (c2) der Schalt- bzw. Schiebemuffe (c) eingreifende Schaltgabel (nicht dargestellt) ist axial rastiert. Während der Vorsynchronisierung (Phase 1) wird der Synchronring mit vergleichsweise geringer Federkraft F_{VS} (ca. 50 - 120 N für PKW-Synchronisierungen) aus den Druckstücken (d) auf den Konus (a1) gedrückt und verdreht sich, so dass die Sperrzähne (b1) gegenüber den Zähnen (c1) der Schaltmuffe liegen. In der Synchronisationsphase (Phase 2) wird die eigentliche Schaltkraft F_S aufgebracht, die Differenzdrehzahl sinkt durch die Konusreibung bis auf Null. Beim Entsperrern (Phase 3) gleitet die Schiebemuffe auf den Sperrzähnen unter einer Relativrotation ab und geht in die Freiflugphase (Phase 4) über. Soweit sich der Synchronring hier vom Konus vollständig löst, kann sich auf Grund der Schleppmomente im Getriebe eine weitere geringe Differenzdrehzahl aufbauen. Die Freiflugphase endet direkt vor dem Erreichen der „Kratzposition“, dem Spitzenkontakt von Schiebemuffenverzahnung (c1) und Kupplungskörperverzahnung (a2). Das folgende Einspuren besteht aus zwei Schritten: dem Kontakt mit der Kupplungskörperverzahnung, bei dem möglicherweise ein zweiter Druckpunkt auftritt (Phase 5) – insbesondere wenn der Synchronring auf dem Konus verblockt ist, die Vorsynchronisierung immer noch Kraft auf den Synchronring ausübt oder eventuell ein nicht lösbarer Spitze-zu-Spitze-Kontakt (engl. tip-to-tip) vorliegt – und dem darauf folgenden Herstellen des Formschlusses (Phase 6). Die Hinterlegung der Zähne an Schiebemuffe und Kupplungsverzahnung soll im geschalteten Zustand ein unbeabsichtigtes Gangspringen verhindern. In neueren Systemen werden an der Schiebemuffe oft einzelne Führungszähne (engl. guiding teeth) ohne Hinterlegung vorgesehen, um während des Schaltvorgangs ein Verhaken des Synchronrings an der Hinterlegung der Schiebemuffe zu umgehen. Zudem sichert ein Anschlag (nicht dargestellt) gegen Überschieben der Schaltmuffe über die Endstellung hinaus. Dadurch kann die Vorsynchronisierung nicht ausrasten und der Eingriff der auch in dieser Schaltstellung rastierten Schaltgabel ist in beiden Richtungen axialkraftfrei.

Allen Systemen ist trotz unterschiedlicher Komponenten- und Funktionsflächenanordnung gemein, dass sie einen Sperrmechanismus gegen Durchschalten bei Differenzdrehzahl beinhalten. Die Grundbedingung für die Sperrfunktion ist, dass das wirkende Reibmoment T_R zu jeder Zeit mindestens so groß sein muss wie das Rückstellmoment T_Z im Sperrflächenkontakt, also

$$T_R(t) \geq T_Z(t). \quad (2.1)$$

Die Sperrsicherheit S ist dann

$$S(t) = \frac{T_R(t)}{T_Z(t)} \quad (2.2)$$

Auf Grund der Bedingung (2.1) muss die Sperrsicherheit mindestens 1 sein.

Das maximal übertragbare Konusreibmoment $T_{R,max}$ berechnet sich mit dem Reibfaktor μ zu:

$$T_{R,max}(t) = F_{ax}(t) \cdot \mu(t) \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot N \quad (2.3)$$

Dabei ist zu beachten, dass das Reibmoment T_R bis zur Höhe $T_{R,max}$ nur auftritt, wenn seitens des Gangrades auch eine „Momentabnahme“ durch Beschleunigen/Abbremsen von Trägheiten bei anstehender Differenzdrehzahl oder durch ein resultierendes Schleppmoment aus dem Getriebe erfolgt.

Da die Umfangsbewegung (m/s) viel größer als die Axialaufschiebung ($\mu\text{m/ms}$) ist und damit der parallel zur Mantellinie wirkende Reibanteil vernachlässigbar wird, ist es zulässig, während des Rutschvorgangs die Reibung im Konuskontakt ausschließlich in Umfangsrichtung (tangentialer Richtung) zu betrachten. Für das Lösen nach erfolgter Synchronisation ist diese axiale Reibkomponente wieder relevant (Verhinderung der Selbsthemmung), vgl. [Erd08, S. 9].

Das Rückstellmoment $T_{Z,entsperr}$ an der Sperrverzahnung im Kontakt Schiebemuffe/Synchronring berechnet sich nach [RSL68] zu:

$$T_{Z,entsperr}(t) = F_{ax}(t) \cdot \frac{d_{SpVz}}{2} \cdot \frac{\cos \beta/2 - \mu_{SpVz}(t) \cdot \sin \beta/2}{\sin \beta/2 + \mu_{SpVz}(t) \cdot \sin \beta/2} \quad (2.4)$$

Hierbei wird vorausgesetzt dass gerade kein Abrutschen auftritt, d.h. die Reibung an den Dachschrägen wirkt dem Entsperrern entgegen.

Für den Fall dass die Dachschrägenreibung entgegengesetzt wirkt, z.B. beim Übergang in eine stabile Sperrstellung bei vorheriger instabiler/fehlender Sperrwirkung, fehlt in der Literatur bisher eine vergleichbare Beschreibung. Aus Sicht des Autors kann hierfür das Rückstellmoment wie folgt angegeben werden:

$$T_{Z,sperr}(t) = F_{ax}(t) \cdot \frac{d_{SpVz}}{2} \cdot \frac{\cos \beta/2 + \mu_{SpVz}(t) \cdot \sin \beta/2}{\sin \beta/2 - \mu_{SpVz}(t) \cdot \sin \beta/2} \quad (2.5)$$

Aus der Differenz der beiden Extremwerte von T_Z (Gleichungen 2.4 und 2.5) wird ersichtlich, dass eine Hysterese im System vorliegt: für wirkende Reibmomente T_R zwischen den beiden Extremen von T_Z findet kein Zurück- oder Abgleiten der Schiebemuffe statt. Um aus einer instabilen Sperrstellung noch in eine stabile zu kommen, muss das Reibmoment daher zunächst deutlich ansteigen.

Je höher der Dachschrägenreibwert μ_{SpVz} ist, desto größer fällt dieser Hysteresebereich aus. Durch (Mikro-)Bewegungen kann in beiden Fällen jedoch der Reibwert μ_{SpVz} im Kontakt Schiebemuffe/Synchronring gegen Null tendieren [Erd08], so dass sich die Berechnung zu

$$T_Z(t) = F_{ax}(t) \cdot \frac{d_{SpVz}}{2} \cdot \cot \beta/2 \quad (2.6)$$

vereinfacht und die Hysterese geringer ausfällt, aber auch für die Sperrbedingung den ungünstigsten Fall darstellt. Die Problematik niedriger Sperrsicherheit ist im Idealfall auslegungstechnisch zu vermeiden. In Prüfstandsversuchen werden immer wieder Schaltungen mit niedrigem Anfangsreibwert unterhalb der Sperrgrenze beobachtet, bei denen nach dem dynamischen Reibwertan-

stieg die Schiebemuffe und Schaltgabel noch in eine stabile Sperrstellung zurückgedrängt werden (sog. „Katzenbuckel“ im Verlauf des Schaltweges). In der Regel erfolgt aber wenige Schaltungen später der Ausfall in Form von vorzeitigem Entsperrern.

Eine fehlende Sperrsicherheit kann konstruktiv nur bedingt durch eine Änderung des Dachschrägenwinkels β oder des Reibfaktors μ ausgeglichen werden, da im Gegenzug Selbsthemmung beim Entsperrern auftreten könnte.

Das überschüssige Moment aus der Sperrbedingung in Höhe von $T_I(t) = T_R(t) - T_Z(t)$ muss durch die Indexierungselemente am Synchronring (Nocken, Laschen, vgl. Abbildung 3.3) aufgenommen werden. Für die Auslegung ist der ungünstigste Fall von oben mit $\mu_{SpVz} = 0$ anzusetzen. Aus Forschung [Erd08] und Praxis ist bekannt, dass sich das Moment auf die Indezelemente toleranzbedingt ungleichmäßig verteilt.

Für komfortable und „sportliche“ Schaltvorgänge spielen die Schalt- und die Rutschzeit eine wesentliche Rolle. Die Rutschzeit t_R wird im Folgenden hergeleitet. Da insbesondere der Konusreibwert μ wie auch die Axialkraft F_{ax} Veränderungen über der Schaltzeit unterliegen, sind sämtliche Berechnungen als Integrale anzusetzen [Neu08]. Je nach Einbausituation und Schaltrichtung im Getriebe und am Prüfstand sind zudem Gleitsteinreibung und Schleppverluste als zusätzliche Momente zu berücksichtigen. Diese können die Rutschzeit verkürzen oder verlängern! Bei Mehrfachsynchrosierungen kommt es auf Grund der inneren Axialkraftverluste und parasitärer Bewegungen zu dem Effekt, dass die erzielten Gesamtreibmomente deutlich geringer (selten auch größer) ausfallen können als die überschlägig berechneten [Erd03, Erd05, Erd08]. Zum Vergleich des Beschleunigungsvermögens von Synchronisierungen wird häufig die so genannte „(Synchron-)/Kapazität“ verwendet. Sie wird als Quotient von Reibmoment und Schaltkraft angegeben (abgeleitet aus Formel 2.3), wobei der betriebsabhängige Reibwert in der Regel durch einen Mittelwert ersetzt wird:

$$\frac{T_R}{F_{ax}} = \mu \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot N \quad (2.7)$$

Für die Synchronisationsbeschleunigung der (auf die Synchronisationsstelle reduzierten) Massträgheit J ist letztlich die wirkende Momentensumme ausschlaggebend:

$$J \cdot \ddot{\omega}(t) = -T_R(t) - T_{SL}(t) - T_{Schlepp}(t) \quad (2.8)$$

Die drei als verzögernd eingetragenen Teilmomente sind je nach Gangstelle und Schaltsituation im Vorzeichen zu korrigieren (Up-/Downshift, Begünstigung / Hinderung des Synchronisationsvorgangs).

Mit der Anfangswinkelgeschwindigkeit ω_0 ergibt sich die zeitabhängige Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_x :

$$\omega(t_x) = \omega_0 + \frac{1}{J} \int_{t=0}^{t_x} \ddot{\omega}(t) dt = \omega_0 - \frac{1}{J} \int_{t=0}^{t_x} (T_R(t) + T_{SL}(t) + T_{Schlepp}(t)) dt \quad (2.9)$$

Um die Rutschzeit t_R zu ermitteln, ist $\omega(t_R) = \omega_{Syn}$ zu setzen und nach der benötigten Zeit

aufzulösen. Durch die transienten und lastabhängigen Größen ist eine analytische Lösung nicht mehr möglich. In der Literatur [Spr01] und Ingenieurpraxis wird daher häufig eine Näherungslösung unter Annahme eines konstanten Reibwerts und eines Rechteckkraftverlaufs berechnet:

$$t_R = \frac{J \cdot |\omega_{syn} - \omega_0|}{F_{ax} \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot N + T_{SL} + T_{Schlepp}} \quad (2.10)$$

Die in der Synchronisierung beim Bremsvorgang am Komponentenprüfstand umgesetzte Reibarbeit W_{Syn} kann nach [SWPW10] wie folgt angegeben werden:

$$W_{Syn} = E_{kin} - W_{SL} - W_{Schlepp} = \frac{1}{2} J \cdot \omega_0^2 - \int \omega(t) \cdot T_{SL}(t) dt - \int \omega(t) \cdot T_{Schlepp}(t) dt \quad (2.11)$$

2.1.2 Betriebsanforderungen

Aus der im Abschnitt 2.1.1 beschriebenen Funktionsweise resultieren speziell für den Reibkontakt Anforderungen, um die Funktionsfähigkeit auch unter verschiedensten Betriebs- und Belastungszuständen sowie Umgebungsbedingungen über die Lebensdauer sicherzustellen. Es ergibt sich ein breites, bei der Entwicklung zu testendes Parameterfeld, dessen Variation und Eckpunkte im Folgenden umrissen werden:

Lebensdauer Auch unter hohen Belastungen durch Fahrer und Betriebszustand muss mindestens die garantierte Laufleistung bzw. Garantiezeit des Fahrzeugs erreicht werden. Typische im Test geforderte Schaltzahlen liegen abhängig von Hersteller und Fahrzeugklasse zwischen 30000 und 300000 (je Gang)! Teilweise werden auch Lastkollektive getestet. In DCTs kann bei nicht zutreffenden Schaltvorhersagen eine deutlich höhere Schalthäufigkeit auftreten (während der Fahrt in einem Gang wechselt das Getriebe unbemerkt vom Fahrer z. B. zwischen den beiden benachbarten Gängen). Zudem müssen die eingesetzten Werkstoffe – insbesondere Kunststoffe, Harze, Kleber, Fasern, ... – nicht nur die kurzzeitigen mechanischen und thermischen Belastungen der Schaltungen überstehen, sondern dürfen auch durch langfristige Temperatureinwirkung in Verbindung mit der Chemie des Getriebeöls nicht angegriffen werden [MS15].

Lastvariation Schaltkraft Bei MT hängt die Schaltkraft und deren zeitlicher Verlauf wesentlich vom Fahrer ab, d. h. es sind niedrige und hohe Schaltkräfte, ggf. mit unterschiedlichen Gradienten vorhanden. AMT und DCT können durch die Aktorik reproduzierbarere Bedingungen bereitstellen, jedoch sind auch hier über die Lebensdauer oder Umgebungsbedingungen Abweichungen zu erwarten. Bei AMT und DCT kann durch die Abstimmung der Aktorik das Belastungsniveau für die Synchronisierung eingestellt werden! Als Einflussgröße für den Kraftverlauf (insbesondere bezüglich Kraftspitzen) hat sich in der betrieblichen Praxis die Steifigkeit der Schaltgabel und der inneren und äußeren Schaltung gezeigt.

Lastvariation Drehzahl/Energie Die zu synchronisierende Differenzdrehzahl am Zielgang hängt vom gewählten Fahrgang und der Fahrgeschwindigkeit bzw. Getriebedrehzahl zum Schaltzeit-

punkt ab. Der „Schaltpunkt“ wird bei MT vom Fahrer bestimmt, bei AMT und DCT legt die Getriebesteuerung den Schaltpunkt fest. Zudem entscheiden die Aktuierungsgeschwindigkeit und Schlepp- und Reibverluste im Getriebe über die letztlich zu synchronisierende Differenzdrehzahl und umgesetzte (Reib-)Energie.

Eine besondere Anforderung stellen sogenannte „skip shifts“ dar, d. h. der Fahrer überspringt bei MT mindestens einen Gang, beispielsweise vom 5. Gang direkt in den 3. Gang. Dies resultiert in einer höheren zu synchronisierenden Differenzdrehzahl für den Zielgang. In Abhängigkeit vom Getriebeaufbau ist dies in DCT grundsätzlich der Fall, so dass dies in der energetischen Auslegung entsprechend berücksichtigt werden muss.

Variation Drehrichtung Im Fahrzeuggetriebe wird die Richtung der Differenzdrehzahl vom gewählten Gang und der Fahrtrichtung bestimmt. Hat der Zielgang eine geringere Übersetzung als der aktuelle Gang, spricht man von einer Hochschaltung (engl. „upshift“), im anderen Fall von einer (He-)Runter- oder Rückschaltung (engl. „downshift“). Im Praxiseinsatz ergeben sich Lastkollektive mit nicht nur unterschiedlichen Gesamtschaltzahlen (d. h. wie oft ein Gang über die Fahrzeuglebensdauer eingelegt wird) sondern auch ungleichen Anzahlen von Hoch- und Rückschaltungen je Zielgangstufe. Einen Extremwert bildet die Synchronisierung der höchsten Gangstufe, die ausschließlich mit Hochschaltungen belastet wird. Der erste Gang wird fast nur zum Anfahren verwendet – die Synchronisierung muss die Kupplungsscheibe von Leerlaufdrehzahl auf Stillstand abbremsen – relativ selten wird vom zweiten in den ersten Gang zurückgeschaltet. Ebenso wird der Rückwärtsgang – soweit synchronisiert ausgeführt – nur bei Ausrollen oder Stillstand des Fahrzeugs eingelegt, beides resultiert im selben Sinn der Differenzdrehzahl. Die Synchronisierungen aller anderen Gänge werden in Abhängigkeit vom Fahrzeugeinsatz und vom Schaltverhalten des Fahrers wechselnd mit Up- und Downshift d. h. wechselndem Drehsinn belastet. Zur Ermittlung von Lastkollektiven siehe z. B. [MK02].

Abuse/Misuse/Missbrauch Dies sind in der Regel einmalige oder seltene Ereignisse in der Lebensdauer des manuellen Getriebes, hervorgerufen durch nichtbestimmungsgemäße Handlungen des Fahrers. Letztlich kann durch die Dimensionierung der Synchronisierung bestimmt werden, wie viele bzw. welche Abuse-Ereignisse das System bei geringer Beeinträchtigung der Lebensdauer erträgt. Die drei häufigsten Fälle für Missbrauch sind:

- „Anfahren ohne Kupplung“: Das Fahrzeug steht, der Fahrer „vergisst“ die Kupplung zu öffnen und versucht den ersten (oder einen anderen) Gang einzulegen. Im besten Fall bemerkt der Fahrer den Fehler (typische Reaktionszeit bis ca. 1 s), andernfalls wird versucht, die Synchronisationsarbeit des Gesamtfahrzeugs in der Synchronisierung statt in der Kupplung umzusetzen.
- „Verschalten“: Der Fahrer wählt beispielsweise die falsche Schaltgasse oder -richtung, so dass eine deutlich erhöhte zu synchronisierende Differenzdrehzahl (vgl. skip shift) anliegt. Auch hier bemerkt der Fahrer im Idealfall das Fehlverhalten und bricht den Schaltvorgang ab.
- „Bergab mit Auskuppeln“ bzw. „segeln“: Die Fahrweise, das Fahrzeug (ggf. bei ausgeschaltetem Motor) bergab oder auf der Ebene rollen zu lassen führt nicht nur zu einem beeinflussten Lenk-/Fahrverhalten und erhöhter Bremsenbelastung (Entfall der Motorbremswirkung) sondern

kann auch beim Wiedereinlegen eines Gangs zu einer Extrembelastung der Synchronisierung führen, da an der Schaltstelle z.B. 5. oder 6. Gang durch die Motor-Leerlaufdrehzahl (oder Null-Drehzahl) und die hohe Fahrzeuggeschwindigkeit eine überhöhte Differenzdrehzahl anliegt.

Zum Verhalten von Karbon-Synchronisierungen unter hohen und extremen spezifischen Energieeinträgen wird auf die aktuellen Forschungen [AP14, Acu16, Acu17, Sto18] verwiesen.

Schleppbetrieb Während der Betriebszeit des Fahrzeugs ist die Synchronisierung in der meisten Zeit inaktiv und es ist aus Synchronisierungssicht gleichzeitig nur ein Gang geschaltet (Ausnahme: DCT). An allen anderen nicht geschalteten Schaltstellen befindet sich die Synchronisierung im Schleppbetrieb unter Differenzdrehzahl. Der Synchronring bzw. die Bauteile des Synchropakets führen dabei dynamische Bewegungen im Rahmen des verfügbaren Bauraums und Lüftspiels in allen sechs Freiheitsgraden aus [Web15, Nie18] und können eine Geräuschentwicklung verursachen. Durch Schwingungen im Antriebsstrang (Motor, Verzahnung, Fliehkraftpendel, ...) kann auch eine Anregung in Umfangsrichtung erfolgen [Wei91, Lan97, Rac98, Doğ01, Li06, Sto08, Nov10, Bau13, Fie13]. Zudem tritt auf Grund von Reibverlusten (wesentlicher Anteil: viskose Reibung) in jeder nicht geschalteten Synchronisierung ein Verlustmoment (das sog. Schleppmoment) auf [SOP08, WP11, SWP13, Wir13]. Bei ungünstigen Toleranzverhältnissen (geringes Lüftspiel/„clearance“) kann das Schleppmoment und damit die Temperatur an den Reibflächen so hoch werden, dass der Schmierstoff oder die Reibflächen selbst geschädigt werden. [HGB17] schlägt vor, in geräusch-kritischen Drehzahlbereichen über die Synchronisierung ein künstlich erzeugtes, geringes Schleppmoment zur Geräuschreduzierung des Getriebes aufzubringen – dies ist insbesondere unter den vorgenannten Aspekten kritisch zu überprüfen.

Grenztemperaturen Bei Anhänger- und oder Passfahrten kann sich eine Getriebeöltemperatur von bis zu 140-150 °C einstellen (übliche Temperaturen im Bereich 60-90 °C). Dagegen treten beim Winter-Kaltstart des abgestellten Fahrzeugs die Außentemperaturen von -30 bis -20 °C (je nach Gegend bis -50 °C) als Getriebetemperatur auf. Die besondere Herausforderung liegt in beiden Fällen in der veränderten Ölviskosität (extrem dünn- bzw. zähflüssig). Untersuchungen und Darstellungen dazu finden sich in [Pin92, WP09].

Schaltkomfort und Schaltzuverlässigkeit Eine weitere Anforderung an das System wird durch den Benutzer bzw. die Aktuierung gestellt: der Schaltkomfort. Im Idealfall ist das System so ausgeführt, dass der Fahrer den Synchronisationsvorgang und das Einspuren nicht wahrnimmt oder diese Vorgänge zumindest als definiert und reproduzierbar empfindet. Eine wahrgenommene Störung wäre beispielsweise eine hohe benötigte (statische) Kraft zum Einspuren (im Bereich der Synchronisationskraft oder gar höher) oder dynamische Schläge nach der Freiflugphase. Dabei spielt die Synchronisierung selbst nur eine Teilrolle, da auch die Abstimmung des Gesamtsystems vom Bewegungsspiel der Gangräder bis hin zum Schalthebel zu berücksichtigen sind. Das Thema ist ebenso in automatisch aktuierten Getrieben relevant: auch wenn die Wahrnehmung des Fahrers durch die Automatisierung nur noch in geringem Maß bzw. indirekt stattfindet (Geräusche oder Fahrzeugbeschleunigung/Ruck) so ist ein prozesssicheres, schnelles Durchschalten

für den komfortablen und unbemerkten Gangwechsel nötig. Wissenschaftliche Untersuchungen hierzu sind bspw. unter [Pin92, Dew16] zu finden.

2.1.3 Ausfallursachen

Unabhängig von den oben dargestellten Betriebsanforderungen können Ausfälle der Sperrsynchronisierung auf Hauptmechanismen zurückgeführt werden, von denen zwei wesentliche den Konusreibkontakt betreffen:

1. Niedriger Reibwert: Verlust der Sperrsicherheit durch zu niedrige dynamische Reibwerte (trotz genügend großer Verschleißreserve!)
2. Aufgebrauchte Verschleißreserve: Entfall des Verstärkungseffekts am Konus

Letztlich führen beide Effekte durch ein zu geringes Reibmoment am Konus bzw. an der Planfläche zu einer Verletzung der Sperrbedingung und damit zu einem vorzeitigen Entsperrern bei bestehender Restdrehzahl, so dass Kratzen auftritt³.

Niedriger Reibwert Für die Sperrsicherheit ist gemäß Formel 2.1 bis 2.6 die Höhe des Reibwerts im Konuskontakt maßgebend, Nebeneinflüsse sind in den Dachschrägenwinkeln und deren Reibwerten zu sehen. Nach Umstellen der (Un-)Gleichungen kann für eine geforderte Sperrsicherheit ein minimaler Grenzreibwert angegeben werden. Dagegen bergen zu hohe Reibwerte zu Ende des Reibvorgangs die Gefahr der Selbsthemmung, d. h. der oder die Konuskontakt(e) löst/lösen sich nicht selbsttätig und das Synchronringpaket oder der Synchronring verklemmt. Umgekehrt hilft ein hoher dynamischer Reibwert bei der Erreichung kurzer Rutschzeiten.

Die Höhe des Reibwerts wird im Wesentlichen durch folgende Parameter beeinflusst (zum detaillierten Stand der Technik und Forschung siehe Abschnitt 2.2):

- Werkstoffpaarung der Reibpartner und Schmierstoff (Viskosität (Temperatur), Grundöl und Additivierung (Temperatur), Benetzung und Ölmenge, Alterung)
- Formabweichungen (Rundheit, Winkelfehler, Balligkeit/Geradheit)
- Makrogeometrie der Reibpartner (Breite, Nutung)
- Mikrogeometrie (Oberflächencharakteristik, Verschleiß, Ablagerungen)
- Temperatur (als sekundäre Einflussgröße in den oben genannten Parametern!)
- Drainage- und Aufnahmefähigkeit (Makro- und Mikrogeometrie, Belagsaufbau)

Im vorliegenden nassen tribologischen Reibsystem treten (Mikro-)Hydrodynamik und Mischreibung auf, so dass die Kontaktfläche sowie die Lastverteilung direkt Einfluss auf die Reibwerthöhe nehmen. Da sich einige der genannten Einflussparameter auf Grund der Rotation und

³Weitere mögliche Ausfallmechanismen sind (beispielhaft, keine vollständige Aufzählung): fehlende Sperrsicherheit durch Dachschrägenverschleiß, Brüche in Bauteilen (Werkstoff-/Verarbeitungsfehler, mechanische/thermische Überlastung), Entsperrhemmung (Dachschrägenverschleiß/Firstverschleiß), Verklemmen/Verschweißen (durch Überlastung) und Schädigungen der Umgebungsbauteile. Auf diese Schadensarten wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

des Energieeintrags während der Schaltung verändern, ist der Reibwert dynamisch durch den Reibvorgang selbst beeinflusst.

Kurzgefasst lässt sich festhalten, dass für die ordnungsgemäße Funktion der Synchronisierung ein grundsätzlich hoher Reibwert mit nur geringen Veränderungen über die verschiedenen Belastungs- und Betriebszustände und die Lebensdauer, d. h. unabhängig vom Verschleißzustand, benötigt wird. Zudem kann ein Reibwertabfall („positiver Gradient“⁴) oder zumindest kein Reibwertanstieg zum Synchronisationsende die Klemmneigung verringern.

Aufgebrauchte Verschleißreserve Der Verlust der axialen Verschleißreserve wird zum einen durch an der Oberfläche der Reibkonen auftretenden Materialabtrag hervorgerufen – also Verschleiß im tribologischen Sinne. Zudem kann insbesondere bei organischen Reibbelägen unter Druck- und Temperatureinwirkung der Schaltungen ein bleibendes Setzen des Belags (irreversible Kompression, ohne Massenabnahme) auftreten. Speziell bei den verbreiteten Messing-Gewinderingen kann es bei thermisch hoher Belastung zur „Kapitellbildung“ kommen, d. h. die Gewindespitzen werden aufgeschmolzen oder zumindest erweicht und zu den Gewindeflanken gedrückt. Die Unterscheidung zwischen Setzen und wirklichen Verschleißerscheinungen fällt bei organischen Reibbelägen schwer, durch den mit Öl vollgesogenen Reibwerkstoff kann auch eine gravimetrische Analyse oft nicht weiterhelfen, evtl. zeigt sich im Schliffbild die Strukturverdichtung. Den meisten Reibsystemen ist gemein, dass im „grünen“⁵ bis zum eingelaufenen Zustand ein Initialverschleiß auftritt, bei dem die obersten Rauheitspitzen eingelättet oder abgetragen werden.

Die Verschleißintensität (im tribologischen Verschleißsinne) wird im Wesentlichen durch folgende Größen beeinflusst (der detaillierte Stand der Technik und Forschung zum Thema Verschleiß wird in Abschnitt 2.3 zusammengefasst):

- äußere und spezifische Belastungen (Schaltkraft und Reibenergie/-leistung)
- Werkstoffpaarung (Material, Härte)
- Schmierstoff (Viskosität, Grundöl, Additivierung)
- Mikrogeometrie (Oberflächencharakteristik)
- Schleppebetrieb (Bauteilbewegungen – speziell in Mehrfachsystemen, Umfangsbeschleunigungen aus dem Antriebsstrang)

Die bei allen oben genannten Verschleißeffekten eintretende Radiusveränderung der Konusoberfläche (diese entspricht im Rahmen der Kleinwinkelnäherung in etwa dem Normalverschleiß zur Oberfläche) verstärkt sich durch den Konuswinkel um den Faktor $\frac{1}{\sin \alpha}$ zum sogenannten „Axialverschleiß“ – bei den üblichen Konuswinkeln von 6° bis 8° ergibt sich dadurch eine Verstärkung von Faktor 7 bis fast 10! In der Praxis sind daher für Einfachkonen-PKW-Systeme

⁴Der Begriff bezieht sich auf die gebräuchliche Darstellung des dynamischen Reibwerts über der Gleitgeschwindigkeit. Gemeint ist dann ein positiver Gradient im Bereich geringer Gleitgeschwindigkeit.

⁵fabrikationsneue Bauteile bis hin zu Bauteilen mit nur wenigen Lastwechseln werden oft als „grün“ bezeichnet, sie weichen oft in den Eigenschaften – speziell im Schaltverhalten – vom späteren eingelaufenen Zustand ab. Die ersten Schaltungen im Getriebe werden daher als „Grünschaltungen“ (engl. „greenshifting“) bezeichnet.

0,7 bis 1,3 mm „Verschleißreserve“ (Spaltmaß)⁶ vorgesehen, wobei es im verschlissenen Zustand auch schon bei Spaltmaßen von unter ca. 0,2 bis 0,3 mm zu ersten axialen Kontakten und damit zur Beeinträchtigung der Konusverstärkung kommen kann. Für Mehrfachkonussysteme ist entsprechend der Anzahl der Reibpaarungen eine größere axiale Verschleißreserve vorzusehen (da sich die Axialverschleißbeträge addieren), aber auch eine entsprechende Verschleißreserve für die jeweiligen Einzelkontakte.

2.2 Reibwertverhalten

Bereits LEONARDO DA VINCI, später ISAAC NEWTON sowie LEONHARD EULER, GUILLAUME AMONTONS und CHARLES AUGUSTIN DE COULOMB bestimmten (Haft-)Reibwerte in verschiedenen trockenen Materialpaarungen im Stillstand (Haftreibung) sowie bei geringen Bewegungsgeschwindigkeiten. Sie stellten den makroskopischen, von der Größe der Auflagefläche und der Reibgeschwindigkeit unabhängigen proportionalen Zusammenhang $F_R = \mu \cdot F_N$ zwischen Reib- und Kontaktkraft auf. Für geschmierte Systeme mit höheren Differenzgeschwindigkeiten hängt die Höhe des Reibwerts μ dann nicht mehr nur von der Materialpaarung sondern wesentlich von den Betriebsbedingungen insbesondere Differenzgeschwindigkeit, Temperatur bzw. Schmierstoffviskosität aber auch von der Oberflächengestalt ab. RICHARD STRIBECK befasste sich um 1900 mit der Gleitlagerung von Wellen und erkannte, dass der Reibwert bei sehr geringer Geschwindigkeit bzw. Haftreibung nahezu lastunabhängig ist, bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit zunächst bis auf ein Minimum abfällt und danach wieder ansteigt („Stribeck-Kurve“). Eine andere Darstellungsmöglichkeit vgl. Abbildung 2.3 ist die Auftragung des Reibwerts über der auf die geometrische Summe der Rauheiten bezogenen Fluidfilmdicke, dabei zeigt sich ein ähnlicher Verlauf wie bei der Stribeck-Kurve. Nach [CH15] werden wie in Abbildung 2.3 veranschaulicht drei Regime (I, II, III) bzw. vier Reibungsbereiche unterschieden:

- Festkörperreibung/Grenzreibung (I)

Bei der Festkörperreibung wird die Scherbelastung vom Kontakt der Rauheitshügel der Reibpartner getragen, bei der Grenzreibung von den anhaftenden Molekülen der Adsorptionsschichten, welche sich durch den Schmierstoff an den Oberflächen der Reibpartner gebildet haben.

⁶Die Bestimmung der Verschleißreserve bzw. des Spaltmaßes erfolgt an den Synchronringen und einem Messkonus oder dem Originalangrad in der Regel als statische Größe unter einer definierten Last. Dabei ist darauf zu achten, dass die Bauteile nicht verkantet – geeignete Lehren- bzw. Messkonfigurationen insbesondere für die Serienfertigung von Synchronpaketen sind daher keine triviale Konstruktionsaufgabe! Die Messung des Spaltmaßes kann bei dafür geeigneten Prüfständen direkt über Taster erfolgen. Zu beachten ist, dass sich in der Anwendung während des transienten Vorgangs unter den einwirkenden Kräften, dem verdrängten Ölfilm und den thermischen Dehnungen ein davon abweichendes und sich veränderndes Spaltmaß ergibt. Insbesondere bei den reversibel kompressiblen organischen Reibbelägen findet unter der Axialkraft eine deutlich größere elastische Ringaufschiebung auf den Konus als bei Materialien mit hoher Steifigkeit statt. Die Veränderung des Spaltmaßes geht direkt auch in die Schaltgabelposition ein, jedoch sind hier noch weitere Einflussparameter, insbesondere die Relativposition Schiebemuffe/Synchronring enthalten. Bei einer instabilen Sperrstellung (zu niedrige Konusreibwerte) oder bei Kraft-Stufenversuchen wird die Schaltgabelposition für die Bestimmung der Änderung der Verschleißreserve damit unbrauchbar.

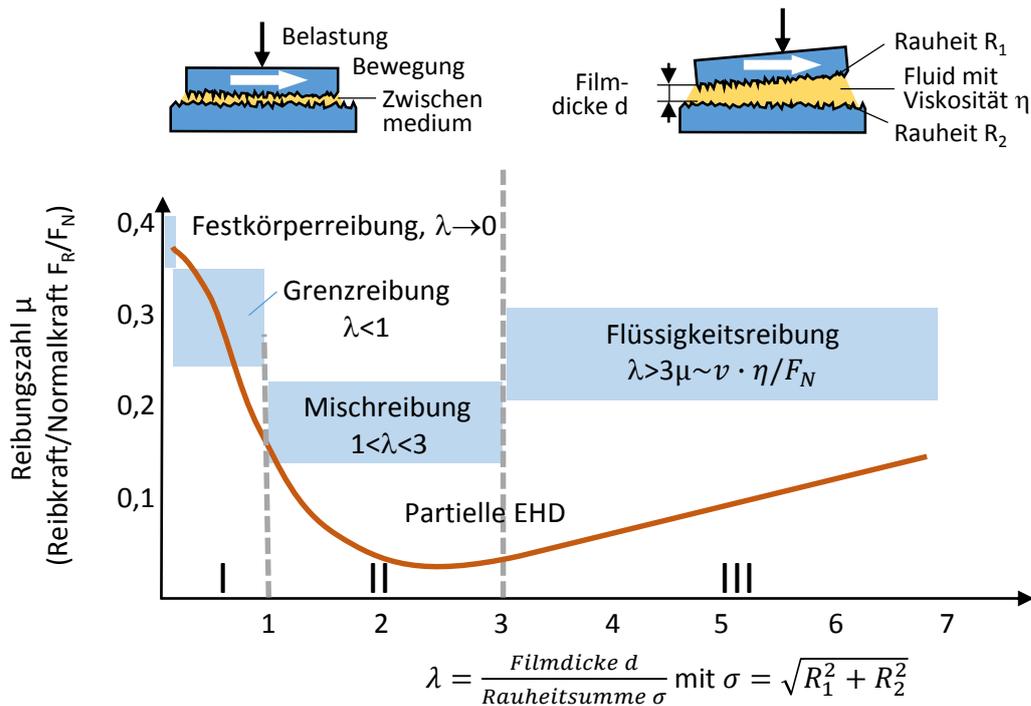


Abbildung 2.3: Modell geschmierter tribologischer Reibsysteme und Reibungszustände nach [CH15]

- Mischreibung (II)

Neben Grenz-/Festkörperreibung wird ein Teil der Belastung von einem elastohydrodynamischen oder hydrodynamischen Schmierfilm getragen, siehe hierzu auch Abbildung 2.4. Die Scherkräfte der einzelnen Kontaktbereiche berechnen sich aus den lokal wirksamen Mechanismen und ergeben in Summe die Gesamtreibung und damit eine gemittelte Reibungszahl.
- Elastohydrodynamik (EHD) (II/III)

Durch die hohe elastische Deformation der Partner und die steigende Ölviskosität unter hohen Drücken kann sich ein trennender Schmierfilm mit geringen Fluidfilmdicken bilden.
- Hydrodynamik (III)

Liegt zwischen den Kontaktpartnern ein sich in Strömungsrichtung verengender Spalt vor – dies kann sich auch durch Verformungen ergeben – bildet sich bei ausreichender Relativgeschwindigkeit ein tragfähiger hydrodynamischer Schmierfilm. Die Oberflächen der beiden Körper kommen nicht mehr in Kontakt, die Flüssigkeitsreibung/Fluidscherung bestimmt die Reibung und ist in etwa proportional zu Gleitgeschwindigkeit und Viskosität.

Im Gegensatz zu den anderen im Getriebe eingesetzten Maschinenelementen (Verzahnungen, Lagern, Führungen und Dichtungen), bei denen es auf Reibungsarmut zur Wirkungsgradoptimierung und tragfähige Schmierfilme zur Verschleißverhinderung ankommt, wird im Reibkontakt von Synchronisierungen der Mischreibungsbereich mit einem höheren Reibwert angestrebt. Für übliche Synchronisierungen liegen die unteren Reibwertgrenzen bei 0,08 bis 0,05 (vgl. Kapitel 2.1.1, Formel 2.2 und 2.3). Insbesondere kritisch sind die Vorsynchronisation und der Beginn der Syn-

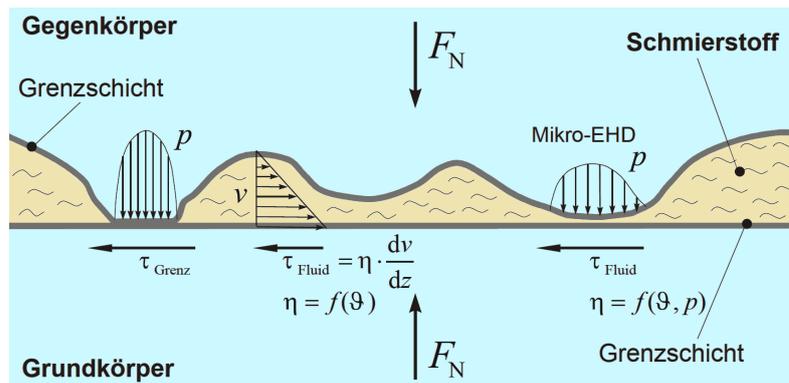


Abbildung 2.4: Modell Mischreibung nach [PGW⁺00], vgl. auch [SB93, Kap. 8, S. 444]

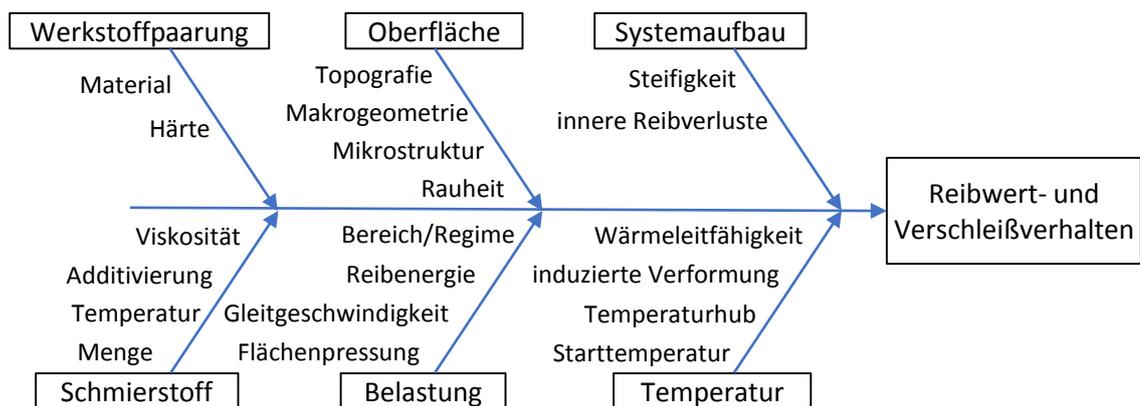


Abbildung 2.5: Einflüsse auf Reibwert- und Verschleißverhalten

chronisationsphase, da das im Reibkontakt befindliche Öl keinen tragfähigen Schmierfilm bilden darf und verdrängt werden muss. Hier liegt oft kurzzeitig Hydrodynamik mit entsprechend geringen Reibwerten vor. Zum Ende des Synchronisationsvorgangs treten geringe Gleitgeschwindigkeiten bis zum Stillstand auf, so dass auch Grenzreibung vorliegt, welche dann für den Lösevorgang relevant wird.

Für die Funktion der Synchronisierung sind die Höhe des Konusreibwerts und auch das Verschleißverhalten essentiell. Abbildung 2.5 gibt einen Überblick zu den Einflussparametern auf Reibwert und Verschleiß in tribologischen Systemen. Diese Parameter sind auf Grund der Wechselwirkungen (z. B. Schmierstoffadditivierung – Material) nicht singulär zu betrachten. Im Folgenden werden Arbeiten zusammengestellt, welche die Einflussfaktoren auf den Reibwert beschreiben:

Werkstoffpaarung Die Werkstoffpaarung bestimmt im Wesentlichen das Grenzreibungsverhalten und je nach Aufbau auch die Oberflächenstruktur. In der Literatur werden die Reibpaarungen oft in Zusammenhang mit weiteren Parametern untersucht, daher werden die Paarungen jeweils bei den folgenden Punkten angegeben.

Oberfläche: Makrogeometrie PAFFONI et al. [PPBG95] betrachten auf theoretischer Ebene die Pressungsverteilung und die daraus resultierenden Auswirkungen auf den Reibwert unter Berücksichtigung von Winkelmismatch (unterschiedliche Winkel von Synchronring und Konus) in der hydrodynamischen Anfangsphase des Synchronisierungsvorgangs. Diese Erkenntnisse werden in [PPGB97] für eine längs- und quergenutete Oberflächenstruktur erweitert. In [PPG00] wird der Übergang aus der Hydrodynamik in den Mischreibungsvorgang theoretisch betrachtet. Die Basis bilden zunächst Pin-on-Disc-Tribometerversuche, es folgt schließlich der Vergleich mit Synchronisierungsbauteilen im Abbremsversuch. BACKHAUS [Bac03, KB02] stellt mittels Strömungssimulation den Einfluss von Makro- (und Mikro)strukturen auf das Reibungsverhalten dar.

Oberfläche: Mikrostruktur / Topografie Die Einflüsse der makro- und mikroskopischen Oberflächengestalt auf das Reibungsverhalten von Messing-, vernickelten Messing-, Mo-, MoCrO-, MoCrC- und Streusintermaterial werden von PFLAUM [Pfl88] untersucht. Ein Schwerpunkt liegt hier auf dem Einfluss von Axialnutungen und Mikrostruktur auf die Übergänge Hydrodynamik/Mischreibung/Grenzreibung. Nutungen zeigen sich nicht als hinreichend aber hilfreich, um hydrodynamische Reibanteile zu reduzieren. Reibflächen mit Poren, Riefen oder anderen tiefen Strukturen sind für höhere Reibwerte positiv, jedoch können diese mikroskopischen Strukturen auch hydrodynamische Anteile erzeugen.

PERPONCHER [Per98] ermittelt die Einflüsse der Oberflächenbeschaffenheit für die Reibpaarungen poröser Sinterstahl/Sinterbronze und Massivstahl/Streusinter und identifiziert die Kernrautiefe Rk als entscheidende Größe. Der Kennwert $\mu_{min}/\mu_{0,5m/s}$ wird als Maß für die Güte des Reibungsverhaltens betrachtet. ABDEL-JABER, ERDMANN, POLL und MOUSA [AJEPM03] diskutieren diese Kenngröße für Molybdänsysteme mit geschliffenen und maßbeschichteten Oberflächen. GEIER [Gei03] ermittelt an Hand von nasslaufenden Kupplungen und Synchronisierungen und ausführlichen Oberflächenvermessungen den Kennwert $sRk + sRpk$ (bzw. eingeschränkt $Rk + Rpk$) als maßgebende Größe für das Reibungsverhalten.

Eine Strömungssimulation für das Reibungsverhalten unter Abbildung der Mikro- und Makrogeometrie wird von BACKHAUS [Bac03, KB02] erstellt.

WINKLER [Win08] führt aus, dass für die untersuchten Synchronisations-Reibpaarungen (Messing, Streusinter) hydrodynamische Bedingungen nur bei hochviskosem Schmierstoff oder stark eingeläuteten Reibpartnern auftreten. Das Reibungsverhalten ist insofern der Misch- oder Grenzreibung zuzuordnen, wodurch die Grenzschichten (s. u.) einen Haupteinfluss darstellen.

SEIDEL, WAGNER und BRINKSMEIER [SWB17b] stellen dar, dass die Variation der Kühlschmierstoffzusammensetzung (Zugabe Polysulfid und ZDDP) beim Konusschleifen unterschiedliche Rauheiten Rz und möglicherweise unterschiedliche anhaftende Additivschichten erzeugt. Die direkte Untersuchung der Schichten fehlt im Artikel. Die Reibwerte im Synchronisierungsversuch sowie das Verschleißverhalten unterscheiden sich.

Weitere Untersuchungen [SWB17a] zeigen eine Abhängigkeit des Reibwerts einer mit unadditiviertem PAO getesteten Messing-Synchronisierung vom Abrichtprozess der Konusbearbeitung – der Überdeckungsgrad des Abrichtvorgangs führt zu unterschiedlichen Rautiefen und Materi-

altraganteilen, die Reibwerte, das Verschleiß- und auch das Einlaufverhalten unterscheiden sich entsprechend. Es werden Vermutungen über den Randzoneneinfluss angestellt, jedoch die Korrelation zur Oberflächengestalt vernachlässigt, zudem wird keine Rückvermessung der Synchronringe (z. B. über die Gewindegeometrie) zur Beurteilung des Verschleißverhaltens durchgeführt.

Schmierstoff / Grenzschichten PFLAUM [Pfl88, PWO90] untersucht die Einflüsse von Schmierstoff- und Additivformulierung in Verbindung mit verschiedenen Reibwerkstoffen auf das Reibverhalten von Synchronisierungen im Grenz- und Mischreibungsbereich auf einem instationären Synchronisationsprüfstand. Es werden Erklärungsansätze zur Wirkweise und gegenseitigen Beeinflussung der Additive gegeben.

NEUMÜLLER [Neu01] erforscht den Einfluss der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen an Hand verschiedener Schmier- und Reibwerkstoffe. Insbesondere für Streusinter- und Karbon-Reibbeläge zeigt sich ein deutlicher Reibwerteeinfluss der gealterten Schmierstoffe.

Der tribologische Schichtaufbau in Abhängigkeit der Schmierstoffformulierung wird von WINKLER [Win08] untersucht, neben zwei Serienölen kommen auch gealterte Serienöle und Modellschmierstoffe mit Zusatz verschiedener Friction Modifier sowie Antiwear und Detergent zum Einsatz. Die Ausbildung der Grenzschichten hängt insbesondere vom Grundwerkstoff und der tribologischen Beanspruchung ab.

LAYHER [Lay11] (vgl. auch [LP09a, LP09b]) beschäftigt sich an Hand von sechs verschiedenen Reibpaarungen in Lamellenkupplungen sowie Synchronisierungen mit dem Einfluss von Öl-Additivkomponenten auf das Reibverhalten. Für drei ausgewählte Serienöle ATF, MTF und ein Schiffsgetriebeöl werden jeweils in DOE-basierten Versuchsreihen Komponenten ein- bzw. ausgeblendet und die ermittelten Kennwerte mittlerer, Anfangs- und Endreibwert sowie der Gleitgeschwindigkeitseinfluss auf die Reibungszahl ausgewertet. Für eine Modellvorstellung werden ergänzend Oberflächenuntersuchungen durchgeführt (s. 5).

Das Reibverhalten von Karbon-Reibpaarungen mit verschiedenen Ölen unter höheren spezifischen Belastungen, insbesondere in Hinblick auf die Lebensdauer wird von ACUNER [Acu16] (vgl. auch [AP12, AP14]) untersucht. Der Reibwertgradient im Trendverlauf wird als Schädigungskennwert definiert.

SEIDEL, WAGNER und BRINKSMEIER [SWB17b] befassen sich mit dem Einfluss einer Additivierung des Kühlschmierstoffs (PAO) beim Konusschleifen auf das spätere Reibungs- und Verschleißverhalten der Synchronisierung mit Messing-Ring. Es zeigt sich bei variierter PS-Konzentration (0...10%) ein unterschiedlicher Reibwertverlauf für die ersten ca. 7000 Schaltungen, der Effekt ist jedoch überlagert von unterschiedlichen erzielten Rauheiten (s. oben). Für unterschiedliche ZDDP-Konzentrationen im Kühlschmierstoff ergeben sich abweichende Einlaufverhalten und Reibwertniveaus.

In Kapitel 5 werden im Rahmen der Untersuchungsmethoden für Grenzschichten weitere Quellen zur Wirkweise der Additive aufgeführt.

Schmierstoffmenge Der Einfluss der Schmierstoffmenge auf das Reib- und Verschleißverhalten wird in [Sku11] untersucht und in einem Folgevorhaben von WEBER [WK15] fortgeführt. Neben Versuchen mit definierter minimaler Ölzufuhr werden auch Schaltversuche ohne Ölzufuhr (nach einer Initialbeölung) durchgeführt. Zudem wird erforscht, in wie weit durch Mangelschmierung erzeugte Reibsystemschädigungen mittels erneuter Schmierstoffzufuhr reversibel sind. Das untersuchte Karbonsystem zeigt sich bei reduzierter Schmierölmenge reibwertstabil, das Streusintersystem reagiert mit größerer Reibwertspreizung und höheren Endreibwerten. Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass die Start- bzw. induzierten Temperaturen als relevante Einflussparameter zu sehen sind (s. u.).

Belastung / Laststufen Die äußeren Lasten spiegeln sich unter anderem in unterschiedlichen Leistungseinträgen und damit Temperaturhuben wider (s. auch nächster Punkt). Zudem kann das Kraft- bzw. Pressungsniveau die Dauer oder Intensität des hydrodynamischen Anteils im Mischreibungsgebiet und den Übergang zur Grenzreibung bestimmen [Pfl88]. LÖSCHE [Lös97] stellte für eine Messing- und Mo-Reibpaarung belastungsabhängige Reibwerte fest, die mit dem Verschleißverhalten korrelieren. Für das Mo-System existiert ein Hysteresebereich im Übergang zwischen Reibwerttief- und -hochlage. Diese bereichsabhängige Betrachtung wird von SPRECKELS [Spr01] und NEUDÖRFER [Neu08] aufgegriffen und für weitere Systeme (Karbon, Messing, Streusinter) angewendet.

Starttemperatur und induzierte Temperatur Die Starttemperatur zu Schaltungsbeginn (vgl. Grenztemperaturen 2.1.2) beeinflusst über die Ölviskosität zunächst die hydrodynamische Phase zu Schaltungsbeginn. Mit dem Reibwertverhalten bei tiefen Temperaturen bzw. dem Kaltschaltverhalten hat sich PINNEKAMP [Pin92] auseinandergesetzt.

In ABDEL-HALIM et al. [AHBCS05] sind zunächst theoretische Betrachtungen über die Reibmomente und Synchronisationszeiten von Ein- und Dreifachsynchronisierungen zu finden⁷. Es werden dann für Messingreibpaarungen experimentell im Getriebe drehzahl- und temperaturabhängige Reibwerte ermittelt, insbesondere für den Erstkontakt und bis zum Gefrierpunkt.

Zudem nimmt die Starttemperatur zusammen mit dem Temperaturhub direkten Einfluss auf die absolute Temperatur und damit das Reibwertverhalten. [Sku11, WDP14] setzen für Versuche mit Minimalmengenbeölung die Konusmassentemperatur als Regelgröße für die „Taktzeit“, d. h. die nächste Schaltung wird erst initiiert, wenn die Solltemperatur wieder erreicht ist. SPRECKELS [Spr01] und NEUDÖRFER [Neu08] sowie ACUNER [Acu16, Acu17] nähern sich dem durch die Reibwärme im Reibkontakt entstehenden Temperaturfeld durch experimentelle Untersuchungen und Simulationen. Es werden sowohl der Schädigungseinfluss (höherer Temperatureintrag führt über den Versuchsverlauf zu schneller sinkenden Reibwerten) als auch in Stufenversuchen das Reibwertverhalten (Unterschiede je nach Reibpaarung) betrachtet.

⁷Zusätzlich wird in Abschnitt 3.2 „Independent triple-cone synchronizer“ noch ein Exkurs zu einem komplett unverbundenen, in Reihe angeordneten Dreikonussystem mit vier Freiheitsgraden unternommen. Das Ergebnis ist abstrus. Die Autoren übersehen, dass unter der beschriebenen Vernachlässigung der Massenträgheiten der Synchronringe das insgesamt übertragbare Moment nicht größer werden kann als das kleinste übertragbare Einzelmoment und damit das Gesamtmoment nicht die Summe der Einzelmomente sein kann.

System: Reibwerte/-verluste in allen Kontaktstellen ERDMANN [Erd08] (vgl. auch [Erd03, Erd05]) untersucht im Rahmen einer Wirkungsgraddefinition und -bestimmung alle Kontaktstellen der Synchronisierung, vom Konuskontakt bis hin zu den Koppelkontakten an Schiebemuffe, Nabe und innerhalb des Synchronringpakets. Die Reibwerte werden durch direkte Messung ermittelt oder über eine kombinierte experimentelle/rechnerische Parametervariation eingegrenzt.

Die bisherigen Forschungen decken durch simulative und experimentelle Erkenntnisse einen breiten Bereich der Einflussparameter für Synchronisierungen ab. Der Einfluss der Beölungssituation und Oberflächentopografie wurde bisher nur im Sinne von Reibwertmessungen und Korrelationen mit Oberflächenkennwerten erarbeitet. Für die Frage nach den Mechanismen der Ölführung im Reibkontakt liegen noch keine ausreichenden Erkenntnisse vor, so dass die optischen Untersuchungen dieser Arbeit eine sinnvolle Methodenerweiterung darstellen. Ebenso wurden bisher keine vergleichenden Untersuchungen zu einfachen Tribometerversuchen angestellt.

2.3 Verschleißverhalten

Verschleiß, d. h. eine Abtragung/Abtrennung von Material kann auftreten, wenn Oberflächen durch Wechselwirkungen tribologisch beansprucht werden. Diese Wechselwirkungen können sowohl Einwirkung von Kräften, Spannungen, Dehnungen oder Energie (beispielsweise Kontakt mit Relativbewegung zweier Körper oder Kavitation) als auch atomare oder molekulare Wechselwirkungen unter Beteiligung des Umgebungsmediums sein [CH15]. Die Mechanismen für Verschleiß werden in vier Gruppen eingeteilt, die in Abhängigkeit der konkreten tribologischen Gegebenheiten einzeln oder auch kombiniert auftreten [GfT, CH15] (vgl. Abbildung 2.6):

- Oberflächenzerrüttung: Rissbildung durch Materialermüdung führt zu Materialabtrennung, z. B. Grübchen (pittings)
- Abrasion: der Materialabtrag erfolgt durch furchende oder ritzende mechanische Einwirkung, z. B. Mikrospanen, -furchen, -trennen
- Adhäsion: es bilden sich Haftverbindungen der Grenzflächen aus (z. B. Mikroverschweißungen, Fressen), anschließend wird der Körperverbund durch Trennung im an die Verbindungsstelle angrenzenden Material wieder gelöst. Damit findet ein Materialübertrag statt, das aufgenommene Material wird oft anschließend durch andere Verschleißmechanismen wieder vom aufnehmenden Partner abgetrennt.
- tribochemische Reaktion: durch die tribologische Belastung finden zwischen den beiden Körpern und dem Umgebungsmedium chemische Reaktionen statt. Dabei entstehen Reaktionsschichten oder -partikel, z. B. Tribokorrosion oder Additivreaktionsschichten. Oft unterliegen die Reaktionsschichten wiederum selbst dem Verschleiß, können sich aber regenerieren und dadurch die Körperoberflächen schützen (Verschleißschutzschichten).

Direkte Verschleißmessgrößen sind die geometrischen Größen Verschleiß-Länge („Normal-Verschleiß“, Veränderung gemessen senkrecht zur gemeinsamen Kontaktfläche), Verschleiß-Fläche

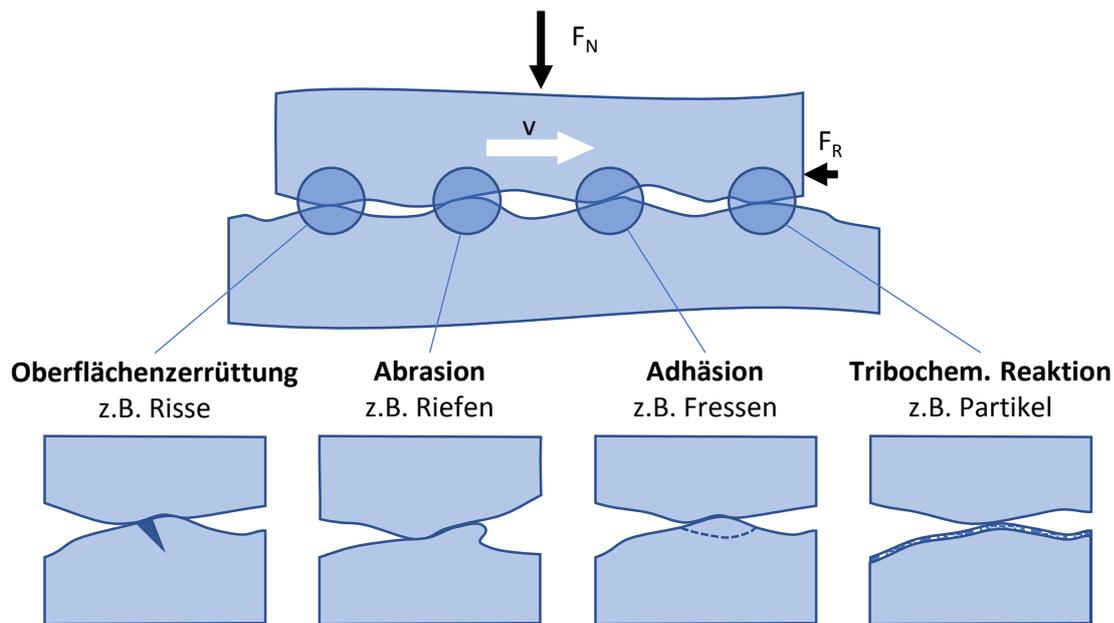


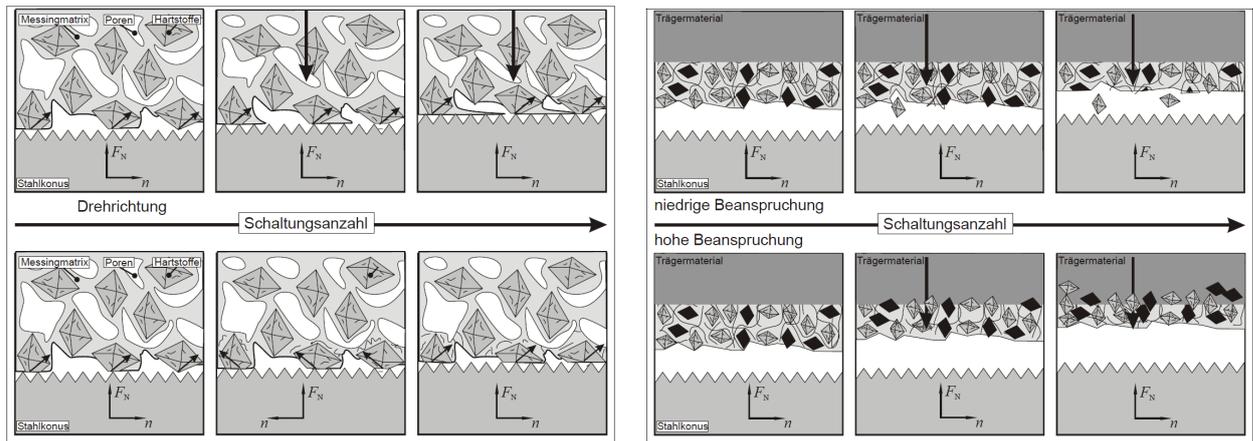
Abbildung 2.6: Modelldarstellung grundlegender Verschleißmechanismen nach [CH15]

bzw. planimetrischer Verschleißbetrag sowie Verschleiß-Volumen und Verschleiß-Masse (Gewichtsveränderung) – die beiden letztgenannten Größen sind bei konstanter Stoffdichte als äquivalent zu betrachten [CH15]. Für Synchronisierungen hat sich als Messgröße der Axialverschleiß (Positionsveränderung der Bauteile bei gefügtem Reibkonus) etabliert [Neu08], diese Größe ist im eingelaufenen Zustand über die Kegelgeometrie zu einer Normal-Verschleißlänge proportional.

Zur Beschreibung der Verschleißintensität bzw. des Verschleißfortschritts in Abhängigkeit der einwirkenden Beanspruchungen existieren verschiedenste Modelle und Ansatzfunktionen. Die Gültigkeiten dieser Gesetzmäßigkeiten sowie der damit ermittelten Verschleißraten sind regelmäßig auf Bereiche von Lasten, Temperaturen, Reibungsmechanismen, Oberflächen- und anderen Eigenschaften beschränkt und bezieht sich damit auf die in Abbildung 2.5 dargestellten Einflussparameter.

Das Modell von ARCHARD [Arc53] setzt die volumetrische Verschleißrate proportional zu Reibweg und Reibkraft und indirekt proportional zur Härte des weicheren Reibpartners, es wird von FLEISCHER [Fle76a, Fle76b, Fle77] im energetischen Ansatz weiterverfolgt und um ein kritisches Energieniveau ergänzt. KRAUSE und POLL [KP84] bestätigen die Anwendbarkeit, zeigen jedoch, dass die Reibleistung als Produkt aus Pressung und Gleitgeschwindigkeit (bei konstantem Reibwert) für die Beschreibung von Mikroverschleiß besser geeignet ist. Da die Reibleistung wesentlich die Temperatur beeinflusst, ist eine Beschreibung über die Temperatur naheliegend (zur Berechnung der Blitztemperatur siehe ARCHARD [Arc59] und BLOK [Blo63]). Je nach Tribosystem kann die Temperaturabhängigkeit des Volumenverschleißes durch geeignete Exponentengewichtung der Faktoren Pressung und Gleitgeschwindigkeit interpretiert werden: $v_q = f(v^a \cdot p^b)$.

LÖSCHE [Lös97] sowie SPRECKELS [Spr01] und NEUDÖRFER [Neu05] bauen auf diesem Modellansatz auf und beschreiben das Verschleißverhalten von Synchronisierungen für verschiedene Reibwerkstoffe (Messing, Molybdän, Streusinter, Karbon) in Abhängigkeit von Lastzuständen,



a) Streusinter, hohe Beanspruchung
oben: einseitige Drehrichtung, unten: wechselnd

b) Karbon, einseitige Drehrichtung
oben: niedrige Beanspruchung, unten: hohe Beanspr.

Abbildung 2.7: Modellvorstellung der Verschleißmechanismen von NEUDÖRFER [NEU08, ABB. 93 UND 129]

Lastfolgen und Betriebsbedingungen. Für die einzelnen Reibwerkstoffe werden die Betriebsregime ermittelt, in denen sich unterschiedliche Reib- und Verschleißmechanismen zeigen. Die Arbeit von NEUDÖRFER [Neu08] stellt Verschleißmechanismen für Reibpaarungen mit Streusinter- und Dual-Layer-Karbonbelag vor, vgl. Abbildung 2.7. Er entwickelt die Vorstellung, dass beim Streusinterbelag drei tribologische Verhaltensbereiche existieren: Bei geringer Beanspruchung tritt ein linearer Verschleißfortschritt nahezu ohne Reibwertänderungen auf (Bereich I); bei hoher Beanspruchung (Bereich II) tritt zunächst eine Reibwerthochlage mit hohem Verschleißgradient auf, es erfolgt der Übergang in einen Bereich geringer Verschleißintensität mit Reibwerten wie in Bereich I; bei sehr hoher Beanspruchung (Bereich III) treten sowohl hohe Verschleißraten als auch schnell abfallende Reibwerte auf. Für wechselnde Drehrichtungen im Bereich II wird die Vorstellung entwickelt, dass bei einseitiger Beanspruchung die Poren zuschmieren, jedoch bei wechselnder Beanspruchung offen bleiben bzw. sich wieder öffnen (Abbildung 2.7 a). Der Karbonbelag reagiert nach der Modellvorstellung bei geringen Belastungen mit Herausbrechen von Partikeln und damit einer Regeneration der Reibflächenzusammensetzung und -porosität, bei hohen Belastungen findet eine „Verdichtung“ mit Verringerung der Oberflächenporosität sowie gleichzeitig sinkendem Reibwert statt (Abbildung 2.7 b).

Neuere Untersuchungen von SKUBACZ [Sku11] und WEBER [WK15] beschäftigen sich mit den gleichen Reibpaarungen jedoch speziellen Betriebsbedingungen wie beispielsweise beliebig wechselnden Drehrichtungen oder geringen Schmierölmengen. ACUNER [Acu16, Acu17] beschreibt für gewebte und Dual-Layer-Karbonbeläge Axialverschleißraten in Abhängigkeit von Flächenpressung, spezifischer Reibarbeit und Gleitgeschwindigkeit (jeweils exponentiell gewichtet) und stellt eine Temperatur-Schädigungshypothese auf. Bei extremen thermischen Bedingungen wird auch eine Spaltmaßabnahme beobachtet, die jedoch auf eine Verformung des Reibkonus zurückgeführt wird.

Tomic [Tom09] beschreibt für Messing-Reibpaarungen mittels Curve-Fitting den Verschleißverlauf über die Versuchsdauer zum Vergleich verschiedener Schmierstoffe.

SEIDEL, WAGNER und BRINKSMEIER [SWB17a] identifizieren die Abrichtparameter der Schleifscheibe für das Konusschleifen als direkten Einflussparameter auf die erzielte Rauheit (R_z , R_{Mr} , R_{pk} , R_{vk}). Der Einfluss auf das Verschleißverhalten der Messingringe korreliert mit der Rauheit der gehärteten Stahlkonen. An den Konen tritt während der Versuche kein signifikanter Verschleiß auf (nur geringste Änderung der Rauheit), dagegen insgesamt 0,25...0,4 mm Axialverschleiß über 6000 Schaltungen am Synchronring bei Einsatz von unadditiviertem Grundöl PAO. Der Verschleißmechanismus wird nicht angegeben und eine Einordnung fällt mangels Angabe der spezifischen Reibarbeit schwer.

Die Autoren [SWB17b] untersuchen auch den Einfluss einer Additivierung des Kühlschmierstoffs (PAO) beim Konusschleifen auf das Verschleißverhalten der Synchronisierung mit Messingring. Es zeigt sich bei variiertem PS-Konzentration (0...10%) trotz unterschiedlichem Reibwertverlauf und erzielten Rauheiten keine eindeutige Korrelation mit dem Verschleißverhalten. Auch verschiedene ZDDP-Konzentrationen im Kühlschmierstoff ergeben für das Verschleißverhalten keine eindeutige Korrelation. Es wird vermutet, dass durch die Bearbeitungsreaktionskräfte abweichende Bedingungen für die Ausbildung der Grenzschichten vorliegen.

Eine makroskopische Verschleißform bei hohen Belastungen bzw. Temperaturen ist in der inneren Festigkeit von Reibbelägen begründet [MS15]: gewebte Reibbeläge reagieren mit Faserbrüchen, Rissen der Matrix bzw. Ausbruch von Faserbündeln; in Dual-Layer-Karbonbelägen bzw. Composite-Belägen treten Delamination innerhalb der Matrix etwa parallel sowie Risse senkrecht oder schräg zur Oberfläche auf. Diese Mechanismen könnten im Sinne der zu Beginn des Abschnitts dargestellten Einteilung als „Zerrüttung“ aufgefasst werden, da die Schädigung weit unterhalb der Oberfläche stattfindet und lokale oder flächige Ausbrüche zur Folge hat.

Die bisherigen Forschungen decken einen breiten Bereich der Einflussparameter ab. Für die Frage nach dem Baugrößen-/Reibdurchmessereinfluss bzw. der Optimierung stülungsbedingter lokaler Beanspruchungsbereiche für Karbon-Reibbeläge liegen noch keine ausreichenden Erkenntnisse vor. Im Bereich der wechselnden Drehrichtungen sind insbesondere die Untersuchungen von NEUDÖRFER von Interesse. Hier finden sich ausschließlich zu 1:1 regelmäßig wechselnden Drehrichtungen erste Erkenntnisse, die im Rahmen dieser Arbeit erweitert werden sollen.

2.4 Simulation

Im Rahmen der Produktentwicklung liegt es auf der Hand, Simulationen zur Einsparung von aufwändigen Versuchen einzusetzen. In den letzten Jahren wurden einige Arbeiten zu Finite-Elemente- (FEM-) und Mehrkörper-Simulationen (MKS) von Synchronisierungen veröffentlicht:

SPRECKELS [Spr01] führte rotationssymmetrische transiente 2D-Untersuchungen zur Wärmeverteilung in der Synchronisierung für metallische Reibkontakte durch. Die simultane Betrachtung verschiedener Felder (zum Beispiel Spannung/Verformung + Temperatur/Verformung) wird realisiert, indem die Felder getrennt betrachtet und abwechselnd gelöst werden. Der zeitliche Ablauf wird durch die Aneinanderreihung der Lösungsvorgänge erreicht, das Lösungsergebnis wird als Ausgangszustand der nächsten Rechnung verwendet.

NEUDÖRFER [Neu08] erweiterte das Modell und untersuchte an Hand verschiedener Geometrien und Wärmeleitfähigkeiten den transienten Vorgang der Synchronisation unter Berücksichtigung der mechanischen und thermisch induzierten Verformungen. Die Berechnungen erfolgten für verschiedene Seriensysteme und Modellsysteme, die sich in den Durchmessern, Trägerringmaterialien sowie den Reibmaterialien unterscheiden. An Hand des Streusinter-Systems mit gesintertem Trägerring wurden gezielt Steifigkeitsvariationen und deren Einfluss auf das Tragbild und Temperaturverhalten untersucht.

ERDMANN [Erd08] führte transiente 3D-Simulationen der mechanisch- und thermisch induzierten Bauteilverformungen für ein Mehrfachsystem unter spezieller Berücksichtigung der Koppellemente durch. Ein Untersuchungsschwerpunkt lag in der Lastverteilung bei gering-elastischen Oberflächen (Messinggewinde) unter besonderer Berücksichtigung der Umfangs-Steifigkeitseffekte. Die 3D-Modelle berücksichtigen, dass die bei rotationssymmetrischen 2D-Simulationen angenommene Symmetrie in der Praxis nicht vorliegt. Auf Grund von Fertigungstoleranzen kann beispielsweise die Lasteinleitung in den Synchronring an nur einem oder zwei statt an idealerweise drei Indexnocken/-laschen erfolgen. Die besondere Herausforderung lag wie auch bei [Neu08] in der Bewältigung von Stabilitäts-/Konvergenzschwierigkeiten, da die thermisch bedingten Verformungen in die Kontaktfindung eingehen.

ACUNER [Acu16] ermittelte mittels thermisch-mechanisch gekoppelter Simulation Reibflächen-Referenztemperaturen zum Vergleich der thermischen Reibflächenbelastungen insbesondere für hohe spezifische Energieeinträge. An Hand der thermischen Belastungen wurde ein Schädigungsmodell aufgestellt.

Von HÄGGSTRÖM, NYMAN, SELLGREN UND BJÖRKLUND [HNSB16] wurde ein thermo-mechanisches Modell zur Beschreibung des temperaturabhängigen Reibverhaltens entwickelt.

Der Vollständigkeit halber wird auf die Verwandtschaft zu Bremsen und Kupplungen hingewiesen, beispielhaft sei WOHLLEBER [Woh12] genannt. Ein historisch interessanter Ansatz zur Simulation ist zudem die Überführung der Wärmehaushaltssimulation in ein elektrisches Ersatzmodell nach STEINHILPER [Ste62].

Für die Erstellung eines echtzeitfähigen MKS-Modells der Synchronisierung zum Einsatz in HiL-Anwendungen verwendete KIRCHNER [Kir12] hilfsweise FEM-Methoden zur Ermittlung von Kontaktsteifigkeiten an den Stoßstellen – die thermomechanische Simulation der Bauteilverformungen blieb mangels Echtzeitfähigkeit außen vor.

Eine Strömungssimulation des Mischreibungskontakts für Synchronisierungen (sowie für Axialgleitlager) unter dem Einsatz von Flussfaktoren wurde von BACKHAUS [Bac03, KB02] erstellt und mit Versuchen verglichen. Der Schwerpunkt lag in der Untersuchung des Einflusses von Makro- (und Mikro-)strukturen auf den Reibungmomentaufbau. Für die Simulation wurden Flusstenoren eingesetzt und die Oberflächen mit Korrelationsfunktionen beschrieben.

3 Basis der Untersuchungen: Systeme und Prüfstandsaufbauten

3.1 Untersuchte Reibsysteme

In dieser Arbeit kommen je nach Fragestellung unterschiedliche Reibsysteme zum Einsatz, die sich sowohl in den geometrischen Abmessungen (Skalen), Reibwinkeln (plan/Konus 6,5°) als auch im Reibmaterial unterscheiden, siehe Tabelle 3.1.

Die eingesetzten Reibmaterialien sind: Streusinterbelag mit axialer Nutung „A/B1“ (auf Trägerblech, mit dem Stahlsinter-Trägerring durch Punktschweißungen verbunden), Streusinterbelag mit Waffelnutung „B2“ (auf Trägerblech, mit Trägerring verklebt), papierartiger Karbonbelag mit Mäandernutung „C1“, Dual-Layer-Karbonbelag ohne Nutung „B/C2“ und Sondermessing mit Gewinde „A1“ (Vollmaterial). Die Bauteile bzw. Materialien entsprechen den von NEUDÖRFER [Neu08] verwendeten Systemen Streusinter (SYSA/B1, B2), Karbon (C1, C2) und Messing (A1).

Als Schmierstoff wird ein synthetisches Serien-Getriebeöl (Castrol BOT 130M, kin. Viskosität ν : 75,9 mm²/s bei 40 °C, 15,1 mm²/s bei 100 °C) auf Polyalphaolefinbasis (PAO) mit zugesetztem Ester Dioktylsebazat und Additivierung auf Zinkdialkyldithiophosphat- und Calciumsulfonat-Basis verwendet.

Die Schmierstoffformulierung, bestehend aus Grundöl und Additivierung, beeinflusst maßgeblich das Reibungs- und Verschleißverhalten, vgl. Abschnitt 2.2 und 2.3. Für eine ausführliche Darstellung der Schmierstoffkomponenten und Funktionsweisen wird auf die Grundlagenliteratur z. B. [Bar94, MD07] verwiesen.

Basierend auf [Brü10, S. 10-16] wird nachfolgend in knapper Form auf die Wirkweise und Grenzschiefeinflüsse der oben genannten Additive des Versuchsöls eingegangen. Dioktylsebazat (DOS), ein aliphatischer Ester, wird zur Justierung der Ölviskosität zugesetzt. Auf Grund der unpolaren Struktur bindet es nicht an Metalloberflächen an und kann somit bei den TOF-SIMS-Untersuchungen (vgl. Kapitel 5) auch nicht nachgewiesen werden. Im Gegensatz dazu wirkt das Additiv Kalziumsulfonat stark oberflächenaktiv. In PAO gelöst spaltet sich das Molekül in zwei Sulfonsäuren und das Ca-Ion, die durch ihre polare Struktur Affinität zu polaren (Metall-)Oberflächen zeigen. Hierdurch werden die Oberflächen von Verunreinigungen befreit und die Anlagerung neuer Verunreinigungen verhindert. Zudem werden Partikel z. B. Verschleißpartikel umschlossen und im Schmierstoff in Schwebe gehalten, so dass diese nicht mehr in Kontakt zu den Reibflächen treten und ein Verschleißschutz entsteht.

Zinkdialkyldithiophosphat (ZDDP) ist seit ca. 70 Jahren im Einsatz. Es wirkt als Oxidations- und Korrosionsinhibitor, Fressschutz (EP) sowie Verschleißschutz (AW). Der Fressschutz basiert auf der Verhinderung von Mikroverschweißungen durch Reaktion zu Metallsulfiden unter hoher Belastung. Der Verschleißschutz basiert auf der Ausbildung einer Phosphatglasschicht, die sowohl unter reinem Temperatureinfluss (110°C) [FS04] als auch bereits bei Raumtemperatur unter

Reibbeanspruchung entstehen kann [Spi04, FGS05]. Phosphatglasschichten, die unter Reibung entstanden sind, enthalten in der Schichttiefe zunehmend Substrationen (Zwei-Schicht-Struktur [MGL⁺01]) wodurch sie eine besondere Stabilität bekommen, so dass bei folgender milder Beanspruchung die Reib-/Verschleißbeanspruchung nicht mehr im Grundwerkstoff sondern in den Phosphatglasschichten stattfindet [Spi04].

3.1.1 Modellsysteme

Eine wesentliche Erkenntnis der Arbeiten von NEUDÖRFER [Neu07, Neu08] ist, dass vergleichende tribologische Grundlagenuntersuchungen mit Parametervariation an kompletten Seriensystemen (d. h. Synchronring, Gangrad, Nabe, Schiebemuffe, Druckstücke) entsprechend Kategorie IV (vgl. Abbildung 1.2) auf Grund von Nebeneinflussfaktoren erschwert werden. Zudem stehen normalerweise keine industriellen Serienbauteile zur Verfügung, welche sich ausschließlich in dem zu untersuchenden Parameter unterscheiden, sondern meist variieren gleichzeitig weitere Eigenschaften, beispielsweise

- Baugröße (Reibdurchmesser) und Ringbreite und -dicke
- Konusgestalt (Winkel, Dicke, Material, Oberfläche)
- Gestaltung der Vorsynchronisierung
- Dachschrägenverzahnung und Sperrzähne sowie Schiebemuffe
- Ringsteifigkeitsverteilung über den Umfang
- Grundmaterial (bei Beschichtung mit Reibmaterial)

Daher wird der Empfehlung gefolgt, stattdessen auf Modellsysteme gemäß Kategorie V zurückzugreifen. In der vorliegenden Arbeit sind „Modellsysteme“ vgl. Abbildung 1.4 durch die Bereitstellung eines vollflächigen Konus-Konus-Kontakts, vereinfachte Momenteinleitung über Indexnocken und die Krafteinleitung über die Bundflächen definiert.

Dazu werden einerseits Modellringe eingeführt, die über einen konstanten Querschnitt verfügen und mittels verlängerter Indexnocken das Moment an die Adaptierung übertragen. Da Modellringe aus Messing bzw. mit Streusinterbelag nicht mit zu vertretbarem Aufwand herstellbar sind¹, müssen andererseits auch Serienringe verwendet werden. Trotz des Einsatz von Serienringen zählt diese Kombination nach der eingeführten Systematik als Modellsystem, da das Moment entweder durch eine entsprechende Adaptierung (Abb. 3.8) oder eine modifizierte Sperrvorrichtung (Abbildung 3.4) ausschließlich über die Indexierung aufgenommen wird.

Die Modellringe wurden passend zu den Messing- und Streusinter-Serienringen mit einem mittleren Reibdurchmesser von 76 mm, Reibkontaktbreite 8,7 mm und einem Konuswinkel von

¹Für Messingsynchronringe ist der Schmiede-Umformvorgang essentiell, da hierdurch die Gefügeeigenschaften und damit das Verschleißverhalten positiv beeinflusst werden. Eine spanende Herstellung von Modellringen aus Messinghalbzeug ist auf Grund des fehlenden Umformvorgangs nicht sinnvoll. Da die Herstellung eines eigenen Umformwerkzeugs zu aufwändig gewesen wäre, wurden hier Serienringe verwendet. Schwierigkeiten beim Verkleben des Streusinter-Belags an den Modellringen führten zur Belagsablösung im Versuch, so dass auch hier Serienringe eingesetzt wurden.

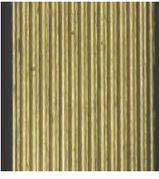
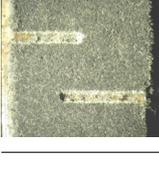
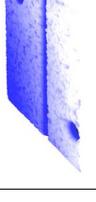
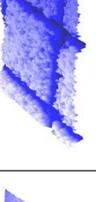
Kürzel	A1	A / B1	B2	C1	B / C2 / B76	B55	B119
Foto							
Topografie							
Reibschicht/ Material	Sondermessing	Streusinter	Streusinter	Karbon- Composit		Dual-Layer-Karbon	
Reibflächen- Makrostruktur	Gewinde mit Axialnutung	Axialnutung, Punkt- schweißung	Waffelnutung	Mäandernutung		vollflächig	
Modell-/ Serienring	Serienring	Serienring	Modellring	Modellring		Modellring	
Reibdurchmesser	76 mm	76 mm	76 mm	76 mm	76 mm	55 mm	119 mm
Trägerring	Sondermessing	Sinterstahl	Stahl	Stahl	Stahl	Stahl/Messing	Stahl/Messing
FVA 403 III [Sku11]		A			B / B76	B55	B119
STIFO S686 / FVA 489 [SNP08]	A1	B1	B2	C1	C2		
NEUDÖRFFER [NEU05, NEU07, NEU08]	A1	SYSA, B1	B2	C1	SYSB (Serie 62mm), C2		

Tabelle 3.1: Übersicht und Nomenklatur eingesetzte Materialien und Ringe

13° mit axial angeordneten Indexelementen aus Stahl 42CrMo4 angefertigt und in seriennahen Prozessen mit Reibschichten versehen.

Der vollflächige Konuskontakt wird durch die Verwendung von Modellkonen erreicht, dazu werden kurze Konen sowie lange Hohlkone verwendet. Alle Modellkone (lang+kurz) werden aus 17CrNiMo6-7 mit Einsatzhärtung auf 58-60 HRC gefertigt.

Die „langen“ Hohlkone mit 5 mm Wandstärke (Abbildung 3.8) werden in der Adaptierung des Saphirkonus für die Bauteilversuche zu Oberflächenmodifikationen und Geometrievereinfachung (Kapitel 7), geometrischer und mechanischer Oberflächenanalyse (Kapitel 6) sowie TOF-SIMS-Untersuchungen (Kapitel 5) verwendet.

Die kurzen Modellkone kommen für die Untersuchungen zu wechselnden Drehrichtungen (Kapitel 8) und Ringsteifigkeit- und Baugrößeneinfluss (Kapitel 9) zum Einsatz. Die Länge der kurzen Modellkone wurde auf Basis der Erkenntnisse von [Neu08] so gestaltet, dass der Synchronring selbst bei großer Aufschiebung oder Verschleiß immer noch mit der vollen Breite auf der Konusfläche anliegt und axial nicht anlaufen kann. Durch eine Innenpassung und die große Planauflagefläche können die kurzen Konen sowohl bei der Fertigung als auch am Prüfstand sehr gut reproduzierbar montiert werden. Diese Konen werden zudem auch für das Seriensystem A eingesetzt (vgl. Abschnitt 3.1.2).

Das Modellsystem mit den kurzen Konen (76 mm) wurde zur Untersuchung des Ringsteifigkeits- und Baugrößeneinflusses (Kapitel 9) auf zwei weitere Baugrößen skaliert, vgl. Abbildung 3.1 b, die sich jeweils an anderen, in der KFZ-Serienanwendung eingesetzten Systemen orientieren: eine kleinere Baugröße (55 mm) und eine größere (119 mm). Dabei wurde der Ringquerschnitt konstant gehalten (Abbildung 3.1 a). Die Beschichtung der Modellringe erfolgte mit dem Karbonbelag B bzw. C2, als Trägerringwerkstoff wurden zur Steifigkeitsmodifikation zwei Materialien (Messing und Stahl) gewählt, als weiterer Parameter wurde die Ringbreite in Stufen (8,7/5,6/6,5/5,5 mm) variiert (vgl. Abbildung 3.2). Bei der Konstruktion der Systeme wurde darauf geachtet, dass für weitergehende Untersuchungen auch passende industrielle Serienringe auf den Modellkone verwendet werden können (Dies wurde in Stichversuchen – hier nicht dargestellt – in der Baugröße 119 mm auch durchgeführt [Sku11]).

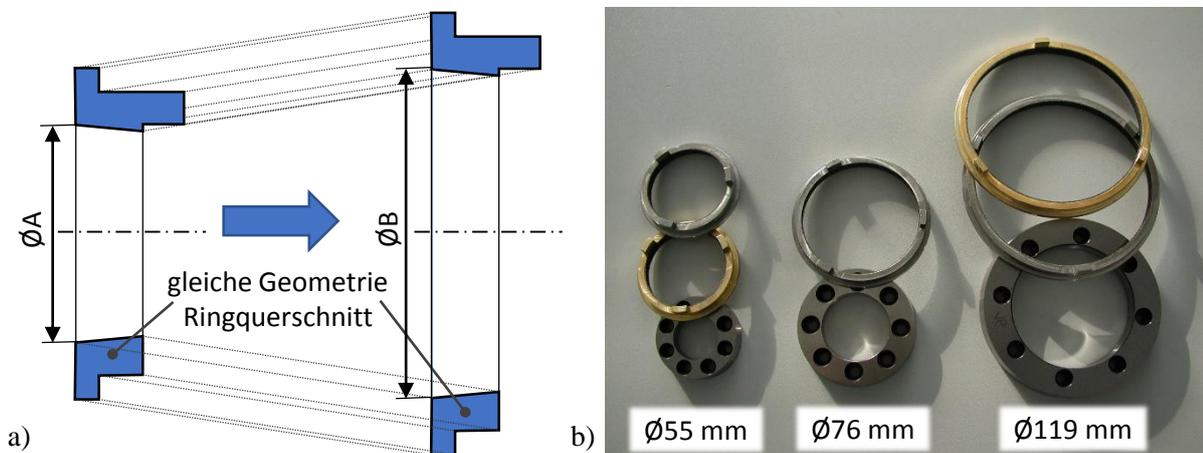


Abbildung 3.1: a) Skalierung des Modellsystems b) Modellringe und -kone

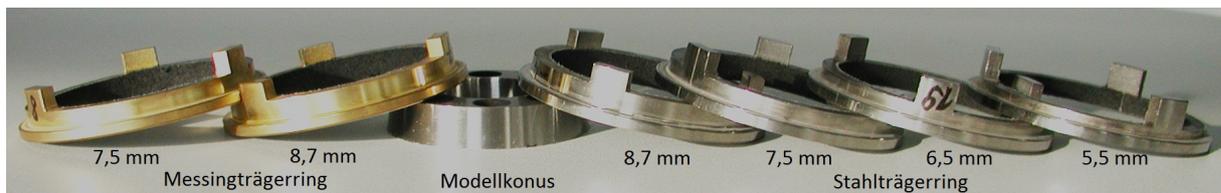


Abbildung 3.2: 55 mm-System mit Steifigkeitsvariation (Trägermaterial- und Ringbreite)

3.1.2 Seriensystem mit Modellkonus und Sperrvorrichtung sowie Übergang zum Modellsystem

Ursprünglich sollten für alle Beläge Modellringe zum Einsatz kommen. Da sich die Herstellung der Streusinter-Modellringe für System A/B1 als schwierig erwies, wurde stattdessen auf Serienringe mit punktverschweißtem Belag zurückgegriffen, die dennoch auf Modellkonen laufen. Für die Untersuchungen zu wechselnden Drehrichtungen (Kapitel 8) mit diesem System wurde zunächst die in Abbildung 3.3 dargestellte Sperrvorrichtung nach [Neu05, Neu07, Neu08] verwendet, welche das Durchschalten bei zu niedrigen Konusreibwerten verhindert. Die Kraft- und Momenteinleitung erfolgt dabei wie auch in der Serienanwendung über die Sperrzähne und die erste Seite des Indexnockens, deshalb ist es ein Seriensystem im Sinne von Abbildung 1.4. Erst bei Unterschreitung der Sperrgrenze stützt sich die andere Seite des Indexnockens am zusätzlichen Sperrelement ab, die axiale Krafteinleitung erfolgt jedoch weiterhin – fast stellengleich – über die Sperrzähne. Dieses Vorgehen mit einem gegen Durchschalten „gesperrten System“ ermöglicht Reibwertuntersuchungen des Konuskontakts beispielsweise in Überlastbereichen für die spätere Auslegung des Synchronisierungssystems (Konus- und Dachschrägenwinkel) unabhängig von der Sperrsicherheit.

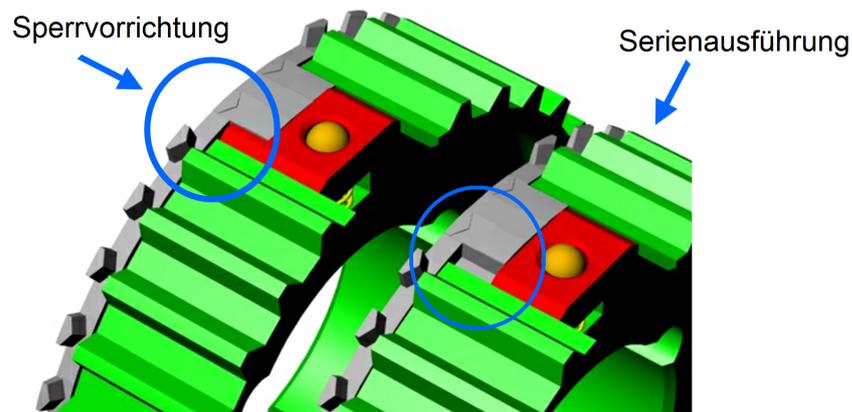


Abbildung 3.3: Sperrvorrichtung nach NEUDÖRFER vs. Serienausführung; nach [Neu07, Bild 1]

Wie in Abbildung 3.4 gezeigt, wirkt sich der Sperrmechanismus bei der Untersuchung von negativen Drehrichtungen nachteilig aus: die Axialkraft wird zwar weiterhin an den Sperrzähnen eingeleitet, jedoch stützt sich das gesamte Konusreibmoment zuzüglich des Rückstellmoments der Dachschrägen an den Indexnocken ab. Durch diese Situation entstehen im Ring erhöhte Umfangsspannungen, was zu Ringbrüchen in den Versuchen führen kann. Zudem wird die Axialkraft während der Schaltung verzögert oder gar nicht erreicht. Nach dieser Erkenntnis wurde für

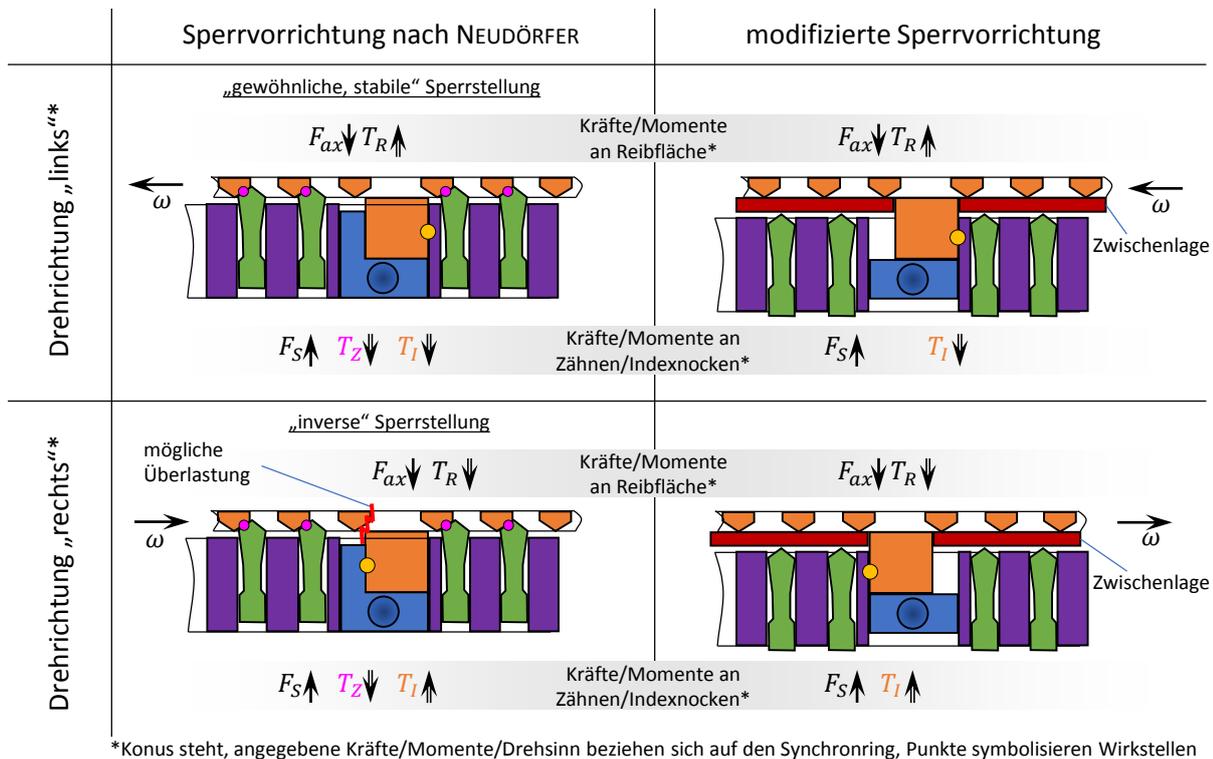


Abbildung 3.4: Sperrvorrichtung nach NEUDÖRFER und modifizierte Sperrvorrichtung unter wechselnden Drehrichtungen

wechselnde Drehrichtungen eine modifizierte Sperrvorrichtung unter Einsatz einer Zwischenlage verwendet, bei der die Axialkraft in die Firste der (Sperr-)Zähne und die Bundfläche eingeleitet wird. Das Reibmoment stützt sich vollständig an den Indexnocken ab, so dass es sich gemäß Abbildung 1.4 hierbei jetzt um ein „Modellsystem“ (vgl. Abschnitt 3.1.1) handelt. Soweit nicht anders dargestellt, kommt bei den Untersuchungen zu wechselnden Drehrichtungen in Kapitel 8 die Sperrvorrichtung nach NEUDÖRFER zum Einsatz, ansonsten wird auf die modifizierte Sperrvorrichtung explizit hingewiesen.

3.1.3 Tribometer bzw. Stift-Scheibe-System

Für realitätsnahe Tests in der Entwicklung von Reibschichten für Synchronisierungen müssen diese in einen Konus eingebracht werden. Oft ist dazu noch nicht die notwendige Fertigungstechnologie vorhanden bzw. das Herstellen eines eng tolerierten Konusmaßes ist aufwändig. Mit dem Ziel den Aufwand zu reduzieren wird daher ein Test der Reibcharakteristik auf planar beschichteten Flächen in Form eines Reibstifts bzw. mehrerer Reibstifte gewünscht. Jedoch muss die Übertragbarkeit zwischen den beiden Systemen (konisch/plan) gegeben sein, was im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird (s. Abschnitt 7.2 sowie Abschnitte 4.4.2, 5.3). Bei diesen Vergleichsversuchen sollen jeweils identische (flächen-)/spezifische Reibarbeit und Reibleistungsverläufe im Kontakt zur Erreichung gleicher Temperaturverhältnisse hergestellt werden. Dazu werden die gleichen spezifischen Beanspruchungen p_m und v_0 bei gleicher Rutschzeit t_r aufgebracht.

$$v_0 = const = \omega_{0,K} \cdot r_K = \omega_{0,P} \cdot r_P \quad (3.1)$$

$$t_r = const = \frac{J_K \cdot \omega_{0,K}}{T_{R,K}} = \frac{J_P \cdot \omega_{0,P}}{T_{R,P}} \quad (3.2)$$

$$T_R = p_m \cdot A \cdot \mu \cdot r \quad (3.3)$$

Aus Gleichung 3.2 erhält man durch Einsetzen der nach $\omega_{0,K}$ oder $\omega_{0,P}$ aufgelösten Gleichung 3.1 und zweifachem Einsetzen von Gleichung 3.3 folgenden Übertragungszusammenhang ($p_{m,P}/p_{m,K}$ entfällt, da gleich 1):

$$J_P = \frac{\mu_P}{\mu_K} \cdot \frac{A_P \cdot r_P^2}{A_K \cdot r_K^2} \cdot J_K \quad (3.4)$$

Die Reibwerte μ_P und μ_K werden neben dem Material von Makro- und Mikrogeometrie der Reibpartner bestimmt, die vor allem vom Fertigungsverfahren abhängen. Bei der Fertigung werden daher möglichst identische Parameter angestrebt. Einer möglichen Drehrichtungsabhängigkeit wird durch Versuchsdurchführung mit wechselnden Drehrichtungen begegnet. Werden die Reibwerte entsprechend dem Ziel der Übertragbarkeit nun als gleich angenommen, bleiben zur Konfiguration der Versuchsanordnung als Wahlparameter noch die Reibflächen A , Reib-/Wirkradien r und Schwungmassen J . Aus Gleichung 3.5 ergibt sich der Zusammenhang zwischen identischer Flächenpressung und jeweils benötigter Axialkraft:

$$p_m = const = p_{m,K} = \frac{F_{ax,K}}{A_K \cdot \sin \alpha} = \frac{F_{ax,P}}{A_P} = p_{m,P} \quad (3.5)$$

In den Bauraum- und Kraftgrenzen ist die ermittelte Konfiguration drei Stifte mit einem Durchmesser von je 20 mm auf einem Wirk-Teilkreis von 105 mm verteilt. Die Stifte für das Messingmaterial sind in einem Aufnahmering fest montiert, die Planfläche und die Trapeznutung werden erst im Zusammenbau mit dem ringförmigen Stiftträger bearbeitet (Abbildung 3.5). Alle anderen Reibbeläge werden zuerst auf die Stifte aufgeklebt, die Montage erfolgt ebenso in einem Aufnahmering, alternativ in federnd und mit geringem Kippspiel gelagerten Stiftträgern, um etwaige Fehler in der Planausrichtung zur Scheibe zu kompensieren.

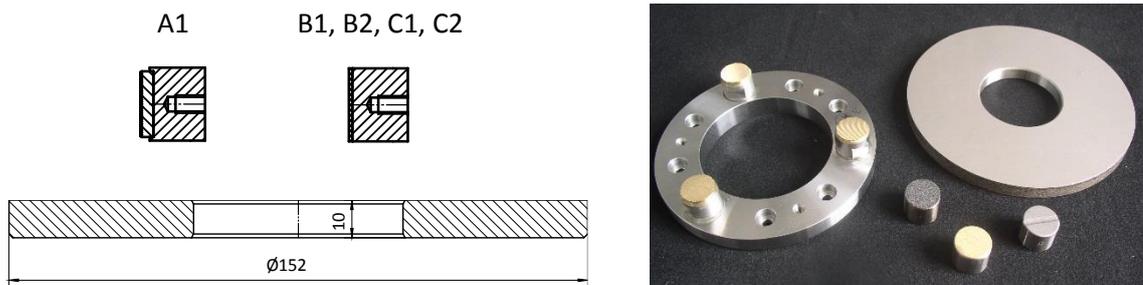


Abbildung 3.5: Reibstifte, Trägerring und Reibscheibe

3.2 Prüfstand

Alle Untersuchungen zu Modell- und Seriensystemen sowie zum Tribometer vgl. Abbildung 1.4 und Abschnitte 3.1.2 bis 3.1.3 wurden auf am IMKT entwickelten Universal-Reibflächenprüfständen [IMKa] durchgeführt. Diese sind sowohl mechanisch als auch messtechnisch offen gestaltet, damit verschiedene Systeme und Fragestellungen untersucht werden können. Eine vergleichbare Variante ist als Komplettsystem unter dem Namen „ μ -comp“ auf dem Markt verfügbar und inzwischen weltweit verbreitet.

3.2.1 Grundaufbau und Funktion Universal-Reibflächenprüfstand

Der Grundaufbau der verwendeten Universal-Reibflächenprüfstände (Abbildung 3.6) besteht aus einer Prüfweile, auf der eine zu untersuchende Reibfläche angebracht ist und einer zweiten (Gegen-)Reibfläche, die an den stillstehenden, mit dem Prüfstandsgehäuse verbundenen Messaufnehmer montiert ist. Dadurch wird die reibungs- und verlustfreie Erfassung von Axialkraft und Reibmoment ermöglicht. Die Reibflächen können dabei wahlweise elementargeometrisch (z. B. Stift-Scheibe) oder als aufwändiges System (z. B. Synchronisierungen, Lamellenkupplungen) ausgeführt werden.

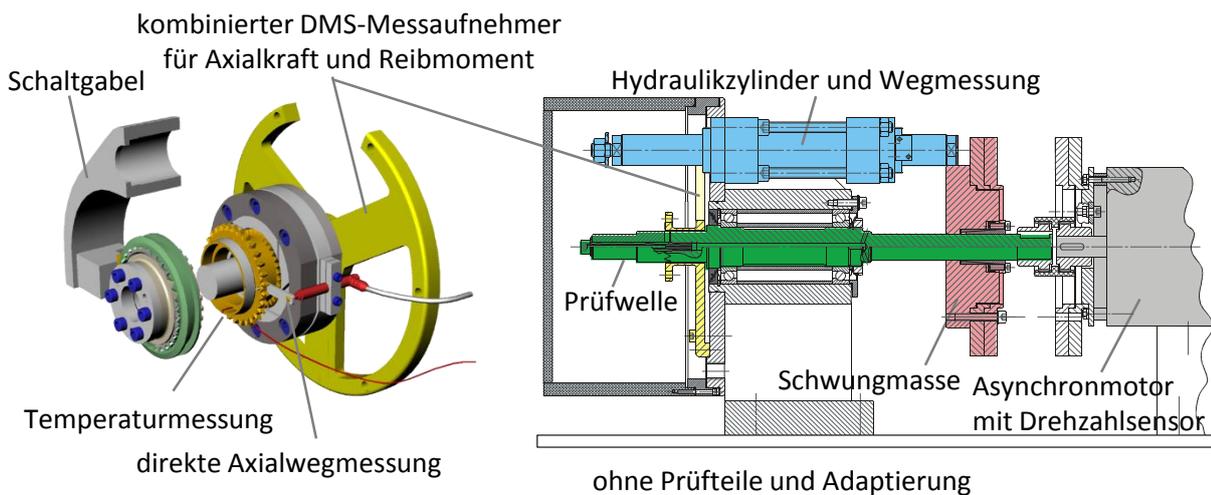


Abbildung 3.6: Prüfstandsaufbau (Quelle: Institutsmaterial IMKT)

Die Beanspruchung der Reibpaarung lässt sich mit Hilfe der Steuerungssoftware sowohl stationär (z. B. Anpressen bei konstanter Drehzahl) oder instationär aufbringen. Letzteres entspricht einem „Bremsprüfstand“: dabei wird die Prüfstandswelle zusammen mit einer auf der Welle montierten Schwungmasse durch eine Käfigläufer-Asynchronmaschine auf eine vorgegebene Drehzahl beschleunigt, welche der zu untersuchenden Differenzdrehzahl entspricht. Abschließend werden durch die zu untersuchende Reibpaarung die Schwungmasse und die Welle wieder abgebremst. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Prüfstand ausschließlich im instationären Modus betrieben. Der kraft- und positions- bzw. geschwindigkeitsgeregelt Hydraulikzylinder übernimmt die Aktuierung des Reibvorgangs über die montierte Schaltungsgabel und Schiebemuffe bzw. sonstige Adaptierung der montierten Reibflächen.

Zur Erfassung der axialen Relativposition der Reibflächen bzw. der dynamischen Ringaufschiebung ist ein tastender LVDT-Wegaufnehmer installiert. Mit dessen Hilfe lässt sich einerseits der Reserveweg („Verschleißreserve“) bzw. der Verschleiß-/Setzfortschritt quantifizieren und andererseits eine Abgrenzung von Verschleiß-/Setzeffekten der Reibflächen gegen weitere Systemveränderungen wie instabile Sperrstellung, Dachschrägenverschleiß, Gleitstein-/Schiebemuffenverschleiß vornehmen. Nachteilig ist, dass sich ein möglicher Verschleiß des Tasters mit der Verschleißkurve der Reibflächen überlagert. Der Tasterverschleiß wird durch Rückmessung bei jedem Versuch geprüft. Geeignete Gegenmaßnahmen sind glattgeschliffene Planflächen der Synchronringe und hydrodynamisch vorteilhafte, leicht ballige Tastspitzen mit hoher Härte. Die Temperierung und Schmierung der Bauteile erfolgt durch ein temperaturgeregeltes Ölaggregat mit integrierter Heizung und Filter. Folgende Größen werden messtechnisch für die Regelung und Auswertung erfasst:

- Drehzahl der Welle (direkt digital, Regelgröße/Messgröße)
- Axialkraft an der Reibfläche (verlustfrei, Regelgröße)
- Drehmoment an der Reibfläche (verlustfrei)
- Position der Schaltbetätigung („Schaltgabelposition“, Regelgröße)
- axiale Relativposition der Prüfkörper („Verschleißreserve“)
- Prüfölmtemperatur (Regelgröße)
- Prüfkörpertemperaturen (Konus, Ring)
- Axialkraft an der Schaltbetätigung (optional, verlustfrei)

Abbildung 3.7 zeigt schematisch den Schaltungsablauf: Der Kolben und somit die montierte Schaltgabel werden von einer Ausgangsstellung (Neutralposition) mit einer definierten Geschwindigkeit eingefahren, ab dem Kontakt der Reibflächen erfolgt die Einregelung der Axialkraft in einer geschlossenen Regelschleife. Im Betriebsmodus „gesperrtes System“ (entspricht einfachen Reibkontakten) wird der Kolben direkt nach dem Abbremsvorgang in die Neutralstellung zurückgefahren, im Modus „Synchronisierung“ wird in die Endstellung (eingelegter Gang) weiterverfahren. Hierbei erfolgt vor der „Kratzposition“² eine Drehzahlüberprüfung, um Einspuren bei höherer Restdrehzahl und damit das sog. „Kratzen“ bzw. „Ratschen“ zu verhindern (und den Messaufnehmer sowie die Bauteile vor Beschädigungen zu schützen). Die nächste Schaltung wird – gerechnet von Schaltungsbeginn zu Schaltungsbeginn – nach Ablauf der Zykluszeit bzw. Taktzeit gestartet. Somit ergibt sich eine definierte Abkühlphase für die Bauteile nach dem Synchronisationsvorgang.

Aus den Messdaten (Axialkraft, Reibmoment) und den Geometriedaten (Konuswinkel, mittlerer Reibdurchmesser, Reibflächenzahl bei Mehrfachsystemen) wird der dynamische Reibwert

²Kontaktstellung der Dachfirste von Schiebemuffe und Kupplungskörper nach der Freiflugphase, auch „Kratzpunkt“ genannt. Die zugehörige Kolbenposition wird vor Versuchsbeginn von Hand „eingeteacht“, d. h. angefahren und dann die Achsposition übernommen.

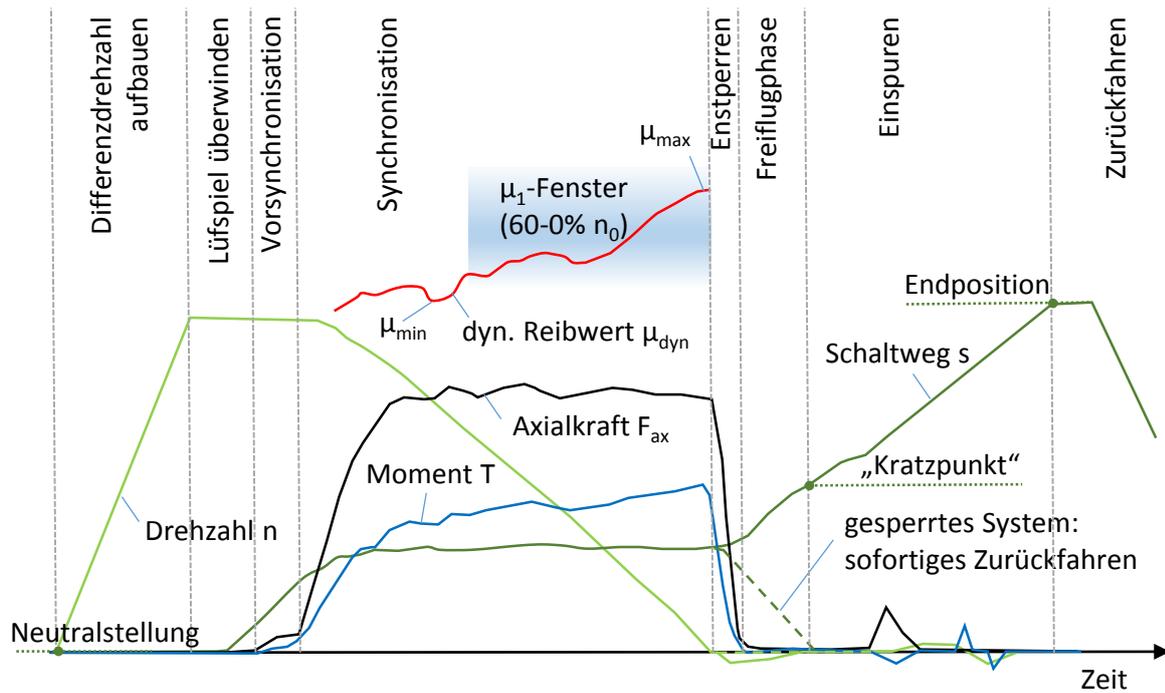


Abbildung 3.7: Schaltungsablauf am Prüfstand

im Kontakt³ gemäß Formel 3.6 berechnet. Der mittlere Reibwert μ_1 wird durch Mittelung der Einzelmesswerte in der Schnittmenge von 60–0% der Ausgangsdrehzahl und 50–100% Axialkraft bestimmt⁴. μ_{min} und μ_{max} sind die maximalen und minimalen Reibwerte, die von 90-0% der Anfangsdrehzahl aufgetreten sind, vgl. Abbildung 3.7.

$$\mu(t) = \frac{2 \cdot \sin \alpha}{d_m \cdot N} \cdot \frac{T_R(t)}{F_{ax}(t)} \quad (3.6)$$

Die Vorgabe des Versuchsablaufs, auch als „Lastkollektiv“ bezeichnet, erfolgt über eine Tabelle. Jede Zeile entspricht einer Laststufe, bestehend aus Anzahl durchzuführender Schaltungen, Sollschaltkraft, Solldrehzahl, Taktzeit und Öltemperatur. Damit können Dauerschaltversuche (eine Zeile benötigt) oder Stufenversuche durchgeführt werden. Dieser Ablauf wird solange wiederholt, bis eine vorgegebene Gesamtzahl von Schaltungen erreicht ist. Durch die Wiederholung sind regelmäßige Drehrichtungsabfolgen realisierbar. Der Prüfstands Aufbau ist für die Untersuchungen der wechselnden Drehrichtungen optimal geeignet, da für jede Schaltung einzeln Drehzahl und Drehrichtung der Prüfschwungmasse beim Beschleunigen direkt angesteuert werden können. Eine Zusatzfunktion ermöglicht stochastische Schaltungsabfolgen mit definierten Häufigkeiten bzw. Anzahlen. Das Lastkollektiv wird dabei schaltungsweise in zufälliger Reihenfolge abgearbeitet. Beispielhafte Darstellungen der regelmäßigen und stochastischen Abfolgen sind in Kapitel 8 zu finden.

³Es findet die übliche Reduktion auf die Nenngeometrie und das Gesamtsystem statt. Zur Größe von N und dem „Wirkungsgrad“ bzw. Verlustverhalten von F_{ax} siehe [Erd03, Erd05, Erd08].

⁴Zur Reibwertberechnung von μ_1 , μ_2 und μ_3 existieren je nach Firma/Institut und Anwendungsfall unterschiedliche Definitionen

3.2.2 Aufbau optische Untersuchungen

Für die optischen Untersuchungen (Kapitel 4) der verschiedenen Reibschichten bzw. Synchronringe ist ein visueller Zugang in den Reibkontakt nötig. Dazu wird der Synchronkonus aus einem transparenten Material hergestellt. Aus Gründen der Strahlführung und Fertigung wird das transparente Bauteil als Hohlkonus konstanter Wandstärke ohne Einspurverzahnung, Gangradbohrung, Laufverzahnung usw. ausgeführt. Die räumlichen Gegebenheiten am Prüfstand legen einen optischen Zugang von der Prüfstandsvorderseite nahe, deswegen wird der Synchronring am stillstehenden Messaufnehmer aufgenommen. Der transparente Konus rotiert mit der Prüfstandswelle, ist jedoch axial verschiebbar gelagert und wird mit Hilfe der Schaltgabel angedrückt. Mit dieser Anordnung wird ohne weitere Triggerung/Winkelerfassung der Blick auf immer dieselbe Stelle des Reibbelags am Synchronring möglich.

Die Ausführung der Adaptierung für das Modellsystem mit langen Konen ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Der Hohlkonus ist auf der Prüfstandswelle axial verschiebbar gelagert, eine Verdreh-sicherung (Passfeder/Keilwelle) überträgt das Reibmoment des Konus auf die Prüfstandswelle. Der Hydraulikzylinder mit Schaltgabel und Schaltring (in einer verbesserten Ausführung durch Gleitsteine ersetzt) verschiebt die Schaltmuffe an der Adaptierung des Konus in axialer Richtung. Der Ring mit Reibbelag wird in der am Messaufnehmer montierten Adaptierung fixiert, ein geringes Axial-, Radial- und Umfangsspiel von je ca. 0,2...0,3 mm verhindert Zwangsbedingungen. Als Modellsystem gemäß Abbildung 1.4 erfolgt die Krafteinleitung für Serien- und Modellringe über den Bund am Ring, die Momenteinleitung über die Indexnocken. Durch die Öffnung in der Prüfstandsabdeckung (linke Seite) ist die Zugänglichkeit für die optischen Untersuchungen gegeben. Ein Planspiegel, dessen Normale unter $45^\circ + \frac{\alpha}{2}$ zur Prüfstandsachse geneigt ist (also im vorliegenden Fall für $\alpha = 6,5^\circ$ im Winkel von $48,25^\circ$), stellt für ein axial angeordnetes Mikroskop einen nahezu verzerrungsfreien und äquidistanten Blick in den Reibkontakt her, letzteres ist insbesondere für die Fokussierung relevant. Am Mikroskop kommt ein lichtstarkes Objektiv 0,5x mit großem Fokus-/Arbeitsabstand (ca. 100 mm) zum Einsatz. In Verbindung mit der gewählten Kamera beträgt die Auflösung bei Standardvergrößerung („1,0-fach“) ca. 60 Pixel/mm. Soweit es die Lichtausbeute zulässt, kann das optische 6,0-fach-Zoom des Mikroskops eingesetzt werden, dadurch ergeben sich ca. 360 Pixel/mm. Das Mikroskop ist als Stereo-Mikroskop mit Strahlauskopplung für eine externe Kamera ausgeführt, so dass die Einstellarbeiten sowie eine Echtzeitbetrachtung ohne großen Aufwand auch mit dem Okular und einer Standardlichtquelle durchgeführt werden können. Abbildung 3.10 zeigt die räumliche Anordnung der Optikkomponenten. Der Halter für das Mikroskop ist mit dem Prüfstand gekoppelt und ermöglicht durch Kreuzschlitten die Ausrichtung in zwei Freiheitsgraden (Fokus, axiale Bildposition). Die Beleuchtung erfolgt mittels LED-Lichtquelle oder Xenon-Blitz über einen Flüssigkristalllichtleiter auf den Spiegel mit Ausrichtung auf den betrachteten Bildausschnitt.

Für die Untersuchungen am planen Modell-Reibsystem „Tribometer“ vgl. Abschnitt 3.1.3 wird der selbe Prüfstand eingesetzt. Dabei wird die identische Adaptierung vgl. Abbildung 3.9 sowohl für Versuche mit transparenter Saphirscheibe (Kapitel 4.4.2) als auch für die Stahlscheiben (Abschnitte 7.2 und 5.3) benutzt. Die Reibstifte werden über einen Trägerring am stillstehen-

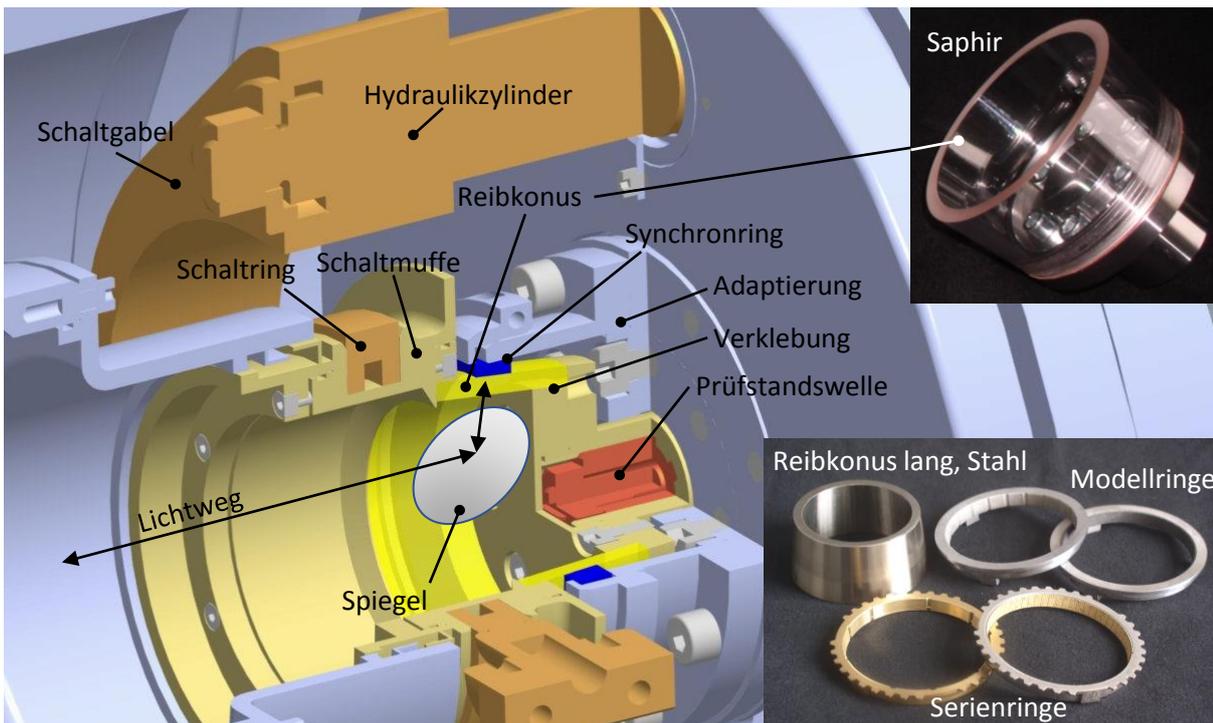


Abbildung 3.8: Aufbau konisches Modellsystem, Saphirkonus/Stahlkonus lang

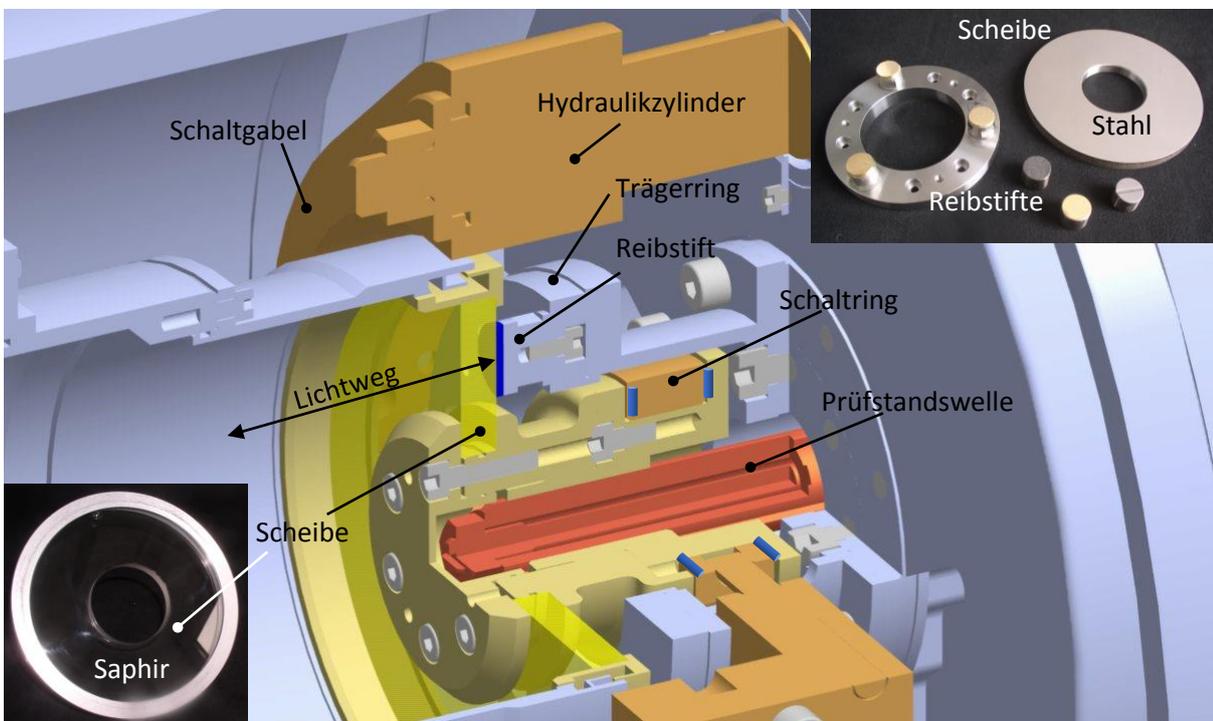


Abbildung 3.9: Aufbau Tribometer/planes Reibsystem, Saphir-/Stahlscheibe

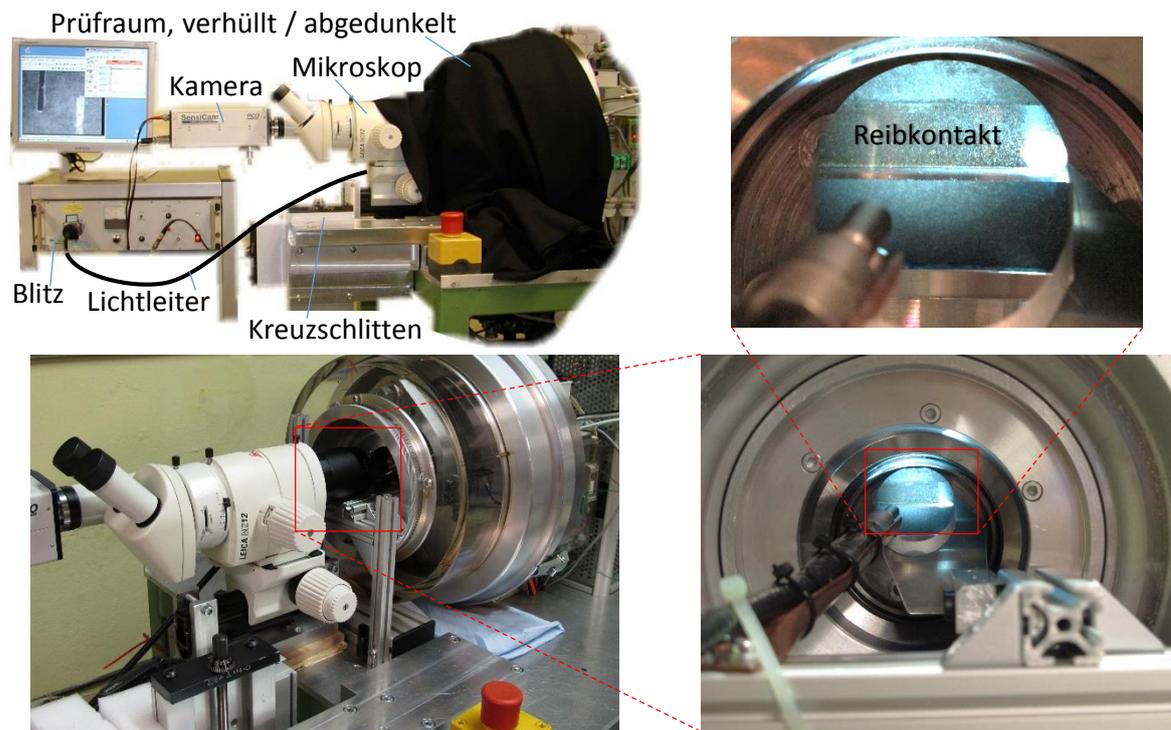


Abbildung 3.10: Prüfstands-aufbau mit optischem Zugang für Mikroskop, Kamera und Beleuchtung

den Messaufnehmer gehalten, dies ermöglicht den Blick auf immer dieselbe Stelle des Reibstifts. Die Gegenreibfläche Saphir-/Stahlscheibe rotiert mit der Prüfstandswelle und wird mit Hilfe der Schaltgabel über einen Schaltring und Nadellager an die Reibstifte angebracht. Mit einem leicht modifizierten Aufbau ist an Stelle der Reibstifte auch die optische Untersuchung von planen Kupplungskontakten möglich [WSP⁺10].

Die Substitution des Stahlkonus bzw. der Stahlscheibe durch eine transparente Reibfläche („window“) ist aus technischer Sicht nicht einfach und mit Kompromissen verbunden. Zunächst sind eine hohe mechanische Festigkeit und Härte erforderlich, um die äußeren Belastungen aufnehmen zu können und Verschleiß zu verhindern. Zudem spielen die thermischen Eigenschaften eine wesentliche Rolle, da das System einen hochgradig instationären Vorgang ausführt. Die Wärmeleitfähigkeit ergibt zusammen mit der volumen-spezifischen Wärmekapazität die Charakteristik der dynamischen Wärmeaufnahme in geeigneter Form wieder – eine reine Betrachtung der massen-spezifischen Wärmekapazität ist auf Grund der gegebenen Dichteunterschiede nicht zielführend.

Die spezifische Reibleistung „ $p \cdot v \cdot \mu$ “ reicht im untersuchten Parameterbereich bis 9 W/mm^2 , in einzelnen Extremsituationen können in Synchronisierungen auch bis ca. 45 W/mm^2 (25 m/s , 15 N/mm^2 , $\mu=0,12$) auftreten. Diese Reibwärme muss von den Reibpartnern aufgenommen und abgeführt werden. Standardgläser und Quarzgläser zeigen nach Tabelle 3.2 eine deutlich schlechtere Wärmeleitfähigkeit (ca. Faktor 40) und volumen-spezifische Wärmekapazität (ca. Faktor 2) als die zu substituierende Stahl-Reibfläche. Zudem besteht – auch begünstigt durch die geringe Wärmeleitfähigkeit – bei sprunghaftem und großem Oberflächenwärmeeintrag das Risiko von hohen Thermospannungen und damit der Zerstörung des Bauteils. Hingegen können mit dem

	Stahl (17CrNiMo6-7) [SSW+09]	Saphir (Al_2O_3) [GWI, Sch13, Kyb14]	Quarzglas [Her]
Dichte (g/cm^3)	7,85	3,99	2,2
Wärmeleitfähigkeit ($W/(m \cdot K)$)	54,05 (20 °C) 46,11 (100 °C) 38,41 (400 °C)	46,06 (0 °C) 25,12 (100 °C) 12,56 (400 °C)	1,38 (20 °C) 1,46 (100 °C) 1,84 (400 °C)
mass.-spez. Wärmekapazität ($J/(kg \cdot K)$)	475 (20 °C) 505 (200 °C) 604 (600 °C)	764 (20 °C) 1224 (1000 °C)	772 (100 °C) 964 (500 °C) 1052 (900 °C)
vol.-spez. Wärmekapazität (berechnet: $mJ/(mm^3 \cdot K)$)	3,73 (20 °C) 3,97 (200 °C) 4,74 (600 °C)	3,05 (20 °C) 4,88 (1000 °C)	1,70 (20 °C) 2,12 (500 °C) 2,31 (900 °C)
Wärmeausdehnung ($1/K$)	$10,6-14 \cdot 10^{-6}$	$5,4-6,2 \cdot 10^{-6}$	$5,1-5,9 \cdot 10^{-7}$
Schmelzpunkt / max. Einsatztemperatur	ca. 1500 °C	ca. 2050 °C	950–1130 °C
E-Modul (N/mm^2)	200.000 – 211.000	345.000 – 460.000	ca. 70.000

Tabelle 3.2: Materialeigenschaften von Stahl, Saphir und Quarzglas

Material Saphir stahl-ähnliche thermische Eigenschaften dargestellt werden (Wärmeleitfähigkeit Faktor 1,1 bis 3; volumen-spezifische Wärmekapazität ca. Faktor 1,2).

Weitere Herausforderungen bestehen in der Herstellung der Saphirbauteile. Die Kristallausrichtung muss zur Vermeidung von Doppelbildern mit der Rotationsachse zusammenfallen (sog. 0°-Orientierung). Das Schleifen der für die qualitativen Untersuchungen eingesetzten ersten Saphirkonen war herstellerseitig zunächst nur im Facettenschliff möglich. Dadurch befindet sich auf der Reibfläche neben der Rundheitsabweichung 2. Ordnung von ca. 2,5-4 μm auch eine überlagerte hochfrequente Abweichung ca. 100. Ordnung mit Amplituden von ca. 0,2 ... 0,5 μm , welche im Übrigen nur mit entsprechender Filtereinstellung am Rundheitsmessgerät detektiert werden kann. Der später hergestellte, für die quantitativen Untersuchungen eingesetzte Konus wurde im Rundschleifverfahren hergestellt, so dass die hochfrequenten Anteile entfallen. Die Oberflächenrauheit R_z des Saphirs liegt nach dem Feinschleifen zunächst im Bereich 1-2 μm , jedoch ist die Oberfläche auf Grund der scharfkantigen Bruchstruktur (vgl. Schleifkorund) nicht als Gegenreibfläche geeignet. Sowohl Messing- als auch Streusinter und Karbonbeläge wurden im Versuch mit hohen Abtragsraten „weggespant“. Die Saphirbauteile werden daher nach dem Schleifen „optisch poliert“, dadurch fällt die Rauheit um 1-2 Größenordnungen.

4 Optische Untersuchungen

\mathcal{F} ür das Reibungs- und Verschleißverhalten ist die Schmierung im Reibkontakt eine – wenn nicht sogar die wesentliche Größe. Daher stellt sich die Frage, wie die Beölungssituation (Verteilung, Verdrängung, Schmierfilmhöhe) im tribologischen Kontakt während der Schaltung qualitativ sichtbar und quantitativ messbar gemacht werden kann.

Für die Untersuchung der Schmierfilmdicke im Kontakt kommen verschiedene physikalische Prinzipien in Frage. Taktile, kapazitive, induktive oder andersgeartete Abstandsmessungen der Gegenflächen können so aufgebaut werden, dass sie nur eine geringe Rückwirkung auf das Funktionssystem ausüben. Sie haben aber den Nachteil, dass die Schmierfilmdicke nur global ermittelbar ist und die lokale Schmierstoffverteilung keine Berücksichtigung findet. Optische, kontaktbeachtende Systeme wie Fluoreszenz, Interferenz, Totalreflexion usw. haben demgegenüber den Vorteil, dass die Füllung des Kontakts örtlich und zeitlich aufgelöst werden kann, jedoch wird der reale Kontakt durch Ersatz einer Gegenfläche durch ein transparentes Element in den mechanischen, thermischen und tribologischen Eigenschaften verändert. Die bekannten Interferenzmethoden werden beispielsweise häufig in Ball-on-Disc-Tribometern genutzt, sind aber auf glatte und geometrisch exakt definierte Oberflächen bei beiden Partnern sowie eine Null-Referenzierung angewiesen. Als mögliche Lösung dieser Einschränkung wird die Fluoreszenzmethode angesehen.

Abschnitt 4.1 gibt ein Review über den Stand der Technik zur fluoreszenzbasierten Ermittlung von Schmierfilmhöhen. Die physikalischen Grundlagen der Fluoreszenz und die sich daraus ergebenden Folgerungen und Konsequenzen für den Aufbau sind in Abschnitt 4.2 dargestellt. Der Abschnitt 4.3 setzt sich mit den Einflüssen auf die Emissionsintensität auseinander.

Das qualitative Verfahren wird zur Untersuchung der „Skalierbarkeit in der Tribo-Prüftechnik“ angewendet, siehe Abschnitt 4.4. Im Zuge dessen werden die Schmierungsbedingungen in Stift-Scheibe-Versuchen und im Konuskontakt betrachtet. Abschließend werden in Abschnitt 4.5 ein Kalibrierverfahren eingeführt sowie quantitative Auswertungen der Schmierfilmhöhen vorgenommen.

4.1 Review Fluoreszenzmethoden zur Schmierfilmuntersuchung

\mathcal{D} em Autor sind außer den eigenen Vorveröffentlichungen zu Fluoreszenzuntersuchungen in Synchronisierungen keine weiteren Veröffentlichungen bekannt. Gleichwohl wurden fluoreszenzbasierte Methoden in verschiedenen Anwendungen im Maschinenbau (Verbrennungsmotoren, Dichtungen, Lager, ...) zur Untersuchung der Schmierfilmdicke im Kontakt eingesetzt. Diese werden im Folgenden überblicksartig zusammengefasst, da die Erkenntnisse zu Aufbau und Methoden auch für diese Arbeit relevant sind. Eine grob chronologische Anordnung wird angestrebt, thematisch zusammenhängende Veröffentlichungen werden gruppiert.

Zum Einstieg in das Thema hervorzuheben sind die Arbeiten von KÖHNLECHNER [Köh80] zur Messung von Schmierfilmdicken in Druckluftzylindern und SCHMUTZ [Sch84, SGK84] an Wälzla-

gern und auf Walzblechen, da sie eine ausführliche methodische Diskussion zu berührenden und berührungslosen Messverfahren durchführen – bei den berührungslosen insbesondere Durchlicht-, Interferenz- und Radionuklid-basierten Verfahren – sowie deren Einflussparameter und Messunsicherheiten. Zu den optischen Verfahren wird eine Übersicht der Literatur von 1951 bis zu den Arbeiten [SF74, FF78] gegeben.

Von SMART und FORD [SF74] wird eine Dickenmessung des anhaftenden Schmierfilms mittels Fluoreszenz-Aufflichtmethode im Dickenbereich von $0,1\ \mu\text{m}$ bis $1\ \text{mm}$ auf einem rotierendem Zylinder (Turbinenwelle) beschrieben. Es wird auch die Reflektivität der Gegenfläche diskutiert, insbesondere auch unterschiedliche Reflektivitäten für Anregungs- und Emissionslicht. Die Anregung erfolgt mit einer UV-Hochdruck-Quecksilberlampe ($100\ \text{W}$, Filter $365\ \text{nm}$).

FORD führte nach seiner Promotion [For75] zusammen mit FOORD die Arbeiten fort [FF78] und setzte für die Anregung einen UV-Laser (He-Cd, $2\ \text{mW}$, $325\ \text{nm}$) sowie auch einen blauen Laser ($441\ \text{nm}$) ein. Es wurden neben der Eigenfluoreszenz auch Farbstoffe genutzt.

TING [Tin80] baute auf den Veröffentlichungen [SF74, FF78] auf und untersuchte den Kolben(ring)-Zylinder--Kontakt. Es wurde ein blauer Laser für qualitative Untersuchungen eingesetzt. Am Schluss steht die Aussage „It should be easy to obtain quantitative data from these signal traces once the fluorescent light intensity is calibrated.“ Der Hauptvorteil der Fluoreszenzmethode wird in der normalen Oberflächenqualität der Gegenkörper gegenüber idealen („academic“) Oberflächen bei Interferenzverfahren gesehen.

Von HOULT et al. [HLWB88] werden Schmierfilmdickenmessungen mit Laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) im Verbrennungsmotor-Kolben-Kontakt beschrieben. Besonderer Schwerpunkt liegt auf der statischen Kalibrierung mit Dickennormalen und der Untersuchung von Bleichungseffekten. In einer folgenden Veröffentlichung von HOULT und TAKIGUCHI [HT91] werden ausführliche Untersuchungen mit Coumarin 523 unter Temperatur- und Fluidfilmdickenvariation vorgestellt. Zudem wurden Effekte von Fokussierung und Defokussierung untersucht und Bleaching durch Einsatz eines Shutters verringert. Das Ergebnis ist eine Methode zur experimentellen Bestimmung der Quantenausbeute als Funktion von Ölviskosität und Temperatur.

Von RICHARDSON und BORMAN [RB91] wurde LIF zunächst mit einem statischen Aufbau zur Untersuchung von Rauschen, Bleaching, Fluidfilmdickenabhängigkeit und Wiederholbarkeit umgesetzt. Zudem erfolgte die eingehende Untersuchung verschiedener Öle und Additivierungen. Der Aufbau wurde vom statischen Prüfstand in einen oszillierenden Wear-Tester und einen Motor transferiert. Das Ergebnis war, dass mit der Methode sowohl der an der Zylinderwand als auch ein am Kolben anhaftender Schmierfilm erfasst werden können. Die Autoren erkannten das Problem der Temperaturabhängigkeit und schlugen eine dynamische In-Situ-Kalibrierung sowie die Suche nach stabileren Farbstoffen vor.

Im Gegensatz zu den vorhergehenden Veröffentlichungen wurden von SHAW, HOULT und WONG [SHW92] Lichtquelle, Untersuchungsort und Detektor durch den Einsatz von Lichtleitern entkoppelt. Auch hier war der Kolbenring-Zylinder-Kontakt das Ziel der Untersuchung. Zum Einsatz kam Coumarin 532 als Farbstoff, der Einfluss des Bleaching-Effekts wurde durch ständigen Ölaustausch minimiert.

POLL, GABELLI, BINNINGTON und QU [PGBQ92] setzten die Fluoreszenzmethode erstmals zur Untersuchung des Dichtspalts in Radialwellendichtungen ein. Für die Messung wurden ein eigentlich zur Leckageerkennung vorgesehener Standard-Farbstoff, eine UV-Lampe und zwei Filterkombinationen eingesetzt. Der Vorteil der Methode liegt in der Verwendung einer CCD-Kamera, welche im Vergleich zu den vorgenannten Verfahren die gleichzeitige orts aufgelöste Informationsaufnahme ermöglicht. Die Kalibrierung erfolgte mit der runden Saphirwelle gegen eine flache Stahlfläche. Die Ermittlung der richtigen Farbstoffkonzentration zur Erreichung einer linearen Fluidfilmdicken-Emissionsfunktion und der optimalen Signalspreizung wird beschrieben. Ein weiteres Feature des Aufbaus liegt in der Nutzung der Totalreflexion zur Analyse trockener Kontaktbedingungen.

BROWN, MCCANN und THOMPSON [BMT93] führten punktuelle LIF-Schmierfilmmessungen im Kolbenring-Zylinder-Kontakt durch. Die Kalibrierung erfolgte statisch unter Temperaturvariation, es wurden Bleaching und Alterungseffekte untersucht. Eine lineare Temperaturabhängigkeit zwischen 20 und 140 °C wurde in der Kalibrierung ermittelt, die Temperatur des Öls wurde während der dynamischen Messung eines Kolbenhubs als konstant angenommen.

HAUG [Hau94] untersuchte die Kraftstoffverteilung beim Einspritzvorgang im Ottomotor mittels LIF. Hierbei kam wegen der geringen Quenchneigung auch bei hohen Temperaturen (bis 600 K) Fluoranthren als Farbstoff zum Einsatz. In den Brennraum wurde ein Laser-Lichtschnitt gelegt, um die 2D-Verteilung sichtbar zu machen. Zudem wurden Fluoreszenzlebensdauern verschiedener Farbstoffe experimentell ermittelt und mit Literaturwerten verglichen.

Die gleichzeitige Reibungsmessung und Schmierfilmdickenbestimmung mittels LIF an einzelnen Segmenten von Kolbendichtringen wird von DEARLOVE und CHENG [DC95] beschrieben. Dabei wurde der Aufbau von SHAW, HOULT und WONG [SHW92] eingesetzt. Insbesondere die Ausrichtung bzw. Passung der Segmente wurde als schwierig erkannt.

SANDA, SAITO, KONOMI und NOHIRA [SSKN93] stellten eine neue Methode zur Schmierfilmdickenmessung vor, die über ein Fenster den Blick an die transparente Kolbenwandung ermöglicht. Mit Hilfe eines rotierenden Ablenkspiegels konnte ein ganzer Bereich mit einem HeCd-Laser (442 nm) „gescannt“ werden, auch die Aufnahme erfolgte über den Spiegel. Als Farbstoff kam Coumarin 6 zum Einsatz und erreichte in der Konzentration von $4 \cdot 10^{-4} \text{ mol/l}$ einen linearen Emissionsbereich von ca. 80 μm . Als Herausforderung werden der Abgleich auf die am Fenster anhaftende Restschmierfilmdicke sowie die Bearbeitung der tribologisch beanspruchten Fensteroberfläche gesehen.

Auf dem World Tribology Congress 1997 wurde von SANDA, INAGAKI und NODA [SIN97] erstmalig eine Fluoreszenzmethode unter gleichzeitigem Einsatz zweier Farbstoffe (Rhodamin B und Cumarin 6) vorgestellt, welche die synchrone Ermittlung von Temperatur (RT bis $180 \pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$) und Schmierfilmdicke ermöglicht.

INAGAKI, SAITO, MURAKAMI und KONOMI [ISMK95a, ISMK95b] verwendeten für den Farbstoff Cumarin-6 einen Xe-Blitz als Anregungslichtquelle, für die Kalibrierung wurde neben dem Stufennormal eine ähnliche Methode wie bei POLL et al. [PGBQ92] eingesetzt. In einem Glaszylindermotor wurden großflächige Aufnahmen der Zylinderwand aufgenommen und die lateralen

Kalibrierfaktoren experimentell und theoretisch ermittelt. Zudem wird dargestellt, wie im gefeuerten Betrieb über ein Saphirfenster die Schmierfilmdicke ermittelt werden kann.

Eine Messmethode für den Kolbenring-Zylinder-Kontakt ohne explizites Fenster, nur durch Einsatz einer Lichtleitfaser (Durchmesser ca. 100 μm) wird von TAKIGUCHI, NAKAYAMA, FURUHAMA und YOSHIDA [TNFY98] beschrieben. Die Stirnseitenbearbeitung der Faser erfolgte zusammen mit der Zylinderbohrung, der Lichtleiter wurde gleichzeitig für Beleuchtung und Fluoreszenzantwort genutzt. Die Autoren beschreiben eine Linearität des Messaufbaus bis 20 μm und einen Einsatzbereich bis 100 μm . Schwierigkeiten bestehen bei nichtgefülltem Kontakt.

ARCOUMANIS, DUSZYNSKI, PYKE und PRESTON [ADPP98] führten punktuelle Messungen zum Kaltstartverhalten an Kolbenringen durch. Dabei wurde die Temperatur als nicht relevant betrachtet und eine statische Kalibrierung eingesetzt. ARCOUMANIS, DUSZYNSKI, LINDENKAMP und PRESTON [ADLP98] zeigen dynamische Schmierfilmdickenmessungen am Kolbenring. Beide Veröffentlichungen berufen sich bezüglich Temperaturabhängigkeit auf DUSZYNSKI [Dus], der eine statische Kalibrierung für verschiedene Temperaturen an Hand von Normalen durchführte. Der Abgleich erfolgte dann an Hand von Temperaturmessungen in der nahen Umgebung der LIF-Messstelle.

Eine Methode für 2D-Aufnahmen für den Kolbenring-Zylinder-Kontakt wird von THIROUARD, TIAN und HART [TTH98] beschrieben. In die Zylinderwand wurde ein Quarzglasfenster eingearbeitet und mit einem aufgeweiteten Laser belichtet. Als Farbstoff kam wegen der hohen thermischen Stabilität (bis 250 $^{\circ}\text{C}$) Rhodamin 590 zum Einsatz. Die zur Verfügung stehende Kamera konnte ein Bild pro Sekunde aufnehmen, die laterale Auflösung betrug bis 0,04 mm/Pixel. Das Ergebnis sind qualitative Aufnahmen ohne Kalibrierung.

HIDROVO und HART [HH00] beschreiben die DELIF (Dual Emission LIF), eine Methode unter Einsatz von zwei Farbstoffen und zwei simultanen Erfassungssystemen, die von den Arbeiten von COPPETA et al. [CRPK97, CR98] und SAKAKIBARA et al. [SA99] inspiriert ist. Mit den zwei Emissionssignalen ist es möglich, die lateralen und zeitlichen Unterschiede in der Anregung zu eliminieren. Betrachtet wird der Quotient der zwei Emissionssignale. In optisch dicken Systemen kann die Schmierfilmdicke oder für optisch dünne System die Temperatur als skalare Größe ermittelt werden. Es wurden zwei Farbstoffkombinationen (Pyrromethen 567/Rhodamin 640 sowie Pyrromethen 567/Pyrromethen 650) untersucht. Die vorgestellte Methode mit zwei Farbstoffen wurde von HIDROVO und HART mit einem neuen Namen versehen nochmals veröffentlicht: ERLIF (Emission Reabsorption LIF) [HH01, HH02]. Es wird gezeigt, dass durch die Reabsorption bei optisch dicken Systemen unabhängig von der Anregungslichtverteilung ein linearer Zusammenhang des Quotienten der Emission und der Filmdicke besteht. Es wird eine 1%-Genauigkeit für eine Schmierfilmdicke zwischen 5 und 400 μm angegeben. In optisch dünnen Systemen dagegen entfällt mangels Reabsorption auch der Einfluss der Filmdicke, Reflektivität oder Streuung auf das Emissionsverhältnis, dafür wird die Messung von skalaren Größen (Druck, Temperatur oder pH-Wert) möglich.

THIROUARD [Thi01] setzte die Untersuchungen des Öltransports an zwei verschiedenen Motoren fort. Der optische Zugang erfolgte mit einem Quarzfenster (20x8 mm^2) oder einem Saphirfen-

ter (ca. $100 \times 12 \text{ mm}^2$) im voll befeuerten Betrieb. Die Anregung erfolgte mit grünem Laserlicht (532 nm). Eine ausführliche Diskussion ist der Kalibrierung unter Einfluss der Störgrößen gewidmet: laterale Ungleichmäßigkeiten der Intensitätsverteilung wurden mit einem Referenzbild verrechnet, ungleiche Pulsenergien konnten durch Mittelung mehrerer Aufnahmen eliminiert werden. Zusätzlich wurde die Ölalterung und damit die Absorption einem Monitoring unterzogen. Der verbleibende große Einfluss in der Kalibrierung wurde in der Temperatur erkannt. Eine Temperaturmessung wie bei CHANG, WAYTE und SPIKES [CWS93] war nicht zielführend.

THIROUARD verfolgte daher zunächst Dual Emission LIF (gleichzeitiger Einsatz von zwei Farbstoffen). Durch die Überlappung von Emissions- und Anregungsspektren tritt Pumping auf, das zum einen die Emission des ersten Farbstoffs reduziert, aber die Anregung und Emission des zweiten erhöht. Es wurden zehn Farbstoffe auf Eignung getestet – es ergab sich als beste Kombination und Konzentration Pyrromethen 567 (0,02 mmol/L) und Rhodamin 640 (0,05 mmol/L). Trotz des hohen Aufwands und bedingt durch die geringen Konzentrationen ergab sich für die Temperatur keine gute Auflösung ($\pm 20^\circ\text{C}$) und für die Schmierfilmdicke eine korrekte Aussage bis max. 110°C .

Eine in der selben Arbeit dargestellte, verbesserte Anordnung THIROUARDS nutzt nur einen Emissionswellenlängenbereich zur Detektion, aber eine Kombination von zwei Farbstoffen (Pyrromethen 567 mit 0,1 mmol/L und Rhodamin 640 mit 0,1 mmol/L). Hierbei wird bei steigender Temperatur die Abnahme der Emission des ersten Farbstoffs durch die Abnahme der Absorption des zweiten Farbstoffs (und damit der Dämpfung) kompensiert, so dass sich bis 150°C in Abhängigkeit der Fluidfilmdicke eine Abnahme des Fluoreszenzsignals von nur bis 15% zeigte. Zudem wird eine getrennte Betrachtung der Emissionssignale in dieser Farbstoffmischung als Methode für verschiedene Filmdickenbereiche (bis bzw. über 75...100 μm) gesehen.

GERSTENBERGER [Ger00] beobachtete die Schmierfettverteilung an der Stirnseite der Rollen von Kegelrollenlagern, der optische Zugang für die Beleuchtung mit einem UV-Blitzlicht sowie die Bildaufnahme mit einer CCD-Kamera erfolgten über ein Endoskop. Die qualitativen Ergebnisse werden als ergänzende Information zu Schädigungsmechanismen und Reibverlusten der Lager herangezogen.

WEIMAR [Wei02] verwendete ein Laser-optisches Messsystem zur Bestimmung der Ölfilmdicke im Kontakt zur Zylinderwand des Verbrennungsmotors. Je zwei Sensorfasern (Druckseite/Gegendruckseite) wurden im Kolbenring sowie im Kolbendeckel platziert und über das bewegte Pleuel und ein Schwingensystem nach außen geführt. Die Wandlung übernahmen Fotomultiplier, es erfolgte ein Abgleich zu im Gehäuse installierten induktiven Abstandsmesssystemen. Von Interesse sind die Vorstudien: es wurde sowohl eine Fluoreszenz-Intensitäts als auch eine Fluoreszenz-Spektroskopie-Anordnung verwendet. Acht verschiedene Farbstoffe wurden in verschiedenen Motorölen hinsichtlich ihrer Eigenschaften, insbesondere Bleichung, Alterungsbeständigkeit und Temperaturabhängigkeit verglichen.

Eine Schmierfilmdickenmessung im Pleuel-Gleitlager unter Lastvariation wird von NAKAYAMA, MORIO, KATAGIRI und OKAMOTO [NMKO03] vorgestellt. Es wurden vier Messstellen mit einer zentralen Laser-Versorgung installiert. Zunächst wurde eine statische Kalibrierung im Be-

reich von 0-100 μm durchgeführt, bei der eine nichtlineare Abhängigkeit des Messsignals von der Schmierfilmdicke ermittelt wurde. Die dynamische Kalibrierung erfolgte dann mit Dickennormalen auf der Wellenoberfläche, die dazu benötigte Temperaturmessung nahe der optischen Messstelle und am Ölaustritt des Pleuellagers.

Eine Reihe von Veröffentlichungen befasst sich mit der Verteilung des Schmierstoffs und der Analyse der Topografie während des Umformvorgangs. Von AZUSHIMA und TANAKA [AT00] wurde der im Prüfkörper in Kavitäten gefangene Schmierstoff durch ein UV-Fluoreszenzmikroskop beobachtet, das Gegenstück bestand aus Quarzglas, die Beobachtungsmethoden wurden bereits in AZUSHIMA et al. [AYYK96, AMK98] beschrieben. Als Farbstoff wurde Thiofuran (Thiophene) eingesetzt. Die Veröffentlichung [Azu05] von AZUSHIMA geht zurück auf eine Einreichung 1999, hier wurde beim Aluminium-Tiefziehen die Rauheitsstruktur während des Umformvorgangs untersucht. Der gleiche Aufbau wurde auch von AZUSHIMA et al. [AKTO06] verwendet. Der Untersuchungsschwerpunkt lag in der Kontaktsituation, insbesondere der Oberflächenanpassung beim Umformvorgang. Die Effekte der Dynamik des Umformvorgangs, insbesondere der Umformgeschwindigkeit wurden schließlich von AZUSHIMA [Azu06] mit identischem Aufbau untersucht.

Zwei Veröffentlichungen von TODSEN et al. [THKB05, TN06] verfolgen das Ziel der Schmierungsvisualisierung zur Verbesserung der tribologischen Verhältnisse im Ventilführungskontakt und im Kontakt Zylinder-Kolben/-ring. Zum Einsatz kamen jeweils die gleichen Methoden: Totalreflexion zum Erkennen der Benetzung und eine Fluoreszenzmethode (Filterkombination 480-550 nm / 680-750 nm, der Farbstoff wird nicht genannt) – die Methoden liefern qualitative Ergebnisse.

MESSER [Mes12] setzte eine Fluoreszenzmethode zur Untersuchung des Nocken/Nockenfolgerkontakts an einem Modellmotor ein. Farbstoff- und Filterkombination werden nicht näher beschrieben. Die Aufnahmen werden zur qualitativen Beurteilung der Schmierungssituation des Kontakts verwendet und in ein Gesamtbild des Systems Ventilsitz/Ventilsitzring eingeordnet.

WIGGER [Wig14] baute nach den von THIROUARD [Thi01] erarbeiteten Grundlagen eine LIF-Vorrichtung. Als Farbstoff kamen Pyrromethen 567 und Rhodamin 640 zum Einsatz. Durch Untersuchung des Einflusses der Reflexionseigenschaften auf die Emissionsintensität wurde das Verfahren verbessert und es wurden Benetzungsuntersuchungen auf verschiedenen Materialien (u. a. Saphir) und verschiedenen Oberflächenqualitäten durchgeführt. Für grundlegende Untersuchungen wurde ein rotierendes RRV-Kolbenring-Tribometer mit Quarzglas als Tribometerfenster aufgebaut, das Einzel- und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen erlaubt. Für anwendungsnahere Untersuchungen wurde schließlich für den Zylinder eines Verbrennungsmotors eine 2D-LIF-Apparatur mit zwei gegenüberliegenden Fenstern ($110 \times 14 \text{ mm}^2$) zur Betrachtung des kompletten Kolbenhubs vorgestellt. Als Kalibriermethoden werden „Dunkelbild“ (Antwort bei Beleuchtung aber ohne Fluoreszenz) und „Flachfeld“ (Schicht bekannter Dicke) beschrieben.

Eine Fortführung der Arbeiten wird von MÜLLER, WIGGER, FÜSSER und KAISER [MWFK16] präsentiert. Das Messsystem ist in einem Einzylindermotor für geschleppten und befeuerten Betrieb integriert. Es erfolgte eine quantitative in-situ Kalibrierung unter Berücksichtigung von Dunkelbild, Hintergrundfluoreszenz, Pulsenergie und Flachfeld.

Eine Übersicht zu experimentellen Untersuchungen, Verfahren und Ergebnissen der Schmierfilmdicke am Kontakt Kolbendichtring/Zylinder wurde von GARCIA-ATANCE, SMITH, SHERINGTON [GSS16] erstellt. Die experimentellen Ergebnisse wurden abschließend mit einer entsprechenden Zusammenstellung von Berechnungsergebnissen verglichen.

Der Schwerpunkt der Dissertation von WENNEHORST [Wen16] liegt in der Fortführung der Forschungen von POLL [PGBQ92] zur Bestimmung der Schmierungs- und Reibungseffekte am Wellendichtring. Zum Einsatz kam eine LIF-Methode, zusätzlich auch Totalreflektion zur Bestimmung der Kontaktgeometrien im trockenen Zustand. Die Anregung erfolgte mit einem grünen Laser mit 532 nm Wellenlänge, als Farbstoff wurde Fluorescent Yellow 131SC mit einer Konzentration von 690 ppm eingesetzt, die Farbstoffkonzentration ist so gewählt, dass die Untersuchungen im Bereich der linearen Abhängigkeit Schmierfilmdicke/Fluoreszenzsignal stattfinden. OTTINK [Ott14] nutzt den gleichen Aufbau und baut auf vorhergehenden Arbeiten von WENNEHORST auf.

HEINEMANN [Hei17] stellte vergleichende experimentelle Untersuchungen des Schmierfilms im auslassseitigen tribologischen System Ventilführung-Ventilschaft an einem befeuerten Motor unter Benzin- und Erdgasbetrieb vor. Die Auswahl des Fluoreszenzsystems erfolgte dabei auf Basis der Erkenntnisse von THIROUARD und WIGGER [Thi01, Wig14] mit den Farbstoffen Rhodamin 640 und Pyrromethen 567 und Anregung mit grünen Laserlichtpulsen (532 nm). Jedoch wurde eine abweichende Filterkombination zur Erhöhung der Lichtausbeute gewählt, welche die Temperaturunabhängigkeit des Fluoreszenzsignals negativ beeinflusst. Indem während der Messung von konstanten Temperaturen ausgegangen wurde, erfolgte ein empirisch ermittelter Faktorausgleich. In der Dissertation werden die Versuchseinrichtungen und insbesondere das Aufmischen der Fluide ausführlich beschrieben. Die Kalibrierung enthält eine Flachfeld- und Hintergrundbildkorrektur, zudem wurde die Pulsenergie des Lasers ermittelt und korrigiert. Es wurden sowohl Einzelaufnahmen („Low Speed“) als auch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen bei ca. 4,2 kHz bis 13,9 kHz durchgeführt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass sich die meisten Arbeiten mit dem Verbrennungsmotor befassen. Es wurden verschiedenste Ansätze verfolgt, um mittels optischer Fluoreszenzmethoden quantitative sowie qualitative Aussagen über den Schmierungsstatus tribologischer Kontakte zu erhalten. Die Aufbauten unterscheiden sich insbesondere in der Wahl der Fluorophore und Lichtquellen sowie der Sensortechnologie, die sich vom Punktsensor zur 2D-Kamera weiterentwickelt hat. Als besondere Herausforderung wird die Temperaturabhängigkeit der eingesetzten Farbstoffe beschrieben sowie deren Konzentrationen und bei Zwei-Farbstoffsystemen auch deren Kombinationen. Grundsätzlich scheint es möglich, mit In-Situ-Verfahren die Temperaturabhängigkeit fast vollständig zu eliminieren bzw. umgekehrt auch die Temperatur mittels

Fluoreszenz zu ermitteln¹, allerdings nicht ohne erhöhten Aufwand. Selbst bei Kompensation der Temperatureffekte treten bei höheren Temperaturen dennoch Schwierigkeiten auf Grund der geringen Fluoreszenzsignale verursacht durch Quenching sowie auch mangelnder (Hoch-)Temperaturstabilität der Farbstoffe auf. Für Synchronisierungen wurden außer den eigenen Vorveröffentlichungen des Autors keine Untersuchungen gefunden.

¹Die direkte Ermittlung der Kontakttemperatur ist in der Regel nicht möglich. Durch die Messung besteht immer eine Rückwirkung auf das tribologische System und damit die Temperatur. Für eine transparente Gegenreibfläche (Saphir) wurde von ENTHOVEN, CANN und SPIKES eine Methode unter Nutzung der IR-Emission entwickelt, damit wurden Untersuchungen zum Fressen durchgeführt [ECS93].

4.2 Fluoreszenz Grundlagen und gewählte Konfiguration

Fluoreszenz ist eine Lumineszenzerscheinung, die erstmalig 1852 durch George Gabriel Stokes beschrieben wurde. Die Vorgänge bei der Lumineszenz von Stoffen lassen sich mit den Energiezuständen der Elektronen an Hand des Jablónski-Diagramms erklären [LC05, Gui90], vgl. Abbildung 4.1 a). Aus einem der Grundzustände S_0, S'_0, S''_0, \dots wird mittels Anregung durch ein Lichtquantum ein höherer Singulett-Zustand S_2, S'_2, S''_2, \dots oder S'_1, S''_1, \dots usw. erreicht. Durch innere strahlungslose Energieverluste oder Energieabgabe an benachbarte Moleküle erfolgt der Übergang in den Singulett-Zustand S_1 . Da dieser Zustand eine hohe Übergangswahrscheinlichkeit in einen der Grundzustände und damit eine geringe Stabilität aufweist, kann innerhalb von kurzer Zeit (von 10^{-9} bis 10^{-6} Sekunden) der Übergang zurück in einen Grundzustand erfolgen, dabei wird ein Fluoreszenz-Photon emittiert. Durch die Vielzahl von Übergangsmöglichkeiten sowohl für die Anregung als auch die Abregung ergeben sich Anregungs- und Emissionsspektren vgl. Abbildung 4.1 b). Gegenüber dem Anregungslicht ist durch die dissipierte Energie zwischen den Zuständen das emittierte Fluoreszenzlicht langwellig verschoben (Stokes' Shift). In seltenen Fällen tritt energiegleiche Resonanzfluoreszenz auf.

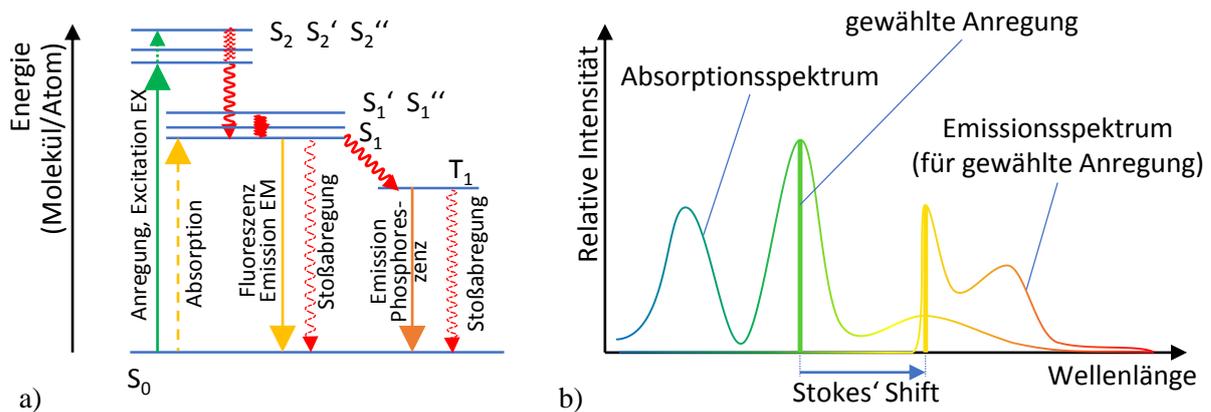


Abbildung 4.1: a) Jablónski-Diagramm b) Spektren und Stokes' Shift; in Anlehnung an [LC05, Gui90]

Alternativ zur Fluoreszenzemission ist der Übergang in einen Triplet-Zustand T_1 möglich, der eine geringere Übergangswahrscheinlichkeit in einen Grundzustand und damit höhere Stabilität aufweist. Dadurch kann zeitlich verzögert (größere Sekundenbruchteile bis Stunden) beim Übergang ein Phosphoreszenzphoton emittiert werden.

Weiterhin kann alternativ zu den lichtemittierenden Übergängen durch Stoßabregung auch ein strahlungsloser Übergang in einen Grundzustand erfolgen, dies beeinflusst die sog. Fluoreszenzquantenausbeute (Verhältnis Anzahl emittierter Photonen zu absorbierten Photonen). Beispielsweise kann die Abnahme der Fluoreszenzquantenausbeute bei höheren Temperaturen (Quenching) in diesem Modell durch die größere Stoßwahrscheinlichkeit mit benachbarten Molekülen erklärt werden.

Die Wellenlängenverschiebung (Stokes' Shift) kann zum Aufbau einer Fluoreszenzmessvorrichtung benutzt werden, zum Prinzip vgl. Abbildung 4.2 a). Hierbei wird das Licht einer Lichtquelle mit einem Anregungsfilter (Excitation, EX) auf einen Wellenlängenbereich beschränkt. Das so erzeugte Anregungslicht trifft durch das optische Fenster auf den Fluorophor im Schmierfilm.

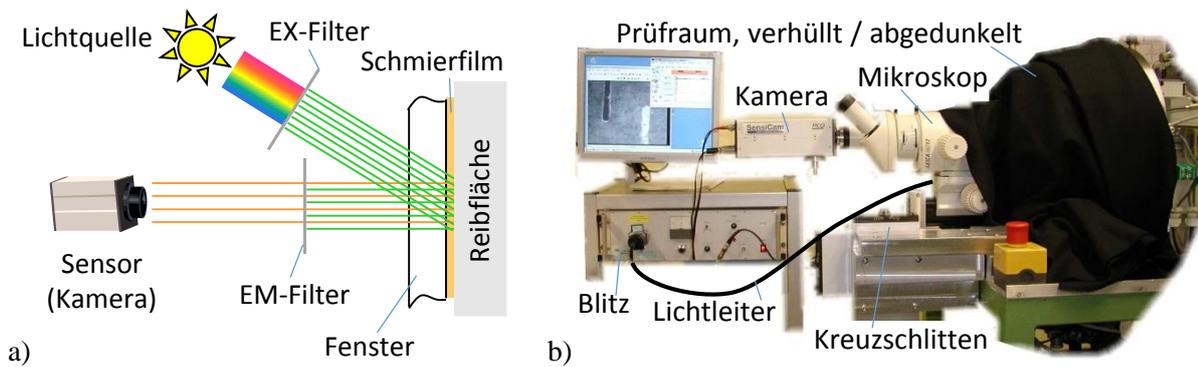


Abbildung 4.2: a) Prinzip Fluoreszenzaufbau b) reale Anordnung

Aus dem rückwärtig abgestrahlten Licht wird mit einem Emissionsfilter das Anregungslicht herausfiltriert. Das verbleibende Licht kann von der Kamera detektiert werden. Der reale Aufbau ist in Abbildung 4.2 b) gezeigt. Die Filter sind zwischen Lichtquelle (Blitz) und Lichtleiter sowie direkt vor dem Kamerasensor montiert. Das Mikroskop dient als Vergrößerungsoptik siehe Abschnitt 3.2.2. Zur Abschirmung des Umgebungslichts und gleichzeitig zum Schutz vor dem Blitz wird der Prüfraum verhüllt.

Lichtquelle, Kamera und Timing Je nach Einsatzzweck und Untersuchungsgegenstand sind verschiedene Lichtquellen möglich:

- Konstantlicht: beispielsweise eine Xenon- oder Quecksilberdampflampe. Diese trägt in das untersuchte System eine Dauerleistung ein und benötigt eine Warmlaufphase. Die Triggerrichtung erfolgt durch die Aufnahme selbst oder einen externen Shutter. Es wird ein breites Spektrum abgegeben, durch Filterung können die Wellenlängen flexibel gewählt werden, die Herausforderung besteht in thermischer Schädigung der Filter.
- Laserlicht: durch die monochromatische Eigenschaft entfällt der Anregungsfilter. Die Wellenlänge ist auf die Absorptions- und Emissionscharakteristik des Fluorophors abzustimmen, alternativ müssen andere Fluorophore eingesetzt werden. Durch die Kohärenz besteht die Gefahr von Interferenzeffekten. Die Quelle stellt bei direkter Nutzung nur einen kleinen Lichtfleck mit Strahlprofil zur Verfügung, alternativ muss mit einer geeigneten Optik der Strahl aufgeweitet werden. Der Leistungseintrag erfolgt konstant oder direkt gepulst bzw. mittels Shutter gepulst. Zu berücksichtigen ist die ggf. schwankende Laserleistung. Laserlicht erzeugt durch die Bündelung eine Gefährdung, daher sind persönliche Schutzausrüstung (Laserschutzbrille) und ggf. technische Maßnahmen nötig.
- Blitzlicht: z. B. Xenonblitz. Dieses ermöglicht einen geringen Energieeintrag in das System, dabei wird der Aufnahmezeitpunkt durch Blitzauslösung während der Langzeitbelichtung bestimmt. Die Ladezeit des Blitzes beschränkt die Zykluszeit/Wiederholrate. Durch schwankende Ladespannung und Kapazität sowie die Lampenalterung können Intensitäts- bzw. Lichtmengenänderungen hervorgerufen werden. Wie bei Konstantlicht wird ein breites Spektrum abgegeben, die Filterbelastung auf ein unkritisches Maß reduziert.

Für die vorliegende Anwendung wurde eine Xenon-Blitzlichtquelle (JML-C2, Fa. Rapp-Optoelektronik, bis ca. 220 J) ausgewählt. Als Kamera kommt zwecks geringer IR-Empfindlichkeit eine gekühlte CCD-Kamera (Sensicam, 12 bit, SVGA/1280x1024, Fa. PCO Imaging) zum Einsatz. Diese Kombination erlaubt es, je Synchronisationsvorgang ein Bild aufzunehmen. Hierbei wird der Prüfraum abgedunkelt vgl. Abbildung 4.2, die Belichtung zu Schaltungsbeginn als Langzeitbelichtung (ca. 1 s) gestartet und der Blitz erst zum gewünschten Abbildungszeitpunkt gezündet. In Vorversuchen konnte der Nachweis einer unkritischen Auslöseverzögerung des Blitzes erbracht werden. Die Beleuchtungszeit beträgt abhängig von der Blitzladung ca. 0,6...1 ms. Die Lichtleitung von der Lichtquelle in das System erfolgt durch einen flexiblen Flüssiglichtleiter, bei dessen Einsatz besonders auf eine reproduzierbare Verlegung zu achten ist. In Vorversuchen wurden bei ungünstiger Anordnung des Lichtleiters (z. B. 720°-Krümmung, enge Biegeradien) bis zu 40 % Transmissionsverlust gegenüber vollständig gestrecktem Verlauf ermittelt. Für den Gesamtaufbau wurde in der statischen Kalibrieranordnung für wiederholte Aufnahmen eine Standardabweichung der Fluoreszenzintensität von kleiner als 2 % ermittelt – die Hauptursache liegt in der Blitzenergie, da zum einen die Ladespannung des Blitzes leichten Schwankungen unterliegt, zum anderen der Funken-/Lichtbogenverlauf variiert.

Fluorophor- und Filterkombination Fluorophore sind Stoffe mit fluoreszierenden Eigenschaften. Dies können für nasslaufende Reibpaarungen im Schmierstoff gelöste Farbstoffe sein oder unter Nutzung der Eigenfluoreszenz der Schmierstoff selbst. Abbildung 4.3 zeigt beispielhaft zwei Echtfarbenaufnahmen eines mit reinem Öl bzw. Öl mit zugesetztem Farbstoff gefüllten Reibkontakts (Aufbau Abbildung 4.3 a), ähnlich Abbildung 4.2 jedoch Beleuchtung schmalbandig mit grüner LED und ohne Anregungs- und Emissionsfilter!). Da kein Emissionsfilter eingesetzt ist, ist das grüne Anregungslicht im Bild mit zu sehen. Die Aufnahme mit reinem Öl b) zeigt vor allem das grüne Anregungslicht und nur eine sehr geringe Emission von orangem Licht aus der gering ausgeprägten Eigenfluoreszenz, wobei das orange Licht entsprechend dem Stokes' Shift gegenüber grün langwellig verschoben ist. Dagegen ist unter Farbstoffzusatz c) eine vielfach stärkere Emission oranger Wellenlänge sichtbar. Das grüne Licht wird hier auf Grund der Fluorophoranregung fast vollständig geschluckt.

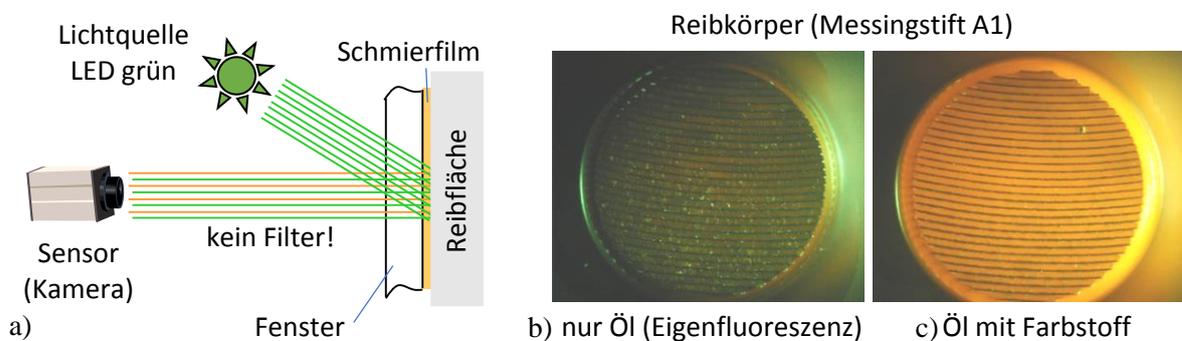


Abbildung 4.3: Eigenfluoreszenz vs. Farbstoffzusatz

Die Filterwahl wird im Wesentlichen durch das verwendete Fluorophor bestimmt. Da sich Anregungs- und Emissionswellenlängen von Fluorophoren in Abhängigkeit des Lösungsmittels,

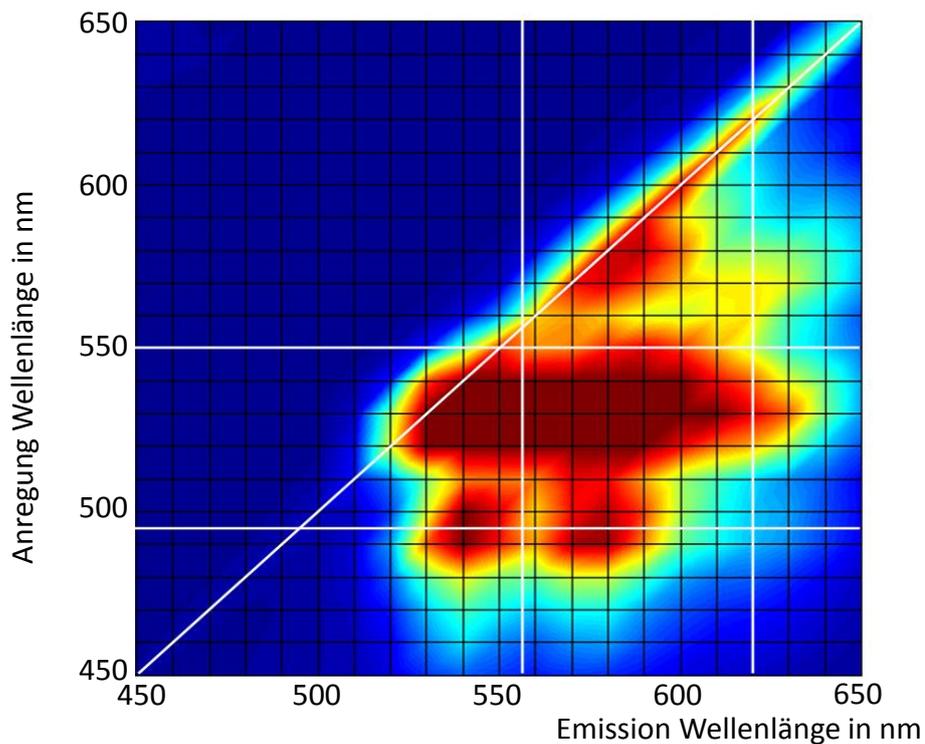


Abbildung 4.4: Fluoreszenzspektren für BOT 130M (gebraucht) mit FLY 131

hier der Schmierstoff, verändern, empfiehlt es sich für jede Anwendung eine spektrale Untersuchung vorzunehmen um die optimale Filterkombination zu ermitteln. Diese soll möglichst viele Emissionsmaxima aufnehmen. Dabei ist zu beachten, dass auf Grund der Alterung in der Anwendung Absorptions-/Emissionsbanden durch Bleaching (siehe Abschnitt 4.3) irreversibel verschwinden können. Daher sollten spektrale Untersuchungen für verschiedene Alterungszustände durchgeführt werden.

In dieser Arbeit wurde für die quantitativen Untersuchungen eine Farbstofflösung Fluorescent Yellow 131 SC² dem Versuchsöl BOT 130M im Verhältnis von 3000 ppm zugesetzt. Abbildung 4.4 zeigt das Ergebnis der spektroskopischen Untersuchung (dankenswerterweise ermöglicht vom IFTC, Leibniz Universität Hannover) der fertigen Mischung mit gealtertem Schmierstoff. Auf dieser Basis wurde die Filterkombination 520/35 mit 585/40 (beide Fa. Semrock) ausgewählt. Die Nenn-Filterkanten sind im Diagramm mit eingetragen.

Bei der Wahl der Filter ist besonders auf die gegenseitige Sperrwirkung von Anregungs- und Emissionsfilter zu achten. Ein erster Schritt ist die Einhaltung von einem möglichst großen Abstand zur Anregungslicht-/Resonanzfluoreszenzlinie. Zudem muss aus den vom Hersteller bereitgestellten filter- und wellenlängenspezifischen Transmissionskoeffizienten für jede Wellenlänge einzeln das negative dekadisch logarithmierte Produkt gebildet werden (sog. „optische Dichte“, OD, Extinktion). Empfehlenswert ist eine OD von mindestens 4, besser 5 bis 6.

Abbildung 4.5 zeigt die beiden spezifizierten Filterkennlinien in 100%- und 0,1%-Skalierung. Es ist deutlich erkennbar, dass sowohl im Wellenlängenbereich 500-620 nm als auch im Durchlassbereich des Anregungsfilters bei 350-420 nm eine gegenseitige Sperrung der Transmission vorliegt.

²„FLY131“, Fa. Goldmann, ca. 50%-Lösung in Naphta; heute erhältlich als Fluo H800, Fa. Helling

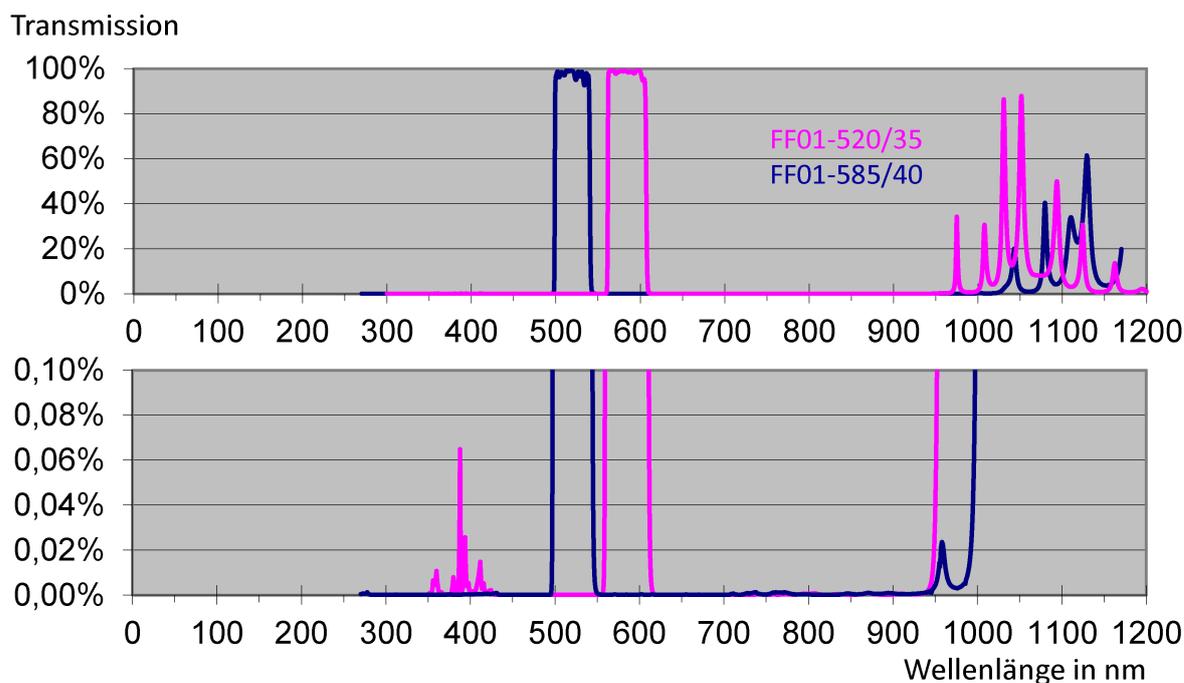


Abbildung 4.5: Filterkennlinien FF01-520/35 mit FF01-585/40 (zwei Skalierungen)

Die nicht gesperrten Bereiche >950 nm sind unkritisch, da sie von der Kamera nicht mehr detektiert werden.

Die Sperrwirkung sollte unbedingt mit einem nichtfluoreszierenden aber reflektierenden Material geprüft werden – dabei darf auf dem Detektor kein Ausschlag erfolgen. Auf diese Weise können auch eventuelle Schäden an den Filtern erkannt werden. Ein Beispiel für unvollständige Sperrwirkung, zu erkennen an den hellen Stellen, ist in Abbildung 4.6 a) dargestellt. Zum Vergleich zeigt sich die optimale Sperrwirkung in b) in einer nahezu vollständig schwarzen Fläche.

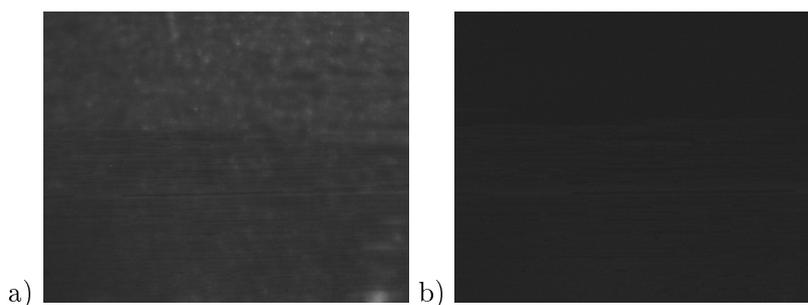


Abbildung 4.6: Transmissionsspernung an diffus reflektierender Oberfläche, mit Fluorophor in unterer Bildhälfte:
a) unzureichende Sperrwirkung b) ideale Sperrwirkung

Die qualitativen Untersuchungen (Abschnitt 4.4) erfolgten unter ausschließlicher Nutzung der Eigenfluoreszenz des Öls. Hierfür wurde die Filterkombination UV2 250-380 nm / LP420 >400 nm eingesetzt. Diese war nicht vollständig sperrend, ist auf Grund der hohen Lichtausbeute dennoch für qualitative Aussagen zur Ölverteilung geeignet.

Die oben beschriebenen, insbesondere für die Auswahl-/Entwurfsphase wesentlichen Komponenten und deren Wirkzusammenhänge für das Fluoreszenzsystem sind in Abbildung 4.7 überblicksartig zusammengefasst. Das Wichtigste ist, dass die Komponenten Fluorophor, Lichtquelle

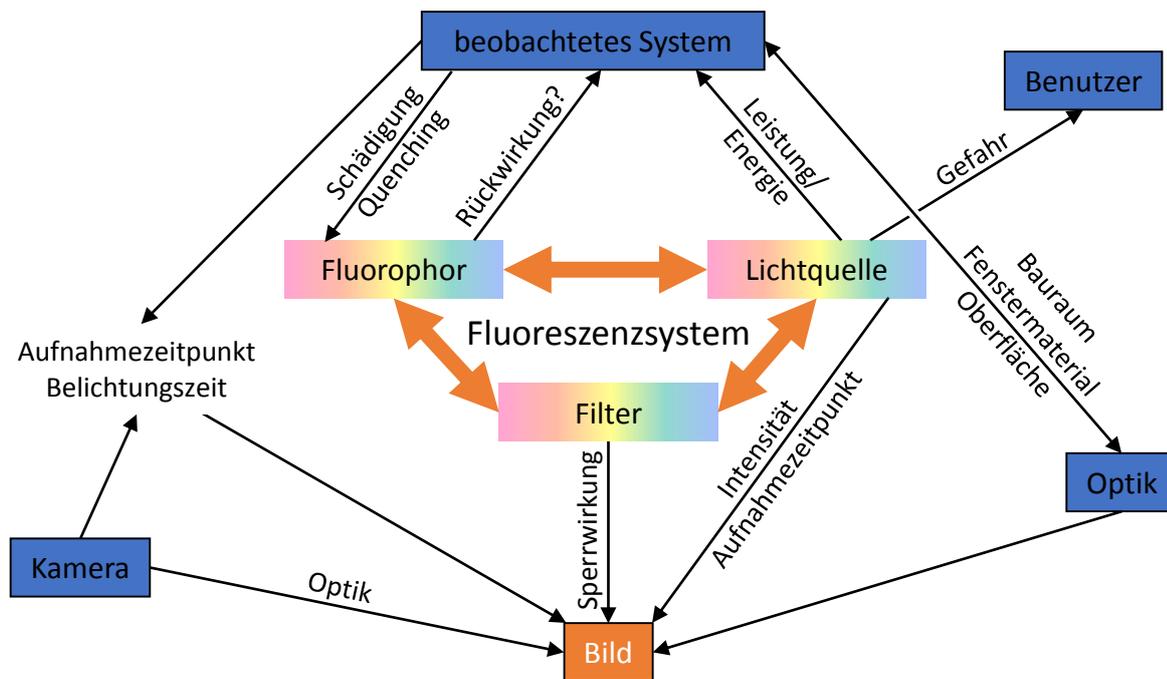


Abbildung 4.7: Überblick Wirkzusammenhänge Fluoreszenzaufbau

und Filter optimal aufeinander abgestimmt sind. Zudem muss geprüft werden, wie das zu beobachtende System die Fluoreszenz beeinflusst und ob umgekehrt Rückwirkungen auftreten. Optikaufbau und Kamera sowie die Eigenschaften des Fluoreszenzsystems bestimmen das Bildergebnis.

4.3 Betrachtungen zur lokalen Emissionsintensität

Theoretische Betrachtung der Intensität Für die Berechnung der dickenabhängigen Fluoreszenzintensität des Fluidfilms ist aus der Literatur ein Basiszusammenhang $I_{EM} = I_0 \cdot C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot d})$ bekannt, u. a. [HH00], der für dünne Schichten linear angenähert wird $I_{EM} = I_0 \cdot m \cdot d$ [HH00, PGBQ92, Gui90, Sch84]. In den einschlägigen Veröffentlichungen wird jedoch der Einfluss der Reflexion an der Reib- bzw. Substratfläche nicht beschrieben bzw. wurden jeweils ausschließlich entweder gleichmäßig reflektierende oder nichtreflektierende Oberflächen untersucht [HH00, HH01, HH02, PGBQ92, Sch84, Ger00, AT00, Azu05, AKTO06, Azu06]. Da im Rahmen dieser Arbeit auch dicke Schichten sowie reflektierende und nichtreflektierende Materialien untersucht werden und die reflektierenden Oberflächen zudem lokal unterschiedliche Reflektivität aufweisen, stellt sich die Frage, ob die genannten Zusammenhänge in dieser Form auch hier gelten. Dazu wird im Folgenden vom Autor ein theoretisches Modell hergeleitet:

Betrachtet werden ein infinitesimal dünnes Volumenelement der Dicke Δd an einer beliebigen Tiefenposition im Schmierfilm und die beiden Wellenlängen von Anregungs- und Emissionslicht, vgl. Abbildung 4.8.

Das im Modell in das Medium mit der Intensität I_0 eingestrahlte Anregungslicht wird in Vorwärtsrichtung durch Fluoreszenz und andere Absorptionseffekte abgeschwächt, so dass es mit der Intensität $I_{EX, vor, ein}$ in das Volumenelement eintritt und ohne Richtungsänderung nach Fluores-

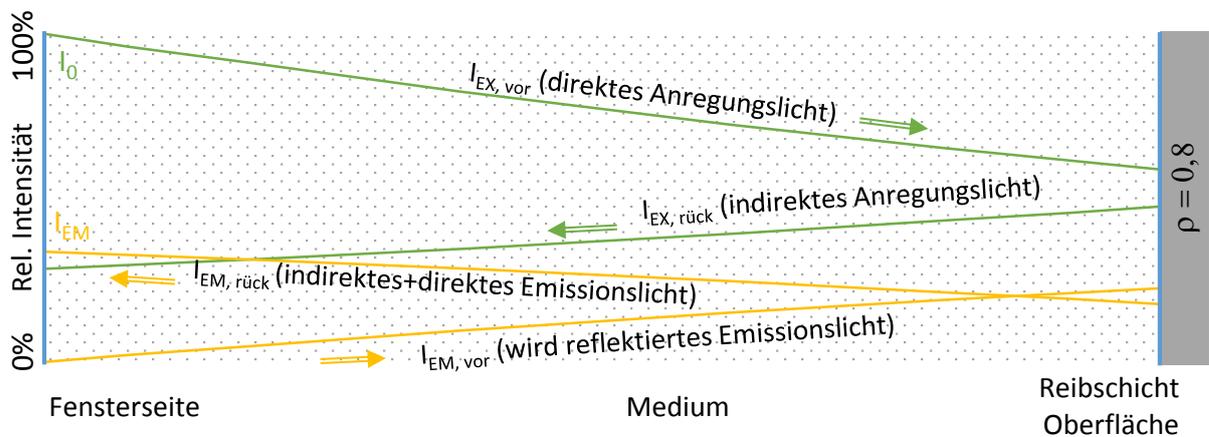
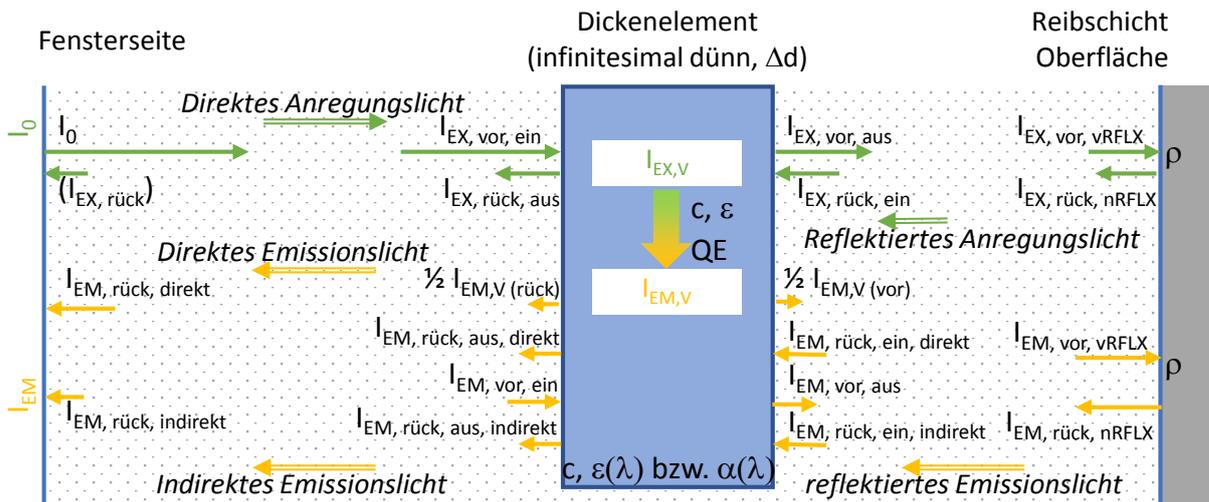


Abbildung 4.8: Intensitäten am Volumenelement und Koppelbedingungen, qualitative Intensitätsverläufe

zenz und Absorption mit verminderter Intensität $I_{EX, \text{vor, aus}} = I_{EX, \text{vor, ein}} \cdot (1 - \varepsilon \cdot \Delta d)$ austritt. Somit ergibt sich für das direkte Anregungslicht d. h. in Vorwärtsrichtung ein Intensitätsverlauf nach dem „Gefällegesetz“.

Nach dem gedämpften Durchgang des Anregungslichts durch die Schicht in Vorwärtsrichtung verbleibt ein Rest-Anregungslichtstrom $I_{EX, \text{vor, vRFLX}}$, der an der Belagsoberfläche – teilweise – reflektiert wird. Der Reflexionsgrad ρ im Intervall $[0;1]^3$ ist eine wellenlängenabhängige Größe und beschreibt dabei das Verhältnis der Intensitäten des zurückgestrahlten Lichts und des eingestrahnten Lichts. Das reflektierte Anregungslicht $I_{EX, \text{rück, nRFLX}}$ durchläuft das Medium erneut, diesmal aber in Rückwärtsrichtung. Es tritt wieder in das Volumenelement ein $I_{EX, \text{rück, ein}}$, wo es abermals gedämpft wird und für weitere Fluoreszenzanregung sorgen kann, bis es mit $I_{EX, \text{rück, aus}}$ austritt. Folglich steht die Summe des in das Volumenelement eintretenden Anregungslichts $I_{EX, V} = I_{EX, \text{vor, ein}} + I_{EX, \text{rück, ein}}$ für Fluoreszenzanregung zur Verfügung.

Allgemein gilt, dass das vom Volumenelement abgegebene Emissionslicht nach dem Lambert-Beerschen Gesetz die Intensität $I_{EM, V} = I_{EX, V} \cdot \Delta d \cdot c \cdot \varepsilon \cdot QE$ hat, zur Herleitung vgl. [WF12, Sch84, PGBQ92]. Da die Abstrahlung kugelförmig erfolgt [Eis66], wird vom Autor ver-

³beide Intervallgrenzen sind technisch bisher nicht erreicht: 1 ist auf Grund stets vorhandener Dissipation nicht realisierbar; zu Null siehe [YCB⁺08]

einfachend angenommen, dass das Emissionslicht $I_{EM,V}$ das Volumenelement jeweils hälftig vorwärts $1/2 I_{EM,V(vor)}$ und rückwärts $1/2 I_{EM,V(rück)}$ verlässt. Licht, das außerhalb eines bestimmten Grenzwinkels zur Einfallstrahlrichtung emittiert wird, wird auf Grund der Totalreflexion oder der numerischen Apertur des Aufbaus nicht auf den Detektor treffen. Der Grenzwinkel ist näherungsweise tiefenunabhängig, so dass die Betrachtung der Abschwächung nur einen konstanten Faktor ausmacht und daher im Folgenden darauf verzichtet werden kann.

Vom Detektor wird ausschließlich rückwärtsgerichtetes Licht empfangen. Das beinhaltet einerseits direktes, also rückwärtsgerichtetes Emissionslicht $I_{EM,rück,direkt}$, andererseits ursprünglich vorwärtsgerichtetes Emissionslicht, das an der Belagsoberfläche reflektiert wurde und damit zum indirekten Emissionslicht $I_{EM,rück,indirekt}$ wird. Diese beiden Anteile werden im Folgenden beschrieben:

Das rückwärtsgerichtete direkte Emissionslicht aus allen Volumenelementen rechts des betrachteten Volumenelements wird als $I_{EM,rück,ein,direkt}$ bezeichnet. Es tritt aus dem Volumenelement gedämpft mit $I_{EM,rück,aus,direkt} = I_{EM,rück,ein,direkt} \cdot (1 - \varepsilon \cdot \Delta d)$ aus.

Das vorwärtsgerichtete Emissionslicht aus allen Volumenelementen links des betrachteten Volumenelements ist $I_{EM,vor,ein}$ und tritt gedämpft mit $I_{EM,vor,aus} = I_{EM,vor,ein} \cdot (1 - \varepsilon \cdot \Delta d)$ aus. Es wird nach dem Durchgang des letzten Volumenelements am Belag reflektiert $I_{EM,rück,nRFLX} = \varrho \cdot I_{EM,vor,vRFLX}$. Auf dem Rückweg durchquert es als indirektes Emissionslicht $I_{EM,rück,ein,indirekt}$ erneut das Volumenelement und tritt gedämpft mit $I_{EM,rück,aus,indirekt} = I_{EM,rück,ein,indirekt} \cdot (1 - \varepsilon \cdot \Delta d)$ aus.

Auf eine analytische Lösung des sich ergebenden Zusammenhangs wurde verzichtet und stattdessen eine rein numerische Betrachtung durch Unterteilung der Filmdicke in Intervalle bzw. Zellen durchgeführt. Die Kurven in Abbildung 4.8 unten zeigen beispielhaft über der Fluidfilmdicke den Verlauf von direktem und indirektem Anregungslicht, vorwärtsgerichtetem Emissionslicht sowie der Summe von indirektem und direktem, also dem rückwärtsgerichteten Emissionslicht, welches mit I_{EM} auf den Detektor trifft.

Dieses eingeführte Modell ermöglicht nun, dass der Einfluss von Dämpfung und Reflexion auf die relative Emissionsintensität I_{EM}/I_0 in Abhängigkeit der Schichtdicke untersucht werden kann. In Abbildung 4.9 ist beispielhaft für zwei Absorptions-/Dämpfungsraten (hoch/niedrig) und mit/ohne Reflexion das Verhalten dargestellt. Grundsätzlich zeigt sich, dass mit Reflexion die Emissionsintensität höher ist als ohne Reflexion. Zudem steigt die Nichtlinearität mit der Dämpfung an. Für hohe Dämpfung mit Reflexion zeigt sich im Beispiel sogar ein nichtmonotoner Verlauf mit einem Maximum der Fluoreszenzintensität für eine Schichtdicke von 0,3 mm, darüber ein Abfall der Intensität. Dieses Verhalten wäre für eine Umkehrfunktion mit Schichtdicken über dem Maximum nicht geeignet, die Farbstoffkonzentration müsste reduziert werden.

Unabhängig vom Reflexionsgrad kann bis etwa zum Eintritt des gezeigten Abschwächungseffekts die Abhängigkeit von I_{EM} zu I_0 und der Dicke der fluoreszierenden Schicht mit hinreichender Genauigkeit durch immer den gleichen Funktionstyp $I_{EM}/I_0 = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot d})$ abgebildet werden. Der relative Fehler beläuft sich bei den hier dargestellten Funktionen auf unter 0,1%. Dieses Verhalten wird in der Literatur auch als „optisch dicke Schicht“ [HH00] bezeichnet. Bei

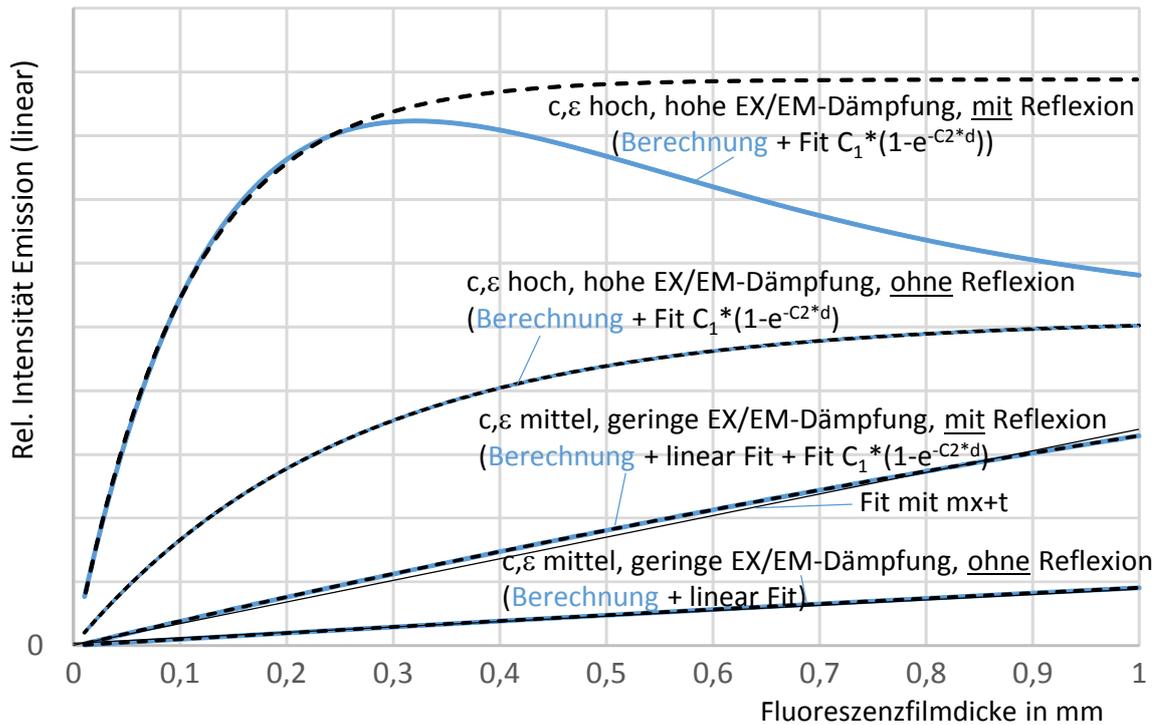


Abbildung 4.9: Berechnete Dickenabhängigkeit der Emission unter Einfluss von Reflexion und Extinktion/Dämpfung

geringerer Farbstoffkonzentration (d. h. geringem Dämpfungsverhalten) oder kleinen Filmdicken kann im Arbeitsbereich mit einer linearen Näherung $I_{EM}/I_0 = m \cdot d$ gearbeitet werden. Diese Linearisierung wird auch als „optisch dünne Schicht“ [HH00] bezeichnet und ist in vergleichbarer Form auch in der weiteren einschlägigen Literatur zu finden [PGBQ92, Gui90, Sch84]. Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wird mit dem nichtlinearen Funktionsansatz gearbeitet, siehe Abschnitt 4.5.1 Abbildung 4.24.

Einfluss Makrogeometrie und lokaler Reflexionsgrad Bei Untersuchungen des reflektierenden und Messinggewinderings wurde festgestellt, dass in den Gewindetälern die gemessenen Fluoreszenz-Helligkeitswerte weit über den auf Basis der Kalibrierung ermittelten maximal zu erwartenden Intensitäten liegen. Zusätzlich zeigten sich aber an einzelnen Stellen wiederum Abweichungen mit geringerer Intensität. Dies wird im Folgenden diskutiert.

Abbildung 4.10 zeigt einen Profilschnitt eines glänzend-reflektierenden Messing-Kalibrierrings mit 0,1mm Tiefe. Die rechtwinklig beabsichtigten Flanken sind durch die Werkzeuggeometrie leicht abgeschrägt (ca. 20°). Die dazugehörigen Fluoreszenzprofile (dargestellt sind mehrere Profile) zeigen, dass an der Bearbeitungskante eine überhöhte Intensität vorliegt, die vgl. Profilschnitt nicht auf eine größere Tiefe der Nut zurückzuführen ist. Das bedeutet, die kugelförmig emittierte und gestreute Anregung und Emission wird an der schrägen Flanke gebündelt. Bei Synchronringen mit reflektierendem Messinggewinde tritt dadurch an den Gewindeflanken doppelte Reflexion auf (Abbildung 4.11). Damit kann zusätzlich nebenan eingestrahktes Anregungslicht für Fluoreszenz sorgen, dies führt zu etwa einer Verdoppelung der Emission. Gleichzeitig wird auch das Emissionslicht reflektiert und verdoppelt die Emission nochmals. Zudem erhöht sich

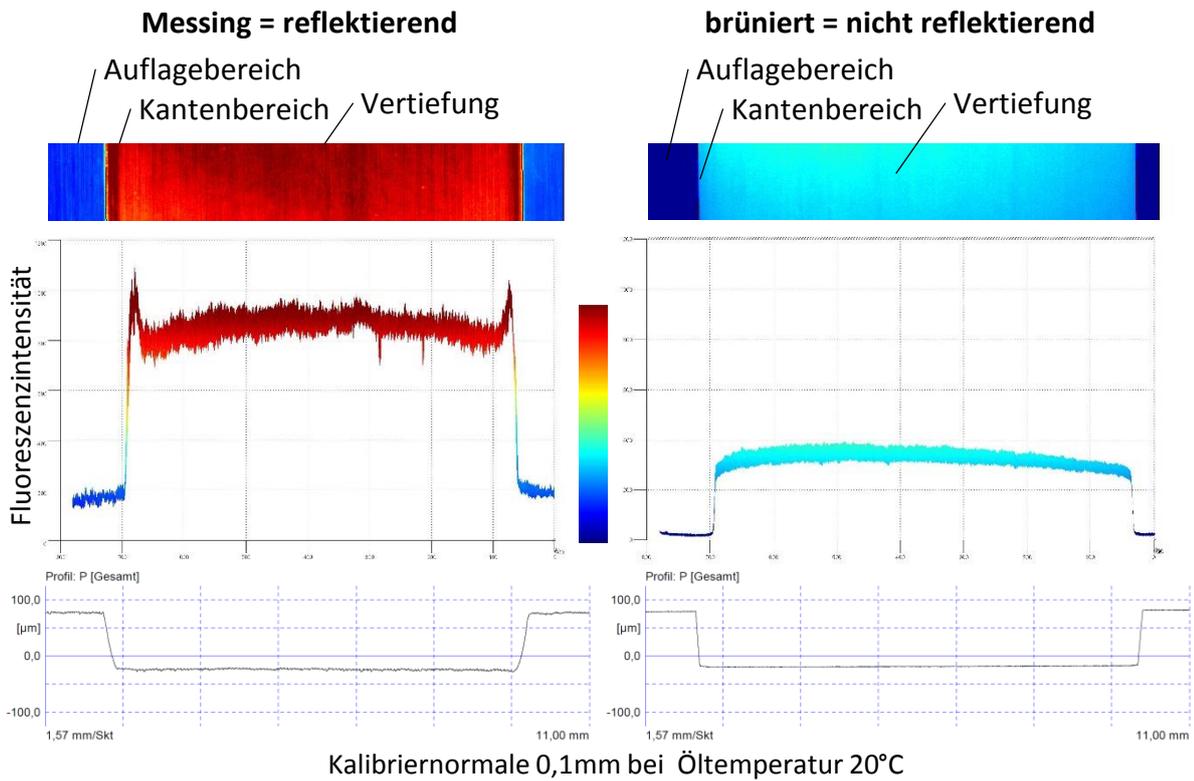


Abbildung 4.10: Kanteneffekte, dargestellt am Fluoreszenzprofil eines Kalibriernormals

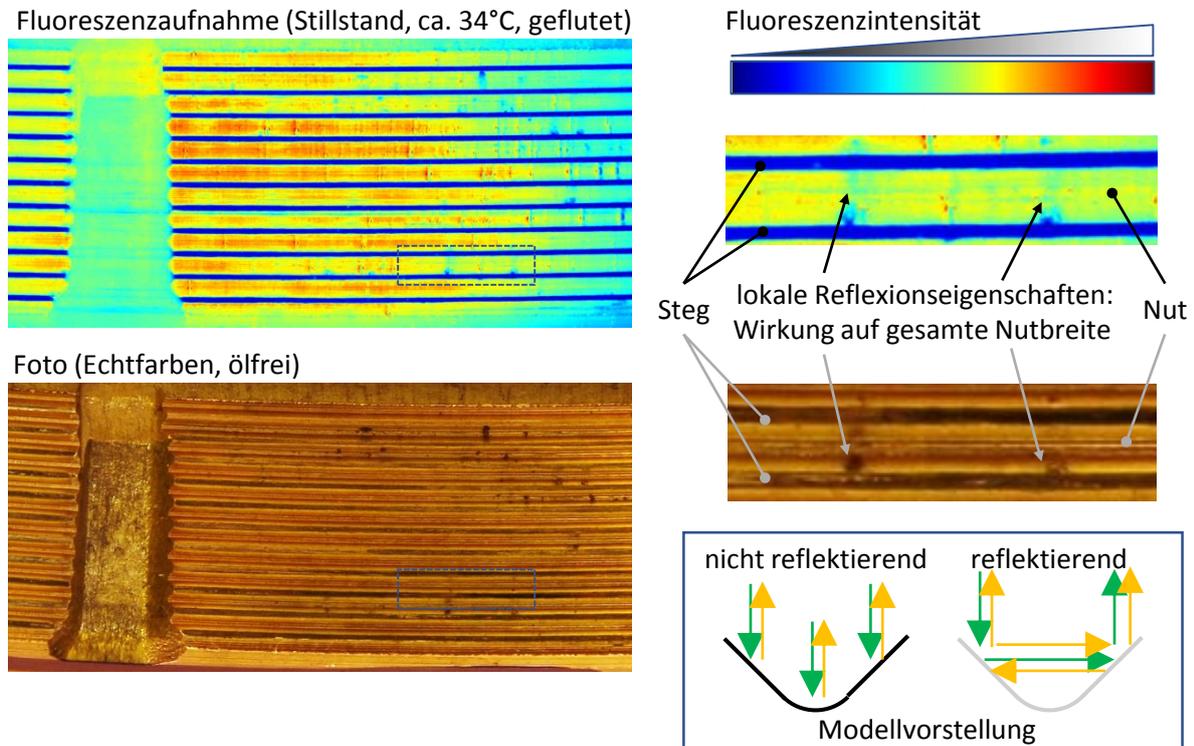


Abbildung 4.11: Kanteneffekte an Flanken des reflektierenden Messingrings

die „wirksame“ Länge des durchlaufenen Schmierstoffpfades. Damit sind im Gewindetalbereich deutlich höhere Intensitäten gegeben als aus der Geometrie und der Kalibrierung berechnet werden. Der eingangs erwähnte Versuch ergab eine Überhöhung der gemessenen Emission von bis zu Faktor 4 gegenüber der maximalen Emission bei maximaler Schichtdicke. Diese Vorstellung kann an Hand der Oberflächenverfärbungen an den Nutflanken bestätigt werden. Einseitige dunkle Stellen wirken sich in einer Helligkeitsreduzierung über die komplette Nutbreite aus.

Ein ähnlicher Effekt sind im übrigen die an den Kanten von im Fluid eingeschlossenen Gasblasen auftretenden Helligkeitsüberhöhungen (vgl. Abschnitt 4.4.1 beispielsweise Abbildung 4.14 a), die mit der Totalreflexion erklärt werden können.

Einfluss Temperatur und Fluorophor Beim Einsatz von Fluoreszenzfarbstoffen können weitere Effekte auftreten, die in der einschlägigen Grundlagen- und Anwendungsliteratur [Eis66, Köh80, Sch84, Zan81, Gui90] ausführlich beschrieben sind, daher werden diese hier nur kurz zusammengestellt:

- Bleaching („Ausbleichen“): Die Fluoreszenzeigenschaft wird dabei irreversibel zerstört. Dies kann durch hohe Anregungslichtintensitäten, thermische oder mechanische Überlastung sowie Oxidationseffekte hervorgerufen werden. Es besteht auch die Vorstellung von einer begrenzten Lastwechselzahl[LC05]. Regelmäßig werden Versuchsaufbauten hinsichtlich der Bleachingneigung überprüft bzw. optimiert[HT91, RB91, SHW92, BMT93].
- Quenching („Floureszenzlöschung“): Eine Unterdrückung der Fluoreszenz, die durch verschiedene Effekte hervorgerufen werden kann, aber im Gegensatz zum Bleaching reversibel ist. Ursache ist der Übergang vom angeregten Zustand in den Grundzustand ohne Fluoreszenzemission aber mit Wärmeabgabe u. a. durch Komplexbildung mit Verunreinigungen (statisches Quenching) oder auch Anregung anderer Fluorophore sowie Kollisionsvorgänge (dynamisches Quenching).

Bei höherer Temperatur steigt die Kollisionswahrscheinlichkeit im angeregten Zustand, damit auch die Wahrscheinlichkeit zum Abklingen ohne Abgabe eines Photons. Dieser Effekt wird häufig dem dynamischen Quenching zugerechnet. Je nach Fluorophor kann es bei hohen Temperaturen bis zur vollständigen Fluoreszenzlöschung kommen, die nach Abkühlung wieder abklingt.

[Gui90] beschreibt zudem einen Einfluss der Fluoreszenzintensität von der Viskosität des Fluids. Es ist davon auszugehen, dass sich die Molekülbewegung mit der Viskosität vergleichbar der Temperaturabhängigkeit verändert.

Beide Effekte konnten in einem Modellaufbau unter Verwendung einer Glasküvette auf einer Heizplatte unter dem Fluoreszenzmikroskop nachgewiesen werden. Die Messkurven sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Beginnend bei ca. 30 °C wurde die Temperatur stufenweise erhöht. Bei Nutzung der Eigenfluoreszenz trat bei ca. 200 °C eine vollständige Löschung auf, bei zugesetztem Farbstoff eine teilweise Löschung. Beides ist dem Quenching zuzuordnen. Bei ca. 200 °C wurde Blasenbildung in der Küvette beobachtet, d. h. Bestandteile des Öls beginnen zu sieden. Die Fluoreszenzmesswerte nach Wiederabkühlung liegen unter den extrapolierten Messkurven. Dies ist

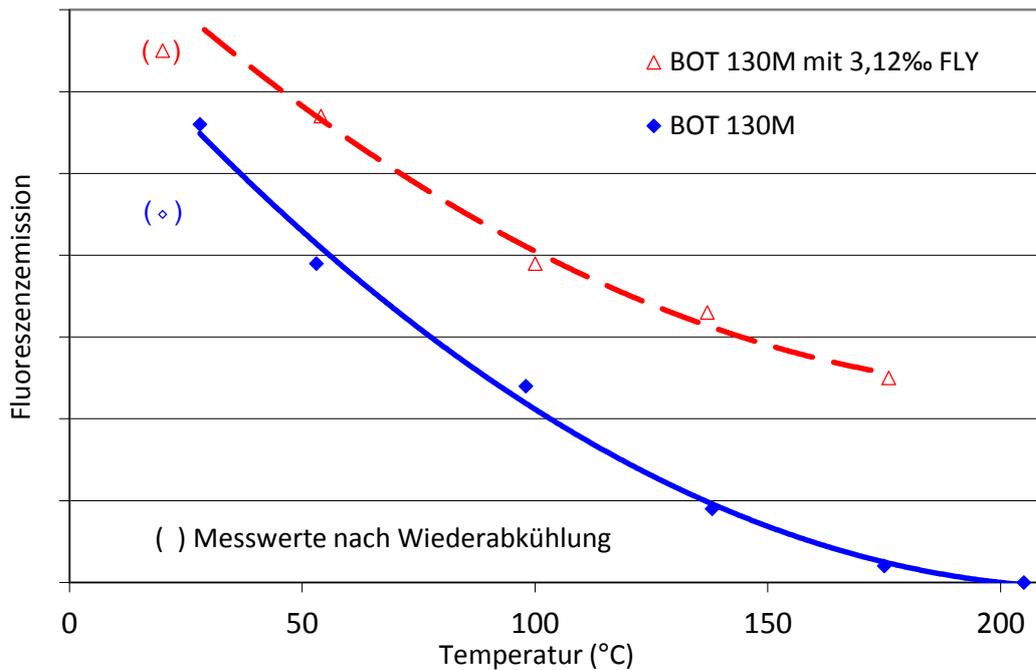


Abbildung 4.12: Modellversuch Temperaturabhängigkeit Fluoreszenzintensität

gleichbedeutend mit einer bleibenden Schädigung im Sinne einer reduzierten Quantenausbeute, somit liegt Bleaching vor.

Was bedeuten diese Effekte für das Fluoreszenzmessverfahren und welche Forderungen lassen sich daraus ableiten? Idealerweise sollten alle Farbstoffmoleküle des Films zur Fluoreszenz angeregt werden, das heißt, es muss ein relativer Überschuss an Anregungslicht vorliegen. Dies wird auch als „Sättigung“ bezeichnet. Diese Forderung kann durch eine Verringerung der Farbstoffkonzentration oder eine Erhöhung der Bestrahlungsstärke erfüllt werden. Beide Parameter sind so zu wählen, dass auch ohne Reflexion Sättigung bis zur Reibfläche vorliegen würde. Mit dieser Maßnahme kann der Einfluss der Reflexion auf die Fluoreszenzanregung eliminiert werden, womit sich der Reflexionseinfluss auf die Gesamtemission um bis zu Faktor 2 verringert.

Trotzdem besteht weiterhin der Anteil des an der Reibfläche reflektierten Emissionslichts an der Gesamtemission. So würde die Messung mit reflektierendem Material im Vergleich mit nicht-reflektierendem Material eine Fehlinterpretation bis zur doppelten Schichtdicke verursachen. Da es sich auf Grund der Rauheit großenteils um eine nichtgerichtete, d. h. diffuse Reflexion handelt, kann dieses reflektierte Emissionslicht auch nicht durch Polarisationsfilterung o. ä. entfernt werden. Es verbleibt der Ansatz, den Einfluss der Reflexion zu eliminieren, indem die Reibfläche bzw. deren Täler nichtreflektierend eingefärbt werden. Dadurch würden sich aber die Reib- und Benetzungseigenschaften verändern, zudem wäre die Verschleißbeständigkeit der Einfärbung nicht gegeben. Daher wird in dieser Arbeit von dieser Möglichkeit abgesehen und für die nichtreflektierenden und reflektierenden Materialien mit jeweils unterschiedlichen Kalibrierfunktionen gearbeitet.

Bei geringen Schichtdicken, geringer Strahlungsdämpfung im Fluid, flachen Oberflächenwinkeln und konstanter Reflektivität an der Belagoberfläche kann mit diesen Einstellungen eine nahe-

zu lineare Abhängigkeit von Schichtdicke und Fluoreszenzintensität erreicht werden. Bei größeren Schichtdicken ist ein exponentiell degressiver Verlauf gegeben. Zudem ist darauf zu achten, dass die Überhöhungen der Emissionsintensität an eingeschlossenen Gasblasen nicht fälschlicherweise als Schichtdicke bewertet werden.

Eine relevante irreversible Schädigung des Fluorophors ist im vorliegenden Fall nicht zu erwarten, da bei 80 °C Tanktemperatur dieser Effekt noch nicht auftritt und die Schädigung durch Temperatur- und mechanische Einwirkung des Reibkontakts im Vergleich zur Öl-Gesamtmenge von ca. 5 Liter nicht ins Gewicht fällt. Bei den erhöhten Temperaturen im Reibkontakt ist jedoch mit dynamischer Fluoreszenzlöschung zu rechnen. Es wurde vom Autor versucht, diesen Einfluss durch im Reibsystem und Bild vorhandene Referenzdicken bzw. die bekannte Topografie (die sich unter realer Belastung nicht wesentlich von der unter statischer Last unterscheidet) zu quantifizieren, als problematisch stellten sich jedoch die lokalen Temperaturunterschiede dar.

4.4 Qualitative fluoreszenzoptische Untersuchungen: Ölverteilung

Die Schwerpunkte der qualitativen Untersuchungen der konischen und planen Kontaktflächen liegen auf der Bestimmung der Struktur der Reiboberflächen auch unter Verschleißbeanspruchung, Benetzung und Transport des Schmierstoffs im Reibspalt und außerhalb des Reibspalts sowie der Ausrichtung der Kontaktflächen zueinander.

Für die Aufnahmen wurde nur die Eigenfluoreszenz des verwendeten Öles genutzt, da sich die Intensität für diese Untersuchungen als ausreichend herausgestellt hat und der Prüfstand zu diesem Zeitpunkt für eventuelle Wiederholversuchsläufe nicht mit Farbstoff verunreinigt werden sollte. Helle Stellen in den Bildern sind gleichbedeutend mit hoher Fluoreszenzintensität und damit ein Indiz für eine größere Schmierfilmhöhe im Vergleich zu dunkleren Stellen. Luft-/Gasblasen werden gegenüber Normallichtaufnahmen eindeutig erkennbar. Die Filtersperrwirkung ist nicht vollständig, so dass Reste des Anregungslichts zu sehen sind (z. B. an den hellen Fasern der Reibeläge). Bedingt durch die Ladezeit des Blitzes entsteht jedes Bild aus einer anderen Schaltung.

Das qualitative Verfahren ist geeignet, die Ausrichtung von Kontaktflächen statisch und dynamisch, lastfrei und unter Last zu überprüfen. Es ermöglicht die Analyse der Struktur von Reiboberflächen auch unter Verschleißbeanspruchung und gibt wertvolle Hinweise zu Benetzung und Transport des Schmierstoffs im Reibspalt und außerhalb des Reibspalts. Insbesondere können Mangelschmierungssituationen und die Speicherfähigkeit erkannt und analysiert werden.

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse für den konischen Kontakt (Abschnitt 4.4.1) zeigen unter anderem, dass keine gleichmäßige Anlage der Reibpartner vorhanden ist, beispielsweise sorgen Schweißpunkte beim Streusinterbelag B1 sowie die Ringstülpung und Verschleißeffekte für eine erhöhte Kontaktdichte. Weiterhin werden für das plane System die grundlegenden Herausforderungen in der Realisierung plan aufliegender, nichtaufschwimmender stiftförmiger Reibflächen (Abschnitt 4.4.2) erarbeitet.

4.4.1 Konische Kontaktfläche

Nachfolgend werden für die konischen Kontaktflächen Ergebnisse der qualitativen Fluoreszenzversuche für verschiedene Materialien (Messing, Streusinter und Karbon) dargestellt. Die Untersuchungen erfolgen unter Variation der Einflussparameter Beölungsmenge, Schaltungszeitpunkt, Drehrichtung, Pressung und Verschleißzustand. Die Bilder werden zunächst visuell verglichen, anschließend werden zudem Möglichkeiten zum rechnergestützten Vergleich aufgezeigt.

Für alle Aufnahmen der konischen Reibflächen gilt: Der Ring ist stillstehend, die Bewegungsrichtung des Saphirkonus ist durch Pfeile gekennzeichnet. Die Blickrichtung ist vertikal nach oben. Am oberen Bildrand befindet sich der kleinere Konusdurchmesser, der Blick von innen in den Konus ist somit an der Bild-Horizontalen gespiegelt. Die Startdrehzahl von $n_0 = 216 \text{ 1/min}$ entspricht $v_0 = 1 \text{ m/s}$ Anfangsgleitgeschwindigkeit. Durch das Verdrehspiel des Synchronrings in der Adaptierung weisen die Aufnahmen mit wechselnden Drehrichtungen einen geringen, in der Darstellung horizontalen Versatz auf. Die Reibbelag-/Ringkanten sind bei den Übersichtsbildern oben und unten in den Abbildungen erkennbar bzw. fallen mit dem Bildrand zusammen. In Aufnahmen geringer Vergrößerung sind die Spiegelränder (oben rechts/links) als dunkle Bereiche zu sehen.

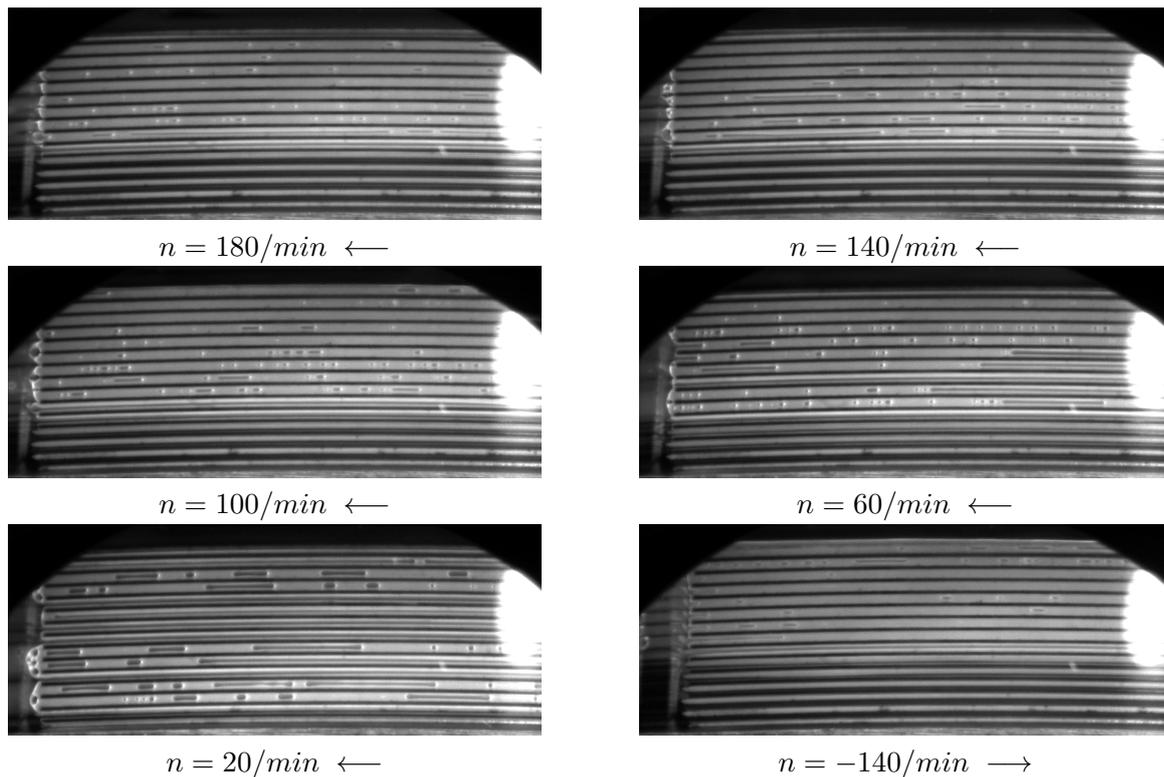
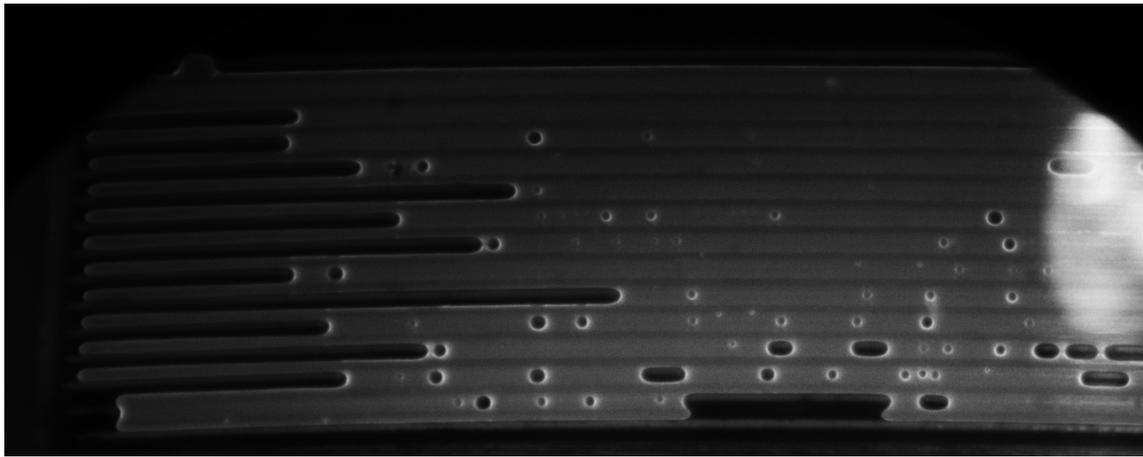
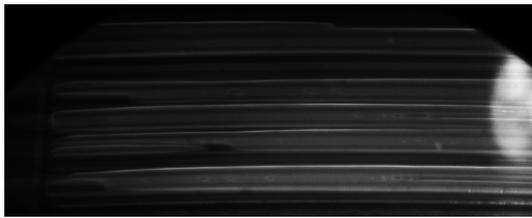


Abbildung 4.13: A1, geringe Beölung, Variation Schaltungszeitpunkte und Drehrichtung ($v_0 = 1 \text{ m/s}$; $n_0 = 216 \text{ 1/min}$)

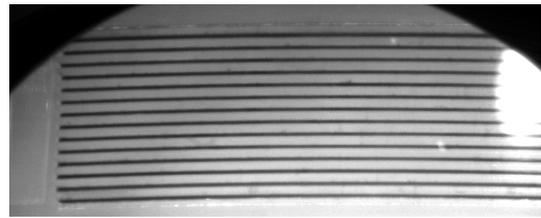
A1 Am Beispiel des Messingrings A1 wird über den Schaltungsverlauf die Beölungssituation untersucht. Abbildung 4.13 zeigt die Untersuchung bei einer geringen Beölungsmenge. Die Kontakte der Gewindespitzen sind als dunkle Stellen, die ölgefüllten Nuten als hell identifizierbar. In den Trapeznuten sind deutlich Luft- bzw. Gasblasen an ihren hellen Kanten zu erkennen. Ganz



a) geringe Beölung, gelüftet, nach Schaltung (vorher →)



b) geringe Beölung, rotierend, vor Schaltung →



c) starke Beölung, vor/nach/während Schaltung identisch

Abbildung 4.14: A1, Variation Beölung, Aufnahmezeitpunkt

links im Bild befindet sich eine der Axialnuten des Messingsynchronrings, rechts ist auf Grund der unzureichenden Filtersperrwirkung eine Spiegelung des Anregungslichts am Saphirkonus zu sehen. Zu Beginn der Schaltung d. h. bei hoher Restdrehzahl ist nur ein Teil der Ringbreite „gefüllt“ beölt, in den restlichen Nuten befindet sich lediglich am Nutgrund Öl, welches keine Kapillarwirkung zum Reibkontakt entfaltet. In den Nuten wird das Öl während der Schaltung mitgezogen und auf der Saphirkonusoberfläche über die Axialnuten hinweg in den nächsten Gewindebereich transportiert. Zum Ende der Schaltung tritt ein Kapillareffekt um die Flanken der nicht gefüllten Trapeznuten auf. Eine beispielhafte Aufnahme mit umgekehrter Drehrichtung zeigt geringe Unterschiede in der Menge der Luftblasen sowie Helligkeit der Nuten im Gewindebereich. Hierfür können der Öltransport auf Grund der Gewindestruktur, Reibwert- und Temperaturunterschiede (vgl. Abschnitt 7.1) ursächlich sein.

In Abbildung 4.14 sind eine Aufnahmen zu unterschiedlichem Beölungsgrad unter Variation des Aufnahmezeitpunkts gegenübergestellt. a) zeigt den Zustand kurz nach der Schaltung bei bereits gelüftetem Synchronring für geringe Beölung. Der Spalt zwischen Konus und Ring ist bereichsweise vollständig mit Öl gefüllt, in den Nutbereichen befinden sich Luftblasen unterschiedlicher Größe. In einigen Bereichen sammelt sich das Öl auf Grund des Kapillareffekts nur zwischen den Trapeznutoberseiten und dem Konus (hellere Streifen links in der Aufnahme). Deutlich erkennbar ist, dass sich der Schmierstoff zwischen den beiden Axialnuten in Richtung der Differenzdrehzahl umverteilt hat.

Abbildung 4.14 b) zeigt eine Aufnahme vor Beginn der Schaltung unter Differenzdrehzahl und bei abgehobenem Konus. Das Öl ist ungleichmäßig über die Ringbreite verteilt und wird durch die

Trapeznutzung und die Bewegung sowie die Schleuderwirkung auf der Konusoberfläche gefördert. Dagegen sind bei starker Beölung (Abbildung 4.14 c) die Nuten zu jedem Zeitpunkt der Schaltung vollständig mit Schmierstoff gefüllt. Die kurze Rotationsdauer der Prüfteile reicht nicht aus, um den Kontaktbereich zu leeren. In der realen Anwendung könnte dieser Fall z. B. bei kaltem Getriebe mit noch stehendem Fahrzeug auftreten.

C1 In Abbildung 4.15 sind Detailaufnahmen eines vorher im DSV gelaufenen Reibkontakts C1 bei unterschiedlicher Drehrichtung gezeigt. Die Graustufen der vorher gezeigten Aufnahmen von A1 wurden so skaliert, dass in etwa der höchste Belichtungswert aller Bilder der Farbe weiß entspricht. Um dünne Schichten wie hier bei C1 aufzulösen und zu vergleichen, ist diese Vorgehensweise nicht geeignet. Die Graustufen werden daher so angepasst, dass nur ein Ausschnitt des gesamten Intensitätsbereichs aufgelöst wird – dies entspricht im restlichen Bereich einer „Überbelichtung“. Dadurch ist zwar die (Teil-)Füllung der Ölnuten nicht mehr sichtbar, dafür wird die Fluoreszenzverteilung zwischen Reibbelag und Konus besser erkennbar. Für das menschliche Auge sind die hell-dunkel-Kontraste trotzdem noch schwer zu erfassen. Durch eine „Falschfarbendarstellung“ kann dies für das Auge nochmals verbessert werden.

Bei Drehrichtung \rightarrow ist im unteren Drittel des Bildes eine „Fluoreszenzwolke“ zu sehen, bei entgegengesetzter Gleitrichtung \leftarrow eine eher streifenförmige Ausprägung. Dies deutet auf eine drehrichtungsabhängig ungleichmäßige Anlage des Reibbelags hin. Im oberen Bildbereich ist zudem ein jeweils passend zur Drehrichtung gerichteter Öleintrag von der Nut in den Belagbereich zu erkennen. Weiterhin sind über den gesamten Belag verteilt helle Flecken sichtbar. Diese entsprechen überwiegend Kavitäten oder Oberflächenrissen im Belag, können aber auch durch die nicht vollständige Filtersperrwirkung und die Fasern verursacht sein.

C2 Auch in Abbildung 4.16 sind die Fluoreszenzaufnahmen des besseren Kontrastes wegen im Falschfarbenvorgang dargestellt. Die im Vergleich zur vorherigen Abbildung abweichend gewählte Farbersetzung erhöht den Kontrast in Bereichen geringer Fluoreszenzintensität. Als Zuordnungreferenz ist auch der ursprüngliche Graukeil gezeigt. Sowohl zwischen den beiden Drehrichtungen als auch den beiden mittleren Flächenpressungen sind Unterschiede in der örtlichen Verteilung der Intensität zu erkennen, was erklärt, dass unterschiedliche Reibbelagszonen beansprucht werden. Für beide Flächenpressungen zeigen sich am großen Konusdurchmesser (unten) „dunklere“ Fluoreszenzwerte, was mit der Vorstellung der Ringstülpung vgl. Abschnitt 9.2 korreliert.

In Abbildung 4.17 werden die markierten Ausschnitte vergrößert dargestellt. Die Pressungserhöhung sorgt allgemein für „dunklere“ Kontaktbereiche. Es ist nochmal deutlich zu erkennen, dass sich Öltransport/-streifen bei den unterschiedlichen Pressungen verändern und Gasblasen an anderen Stellen auftreten. Im Bildausschnitt des höher belasteten Bereichs sind sehr gut die Kanäle/Kavitäten um die inselförmigen Kontaktbereiche (dunkelrot) identifizierbar.

B1, B2 In Abbildung 4.18 sind Fluoreszenzaufnahmen des Streusintersystems B1 für unterschiedliche Drehrichtungen und Schaltungszeitpunkte sowie auch Verschleißzustände gezeigt. Gut erkennbar sind die axialen Ölnuten im Belag. Um die Schweißpunkte herum ist die Kontaktdichte

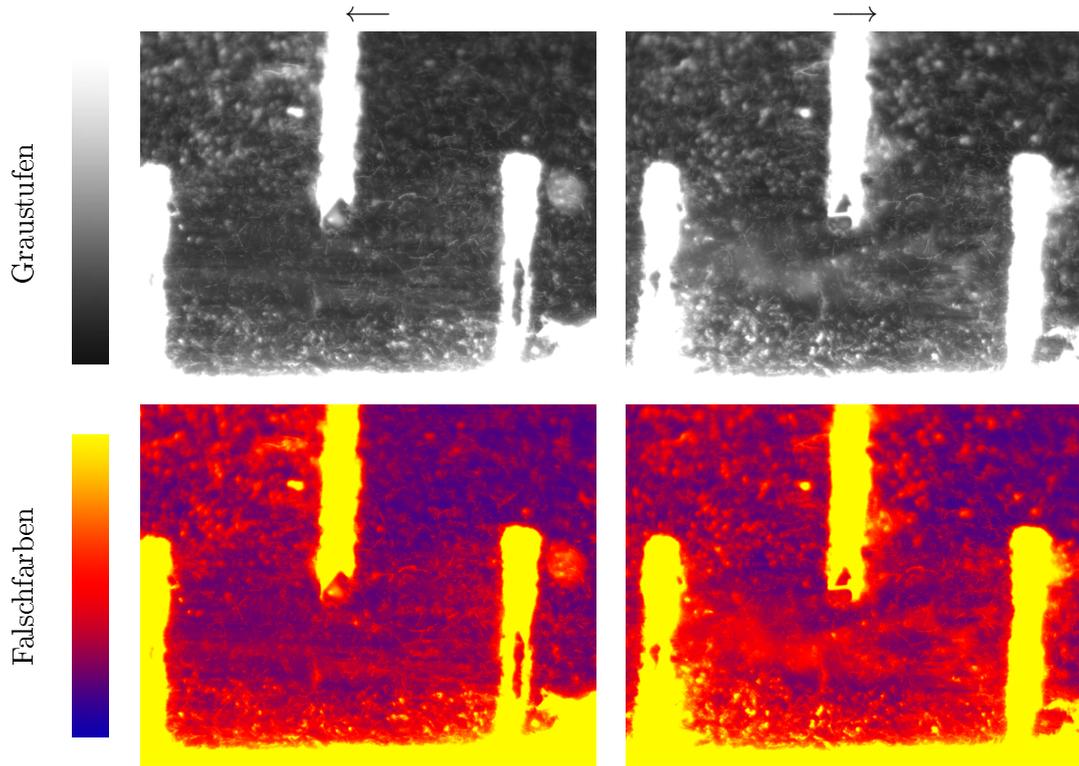


Abbildung 4.15: C1, Variation Drehrichtung ($v_0 = 1 \text{ m/s}$; $n_0 = 216/\text{min}$)

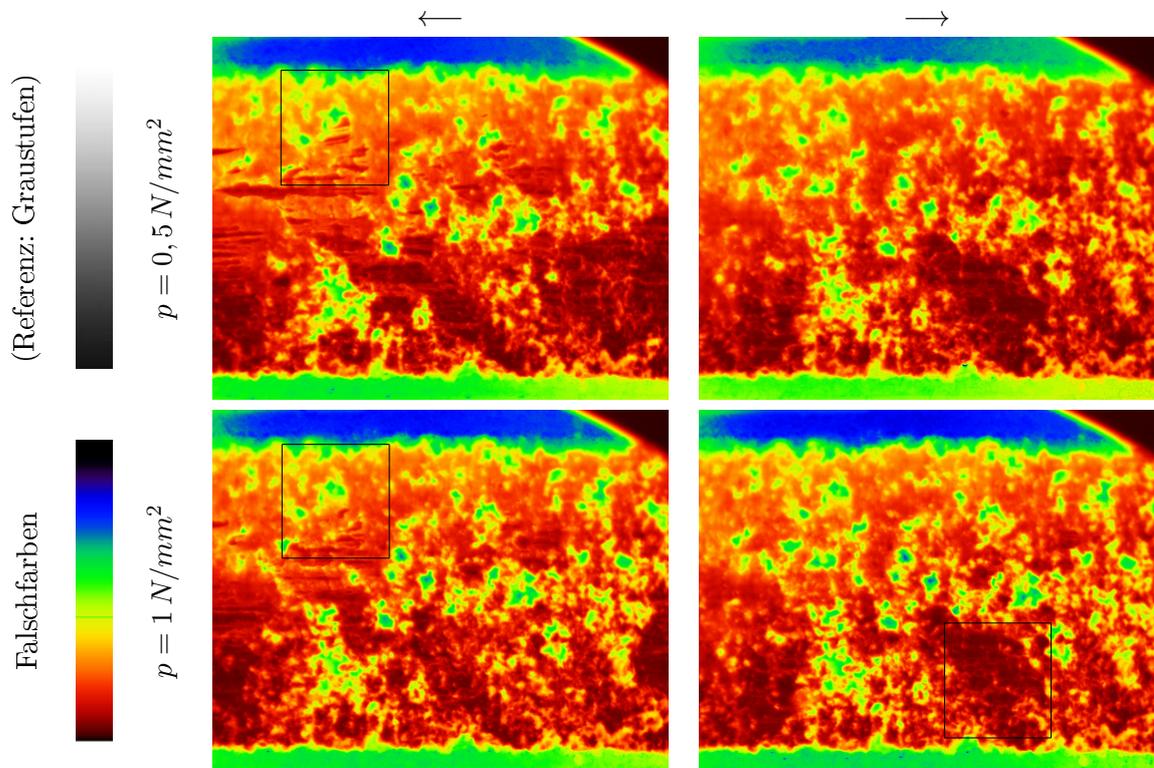


Abbildung 4.16: C2, Variation Pressung und Drehrichtung ($v_0 = 1 \text{ m/s}$; $n_0 = 216/\text{min}$, bei $n = 50/\text{min}$)

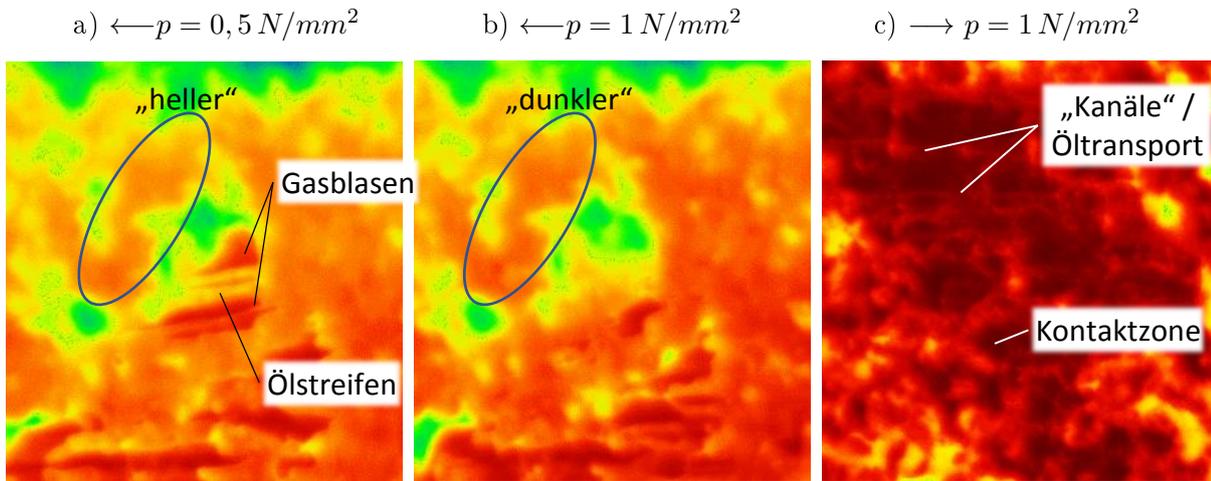


Abbildung 4.17: Ausschnitte aus Abbildung 4.16

höher, das Material wurde hier offensichtlich bei der Fertigung verdichtet. Drehrichtungsbedingt liegen an einzelnen Stellen, insbesondere in der Nähe der Schweißpunkte lokale Unterschiede vor. Neben den unterschiedlichen Durchströmungseigenschaften der Kanäle ist davon auszugehen, dass die „Federung“ des Belages (punktgeschweißtes Blech) sowie die rückseitige Momenteinleitung über den Indexnocken Einfluss nehmen. Der spätere Schaltungszeitpunkt zeigt drehrichtungsunabhängig eine insgesamt geringere Helligkeit. Die Temperatur im Kontakt ist zu diesem Zeitpunkt höher, d. h. die Fluoreszenzintensität geringer. Im Bild mit Drehrichtung \leftarrow ist zu sehen, dass die Kavität des Schweißpunkts noch „kaltes“ Öl in den Kontakt speisen kann. Der Vergleich zwischen unbeanspruchtem (neu) und gelaufenem Belag aus dem DSV offenbart die verschleißbedingten Unterschiede in den Kontaktbereichen. Der Anteil der schwarzen Flächen ist im Vergleich zum Neuteil deutlich erhöht und beschränkt sich nicht auf die Umgebung der Schweißpunkte sondern ist ziemlich gleichmäßig über die Ringbreite verteilt. Beim gelaufenen Ring ist die Kontaktdichte am großen Konusdurchmesser (unten) etwas höher, was mit der Vorstellung der Ringstülpung vgl. Abschnitt 9.2 korreliert.

Abbildung 4.19 a zeigt die Übersicht über die Ringbreite des Streusinterbelags mit Waffelnutzung B2. Zur besseren Beurteilung eines möglichen drehrichtungsabhängigen Verhaltens werden für beide Drehrichtungen mit dem Mikroskopzoom Aufnahmen zur Schmierstoffverteilung angefertigt (Abbildung 4.19 b und c. In einzelnen Bereichen treten kaum sichtbar „dunkle Schlieren“ auf, die auf einen dünnen Schmierfilm bzw. hohe Temperaturen schließen lassen. Dies kann hinter Einzelkontakten mit besonders hoher lokaler Pressung bzw. durch Gasblasen verursacht sein.

Der direkte visuelle Vergleich stößt sowohl in der Druckwiedergabe als auch am Bildschirm an Grenzen. Deshalb werden alternative Möglichkeiten zum rechnergestützten Vergleich erarbeitet. Im ersten Schritt werden die zu vergleichenden Bilder b und c passgenau übereinandergelegt⁴. Als Positionsbasis wurde b gewählt und c an die passende Stelle verschoben. Anschließend wird auf den gemeinsamen Bereich zurechtgeschnitten, daher sind die folgenden Bilder kleiner.

⁴Dieser Vorgang wird beispielsweise durch transparente Darstellung oder dynamische Differenzbildung und die Histogramm-Summenfunktionen (Minimalisierung des Mittelwerts) unterstützt. Je nach eingesetzter Software (Bildbearbeitung, Kalkulationsprogramm, ...) können die Rechenfunktionen abweichend benannt sein (z. B. Überlagern, Differenz \neq Subtraktion).

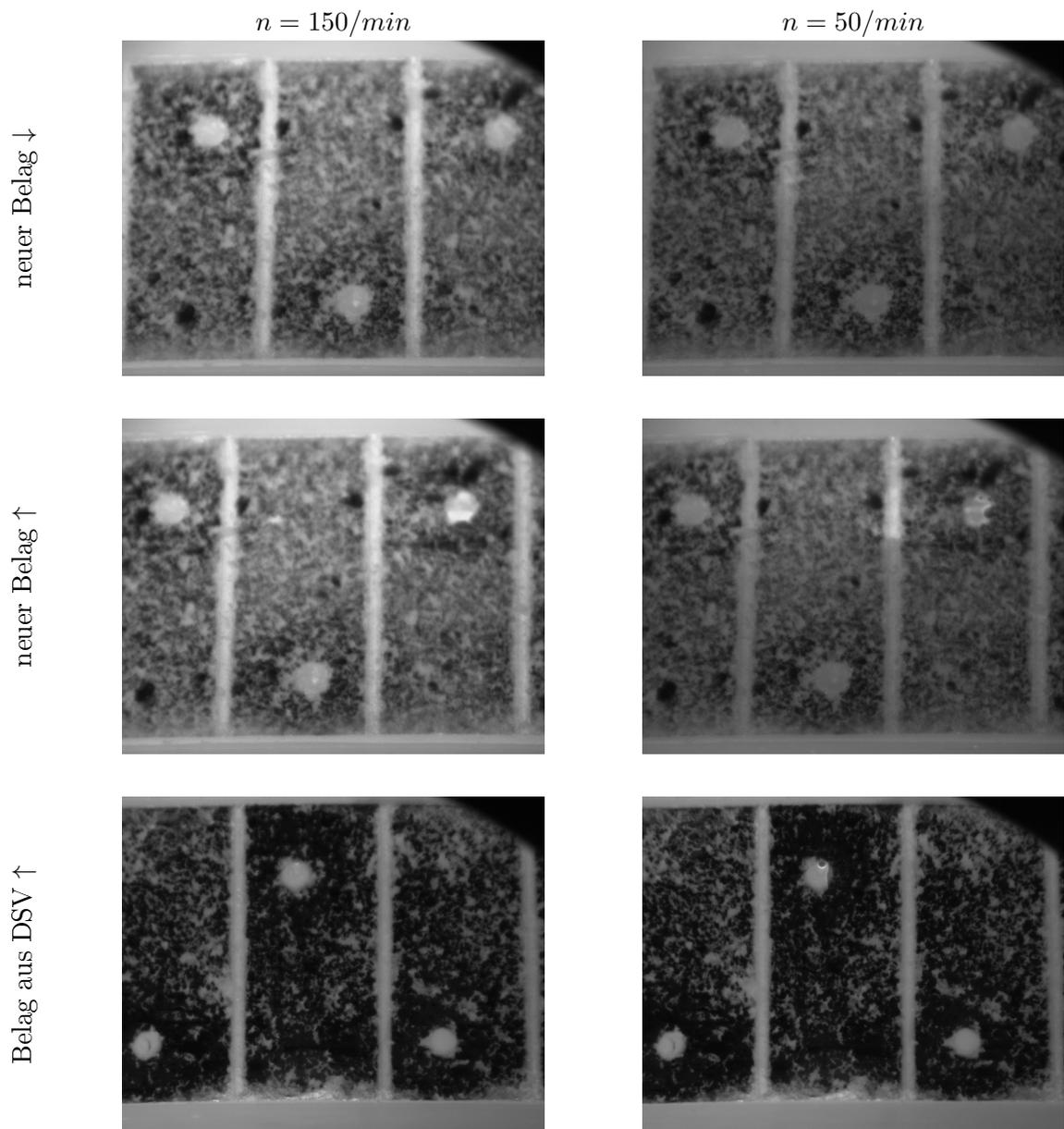
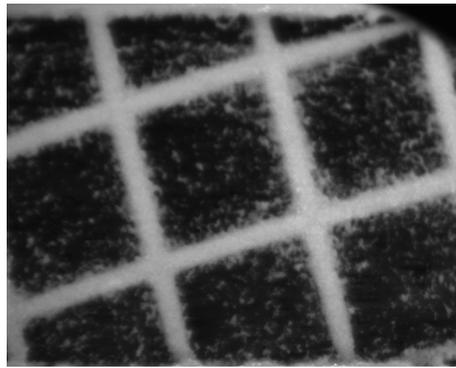
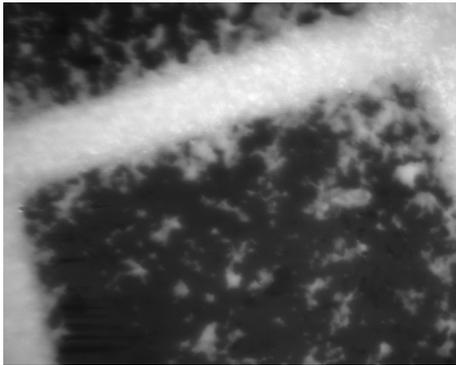


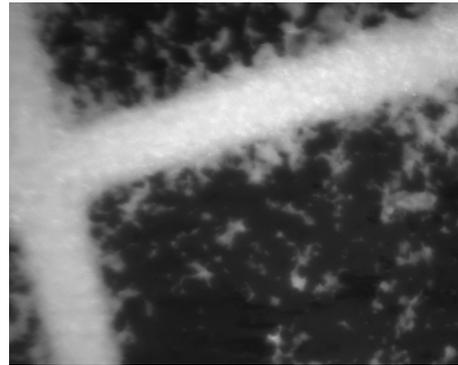
Abbildung 4.18: B1, Variation Drehrichtung, Schaltungszeitpunkt und Verschleißzustand



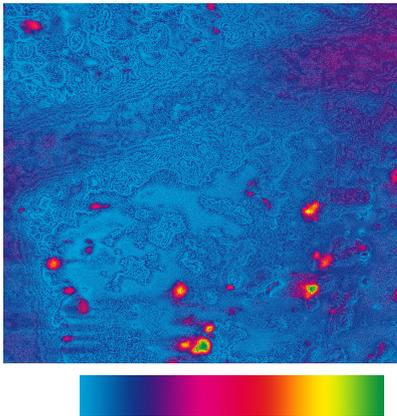
a) Übersichtsbild



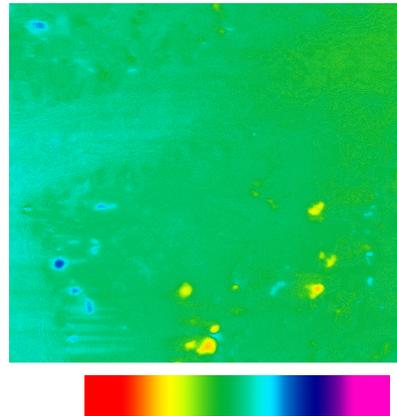
b) ←



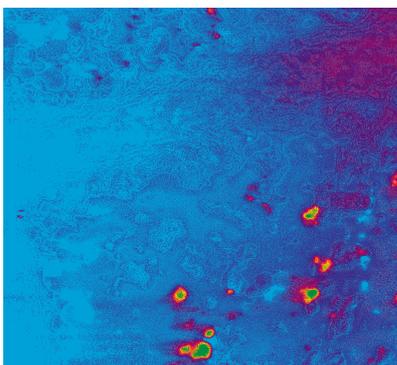
c) →



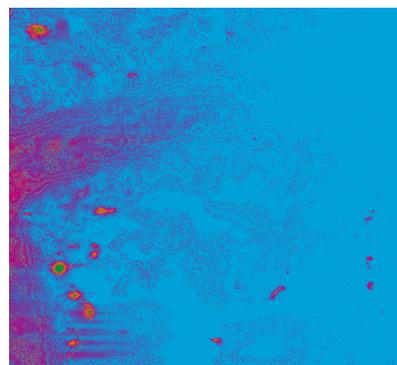
d) Skala Differenzbetrag (0 → max)
zugleich für f, g Subtraktion (0 → max)



e) Skala Differenz
(-max → 0 → +max bzw.
b > c → 0 → c > b)



f) $b - c > 0$



g) $c - b > 0$

Abbildung 4.19: Differenzauswertung an B2 für Variation Drehrichtung
($p = 1 \text{ N/mm}^2$; $v_0 = 1 \text{ m/s}$; $n = 50/\text{min}$)

Im zweiten Schritt wird für alle Darstellungsvarianten die Differenz der Helligkeitswerte $b(x,y)-c(x,y)$ gebildet. Danach erfolgt in einem dritten Schritt individuell eine weitere Betrachtung s. u.. Abschließend wird immer eine definierte Verstärkung (Helligkeit/Kontrast) und die Darstellung auf einer Farbskala durchgeführt. Die Möglichkeiten für den dritten Schritt sind:

- d: von der Differenz wird der Betrag berechnet. Hiermit ergibt sich die Aussage, an welchen Stellen überhaupt Abweichungen vorhanden sind.
- e: die Differenz wird unverändert weiterbetrachtet. Zusätzlich zu d zeigt sich eine vorzeichenbehaftete Abweichung.
- f, g: von der Differenzbildung werden jeweils nur die positiven bzw. negativen Ergebnisse im Betrag weiter betrachtet. Die Darstellungen ermöglichen eine höher aufgelöste und differenzierte Aussage als e, in welcher Höhe jeweils das eine Ausgangsbild lokal heller als das andere Bild ist.

Am Beispiel der Bilder ist zu sehen, dass einzelne Kavitäten in Abhängigkeit der Drehrichtung mit Luftblasen belegt sind oder mit Öl gefüllt sind. Zudem treten einzelne Kontakte hervor. Differenzen auf den Flächen werden aufgelöst. Bei der Interpretation der Unterschiede ist zu beachten, dass sich die auf der Aufnahme nicht gleichmäßig verteilte Anregungslichtintensität durch das Ausrichten mit verschiebt.

4.4.2 Plane Kontaktfläche

Im Folgenden werden qualitative Ergebnisse der Fluoreszenzaufnahmen von planen Kontaktflächen in der Tribometeranordnung am Beispiel der Materialien Streusinter B1 und Karbon C2 dargestellt, da bei diesen Systemen auf Grund des Fertigungsverfahrens Schwierigkeiten in der Planausrichtung erwartet werden. Es wird untersucht, ob eine elastische Lagerung der Stifte einen Beitrag zur Verbesserung der Planausrichtung leisten kann. In diesem Zusammenhang ist vor allem der Parameter Drehrichtung im Fokus.

Für alle Fluoreszenzbilder der planen Reibflächen gilt: Der Stift ist jeweils stillstehend. Es wurde immer der obere Stift (vgl. Abbildung 3.9) aufgenommen, somit liegt sich das Rotationszentrum vertikal unter dem Stift. Am oberen Bildrand befindet sich der große Reibradius. Die Drehrichtung der Saphirscheibe ist mit einem Pfeil gekennzeichnet. Bei dem runden Schatten links unten im Bild handelt es sich um das Ende des Lichtleiters.

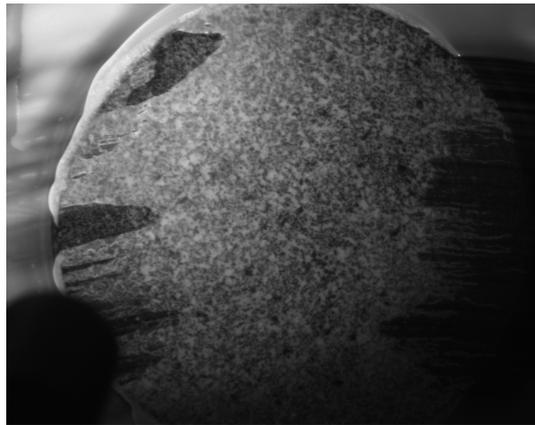
B1 Die Fluoreszenzaufnahmen in Abbildung 4.20 zeigen die Ölverteilung im planen Reibkontakt bei starrer Befestigung der Reibstifte. Um eventuelle Ausrichtungsfehler zu erkennen, werden unterschiedliche Drehrichtungen untersucht. Bei beiden Drehrichtungen a) / b) ist das Schmiermittel auf der Saphirscheibe links und oben außerhalb des Stiftbereichs gut erkennbar. Bei a) bildet sich auf der Anströmseite (links) ein Ölstau, der den Kontaktbereich speist und fast vollständig füllt. Für die andere Drehrichtung b) reicht das an der Scheibe anhaftende Öl aus den vorherigen Kontakten nicht aus, um den Spalt an der rechten Stiftseite vollständig zu füllen. In a) ist qualitativ gut ein keilförmiger, nach rechts dünner werdender Verlauf des Spalts zu sehen. Dies und das Abreißen des Films in b) in etwa der Mitte der Reibfläche weisen auf eine nicht ideal plane Anlage der Stifte auf der Saphirscheibe hin, was die Vermutung von Ausrichtungsfehlern bestätigt.

Zwei weitere Aufnahmen zeigen die Möglichkeiten der Mikroskopvergrößerung als Ausschnittaufnahmen: c) zeigt sehr gut die Kavitätskanäle bzw. die Transportwege des Schmierstoffs durch den Reibbelag unter Mangelschmierung nach dem Abriss der vollständigen Füllung. In d) ist ein Detail einer vollständig beölte Stelle bei höchster Vergrößerung (Ausschnittbreite 2,8 mm) zu sehen. Hier zeigt sich deutlich die Topografie der Reibfläche mit den Einzelkontakten des Reibbelags an den dunklen Stellen. Vereinzelt sind auch Luft- bzw. Gasbläschen im Schmierstoff an Hand der hellen umgebenden Kanten zu erkennen.

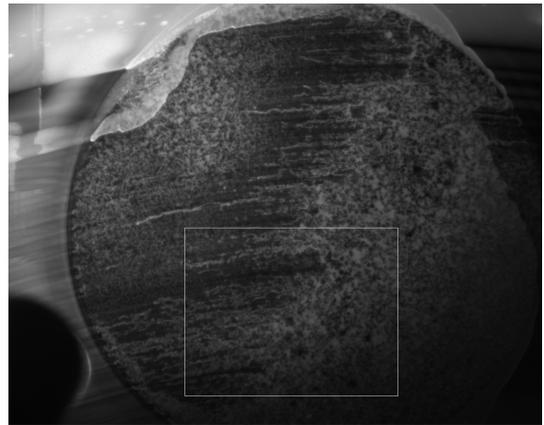
C2 Im Gegensatz zu den vorher dargestellten Aufnahmen des Streusinterbelags B1 (Abbildung 4.20) werden die Reibstifte im Tribometeraufbau für Karbon C2 axial und winklig gefedert gelagert, so dass eine bessere makroskopische Ausrichtung erwartet wird. An Hand der Abbildung 4.21 kann dies für beide Drehrichtungen bestätigt werden, da kein keilförmiger Verlauf im Stiftbereich erkennbar ist.

Im Austrittsbereich ist für die linke Stiftseite bei \leftarrow sowie die rechte bei \rightarrow ein Schmierungsabriss durch Kavitation oder Lufteintritt zu sehen. Dies deutet darauf hin, dass trotzdem noch eine geringe Verkipfung bzw. ungleichmäßige Anpressung durch die gefederte Lagerung der Reibstifte oder die Kanten der Reibstifte selbst vorliegt. Im Vergleich zur vorherigen Abbildung von B1 ist der Anströmbereich besser geflutet. Dieser Effekt nimmt aber insbesondere bei Rechtsdrehung \rightarrow über den Schaltungsverlauf ab, so dass auch hier schließlich Mangelschmierung fast im kompletten Reibkontakt auftritt. Bei Linksdrehung \leftarrow ist dagegen nur eine minimale Verbreiterung des Mangelschmierungs Bereichs über dem Schaltungsverlauf zu beobachten. Dieser Unterschied zwischen den Drehrichtungen kann zusätzlich durch die Anordnung der Ölzuführung beeinflusst sein.

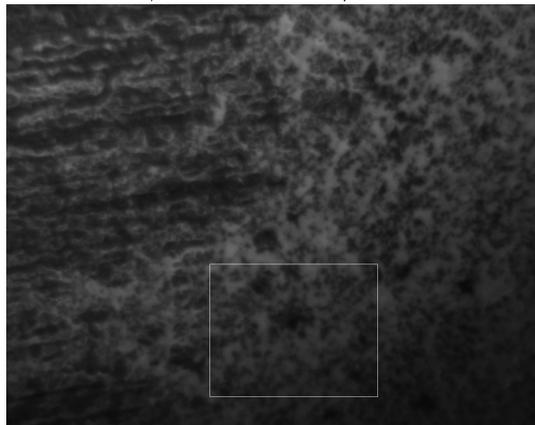
In den Bereichen der Mangelschmierung ist zudem im Vergleich von B1 und C2 ersichtlich, dass sich die Kavitäten und Kavitätskanäle der beiden Beläge unterscheiden. Während B1 eher feine Kavitäten und Kanäle aufweist, ist bei B2 eine gröbere Struktur mit tiefen Poren und Kanälen mit gespeichertem Schmierstoff erkennbar.



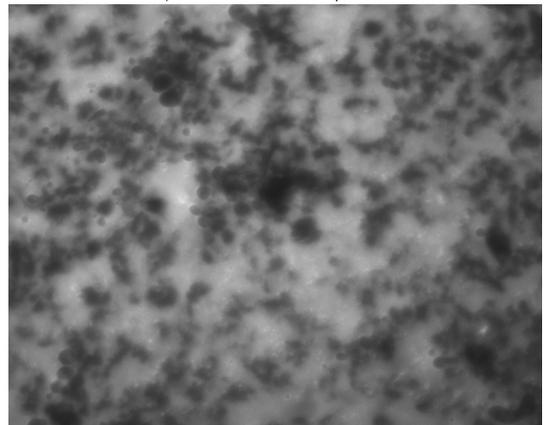
a) $\rightarrow n = -50/min$



b) $\leftarrow n = 50/min$



c) $\leftarrow n = 50/min$



d) $\leftarrow n = 50/min$

Abbildung 4.20: B1 plan, Variation Drehrichtung und Zoomstufen ($v_0 = 1 m/s$; $n_0 = 182/min$; $p = 1 N/mm^2$)

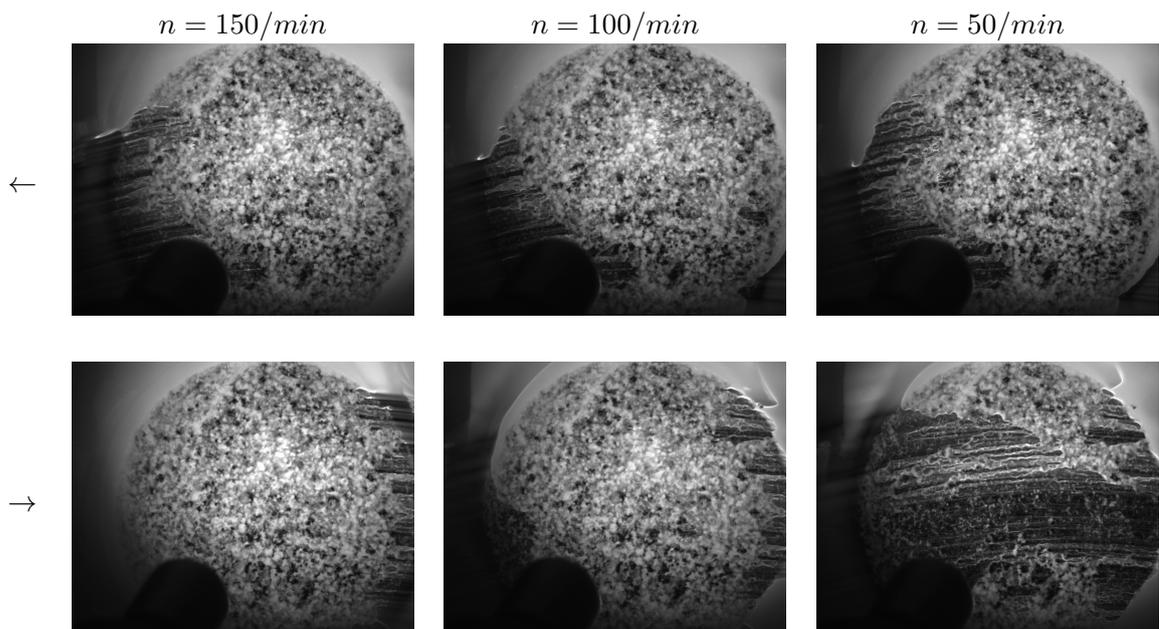


Abbildung 4.21: C2 plan, Variation Drehrichtung und Schaltzeitpunkte ($v_0 = 1 m/s$; $n_0 = 182/min$; $p = 1 N/mm^2$)

4.5 Quantitative fluoreszenzoptische Untersuchungen: Schmierfilmdicke

Im Abschnitt 4.4 wurden Fluoreszenzaufnahmen zur qualitativen Untersuchung von Schmierstofftransport und -verteilung herangezogen. Im Folgenden wird ergänzend ein Verfahren zur Kalibrierung und quantitativen Auswertung der Aufnahmen vorgestellt und diskutiert. Anschließend werden die Kenngrößen der wirksamen Topografie im belasteten Kontakt abgeleitet und interpretiert.

4.5.1 Verfahren zur statischen Kalibrierung und Auswertung der Fluoreszenzaufnahmen

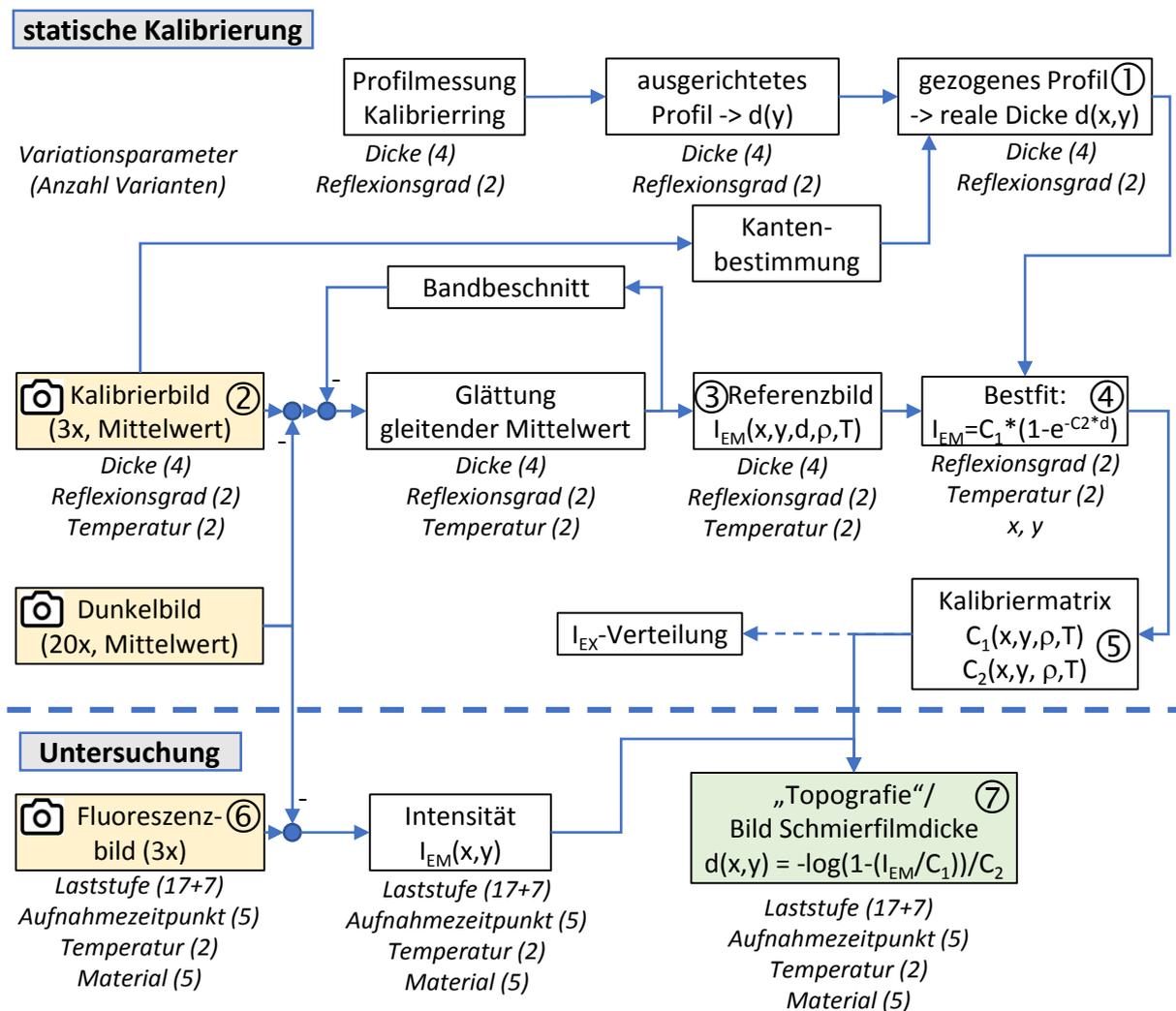


Abbildung 4.22: Ablauf Kalibrierung und Bildauswertung

Für quantitative Auswertungen der Fluoreszenzaufnahmen wird stets eine Kalibrierung benötigt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine statische Kalibrierung mit Kalibrierringen (kegelförmige Küvetten) im Originalaufbau der optischen Prüfstandsadaptierung durchgeführt. Die angefertigten Kalibrierringe sind zu den Modell- und Serienringen einbaukompatibel und

decken mit dem Kubettenbereich die kompletten Breiten der Reibkontakte ab. Die Kubettenbegrenzung liegt dabei auf dem Saphirkonus auf. Als Variationsparameter der Kubetten werden vier Fluidschichtdicken (0/0,01/0,05/0,1 mm) und zwei Reflexionsgrade (schwarz brüniert, Messing glänzend) eingesetzt.

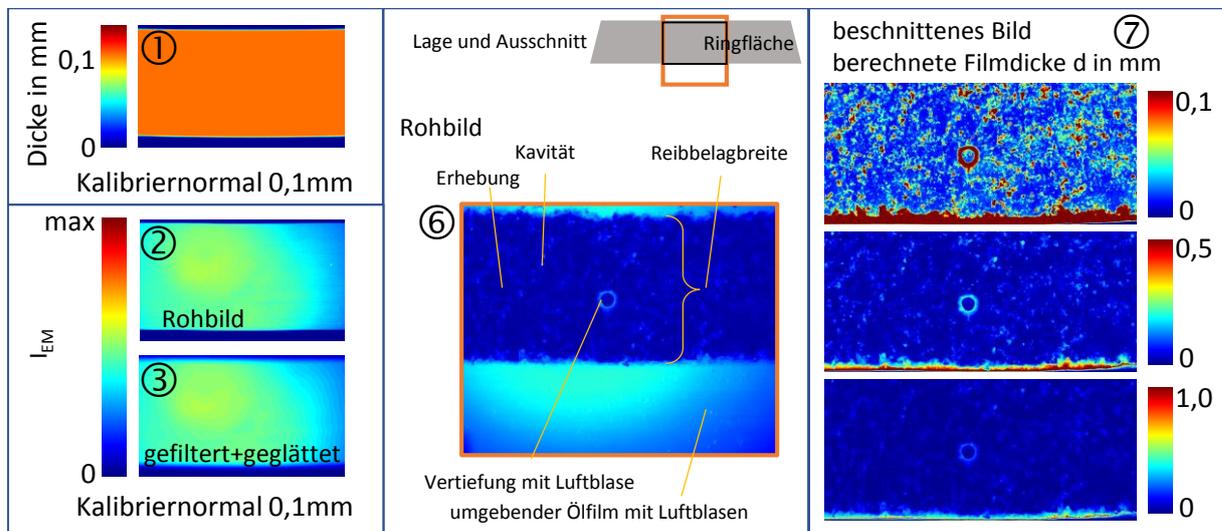


Abbildung 4.23: Beispielbilder mit kalibrierter Fluidfilmdicke

Die Prozessschritte der statischen Kalibrierung sowie die Schritte zur Auswertung der Fluoreszenzaufnahmen sind in Abbildung 4.22 zusammengefasst. Abbildung 4.23 zeigt dazu passend beispielhafte Bilder der Zwischenschritte.

Zunächst werden alle Kalibrierringe mittels Tastschnittgerät taktil vermessen und die Profile nach den seitlichen Auflageflächen ausgerichtet. Die Messung ergibt, dass die Kalibrierringe keine idealen Kubetten konstanter Nennmastiefe sind. Daher werden für die folgenden Schritte die lokalen Fluidfilmdicken berücksichtigt. Dazu werden die Profile entlang der Kanten aus den Referenzbildern ③ „gezogen“ und ermöglichen damit die Zuordnung der realen Filmdicken ①.

Ergänzend werden für jede Parameterkonfiguration je drei Kalibrierbilder ② aufgenommen und gemittelt. Die Belichtungseinstellungen (Belichtungszeit, Blitzenergie) stimmen hierbei mit den späteren Fluoreszenzaufnahmen überein. Zusätzlich werden 20 Dunkelbilder ohne Blitzbeleuchtung erstellt und gemittelt. Dieser Mittelwert wird im Folgenden zur Kompensation des Grundrauschens der Kamera von allen Kalibrierbildern sowie später auch von den Fluoreszenzaufnahmen abgezogen. Die Verwendung des Mittelwertes ist zulässig, da sich das Grundrauschen für die eingesetzte Kamera gleichmäßig über die Sensorfläche verteilt. Die rauschkompensierten Kalibrierbilder werden anschließend iterativ mit einem über die Bildfläche gleitenden Mittelwert geglättet und zur Elimination von Ausreißern auf eine Bandbreite um das gleitende Mittel beschnitten. So ergeben sich Referenzbilder ③ für die Berechnung der Kalibrierfunktion.

Aus den Referenzbildern für vier Fluidfilmdicken ③ und den vier aus der Kubettenvermessung bekannten realen Filmdicken ① können für jeden Bildpunkt mit den Koordinaten (x, y) die zwei Konstanten $C_1(x, y)$ und $C_2(x, y)$ für je eine Kombination aus Temperatur (20 °C / 80 °C) und Reflexionsgrad nach dem Funktionsansatz $I_{EM} = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot d})$ per Best-Fit ④ ermittelt werden. Abbildung 4.24 zeigt beispielhaft zwei Fits einer identischen Bildkoordinate und damit

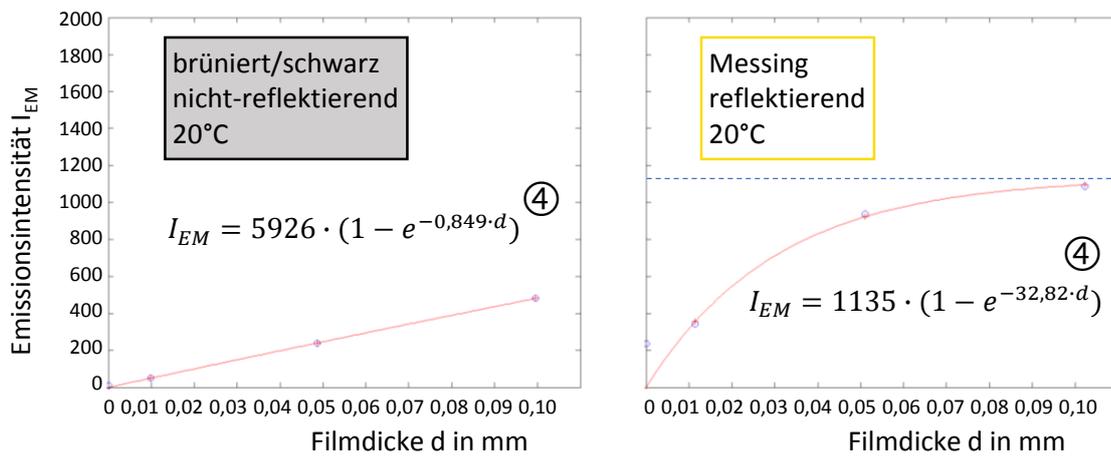


Abbildung 4.24: Beispiel-Fit für nichtreflektierende und reflektierende Oberfläche

Beleuchtungs- und Aufnahmesituation für eine nichtreflektierende sowie reflektierende Küvettenoberfläche. Die Konstante C_1 und C_2 spiegeln dabei die Verteilung der Anregungslichtintensität sowie die Kurvenkrümmung und damit das Dämpfungs- und Reflexionsverhalten wider. Eine weitere Überführung der ermittelten Konstanten in einen flächenhaften Funktionszusammenhang bzw. die direkte Lösung eines Gesamtfunktionsansatzes hat sich als nicht zielführend erwiesen, da schon die Anregungslichtverteilung nicht hinreichend genau durch einfache Funktionen (Polynome n-ten Grades, sin, ...) abgebildet werden kann.

Zur Auswertung der im Versuch angefertigten Fluoreszenzaufnahmen ⑥ kann jetzt unter Abzug des Dunkelbildes mit den nach Temperatur und Reflexionsgrad zutreffenden Kalibriermatrizen ⑤ für jeden Bildpunkt die Fluidfilmdicke ⑦ berechnet werden. Eine praktikable Visualisierung ist die gezeigte Falschfarbenskalierung mit unterschiedlichen Kappungsgrenzen vgl. Abbildung 4.23.

Hinsichtlich der berechneten Schmierfilmdicke gelten die in Abschnitt 4.2 beschriebenen Einschränkungen bezüglich lokal unterschiedlicher Reflexionsverhältnisse und Temperaturen.

An sich scheint es vielversprechend und naheliegend, von der hier beschriebenen statischen Kalibrierung zu einer dynamischen bzw. „In-Situ“-Kalibrierung (vgl. z. B. [RB91]) überzugehen: Zunächst würde die Anregungslichtverteilung und das grundsätzliche Fluoreszenzverhalten wie in der statischen Kalibrierung ermittelt. Dann müssten sich in der Probe Stellen mit einer bekannten, größeren Tiefe bzw. bekannter Tiefendifferenz befinden. An Hand der Signale bzw. Signaldifferenzen könnte dann der Einfluss einer gleichmäßigen Temperatur sowie die Streuung der Blitzintensität eliminiert werden. Dieser Ansatz wurde vom Autor intensiv geprüft. Allerdings würden zusätzlich eingebrachte Stellen mit definierten Tiefen den Reibkontakt beeinflussen. Um dieses Problem zu vermeiden wurde die Möglichkeit diskutiert, über die Topografiedaten (Fluidfilmdickenanteilkurve s. u.) einen Abgleich vorzunehmen. Dies setzt jedoch voraus, dass kein Verschleiß auftritt und das Kompressionsverhalten bekannt ist. Trotz alledem bleibt die Herausforderung der lokal deutlich unterschiedlichen Spitzentemperaturen, so dass eine derartige In-Situ-Kalibrierung keine Verbesserung bietet.

Mit diesen Erkenntnissen bleibt die quantitative Ermittlung der Schmierfilmdicken auf bekannte und gleichmäßig verteilte Temperaturverhältnisse und konstante Reflexionsverhältnisse

(im einfachsten Fall $\rho \rightarrow 0$ oder bei „glatten“ Oberflächen auch abweichend) beschränkt. Daher werden die folgenden Auswertungen ausschließlich mit dem schwarzen, schwach reflektierenden Karbonbelag durchgeführt.

4.5.2 Kennwertermittlung der wirksamen Topografie

Zur Charakterisierung von tribologisch beanspruchten, funktionalen Oberflächen werden die Rauheitskenngrößen R_k , R_{pk} , R_{vk} bzw. deren flächige Pendant S_k , S_{pk} , S_{vk} sowie die Materialanteile Mr_1 und Mr_2 im lastfreien Zustand aus den Abbott-Kurven ermittelt. Die Vermessung erfolgt in der Regel taktil bzw. optisch durch fokus- oder interferenzbasierte Verfahren.

Für die Reibbelagsentwicklung ist es neben dem unbelasteten Zustand von Interesse, wie sich das Material unter Lasteinwirkung verhält. Bedingt durch den Aufbau der Reibbeläge kann die elastische und plastische Verformung in unterschiedlichen Tiefen stattfinden. Für massive, metallische Kontakte unter Last gibt es bereits etablierte Modelle der elastisch-plastischen Kontaktdeformation z. B. HERTZ [Her81] oder GREENWOOD und WILLIAMSON [GW66] vgl. auch [Joh85, Pop15]. Das vom Autor eingeführte Fluoreszenzverfahren vgl. Abschnitt 4.5.1 eröffnet dagegen die Möglichkeit, die Deformation von porösen, inhomogenen Reibbelägen unter Druckbelastung messtechnisch auf einer mikroskopischen Skala zu erfassen. Grundbedingung ist dabei eine – zumindest im Verhältnis zum Reibbelag – ideal glatte und steife Saphiroberfläche. Selbstverständlich ist das Verfahren auch mit einer makroskopisch rauhen oder strukturierten, transparenten, ggf. elastischen Oberfläche anwendbar, dann wird die Kombination der Deformation beider Körper erfasst.

Hierfür wird folgende Vorgehensweise vorgeschlagen und umgesetzt: Die mittels des Fluoreszenzverfahrens unter Belastung ermittelten Fluidfilmdickenverteilungsbilder (vgl. Abbildung 4.23 ⑦) werden als Topografie bzw. gefilterte Rauheitsprofile interpretiert. Im Anschluss werden in Analogie zu den bekannten lastfreien 3D-Verfahren nach DIN EN ISO 25178-2 (analog zu 2D: DIN EN ISO 13565-2) die „Abbott-Kurven“ ermittelt und dann die Größen abgeleitet. Um Verwechslungen zu vermeiden, werden diese unter Last ermittelten Kurven im Folgenden vom Autor als „Fluidfilmdickenanteilkurven“ bezeichnet. Für die Berechnung der Kurven und Kennwerte wurde eine Matlab-Auswerteroutine programmiert.

Die Abbildung 4.25 zeigt exemplarisch rein statische, lastabhängige Fluidfilmdickenanteilkurven ohne thermische Schaltbeanspruchung bei 20 °C sowie daraus ermittelte Kenngrößen für einen „neuen“ Karbon-Reibbelag C2 (ca. 1000 Einlaufschaltungen) und einen verschlissenen, d. h. im Dauerschaltversuch DSV mit 8 N/mm² beanspruchten sonst gleichartigen Belag. Das Kompressionsverhalten bzw. die ermittelte Topografie des neuen Karbonbelags entspricht der Erwartung:

- sehr wenige Spitzen mit geringer Höhe: S_{pk} unbelastet bei ca. 0,8 μm , komprimiert nur noch bei 0,3 μm
- Kernbereich S_k : Reduzierung von ca. 16,6 auf 14,1 μm
- Täler S_{vk} : bei 53 - 55 μm

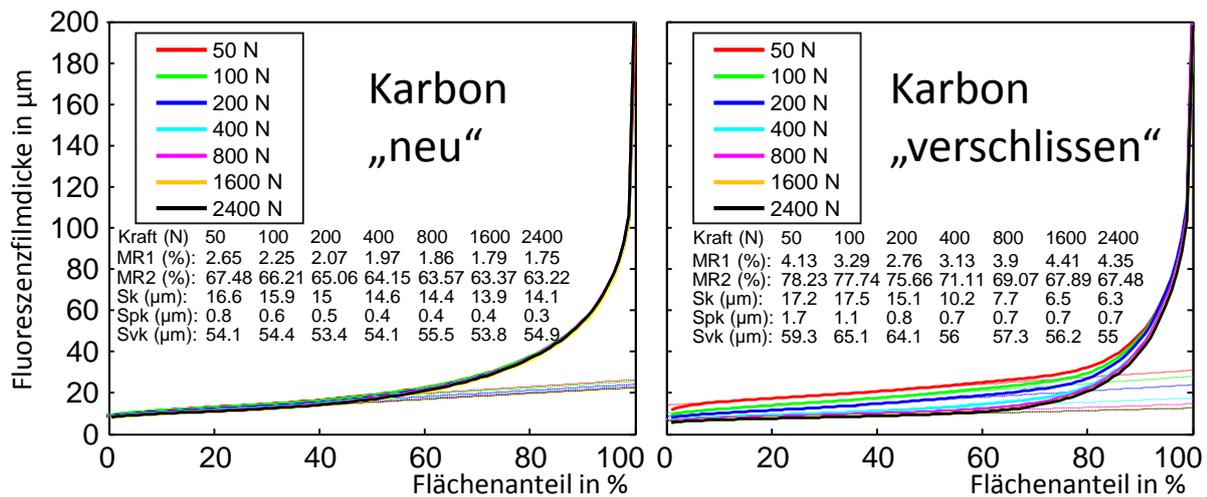


Abbildung 4.25: Fluidfilmdickenanteilkurven Karbonbelag über Anpresskraft

Das bedeutet, die Kompression findet relativ zur Bereichshöhe besonders stark im Spitzenbereich statt (Spk $0,8 \mu\text{m} \rightarrow 0,3 \mu\text{m}$ entspricht ca. 60 % Kompression). Der Kernbereich wird aufgrund seines größeren Flächenanteils nur noch um ca. 15 % komprimiert, die Messung der Täler ist trotz der großen Tiefe indifferent bezüglich Kompression.

Für den verschlissenen Karbonbelag werden auf Grund des Verschleißes geringe Spk- und Sk-Werte sowie ein deutlich „steiferes“ Verhalten erwartet. Abweichend zeigt sich jedoch eine extreme Änderung der Steigung der Ausgleichsgeraden – gleichbedeutend mit einer hohen Kompression (Sk von $17,2$ auf $6,3 \mu\text{m}$) sowie auch bei geringer Kraft höhere Spk ($1,7 \mu\text{m}$) als beim neuen Karbonbelag ($0,8 \mu\text{m}$).

Zur Klärung der Ursachen werden die den Kennwerten zu Grunde liegenden Fluidfilmdickenverteilungsbilder Abbildung 4.26 sowie eine vergrößerte Darstellung der Fluidfilmdickenanteilkurven herangezogen. Aus den Fluidfilmdickenverteilungsbildern ist visuell offensichtlich, dass bei geringen Kräften ein keilförmiger Spaltverlauf vorliegt. Bei zunehmender Anpresskraft zeigt sich, dass sich der Keilspalt schließt, gut zu sehen in der Steigung der Fluidfilmdickenanteilkurve zwischen 10% und 70%. Im Bereich 1600 bis 2400 N weist die Kurvensteigung keine Änderung mehr auf und es liegt eine gleichmäßige Anlage des Reibbelags am Saphirkonus vor. Diese Kraft entspricht der Nennkraft des DSV (1800 N). Die Ursache liegt demnach in einer Winkelabweichung (Mismatch) von Ring und Saphirkonus im lastfreien und gering belasteten Zustand. Diese ist durch die Belastung und den Verschleiß im vorangegangenen DSV am Belag entstanden und schließt sich wieder unter entsprechender Belastung. Dieses auch als Ringstülpung bezeichnete Verhalten wird in Kapitel 9 noch weiter erörtert.

Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass das Verfahren die Ermittlung der wirksamen Topografie, d. h. der „Rauheitskenngrößen“ im geschlossenen Kontakt ermöglicht. Bei Belastung der Bauteile wird die steifigkeitsabhängige Verformung des Spalts über die Fläche und Tiefe direkt messbar.

Bei einer minimalen nominellen Flächenpressung und guter Flächenausrichtung kann davon ausgegangen werden, dass der Kompressionszustand nahezu dem unbelasteten Zustand ent-

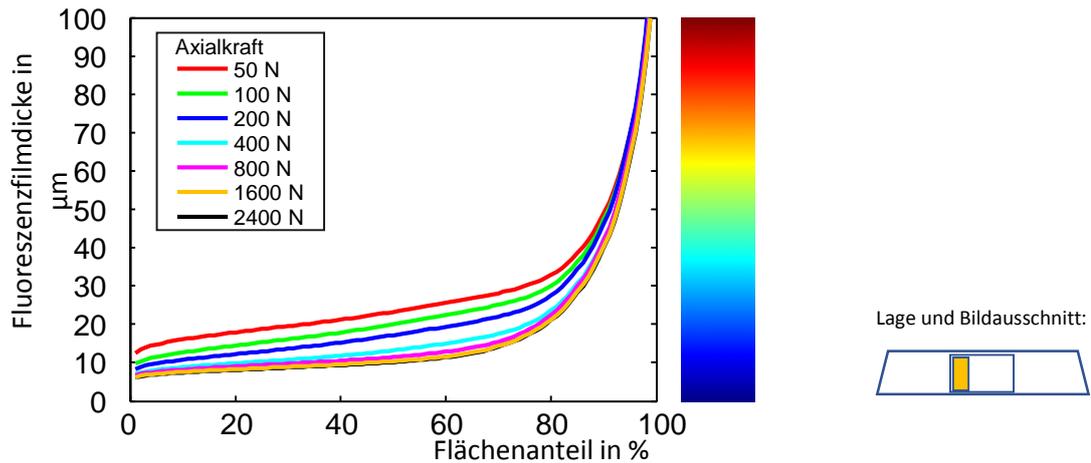
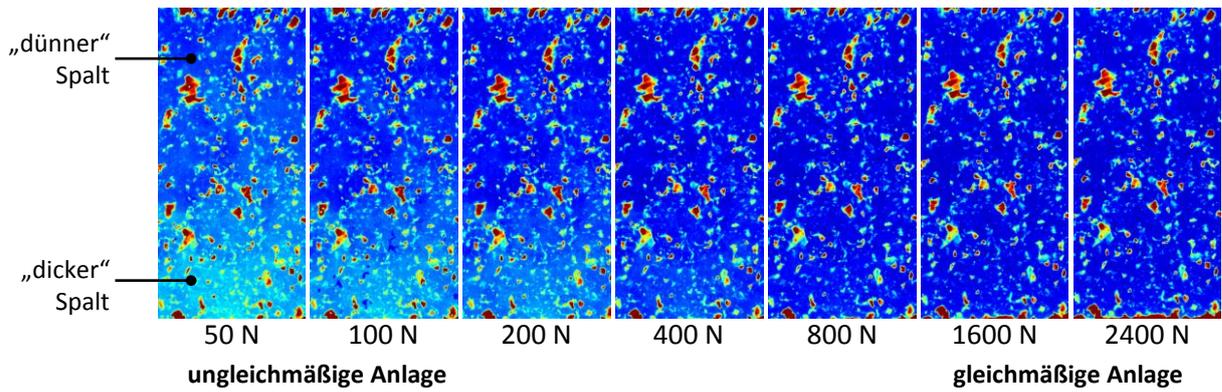


Abbildung 4.26: Mismatch: Fluidfilmdickenverteilungsbilder und Fluidfilmdickenanteilkurven über Anpresskraft

spricht. Dies gilt gleichermaßen für die Topografie, sodass ein Abgleich mit der konventionell ermittelten Topografie möglich ist.

Zu beachten ist aber, dass bei einer schlechten Ausrichtung der Flächen z. B. Winkelmismatch der Konen der reale Kontaktzustand mit allen makroskopischen Spalten wiedergegeben wird. Die ermittelten Kennwerte stimmen in diesem Fall mit den am Einzelbauteil gemessenen Rauheiten nicht mehr überein.

Falls das Verfahren auch mit makroskopischem Spalt zur Ermittlung der „unbelasteten“ Rauheitskenngrößen eingesetzt werden soll, muss eine Plan-Ausrichtung z. B. Ebenen-Fit des Fluidfilmdickenverteilungsbildes erfolgen. Dieser Schritt entspricht der Transformation vom Rohprofil zum P-Profil in der klassischen Rauheitsmessung.

Das Verfahren kann in der Belagsentwicklung, aber ggf. auch Entwicklung von anderen Kontakt-Materialien Anwendung finden. Insbesondere von Interesse ist es für inhomogene Materialien, die höhen- bzw. lastabhängig unterschiedliche Kompressionsraten aufweisen.

5 TOF-SIMS: Grenzschichten, Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkungen

Bei tribologischer Beanspruchung treten die Grundwerkstoffe in den meisten Fällen nicht direkt in Kontakt, sondern darauf liegende Schichten, die durch gezielte Beschichtungs- oder Modifikationsverfahren, den Schmierstoff, dessen Additivierung oder durch die Beanspruchung selbst erzeugt werden. Eine Modellvorstellung des Aufbaus dieser sog. „Grenzschicht“ kann nach CZICHOS/SCHMALTZ und WINKLER, BARTEL aus Abbildung 5.1 entnommen werden. Der oberste Bereich des Grundmaterials wird als innere Grenzschicht bezeichnet. Diese ist in der Regel fertigungsbedingt verändert und trägt eine Oxidschicht. Daran lagern sich mit Hilfe polarer Gruppen Additive oder auch Schmierstoffmoleküle als Adsorptionsschicht an, ggf. bildet sich auch eine Reaktionsschicht aus Additiven, diese Schichten werden als äußere Grenzschicht benannt.

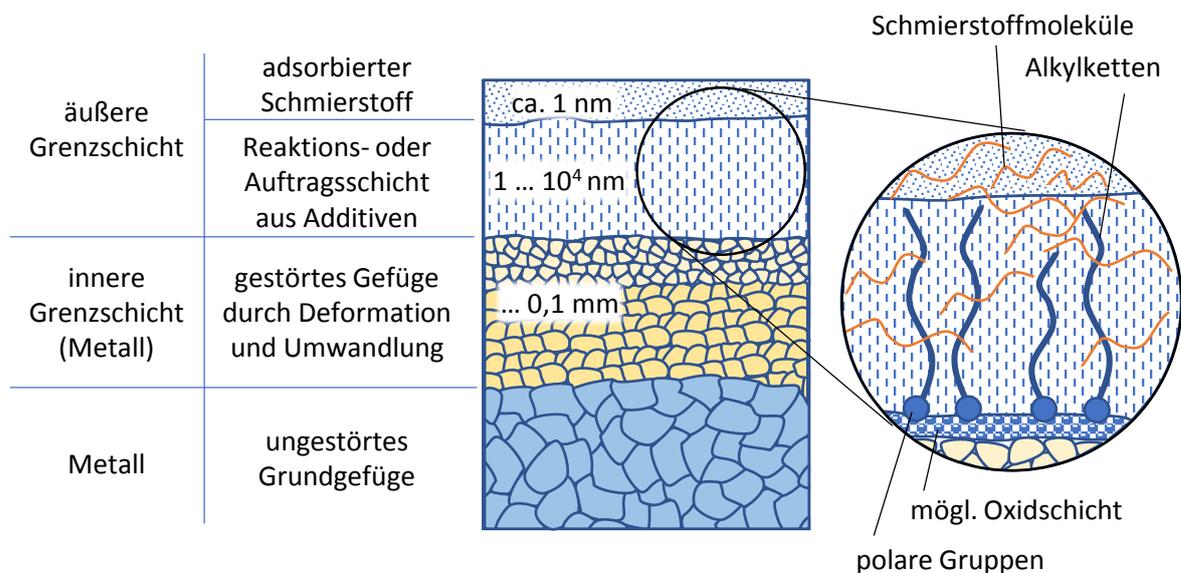


Abbildung 5.1: Grenzschichtaufbau mit Anlagerung von Alkylgruppen nach [Bar01, Win04, CH15, Sch36]

5.1 Analysemethoden und Stand der Forschung

Für das tribologische Verhalten spielt der chemische Aufbau der äußeren Grenzschicht die maßgebliche Rolle. Es existiert eine große Bandbreite an Untersuchungen und Methoden, von denen im Folgenden für diese Arbeit relevante dargestellt werden. Eine umfassende vergleichende Darstellung von Analysemethoden ist bei FRIEDBACHER im Anhang A.1 [FB11] zu finden.

In Verbindung mit REM-Geräten wird häufig die Energy-Dispersive-X-ray-Technologie (EDX) im selben Gerät installiert. Hiermit können Atome – auch nach Häufigkeit – nachgewiesen werden.

Die Lateralauflösung beträgt bis zu 5 nm [FB11], jedoch ist das Verfahren durch den Elektronenbeschuss zerstörend.

Bei Secondary Neutral Mass Spectrometry (SNMS) wie auch bei Secondary Ion Mass Spectrometry (SIMS) wird die Probe mit Primärionen beschossen, wobei Teilchen herausgelöst werden. SIMS analysiert die herausgelösten geladenen Teilchen (Ionen), SNMS die nachionisierten Neutralteilchen. Bei SNMS steht ein Großteil des gesputterten Materials zur Analyse zur Verfügung und die Untersuchung nichtleitender Materialien ist ohne Zusatzaufwand möglich. Die Massenaufösungen der SNMS sind vom Ionisationsverfahren abhängig. Laser-SNMS erreicht bis ca. 10^{-6} ... 10^{-7} und ist damit der SIMS ebenbürtig, dagegen erreichen Plasma- und Elektronenstrahl-SNMS nur ca. 10^{-3} ...1 und können damit lediglich zum Elementnachweis eingesetzt werden.

Oberflächenschichten und deren Wirkung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten (s. auch Kapitel 2.2 und 2.3) sind seit längerem Teil der Forschung. Beispielsweise sei dazu DABROWSKI/MEYER [DM90] mit Beschreibungen zum Bildungsmechanismus der Additivschichten (Massenanhaftung), zur Haftfestigkeit aber auch chemischen Zusammensetzung (Massenspektrometrie Gaschromatograph) genannt. Die Untersuchungen wurden an künstlich erzeugten Grenzschichten von Additiven (Zinkdialkyldithiophosphat, Dibenzyldisulfid, Limonen, Azenaphtylen) im oszillierenden und gleitenden Kontakt durchgeführt. STACHOWIAK [SB93, Kap. 8, S. 476 ff.] stellt die Entstehungsbedingungen und Eigenschaften von schwefel- und phosphorbasierten Schichten zusammen. Zusätzlich sei auf die Arbeiten von Inacker verwiesen [IBO94, IBO00, Ina04], hier wurden die auf Zahnrädern insbesondere unter Einwirkung von Zinkdialkyldithiophosphat (ZDDP) gebildeten Triboschutzschichten mittels Transmissionselektronenmikroskopie (TEM) vermessen und mit SNMS chemisch untersucht.

Reibpaarungen speziell von Reibkupplungen und Synchronisierungen wurden bisher nur in wenigen Arbeiten massenspektrometrisch-chemisch analysiert:

WINKLER [Win04, Win08] ließ Grenzflächenuntersuchungen mit SNMS (Messfleckdurchmesser 4...6 mm, je Erfassung ca 0,1...0,5 nm, Tiefenprofile bis 1000/5000 nm) und XPS (Messfleck ca. 1 mm, Erfassung ca. 5 nm) an Synchronringen (Sondermessing, Nickelbeschichtung und Streusinterbelag) und Stahlkonen durchführen. Es zeigten sich Abhängigkeiten der Grenzschichtdicken von Lastparameter, Additivierung, Ölalterung und Verschleißintensität. Eine durch Vernickelung bzw. Hochlegierung veränderte chemische Reaktivität der Oberflächen wirkt sich auf den Grenzschichtaufbau aus. Es wurden Einflüsse auf das Verschleißverhalten nachgewiesen, zusätzlich sind für das Reibungsverhalten die physikalisch gebundenen Grenzschichtanteile bestimmend.

Von TOMIC [TP09, Tom09] wurden neben Molybdän und Karbon überwiegend Messing-Stahl-Reibpaarungen für Synchronisierungen in Kombination mit verschiedenen Schmierstoffadditivierungen untersucht, um Hinweise auf den Verschleißmechanismus zu erhalten. Dabei kamen REM, EDX und SNMS zum Einsatz. Aus den EDX-Element-Verteilungsbildern konnten Additivanlagerungen und intermetallische Phasen nachgewiesen werden, speziell für den Messingwerkstoff ergaben sich lokale Unterschiede. Aus den mit SNMS erzeugten Elementtiefenverläufen konnte für Messingreibpaarungen ein Zusammenhang zwischen Schwefel-, Kalzium- und Phosphoranlagerung und der Verschleißrate abgeleitet werden. Zudem wurde beobachtet, dass die für erhöhten

Verschleiß verantwortliche Schwefelanlagerung durch die Präsenz von ZDDP behindert wird. Einzelne TOF-SIMS-Untersuchungen ergaben keine aussagekräftigen Ergebnisse.

SITTIG [Sit07] analysierte Kupplungslamellen mittels EDX und konnte Unterschiede in der Anlagerung von Phosphor bei nitrierten und nicht nitrierten Stahl sowie den zugehörigen Belaglamellen nachweisen. Ergänzende Untersuchungen mit Augerelektronenspektroskopie (AES) zeigten, dass die Additivbestandteile Ca, P und Zn auch in den Stahllamellenwerkstoff eindringen. Es wurden einzelne „fleckartige Ablagerungen“ mit „einer erhöhten Konzentration von Öladitiven“ beobachtet, deren Dicke bis zum zehnfachen der übrigen Grenzschicht beträgt. Durch XPS-Untersuchungen wurde eine Oberflächenbelegung von ca. 40-55% mit P-O-Verbindungen ermittelt. Abschließend wurden die Erkenntnisse zur Zusammensetzung der (tribologisch induzierten) Grenzschicht mit Reibwertigenschaften korreliert.

HENSEL [HP10, HP14] untersuchte die Grenzschichten von Lamellenkupplungen mit REM/EDX, XPS, SNMS-Tiefenprofilen und TOF-SIMS. Die Grenzschichtdicke hängt auf den Stahl- und den Belagoberflächen von der aufgetragenen Beanspruchung und Schmierstoffzusammensetzung ab. Mittels TOF-SIMS wurden Molekülstrukturen auf den Oberflächen nachgewiesen.

LAYHER [LP09a, LP09b, Lay11] führte an Lamellen und Synchronisierungen zur Korrelation mit dem Reibungsverhalten verschiedener Modell-Schmierstoffe, welche teilweise mit nur einzelnen Additiven versehen waren, 3D-REM/EDX-Analysen durch. Dabei wurden die Elementanteile an ausgewählten Reibbelagsstellen bestimmt, die auf Grund der Topografie ermittelt wurden. Der Sauerstoffanteil korreliert mit dem Endreibwert und der Gleitgeschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwerts. SNMS-Tiefenprofile wurden an ausgewählten Paarungen eingesetzt, beispielsweise wurde dadurch die Phosphoranlagerung dem Dispersant-Additiv zugeordnet (das gemäß DOE-Auswertung die Reibungszahl anhebt). Auch TOF-SIMS-Untersuchungen (ohne Probenreinigungsprozedur, damit anfällig für Verschmutzungen) wurden vorgenommen, hiermit konnten diverse Molekülfragmente nachgewiesen und den Additivpaketen der Modellöle zugeordnet werden (z. B. Dimercaptothiadiazol, höhere Fettsäuren, Alkylbenzolsulfonate, Polydimethylsiloxan, ...).

BRÜNING [Brü10] untersuchte Reiboberflächen von Messing-Synchronringen, Stahl-Gegenkonen sowie Tribometerprüfteile. Ein Teil seiner Ergebnisse entstand im Forschungsvorhaben STIFO S686/FVA 489, das auch dieser Arbeit zu Grunde liegt. Für Messungen mit kurzer zeitlicher Distanz zwischen tribologischer Beanspruchung und massenspektrometrischer Analyse und zur Reduzierung des Aufwands zur Probenvorbereitung wurde von BRÜNING zusätzlich ein Tribotester mit speziellen planen Reibkörpern eingesetzt. Damit konnten die Mechanismen und Einflussparameter der Ausbildung von Grenzschichten tiefer untersucht werden. Zudem wurden auf temperierten Substraten Echtzeitanalysen (TP-SIMS) zur Untersuchung der Temperaturbedingungen und Wechselwirkungen der Additive auf die Schichtausbildung durchgeführt.

MAYER [ML14, May15] baut auf den Ergebnissen und Methoden von BRÜNING auf: An Stahl- und Belaglamellen (organisch und Streusinter) wurde das Anlagerungsverhalten von Additiven (Antiwear, Corrosion Inhibitor, Friction Modifier, Detergent) und die Wechselwirkungen der Additive auf die Ausbildung von Grenzschichten, insbesondere von Phosphatglasschichten un-

tersucht. Zudem wurde eine Zuordnung zum Reibungsverhalten hergestellt. Eine neue Methode stellte die Kryo-Schnittpräparation dar, bei der Tiefeninformationen durch Einfrieren und anschließendes Einschneiden mit einer Keramik Klinge freigelegt werden.

Aktuellste weiterführende Untersuchungen an Kupplungen von MÜHLENSTRODT und STOCKINGER [SMV⁺19, SM19, MSV19] zeigen die Einflüsse und Wechselwirkungen von Grundöl, Friction Modifiern, Detergents und Dispersants sowohl im Reibungsverhalten als auch in der Anbindung an die Oberflächen.

Viele der angegebenen Arbeiten fanden parallel oder nach den dieser Arbeit zu Grunde liegenden Messungen (2006-2008) statt und wurden zum Teil durch die Berichterstattung bzw. Vorveröffentlichungen des Autors u. a. [SP07, SNP07, SNP08] inspiriert. Auch die aktuellsten Untersuchungen im Kupplungsbereich [SMV⁺19, SM19, MSV19] belegen, dass die Untersuchungsmethode TOF-SIMS im Bereich der Reibsysteme zu Recht aufgegriffen wurde. Es bietet sich die Chance, die in den Forschungsvorhaben ermittelten Messergebnisse vor dem Hintergrund der aktuellen Forschungsergebnisse, insbesondere der Fortführung der Arbeiten in [Brü10, ML14] noch einmal kritisch zu überprüfen bzw. besser einzuordnen. Durch weitere Auswertung auch der Ritztests und Härtemessungen sowie der Fluoreszenzuntersuchungen können zudem neue Querbezüge hergestellt werden.

5.2 TOF-SIMS Grundlagen

Die Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS) ist ein Verfahren zur lateral hochaufgelösten Analyse der chemischen Zusammensetzung von oberflächennahen Atom- bzw. Molekülschichten und kann daher genutzt werden, um Bestandteile der tribologischen Grenzschichten zu untersuchen.

Für diese Untersuchungen wurden Flugzeitmassenspektrometer vgl. Abbildung 5.2 der Universität Münster eingesetzt. Die zu untersuchende Oberfläche (5) wird hierbei zunächst mit Ionen (sog. Primärionen) mit einer kinetischen Energie zwischen 500 eV und 30 keV beschossen. Dringen diese Primärionen durch die Oberfläche in den Festkörper ein, können dadurch oberflächennahe Teilchen die Oberfläche verlassen (sog. Sputter-Prozess). Dabei werden neben „leichten“ Elektronen und Photonen weitere „schwere“ Sekundärteilchen aus der Festkörperoberfläche emittiert: Atome, Cluster, Moleküle und Molekülfragmente. Im Folgenden werden nur die „schweren“ Sekundärteilchen betrachtet. Etwa 1% dieser Sekundärteilchen sind intrinsisch positiv oder negativ geladen (Sekundärionen).

Die emittierten Sekundärionen werden mit einer einheitlichen Energie in ein feldfreies Flugrohr beschleunigt. Die Sekundärionen werden hierbei aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeiten mit der sie bei gleicher kinetischer Energie das Flugrohr passieren nach ihrem Masse-zu-Ladungs-Verhältnis separiert, so dass die Masse des Sekundärions durch die am Detektor gemessene Flugzeit bestimmt werden kann. Bedingt durch den Aufbau des Beschleunigers können entweder die positiv oder die negativ geladenen Sekundärionen aus einem Beschuss verwertet werden, daraus ergibt sich die positiv/negativ-SIMS.

Die mit derartigen Systemen erreichbare laterale Auflösung liegt bei ca. 100 nm. Im Gegen-

- 1 Primärionenquelle (electron impact, Ar⁺)
- 2 Primäroptik mit Targetablenkung
- 3 Primärionenquelle (liquid metal, Ga⁺)
- 4 Primäroptik mit Targetablenkung
- 5 Target / Objekt (kühl- und heizbar)
- 6 Extraktionsoptik für Sekundärionen
- 7 Flugrohr
- 8 Detektorsystem

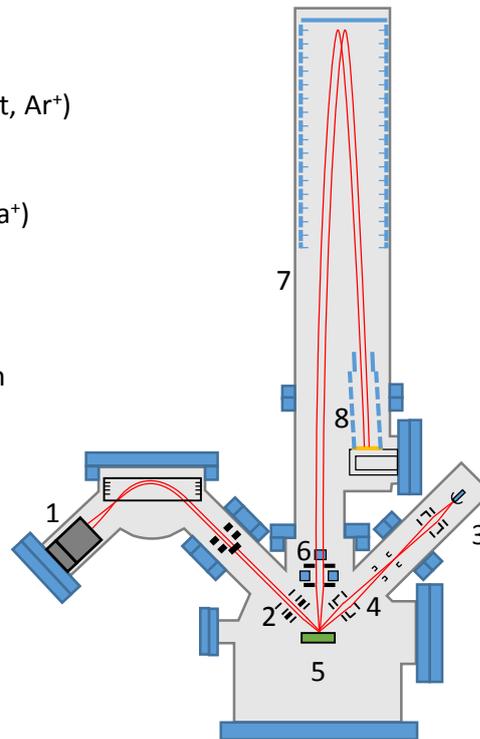


Abbildung 5.2: Schematischer Aufbau TOF-SIMS-Anlage nach [FB11, S.122 Abb. 7.4]

satz zu anderen Systemen werden nur Teilchen aus den ersten 2-3 Monolagen herausgelöst. Die Massenauflösung ist $\Delta m/m = 10^{-4}$ und es können gleichzeitig Teilchenmassen bis ca. 10000 u detektiert werden. Die Zuordnung der detektierten Massen zu Atomen, Molekülen oder Molekülfragmenten erfolgt mittels in Datenbanken hinterlegten Summenformeln. Alternativ kann der direkte Vergleich mit in der Umgebung eingesetzten möglichen „Kontaminationsstoffen“ und deren Fragmenten erfolgen. Auf Grund der hohen Sensitivität ist es damit beispielsweise möglich, Prozesshilfsstoffe oder Waschmittelrückstände auf gereinigten und nachgespülten Teilen nachzuweisen¹. Für weiterführende Beschreibungen wird auf z. B. [DRD99, VB01, VB13, BJ02, FB11] verwiesen.

Die TOF-SIMS-Vorrichtung ermöglicht verschiedene Betriebsarten für die Untersuchungen der tribologischen Grenzschichten:

1. Oberflächenspektrum: In diesem Modus wird nur ein einziger Beschuss durchgeführt. Typischerweise wird hierbei ein größerer Messfleck untersucht, dies bietet die größtmögliche Massenauflösung. Die detektierten Sekundärionen werden nach Masse klassiert.
2. Ionenverteilungsbilder / Imaging: Zur Aufnahme von flächigen Bildern bzw. Linienscans, die die laterale Element- und Molekülverteilung einer Probe wiedergeben, werden stark fokussierende Flüssigmetallionenquellen mit ca. 100 nm Strahldurchmesser verwendet, die über die Probenoberfläche bis 500 x 500 μm^2 gescannt (d. h. abgelenkt) werden. Für jeden Bildpunkt wird ein Spektrum aufgenommen, woraus die Sekundärionenbilder für jedes einzelne Element beziehungsweise Molekül errechnet werden können. Bilder mit höchster

¹In einem (mündlich überlieferten) Fall wurde in einer Lackierstraße das bei der Wartung des Kaffeeautomaten eingesetzte Silikonspray als ursächlich für Qualitätsmängel identifiziert, als technischer Beleg hierzu [BAS13].

Lateralauflösung sind nur durch Reduzierung der Massenauflösung möglich. Die Messzeit für ein Bild ist deutlich länger als bei der Aufnahme eines einzelnen Spektrums.

3. Makroscan: Bei diesem Flächenscan wird die zu untersuchende Probe bewegt, auf diese Weise können Ionenverteilungsbilder oder Punkt-Massenspektren kombiniert werden (bis zu einer Größe von $10 \times 10 \text{ cm}^2$). Dieses Verfahren ist wegen der zusätzlichen mechanischen Positionsänderung der Probe langsamer als die Imaging-Technik.
4. Tiefenanalyse: Zwischen den Analysen der Primärionenquelle trägt eine zweite Primärionenquelle (Sputterquelle) mit einem hohen Primärionenstrom die Oberfläche des Festkörpers schichtweise ab. In diesem Betriebsmodus erhält man Informationen mit einer Tiefenauflösung von bis zu unter $0,1 \text{ nm}$ in die untersuchte Probe. Bei Untersuchung eines einzelnen Flecks erhält man ein Tiefenprofil. Wird die Imaging-Technik nach 2 mit Abtragung kombiniert, ist es möglich, räumliche Element- und Molekülverteilungen zu erstellen – dies ist sehr zeitaufwändig.
5. (Sekundär-)Elektronenbild: Neben den Sekundärionen können auch die Elektronen, welche beim Beschuss durch die Primärionen aus der Oberfläche gelöst werden, detektiert werden. Es ergibt sich ein so genanntes Ioneninduziertes Elektronenbild.

Zur Auswertung der mit den beschriebenen Betriebsarten gewonnenen Rohdaten können an den Messpunkten die Intensitäten einzelner Massen aus den positiven und negativen Massenspektren miteinander verglichen werden. Aus Linienscans und flächigen Aufnahmen kann für ausgewählte Massen eine Intensitätsdarstellung über der Messlänge oder Fläche erfolgen.

Als Alternative zur Auswertung einzelner Massen bietet sich die Hauptkomponentenanalyse (PCA) als mathematisches Verfahren zur Auswertung großer Datenmengen mit vielen Variablen an. Dabei wird der Datensatz anstatt durch die ursprünglichen Variablen (hier: die einzelnen Massen) durch die so genannten Hauptkomponenten (PC) beschrieben, welche in Richtung der maximalen Varianz zeigen. So werden zum einen Unterschiede zwischen einzelnen Spektren hervorgehoben, andererseits wird die höchste Varianz (=Information) durch die ersten PCs beschrieben, so dass zur Auswertung nur noch wenige Variablen relevant sind. Für weitergehende Informationen wird auf [VB13] bzw. einschlägige Literatur der Mathematik verwiesen.

5.3 Durchführung und Ergebnisse

Die folgenden Ausführungen geben einen zusammenfassenden Einblick in die Ergebnisse der vom Physikalischen Institut der Universität Münster mit der TOF-SIMS-Methode durchgeführten Messungen. Analysiert wurde im Wesentlichen die Messingreibpaarung (A1), darüber hinaus gibt es Einzeluntersuchungen mit Streusinter (B1) und Karbon (C2). Alle Abbildungen sind aus [SNP08] unter der Mitwirkung von Christoph Brüning (WWU) entstanden und wurden einschließlich der Interpretation im Rahmen dieser Arbeit überarbeitet.

Die gelaufenen, d. h. beanspruchten Bauteile entstammen vom Autor durchgeführten Dauerschaltversuchen mit 1 N/mm^2 , 1 m/s , 45 mJ/mm^2 . Die Probenvorbereitung erfolgte wie in

[SNP08] beschrieben: Die am Prüfstand generierten Proben wurden zur Verhinderung von Umwelteinflüssen im Original-Prüföl gelagert und transportiert, danach unter Einsatz einer nicht-berührenden Schutzabdeckung bei geringer Temperatur für die weitere Untersuchung zerteilt. Abschließend erfolgte zur Entfernung des nur lose benetzenden Schmierstoffs eine Reinigung für 10 min im Ultraschallbad in n-Hexan, es wurde der Nachweis erbracht, dass die angebundenen Moleküle dabei an der Probe verbleiben.

Punkt-Massenspektren der Reibbeläge A1, B1, C2 Um die Oberflächenveränderung durch den Versuch zu charakterisieren werden zunächst Massenspektren gelaufener und unbeanspruchter Messingreibflächen gegenübergestellt.

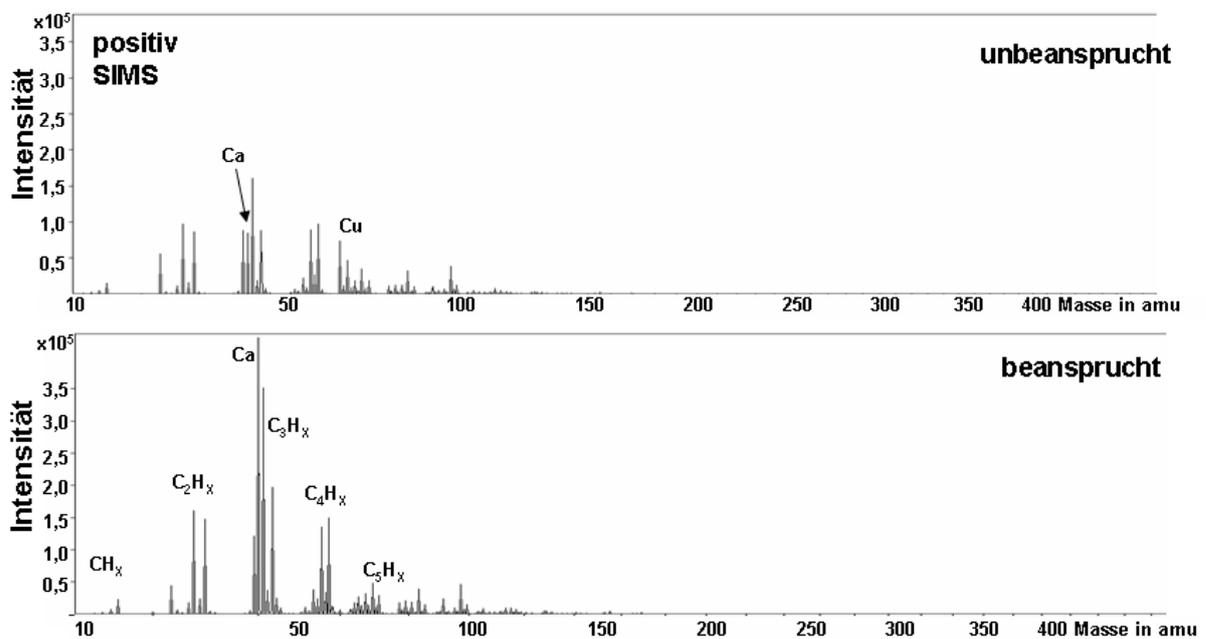


Abbildung 5.3: Positiv-SIMS-Spektren Messingoberfläche A1, unbeanspruchter und beanspruchter

Im Positiv-SIMS (Abbildung 5.3) zeigt die unbeanspruchte Oberfläche sowohl ein hohes Ca- als auch Cu-Signal. Im Spektrum der beanspruchten Oberfläche fehlt das Cu-Signal, dafür ist ein erhöhtes Ca-Signal vorhanden, das auf Anlagerung von Kalziumsulfonatbestandteilen auf der Oberfläche schließen lässt. Weiterhin sind Kohlenwasserstofffragmente (C_XH_Y) nachweisbar, die aus Alkylketten des ZDDP entstammen können.

Die negativ-SIMS (Abbildung 5.4) bestätigt mit den Fragmenten PO_2 , PO_3 , PSO , PSO_2 , PS_2O (alle von ZDDP) sowie SO_2 und SO_3 (von Kalziumsulfonat) die Existenz einer Schicht von Rückständen der oberflächenaktiven Additive.

Das vom Grundmaterial Messing stammende Kupfersignal zeigt, dass bei den unbeanspruchten Proben deutlich mehr vom Grundmaterial zu sehen ist als bei den beanspruchten. Dies deutet darauf hin, dass das Messing der beanspruchten Proben durch eine Schicht abgedeckt wird. Im Bereich der Masse 79 finden sich als Fragmente des ZDDP sowohl PSO als auch PO_3 . Während das PSO deutlich im Getriebeöl und in geringen Spuren auf der beanspruchten Synchronringoberfläche nachweisbar ist, findet sich ein PO_3 -Signal nur auf der beanspruchten Synchronringoberfläche. Dies unterstützt das aus der Literatur bekannte Modell der Bildung einer Phos-

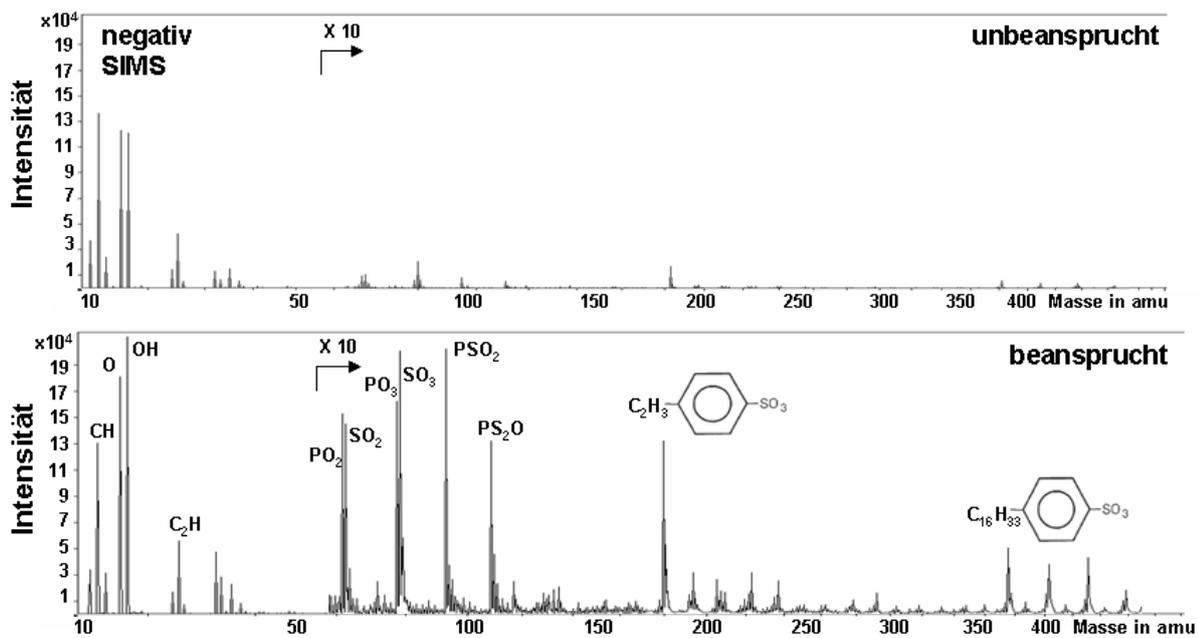


Abbildung 5.4: Negativ-SIMS-Spektren Messingoberfläche A1, unbeansprucht und beansprucht

phatglasschicht aus adsorbierten ZDDP-Molekülen unter Temperatur- bzw. Reibbeanspruchung (vgl. Abschnitt 3.1).

Für den Streusinterreibbelag B1 (ohne Abbildung) konnten auf den beanspruchten Reibbelagsoberflächen im Vergleich zu den unbeanspruchten geringere ZDDP- und geringfügig stärkere Kalziumsulfonat-Fragmentsignale nachgewiesen werden. Die Signalunterschiede sind im Vergleich zu den Messingoberflächen gering ausgeprägt. Noch geringere Signalunterschiede wurden für den Karbonbelag C2 (ohne Abbildung) ermittelt. Dies deutet darauf hin, dass die Streusinteroberfläche mit ihrem im Vergleich zu Messing geringeren metallischen Anteil eine geringere Neigung zur Bildung von Additivschichten zeigt, der Karbonbelag ohne metallische Bestandteile eine sehr geringe.

Ioneninduzierte Sekundärelektronenbilder A1, B1, C2 Der Vergleich der unbeanspruchten und beanspruchten Trapezoberflächen der Messingsynchronringe in Abbildung 5.5 zeigt folgende Unterschiede: Bei der unbeanspruchten Oberfläche sind Rillen zu erkennen, die der spanenden Bearbeitung zuzuordnen sind. Die Flecken deuten auf die intermetallischen Phasen der Sondermessinglegierung hin. Die beanspruchte Oberfläche ist dagegen eingeläutet und zeigt bereichsweise eine feinkörnige (<1 µm), unregelmäßige Strukturierung.

Die Sekundärelektronenbilder der Streusinteroberfläche B1 (Abbildung 5.6) zeigen im Unterschied zueinander eine Eingläutung der ursprünglichen Rauheitskuppen und auf den Plateaus sind durch den Reibvorgang induzierte Riefen zu erkennen.

Auch auf den Aufnahmen des Karbonbelags C2 (Abbildung 5.7) ist eine Abtragung bzw. Abflachung der Kuppen ersichtlich. Im Gegensatz zum duktilen Streusinterbelag behalten diese jedoch ihre deutliche Strukturierung. Bei der unbeanspruchten Oberfläche scheinen in den Tälern sehr viele feinere Partikel angebunden zu sein die in der beanspruchten Oberfläche fehlen, hier sind eher grob gebrochene größere Partikel zu sehen.

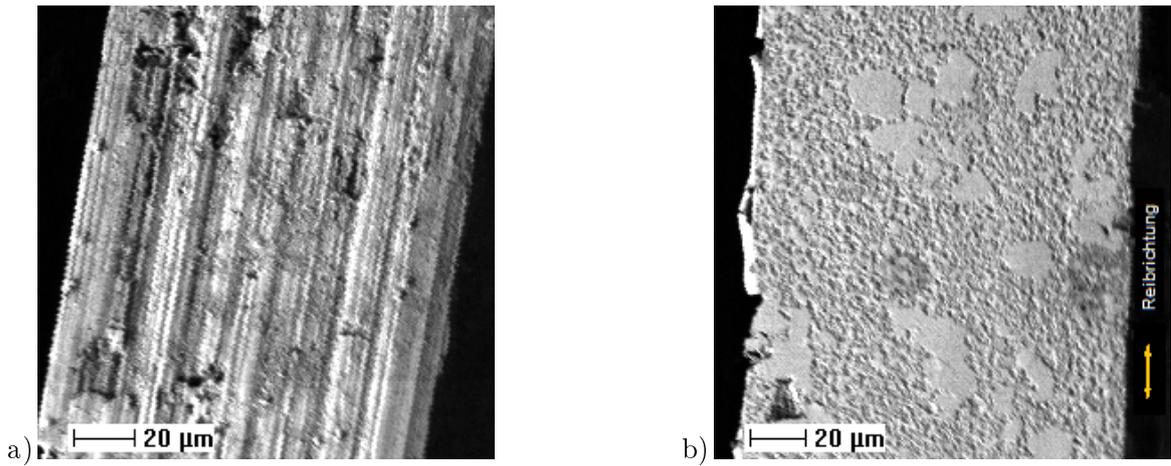


Abbildung 5.5: Ioneninduziertes Sekundärelektronenbild Messingsynchronring A1 a) unbeansprucht b) beansprucht

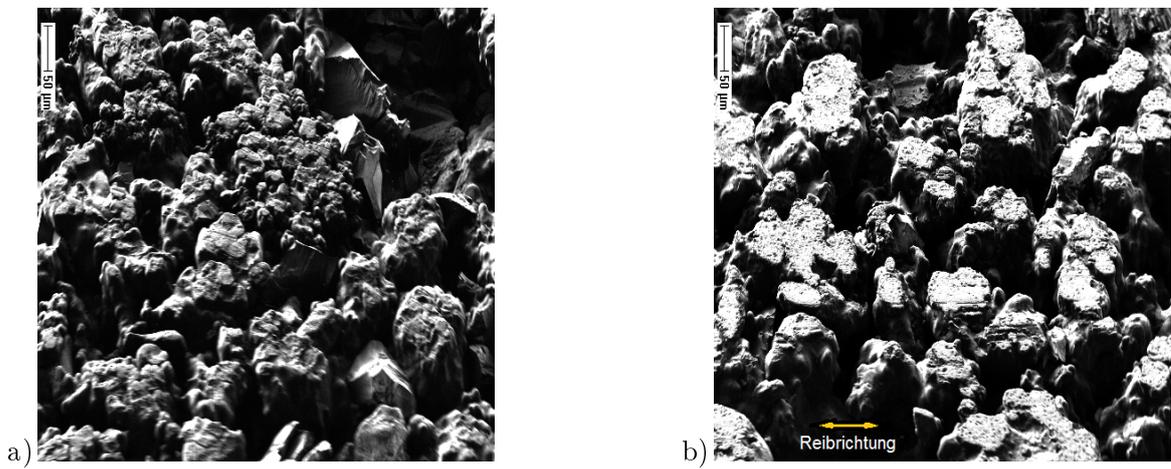


Abbildung 5.6: Ioneninduziertes Sekundärelektronenbild Streusinterring B1 a) unbeansprucht und b) beansprucht

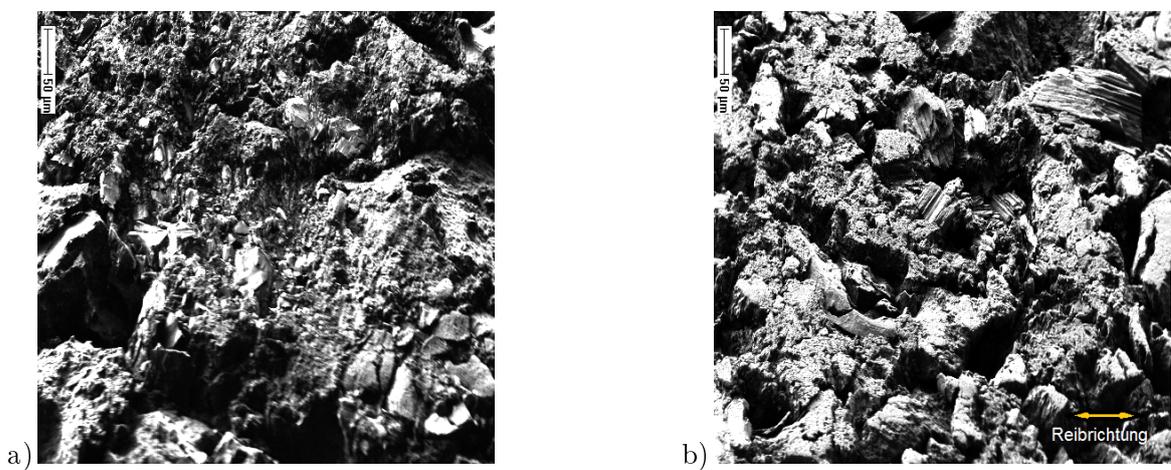


Abbildung 5.7: Ioneninduziertes Sekundärelektronenbild Karbonring C2 a) unbeansprucht und b) beansprucht

Mit ioneninduzierten Sekundärelektronenbildern können Unterschiede in der Mikrostruktur von Oberflächen vergleichbar zu REM-Aufnahmen sichtbar gemacht werden. Die Ergebnisse zeigen, dass verschleißbedingte Änderungen, beispielsweise Einglättungen oder Riefen auftreten.

Ortsaufgelöste Tiefen-Untersuchungen A1 Von einer Messingring-Trapezoberfläche (vgl. Abbildung 5.5 b) wird im Folgenden ein Bereich (ca. $90\ \mu\text{m} \times 90\ \mu\text{m}$) näher untersucht. In der Abbildung 5.8 Mitte unten sind feinkörnige bzw. großflächige Strukturen deutlich erkennbar.

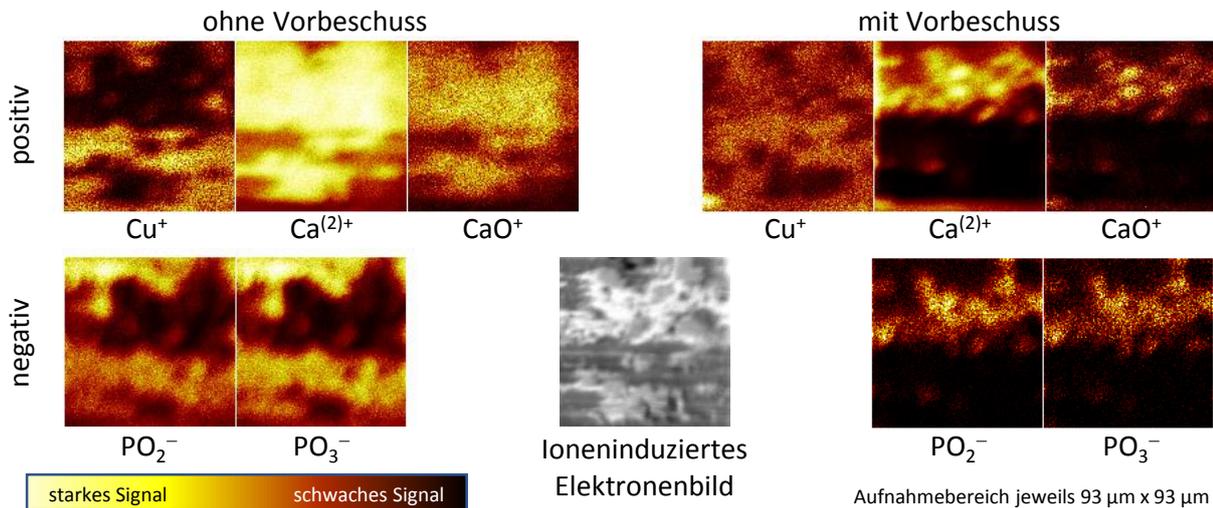


Abbildung 5.8: Ioneninduziertes Elektronenbild beanspruchte Messingreibfläche und zugehörige Sekundärionenbilder ohne und mit Vorbeschuss

Die weiteren Bilder zeigen für den selben Bereich Sekundärionenverteilungsbilder ausgewählter Elemente und Moleküle zunächst ohne Vorbeschuss (links) und nach Abtrag einiger Monolagen durch Primärionenbeschuss (rechts). Repräsentativ für das Grundmaterial wird Cu^+ betrachtet. Ohne Vorbeschuss zeigt sich an den schwarzen Stellen, dass das Grundmaterial vollständig von den im ioneninduzierten Elektronenbild erkennbaren großflächigen Ablagerungen (weiß) abgedeckt ist. Von diesen Ablagerungen wird ein sehr hohes $\text{Ca}^{(2)+}$ - und CaO^+ -Signal beobachtet, welches auf Reste des Kalziumsulfonats hindeutet. Bereiche, in denen phosphorhaltige Signale (PO_2^- und PO_3^-) detektiert werden, korrelieren hingegen eher mit den Bereichen zwischen den flächigen Ablagerungen, in denen das Kupfersignal ebenfalls sehr hoch ist. Damit dürfte es sich bei diesem Bereich mit eher feinkörniger Oberflächenstruktur um kleine Phosphatglasinseln handeln, zwischen denen noch Messing-Grundmaterial nachgewiesen werden kann.

Nach Abtrag einiger Monolagen durch Primärionenbeschuss scheinen die großflächigen Ablagerungen deutlich kleiner bzw. dünner geworden zu sein (Abbildung 5.8 rechts), was sowohl am gleichmäßig hohen Cu^+ - als auch am $\text{Ca}^{(2)+}$ - bzw. CaO -Signal zu erkennen ist. Hingegen ist das Phosphatsignal nun deutlich intensiver in den Bereichen zu erkennen, wo vorher die Kalziumablagerungen waren. Es scheint also, dass das Messing mit einer löchrigen Schicht phosphorhaltigen Materials, möglicherweise Phosphatglas abgedeckt ist, auf der sich zusätzlich Kalziumoxidablagerungen gebildet haben. Beide Schichten sind sehr dünn, da bereits ein geringer Beschuss schon ausreicht, die unbedeckte Phosphatglasschicht fast vollständig abzutragen. Nur im Bereich der Kalziumablagerungen können noch Reste des Phosphatsignals detektiert werden.

Makroscan Stahlkonus von A1 Von den Stahl-Gegenreibflächen wurden großflächige „Makroscans“ im positiv- und negativ-SIMS in nichtüberlappenden Bereichen aufgenommen. Die Auswertung erfolgt im Wesentlichen mit Hilfe der Hauptkomponentenanalyse, um vorhandene Kontraste zu erhöhen und die Darstellung zu vereinfachen. Abbildung 5.9 zeigt jeweils die erste Hauptkomponente PC1 der positiv- und negativ-SIMS des mit Messing A1 gelaufenen Stahlkonus.

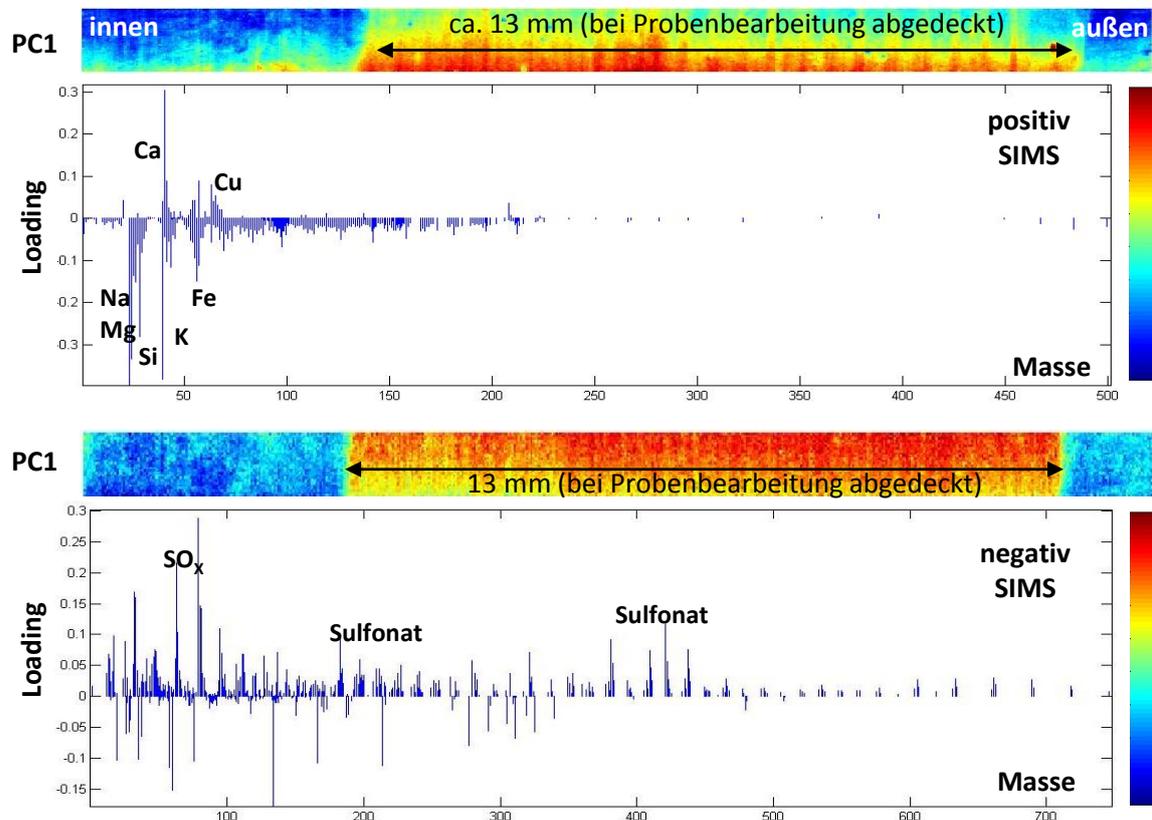


Abbildung 5.9: Makroscan Stahlkonus gelaufen mit Messing A1 - Hauptkomponentenanalyse PC1

Grundsätzlich sind die Unterschiede in den Spektren zwischen den blauen und den roten Bereichen am größten. Zusätzlich sind die für jedes Signal im Massenspektrum berechneten Loadings dargestellt. Der Begriff „Loading“ bezieht sich in diesem Fall nicht auf die Ladung sondern die Intensität des Signals. Die Loadings geben an, welche Signale den größten Einfluss auf die Unterschiede in den einzelnen Analysestellen haben. Eine grobe Zuordnung zwischen Scores und Loadings kann über den Farbbalken hergestellt werden, d. h. Massensignale mit positivem Loading besitzen eine höhere Intensität in den roten Bereichen, während Massensignale mit negativem Loading eine höhere Intensität in den blauen Bereichen haben. Damit ergibt sich für diesen Fall zusammenfassend:

- rot hohe Intensität: positiv-SIMS: Cu, Ca; negativ-SIMS: Sulfonat
- blau hohe Intensität: positiv-SIMS: Na, Mg, Si, K, Fe

PC1 zeigt immer die größte Varianz im gesamten analysierten Bereich. In diesem Fall wird hier der Unterschied zwischen dem bei der Probenzerteilung abgedeckten Bereich und der Restfläche

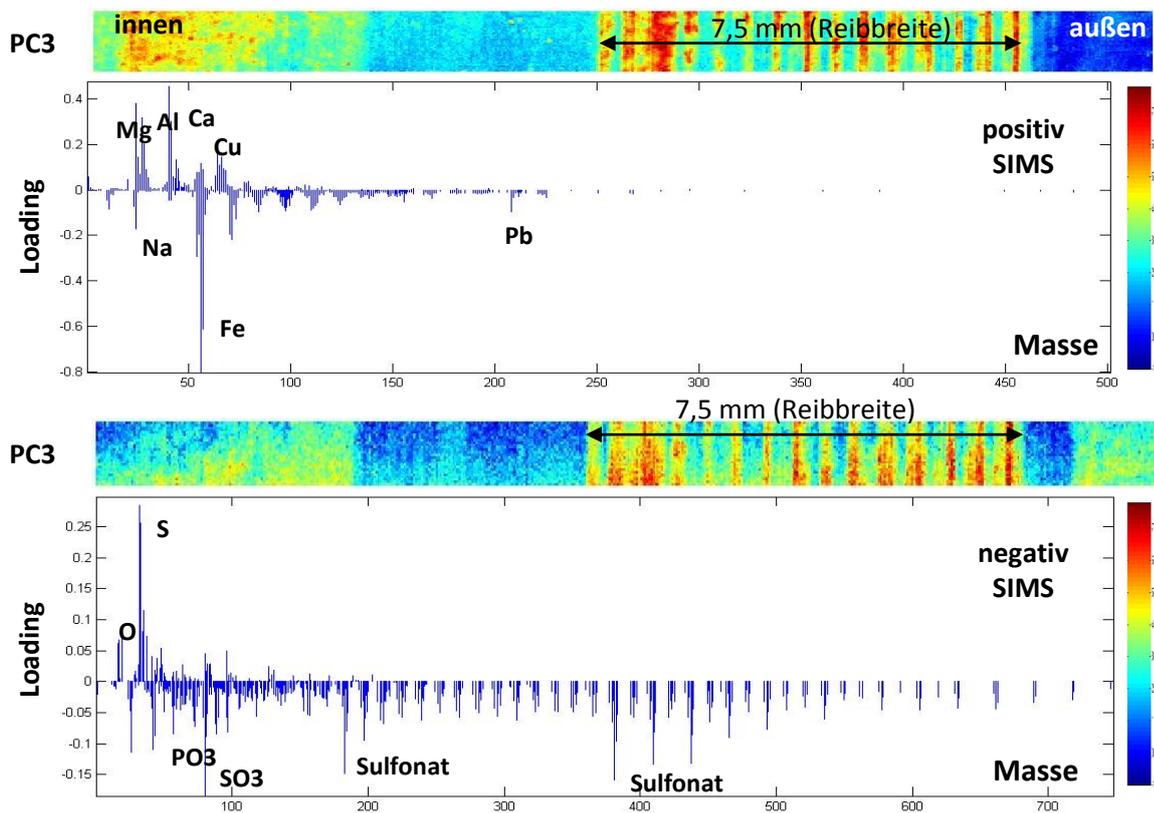


Abbildung 5.10: Makroskan Stahlkonus gelaufen mit Messing A1 - Hauptkomponentenanalyse PC3

sichtbar. Innerhalb dieses roten, geschützten Bereiches befindet sich auch die Laufspur, auf der die Reibung zwischen Konus und den Trapezen des Synchronringes stattfand. Bei Beschränkung auf den abgedeckten Bereich würde PC1 wegfallen und damit die bisher zweitgrößte Varianz PC2 (ohne Abbildung) an deren Stelle treten, siehe [Brü10]. Da PC2 im Messbereich durch die Wölbung des Konus beeinflusst wird, ist diese für die Auswertung nicht relevant.

Erst die dritte Hauptkomponente (PC3, Abbildung 5.10) zeigt innerhalb des geschützten Bereiches den eigentlichen Reibbereich des 7,5 mm breiten Synchronringes. Aufgrund der ein-gängigen Kegelgewindeanordnung der Trapezoberflächen und des rotierenden Reibvorganges (ca. 1,5 Umdrehungen) wäre in diesem Belastungsbereich eine homogene Verteilung der Signale zu erwarten. Stattdessen ist hier eine Streifenstruktur zu erkennen, deren Abdruck den Gewindegängen des Synchronrings entspricht. Ein Einfluss der Bearbeitungsspuren des Konus (Hartdrehen) ist ausgeschlossen. Hier ist die Farbzunordnung der Loadings wie folgt:

- rot hohe Intensität: positiv-SIMS: Mg, Al, Ca, Cu, S; negativ-SIMS: O
- blau hohe Intensität: positiv-SIMS: Na, Fe; negativ-SIMS: PO₃, Sulfonat

Die Kupfer-, Magnesium- und Aluminiumsignale zeigen eine hohe Reibbeanspruchung durch das Messingmaterial. Die in den roten Bereichen noch vorkommenden Teile Kalzium, Schwefel und Sauerstoff deuten auf eine Fragmentierung des Kalziumsulfonats beim Reibvorgang hin. Umgekehrt werden PO₃ und Kalziumsulfonatfragmente in den Zwischenbereichen nachgewiesen. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass in einem Teilbereich der transienten Beanspruchung die

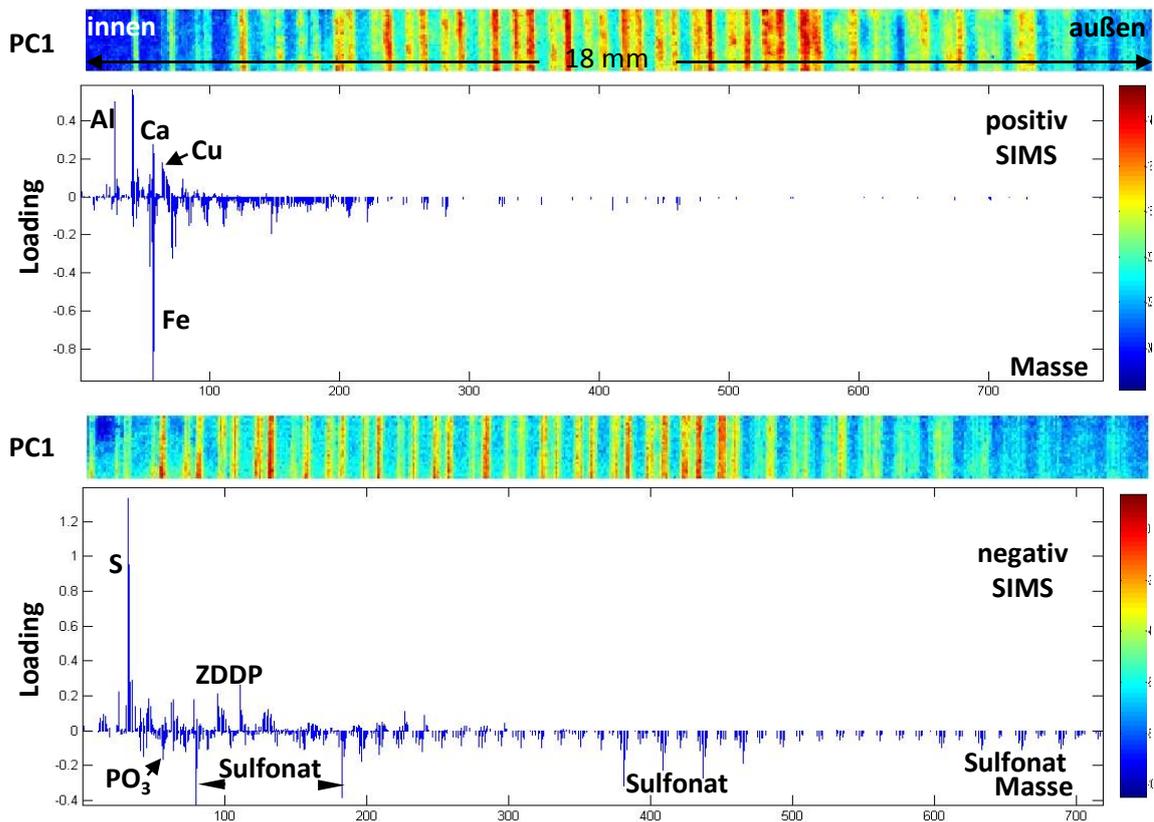


Abbildung 5.11: Makroscan Stahlscheibe gelaufen mit Messing A1 - Hauptkomponentenanalyse PC1

Kalziumsulfonatmoleküle sowie das Phosphatglas zerstört werden und sich anschließend durch die erhöhte Temperatur wieder anlagern können. Die Reibleistung ist zu Schaltungsbeginn am höchsten, die maximale Kontakttemperatur tritt erst danach auf. Von Bedeutung könnte hier zudem der „letzte Kontakt“ sein: nach Erreichen des Stillstands wird der Ring steuerungsbedingt noch ca. 0,05-0,1s an den Konus angeedrückt.

Makroscan Stahlscheibe von A1 Da die Stahlscheibe eben ist und keine Abdeckung nötig war, da bei der Probenvorbereitung nicht erodiert werden musste, sind bereits in PC1 (Abbildung 5.11) die Reibspuren der Stifte zu identifizieren. Im Gegensatz zum Konusgewinde sind bedingt durch die kleinen Stiftdurchmesser (20 mm) auf dem großen Teilkreis (105 mm) diskrete Reibspuren der Trapezoberflächen des Plangewindes zu erwarten, dabei sind die Spuren jedes Stiftes zum nächsten um jeweils ein Drittel der Steigung versetzt. Da der Reibvorgang etwa 1,1 Umdrehungen dauert, könnte zunächst ein durchgängiges Muster von drei identischen Streifen je Steigungsabstand erwartet werden. Die Gewindebogensegmente auf den kreisförmigen Stiften sind jedoch unterschiedlich lang (innen kurz, in der Mitte lang, außen kurz). Die Loadings sind ähnlich belegt wie auf dem Konus:

- rot hohe Intensität: positiv-SIMS: Al, Ca, Cu; negativ-SIMS: S
- blau hohe Intensität: positiv-SIMS: Fe, negativ-SIMS: PO₃, Sulfonat

Es zeigt sich, dass die mittleren Reibspuren auf Grund der größeren Kontaktlänge stärker ausgeprägt sind (rot). Zudem sind nicht alle drei Streifen „belegt“. Dies weist darauf hin, dass –

ähnlich wie beim Konus – eine transiente belastungs- und temperaturabhängige Bildung der Anlagerungen erfolgt. Einfache Abdrücke im Stillstand konnten durch Erstellung eines größeren Makroscans (nicht abgebildet) ausgeschlossen werden. PC2 (nicht abgebildet) zeigte noch einen radialen Einfluss: Al, Ca, S und O sind in den äußeren Bereichen stärker ausgeprägt, PO₃, ZDDP-Fragmente und Sulfonat entsprechend entgegengesetzt. Die Gleitgeschwindigkeit ist im äußeren Bereich erhöht, im inneren verringert ($\pm 19\%$), d. h. es ergibt sich ein schlüssiges Bild bezüglich der beobachteten Signale mit erhöhter Reibbeanspruchung.

Zusammenfassung A1 Grundsätzlich ist ein möglicher Zusammenhang zwischen der transienten, lokal unterschiedlichen Belastung, den daraus resultierenden Kontakttemperaturen und der beobachteten Anlagerung der verschiedenen Additivfragmente sichtbar. In Zusammenhang mit den weiterführenden Untersuchungen von BRÜNING [Brü10] ist bei hoher Reibleistung (hohe Gleitgeschwindigkeit, hohe Oberflächentemperaturen) ein verstärkter Nachweis von Cu, Ca, Zn und ZDDP-Anionen gegeben, bei geringerer Reibleistung (geringe Gleitgeschwindigkeit, verringerte Oberflächentemperaturen) dagegen Fe, PO₃, Sulfonsäureanionen. Sind die Oberflächentemperaturen hoch genug, können sich Phosphatglasschichten ausbilden, ansonsten dominiert das Grundmaterial mit Anlagerung der Sulfonsäureanionen. Das Vorliegen diskreter (Konus) sowie unterschiedlich ausgeprägter Streifen (Scheibe) zeigt, dass diese bei jedem Reibvorgang modifiziert, zerstört bzw. neu gebildet werden.

Makroscan Stahlscheibe von C2 Für den Karbon-Gegenreibpartner C2 zeigt die PC1 (Abbildung 5.12) im gesamten Reibbereich vor allem Signale von Ca, O und S während außerhalb der Grundwerkstoff Fe sowie CN, CNO, ZDDP und Sulfonsäuren zu finden sind. Im Reibbereich sind keine Anlagerungen des Reibpartners auszumachen. Wie bei der Messingstiftreibpaarung fällt auch hier auf, dass die Signale in der Mitte des Reibbereichs stärker ausgeprägt sind. Die Beobachtung, dass im beanspruchten Bereich eher Kleinfragmente nachgewiesen werden bzw. dass die Signalintensitäten nachgewiesener Additivfragmente niedrig sind deutet darauf hin, dass bei dieser Reibpartnerkombination im Vergleich zu der Kombination mit A1 eine über die Kontaktzeit homogenere und bedingt durch die isolierende Wirkung des Karbon-Materials thermisch höhere Belastung vorliegt. Der sprunghafte Abfall mit einzelnen Spuren zum äußeren Rand hin (ca 2 mm, gelb-grün-rot) deutet auf eine unvorteilhafte Stiftanlage bzw. abgeflachte Stelle hin.

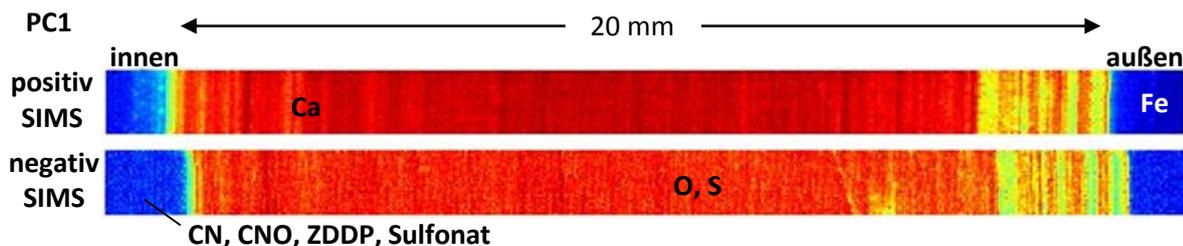


Abbildung 5.12: Makroscan Stahlscheibe gelaufen mit Karbon C2 - Hauptkomponentenanalyse PC1

Makroscan Stahlscheibe von B1 Für die Stahlscheibe der Streusinter-Reibpaarung (B1) zeigt PC1 die größte Varianz innerhalb des (nominellen) Reibbereichs (Abbildung 5.13). Auch hier sind großflächige homogene Bereiche mit Ca, O, PO₃, SO₃ und Signalen des Sulfonats zu erkennen. Auf etwa einem Viertel der nominellen Reibfläche kehrt sich die Farbgebung um und ist vergleichbar dem unbeanspruchten Material außerhalb mit Signalen von Fe und C₃H₅ belegt. Demnach scheint (noch ausgeprägter als bei C2) nicht die komplette Reibbreite beansprucht worden zu sein – dies stimmt auch mit den Verschleißmarken auf den Reibstiften zusammen. Zudem sind die atomaren Sulfonat- und Phosphatglasfragmente wie bei den Scheiben der anderen Reibpartner an den höher belasteten Stellen mit positiven Scores zu finden.

In PC2 (Abbildung 5.14) werden weitere Unterschiede innerhalb der Lauffläche deutlich: In dem gering belasteten Bereich aus PC1, in dem ein hohes Grundwerkstoffsignal (Fe) zu finden ist, finden sich auch die molekularen Additivfragmente und Phosphatglassignale. Die hervortretenden Einzelreibspuren können durch die (abgeflachten) Rauheitsplateaus des Belags verursacht sein (vgl. Abbildung 5.6).

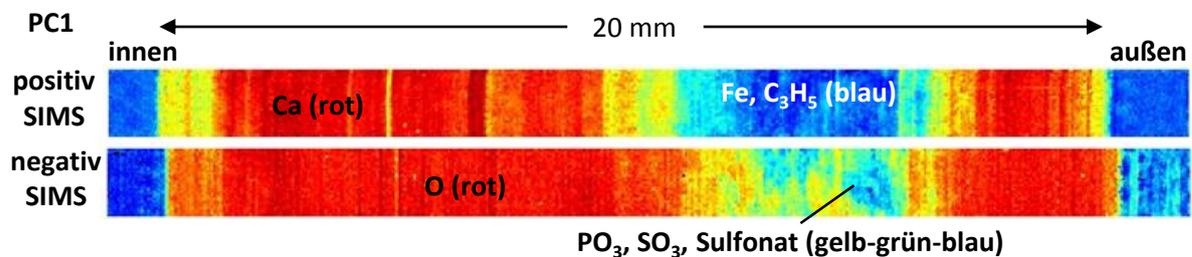


Abbildung 5.13: Makroscan Stahlscheibe gelaufen mit Streusinter B1 - Hauptkomponentenanalyse PC1

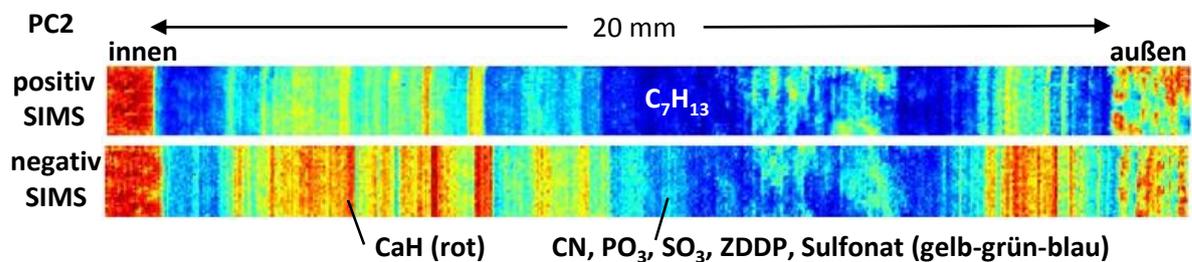


Abbildung 5.14: Makroscan Stahlscheibe gelaufen mit Streusinter B1 - Hauptkomponentenanalyse PC2

6 Mikroskalige geometrische und mechanische Oberflächenanalyse

6.1 Grundlagen

Zur Beschreibung technischer Oberflächen dient zunächst die Form. Idealform und Abmessungen werden in der Regel durch Elementargeometrien beschrieben: z. B. Ebene, Zylinder, Kegel, Torus. Allerdings ist diese Geometrie in der Realität nicht zu erreichen, da spätestens auf atomarer Ebene der Bearbeitung und Messung Grenzen gesetzt sind und für technische Flächen eine Wirtschaftlichkeitsabwägung getroffen werden muss. Zudem ist bekannt, dass Abweichungen von der Idealform nicht schädlich sein müssen, sondern für die Funktion der Oberfläche sogar essentiell sein können! Typische Beispiele sind: raue Griffflächen, Gleitlager mit Strukturierung sowie gehonte Zylinderlaufflächen.

Abweichungen von der Idealform werden nach DIN 4760 in verschiedene Ordnungen eingeteilt. Abweichungen 1. Ordnung beziehen sich auf Formabweichungen mit Wellenlängen in der Größenordnung der Oberflächenabmessungen. Eine Welligkeit mit meist periodisch auftretenden Abweichungen mit einem Verhältnis mittlerer Wellenlänge zu Gesamthöhe zwischen 100 und 1000 wird als 2. Ordnung bezeichnet. Die 3. und 4. Ordnung beschreiben die Rauheit, zum einen die regelmäßigen Formen z. B. Rillen, die in der Regel durch die Werkzeuggeometrie erzeugt werden und zum anderen die nächstfeineren Strukturen z. B. durch Spanbildung hervorgerufene Schuppen/Kuppen. Für die Rauheit werden Oberflächenkenngrößen nach DIN EN ISO 4287 und DIN EN ISO 4288 (früher DIN 4762 und DIN 4768) und der Normenreihe DIN EN ISO 13565 (demnächst Zusammenführung in DIN EN ISO 21920) sowie der DIN EN ISO 25178 „Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft“ (vgl. auch [Sto00]) definiert. In der 5. Ordnung zeigen sich Auswirkungen der Gefügestruktur, die 6. Ordnung wird durch den Gitteraufbau charakterisiert.

Zur Vermessung der Oberfläche werden taktile Tastschnittverfahren und optische Verfahren (je nach Reflexionsgrad und Flankensteilheit der Oberflächen z. B. Weißlichtinterferenz oder Fokusvariation) eingesetzt¹. Ergänzend ermöglicht die Lichtmikroskopie als 2D-Verfahren die schnelle Entdeckung von Oberflächendefekten (Auflösung bis ca. 2 μm). Demgegenüber stellt die Rasterelektronenmikroskopie eine wesentlich feinere Auflösung zur Verfügung (bis ca. 1-2 nm) und wird in der industriellen Praxis zur Ermittlung von Oberflächenschädigungen sowie zur Analyse von Bruchflächen eingesetzt. Da diese Verfahren in der wissenschaftlichen und industriellen Praxis etabliert sind, wird beispielhaft auf folgende Veröffentlichungen verwiesen: [Per98, AJEPM03, WP06, Neu08, Acu17]. Hinsichtlich Betrachtungen zur Spaltweite im Kontakt und die Prüfung der Schiefe der Amplitudendichtekurven wird auf die Ausführungen und Untersuchungen von Bartel [Bar01] hingewiesen.

Neben der Form der Oberfläche sind für die tribologische Funktion auch die mechanischen,

¹Als historisch bedeutsame Literaturquelle zum Thema der technischen Oberflächen sei an dieser Stelle auf SCHMALTZ [Sch36] verwiesen.

thermischen und chemischen Eigenschaften relevant. Zur Bestimmung der chemischen Eigenschaften vgl. Kapitel 5. Die thermischen und makro-mechanischen Eigenschaften der homogenen Konen und Trägerringe können mit üblichen Messverfahren (z.B. Thermoflash, Kalorimetrie, Zugprüfmaschine) ermittelt werden. Für aus einem Stoffgemisch bestehende Reibschichten sind große Unterschiede der mittleren und mikroskopisch-lokalen Steifigkeiten sowie thermischen Eigenschaften zu erwarten. Die Ermittlung der „globalen“ mechanischen und thermischen Parameter der Reibschicht (Wärmeleitfähigkeit, Wärmeausdehnung und Wärmekapazität) erfolgt auch auf Grund des komplexen Schicht- und Anbindungsaufbaus sinnvollerweise im Abgleich mit einer Berechnung direkt am Synchronring [Neu08]. Da in dieser Arbeit die identischen Materialien eingesetzt werden, wird auf die von NEUDÖRFER ermittelten mechanischen Kennwerte zurückgegriffen.

Das Verschleißverhalten in tribologischen Kontakten wird maßgeblich durch die Härte der beiden Reibpartner bestimmt [CH15] und üblicherweise durch Eindringversuche (Vickers, Rockwell, Brinell, Knoop) unter Nutzung unterschiedlicher Geometrien (Kugel, Kegel, Pyramide) und Vermessung der Eindringtiefe bzw. der Abdruckgröße ermittelt. Für spitze Eindringkörper kann insbesondere durch die Prüfkraft eine Anpassung an die zu untersuchende Tiefe bzw. die Größe und Abstände der Messstellen vorgenommen werden. Daher werden neben der makroskopischen Härte auch Mikrohärtigkeit und Nanohärte unterschieden. Die Bestimmung der Nanohärte und des E-Moduls wurde beispielsweise von PAPE und GATZEN [Pap11, Gat10] zur Charakterisierung von Schichten auf Laufflächen von Wälzlagern eingesetzt. Für metallische Werkstoffe stellt dies den Stand der Technik dar.

Scratchtests bzw. Ritztests werden bisher makro- bzw. mikroskalig vorwiegend zur Prüfung der Anhaftung keramischer Schichten, im Bauwesen zur Charakterisierung der Kratzfestigkeit von Gläsern [YHF⁺05, Sch15] oder Schichten (DIN EN ISO 1518-1) sowie zur Bestimmung der Abrasionsbeständigkeit von metallischen Werkstoffen [PH97] eingesetzt. WIENDL, ZABEL [Wie04, Zab] sowie PAPE und GATZEN [Pap11, Gat10] führten mikroskalige Ritzuntersuchungen an auf Wälzgerlauflächen gebildeten (polymeren) Schichten durch. POLL, H. H. GATZEN, ET. AL. [PGW⁺00] untersuchten erstmalig Reibschichten von Synchronisierungen (Molybdän, Messing, jeweils mit Stahl-Gegenkonus) mittels Mikrohärtemessungen und Ritztests unter ansteigender Normalkraft. Der von niedrigen zu hohen Normalkräften ansteigende Reibwertverlauf wird dort mit einem Grenzschichtmodell (Adhäsions- und Reaktionsschicht = äußere Grenzschicht; verformte Schicht = innere Grenzschicht; Grundwerkstoff) erklärt. Es ergaben sich Korrelationen der Reibwerte und Verschleißintensitäten unter verschiedenen Belastungsniveaus mit den Ritz-Reibwerten und den plastischen Ritzverformungen, insbesondere im Bereich geringer Reibgeschwindigkeiten (Schaltungsende).

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen ist das Ziel der folgenden Untersuchungen, durch Ritztests und Härtemessungen im Reibkontakt unterschiedliche Eigenschaften der Grenzschichten nachzuweisen und Zusammenhänge auch für Karbon- und Streusinterpaarungen zu erarbeiten, sowie den Einfluss hartgedrehter Oberflächen zu untersuchen. Insbesondere soll geklärt werden, welche Grenzlasten zur Zerstörung der Grenzschichten führen.

6.2 Versuchsmethodik

Bei Ritztests bzw. Scratchtests wird eine Prüfspitze mit konstanter Geschwindigkeit über die Probe bewegt. Die Prüfung von Beschichtungen erfolgt für harte Schichten unter ansteigender Normalkraft (nach ASTM C1624, DIN EN 1071-3:2005 ersetzt durch DIN EN ISO 20502:2016-11) bzw. für weiche Schichten unter konstanter Normalkraft (nach ASTM G171). Hierbei werden die Normalkraft, Tangential(Reib-)Kraft sowie Axialweg und Eindringtiefe gemessen². Nach Norm zeigt die nachfolgende optische Auswertung die kritischen Lastwerte bzw. die Beständigkeit.

Dieses Ritzprinzip wird in dieser Arbeit auf eine miniaturisierte Skala übertragen, um die mikrotribologischen Eigenschaften der Grenzschichten bzw. Werkstoffe zu untersuchen. Da das Verfahren ursprünglich für glatte, sehr harte Beschichtungen in der Qualität polierter Flächen entwickelt wurde, besteht eine Limitation hinsichtlich der rauen, hartgedrehten Oberflächen. Bedingt durch die großen Rauheiten können die Karbon- und Streusinterproben nicht untersucht werden. Die Untersuchungen sind daher auf die Messing- und Stahloberflächen beschränkt.

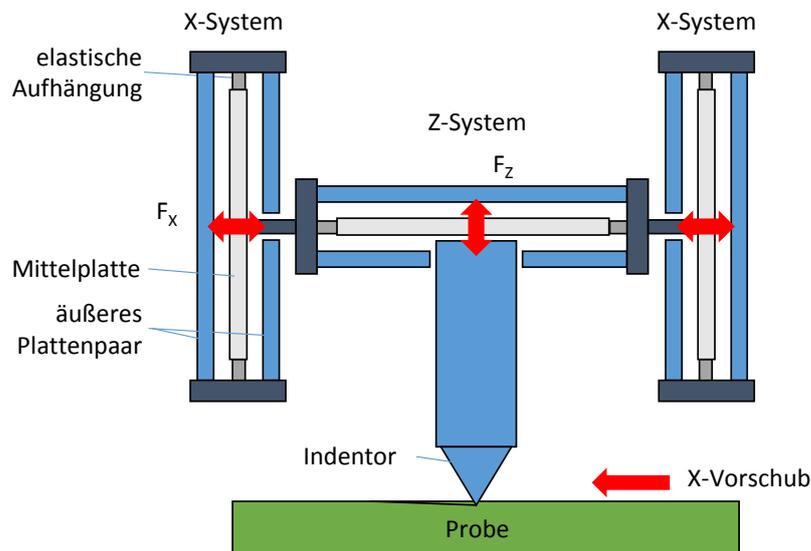


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Triboindenters (IMT)

Der Aufbau des verwendeten Indenters der Fa. Hysitron ist in Abbildung 6.1 schematisch dargestellt. Die Kraftaufbringung erfolgt dabei durch Kondensatoren. Die Ritzmessungen werden mit einer konischen Diamantprüfspitze (Winkel 120° , Spitzenradius $0,7 \mu\text{m}$) als Indentor und einer über der Ritzlänge von $8 \mu\text{m}$ ansteigenden Kraft F_z von 0 mN auf 5 mN durchgeführt, zuzüglich Vor- und Nachlaufweg von je $1 \mu\text{m}$ mit 0 mN . Eine beispielhafte Messung ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Bei der Durchführung der Ritzversuche kommt es immer wieder zum „Hängenbleiben“ (mit elastischer Verspannung des Aufbaus und der Probe ohne plastische Verformung) und dann plötzlichem „Losreißen“ mit plastischer Verformung der Proben oder zum Aufschwingen des Vorschubantriebs vgl. ①. Derartige Bereiche werden aufwändig manuell aus den Messungen aus-

²Bei bestimmten Apparaten wird auch zur Bestimmung des Versagens die (Ultra-)Schallemission erfasst und ausgewertet.

geblendet. Da dies häufig erst ab 1 mN Normalkraft auftritt, konnte der Anfangsbereich einiger Messungen ohne Nacharbeit ausgewertet werden. Vor und nach dem Ritzten wird mit minimaler konstanter Kraft (ca. 85 μ N) ein Pre- bzw. Postscan vergleichbar dem Tastschnittprinzip durchgeführt. Dadurch können wie in Abbildung 6.2 ② die elastischen (Differenz zwischen Postscan und Ritz) und plastischen (Differenz zwischen Ritz und Prescan) Anteile der Verformung des Ritzens ermittelt werden.

Zur Ermittlung von Nanohärte und E-Modul wird mit der gleichen Apparatur eine Berkovich-Messspitze (dreiseitige Pyramide mit Winkel 65,3° zur Normalen) mit einer Kraft von 1 mN bzw. 2 oder 5 mN in die Probe gedrückt, die Auswertung erfolgt an Hand der Eindruckgröße nach der Oliver-Pharr-Methode [OP92].

Zur Vermessung der Proben (Ritztest und Härte) kommt ein auf den Probenhalter montierbares AFM-Modul (Nanoscope 2) zum Einsatz, dabei wird eine Tastspitze (Radius typisch 10 ... 30 nm) nach dem Scratch bzw. Indent über die Probe gescannt, es ergibt sich eine „Nanotopografie“.

Alle Messungen wurden am IMT (heute IMPT) der Leibniz Universität Hannover von Hr. Pape durchgeführt und als Rohdaten übergeben. Im Gegensatz zu [PGW⁺00] wurden die Ritzversuche vom untersuchenden Institut nicht längs, sondern quer zur Bearbeitungs- bzw. Reibrichtung durchgeführt. Diese Tatsache bringt neben Einschränkungen auch die Chance auf Methodenerweiterung und zusätzliche methodische Erkenntnisse mit sich, die vom Autor erarbeitet und im Folgenden dargestellt werden.

Diskussion zur Reibwertbestimmung Bei ebenen, glatten, gut ausgerichteten Testoberflächen kann der „direkte Reibwert“ als Quotient von Tangential- und Normalkraft gemäß Gleichung 6.1 aus den gemessenen Kräften in X- und Z-Richtung (F_Z und F_X) ermittelt werden. Dagegen sind bei rauen Oberflächen bedingt durch die Flankenwinkel der Rauheitserhebungen bzw. -täler (ermittelt durch Ableitung der Tiefen-/Weginformationen, bis ca. 15 ... 20°!) die Tangential- und Normalkraft „am Hang“ nicht mehr identisch mit den in X- und Z-Richtung gemessenen Kräften. Zur Lösung des Problems wird der „konturparallele Reibwert“ eingeführt. Dieser lässt sich mittels Kräftezerlegung der gemessenen Kräfte auf die tatsächlichen Tangential- und Normalkräfte nach Gleichung 6.2 bestimmen.

$$\mu_{\text{direkt}}(x) = \left| \frac{F_X}{F_Z} \right| = \frac{-F_X}{F_Z} \quad (6.1)$$

$$\mu_{\text{wahr}}(x) = \frac{-F_X(x) - F_Z(x) \sin \gamma(x) \cos \gamma(x)}{F_Z(x) \cos^2 \gamma(x)} \quad (6.2)$$

mit $F_X < 0$ und $F_Z > 0$ sowie $\tan \gamma(x) = z'(x)$

In Abbildung 6.2 sind die aus der Eindringtiefe und Vorschub ermittelten Winkel von Pre-/Postscan und Scratch dargestellt ③, sowie die zwei unterschiedlichen Reibwerte, die sich bei Ermittlung aus den X-Z-Messgrößen („direkter Reibwert“) bzw. bei rechnerischer Elimination des Winkels der Rauheitsflanken („konturparalleler Reibwert“) ergeben ④. Am dargestellten Beispiel des Prescan-Reibwerts ergeben sich dadurch Unterschiede von bis zu 0,15...0,2! Zur Reibwertkor-

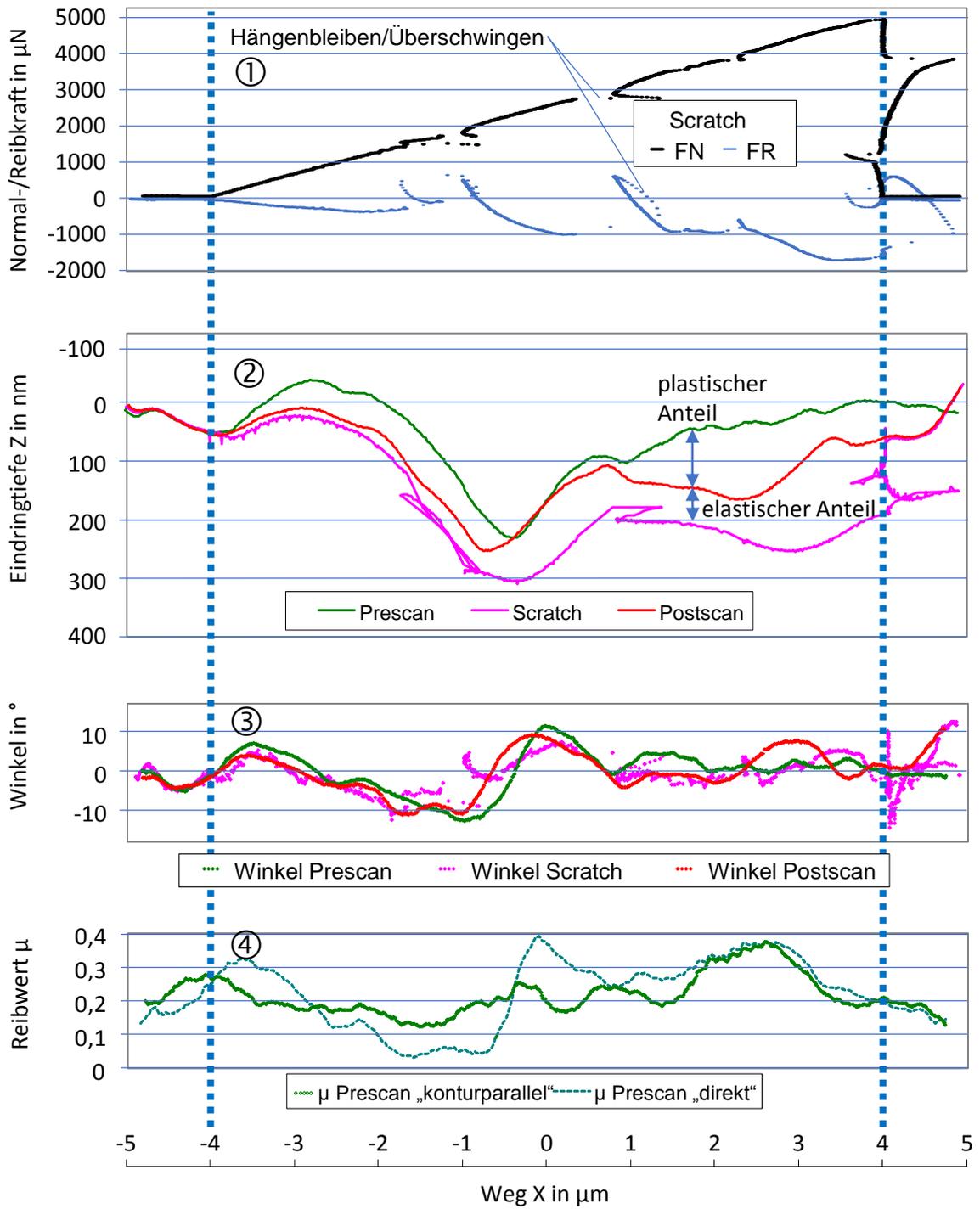


Abbildung 6.2: Beispielmessung Scratchtest

rektur des Scratches wird positionsgenau der Winkel aus dem Prescan automatisiert entnommen. Zur noch genaueren Betrachtung müsste bei der Reibwertermittlung noch der veränderte Kontaktwinkel der Ritz-Spitze zur Oberfläche berücksichtigt werden.

An dieser Stelle kann die Diskussion geführt werden, welcher Reibwert denn „der richtige“ ist: Für eine mikro-/nanoskalige Kontaktsimulation unter Einbeziehung der Rauheitserhebungen wird der „konturparallele Reibwert“ von Interesse sein, da die Simulation selbst die Winkelbedingungen herstellt. Für ebene, makroskalige Betrachtungen und die direkte Anwendung kann es dagegen auch möglich sein, den „direkten Reibwert“ heranzuziehen, da die Richtungen der gemessenen und der betrachteten Kräfte tangential und normal zur makroskopischen Reibfläche, also in X- und Z-Richtung übereinstimmen.

Auswertung und Interpretationsmethodik Bei der Auswertung der Ritzversuche wird im Zusammenhang mit allen anderen Untersuchungen ein besonderes Augenmerk auf die – soweit vorhanden – oberste Schicht, also die „Grenzschicht“ gelegt. Zunächst ist herauszufinden, inwieweit ein Lastbereich rein elastischer Verformung existiert. Im Hertz'schen Kugel-Ebene-Kontakt der Ritzspitze ist mit plastischen Verformungen ab Überschreitung der Druckfließgrenze zu rechnen, diese liegt bei ca. $1/3$ der Vickershärte [Joh85, Kap. 6.3]. Auf Grund der Rauheitsstruktur (resultierender Kontakt ist ähnlich Kugel-Kugel) ist bereits bei geringeren Normalkräften mit einer Ritzspur zu rechnen. Hinsichtlich einer Korrelation zum Makroreibverhalten sind die Reibwerte im nichtdestruktiven Lastbereich und im Übergang zum destruktiven Bereich der Grenzschicht von Interesse (vgl. [PGW⁺00]). In der vorliegenden Arbeit werden besonders die Rauheitsspitzen betrachtet, da nur diese im direkten Kontakt stehen und damit der mechanisch-thermischen Belastung besonders exponiert sind.

Die gemessenen Eindringtiefenkurven (Prescan – Scratch – Postscan) vgl. Abbildung 6.2 ② werden hinsichtlich ihrer Ausrichtung kritisch überprüft. In der Apparatur konnte sich die Probe durch die Belastung leicht „setzen“ (mehrere nm), dieser Versatz wird in dieser Arbeit an Hand des Vorlaufbereichs ermittelt und kompensiert. Der Nachlaufbereich von $1\ \mu\text{m}$ Länge der vorliegenden Messungen ist für die Beurteilung ungeeignet, da der Bereich in einigen Messungen teils vollständig mit dem Aufwurf belegt ist und keinen unverformten Abschnitt zeigt.

Für die weitere Auswertung werden diese Kurven gemäß Abbildung 6.3 auf den Bereich der Kraftanstiegsrampe beschnitten, maximal bis zu der Stelle, an der das erste Mal Hängenbleiben/Aufschwingen auftritt oder „Täler“ beginnen. Die Darstellung der elastischen und plastischen Verformung über die Normalkraft ermöglicht nun die Interpretation von Grenzlaster für die äußere Grenzschicht als auch die innere Grenzschicht bzw. das Grundmaterial. Wichtig zu beachten ist die Grundregel „ohne Kraft weder elastische noch plastische Verformung“. An Hand dieses Kriteriums wird die Ausrichtung der Scans (s. o.) nochmals kritisch überprüft. Es ist zu sehen, dass im abgebildeten Beispiel bei ca. $150\ \mu\text{N}$ ein erster steiler Anstieg der plastischen Verformung erfolgt und sich mit sehr geringer Steigung fortsetzt. Danach ab ca. $550\ \mu\text{N}$ erfolgt ein weiterer steiler Anstieg der plastischen Verformung mit zunehmender Kraft. Der erste Bereich wird als Eindringen in die dünne äußere Adhäsions- und Grenzschicht gewertet, der zweite Bereich ist das dann auch in der AFM-Aufnahme sichtbare plastische Furchen in der inneren Grenzschicht

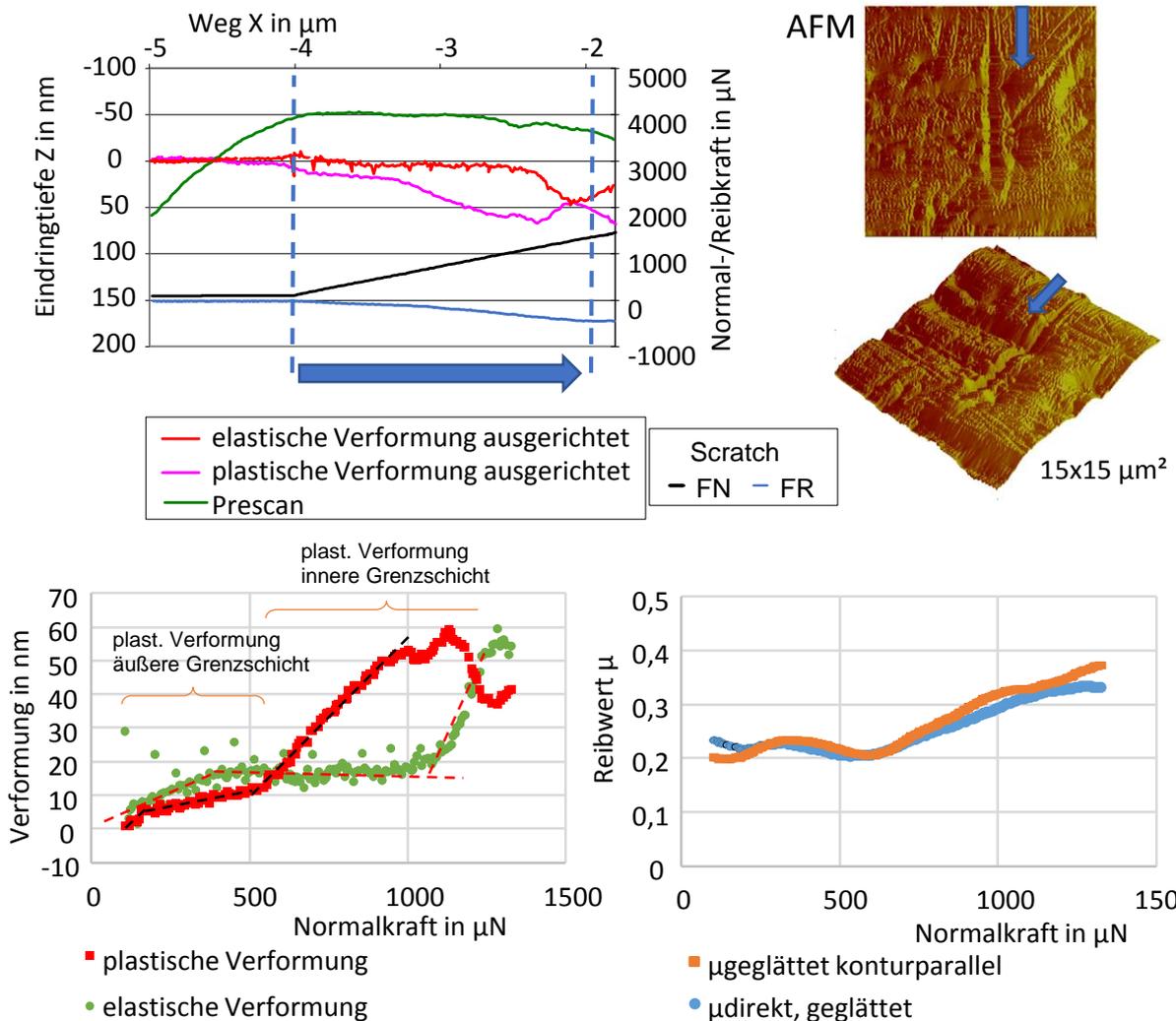


Abbildung 6.3: Auswertung Scratchtest, am Beispiel von Konus C2 gelaufen

bzw. im Grundmaterial (vgl. [PGW⁺00], dort plastische Furchung in innerer Grenzschicht des Konus ab ca. 1000 μN bei Spitzenradius 1 μm). Die elastische Verformung bleibt über einen breiten Bereich „konstant“, was auf den ersten Blick widersprüchlich erscheint. Da sich jedoch durch das tiefere Eindringen auch die Kontaktfläche der Kugelspitze vergrößert, ist diese Nichtlinearität zum Teil erklärbar. Eine Interpretation der Kurve rechts von 1000 μN ist auf Grund des Taleinschnitts nicht mehr sinnvoll.

Parallel dazu wird der Reibwert über der ansteigenden Normalkraft betrachtet. Zu sehen sind zunächst die geringen Unterschiede zwischen dem direkt ermittelten Reibwert und dem konturparallelen Reibwert. Bis zum Beginn der Verformung der inneren Grenzschicht liegt der Reibwert bei ca. 0,2 ... 0,23, danach ist ein Anstieg zu verzeichnen.

Empfehlungen für zukünftige Untersuchungen Auf Basis der Erfahrungen im Rahmen dieser Untersuchungen wird unbedingt empfohlen, Vor- und Nachlaufbereiche ausreichend lang zu wählen, damit insbesondere im Nachlaufbereich genügend unverformte Strecke enthalten ist und eine präzise Ausrichtung der drei ermittelten Profile in Normal- und Längsrichtung ermöglicht wird. Optimal wäre auch eine „Orientierungsdelle“, damit auch Ausrichtungsfehler in Längsrichtung er-

kannt und korrigiert werden können. Zudem erscheint es angebracht, zuerst in Vorversuchen den „relevanten“ Kraftbereich zu ermitteln und dann in Untersuchungen die Kräfte so klein wie nötig zu wählen, damit die Probe idealerweise ihre Position nicht ändert. Bei dieser Gelegenheit sollte auch unbedingt überprüft werden, dass schon die Prescan-Kraft keine plastische Verformung hinterlässt.

Es hat sich gezeigt, dass das Verfahren nur bedingt für rauhe Oberflächen geeignet ist und viel Aufwand in Eliminierung von nicht verwertbaren Messdaten durch Aufschwingen oder Hängenbleiben oder zu steile Steigungen oder Gefälle gesteckt wird. Auch hier wird der bereits erwähnte eingeschränkte Kraftbereich helfen. Eine wesentliche Verbesserung wird erwartet, wenn Scratch-tests längs zur Reib- bzw. Laufrichtung durchgeführt werden, die Herausforderung liegt dann in der Positionierung auf dem Höhenzug.

6.3 Untersuchungsergebnisse

Im Folgenden werden Ergebnisse der Mikrohärte- und Scratch-Untersuchungen an ungelaufenen Versuchsteilen und gelaufenen Teilen dargestellt und Erkenntnisse abgeleitet. Die untersuchten Proben entstammen den identischen Versuchsteilen aus Dauerschaltversuchen (1 N/mm^2 , 1 m/s , 45 mJ/mm^2) an denen auch die Grenzschnittuntersuchungen vgl. Abschnitt 5.3 durchgeführt wurden.

Mikroindents: Messkraft Für die Mikrohärtemessungen an den Oberflächen wurden versuchsweise unterschiedliche Messkräfte verwendet. Die auf den Gewindespitzen des Messingrings ermittelten Härtewerte sind in Abbildung 6.4a als Boxplot dargestellt. Bei der Messkraft 2 mN zeigen sich wesentlich geringere Härtewerte als mit 1 mN . Die Bandbreite der Härtewerte bei der geringen Messkraft ist deutlich größer als bei der größeren Messkraft. Dasselbe wird vgl. Abbildung 6.4b auch bei den insgesamt härteren Stahlkonen mit den Messkräften 5 mN bzw. 1 mN sowohl im Neu- als auch im gelaufenen Zustand festgestellt. In beiden Fällen überlagern sich bei geringeren Prüfkräften zwei Einflüsse:

1. die Messunsicherheit auf Grund der Eindruckvermessung wird größer (Oberflächenrauheit, Vermessung des kleineren Eindrucks)
2. lokale Aufhärtungen durch die Bearbeitung (Hartdrehen) sowie Gefügeinhomogenitäten werden bei der Messung aufgedeckt

Bei kleinen Messkräften wird die Härte in der/den obersten Schichten (z.B. innere Grenzschnitt vgl. Abbildung 5.1) erfasst. Offensichtlich ist diese größer als in den darunterliegenden Schichten bzw. unbeeinflusstem Grundwerkstoff, da bei höheren Messkräften inklusive der vertikalen Mittelwertbildung durch das tiefere Eindringen der Messspitze ein geringerer Härtewert ermittelt wird.

Mikroindents: Änderung durch Beanspruchung Im Folgenden werden die Änderungen der Mikrohärte und E-Modul mit 1 mN durch Beanspruchung im Versuchslauf diskutiert. Abbil-

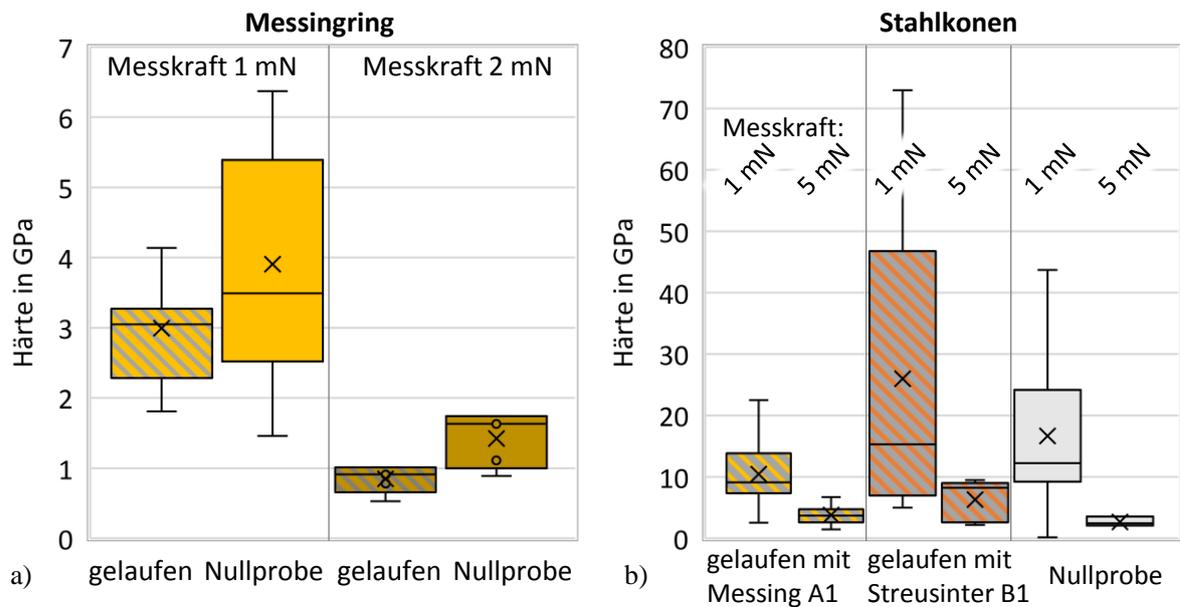


Abbildung 6.4: Mikrohärtemessungen mit verschiedenen Messkräften, Nullproben und nach Versuch a) Messingring b) Kone mit verschiedenen Reibpartnern

Abbildung 6.5 a) zeigt die Ergebnisse für die Messingreibpaarung: Der Messingring hat eine deutlich geringere Härte als der Stahlkonus, d. h. der Hauptverschleiß ist am Messingring zu erwarten (bestätigt durch Probenvermessung). Die gelaufenen Proben weisen sowohl am Messingring als auch am Konus jeweils eine geringere Härte als die Nullproben (ungelaufen) auf. Das lässt darauf schließen, dass im Fall des Messingrings ein Abtrag bzw. Verschleiß stattgefunden hat (tiefere Schichten haben eine geringere Härte als die innere Grenzschicht, s. oben). Auch am Konus war Abtrag (ca. 1-2 μm) festzustellen.

Auf Grund der ausgeprägten Oberflächentopografie war keine Vermessung der Karbon- und Streusinterreibflächen möglich. Jedoch werden die zugehörigen Kone untersucht (Abbildung 6.5 b), im Vergleich ist auch der mit Messingring A1 gelaufene Konus dargestellt. Erfreulicherweise ist die „Serienstreuung“ der drei untersuchten unbeanspruchten Bereiche (Nullproben) gering. Der E-Modul (ohne Abbildung) liegt hier im erwarteten Bereich von ca. 210-220 GPa, mit nur einzelnen Messwerten bis 500 GPa. Der mit Streusinter B1 gelaufene Konus weist eine nach oben deutlich vergrößerte Härtebandbreite auf, d. h. es sind durch den Versuchslauf lokale Aufhärtungen mit Härten bis vergleichbar keramischen Materialien entstanden. Auch wurden hier breit streuende E-Moduln von 150 bis 500 GPa ermittelt. Es besteht die Möglichkeit, dass z. B. lokale Überträge der Hartstoffe aus dem Reibbelag als auch losgerissene Mikroverschweißungen diese Aufhärtung bzw. Veränderung verursachen. Dagegen weist der mit dem Karbonbelag C2 gelaufene Konus eine Härte im Bereich des Grundmaterials auf (vgl. nochmal 6.4b Nullprobe 5 mN), der ermittelte E-Modul liegt bei ca. 100 GPa. Das bedeutet, durch Verschleiß (Tiefe bis ca. 2,5 μm) wurde die harte innere Grenzschicht abgetragen und das Grundmaterial wird ggf. von einer höherelastischen Schicht (z. B. Ca vgl. TOF-SIMS Stahlscheibe C2, E-Modul 20 GPa) überlagert. Der Abtrag bzw. die Bildung der elastischen Schicht kann durch die im Vergleich zu Messing und Streusinter höhere thermische Belastung aus der Karbon-Reibpaarung begünstigt worden sein. Zusätzlich ist eine Enthärtung des Werkstoffs durch Wärmeeintrag möglich.

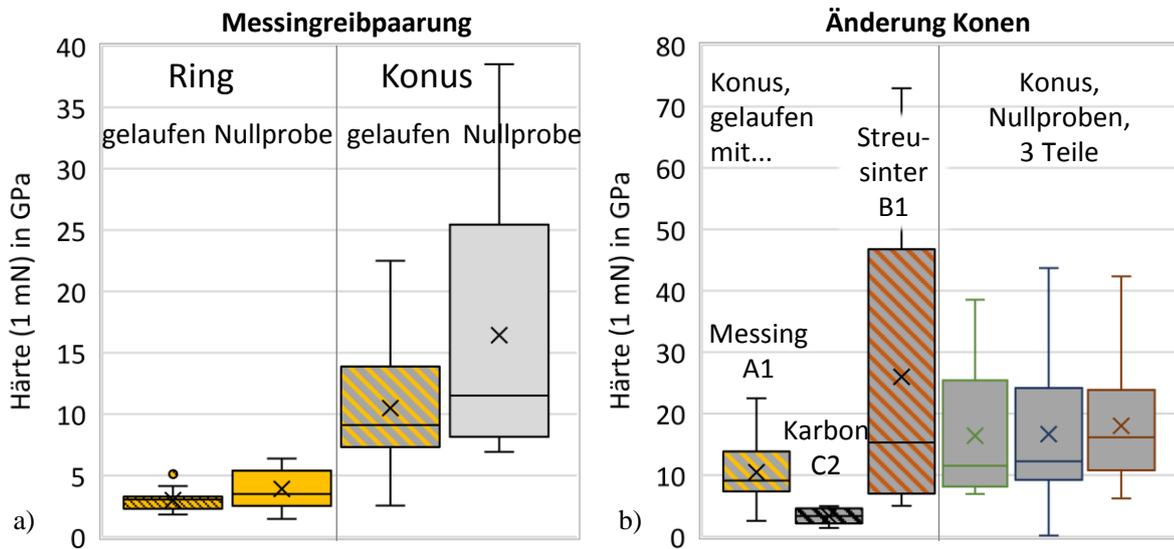


Abbildung 6.5: Mikrohärtemessungen Nullproben und nach Versuch a) Messingring und Gegenkonus b) Konen mit verschiedenen Reibpartnern

Scratchtests auf Stahlkone Der mit Karbon C2 gelaufene Konus wurde bereits an Hand von Abbildung 6.3 in Abschnitt 6.2 beschrieben. Von den übrigen Konen konnten auf Grund des Topografieeinflusses nur wenige Messungen ausgewertet werden. Der mit Streusinter B1 gelaufene Konus zeigt uneinheitliches Reibwertverhalten, die Reibwerte schwanken stark um einen abgeschätzten Mittelwert von ca. 0,2 (0,1...0,25). Zum Verformungsverhalten kann keine Aussage getroffen werden.

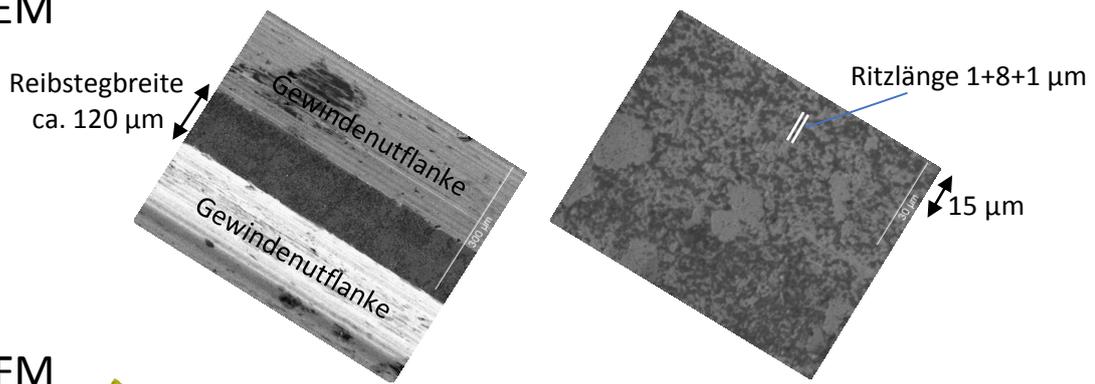
Auch der mit Messing gelaufene Konus zeigt stark schwankendes Reibwertverhalten über die durchgeführten Scratchtests, an einem einzelnen Ritz wurde eine Gesamteindringung von ca. 80 nm bei 5000 μN ermittelt (zum Vergleich der mit Karbon gelaufene Konus hatte ca. 70 nm bei 1000 μN). Hierbei war auch keine sinnvolle Ermittlung von plastischer und elastischer Verformung mehr möglich, da sich die z. B. Kurven von Prescan und Postscan überschneiden. Umgekehrt ist dieses Einzelergebnis zumindest eine Bestätigung der lokal ermittelten hohen Härtewerte.

Scratchtests auf Reibmaterial Die Untersuchungen beschränken sich auf Grund der Topografie auf den gelaufenen Messingring. Ausgewählte Ergebnisse werden in Abbildung 6.6 dargestellt. Die Messungen erfolgten auf den beanspruchten Reibflächen (Gewindesteg). Die Größenverhältnisse von Ritzlänge und Stegbreite sind in den REM-Aufnahmen gut ersichtlich.

Die AFM-Aufnahmen zeigen sehr gut die Mikrotopografie der Oberfläche. Erkennbar ist die beanspruchungsbedingte Riefenstruktur in Reibrichtung (der Ritz verläuft quer dazu). An den Kanten des Ausschnitts sind abfallende Hänge zu sehen. Es ist davon auszugehen, dass ein Teil der Strukturen, die auch in den REM-Aufnahmen sichtbar sind, aus Phosphatglasinseln besteht (vgl. TOF-SIMS-Erkenntnisse in Abschnitt 5.3).

Die Ritz-Messungen ergeben, dass bis ca. 200-300 μN ein rascher Reibwertanstieg auf ca. 0,2 erfolgt. Kurz vor diesem Bereich beginnt die plastische Verformung und steigt fast sprunghaft bis ca. 10 nm. Auch hier wird wie bei dem mit Karbon C2 gelaufenen Konus dieser Bereich als Eindringen in die äußere Grenzschicht bewertet. Bei Erhöhung der Kräfte findet ein flacherer

REM



AFM

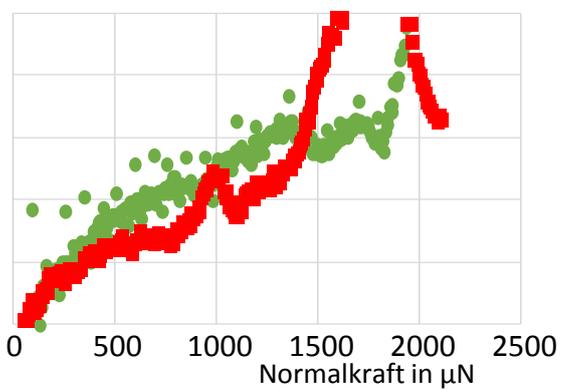
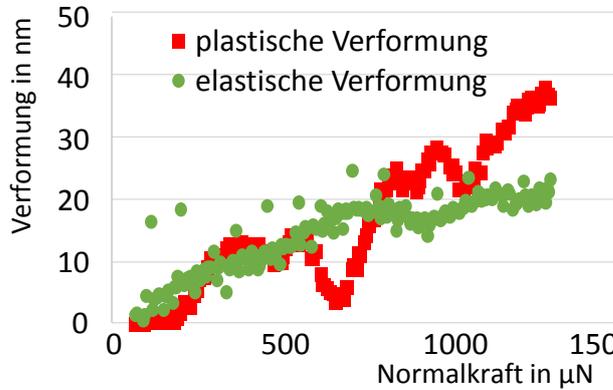
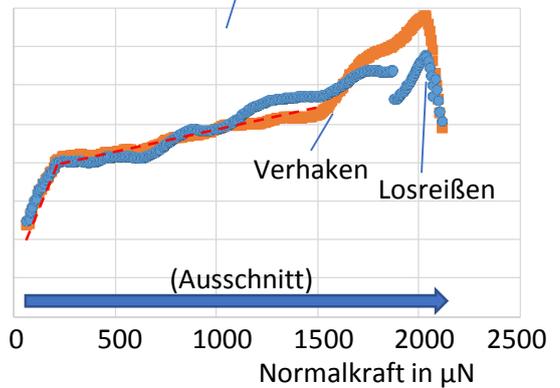
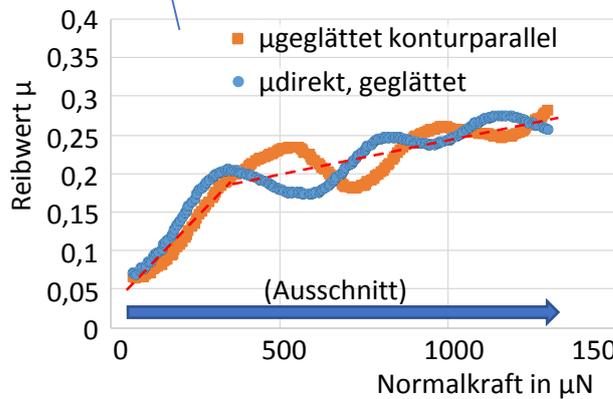
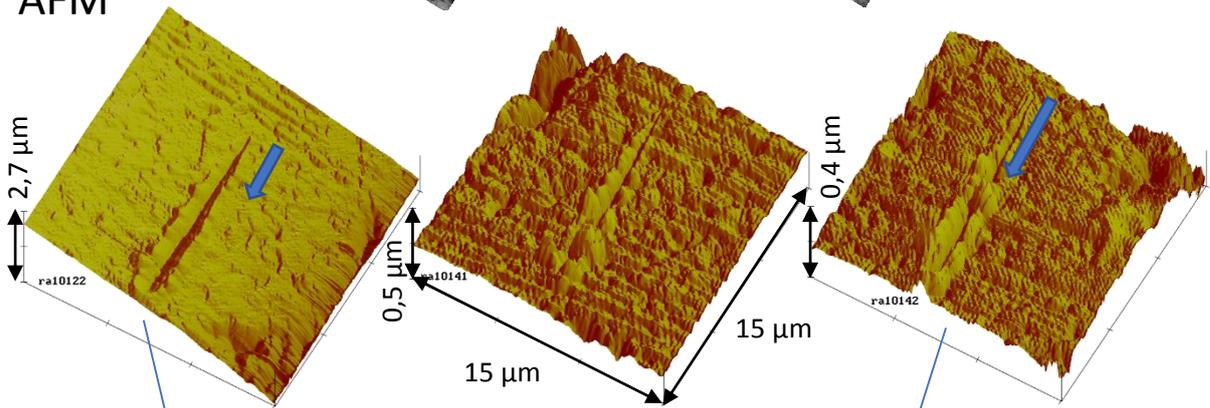


Abbildung 6.6: Auswertung Scratchtest, Messingring A1 gelaufen

weiterer Reibwertanstieg statt währenddessen topografiebedingt Schwankungen auftreten, welche auch durch die Steigungskorrektur nicht behoben werden können. Die plastische Verformung zeigt ebensolche Schwankungen. Punktuell tritt ein Verhaken der Prüfspitze bis zum Losreißen auf. Eine weiterführende Interpretation der ermittelten Werte erfolgt in Kapitel 10 (Zusammenführung der Untersuchungsmethoden).

7 Reibungsverhalten: Oberflächenmodifikationen und Geometrievereinfachung

Das Hartdrehen von Synchronkonen kann gegenüber den etablierten Schleifprozessen wirtschaftliche Vorteile bezogen auf Werkzeugkosten, Stückzeit bzw. Maschinenstundensatz und Nebenkosten bieten, sofern hierbei ein geeignetes Reibungs- und Verschleißverhalten erzielt werden kann. Zum Vergleich von geschliffenen und hartgedrehten Gegenreibflächen wurden Versuche mit verschiedenen Reibpartnern durchgeführt, siehe Abschnitt 7.1.

Weiterhin besteht im Rahmen der Reibbelagsentwicklung das Bestreben, möglichst einfache Prüfstandsversuche mit einfach herzustellenden Geometrien anzuwenden. Nachdem Reibbeläge typischerweise als flächiges Material hergestellt werden und zur Verfügung stehen, stellt sich die Frage, ob der Prozess der Beschichtung von konischen Bauteilen eingespart und stattdessen auf einfacher herzustellende plane Reibpaarungen umgestellt werden kann, siehe Abschnitt 7.2. Für die vergleichende Betrachtung wurde ein Stift-Scheibe-Tribometeraufbau nach Abschnitt 3.1.3 gewählt.

7.1 Geschliffene und hartgedrehte Konen

Für den Vergleich wurden Stufen- und teilweise Dauerversuche mit verschiedenen Reibpartnern Messing A1, Streusinter B1 und B2, Karbon C1 und C2 sowie einem Molybdän-spritzbeschichteten System durchgeführt. Da eine vollständige Dokumentation der Versuchsreihen den Rahmen dieser Arbeit überschreiten würde, werden generalisierbare Erkenntnisse überblicksartig zusammengefasst und exemplarisch an A1 dargestellt. Weitere Ergebnisse der Untersuchungen sind in [SNP08] zu finden.

Für den Messing-Gewinding A1 zeigen sich entsprechend Abbildung 7.1 drehrichtungsabhängig Reibwertunterschiede. Auf der hartgedrehten Oberfläche ist der Effekt mit einem Unterschied μ_1 ca. 0,005...0,02 besonders deutlich. Aber auch auf der geschliffenen Oberfläche mit Unterschied μ_1 ca. 0,005...0,1 ist das Verhalten klar erkennbar. Dieser Effekt bestätigt sich auch materialunabhängig an den anderen Reibpaarungen, erkennbar am „Zick-Zack“ im Trendverlauf (vgl. Abschnitt 7.2 Abbildung 7.2 bis 7.4). Ein Mess- bzw. Regelungsfehler kann auf Grund der gleichzeitig auftretenden Rutschzeitunterschiede und unterschiedlichen Effekthöhen bei den einzelnen Reibpaarungen ausgeschlossen werden.

Die Ursache für dieses Verhalten wird in der Gewindestruktur der Bauteile des Messingsystems A1 gesehen: Zum einen weist der Synchronring eine Makro-Gewindeoberfläche auf, zum anderen ist durch das Hartdrehen ein sehr feingängiges Gewinde und damit ein Drall auf der Konusoberfläche vorhanden (vgl. Abbildung 7.1). Dadurch verändert sich die Ölförderung im

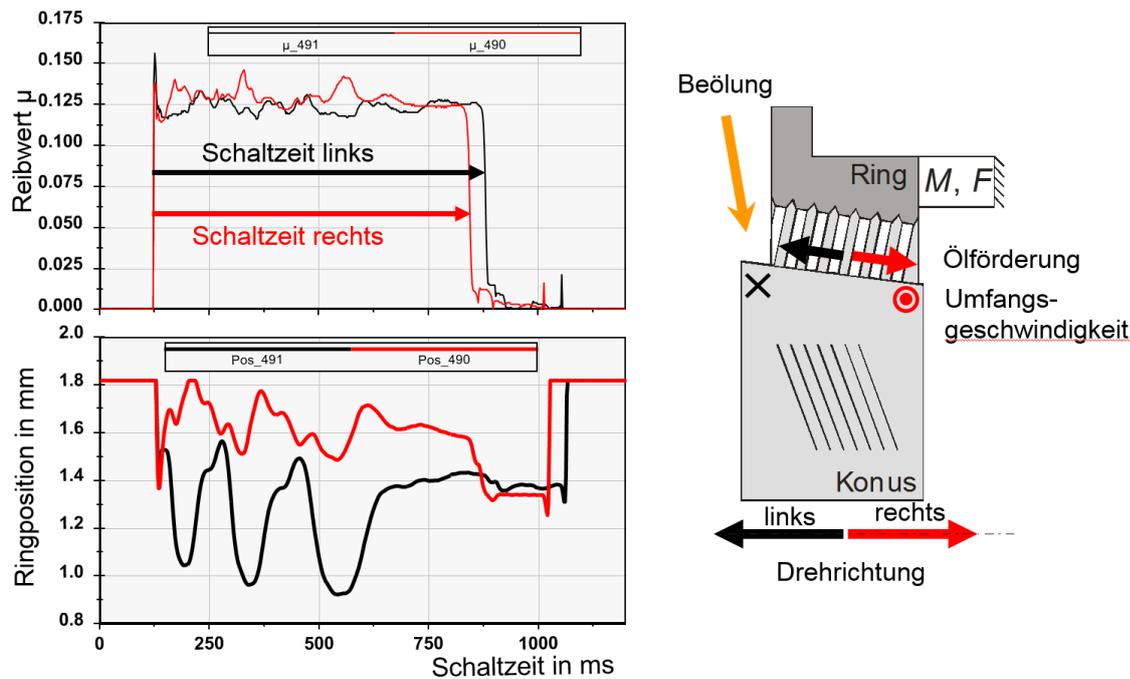


Abbildung 7.1: Reibwertverlauf und Ringposition A1 hartgedreht konisch wechselnde Drehrichtung nach [SNP08]

Synchronringgewinde je nach Drehrichtung. Außerdem sorgt die Gewindestruktur der hartgedrehten Oberfläche für ein „Auf- bzw. Abschrauben“ der Kegel.

Bei den hartgedrehten Gegenreibflächen treten für alle untersuchten Reibbeläge zudem zyklische Reibwertschwankungen auf. Diese können mit der schlechteren Zentrierung bzw. Ausrichtung des Synchronrings auf dem Konus erklärt werden, da während der Rutschphase mit dem induktiven Wegaufnehmer deutliche Ring-Konusbewegungen beispielsweise bei A1 bis ca. 0,5 mm (vgl. Abbildung 7.1) in axialer Richtung gemessen wurden.

Die Reibwerte aller Reibpartner gegen die hartgedrehten Reibflächen liegen gleich oder oberhalb der entsprechenden Reibwerte mit den geschliffenen Reibflächen (ohne Abbildung). Dies zeigt, dass ein Austausch der beiden Fertigungsverfahren grundsätzlich realisierbar, aber nicht immer ohne weitere Anpassungen möglich ist. Um praxisgeeignete Systeme zu finden ist beim Hartdrehen eine Vielzahl von Parametern wie Vorschub oder Schneidenradius zu beachten.

7.2 Vergleich konisch/plan

Zur Beurteilung der unterschiedlichen Abstraktionsstufen der konischen Reibflächen im Synchronkonuskontakt und des planen Reibkontakts im Stift-Scheibe-Tribometeraufbau wurden Stufen- und Dauerversuche mit verschiedenen Materialien durchgeführt. Im Folgenden wird exemplarisch auf die Stufenversuche zum Reibwertverhalten an den Systemen A1, B1 und C1 jeweils mit geschliffener Gegenreibfläche und wechselnder Drehrichtung eingegangen, da diese Erkenntnisse im Zusammenhang mit den Abschnitten 4.4 stehen. Ergänzend wird auch hier auf [SNP08] verwiesen.

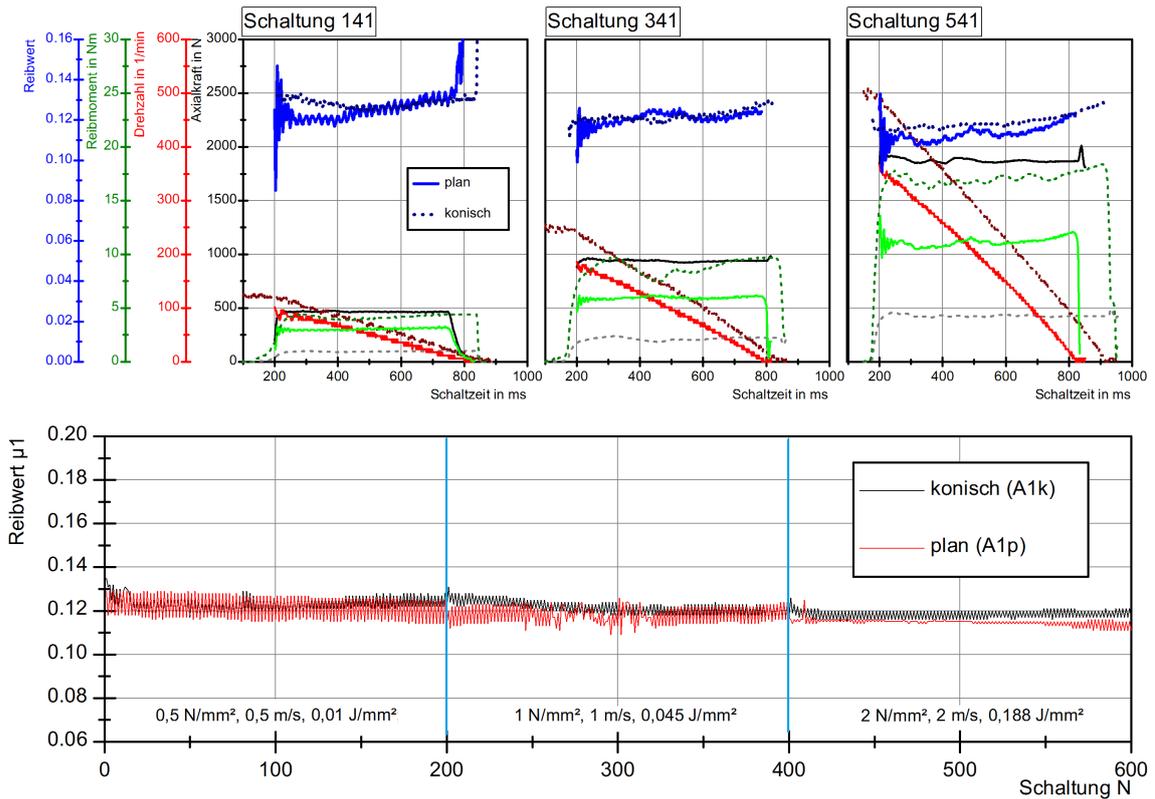


Abbildung 7.2: Reibwertverhalten A1 konisch/plan, SSV wechselnde Drehrichtung

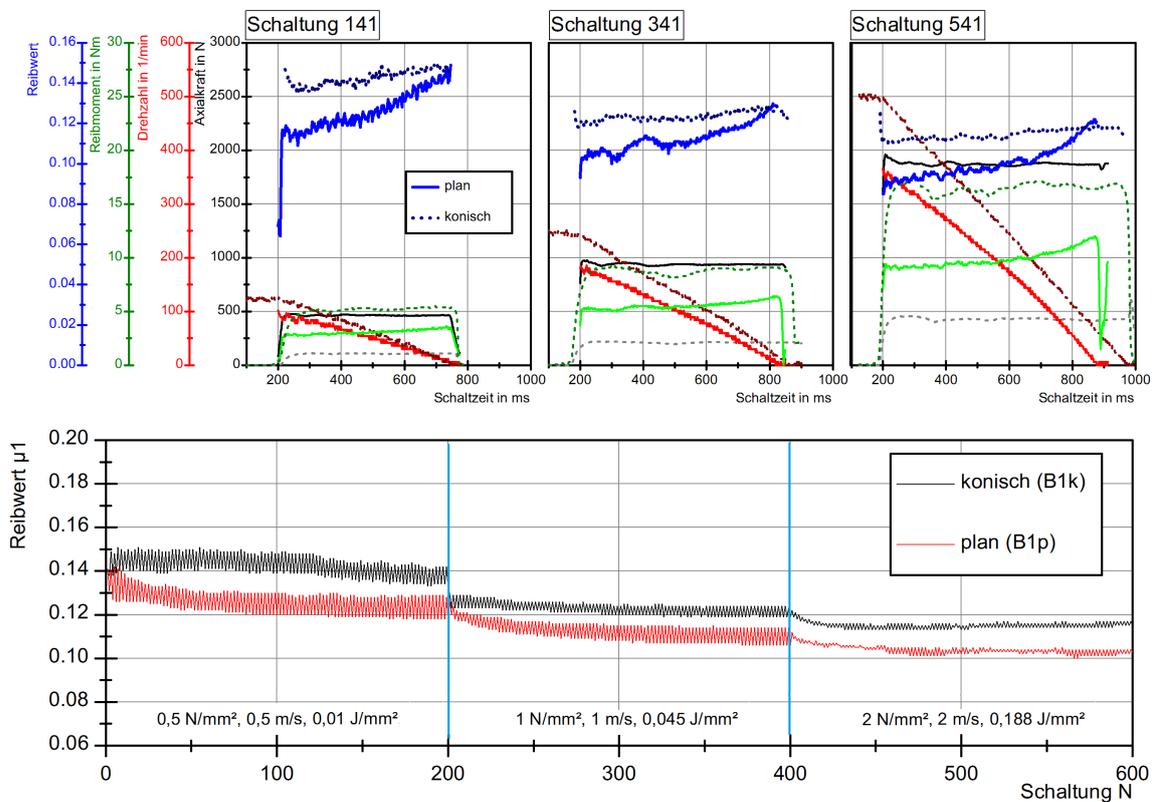


Abbildung 7.3: Reibwertverhalten B1 konisch/plan, SSV wechselnde Drehrichtung

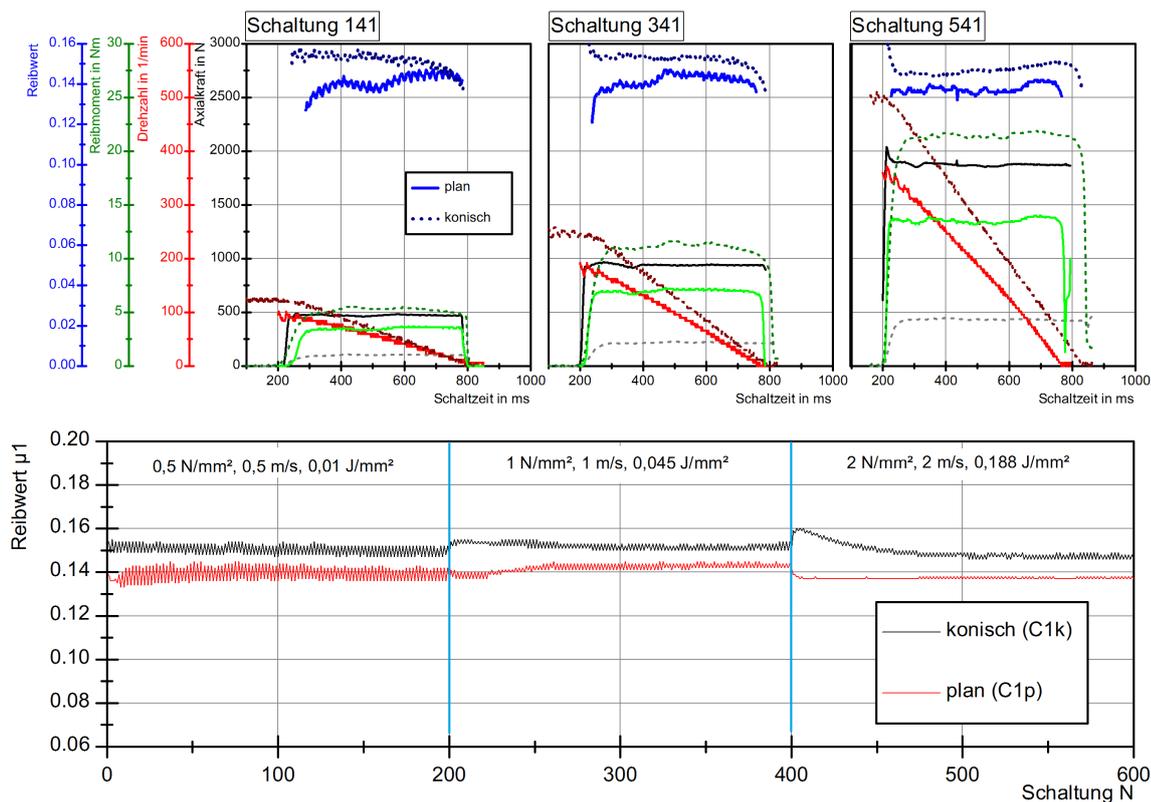


Abbildung 7.4: Reibwertverhalten C1 konisch/plan, SSV wechselnde Drehrichtung

Für das Messingsystem A1 ergeben sich im Vergleich konisch/plan trotz der wechselnden Drehrichtung recht gut übereinstimmende mittlere Reibwerte sowie nur geringe Abweichungen im Einzelschaltungsverlauf (Abbildung 7.2).

Demgegenüber zeigen die Reibwerte der Systeme Streusinter B1 und Karbon C1 stärkere Unterschiede zwischen konischer und planer Reibgeometrie.

Aus Abbildung 7.3 geht hervor, dass der Reibwert des planen Systems B1 zu Beginn deutlich unter dem der konischen Paarung liegt. Während sich im konischen Kontakt über alle Belastungen eine nur leicht ansteigende Reibwertcharakteristik zeigt, ist beim planen System ein steiler Anstieg auf den identischen Endreibwert ersichtlich.

Die Reibwertcharakteristik des Karbonsystems C1 (Abbildung 7.4) unterscheidet sich schon innerhalb des Konussystems bei den verschiedenen Belastungen: bei geringen Belastungen findet während der Schaltung ein stetiger Reibwertabfall statt während sich bei hohen Belastungen zunächst ein Anstieg mit abschließendem Abfall zeigt. Für das plane System zeigt sich ein eher indifferentes Bild, jedoch grundsätzlich auf einem niedrigeren Reibwertniveau und immer mit Reibwertabfall zum Schluss der Schaltung. Dieser Reibwertabfall zu Schaltungsende entspricht einem erwünschten Verhalten und wird typischerweise durch die Additiv- und Reibbelagskomponenten beeinflusst. Der Endreibwert liegt für plan und konisch trotzdem nahezu gleich.

Eine Erklärung für das beschriebene Verhalten bei B1 und C1 mit niedrigerem Reibwert zu Schaltungsbeginn liegt in der Verdrängung des Schmierstoffs aus dem Stiftkontakt. Zu Schaltungsbeginn liegt ein höherer hydrodynamischer Anteil vor, der insbesondere durch eine ungünstige Ausrichtung der planen Reibflächen verstärkt werden kann. Der Ausrichtungsfehler konnte

mit den Fluoreszenzuntersuchungen (Abschnitt 4.4.2) nachgewiesen werden. Mit Abfall der Gleitgeschwindigkeit sinkt dieser Anteil wodurch der Reibwert ansteigt.

Die konischen Systeme B1 und C1 beginnen mit höheren Anfangsreibwerten. Durch die umlaufende Struktur mit (durch die Ringelastizität) idealer Ausrichtung und den schmäleren Reibkontakt ist die Schmierstoffverdrängung verbessert und der Reibwert schon zu Beginn auf einem hohen Niveau. Bei höherer Anfangsgleitgeschwindigkeit und Flächenpressung zeigt sich auch hier ein Absinken des Reibwertniveaus, das durch zunehmende hydrodynamische Anteile geprägt ist.

Es zeigt sich, dass die Vergleichbarkeit von von Versuchen mit konischen (Modell-)Synchronringen und Tribometerversuchen mit planen Reibstiften nur bedingt gegeben ist. Selbst wenn die spezifischen Belastungsparameter (Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit, spezifische Reibenergie und Reibleistung) identisch sind, ist zusätzlich zu den bisher diskutierten Effekten der Einfluss der Reibkontakttemperatur zu berücksichtigen: Die nominellen Kontaktflächen von Konus und Reibbelag sind in etwa gleich groß. Der Konus ist während der Rotation an jeder Stelle im permanenten Kontakt zum Reibbelag, so dass in jede Stelle des Konus über die Schlupfzeit ständig Reibleistung eingebracht wird. Umgekehrt kommt jede Stelle des Reibmaterials mit dem seit Reibungsbeginn durchgehend beanspruchten Gegenkonus in Kontakt.

Dagegen verteilt sich bei der Scheibe die Reibleistung verglichen mit dem Konus auf eine wesentlich größere Gesamtfläche, nur die Reibstifte weisen in Summe die identische nominelle Reibfläche wie der Ring-Belag auf.

Eine Stelle der Scheibe wird nur kurze Zeit vom Reibstift aufgeheizt und hat danach bis zum nächsten Reibstift Zeit, die Reibenergie abzuleiten. Aus Sicht des Stiftes kommt eine „kühle Scheibe“ als Gegenreibkörper. Da die Temperatur im Reibkontakt über die Schmierstoffviskosität und die thermische Aktivierung der Belags- und Additivkomponenten wesentlichen Einfluss auf den Reibwert nimmt, wird dies als wesentliche weitere Ursache für die mangelnde Vergleichbarkeit gesehen.

Abhilfe könnte ein umlaufender, planer Reibbelag in der identischen Breite wie der Synchronring im Tribometer schaffen, immer noch mit der Herausforderung der plan-parallelen Paarung des Belagrings gegen die Scheibe, die aus Formfehlern des Belagsrings sowie Ausrichtungsfehlern der Reibpartner resultiert. Zudem entsteht das Problem von signifikant erhöhten Axialkräften im Vergleich zur Konusanordnung (typischerweise etwa Faktor 10), welche bei höheren Flächenpressungen schnell die Prüfstandsgrenzen überschreiten.

8 Einfluss/Auswirkungen wechselnder Drehrichtungen

Für Tests auf Synchronisierungs-Komponentenprüfständen werden die Lastkollektive nach aktuellem Stand der Technik mit einsinniger Drehrichtung angegeben, d. h. die Prüfschwungmasse zur Simulation der Relativedrehzahl wird für alle Schaltungen auf denselben Drehsinn beschleunigt, auch dann, wenn verschiedene Differenzdrehzahlen für Up- und Downshifts berücksichtigt werden. Der Grund hierfür ist vor allem in Prüfstands Aufbau und Steuerungstechnik zu sehen. Neben dem für diese Arbeit verwendeten Prüfstandstyp vgl. Abbildung 3.6 gibt es eine weitere verbreitete Bauform, die unter der Bezeichnung Hurth-/ZF-/FZG-SSP180-Prüfstand bekannt ist [FZG]. Prinzipbedingt ist bei diesem Prüfstand ein Wechsel der Drehrichtung von Schaltung zu Schaltung auf Grund der Taktzeit nicht sinnvoll, da die große, dauerhaft rotierende Schwungmasse motorisch abgebremst und neu beschleunigt werden müsste. Vereinzelt wird vorgeschlagen, dieses Manko durch blockweisen Drehrichtungswechsel z. B. alle 100 Schaltungen zu beheben. Bei anderen Einwellen-Komponentenprüfständen ist bedingt durch die Strom- bzw. Umrichtertechnik eine Drehrichtungsumschaltung oft nicht vorgesehen.

In Gesamtgetriebeprüfständen wurde und wird je nach Art der Aktuierung und Ansteuerung der Beanspruchungsdrehsinn blockweise einsinnig (Hin-Rück-Gangwechsel, z. B. 30 000 Schaltungen 3-4-3, dann 40 000 Schaltungen 4-5-4) oder aber in komplexen Schaltsequenzen wechselnd (z. B. 2-3-4-5-4-3-4-3-2) aufgebracht.

Da die beschriebene bisherige Prüfpraxis eine Vereinfachung und Abweichung zum realen Betrieb aufweist und es vorstellbar ist, dass sich bei wechselsinniger oder ungleich häufiger Beanspruchung Reib- und Verschleißverhalten von dem bei einsinniger oder blockweise wechselnder Beanspruchung unterscheiden, stellt sich die Frage, ob es für eine bessere Übertragbarkeit nötig ist, in Getriebe- und Komponententests mit wechselnden Drehrichtungen zu prüfen.

In [Lös97] findet sich für ein molybdänbeschichtetes Reibsystem der Hinweis, dass ein Drehrichtungswechsel nach ein bzw. drei Schaltungen keinen signifikanten Einfluss auf Reib- oder Verschleißverhalten nimmt. Dagegen sind Hinweise auf einen Einfluss in [Neu08, S. 110f, 151f] zu finden, die Ursache wird im Verschleißmechanismus (vgl. Abschnitt 2.3) vermutet. Zum anderen ist zu erwarten, dass die Makrostruktur des Reibkontakts (z. B. Gewindegeometrie bei Messingringen, Nutungen) sowie die Mikrostruktur (z. B. herstellungsbedingte, richtungsabhängige Eigenschaften bei Papier-/Karbon-Reibbelägen) einen drehsinnabhängigen Einfluss nehmen können.

Von NEUDÖRFER existieren bereits erste Untersuchungen in Dauerschaltversuchen zu wechselnden Drehrichtungen des Streusintersystems A als Serien- und Modellsystem [Neu08, S. 110f, 151f]. Die Stichversuche beschränken sich auf einsinnige und 1:1 wechselnde Drehrichtungen im Bereich II (zu Beginn des Dauerschaltversuchs Reibwerthochlage mit hohem Verschleißgradient, danach geringer Verschleißfortschritt bei niedrigerem stabilem Reibwertniveau) mit Flächenpres-

sung 8 N/mm^2 , Anfangsgleitgeschwindigkeit 8 m/s und spezifischer Reibarbeit $0,51 \text{ J/mm}^2$. Die darauf basierende Modellvorstellung (vgl. Abschnitt 2.3, insbesondere Abbildung 2.7) besteht in der Veränderung der Oberflächentopografie durch Verschmieren bzw. Wiederfreilegen von Poren bei hohen Beanspruchungen. Für das Karbonsystem B (dort C2) als Modellsystem wurden wechselnde Drehrichtungen in einem Stichversuch untersucht, hierfür wurden geringe Unterschiede im Reib- und Verschleißverhalten zu einsinniger Beanspruchung festgestellt.

Im Folgenden werden – aufbauend auf den oben genannten Forschungen von NEUDÖRFER – für das Streusinter-System A und auch für das Karbon-System B Untersuchungen in Dauerschaltversuchen mit wechselnden Drehrichtungen jeweils mit Modellkonen durchgeführt. Die Versuche mit System A wurden mit einem gegen Durchschalten gesperrten Seriensystem durchgeführt, dabei kamen der in Abschnitt 3.1.2 beschriebene Sperrmechanismus nach NEUDÖRFER und bei einigen Versuchen eine modifizierte Sperrvorrichtung vgl. Abbildung 3.4 zum Einsatz. Aus Kapazitätsgründen wurden zwei baulich vergleichbare Prüfstände verwendet. Die Versuche mit System B wurden durch Verwendung von Modellsynchronringen ohnehin in gesperrtem Aufbau durchgeführt.

Als Einflussparameter wurden die Häufigkeit der links-/rechts-Schaltungen und deren Abfolge gewählt. Untersucht wurden einsinnige und regelmäßig wechselnde Drehrichtungsabfolgen

- 1:0 + + + + + + (einsinnig links)
- 0:1 - - - - - - (einsinnig rechts)
- 1:1 + - + - + - + -
- 2:1 + + - + + - + + -
- 1:2 + - - + - - + - -

sowie stochastische Abfolgen mit definierter Häufigkeit, jedoch zufällig gewählter Reihenfolge:

- 1:1 + + - + - + - - + - + + - + - + - - + - (beispielhafte Abfolge für 10 +, 10 -)
- 2:1 + + - + - + + + - + - + + - - + + + (beispielhafte Abfolge für 12 +, 6 -)
- 1:2 - + - - + + - - - + - + - - + - - - (beispielhafte Abfolge für 12 -, 6 +)

Die Auswertung erfolgt durch eine vergleichende Betrachtung des Reibwert- und Verschleißverhaltens. Für die Darstellungen der Versuche in den folgenden zwei Abschnitten (z. B. Abbildung 8.2) werden jeweils zwei bzw. vier Plotbereiche dargestellt: in den oberen Diagrammen der Verlauf der mittleren Reibwerte (μ_1), in den unteren Diagrammen die Verschleißreserve. Bei den wechselnden Drehrichtungen sind die Schaltungen zur besseren Übersichtlichkeit pro Versuch nach den Drehrichtungen sortiert. Die Effekte der Drehrichtungen, insbesondere das Reibwertverhalten können so getrennt erfasst werden: die Schaltungen mit positiver Drehrichtung (auch als „links“ bezeichnet) finden sich in den linken Diagrammen, die Schaltungen mit negativer Drehrichtung (auch als „rechts“ bezeichnet) finden sich entsprechend in den rechten Diagrammen. Je nach Versuchsart sind damit alle, nur die Hälfte oder nur ein Drittel der Schaltungen im linken

bzw. rechten Diagramm enthalten, der Rest im jeweils anderen Diagramm. Jede Schaltung ist mit ihrer Schaltungsnummer im Versuch eingetragen, d. h. auf der Achs-Skala (z. B. 1 bis 100 000) ist immer die Gesamtzahl der Schaltungen des Versuchs zu sehen.

8.1 Streusinter-System

Aus NEUDÖRFER [Neu08] liegen bereits Ergebnisse zu diesem System vor. Um hierzu eine Referenzierung vorzunehmen und die Reproduzierbarkeit auf den beiden verwendeten Prüfständen zu testen, wurden Wiederholversuche einsinnig links (1:0) durchgeführt. Der Verlauf (Abbildung 8.1) entspricht der bei NEUDÖRFER beschriebenen Charakteristik: Nach einer Reibwerthochlage bis ca. 30 000 Schaltungen fällt der Reibwert auf ein fast stationäres Niveau von ca. 0,1 ab, die Verschleißrate geht gegen einen sehr geringen Wert. Die Reproduzierbarkeit kann auf Basis der Ergebnisse aus den beiden Prüfläufen als gegeben angesehen werden.

Die Versuche mit 1:1 wechselnder Drehrichtung (Abbildung 8.2, grüne und rote Kurve) zeigen einen wesentlich geringeren Reibwert in der Hochlage als der Versuch mit einsinniger Drehrichtung links (schwarze Kurve). Der Reibwert gegen Versuchsende liegt in allen Fällen um 0,1. Zwischen den Schaltungen mit Drehrichtung links und rechts sind keine Unterschiede in der Reibwerthöhe erkennbar. In der Verschleißhöhe lassen sich keine signifikanten Unterschiede ausmachen. Die Abweichungen der beiden zur Absicherung durchgeführten Versuche (grün/rot) liegen im Rahmen der üblichen Versuchsstreuung. Die Versuche bestätigen die Ergebnisse von Neudörfer [Neu08].

Abbildung 8.3 zeigt die Gegenüberstellung regelmäßig wechselnder Drehrichtungen mit unterschiedlichen Häufigkeiten: 1:1 (schwarz, rot) / 1:2 (grün) / 2:1 (blau). Auffällig ist die wesentlich stärker ausgeprägte Reibwerthochlage bei Versuchen mit der Verteilung 1:2 bzw. 2:1, die fast die Reibwerthöhe der einsinnigen Drehrichtung erreicht. Es spielt trotz der unvoreilhafteten Sperrvorrichtung aus Sicht des Reibwerts keinen Einfluss, ob die Mehrzahl der Schaltungen links- oder rechtssinnig durchgeführt wird. Weiterhin wurde im Versuch beobachtet, dass das System durch die hohen Reibwerte zu Versuchsbeginn zur Selbsthemmung neigt (nicht dargestellt). Bei einem weiteren Versuch mit Häufigkeit 1:2 trat ein Ringbruch auf, der auf den Einfluss der Sperrvorrichtung vgl. Abschnitt 3.1.2 zurückzuführen ist. Auf Grund von Tasterverschleiß konnte der Verschleißfortschritt bei einem Versuch nicht korrekt bestimmt werden. In der Gesamtverschleißhöhe zeigen sich keine signifikanten Abweichungen zwischen den übrigen Versuchen.

Für die Untersuchungen mit stochastischer Abfolge mit Häufigkeit 1:1 und 2:1 wurde auf die modifizierte Sperrvorrichtung (vgl. Abschnitt 3.1.2 Abbildung 3.4) gewechselt. Um die Überprüfung der Auswirkungen der Sperrvorrichtung zu bestimmen, wurde mit der modifizierten Sperrvorrichtung auch ein Versuch mit regelmäßig wechselnder Drehrichtung und Häufigkeit 2:1 durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8.4 gegenübergestellt. Da durch die modifizierte Sperrvorrichtung die Schaltkraft vollständig erreicht wird, erhöht sich die Reibleistung und das System tendiert in Richtung „Bereich III“, d. h. über den Versuchsverlauf stabilisiert sich der Reibwert nicht mehr sondern fällt stetig ab. Abgesehen davon stimmt das Anfangsverhalten der Reibwerthochlage noch recht gut mit der vorher dargestellten regelmäßigen Abfolge 1:2 bzw. 2:1

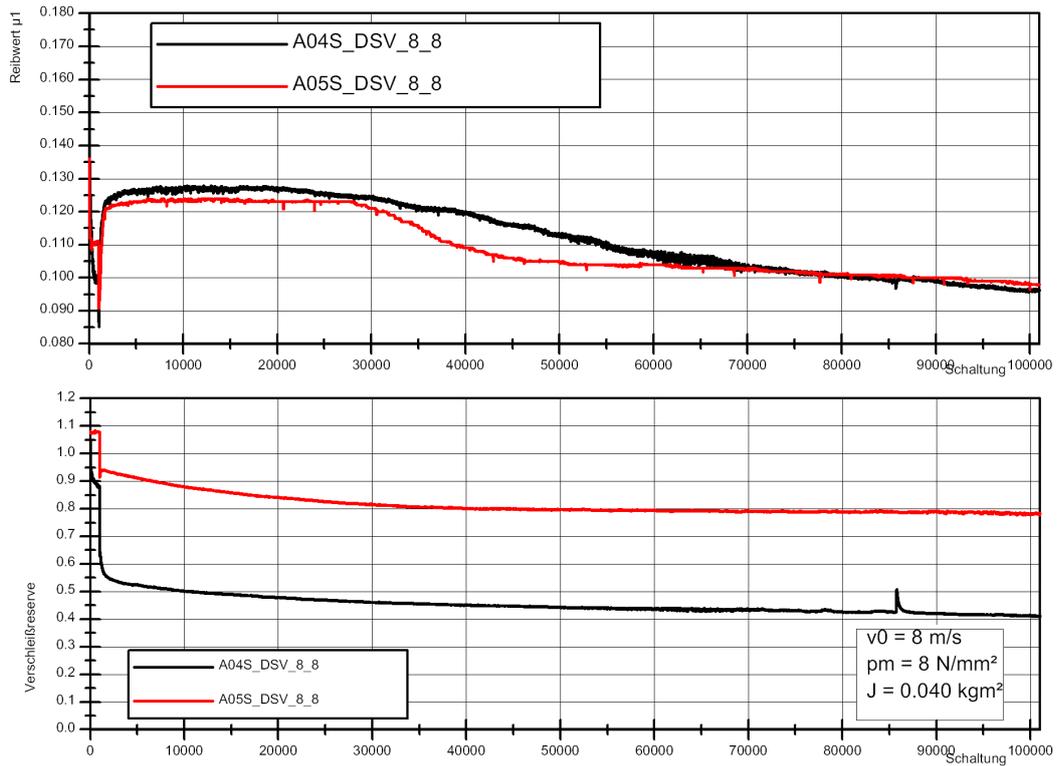


Abbildung 8.1: DSV Reproduzierbarkeit System A – einsinnig 1:0

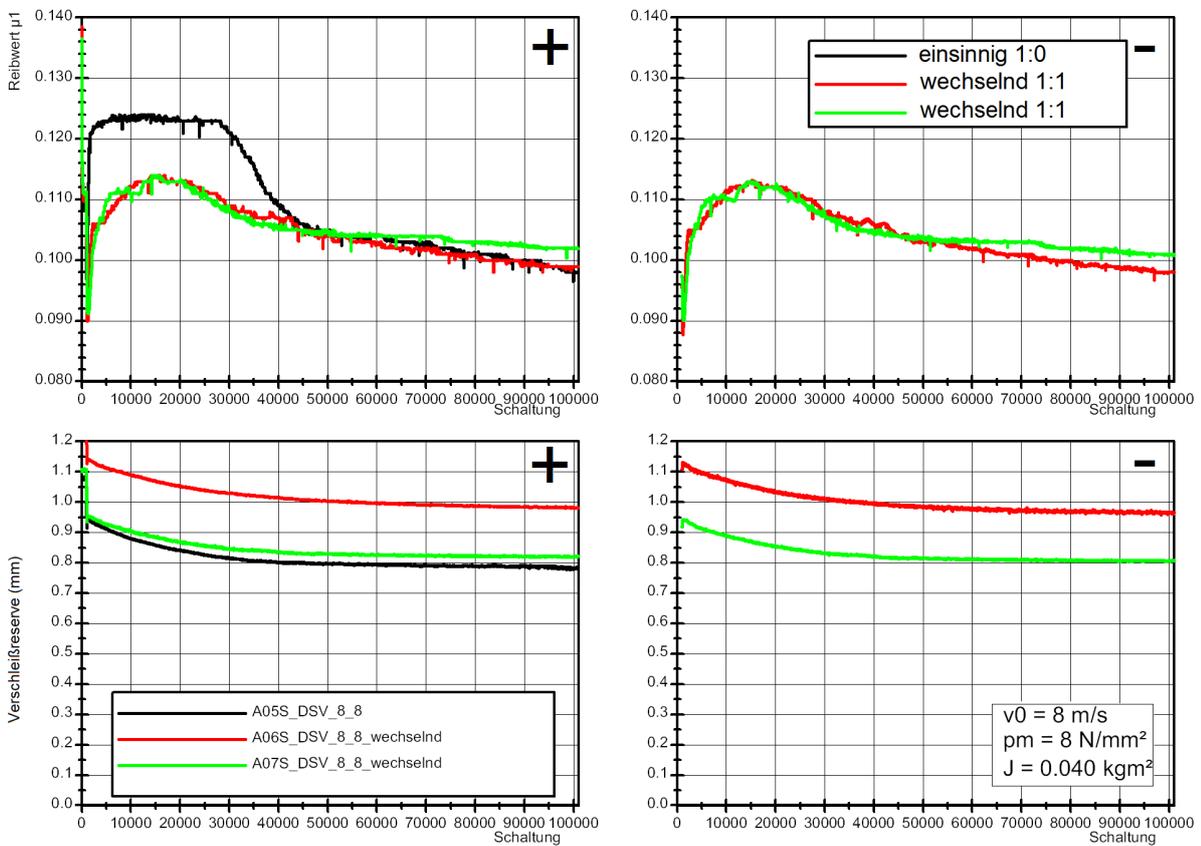


Abbildung 8.2: DSV System A – einsinnig 1:0 und wechselnd 1:1

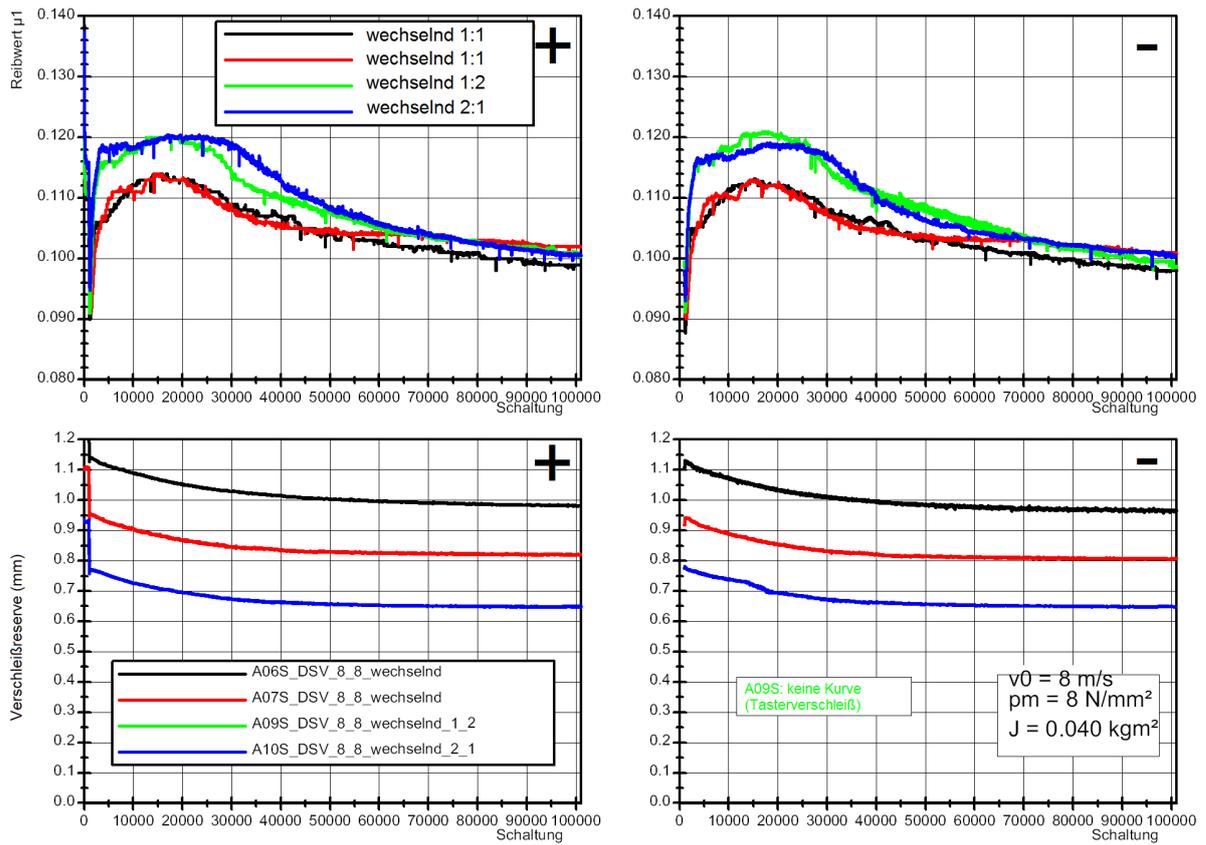


Abbildung 8.3: DSV System A – wechseInd 1:1, 1:2, 2:1

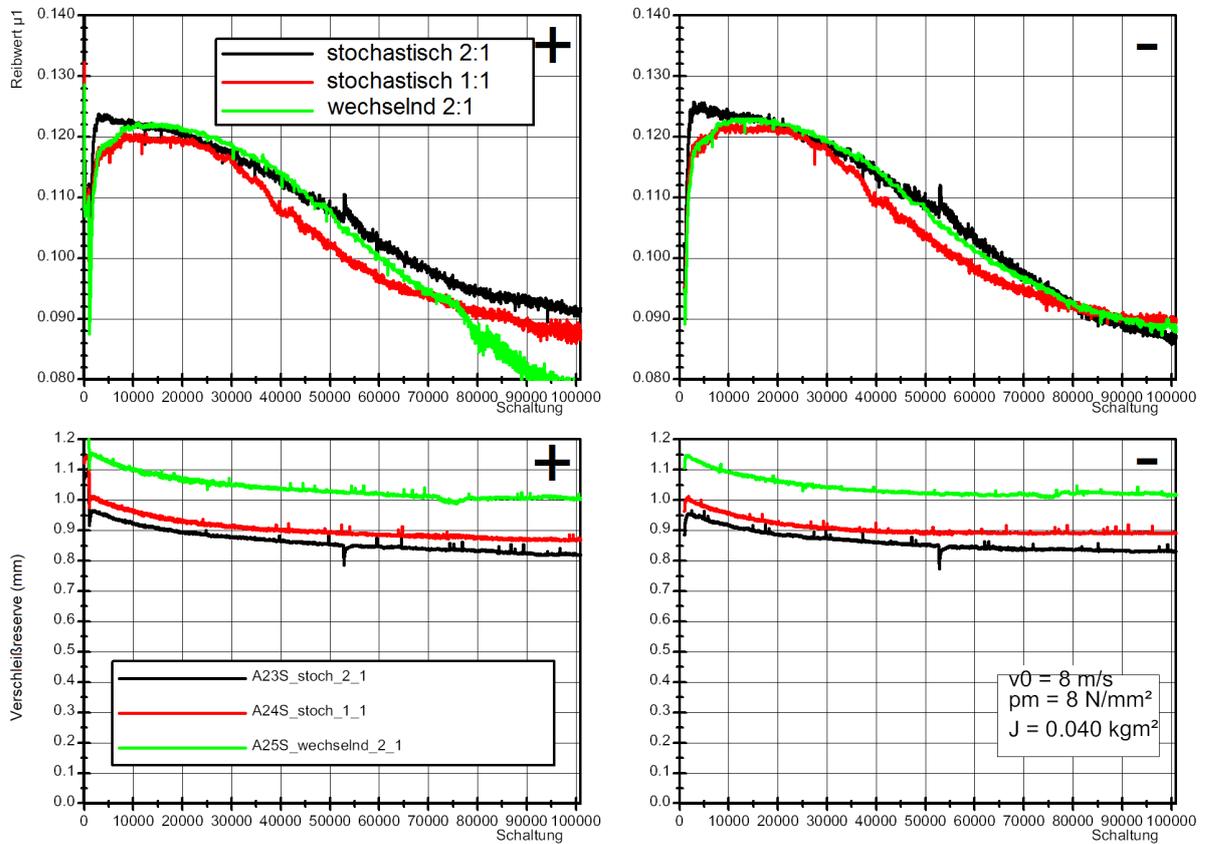


Abbildung 8.4: DSV System A – modifizierte Sperrvorrichtung – stochastisch 1:1, 2:1; regelmäßig 2:1

überein und erreicht fast das Reibwertniveau der einsinnigen Drehrichtung. Für die stochastische Durchführung ist kein Reibwertunterschied zwischen den Drehrichtungen erkennbar, für die regelmäßige Abfolge mit 2:1 ergibt sich zu Versuchsende ein drehrichtungsabhängiger Verlauf. Die zuletzt beschriebenen Effekte lassen sich mit einer Überlastung der Reibfläche erklären. Nicht zuletzt die punktuelle Einleitung des Reibmoments als Umfangskraft an den drei Indexnocken in Verbindung mit der geringen Steifigkeit des Stahlsinter-Trägerrings führt zu einer stark ungleichmäßigen Beanspruchung der Reibfläche, die im Folgenden an Fotos der Reibflächen näher analysiert wird.

Abbildung 8.5 und 8.6 zeigen Fotos der gelaufenen Synchronringreibflächen nach einsinniger bzw. stochastischer (2:1) Beanspruchung. Erkennbar sind in Abbildung 8.5 die makroskopischen Gegebenheiten: horizontal die Begrenzung der Ringbreite (jeweils links kleiner / rechts großer Konusdurchmesser), die axiale Nutung und die vertieften Schweißpunkte zur Verbindung des Reibbelagblechs mit dem Trägerring. Die glänzenden, hell gefärbten erhabenen Bereiche waren die Kontaktzonen mit dem Konus. Dazwischen liegen tiefere dunkle Kavitäten, die die Drainage- bzw. Schmierstoffspeicherfähigkeit des Belags herstellen. Einige dieser Zwischenbereiche sind mit dunklen, pastösen Ablagerungen gefüllt die sich durch hohe thermische Belastung aus der Schmierstoffadditivierung bilden (vgl. [WK15]). Beim mit einsinniger Beanspruchung gelaufenen Ring sind Stellen mit glänzenden Kratzspuren in Umfangsrichtung erkennbar, nicht so beim wechselsinnig beanspruchten Ring. Dies bestätigt zum einen, dass es auf dem Ringumfang Stellen gibt, die stärker belastet sind (Lasteinleitung). Andererseits passt das Verhalten, dass die Kavitäten durch Materialübertrag der Reibpartner bei einsinniger Beanspruchung „zugeschmiert“ werden (nicht zu verwechseln mit der Bildung der pastösen Ablagerungen) zur Vorstellung von NEUDÖRFER.

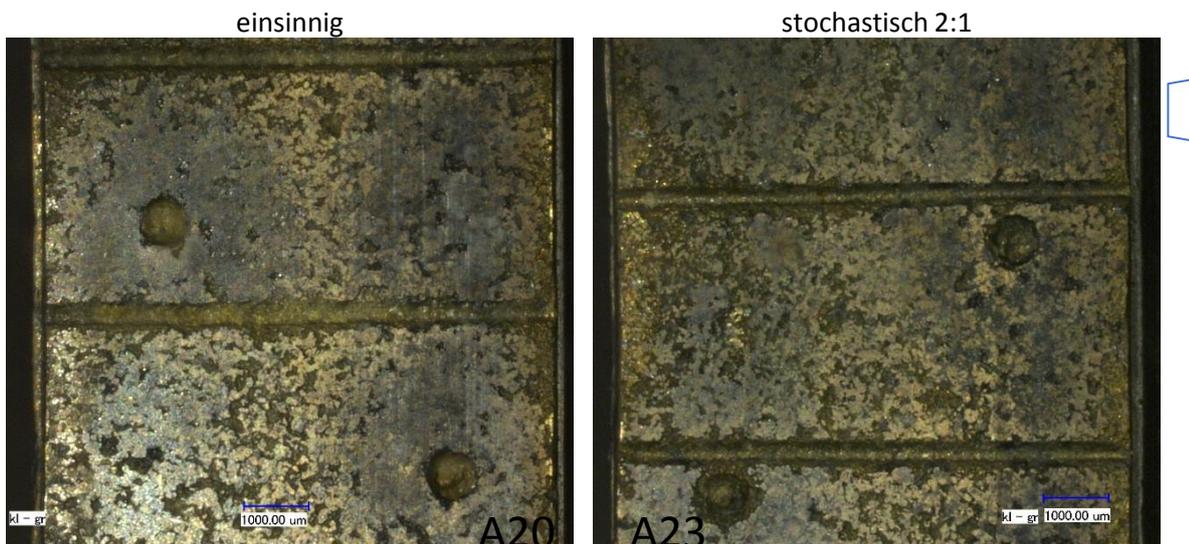


Abbildung 8.5: Reibbelag System A nach einsinniger und stochastischer 2:1 Beanspruchung

Zusammenfassend lässt sich für das Streusintersystem A festhalten, dass die grundsätzliche Charakteristik einer Reibwerthochlage zu Versuchsbeginn für ca. 30 000 Schaltungen und danach eine Stabilisierung für alle einsinnigen und wechselnden Drehrichtungen vorliegt. Die Reibwert-

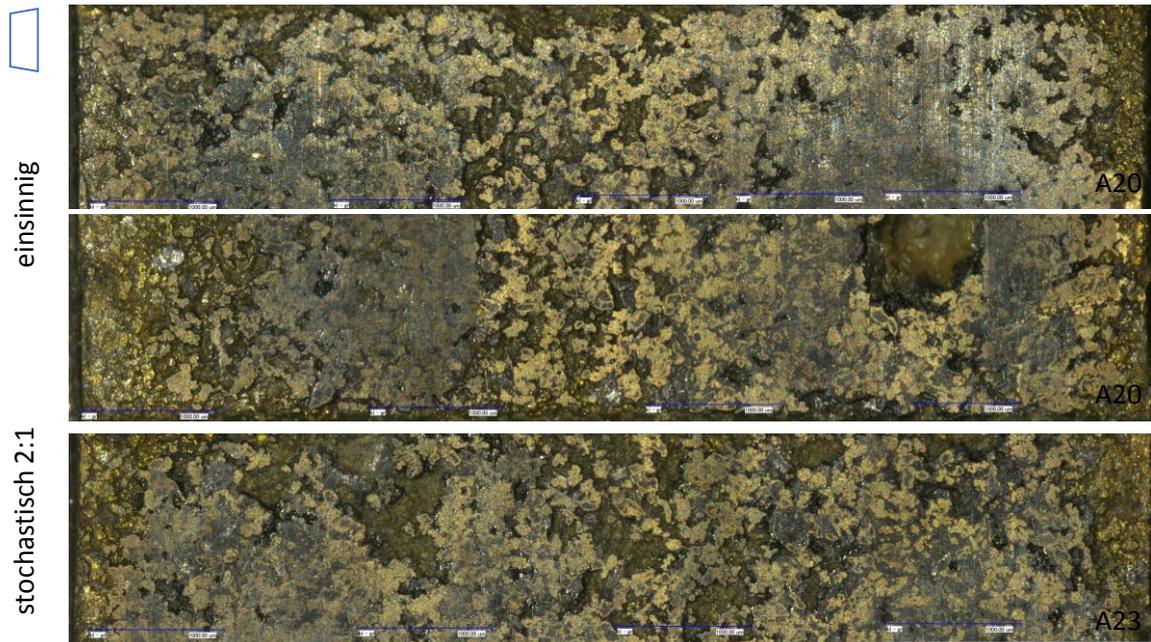


Abbildung 8.6: Detail Reibbelag System A nach einsinniger und stochastischer 2:1 Beanspruchung

hochlage ist bezogen auf die Höhe bei einsinniger Belastung am deutlichsten ausgeprägt, bei regelmäßig wechselnder am geringsten. Je „einsinniger“ die Abfolge wird (z. B. 2:1), desto mehr verschiebt sich die Charakteristik in Richtung der einsinnigen Beanspruchung. Schon bei 2:1 bzw. 1:2 entspricht der Reibwertverlauf nahezu dem Verlauf mit einsinniger Drehrichtung. Es ist zu erwarten, dass sich dieser Effekt bei höheren Anteilen (z. B. 3:1, 4:1, ...) nicht mehr wesentlich verändert. Dieses Gesamtergebnis kann als Bestätigung für die in Kapitel 2.3 beschriebene Modellvorstellung von NEUDÖRFER herangezogen werden.

Für die Praxis der Prüfstandsversuche haben diese Erkenntnisse Relevanz: Je nach Einbauort bzw. Gang treten unterschiedliche Drehrichtungshäufigkeiten auf. Das bedeutet für dieses System, dass Versuchsergebnisse, die auf dem Prüfstand unter einsinniger Beanspruchung entstanden sind, im Fahrversuch oder Betrieb nennenswert abweichend ausfallen können. Beispielsweise besteht die Möglichkeit, dass das in den einsinnigen Versuchen beobachtete reibwertbedingte (Reibwerthochlage) Verklemmen des Synchronrings auf dem Konus im realen Einsatz nicht auftritt. In diesem Fall besteht das Potential für Testen mit wechselsinniger Belastung darin, dass im Entwicklungsprozess vermieden wird ein nicht vorhandenes Problem zu lösen!

Entgegen der Unterschiede im Reibwertverhalten treten für die Versuche mit einsinnigen und wechselnden Drehrichtungen nur unscharfe Verschleißunterschiede auf. Die Gesamtverschleißhöhe (Summe aus Verschleißhöhe während der Reibwerthochlage und im stabilen Bereich) liegt bei ca. 0,09 bis 0,16 mm (Abbildung 8.7, orange Säulen), wobei der größte Anteil davon während der Reibwerthochlage entsteht. Bedingt durch die geringe Anzahl von Versuchen und die Streuung der Messergebnisse (Standardabweichung gemittelt über alle Versuche mit ca. 0,012) ist es schwierig, von „Signifikanz“ zu sprechen. Die Verschleißhöhen ab 20000 Schaltungen (nach Einlauf/Ende Hochlage) sind nahezu identisch (blaue Säulen). Es scheint, wie wenn sich die Einlaufverschleißhöhen in Abhängigkeit der Drehrichtungsabfolge unterscheiden (Differenz orange-blau).

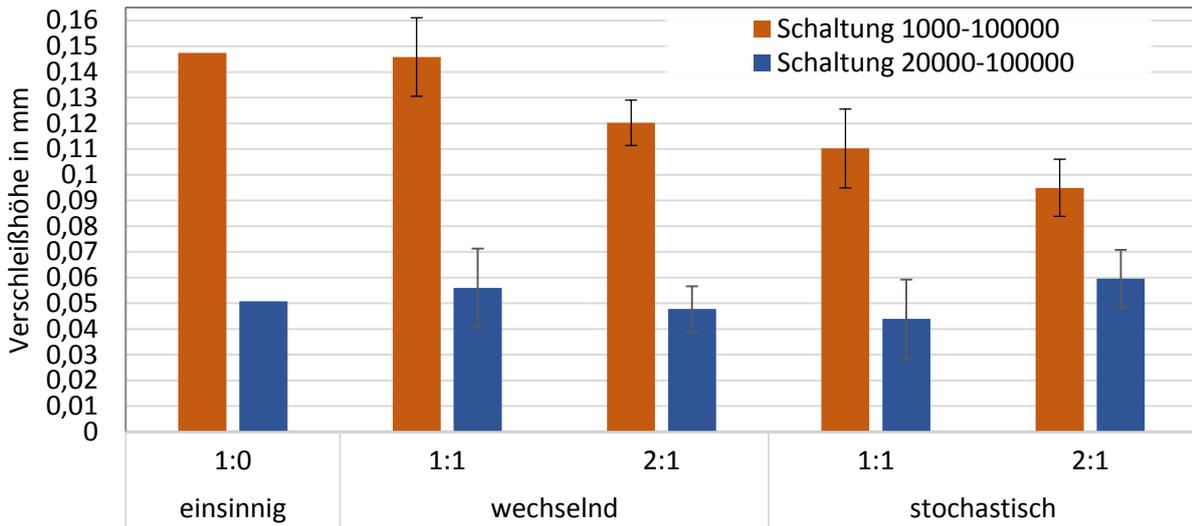


Abbildung 8.7: Übersicht Gesamtverschleiß einsinnig/stochastisch/regelmäßig, 1:0 1:1 2:1

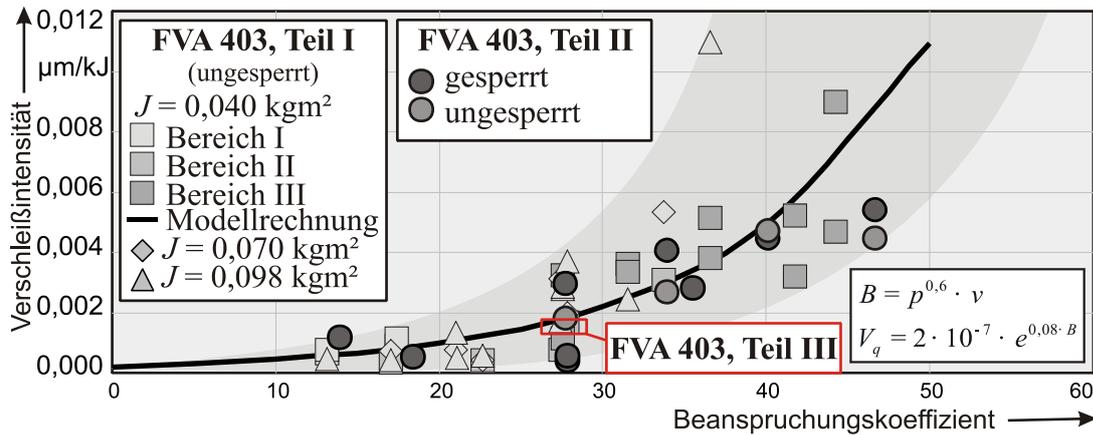


Abbildung 8.8: Verschleißintensitäten nach Verschleißmodell, System A, Abbildung basiert auf [Neu07, S. 15]

Die Verschleißintensitäten dieser Untersuchungen (im Folgenden mit FVA 403 III gekennzeichnet) werden nach dem gleichen Rechenverfahren wie bei NEUDÖRFER [Neu05, Neu07, Neu08] ermittelt und in Abbildung 8.8 den bekannten Verschleißmodellen von NEUDÖRFER (als FVA 403 I und II gekennzeichnet) gegenübergestellt. Die Verschleißgradienten dieser Untersuchungen passen gut in das bekannte Modell, die Versuche sind unter Einsatz des gleichen Serienschmierstoffs durchgeführt. Die Versuchsergebnisse werden hier durch einen zusammengefassten Wert dargestellt, der in der dargestellten Höhe die Streubreite der Untersuchungen wiedergibt. Die Systemänderungen durch einsinnige bzw. wechselnde Drehrichtungen sowie die Verwendung von breiten Modellkonen an Stelle von Seriengangrädern mit Freistichkanten zeigen im untersuchten Betriebspunkt trotz einer vorhandenen Bandbreite keine auffällige Abweichung von der Verschleißmodellkurve.

8.2 Karbon-System

Das Karbon-System zeigt im Allgemeinen eine kurze Einlaufphase mit etwas höherem Verschleißfortschritt, danach nur noch geringen Axialverschleiß, die gesamte Verschleißhöhe fällt sehr gering aus. Zu Versuchsbeginn ist eine deutliche Reibwerthochlage zu erkennen, die rasch (über ca. 10 000 Schaltungen) auf ein niedrigeres Niveau abfällt und sich bis Versuchsende weiter verringert. Die Verschleißwerte werden ab dem erfolgten Setzen bei 10 000 Schaltungen bis zum Versuchsende ermittelt. Die (Wiederhol-)Versuche mit einsinniger Drehrichtung (Abbildung 8.9, rot, grün, schwarz, pink) zeigen eine gewisse Streuung zwischen den Versuchen im Reibwertverlauf. Im Versuch mit wechselnder Drehrichtung (Häufigkeit 1:1, blaue Kurve) stellen sich höhere Reibwerte als in den Versuchen mit nur einsinniger Belastung (alle anderen Kurven) ein. Die direkte Verschleißreservemessung ist jeweils von Tasterverschleiß überlagert, so dass der Reibflächenverschleiß in Wirklichkeit höher liegt und nicht direkt beurteilt werden kann. Es scheint dennoch, dass der Versuch mit wechselnder Drehrichtung einen höheren Verschleißgradienten aufweist. Die Schaltgabelposition konnte auf Grund der häufigen Versuchsunterbrechungen nicht zur vergleichenden Verschleißbestimmung herangezogen werden.

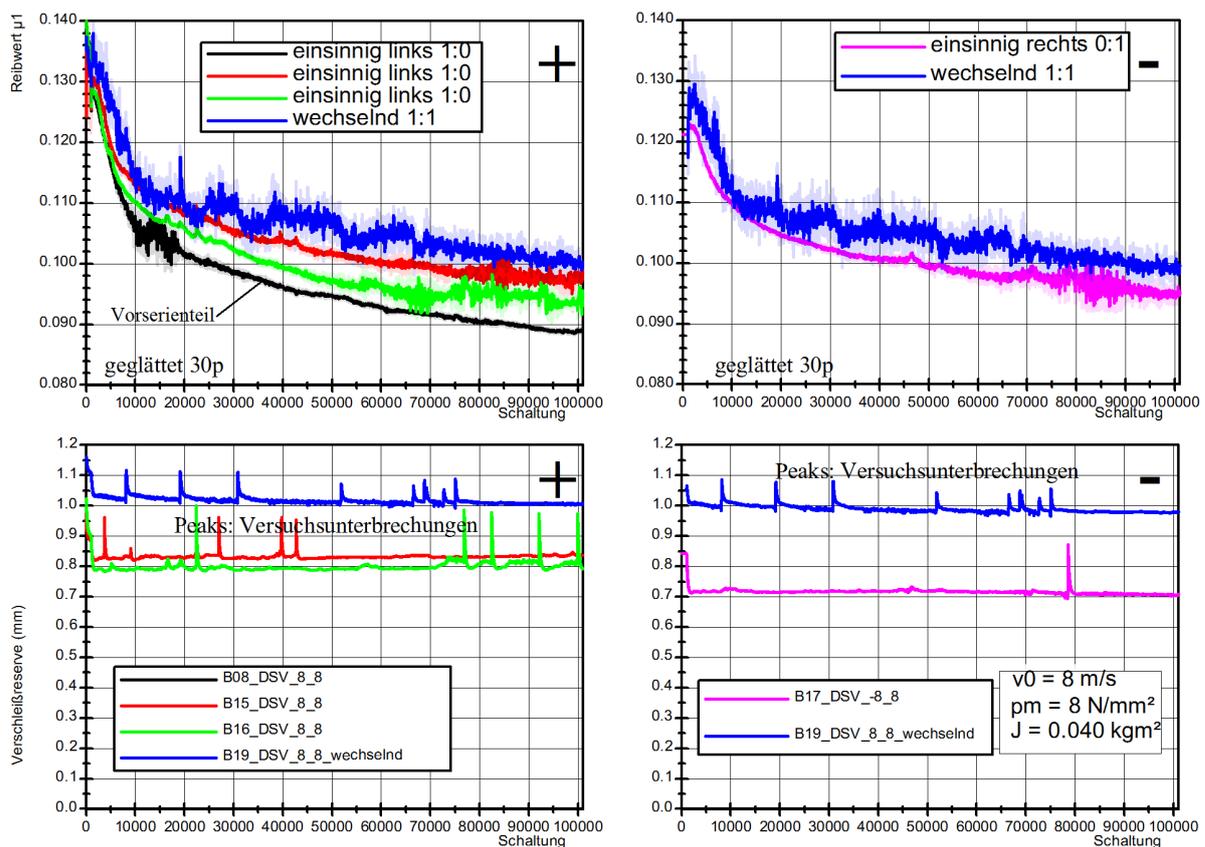


Abbildung 8.9: DSV Reproduzierbarkeit System B – einsinnig 1:0, 0:1 und wechselnd 1:1

Bei gleich häufigen Links-/Rechts-Schaltungen (1:1) ist zwischen stochastischer und regelmäßiger Abfolge ein leichter Unterschied im Reibwertverhalten erkennbar (Abbildung 8.10), bei stochastischer Durchführung ist der Reibwertverlauf bei Links-Drehsinn deutlich geringer als beim Rechts-Drehsinn. Der Verschleißfortschritt ist bei stochastischer Durchführung etwas größer.

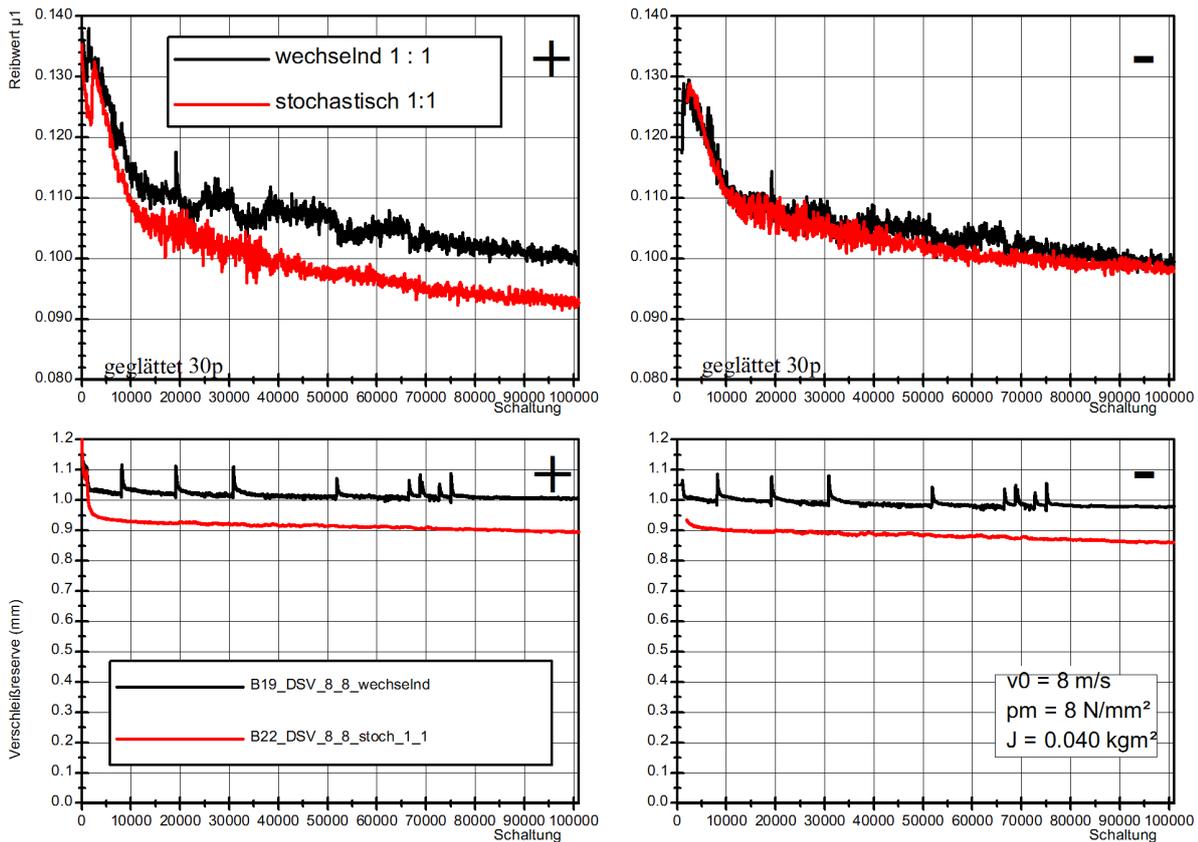


Abbildung 8.10: DSV System B – wechselnd 1:1 und stochastisch 1:1

Auch bei unterschiedlicher Häufigkeit von Links- und Rechts-Schaltungen (1:2 / 2:1) in wechselnder und stochastischer Durchführung (Abbildung 8.11) ist im Reibwertverhalten kein deutlicher Unterschied erkennbar, die stochastischen Versuche liegen im Reibwertniveau im Bereich der regelmäßigen Abfolgen. Der Verschleiß bei den stochastisch wechselnden Versuchen scheint geringfügig schneller fortzuschreiten. Im Vergleich zu den Versuchen in Abbildung 8.10 fällt kein signifikanter Unterschied im Reibwertverlauf auf.

Die Verschleißintensitäten für unterschiedliche Häufigkeiten von Links- und Rechts-Schaltungen (Abbildung 8.11) können auf Grund von Tasterverschleiß nur an Hand der Schaltgabelposition abgeschätzt werden. Die Verschleißhöhe für stochastische Durchführung liegt mit 0,1 mm leicht über der regelmäßig wechselnder Abfolge (ca. 0,06 mm). Auffällig sind Unterschiede zwischen Rechts- und Links-Schaltungen beim selben Versuchen, daran zeigt sich, dass in die Schaltgabelposition auch der Drehsinn einfließen kann, z. B. über eine Rollbewegung der Gabel um die Achse des Hydraulikzylinders.

Abbildung 8.12 zeigt eine Zusammenstellung des Reibwertverlaufs (stark geglättet: 1000 pt) aller Dauerschaltversuche für das Karbonsystem B mit einsinnigen und wechselnden Drehrichtungen, gleichen und unterschiedlichen Häufigkeiten.

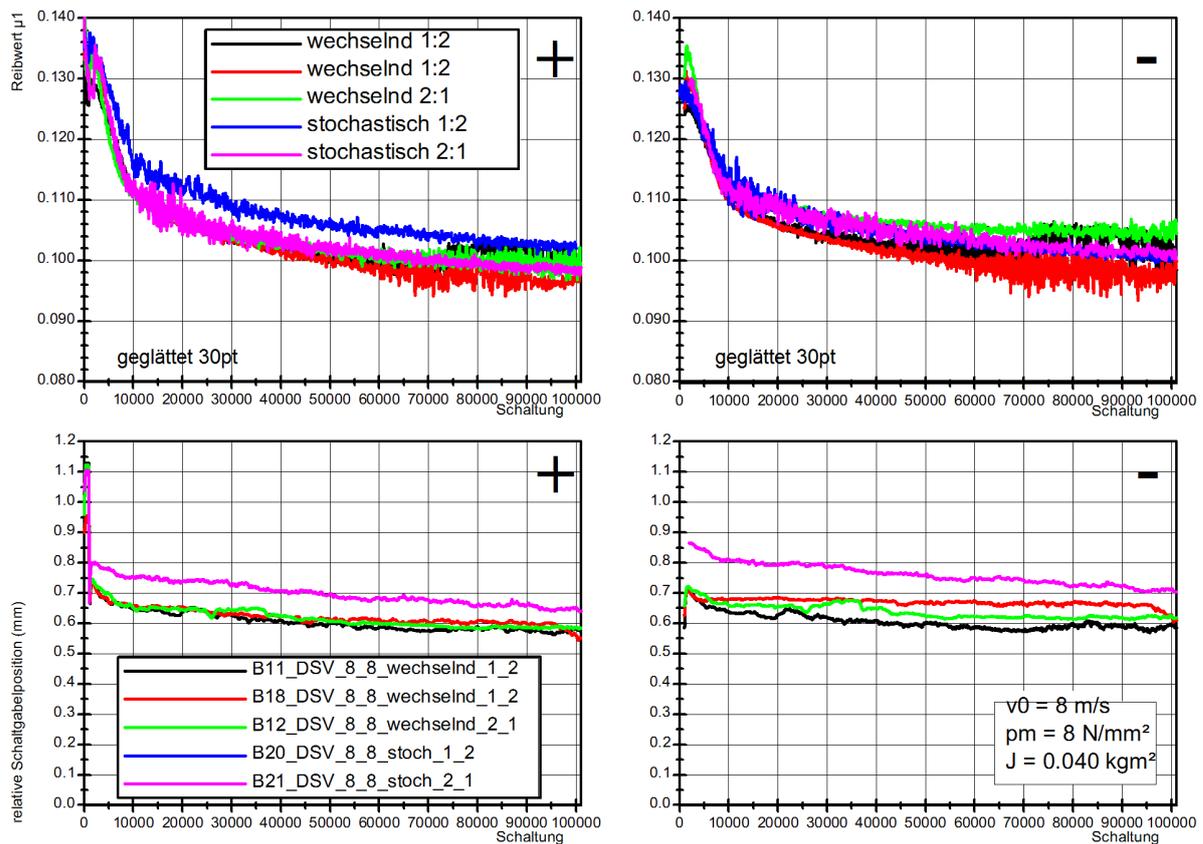


Abbildung 8.11: DSV System B – wechselnd 1:2, 2:1 und stochastisch 1:2, 2:1

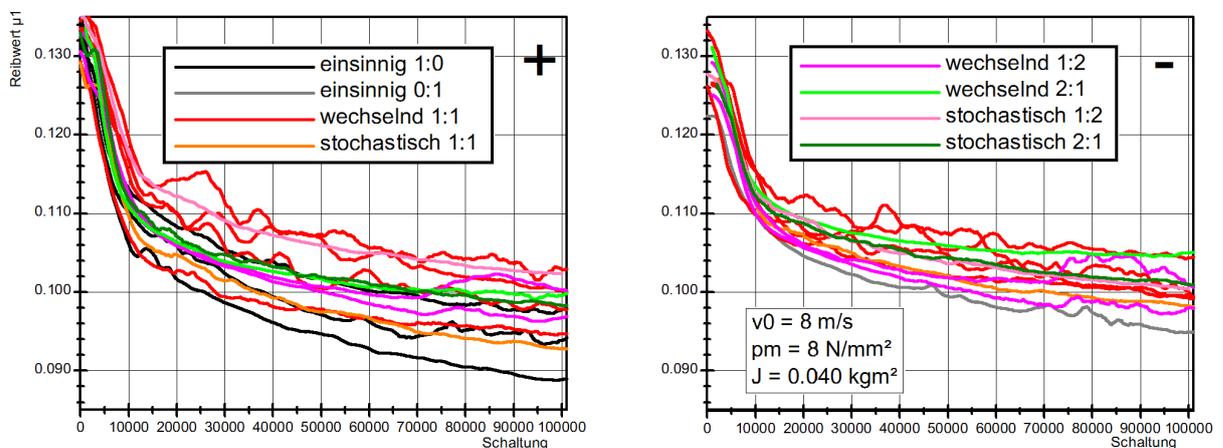


Abbildung 8.12: DSV System B – Übersicht regelmäßige und unregelmäßige Abfolgen 1:0 0:1 1:1 1:2 2:1

Zusammenfassend lässt sich festhalten: Nach einer kurzen Reibwerthochlage zu Versuchsbeginn sinkt das Reibwertniveau innerhalb von ca. 10 000 Schaltungen auf ein niedrigeres Niveau ab. Innerhalb der Reibwerthochlage zeigen sich keine Unterschiede zwischen einsinniger und regelmäßig oder stochastisch wechselnder Abfolge. Der Reibwert fällt danach mit geringerer Steigung bis zum Versuchsende weiter ab. Die Streuung von Wiederholversuchen wirkt sich zu Versuchsende mit Unterschieden im Reibwertniveau von 0,005 bis zu 0,01 aus und erschwert die Findung belastbarer Aussagen. Die Schädigung und damit die Reibwertabnahme ist jedoch bei einsinniger Beanspruchung offensichtlich am größten (schwarze/graue Kurven). Dagegen sind Versuche

mit 1:1 regelmäßig wechselnder Drehrichtung (rote Kurven) am oberen Ende des Reibwertbandes einzuordnen. Zudem weisen alle Versuche wie vorher beschrieben (ohne Darstellung) einen sehr geringen Verlust der Verschleißreserve (=Axialverschleiß) ab Reibwerthochlage bis zum Versuchsende auf. Versuche mit wechselnden Drehrichtungen zeigten mehr Verschleiß als Versuche mit einsinniger bzw. überwiegend einsinniger Drehrichtung. Die Vorstellung von NEUDÖRFER und die Beobachtungen von ACUNER können hierfür eine plausible Erklärung liefern: Für alle nichtspröden Werkstoffe, also auch für die Matrix des Karbonbelages, gilt, dass diese aus Sicht der Betriebsfestigkeit bei betragsmäßig gleichen Spitzenwerten auf wechselnde Belastungen empfindlicher reagieren als auf rein schwellende Belastungen – das Herausbrechen von Partikeln aus der Matrix und damit einhergehend die Restrukturierung der Reiboberfläche wird demnach durch wechselnde Drehrichtungen beschleunigt. Dadurch verbleibt bei wechselnden Drehrichtungen durch die Restrukturierung der Reibfläche ein höherer Reibwert als bei einsinniger Beanspruchung.

8.3 Hoch- oder Rückschaltung / Up- oder Downshift

Eine weitere Frage wird in der Ingenieurpraxis oft vernachlässigt, soll hier aber gestellt und beantwortet werden: Macht es für die Synchronisierung im Getriebe einen Unterschied, ob ein Up- oder ein Downshift in denselben Gang bei gleicher zu synchronisierender Differenzdrehzahl ausgeführt wird?

Zunächst erscheinen die Bedingungen für die Schaltung identisch: auf die Schaltstelle reduziertes Massenträgheitsmoment und aufgebrachte Differenzdrehzahl sind gleich groß. Tatsächlich ergeben sich aber durch die Schleppverluste im Getriebe und die Reibung an der aktuierten Schiebemuffe Unterschiede für den Synchronvorgang: bei einer Hochschaltung tragen diese beiden Verlustquellen zu einer Reduzierung der umgesetzten Reibenergie in der Reibpaarung der Synchronisierung bei, bei einer Rückschaltung wird durch diese Verluste die Reibenergie in der Synchronisierung erhöht – der Energieumsatz resultiert dann in einer verkürzten bzw. verlängerten Rutschzeit. In der Praxis kann diese Energiedifferenz 5-10 % oder auch mehr betragen (vgl. Terme zur Synchronisationszeitberechnung in Kapitel 2.1.1). Dieser Effekt kann mit der bestehenden Prüfstandstechnik nicht abgebildet werden, da hierzu entweder die Schwungmasse zwischen den Schaltungen variiert oder ein simuliertes Schlepp-/Beschleunigungsmoment während des Synchronisationsvorgangs aufgebracht werden müsste. Die Reibung an der Schiebemuffe kann für den Synchronvorgang mit Hilfe eines Zwei-Wellen-Synchroprüfstands vgl. [WDP14] abgebildet werden, welcher zum Untersuchungszeitpunkt im Rahmen dieser Arbeit noch nicht zur Verfügung stand. Bei Verwendung des in [FZG] beschriebenen Prüfstands tritt zwar der Effekt der Schiebemuffenreibung auf, jedoch findet dieser zum einen auf den beiden Prüfstandsseiten unterschiedlich statt (A-Seite: Abbremsvorgang auf Nulldrehzahl, B-Seite: Beschleunigung von Nulldrehzahl), zum anderen werden dennoch das Absolutdrehzahlniveau und damit die umgesetzte Reibleistung aus der realen Anwendung nicht korrekt dargestellt.

In [Erd08] wird eine Methode zur Bestimmung der Umfangsreibwerte an der Schiebemuffe gezeigt, jedoch kein Reibwertbereich genannt. Es besteht die Herausforderung in der konstruktiven

Gestaltung der Messaufnehmer, um gleichzeitig die Anpresskraft und Reibkraft an den Gleitsteinhaltern zu messen. In [SWPW10] wurde die Gleitstein-/Schiebemuffenreibung in Abhängigkeit verschiedener Öle auf Universal-Reibflächenprüfständen untersucht. Auf Basis des beobachteten Drehzahlabfalls und des gemessenen Reibmoments wurde eine Abschätzung der Reibwerte getroffen, die im Bereich typischer Gleitwerkstoffe von 0,03 bis 0,06 liegen.

Auf Grund der geringen Energiedifferenz und der aufwändigen Untersuchungsmethoden wurde im Rahmen dieser Arbeit von einer weitergehenden Untersuchung abgesehen. Dem energetischen Fehler kann in Komponentenversuchen praktikabel durch eine Lastauslegung auf die sichere Seite (mehr Reibenergie) begegnet werden. Die Voraussetzung dafür ist, von energetischen Grenzlasten, d. h. Übergang in andere Reibungs- und Verschleißmechanismen vgl. [Spr01, Neu08] ausreichenden Abstand zu halten.

9 Untersuchung des Ringsteifigkeits- und Baugrößeneinflusses

Der Bauraum der Synchronisierung wird durch das Getriebelayout vorgegeben. Wellenabstand bzw. Gangraddurchmesser begrenzen den radialen Bauraum und die axial verfügbare Breite ist insbesondere bei Front-Quer-Anwendungen limitiert. Bei der Dimensionierung spielt neben der Erfüllung der Funktions- und Lebensdauernforderungen die Wirtschaftlichkeit eine Hauptrolle. In der Praxis können sich beispielsweise folgende auslegungsrelevante Problemstellungen und Lösungsansätze ergeben:

- Im Fall nicht ausreichender Synchronkapazität kann eine Durchmesserergrößerung in Betracht gezogen werden bevor eine Mehrfachsynchrisierung eingesetzt wird. Dabei ist es erstrebenswert, den Ringquerschnitt beizubehalten, um auch bei größeren Baugrößen (Durchmessern) keinen Bauraum zu verlieren.
- Was passiert, wenn das Trägerringmaterial durch einen anderen, z. B. leichteren oder günstigeren Werkstoff ersetzt wird? Denkbare Szenarien sind z. B. ein stückzahlabhängiger Ersatz von geschmiedeten Stahlringen durch Stahlsinterbauteile sowie ein Wechsel von Stahl/Sinterstahl auf Messing oder umgekehrt. Auch hierbei wird der Ringquerschnitt typischerweise beibehalten, da die Funktionsflächen für das Gesamtsystem weiterhin relevant sind. Durch den Materialwechsel verändert sich die Ring-/Systemsteifigkeit bezüglich axialer Aufschiebung.
- Bei knappem axialen Bauraum kann eine Reduzierung der Ringbreite in Frage kommen. Auch dadurch verändert sich die Ring-/Systemsteifigkeit. Die Reibpaarung muss der durch dieses Vorgehen entstehenden höheren Reibflächenbelastung widerstehen können.

Die Frage, welchen Einfluss diese Arten von Variationen auf das Reibungs- und insbesondere das Verschleißverhalten nehmen, wird im Folgenden durch FEM-Berechnungen und Versuche erörtert. Anschließend werden Handlungsoptionen zur Optimierung dargestellt. Abbildung 9.1 zeigt die Vorgehensweise: Für die untersuchten Modellsynchronringe wird die FEM genutzt, mit dem Ziel, für verschiedene Baugrößen, Trägerringmaterialien und Ringbreiten die Pressungsverteilung im Reibkontakt zu ermitteln. Da der E-Modul des Reibbelags zunächst nicht bekannt ist, wird dieser mit Hilfe eines Stufenversuchs im experimentellen Abgleich mit der Simulation ermittelt und an Hand der weiteren Stufenschaltversuche der Varianten überprüft. Anschließend folgen theoretische Betrachtungen zur Pressungsverteilung, Ringstülpung und dem optimalen Ringwinkel. Die theoretischen Erkenntnisse werden mit Ergebnissen aus Dauerschaltversuchen (Verschleißintensität, Tragbild, Ringwinkel) verglichen. Abschließend werden die Verschleißuntersuchungen in Referenz zu existierenden Forschungsergebnissen gesetzt und es werden an Hand von durchgeführten Stichversuchen Mechanismen zum Verschleiß- und Setzverhalten diskutiert.

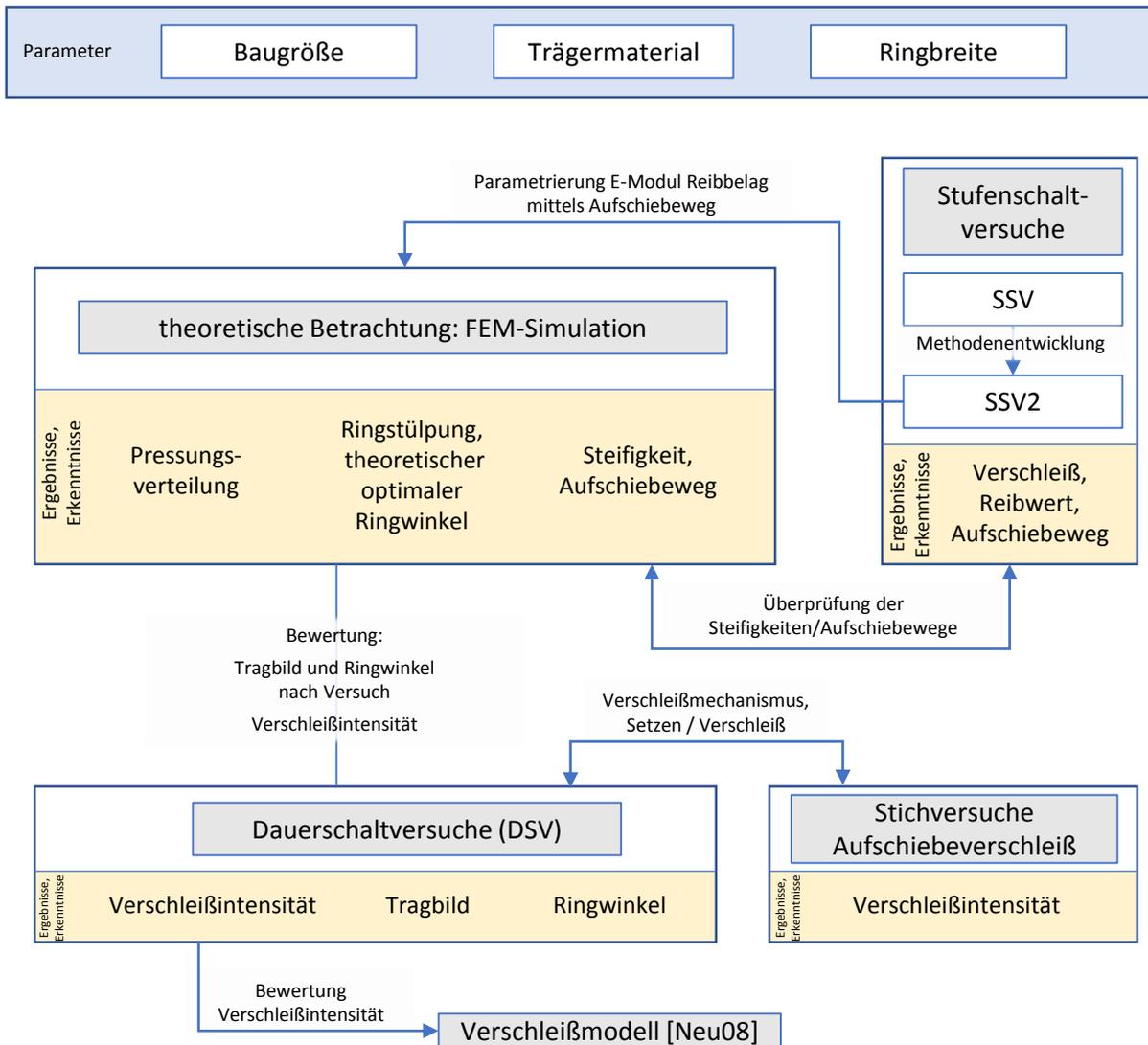


Abbildung 9.1: Vorgehensweise Untersuchungen zu Ringsteifigkeit und Baugröße

9.1 Erstellung und Parametrierung eines FEM-Modells

Die Finite-Elemente-Methode ist ein etabliertes Verfahren zur numerischen Lösung physikalischer Fragestellungen. Das zu untersuchende System wird dabei in kleine, diskrete Bereiche („Element“) unterteilt, wobei die Eigenschaften der Elemente jeweils durch Gleichungen beschrieben werden. Durch die Koppelung der Elemente an Ecken bzw. Grenzflächen ergibt sich ein vieldimensionales Gleichungssystem, in das die Randbedingungen und der Anfangszustand eingesetzt werden. Die Lösung des Gleichungssystems erfolgt rechnergestützt (in der Regel durch Näherung) und ermöglicht Aussagen über den inneren und äußeren Zustand des betrachteten Volumens. Bei iterativer Ausführung können auch transiente Analysen durchgeführt werden, indem die Lösung eines Berechnungsschrittes als Ausgangszustand für den nächsten Schritt verwendet wird.

Für die Berechnungen wird das Programm ANSYS verwendet. Da die Modellringe im Gegensatz zu Serien-Synchronringen einen gleichmäßigen Querschnitt über den Umfang aufweisen und die axial aufgesetzten Indexierknocken nur einen geringen Einfluss darstellen, wird ein rotationssymmetrisches 2D-Modell verwendet und fein vernetzt (Abbildung 9.2). Der Verfeinerungsgrad wurde mittels Konvergenzanalyse als ausreichend bestätigt. Die Krafteinleitung erfolgt über die Bundfläche und es wird die axiale Aufschiebung u_{ax} ermittelt. Zur Bestimmung der elastischen Aufschiebung wird zunächst eine Lösung mit geringer Kontaktkraft gesucht und dann auf die Zielkraft erhöht. Auf eine transiente thermo-mechanische sowie nicht-rotationssymmetrische Simulation vgl. [Spr01, Neu08, Erd08, HNSB16, Acu16] wird verzichtet, da der Belag verglichen mit dem Träger ring eine hohe Elastizität aufweist und das Ziel der Simulation eine gleichmäßige Pressungsverteilung und damit ein gleichmäßiger Wärmeeintrag ist. Somit reicht eine statische mechanische Analyse für diesen Zweck aus. Für Situationen und Konfigurationen mit ungleichmäßiger Pressungs- und Reibleistungsverteilung ist in Bereichen mit höherem Wärmeeintrag und bei gleichzeitig positivem Wärmeausdehnungskoeffizienten eine Verstärkung der Flächenpressung und damit auch eine Verstärkung des Wärmeeintrags zu erwarten. Dieser selbstverstärkende Effekt kann zum thermischen Versagen der Reibpaarung führen. Ideal wäre daher ein selbststabilisierender Reibbelag, welcher bei Temperaturerhöhung schrumpft und damit die

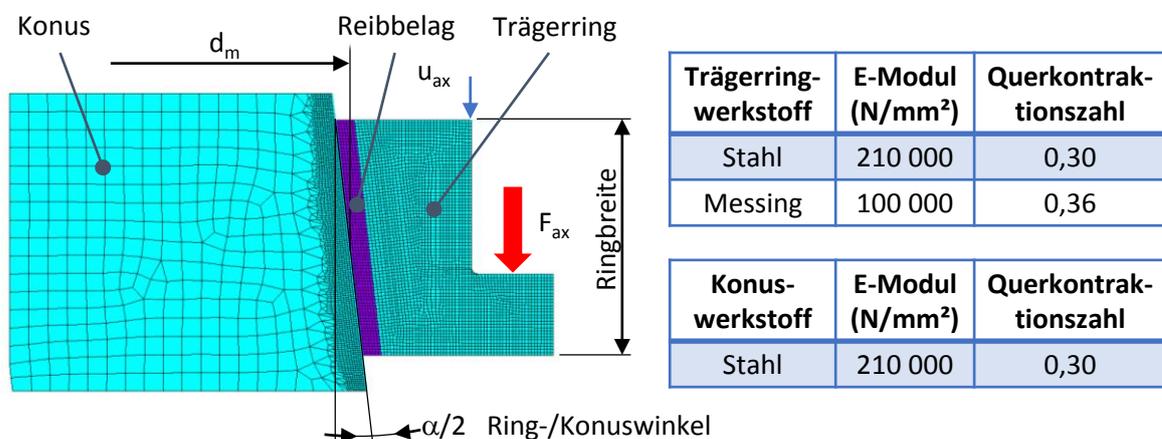


Abbildung 9.2: Vernetzung des FEM-Modells mit 8,7 mm Ringbreite

Flächenpressung und den Wärmeeintrag reduziert.

Abbildung 9.3 zeigt am Beispiel einer Parameterkombination (Stahl, Durchmesser 55 mm, Ringbreite 7,8 mm) für verschiedene E-Moduln des Reibbelags die kraftabhängige elastische Ringaufschiebung u_{ax} . Es ist klar zu erkennen, dass für niedrige E-Moduln ein signifikanter Anteil der elastischen Aufschiebung aus dem Belag resultiert. Für höhere E-Moduln sinkt der Anteil des Belags an der elastischen Aufschiebung umgekehrt proportional zum E-Modul, bis (theoretisch) bei einem in Dickenrichtung unendlich steifem Belag eine Grenzkurve erreicht würde.

Abbildung 9.4 veranschaulicht die Abhängigkeit der lastabhängigen axialen Aufschiebung von Baugröße, Trägerringmaterial und zwei ausgewählten E-Moduln des Belags. Der Einsatz eines Messingträgerrings im Vergleich zu einem Stahlträgerring bei identischem Ringquerschnitt¹ erhöht die elastische Aufschiebung durch den veränderten E-Modul in der 55 mm-Baugröße auf etwa das 1,4- bis 1,5-fache; in der 119 mm-Baugröße auf etwa das 1,8- bis 1,9-fache. Der E-Modul des Reibbelags nimmt mit zunehmender Baugröße einen geringeren Anteil an der Gesamtverformung ein. Die in den Graphen dargestellten unterschiedlichen Kraftbereiche der Baugrößen resultieren aus den gleichen nominellen Flächenpressungen (vgl. zweite Skala). Bei identischer spezifischer Pressung im Reibkontakt (p_m) ergibt sich bei größeren Baugrößen eine größere elastische Aufschiebung.

Als alternative Darstellung werden in Abbildung 9.5 die Bauteilelastizitäten (Geradensteigungen aus Abbildung 9.4) gegenübergestellt. Eine reine Durchmesseränderung führt beim Stahlring in beiden Baugrößen nur zu sehr geringen Änderungen der elastischen Aufschiebung bei gleicher Axialkraft. Dagegen erhöht sich die spezifische Aufschiebung für den Messingträgerring bei größerer Baugröße.

Daraus folgt für die Praxis, dass bei einer Baugrößen-/Durchmessererhöhung bei unverändertem Ringquerschnitt ggf. mit einer erhöhten Ringaufschiebung zu rechnen ist. Der Wechsel des Trägerringmaterials bei unverändertem Ringquerschnitt wirkt sich auch auf die Ringaufschiebung aus, besonders stark bei größeren Baugrößen. Für beide Fälle bedeutet dies, dass die Verschleißreserve ggf. auf Grund der elastischen Ringaufschiebung angepasst werden muss.

Um die bisher theoretischen Betrachtungen einordnen zu können, wird nun der E-Modul des Reibbelages ermittelt. Dies erfolgt durch Vergleich der axialen Ringaufschiebung unter Last im Modell mit Messergebnissen aus Prüfstandsversuchen, vgl. Abbildung 9.6.

Die Stufenversuche werden mit den spezifischen Pressungen p_m 2/4/6/8 N/mm² (über den Versuch ansteigend) und Gleitgeschwindigkeit v_g 2/4/6/8/6/4/2 m/s (pyramidenförmig in jedem Pressungsblock) durchgeführt (weitergehende Informationen zu den SSV2-Lastbedingungen sind in Abschnitt 9.3.1 zu finden).

Zur Bestimmung der Ringaufschiebung wird in jeder Referenz- und Laststufe zuerst der dynamisch gemessene Verlauf der Verschleißreserve gemittelt (Abbildung 9.6, *1 VR_gemessen_mittel*).

¹In der Praxis werden blechumgeformte Stahlträgerringe im Vergleich zu Messingringen gleichen Durchmessers nicht mit identischen sondern mit dünneren Querschnitten eingesetzt, so dass die axiale Steifigkeit in einem vergleichbaren Bereich oder darunter liegen kann. Bei gesinterten Trägerringen hängt der E-Modul von der Verdichtung ab, liegt im Bereich zwischen Messing und Stahl (ca. 155000 N/mm² [Neu08]). In der Praxis werden für große Synchronringe (>130 mm Durchmesser) eher geschmiedete Stahlringe eingesetzt, um die Festigkeits- und Steifigkeitsanforderungen zu erfüllen.

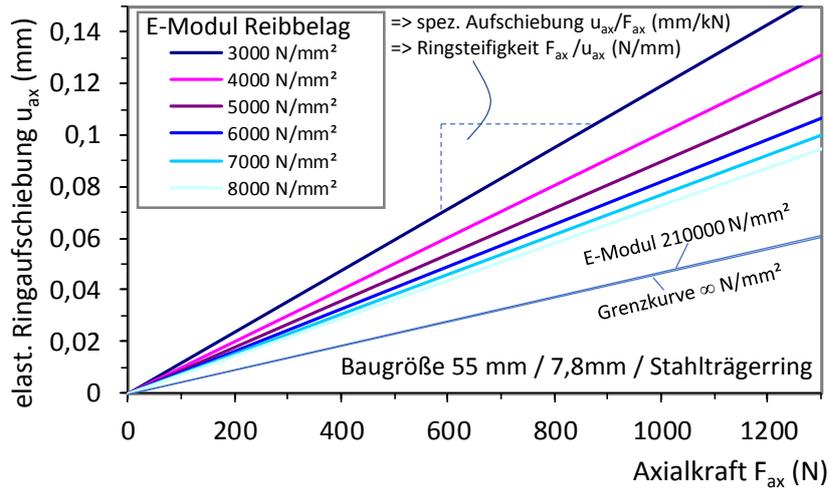


Abbildung 9.3: Lastabhängige Ringaufschiebung – Einfluss E-Modul Belag

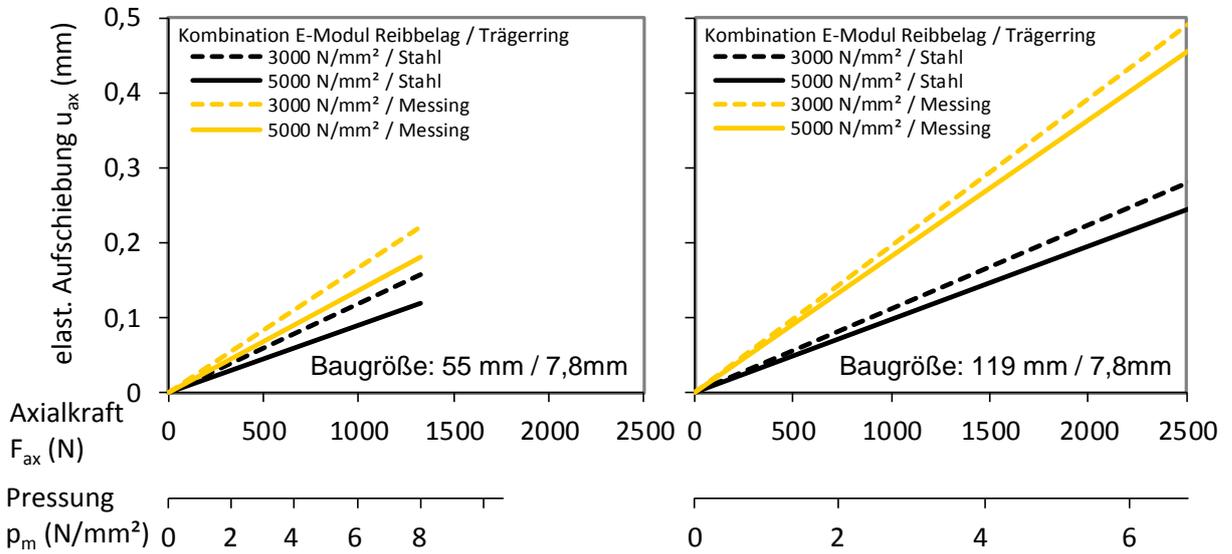


Abbildung 9.4: Lastabhängige Ringaufschiebung – Einfluss Baugröße und Trägerring, E-Modul Belag

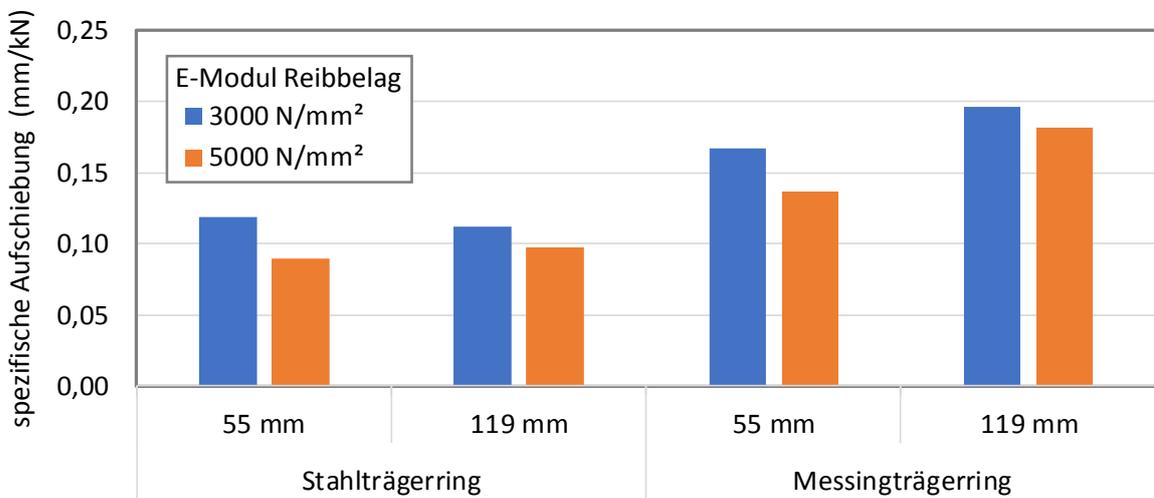


Abbildung 9.5: Bauteilelastizität – Baugößeneinfluss, Trägerringeinfluss und E-Modul des Reibbelags

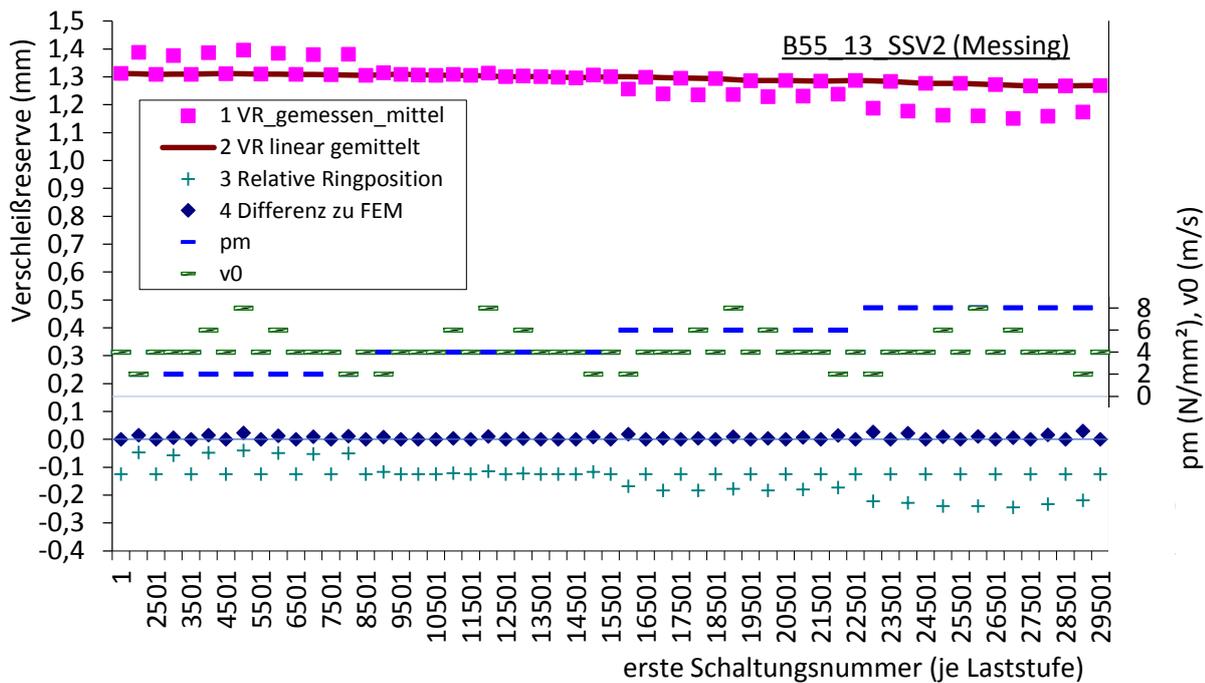


Abbildung 9.6: Vergleich der Verschleißreserve SSV2-Versuch und Steifigkeits-Modellrechnung

Die Aufschiebung besteht zum einen aus der elastischen Verformung des Trägerrings und des Belags, zum anderen in einem geringen Anteil irreversibler Verdichtung sowie dem Verschleiß/Einlauf des Reibbelags. Die beiden letztgenannten Effekte werden über die wiederkehrenden Referenzstufen (4 N/mm^2 ; 4 m/s) im Versuch abgeschätzt (*2 VR linear gemittelt*) und zur Korrektur der gemessenen Aufschiebung verwendet.

Die relative Ringposition (*3 Relative Ringposition*) ergibt sich durch die Subtraktion eines geschätzten Offsets zur Position bei „Kraft = 0“. Anschließend wird die Differenz zur Höhe der elastischen Ringaufschiebung aus der FEM-Rechnung mit zunächst einem beliebigen E-Modul gebildet (*Differenz zu FEM*), die Punkte zeigen also die Abweichung zu einem linear-elastischen Aufschiebungsmodell. Da der E-Modul noch unbekannt ist, kann jetzt das Berechnungsmodell über die Ringelastizität mit Hilfe eines Solvers iterativ abgeglichen werden. Ziel ist es, die Abweichungen zwischen Steifigkeitsmodell und Versuch zu minimieren, d. h. im Idealfall würde die Kurve *Differenz zu FEM* konstant auf Nullniveau (vgl. Linie) verlaufen. Der „Fehler“ zwischen Berechnung und Versuch liegt im dargestellten Beispiel im Mittel bei $\pm 0,01 \text{ mm}$ axialer Aufschiebung (min: 0, max: $0,027 \text{ mm}$).

Die in den Versuchen in Abschnitt 9.3 ermittelten Ringsteifigkeiten sind in Abbildung 9.7 eingetragen (runde Markierungen) und den FEM-Berechnungen gegenübergestellt (eckige Markierungen). Die für die Baugröße 76 mm im Versuch ermittelten Ringsteifigkeiten liegen in der Größenordnung der aus der FEM-Betrachtung und Literatur [Neu08, S. 55] erwarteten Werte. Für die Systeme in 76 und 119 mm-Baugröße sind die im Versuch ermittelten Steifigkeiten höher als nach FEM erwartet, für die 55 mm-Baugröße liegen sie im bzw. unter dem erwarteten Bereich. Die Ursachen für mögliche Abweichungen liegen in den Fertigungstoleranzen (eine grobe Abschätzung ergibt mögliche Abweichungen bis 3%), der Messung der Verschleißreserve bzw. des

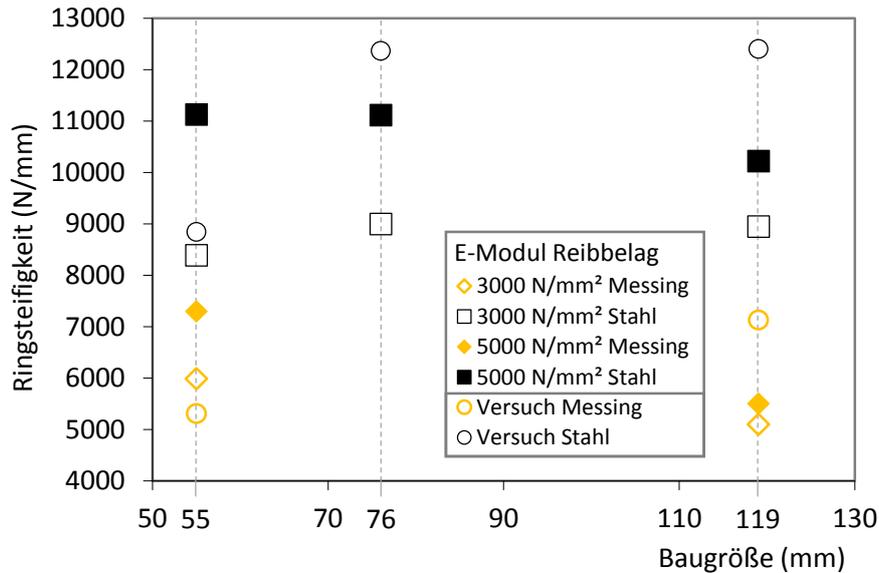


Abbildung 9.7: Ringsteifigkeiten aus SSV2-Versuchen und FEM-Berechnungen

Aufschiebewegs einseitig und unter der Schaltgabel vgl. Abbildung 3.6 (Ring und Schiebemuffe verformen sich unter der Lasteinwirkung wellenförmig 2. Ordnung, zu sehen an der Laufspur auf dem Konus, auf Grund des Reib-Kippmoments sind zudem die Kräfte an den Gleitsteinen unterschiedlich) sowie der Ringstülpung und dem Einfluss des Winkelmismatch. Zudem stellt die Betrachtung des Reibbelags als linear-elastisches Element nur eine Näherung dar. Typisch für Beläge sind progressive Raten, die sich durch Setzen oder Verschleiß auch ändern. Zuletzt müsste die Ringaufschiebung durch die reibungsinduzierten thermischen Ausdehnungseffekte kompensiert werden, dies setzt die Kenntnis des Ausdehnungsverhaltens und der Temperaturverteilung voraus.

9.2 FEM-Berechnungen zur Pressungsverteilung und Ringstülpung

Die Verteilung der Flächenpressung ändert sich in Abhängigkeit von Baugröße (Ringdurchmesser) und Steifigkeitsvariation wie in Abbildung 9.8 und 9.9 gezeigt. Bei allen Varianten ist ein nahezu linearer, über der Ringbreite ansteigender Pressungsverlauf erkennbar. Die Minimal- bzw. Maximalwerte weichen zum Teil deutlich von der nominellen Pressung p_m (hier 8 N/mm^2) ab. Dieser Effekt ist mit der Stülpung des Synchronrings durch die Lasteinleitung der Axialkraft am Bund des Modell-Synchronrings erklärbar. Beim realen Synchronring erfolgt die Lasteinleitung über die Sperrzähne, aber auf gleichem Durchmesser, die Stülpung wird also vergleichbar ausfallen.

Die Ringstülpung steigt durch den Einsatz eines elastischeren Trägermaterials (z. B. Messing statt Stahl) – sichtbar durch die erhöhte Pressung am großen Konusdurchmesser. Eine Durchmesservergrößerung bei gleichem Ringquerschnitt wirkt ebenso erhöhend auf die Ringstülpung wie eine verringerte Breite des Synchronrings (hier dargestellt an der 55 mm-Baugröße).

An Hand der großen und kleinen Baugrößen wird in der Simulation untersucht, wie sich die

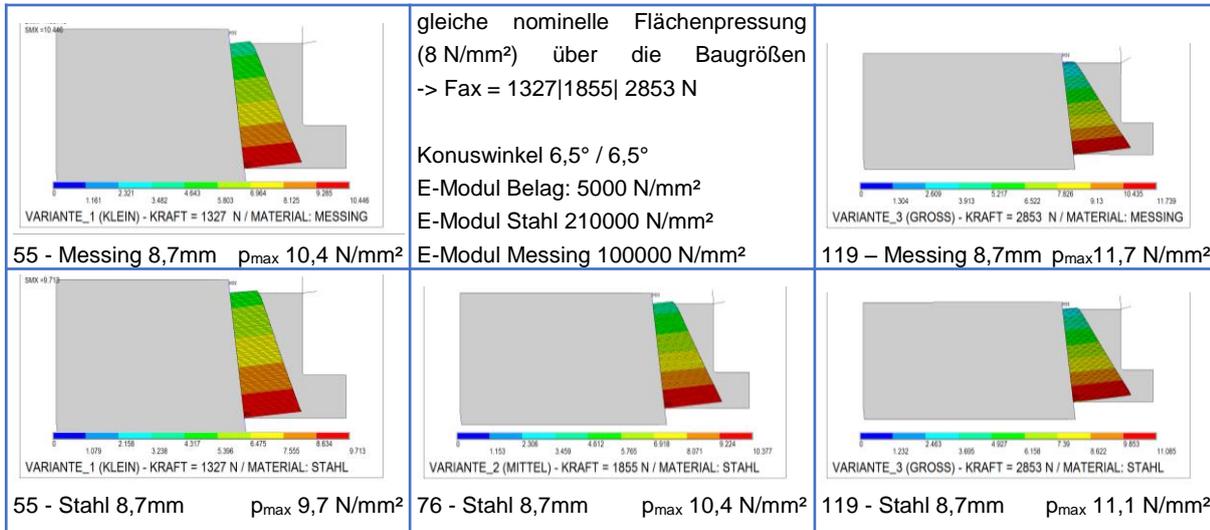


Abbildung 9.8: FEM Pressungsverteilung am Konus bei Baugrößen- und Trägermaterialvariation

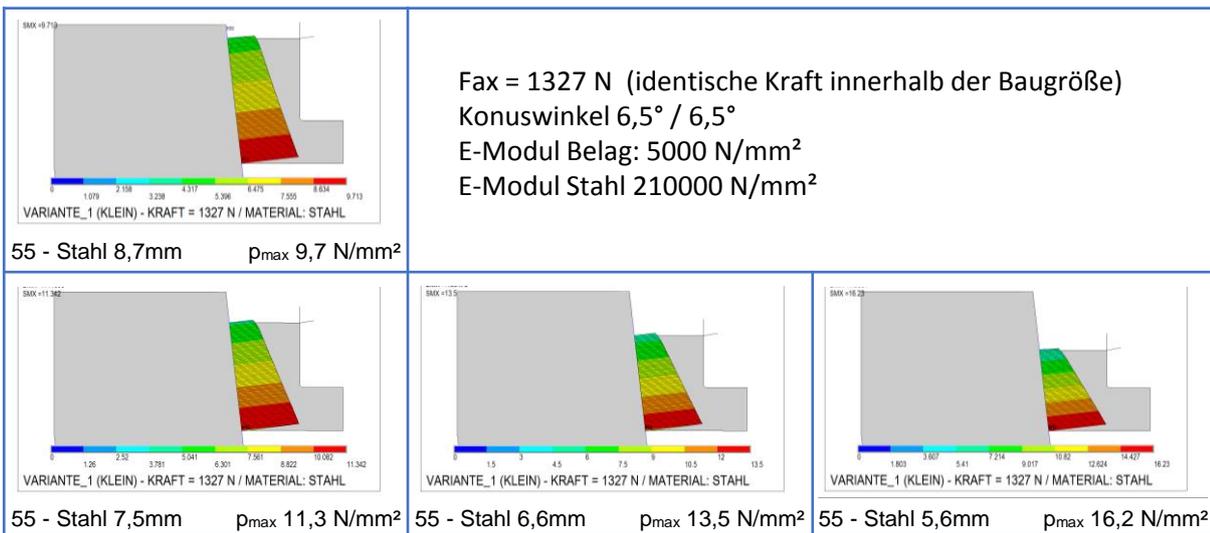


Abbildung 9.9: FEM Pressungsverteilung am Konus bei Steifigkeitsvariation (Ringbreite)

Ringwinkel / 2	Baugröße 55 mm, Breite 8,7 mm	Baugröße 55 mm, Breite 5,6 mm
6,5°	<p>$p_{\max} 9,1 \text{ N/mm}^2$</p>	<p>$p_{\max} 15,3 \text{ N/mm}^2$</p>
6,55°	<p>$p_{\max} 7,5 \text{ N/mm}^2$</p>	<p>Alle Bilder: Stahlringträger Fax = 1327 N Winkel/2 Konus 6,5° E-Modul Belag: 3000 N/mm² E-Modul Stahl 210000 N/mm²</p>
6,7°	<p>$p_{\max} 8,3 \text{ N/mm}^2$</p>	<p>$p_{\max} 12,9 \text{ N/mm}^2$</p>
6,8°	<p>$p_{\max} 11,0 \text{ N/mm}^2$</p>	<p>$p_{\max} 11,1 \text{ N/mm}^2$</p>

Abbildung 9.10: FEM Pressungsverteilung, Einfluss Ringbreite und Ringwinkel („mismatch“), Baugröße 55 mm

durch die Ringstülpung hervorgerufene Pressungsüberhöhung durch einen sog. „mismatch“ (unterschiedliche Winkel von Konus und Ring) bei gleicher Axialkraft bzw. nomineller Flächenpressung kompensieren lässt. Hierfür wird der Ringwinkel variiert, der Winkel des Konus wird konstant belassen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 9.10 und 9.11 gezeigt.

Das „Optimum“ der gleichmäßigen Pressungsverteilung für eine nominelle Flächenpressung von 8 N/mm^2 liegt für Stahlträgerringe in der Baugröße 119 mm bei einem Ringwinkel von $6,75^\circ$ im Vergleich zu $6,55^\circ$ in der Baugröße 55 mm (jeweils in Standardbreite von 8,7 mm). Bei Verkleinerung der Ringbreite beim 55 mm-System auf 5,6 mm müsste zur Erreichung einer gleichmäßigen Verteilung der Ringwinkel auf $6,8^\circ$ vergrößert werden. In der 119 mm-Baugröße wäre bei der Wahl eines Trägerrings aus Messing sogar ein Ringwinkel von 7° notwendig. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass die eingesetzten Versuchsteile zum Teil diesen „Anforderungen“ entsprechen: Die vermessenen Stahlringe (Neuteile) in der 119 mm-Baugröße liegen bei ca. $6,7^\circ$, die Messingringe in derselben Baugröße jedoch nur bei ca. $6,5^\circ$. Die Beläge der Ringe wurden auf dem selben Werkzeug verdichtet – demnach spielt auch bei der Fertigung beim Aufbringen des Reibbelags die Elastizität des Trägerrings und die Ringstülpung eine Rolle.

Die ungleichmäßige Pressungsverteilung durch Ringstülpung und damit auch die Reibbelagsbelastung könnte somit durch einen Mismatch mit „Ringwinkel größer als Konuswinkel“ ausgeglichen werden. Der Nachteil dieser Optimierung liegt in ihrer Lastabhängigkeit. Für aktuatorisch geschaltete Systeme ist die Optimierung auf eine Schaltkraft eine denkbare Möglichkeit, im Bereich der Handschaltgetriebe bleibt jedoch der Einfluss des Fahrers. Bei geringeren Axialkräften als dem Optimumbetriebspunkt würde eher eine Pressungsüberhöhung am kleinen Durchmesser auftreten, bei größeren Axialkräften eine Überhöhung am großen Durchmesser. Weiterhin erscheint es plausibel, dass durch den veränderten Drainagemechanismus die tribologischen Gegebenheiten im Kontakt modifiziert werden – von optimaler Verdrängung bis hin zur Hydrodynamik. Eine weitergehende experimentelle Untersuchung dieser Effekte wurde auf Grund des hohen Versuchsteilaufwands nicht durchgeführt – zur Herstellung jeder Winkelvariation würde ein eigenes Presswerkzeug benötigt.

Ringwinkel / 2	Baugröße 119 mm Stahlingträger	Baugröße 119 mm Messingringträger
6,5°	<p>p_{max} 11,0 N/mm²</p>	<p>p_{max} 11,4 N/mm²</p>
6,6°	<p>p_{max} 9,5 N/mm²</p>	<p>p_{max} 10,4 N/mm²</p>
6,7°	<p>p_{max} 7,9 N/mm²</p>	<p>p_{max} 9,7 N/mm²</p>
6,75°	<p>p_{max} 7,4 N/mm²</p>	
6,8°	<p>p_{max} 8,0 N/mm²</p>	<p>p_{max} 8,9 N/mm²</p>
6,9°	<p>Fax = 2853 N Winkel/2 Konus 6,5° E-Modul Belag: 3000 N/mm² E-Modul Stahl 210000 N/mm² E-Modul Messing 100000 N/mm²</p>	<p>p_{max} 8,1 N/mm²</p>
7,0°		<p>p_{max} 7,4 N/mm²</p>

Abbildung 9.11: FEM Pressungsverteilung, Einfluss Ringwinkel („mismatch“) und Trägermaterial, Baugröße 119 mm

9.3 Reibungs- und Verschleißverhalten

Zur Untersuchung der Einflüsse von Trägermaterial, Baugröße und Ringbreite wurden Stufen- und Dauerschaltversuche mit dem Karbonsystem B (55/76/119/119S) durchgeführt. Zunächst wird die Vorgehensweise bei der Definition von Versuchsbedingungen gezeigt. Anschließend werden die Ergebnisse der Stufen- und Dauerschaltversuche für die verschiedenen untersuchten Parameter dargestellt und diskutiert.

9.3.1 Entwicklung der Versuchsbedingungen

In den Dauerschaltversuchen zur Ermittlung des Reibwert- und Verschleißverhaltens wurden zwei Lastbedingungen untersucht: 100 000 Schaltungen bei nomineller Flächenpressung von 4 bzw. 8 N/mm² und jeweils 8 m/s Anfangsgleitgeschwindigkeit sowie einer spezifischen Reibarbeit von 0,42 J/mm². Die reduzierte Flächenpressung von 4 N/mm² wurde auf Grund der Festigkeit der Messingträgerringe in der Baugröße 119 mm zusätzlich eingeführt. Dabei ändert sich nur die Reibleistung, die Reibarbeit bleibt unverändert. Unabhängig von der zu prüfenden Belastung im DSV wird zu Versuchsbeginn ein Einlauf mit 1000 Schaltungen bei 4 N/mm² und 4 m/s vorgeschaltet. Dieser Einlauf reduziert die Streuung in der Phase der Spitzeneinglättung.

Die Laststufen in allen Stufenversuchen sind über die spezifischen Belastungen definiert: spezifische Pressungen $p_m=2/4/6/8$ N/mm² (während des Versuchs stufenweise steigend) und Gleitgeschwindigkeit $v_g=2/4/6/8/6/4/2$ m/s (pyramidenförmig für jeden Pressungsblock). Grafische Darstellungen sind beispielsweise Abbildung 9.12 und 9.15 zu entnehmen. Die für jede Baugröße benötigte Schwungmasse errechnet sich aus der spezifischen Reibarbeit aus dem Dauerschaltversuch von 0,42 J/mm² bei der Anfangsgleitgeschwindigkeit 8 m/s in der höchsten Laststufe.

In einer ersten Versuchsreihe von Stufenschaltversuchen (SSV) wurden je 2000 Schaltungen pro Laststufe durchgeführt (vgl. z. B. Abbildung 9.12). Vor der ersten und nach jeder Drehzahlpyramide wurde eine Referenzstufe (REF $p_m=4$ N/mm²; $v_g=4$ m/s; in den Grafiken teilweise mit REF gekennzeichnet) genutzt, um Veränderungen im System feststellen zu können. Um die Systemtemperatur zu Schaltungsbeginn möglichst konstant zu halten, wurde zunächst eine mittlere spezifische Reibleistung von 100 mW/mm² geplant. Dies entspricht einer mittleren, zyklusbezogenen Reibleistung von ca. 150 W (55 mm-System) bzw. 315 W (119 mm-System). Die Taktzeit in den Laststufen wurde entsprechend dem Quotienten aus mittlerer Reibleistung und Reibarbeit angepasst. Bei den niedrigen Gleitgeschwindigkeiten ist es aus prüfstandstechnischen Gründen nicht möglich, die Taktzeit so weit zu reduzieren (Minimum 3 s), dass die mittlere spezifische Reibleistung erreicht wird. Daher ergaben sich doch Temperaturänderungen und damit über den Versuchsablauf Abweichungen in der Messung des Aufschiebeweges.

Deshalb wurden in einer zweiten Versuchsbedingung (SSV2) die Taktzeiten verlängert, so dass die prüfstandsbedingte kürzestmögliche Taktzeit von 3 s in der geringsten Geschwindigkeitsstufe die mittlere spezifische Reibleistung vorgibt: 11 mW/mm². Dadurch ergibt sich in der höchsten Geschwindigkeitsstufe eine Taktzeit von 39,5 s, die zyklusbezogene Reibleistung liegt bei ca. 16 W (55 mm-System) bzw. 35 W (119 mm-System). Zudem wurde zwischen jeder Laststufe die Referenzstufe (4 N/mm², 4 m/s) angefahren, um für jede folgende Laststufe die identischen

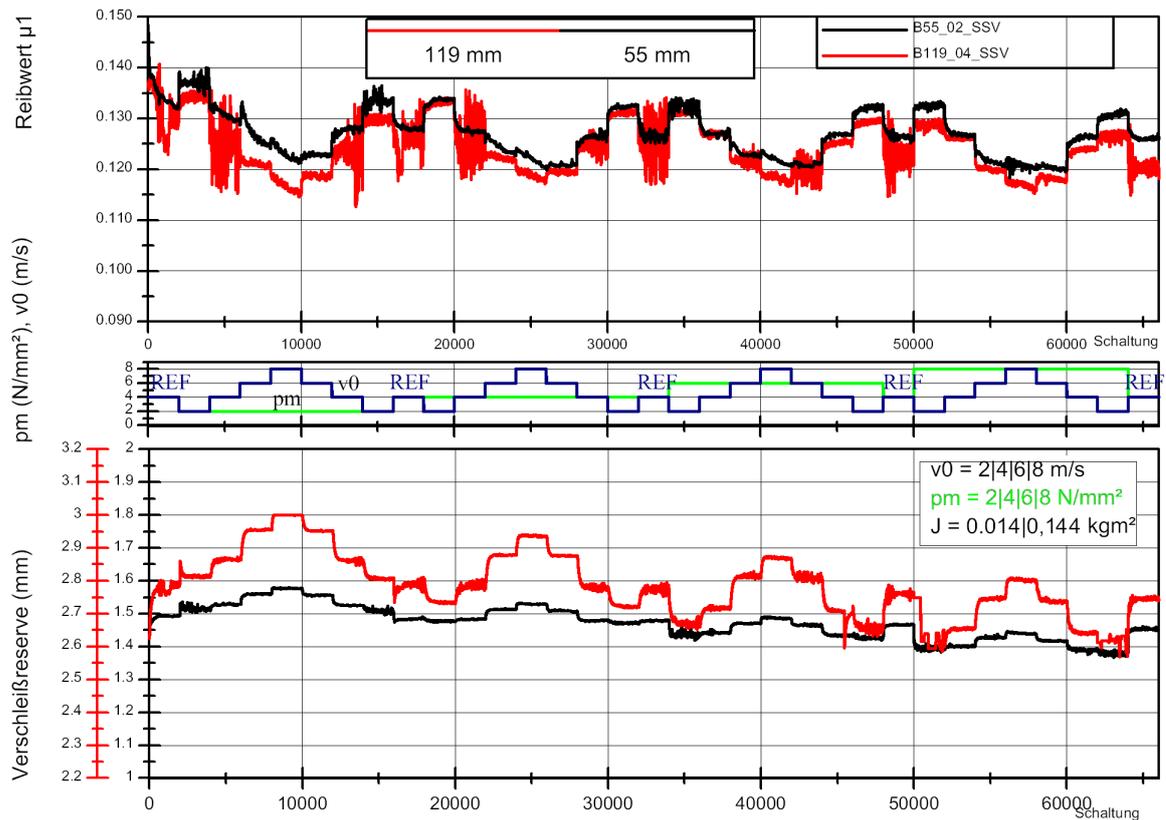


Abbildung 9.12: SSV Stahl-Karbon 55/119 mm

thermischen Ausgangsbedingungen zu haben und Schädigungen, Veränderungen und Verschleiß noch besser erkennen zu können (zur Auswertung s. Abschnitt 9.1). Um die Versuchslaufzeit im Rahmen zu halten und den Schädigungseinfluss durch Verschleiß in den hohen Laststufen zu begrenzen, wurden je Laststufe nur 500 Schaltungen durchgeführt. Zu Versuchsbeginn wurde ein Einlauf mit 1000 Schaltungen bei 4 N/mm^2 und 4 m/s vorgeschaltet, dieser ist somit identisch mit dem Einlauf der DSV und der Referenzstufe.

9.3.2 Stufenversuche zu Durchmesser/Baugröße

Zunächst wurden Versuche in den Baugrößen B55 und B119 mit Stahlträgerringen in der ersten Belastungsfolge (SSV) durchgeführt und in Abbildung 9.12 dargestellt. Im Vergleich liegen die Reibwerte der kleinen Baugröße (schwarz) leicht über denen der großen Baugröße (rot). In der Charakteristik zeigen sich keine nennenswerten Unterschiede. Auffällig ist, dass die Reibwerte des großen Systems in einigen Laststufen eine größere Schwankungsbreite aufweisen, insbesondere bei der Flächenpressung von 2 und 4 N/mm^2 und einer Anfangsgleitgeschwindigkeit von 4 m/s . Beiden Baugrößen ist gemein, dass der Reibwert bei Erhöhung der Anfangsgleitgeschwindigkeit absinkt. Eine Pressungserhöhung bewirkt dagegen nahezu keine Änderung des mittleren Reibwertes. Die Verschleißreserve nimmt über den Versuchsverlauf in etwa gleich ab (ca. $0,05 \text{ mm}$; Vergleich der Referenzstufen!). Die Ringaufschiebung folgt in beiden Fällen der Pyramidenform der Anfangsgleitgeschwindigkeit, d. h. es liegt ein Temperatureinfluss vor. Dadurch wird das direkte Ablesen des Pressungseinflusses unmöglich.

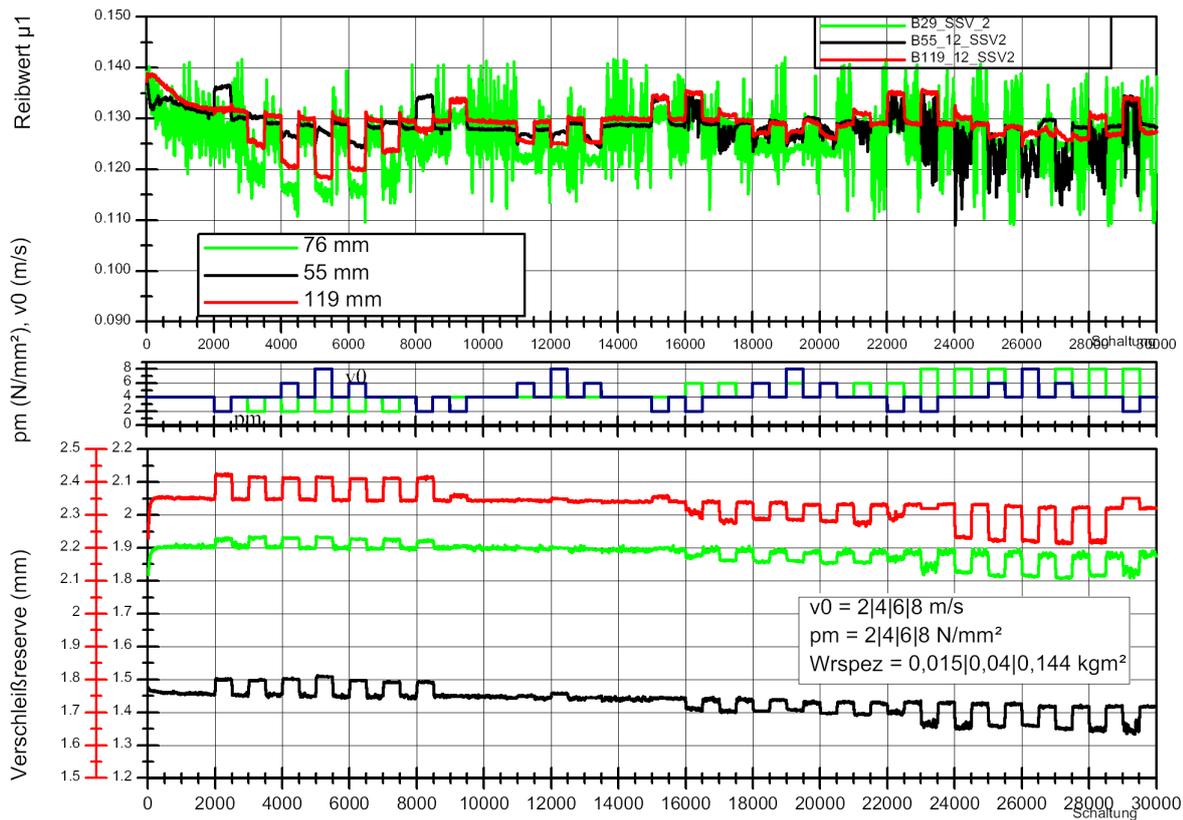


Abbildung 9.13: SSV2 Stahl-Karbon 55/76/119 mm

Werden die Taktzeiten verlängert (Lastfolge SSV2), so ergeben sich abweichende Ergebnisse (Abbildung 9.13). Im Vergleich der Diagramme mit Abbildung 9.12 wird deutlich, dass die Anfangsgleitgeschwindigkeit beim SSV2 nur einen äußerst geringen Einfluss auf die Messwerte der Verschleißreserve nimmt. Besonders gut ist dies über die Pressungsstufe 4 N/mm^2 zu sehen. Dies deutet darauf hin, dass die durch unterschiedlichen Leistungseintrag wechselnde Temperatur des Systems bei den SSV Einfluss auf die Verschleißreserve(messung) genommen hat – die Taktzeitanpassung bei den SSV2 hat also den gewünschten Effekt erzielt.

Das System mittlerer Baugröße (grün, 76 mm) weist eine starke Streuung der Reibwerte über den gesamten Versuch auf, auch beim kleinen System nimmt diese Streuung in Abweichung zur ersten SSV-Versuchsreihe ab 6 N/mm^2 zu. Die Reibwerte in der ersten Pressungsstufe (2 N/mm^2) liegen in vergleichbaren Höhen wie beim SSV, die Reibwerte der großen Baugröße (119 mm) sind jedoch bei zunehmender Pressung vergleichsweise höher. Dies deutet unter Betrachtung der Referenzstufen und der Verschleißreserve darauf hin, dass die Schädigung beim SSV2 (vgl. auch [Acu17]) auf Grund der reduzierten Temperatur niedriger ausfällt.

Das im SSV beobachtete Verhalten, dass eine Pressungserhöhung nahezu keinen Einfluss hat, ändert sich dahingehend, dass eine Pressungserhöhung zu steigenden Reibwerten führt. Der Geschwindigkeits-/Energieeinfluss bleibt unverändert, d. h. höhere Gleitgeschwindigkeit/Energie führt zu niedrigeren Reibwerten. Für das 55 mm-System bleibt die Charakteristik aus dem SSV weitgehend erhalten – der Pressungseinfluss ist eher indifferent, die Spreizung auf Grund des Geschwindigkeits-/Energieeinflusses wird reduziert. Grundsätzlich kann an dieser Stelle die

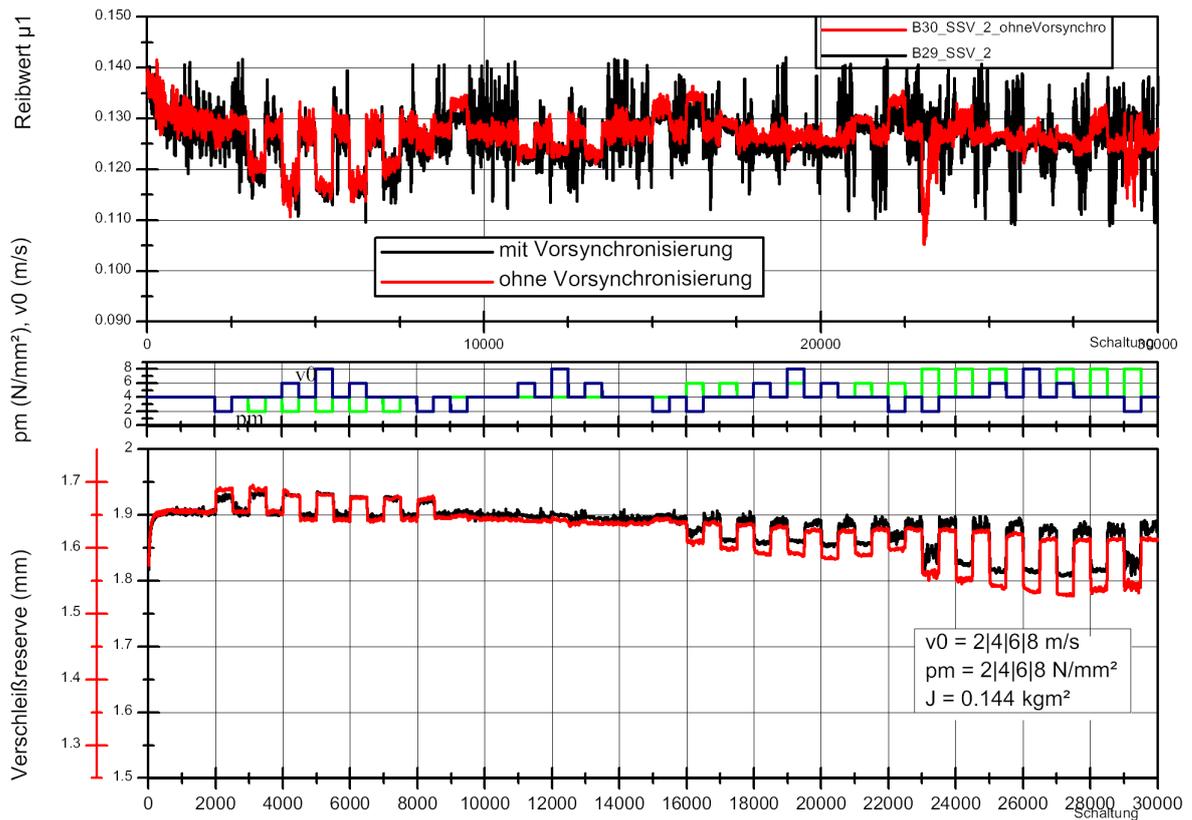


Abbildung 9.14: SSV2 Stahl-Karbon 76 mm – Einfluss der Vorsynchronisierung

Beölungssituation als zusätzlicher Einflussparameter auftreten. Die Beölung ist mit 31/min für alle Versuche absolut gesehen gleich, die Reibflächen und damit die relative Leistungsabfuhr unterscheiden sich. Auch die äußere Wärmeabfuhr ist durch die verschiedenen großen Prüfstands-aufnahmen als Einflussfaktor zu sehen. Dieser Umstand kann auch die Reibwertunterschiede in den SSV begünstigt haben. Für zukünftige Versuche sollte daher eine temperaturbasierte ereig-nisorientierte Prüfstandssteuerung mit variabler Zykluszeit in Erwägung gezogen werden.

Beim Vergleich der Modellsysteme in den drei Baugrößen ist zudem ein Unterschied in der konstruktiven Ausführung zu betrachten: beim System in mittlerer Baugröße (76 mm) ist die Serien-Vorsynchronisierung eingebaut, die kleine und große Baugröße werden als Modellsystem konstruktionsbedingt ohne Vorsynchronisierung geschaltet. Daher wurde ein Stich-Stufenversuch (mit SSV2) zum Einfluss der Vorsynchronisierung durchgeführt (Abbildung 9.14). Demnach bewirkt die fehlende Vorsynchronisierung eine Reduzierung der Reibwertstreuung, das Niveau ändert sich nicht. Das System mit Vorsynchronisierung zeigt jedoch niedrigeren Verschleiß. Dies kann zwei Ursachen haben: zum einen wird während der Vorsynchronisation Reibarbeit bei geringerer Flächenpressung und damit bei verringerter thermischer Beanspruchung (Reibleistung) verrichtet. Zum anderen kann es sein, dass beim System ohne Vorsynchronisierung durch die sofortige hohe Pressung mehr Öl aus dem Kontakt verdrängt wird und es in Folge des höheren Anteils an Festkörperreibung zu höherem Verschleiß kommt.

Insgesamt gesehen sind aus den Stufenversuchen geringe Abweichungen im Reib- und Ver-schleißverhalten über die verschiedenen Durchmesser zu erkennen. Auf Basis der Versuchsdaten

könnte der Schluss gezogen werden, dass für größere Durchmesser der Bereich geringer Pressungen zu niedrigeren Reibwerten führt, bei kleineren Durchmessern die höheren Pressungen. Grundsätzlich nimmt die Ringstülpung mit steigendem Durchmesser zu (vgl. Abbildung 9.8). Damit steigt auch die Pressungsüberhöhung am großen Konusdurchmesser. Demgegenüber sind die gering unterschiedlichen Ringwinkel zu überlagern (55 mm: $6^{\circ}30' \pm 1'$; 76 mm: $6^{\circ}26' \pm 1'$; 119 mm: $6^{\circ}42' \pm 1'$; jeweils Mittelwerte und Min/Max; die Konen sind auf $6^{\circ}27' \pm 1'$ gefertigt). Das heißt, bei der großen Baugröße tritt der vollständige Kegelkontakt erst bei einer Mindestkraft auf (Erstkontakt am kleinen Konusdurchmesser). Bei maximaler Nennflächenpressung von 8 N/mm^2 wird eine ideal gleichmäßige Pressungsverteilung erreicht (vgl. Abbildung 9.11). Dagegen tritt bei der mittleren Baugröße bereits zum Erstkontakt am großen Konusdurchmesser eine Pressungsüberhöhung auf, so dass der vollständige Kegelkontakt in Abhängigkeit von der Belags- und Trägerringelastizität erst bei hoher Axialkraft oder gar nicht erreicht wird (verschleißfreier Zustand vorausgesetzt). Unter Berücksichtigung dieser Aspekte ergibt sich jetzt auch für die Reibwertschwankungen und das unterschiedliche Verhalten in den Baugrößen eine schlüssige Erklärung, die eben nur zum einen Teil auf die durch variierte Ringdurchmesser hervorgerufene Ringstülpung aber zum anderen Teil auch auf Toleranzlagen der Bauteile zurückgeführt werden kann.

9.3.3 Stufenversuche zum Trägerringmaterial

Die SSV2 wurden in den beiden Baugrößen (B55 bzw. B119 mm) jeweils mit variierten Ringsteifigkeiten, das heißt neben der von oben bekannten Stahl- auch in einer Messingausführung des Trägerrings durchgeführt (Abbildung 9.15 bis 9.16).

In den Trendverläufen der SSV2 ist zu erkennen, dass die Messing- gegenüber der Stahlträgerringvariante jeweils einen geringfügig höheren Reibwert aufweist, dieser Unterschied verringert sich beim Übergang zu höheren Pressungsstufen. Die Laufspuren auf den 119 mm-Konen (vgl. Abbildung 9.17) zeigen beim Versuch mit Messingträgerring eine gleichmäßige Lastverteilung, während der Stahlträgerring besonders auf dem kleinen Durchmesser Spuren hinterlassen hat. Die dadurch bedingte Verringerung des wirksamen Kontaktdurchmessers (und damit Reibradius) kann sich als scheinbare Reibwertreduzierung auswirken. Zusammen mit einer Reibwertänderung durch den veränderten tribologischen Kontakt bei hohen Flächenpressungen nimmt der Einfluss dieser Effekte ab. Es ist plausibel, dass dieser Effekt im Zusammenspiel der steifigkeitsabhängigen Ringstülpung sowie der vor Versuch vorliegenden Ringwinkel (Messing: $6^{\circ}32' \pm 2'$; Stahl: $6^{\circ}42' \pm 1'$) entsteht.

In der 55 mm-Baugröße ist der Unterschied der Laufspuren auf den Konusflächen nicht ausgeprägt, dafür sind auch die vor Versuch gemessenen Ringwinkel (Messing: $6^{\circ}33' \pm 1'$; Stahl: $6^{\circ}31' \pm 1'$) vergleichbar zum Konuswinkel. Unter Berücksichtigung der FEM-Ergebnisse ergeben sich durch die unterschiedliche Stülpung auf Grund des Steifigkeitseinflusses auch nur geringe Pressungsunterschiede (vgl. Abbildung 9.8), so dass auch diese Ergebnisse stimmig sind.

Die elastischen Ringaufschiebungen der Stahl- und Messingträgerringvarianten innerhalb einer Baugröße zeigen die selbe Grundcharakteristik, unterscheiden sich jedoch in der Amplitude. Die

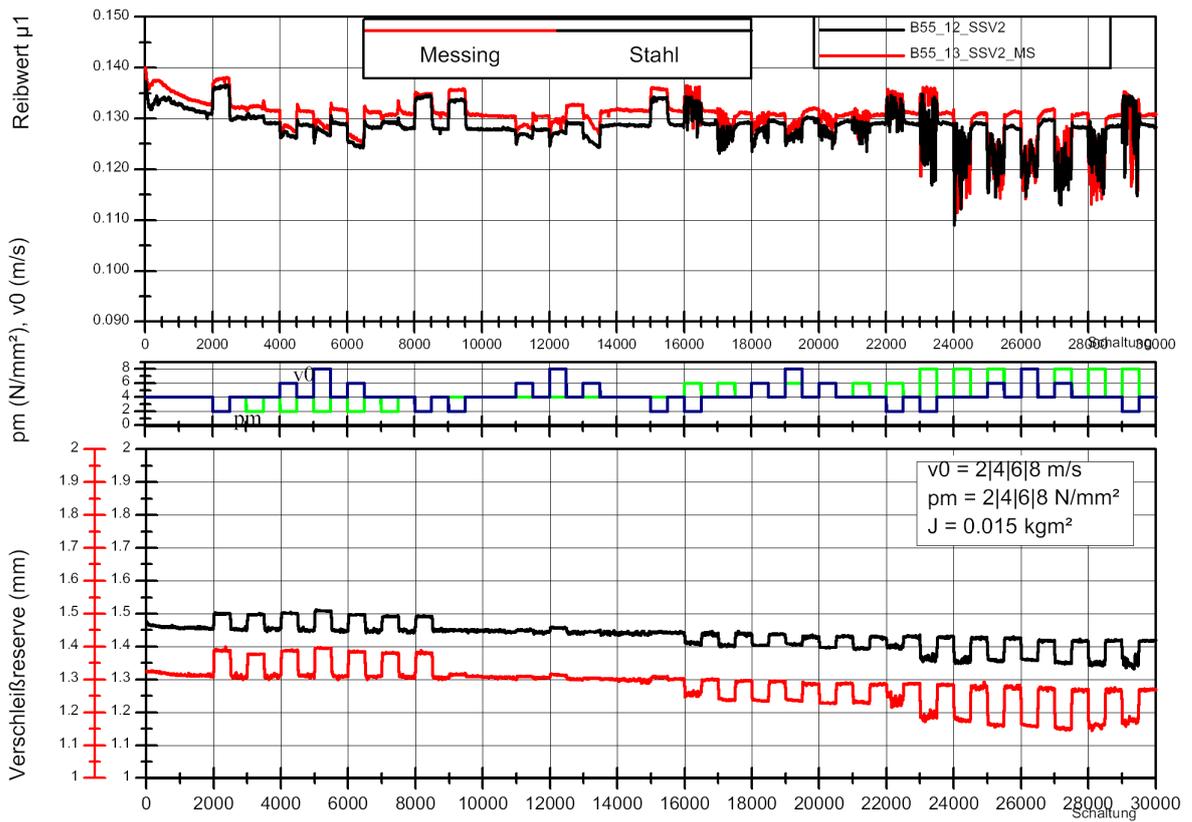


Abbildung 9.15: SSV2 55 mm Messing-/Stahltrügerring

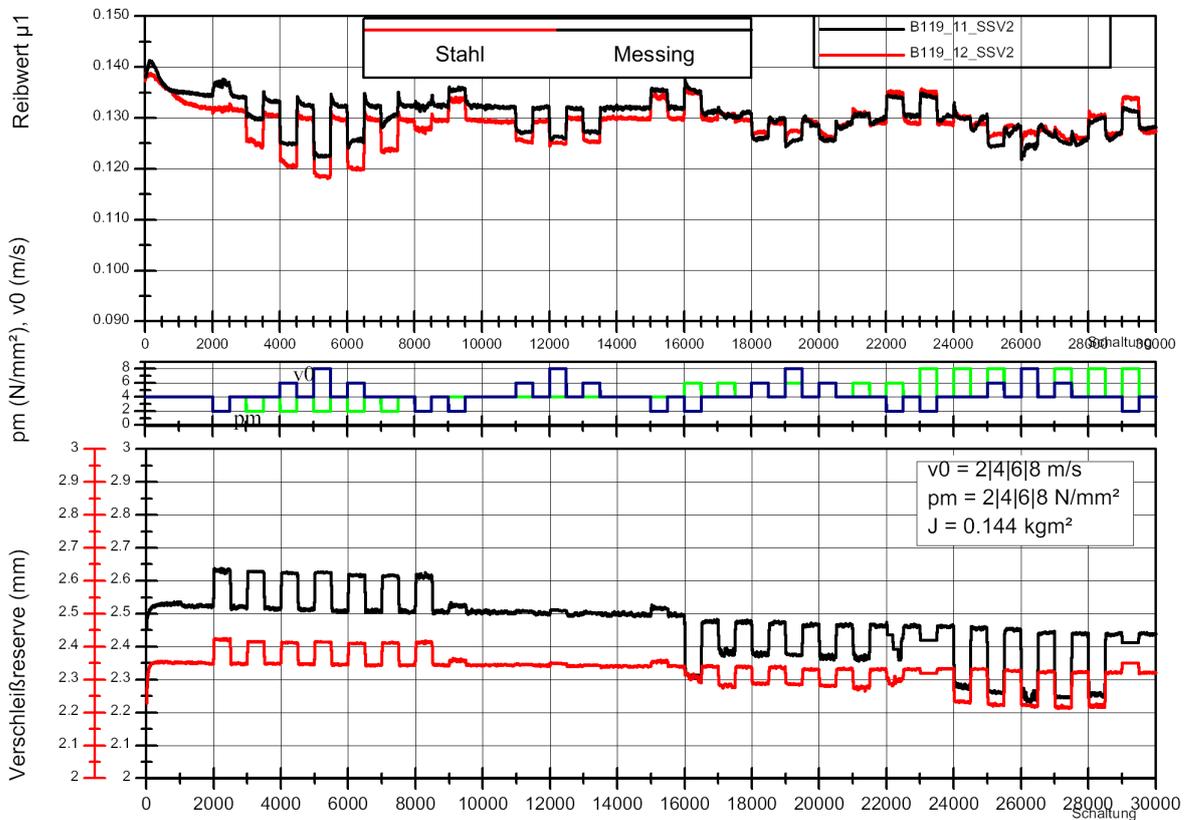


Abbildung 9.16: SSV2 119 mm Messing-/Stahltrügerring

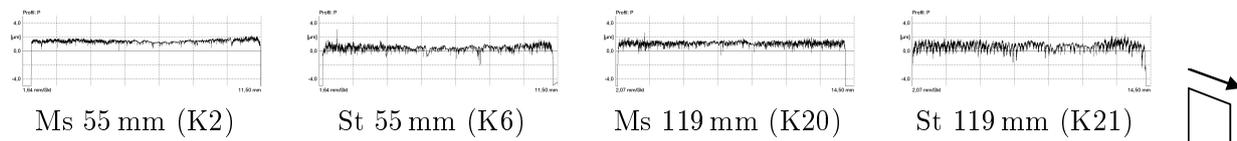


Abbildung 9.17: Konusprofilschriebe SSV2 55 und 119 mm: Tragbild

Messingvarianten mit geringerer Steifigkeit verursachen bei gleicher Axialkraft wie erwartet eine höhere Aufschiebung als die Stahlvarianten, vgl. hierzu Abschnitt 9.1. Auch hier wird beobachtet, dass die Ringaufschiebungen eines Systems innerhalb der Pressungsstufe nur gering variieren, d. h. der thermische Einfluss durch unterschiedliche Energieeinträge ist gering. Auffällig ist, dass bei den 119 mm-Systemen für hohen Pressungen (6 und 8 N/mm²) und geringste Anfangsgleitgeschwindigkeit (2 m/s) eine abweichende Ringaufschiebung vorliegt. Die Ursache ist hierbei in der zu kurzen Rutschzeit und dem Nichterreichen der vollen Schaltkraft zu sehen.

Die Verschleißwege beim 55 mm-System mit Messingträgerring fallen für die SSV2 in etwa gleich groß aus (je 0,04 mm). Beim 119 mm-System tritt beim Messingträgerring im SSV2 leicht größerer Verschleiß (0,05 mm) als bei der Stahlvariante (0,03 mm) auf. Der Wert für den Messingträgerring wurde um 0,04 mm Verschleißreserve korrigiert, da in den Schaltungen 16 000-16 500 eine prüfstandsbedingte hohe statische Belastung auftrat. Es ergibt sich keine offensichtliche Abhängigkeit der Verschleißhöhe von den Trägerringvarianten. Dies korreliert mit den FEM-Ergebnissen (vgl. Abbildung 9.8) da dort nur geringe Unterschiede in der Pressungsüberhöhung auftreten.

9.3.4 Dauerschaltversuche zu Baugröße und Trägerringmaterial

Zur Untersuchung des Baugrößen- und Trägerringmaterialeinflusses wurden zudem Dauerschaltversuche in den Baugrößen B 55, B 76 (nur Stahlträgerring) und B 119 mit jeweils zwei verschiedenen Pressungen durchgeführt. Die Abbildungen 9.18 und 9.19 zeigen die Versuchverläufe der Stahlträgerringe. Beginnend bei etwa gleichen Reibwerten zu Versuchsbeginn (ca. 0,13) stellen sich gegen Ende beim 55 mm-System für beide nominellen Flächenpressungen um ca. 0,04–0,05 höhere Reibwerte als bei den anderen Baugrößen ein.

In Abbildung 9.20 und 9.21 sind die Dauerschaltversuche der Baugrößen 55 und 119 mm mit Messingträgerring gegenübergestellt. In der geringen Pressungsstufe (4 N/mm²) ist zu Versuchsbeginn wie auch bei den Stahlträgerringen ein vergleichbarer Reibwertunterschied von ca. 0,05 festzustellen. Bei der hohen Flächenpressung (8 N/mm²) sinkt der Reibwert der großen Baugröße wesentlich schneller ab, der Versuch fällt durch Ringbruch (zu geringe Festigkeit des Trägerrings) vorzeitig aus – dieser Unterschied in der Reibwertcharakteristik kann schon auf geringe plastische Deformationen des Rings zurückzuführen sein.

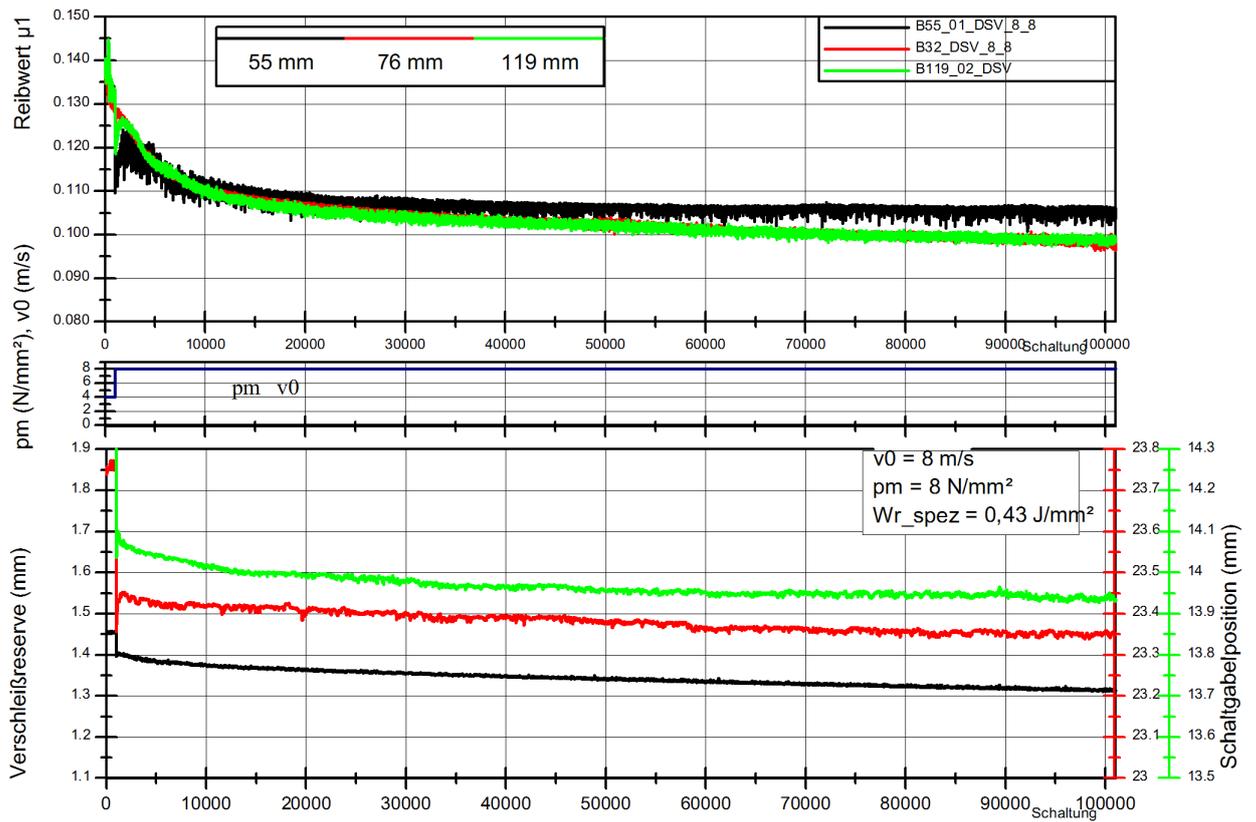


Abbildung 9.18: DSV Baugößeneinfluss 55/76/119 mm Stahltrögerring bei 8 N/mm²

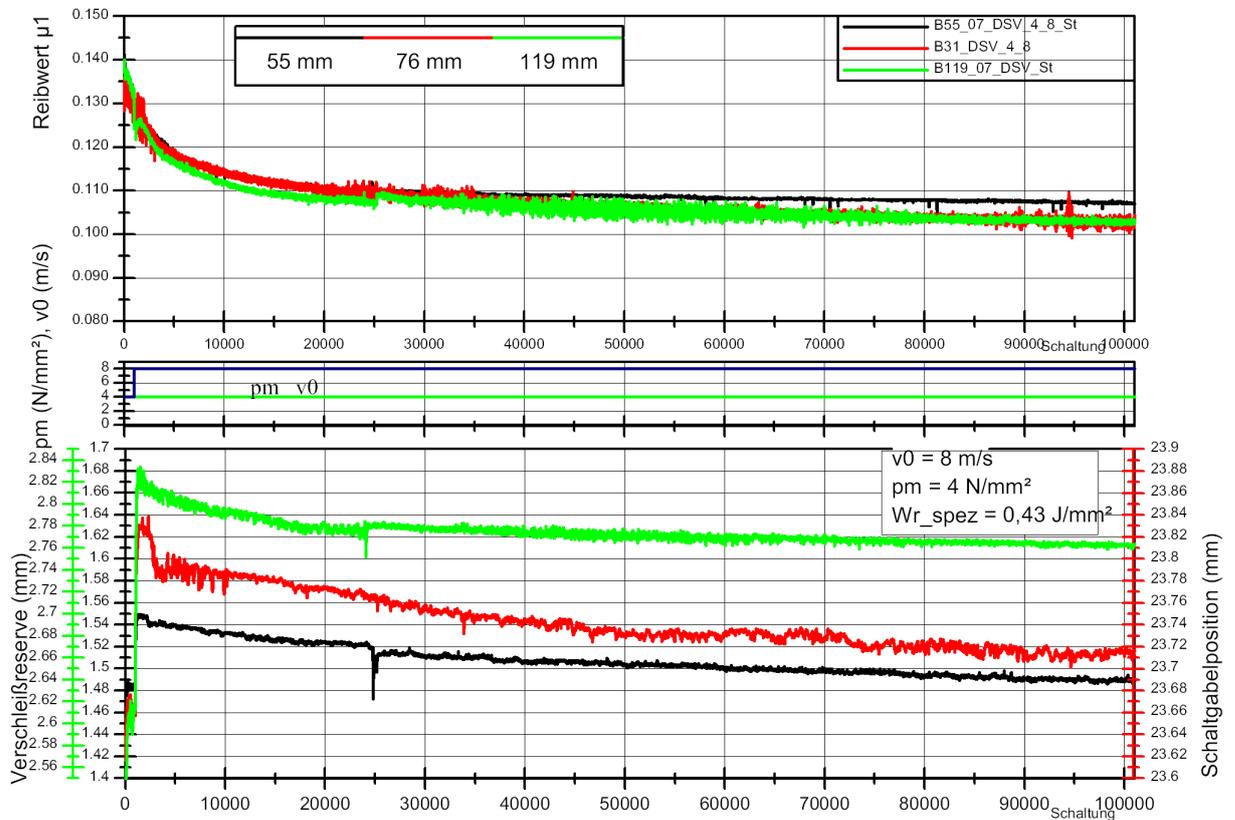


Abbildung 9.19: DSV Baugößeneinfluss 55/76/119 mm Stahltrögerring bei 4 N/mm²

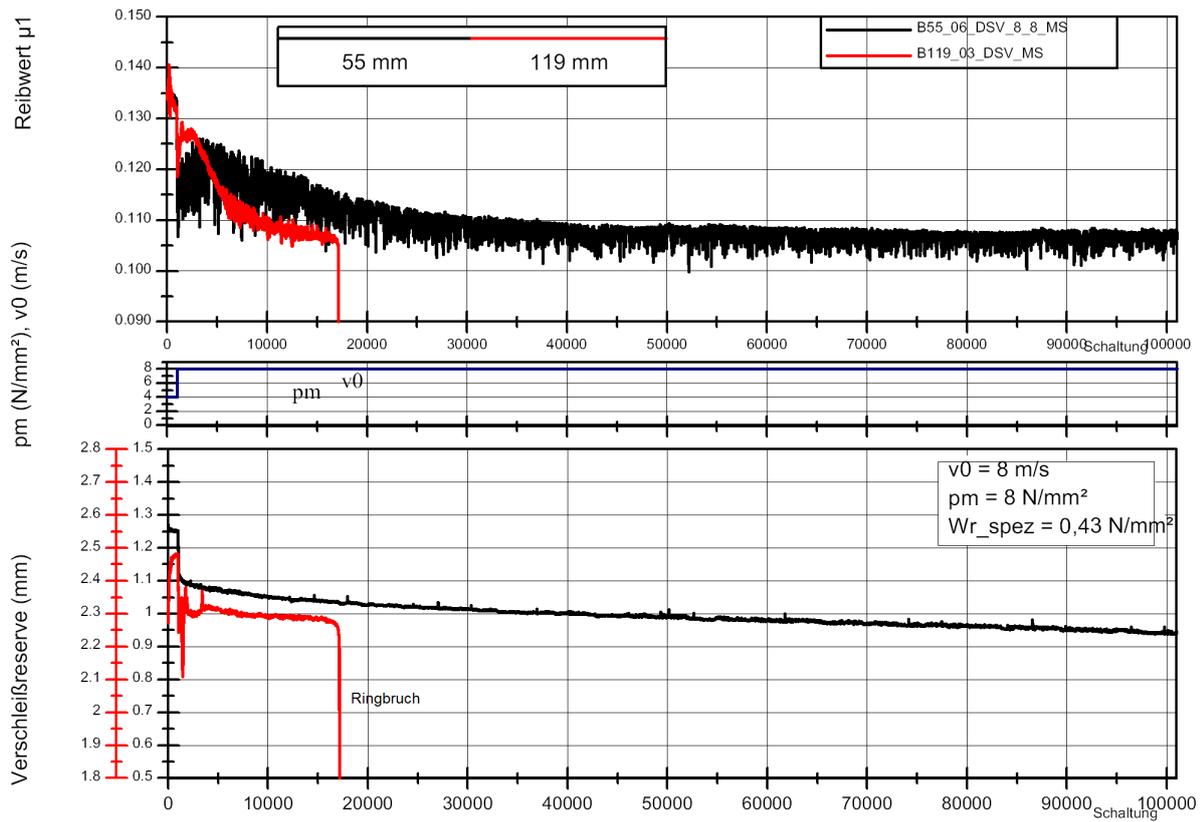


Abbildung 9.20: DSV Baugrößeneinfluss 55/119 mm Messingträggerring bei 8 N/mm²

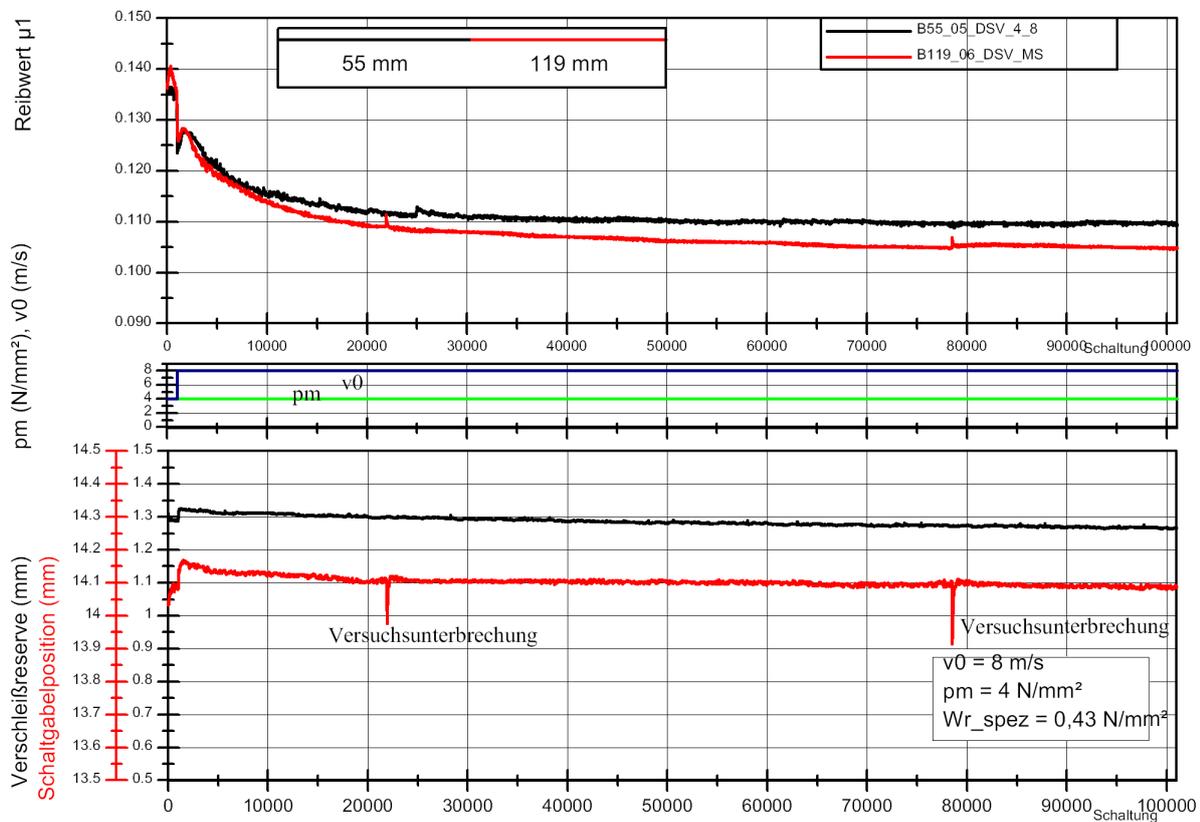


Abbildung 9.21: DSV Baugrößeneinfluss 55/119 mm Messingträggerring bei 4 N/mm²

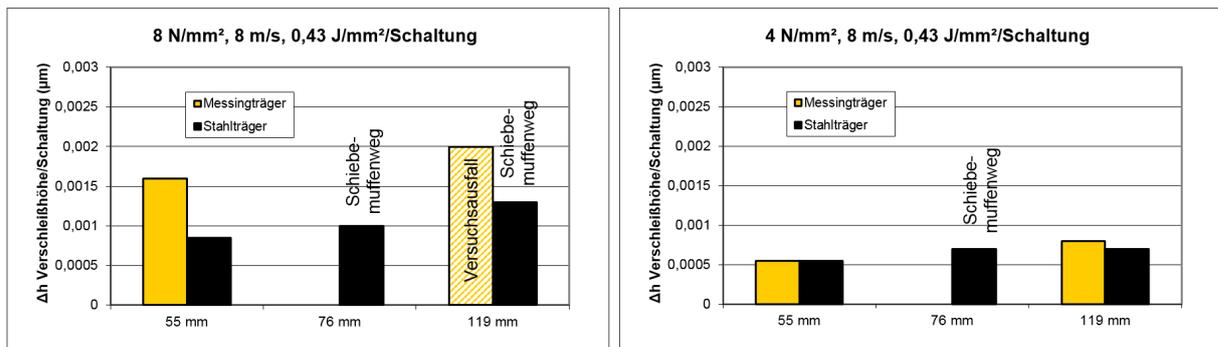


Abbildung 9.22: Vergleich der mittleren Verschleißintensitäten über Baugrößen und Trägerringmaterialien

Die durchschnittliche Verschleißhöhe pro Schaltung² wurde anschließend verglichen (Abbildung 9.22). Wie nach den Verschleißmodellvorstellungen [Neu05, Neu07, Neu08] zu erwarten, ist die Verschleißintensität von der Flächenpressung abhängig, d. h. bei geringerer Pressung tritt trotz identischer spezifischer Reibarbeit geringerer Verschleiß auf. Über alle Baugrößen steigt – trotz identischer nomineller spezifischer Belastung – die Verschleißintensität mit der Baugröße an, dies ist bei der hohen Flächenpressung stärker ausgeprägt. Dieser Effekt lässt sich mit der erhöhten Ringstülpung bei den größeren Baugrößen erklären. Die größere Pressungsüberhöhung ruft lokal erhöhte Verschleißgradienten und damit global höheren Verschleiß hervor. Der lokal erhöhte Verschleiß führt gleichzeitig zur „Selbstheilung“ der Pressungsüberhöhung, so dass die Verschleißrate sinkt. Dies ist an den Graphen in den Abbildungen 9.18 bis 9.21 zu erkennen: die Systeme mit großen Durchmessern zeigen in den ersten ca. 20000 Schaltungen einen höheren Einlaufverschleiß. Die Ergebnisse der (Rück-)Vermessung der Versuchsteile sind im nachfolgenden Abschnitt 9.3.5 im Zusammenhang mit der Ringbreitenvariation dargestellt. Der Effekt wird überlagert durch die verschleißbedingte Vergrößerung der realen Reibfläche, die damit verbundene Zunahme des Traganteils und Reduzierung der mikroskopischen Flächenpressungen.

9.3.5 Stufen- und Dauerschaltversuche zur Ringbreite

In der 55 mm-Baugröße wurden Stahlträgerringe mit ausgehend vom kleinen Konusdurchmesser verkleinerten Ringbreiten angefertigt, d. h. der Bereich des großen Konusdurchmessers bleibt erhalten. Mit diesen Ringen wurden SSV und DSV mit jeweils gleichen äußeren Belastungen durchgeführt. Die Reibwert-, Sollkraft- und Solldrehzahlberechnung bezieht sich ungeachtet der tatsächlichen Abmessungen durchgehend auf die Nenngröße der Baugröße (Durchmesser 54,9 mm mit Breite 8,7 mm). Die spezifischen Belastungen steigen somit entsprechend den verringerten Reibflächen.

Die Reibwerte der zwei in Stufenversuchen untersuchten Stahlringe mit 8,7 und 6,7 mm Breite (Abbildung 9.23) weichen nur geringfügig voneinander ab, auffällig ist die erhöhte Streuung der Reibwerte in den hohen Pressungsstufen bei geringerer Ringbreite. Wie auf Grund der verringerten Ringsteifigkeit zu erwarten, ist die Ringaufschiebung beim Ring mit 6,7 mm Breite höher als beim Ring mit 8,7 mm Breite.

²einige Verschleißwerte wurden an Hand der Schiebemuffenposition ermittelt, diese stellt für gesperrte Systeme eine redundante Information dar

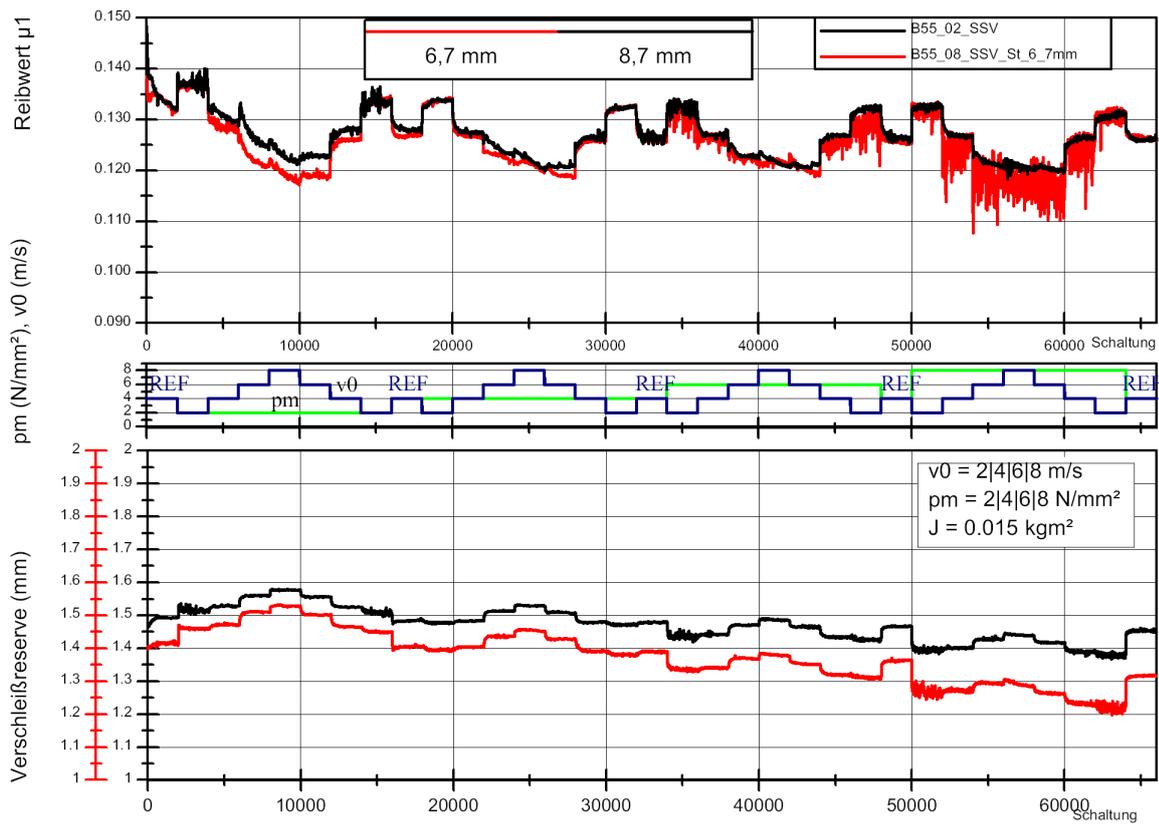


Abbildung 9.23: SSV 55 mm Stahl, Einfluss der Ringbreite

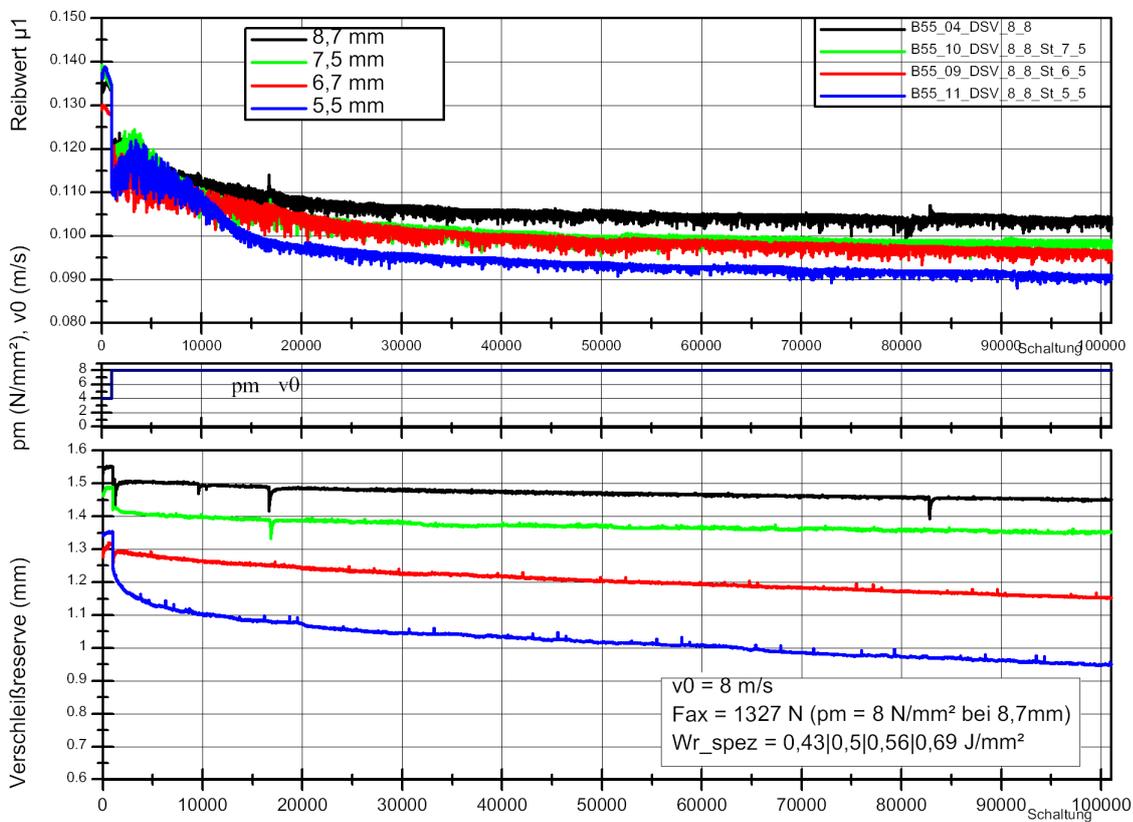


Abbildung 9.24: DSV 55 mm Stahl, Einfluss der Ringbreite

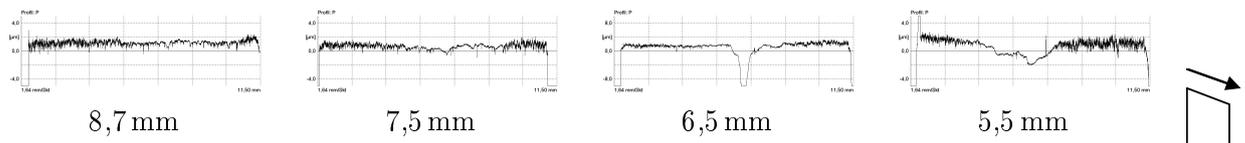


Abbildung 9.25: Konusprofilschriebe DSV 55 mm Einfluss der Ringbreite

Im Folgenden wurden mit vier Ringbreiten (8,7; 7,5; 6,7; 5,5 mm, unter Wiederverwendung des Rings mit 6,7 mm Breite aus dem Stufenschaltversuch) Dauerschaltversuche durchgeführt und verglichen (Abbildung 9.24). Ausgehend von nahezu gleichen Reibwerten zu Versuchsbeginn zeigt sich eine deutliche Differenzierung der Reibwerte zum Versuchsende in Abhängigkeit der Ringbreite: mit höherer spezifischer Belastung stellt sich ein niedrigerer Reibwert bzw. ein steilerer Reibwertgradient ein. Dieses Verhalten ist stimmig zu der auch in [Acu17] beschriebenen Schädigung von Karbon-Reibwerkstoffen. Die Verschleißrate bzw. der Verschleiß (nach Verrechnung des Einlaufsetzens) erhöhen sich bei verkleinerter Ringbreite, die erbrachte Gesamtreibarbeit liegt in allen Fällen gleich bei 63 MJ, jedoch auf verkleinerter Reibfläche und damit höherer spezifischer Reibarbeit. Dieser Effekt passt zu den bisherigen Modellvorstellungen und wird in Kapitel 9.3.6 mit früheren Ergebnissen verglichen. Die Rückvermessung der Konusoberflächen (Abbildung 9.25) zeigt, dass die Verschleißmarkentiefe mit der zunehmenden spezifischen Reibarbeit ansteigt. Während bei 8,7 und 7,5 mm Ringbreite nur eine Oberflächeneinglättung zu erkennen ist, treten bei 6,5 und 5,5 mm Ringbreite deutliche Einfurchungen im Profil auf, d. h. hier hat nennenswerter Materialabtrag stattgefunden.

Bei der theoretischen Betrachtung mittels FEM in Abschnitt 9.2 wurde ermittelt, dass es für jede Kombination aus Baugröße, Ringbreite, Trägermaterial und für jede Schaltkraft einen idealen Ringwinkel (gemessen im lastfreien Zustand des Rings!) zum vorliegenden Konuswinkel gibt, unter dem eine nahezu homogene Pressungsverteilung im belasteten Reibflächenkontakt vorliegt. Diese Idealvorstellung ist ein Anhaltspunkt und wird durch thermomechanische Effekte in der Regel nicht vollständig erreicht [Erd08, Neu08, Acu17]. Insbesondere die Ausdehnung durch die innere Thermomechanik des Reibbelags sowie die Veränderung des Konus sorgen für weitere Einflüsse. Diese homogene Verteilung führt im idealen Fall zum gleichmäßigen Verschleiß bzw. Setzen der Reibfläche, d. h. der Ringwinkel bleibt über den Versuch erhalten. Umgekehrt gilt, dass bei erhöhter Flächenpressung der Verschleiß bzw. das Setzen ansteigt und bei verringerter Pressung absinkt, d. h. eine ungleiche Pressungsverteilung hätte auch eine Winkeländerung der Belagoberfläche zur Folge. Die Richtung der Winkeländerung ist selbstheilend, d. h. Bereiche mit hoher Flächenpressung werden durch den Verschleiß-/Setzvorgang entlastet, die Flächenpressung in weniger stark verschleißenden Bereichen steigt dadurch an bis sich eine homogene Verteilung unter dem idealen Winkel einstellt.

Die Versuche geben Hinweise darauf, dass dieser Effekt tatsächlich so stattfindet. Insbesondere bei der Ringbreitenvariation unter hohen spezifischen Flächenpressungen (Abbildung 9.26) stellt sich über die Versuche näherungsweise der ideale Ringwinkel ein, die Winkeländerung liegt bei ca. $0,25^\circ$! Bei den Versuchen mit geringerer Axialkraft (Flächenpressung 4 N/mm^2) sowie bei der Messingträgerringvariante treten nur geringe Winkeländerungen auf, was darauf schließen lässt,

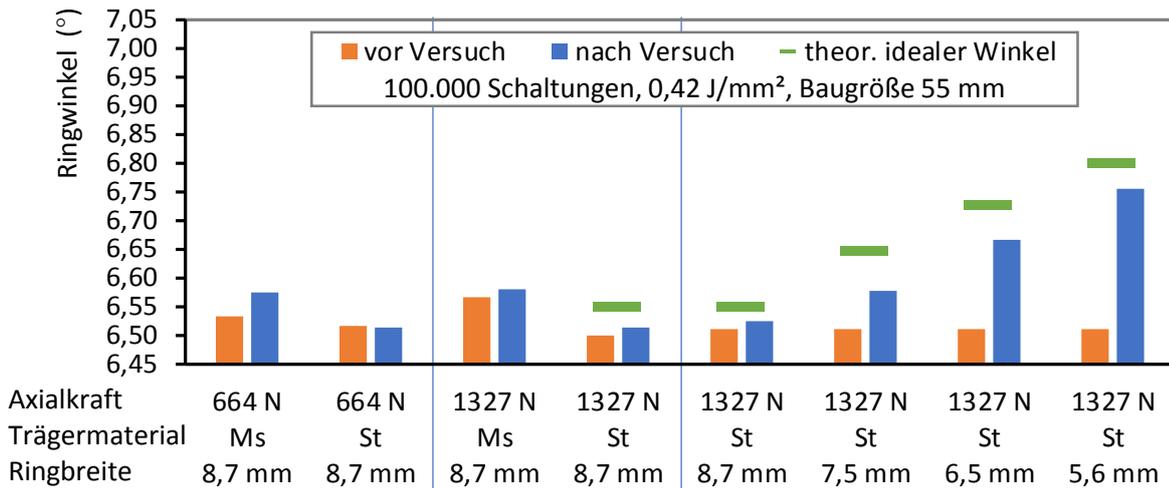


Abbildung 9.26: DSV 55 mm Einfluss von Trägermaterial, Ringbreite und Axialkraft auf den verschleißinduzierten Ringwinkel

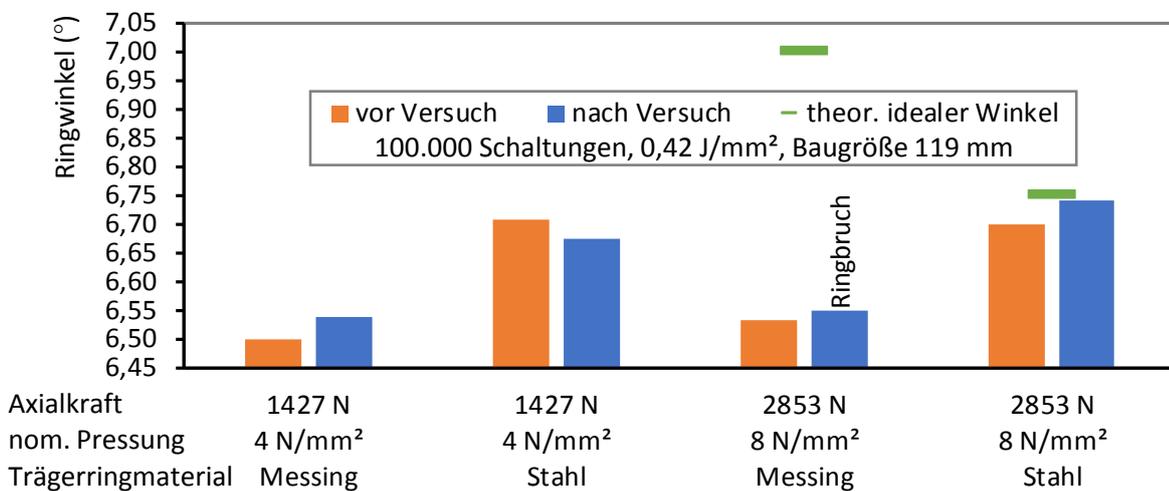


Abbildung 9.27: DSV 119 mm Einfluss von Trägermaterial und Axialkraft auf den verschleißinduzierten Ringwinkel

dass der ideale Winkel bereits erreicht ist oder die geringe lokale Verschleiß-/Setzintensität bei der Versuchsdauer nicht ausreicht, um den idealen Winkel herzustellen (Anmerkung: nicht für alle Kombinationen wurde der „optimale Ringwinkel“ mittels FEM ermittelt). In Abbildung 9.27 ist die entsprechende Betrachtung für die Baugröße 119 mm dargestellt. Dadurch, dass der Winkel des Stahlträgerrings für die Schaltkraft 2853 N (entspricht 8 N/mm²) bereits „ideal“ ist, findet nahezu keine Winkeländerung statt. Die Messingvariante kann wegen des vorzeitigen Ausfalls durch Ringbruch nicht in die Bewertung einbezogen werden. Bei einer geringeren nominellen Flächenpressung 4 N/mm² entsteht auch hier nicht genügend Verschleiß-/Setz-„Antrieb“, um den Ringwinkel bis zum Optimum anzupassen, die Tendenz der Veränderung ist jedoch ersichtlich.

9.3.6 Verschleißmodelleinordnung

An Hand der bestehenden Verschleißmodelle von NEUDÖRFER [Neu05, Neu07, Neu08] (im Folgenden als FVA 403 I und II gekennzeichnet) wurden die Verschleißintensitäten dieser Untersuchungen (gekennzeichnet mit FVA 403 III) nach dem gleichen Rechenverfahren ermittelt

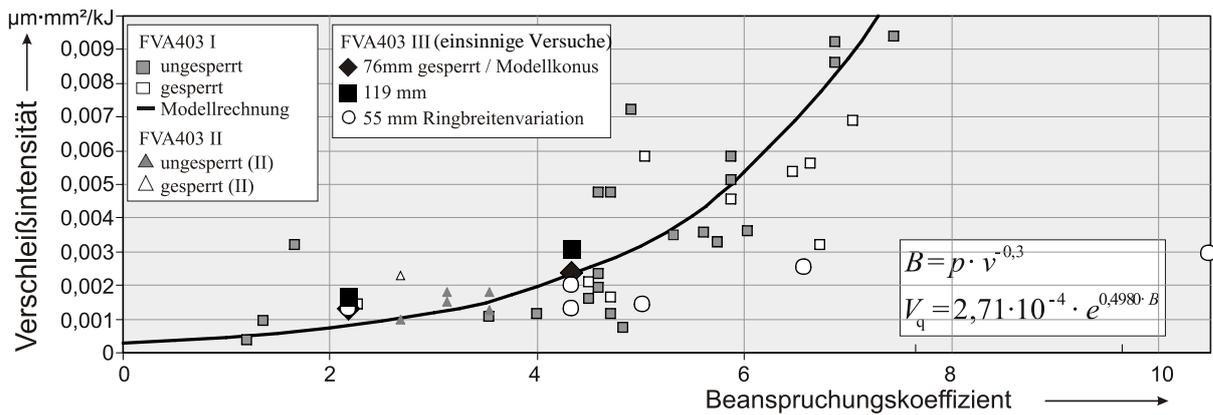


Abbildung 9.28: Verschleißintensitäten nach Verschleißmodell, System B, Abbildung basiert auf [Neu07, S. 26]

und in das bestehende Modell eingeordnet.

Die Durchmesser- und Ringbreitenvariationen und die damit veränderten Reibflächen verhindern eine direkte Eintragung in die Diagramme, deswegen wird hier soweit nötig auf der Hochachse nicht die gesamte verrichtete Reibarbeit sondern die spezifische Gesamtreibarbeit als Bezugsgröße für die Verschleißintensität verwendet. Alternativ könnte auch der Radialverschleiß bezogen auf die spezifische Reibarbeit angegeben werden, dies entspräche dem auf die Reibarbeit bezogenen Verschleißvolumen. Die Stufenversuche wurden auf Grund der nur kurzen Stufen nicht für die Einordnung im Verschleißmodell herangezogen.

Für den Karbonbelag ist der direkte Vergleich durch wesentliche Änderungen des tribologischen Systems nicht mehr zulässig: Es kommt jetzt der identische Schmierstoff (MTF-Öl) wie bei System A zum Einsatz (vorher: ATF-Öl), zudem werden geschliffene Modellkonus mit 76 mm verwendet (vorher Seriengangräder, hartgedrehter Konus 62 mm), abweichend von den früheren Forschungen in Kombination mit steifen Modellringen (vorher Stahl-Sinterring) unter Entfall der Belagsnutzung.

Dennoch lassen sich die Verschleißintensitäten dieser nun deutlich unterschiedlichen tribologischen Systeme durch die spezifischen Verschleißraten miteinander vergleichen (Abbildung 9.28).

Im Dauerschaltversuch bei mittlerer Baugröße 76 mm scheint sich ein ähnlicher Verschleiß (\diamond) wie bei dem früheren System zu ergeben (\square , \triangle). Das System 55 mm mit der Ringbreitenvariation (\circ) ist bezüglich der Verschleißintensitäten besonders bei hohen Belastungen deutlich niedriger einzuordnen als das frühere System. Das 119 mm-System (\blacksquare) liegt im untersuchten niedrigeren Belastungsbereich ähnlich wie das mittlere System in der Größenordnung des bisherigen Modells.

Die direkten Ursachen der Abweichungen sind auf Grund der vielartigen Änderungen nicht einfach zuzuordnen und würden zur Klärung aufwändiger Untersuchungen vor allem auch über weitere und hohe Belastungsbereiche bedürfen. Insbesondere die Fertigungsqualität der Oberflächen (hartgedreht vs. geschliffen) dürfte einen signifikanten Einfluss ausmachen.

Auch in dieser Darstellung zeigt sich auf der Basis der vorliegenden Datenpunkte die Tendenz zu einer Verschiebung der Verschleißintensitäten zu niedrigeren Werten bei kleineren Reibdurchmessern (vgl. Abschnitt 9.3.4). Grundsätzlich zeigt das Beispiel, dass sich die Verschleißintensität durch die Systemparameter (Oberflächenqualität, Schmierstoff, zur Verfügung stehende

Schmierstoffmenge, Andrucksteifigkeit, ...) wesentlich beeinflussen lässt – es ist also immer das tribologische Gesamtsystem relevant.

9.4 Interpretation und Stichversuch zum „Aufschiebeverschleiß“

Die in 9.2 bis 9.3.5 dargestellten Sachverhalte zeigen grundsätzliche Effekte auf:

- bei höheren Flächenpressungen fällt der Verschleiß trotz identischer spezifischer Reibarbeit deutlich größer aus
- die Baugröße (mittlerer Reibdurchmesser) nimmt Einfluss auf die Verschleißintensität, der Effekt steigt mit höheren nominellen Flächenpressungen
- weniger steifes Trägerringmaterial kann die Verschleißrate erhöhen, der Effekt steigt mit höheren nominellen Flächenpressungen
- die elastische Ringaufschiebung erhöht sich für eine Baugröße bei Verringerung der Ringsteifigkeit
- die elastische Ringaufschiebung ist bei veränderter Baugröße und gleichem Ringquerschnitt unter identischer Axialkraft nur gering verändert
- der Ring- ggf. Konuswinkel (gemessen jeweils am lastfreien Bauteil) kann sich verschleiß-/setzbedingt über die Versuchslaufzeit ändern

Im Folgenden werden die Mechanismen der angeführten Effekte erklärt und diskutiert:

Wie in Abbildung 9.8 gezeigt, erhöht sich bei verringerter Ringsteifigkeit bzw. größerem Ringdurchmesser die Neigung zur „Ringstülpung“. Dadurch wird die Pressungsüberhöhung am großen Ringdurchmesser verstärkt. Dies kann durch höhere thermische Belastung zu erhöhtem Verschleiß bzw. auch zu erhöhtem Setzen des Belags im höher belasteten Bereich führen. Der lokal erhöhte Verschleiß bzw. das Setzen kann zur „Selbsteilung“ der Pressungsüberhöhung führen. Der Ringwinkel verändert sich dabei hin zum idealen Winkel, bei dem eine gleichmäßige Pressungsverteilung vorliegen würde. Der Idealfall dieser Modellvorstellung ist in Abbildung 9.29 dargestellt. Ein Verschleiß der Gegenkonusreibfläche wirkt sich nach dem selben Prinzip aus. Zudem ändert sich das „Führungsverhalten“ des Konuskontakts, das zusätzlich durch Winkel-Mismatch beeinflusst ist – dies wird in Reibwertschwankungen innerhalb der Rutschphase sichtbar.

Weiterhin würde sich der axiale Aufschiebeweg bei verringerter axialer Steifigkeit des Rings erhöhen. Es erscheint möglich, dass ein überlagerter Verschleiß-Mechanismus in einer Quer-Reibbeanspruchung des Reibbelages durch Ringaufschiebung (d. h. quer zur Bearbeitungs- und Laufrichtung am Konus) bestehen kann. Zu Beginn der Rutschphase während des Kraftanstiegs nimmt die Quer-Reibbeanspruchung noch geringen Einfluss, da noch ein (verschleiß)schützender Schmierfilm vorhanden ist. Zum Schaltungsende ist der Schmierstoff verdrängt und der Ring muss sich vom Konus lösen, dabei ist Verschleiß bzw. eine Schädigung der Belagoberfläche möglich. Der Lösevorgang läuft beim gesperrten System in der Regel im Stillstand, d. h. ohne Umfangsbewegung unter langsamem Abbau der Flächenpressung ab. Im realen System kann dies ähnlich

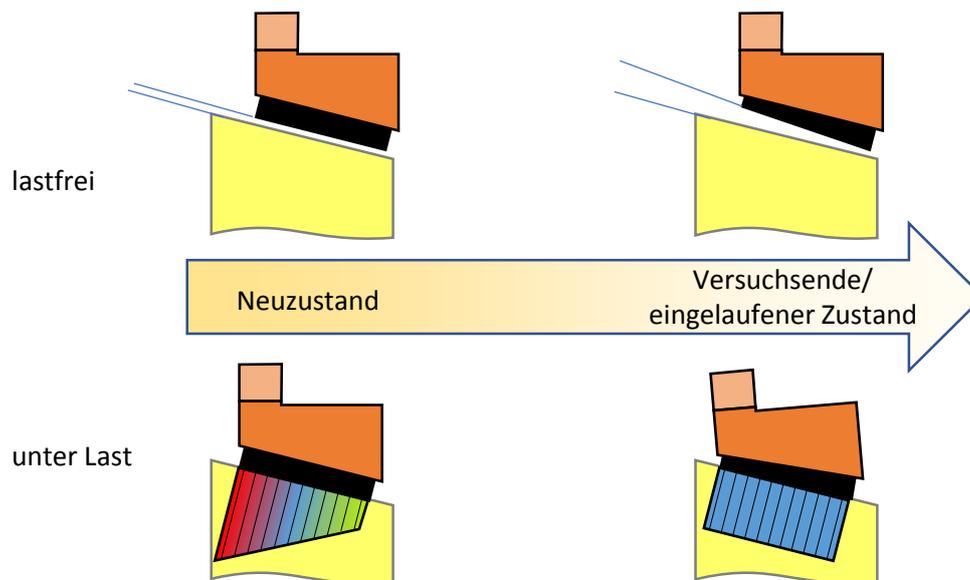


Abbildung 9.29: Winkeländerung und Selbstheilung der Pressungsverteilung

sein, ggf. werden durch dynamische Effekte oder Schleppmomente Tangentialspannungen eingebracht und beim Lösen baut sich eine geringe Umfangsgeschwindigkeit auf. Bei Verklemmen des Synchronrings auf dem Konus ist ein Losbrechen beim Einspurvorgang nötig.

Um sich dieser Fragestellung zu nähern werden zwei Stichversuche mit ausschließlich axialem Anpressen des Synchronrings auf den Konus ohne Verrichtung von Reibarbeit in Umfangsrichtung durchgeführt:

1. ca. 230 Pressvorgänge à 100 s, 1850 N
2. 100.000 Pressvorgänge à 0,233 s, 1850 N, dazwischen „Losbrechen“ des Rings (geringe Verdrehung ohne Anpressen)

Die Gesamtanpressdauer und Kraft entspricht dabei den Bedingungen aus einem Dauerschaltversuch mit 8 N/mm^2 . Die Temperatur wird so hoch wie möglich gewählt ($105 \text{ }^\circ\text{C}$ Öl-, $100 \text{ }^\circ\text{C}$ Konustemperatur). Beiden Tests wird ein Einlauf von 1000 Schaltungen (4 N/mm^2 , 4 m/s , $0,43 \text{ J/mm}^2$) vorgeschaltet. Durch die Verdrehung beim Losbrechen wird der Ring jedesmal in einer anderen Stellung auf den Konus angepresst.

Im ersten Fall ergibt sich ein „Setzen/Verschleiß“ von ca. $0,015 \text{ mm}$, im zweiten Fall von ca. $0,04 \text{ mm}$. Das deutet darauf hin, dass die Reibflächen auch allein durch die häufige axiale Aufschiebebewegung verschleifen bzw. sich setzen können.

10 Zusammenfassung der Untersuchungsergebnisse

An Hand der abstrahierten Kernfragestellungen aus der Zielsetzung werden die wichtigsten Untersuchungsergebnisse zusammengefasst.

Visualisierung der Beölungssituation

→ **Kapitel 4** Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Fluoreszenzanalyse erstmals für Synchronisierungen angepasst und eingesetzt. Sie ermöglichte in diesem Kontext eine schnelle, qualitative Aussage über Schmierstoffverteilung, -speicherung und -transportwege bei verschiedenen Reibmaterialien und ist ein Hilfsmittel bei der Belags- und Systementwicklung. Damit können insbesondere Kavitäten, Transportkanäle und Gasblasen im (Reib-)Kontakt identifiziert werden. Das Verfahren ist außerdem mit überschaubarem Aufwand im industriellen Laborumfeld umsetzbar und liefert Informationen, die derzeit mit simulativen Methoden nicht erreicht werden können. Speziell in Synchronisierungen und Kupplungen können beispielsweise Auswirkungen der verschiedenen Beölungszustände in der Einbausituation näher untersucht werden: Beölung durch den Ölnebel im Getriebegehäuse, Innenbeölung und die bisher in Prüfstandsversuchen realisierte Einspritzung des Schmierstoffs von außen in die Synchronisierung. Die Methode konnte außerdem erfolgreich für die Beurteilung der Tribometerversuche angewendet werden und lieferte Erkenntnisse zur Bauteilausrichtung sowie zur Übertragbarkeit auf konische Reibflächen.

Darüberhinaus wurde ein Verfahren zur quantitativen Messung von Schmierfilmdicken erarbeitet, das sich für konstante Temperatur- und Reflexionsverhältnisse anwenden lässt. Mit dem Verfahren konnte die wirksame Topografie im belasteten Kontakt inhomogener Reibwerkstoffe ermittelt werden, die „von außen“ nicht zugänglich ist. Damit könnte das Verfahren auch bei einer Untersuchung der „Zerrüttung“ von porösen Reibbelägen (z. B. Karbonbeläge) Anwendung finden, um die (Bruch-)Mechanismen im Reibbelag ohne Demontage des Systems zu beobachten.

Zwischenzeitlich wurden an Synchronisierungen im Rahmen von Folgeprojekten am IMKT durch TOM WITTEK weitere Untersuchungen durchgeführt. Zur Verbesserung des Fluoreszenzverfahrens wurde auf Grund der Erkenntnisse des Autors und [Hei17] zur Eliminierung des Temperatur- und Reflexionseinflusses auf Zwei-Farbstoffsysteme mit Laseranregung übergegangen. Zusätzlich wurde mit einer Thermokamera die Temperaturverteilung im Reibkontakt über den Schaltungsverlauf aufgenommen und mit der Beölungssituation verglichen. Eine FVA-interne Vorstellung hierzu erfolgte auf der FVA-Infotagung 2019 [Wit19]). Das Forschungsheft zum Vorhaben FVA 403 V befindet sich nach Angaben des Instituts aktuell in Fertigstellung und wird im Anschluss von der FVA veröffentlicht.

Analyse der chemischen Zusammensetzung der Randschichten

—→ **Kapitel 5** Im Rahmen der dieser Arbeit zu Grunde liegenden Untersuchungen [SNP08] wurde das TOF-SIMS-Verfahren zur chemischen Analyse der Randschichten für Reibpaarungen in Synchronisierungen erstmalig angewendet. Die Bedeutung der Methode wurde von BRÜNING, MAYER, MÜHLENSTRODT, TOMIC, HENSEL, LAYHER und STOCKINGER am Physikalischen Institut der WWU und an der FZG der TUM erkannt und in parallelen und nachfolgenden Vorhaben zur Untersuchung von Synchronisierungen und der verwandten Lamellenkupplungen eingesetzt, um Erkenntnisse über die Grenzschichtzusammensetzung und Mechanismen der Additivanlagerung zu gewinnen [Brü10, ML14, May15, MSV19, TP09, HP10, HP14, LP09a, LP09b, Lay11, SMV⁺19, SM19].

Die TOF-SIMS stellt damit einen Schlüssel zur Erforschung der Wirkweise der Additive im Schmierstoff dar. Der Übertrag von Bestandteilen der Reibpartner sowie Anlagerungen von Additivkomponenten können aufgezeigt werden. In dieser Arbeit wurden beispielhaft die sich aus dem ZDDP bildenden glasartigen Phosphatinseln auf den Oberflächen sowie auch Bestandteile des Additivs Kalziumsulfonat nachgewiesen. Ein thermischer Einfluss auf die Bildung der Schichten konnte über die Kontaktzonen auf konischen und planen Gegenreibflächen sowie die Abbildung der Makrostruktur der Reibfläche ebenfalls gezeigt werden. Eine Herausforderung für TOF-SIMS-Untersuchungen auf den Reibbelägen bildet die ausgeprägte Oberflächentopografie.

Analyse der mechanischen Eigenschaften der Randschichten

—→ **Kapitel 6** Die Nanoindentierung konnte sowohl in Form von Mikrohärt- und E-Modul-Messungen als auch in Form von Ritztests auf die Stahl- und Messingproben angewendet werden. Die vorhandene Streuung in den Messergebnissen erklärt sich über die verfahrensbedingte Messgenauigkeit sowie Materialinhomogenitäten, welche durch intermetallische Phasen, Korngrenzen und Bearbeitungsverfahren (hier: Hartdrehen) verursacht werden. Durch Einsatz von verschiedenen Messkräften wurde in der äußeren und inneren Grenzschicht eine im Vergleich zum Grundmaterial höhere Härte nachgewiesen. Zudem wurden beanspruchungs- und verschleißbedingte Veränderungen in Mikrohärt und E-Modul ermittelt. Das Verfahren Scratch- bzw. Ritztest ermöglicht bei furchender Beanspruchung Aussagen über die elastischen und plastischen Verformungsanteile in flächennormaler Richtung. Die neu eingeführte Reibwertformel führt zur lokalen rauheitsflankentangentialen Berechnung im Gegensatz zur bisher üblichen gesamtflächenparallelen Betrachtung.

Nanoindentierung und Ritztests wurden eigentlich für „glatte“ Oberflächen entwickelt und sind daher auf ausgeprägten Oberflächentopografien (z. B. der Streusinter- und Karbonbeläge) nur unter großem Aufwand und sehr eingeschränkt durchführbar. Es zeigt sich, dass Ritztests mit ansteigender Kraft auf vergleichsweise rauhen Oberflächen und quer zur Bearbeitungsrichtung nur bedingt aussagekräftig sind und daher besser auf den „Höhenzügen“ in Bearbeitungsrichtung stattfinden sollten. Optional könnte über Ritztests mit kleinen, konstanten aber mehreren unterschiedlichen Kräften sowie kurzen Ritzlängen nachgedacht werden.

Vergleich Tribometerversuch/Bauteilversuch

→ **Kapitel 7** sowie **Abschnitte 5.3, 4.4** Trotz nominell gleicher spezifischer Reibbeanspruchung ergaben sich für die konischen und planen Reibflächen abweichende Reibwertverhalten. Dies konnte zum einen auf die thermische Situation bedingt durch Unterbrechungen des Kontakts bei der Stift-Scheibe-Anordnung sowie zum anderen mit Hilfe der Fluoreszenzmethode auf Ausrichtungsfehler zurückgeführt werden. Zur Erreichung der Übertragbarkeit von Laborversuchen mit planer Reibfläche (auf die konische Reibfläche in der Synchronisierung) wird daher der Einsatz eines anderen Systems vorgeschlagen: der plane Reibkontakt sollte vergleichbar einer Kupplungslamelle ringförmig in Form einer „Topfscheibe“ bzw. Disc-Disc ausgeführt werden. Dies hat den Vorteil, dass durch die Fertigung „am Stück“ und damit eingeschränkte Form- und Lagetoleranzen beim Aufbringen des Reibbelags ein Aufschwimmen wie bei den Stiften vermieden wird. Ein besonderes Augenmerk ist dann auf die Steifigkeit und Lagerung des planen Rings zu richten. Zudem entspricht die Ölführung dem konischen Kontakt und die Nutung kann vergleichbar wie beim konischen Ring gestaltet werden. Es wird empfohlen, konische sowie plane Reibdurchmesser und die Reibbreiten (und damit auch die nominelle Reibfläche) bei beiden Systemen gleich zu wählen und nur über die Anpassung der Axialkraft die vergleichbaren Bedingungen (Flächenpressung) herzustellen. Ein Nachteil der ringförmigen, planen Reibfläche liegt im höheren Materialverbrauch gegenüber der Konusabwicklung und den hohen Anpresskräften.

Einfluss wechselnder Drehrichtungen

→ **Kapitel 8** Die Untersuchungen zum Einfluss wechselnder Drehrichtungen auch mit unterschiedlichen Verteilungen (2:1 bzw. 1:2) und stochastischen Drehrichtungswechseln haben bei hohen thermischen Beanspruchungen gezeigt, dass es im Fall des metallisch gebundenen Streusinterbelages deutliche Unterschiede zwischen einsinniger und wechselnder Beanspruchung gibt. Je „einsinniger“ die Beanspruchungsart, d. h. je mehr Schaltungen in der gleichen Drehrichtung aufeinanderfolgen, desto stärker tritt der Charakter der einsinnigen Beanspruchung in Form einer Reibwerthochlage zu Versuchsbeginn hervor. Das Verschleißverhalten unterscheidet sich dagegen drehrichtungsabhängig nur gering. Der Karbonbelag reagiert auf wechselnde Drehrichtungen mit einem geringer ausgeprägten Reibwertabfall zum Versuchsende, was im realen System einer stabileren Sperrstellung zu Gute kommt. Auf Grund der Streuung der Verschleißbeträge ist eine Aussage über die Verschleißänderung schwierig – es scheint, als ob der Verschleiß bei wechselnder Drehrichtung geringfügig höher ausfällt.

Insbesondere vor dem Hintergrund der Anwendung „Synchronisierung“ stellen Versuche mit wechselnden Drehrichtungen einen Schritt in Richtung praxisnäherer Prüfbedingungen dar und lassen mögliche Probleme rechtzeitig erkennen.

Eine Vertiefung der Untersuchungen kann vor allem vor dem Hintergrund von hohen Lastwechselzahlen in NFZ auch für andere Reib- oder Kontaktmaterialien sinnvoll sein. Dies betrifft sowohl das Reibverhalten, das mikro- bzw. nanoskopische Verschleißverhalten als auch die Tiefenschädigung (z. B. „Zerrüttung“).

Geometrieinfluss bei gleichbleibendem oder verändertem Ringquerschnitt

—→ **Kapitel 9** Die Einflüsse der Baugröße bzw. Steifigkeit auf das Reibungs- und Verschleißverhalten wurden an Hand von gegen Durchschalten gesperrten Synchronisierungen in Stufen- und Dauerschaltversuchen untersucht. Es kamen Modellkonen zum Einsatz, die eine vollflächige Auflage des Reibbelags ermöglichen sowie Ringe mit Karbonbelag in drei Reibdurchmessern (55, 76 und 119 mm), zwei Trägerringmaterialien und verschiedenen Breiten. Durch die begleitenden FEM-Berechnungen hat sich bestätigt, dass durch die Modifikationen im Wesentlichen die Ringstülpung sowie die elastische Ringaufschiebung beeinflusst wird. Der Pressungsüberhöhung durch Ringstülpung kann durch gezielte Winkelabweichung von Konus und Ring konstruktiv entgegengewirkt werden, jedoch ist eine lastabhängige Auslegung dieser Maßnahme notwendig. Eine Anwendung dieser Erkenntnisse wurde zwischenzeitlich durch [BTLK09] aufgegriffen und damit eine geringere Verschleißrate erzielt.

Es hat sich gezeigt, dass die Taktzeit im Prüfstandsversuch durch die Temperaturbeeinflussung in den Bauteilen einen wesentlichen Einfluss auf die Reibwertentwicklung nimmt. Dies gibt für die Praxis die Empfehlung, nicht die Taktzeit sondern die Bauteil- bzw. Konustemperatur als Kriterium für die nächste Schaltung festzulegen. Dadurch können auch in Stufenversuchen „gleiche“ Startbedingungen für jede Schaltung garantiert werden, unabhängig von der vorherigen Schaltung.

11 Schlussfolgerungen

Es stellt sich die Frage, welche Erkenntnisse hinsichtlich Reibungs- und Verschleißverhalten aus der Zusammenschau der Ergebnisse der Untersuchungsmethoden gezogen werden können. Dies wird im Folgenden überwiegend am Beispiel der Messingreibpaarung erörtert:

In den Ritzversuchen wurde für den Messingring bei geringsten Kontaktkräften bis ca. 200-300 μN ein Reibwertanstieg auf 0,2 festgestellt. Die plastische Verformung beginnt kurz vor diesem Bereich und steigt fast sprunghaft auf ca. 10 nm (Abbildung 6.6). Im zugehörigen Synchrover- such wurde zu Schaltungsende ein Reibwert von 0,125 ... 0,13 ermittelt (vgl. SSV Abbildung 7.2, mittlere Laststufe) während der Reibwert bei höheren Gleitgeschwindigkeiten geringer ist.

Zum Schaltungsende ist auf Grund der geringen Differenzgeschwindigkeit von Grenzreibung auszugehen (keine Hydrodynamik), vgl. [PGW⁺00]. Dies würde im direkten Ablesen in der Scratch-Reibwertkurve einer Kraft von 250 μN und einem mittleren „Eindringen“ von ca. 3 nm entsprechen. Dies wäre innerhalb der auf Basis des Ritztests abgeschätzten äußeren Grenzschicht.

Aus dem zugehörigen Versuch ist im Mittel eine oberflächennormale Verschleißintensität von 0,03 mm/100 000 Schaltungen bekannt. Dies entspricht einem „flächigen“ Abtrag von 0,03 nm pro Schaltung an Konus und Ring. Ein Furchungverschleiß von 3 nm je Schaltung würde einen deutlich höheren Verschleiß erzeugen, dies kann somit nicht der alleinige Verschleißmechanismus sein bzw. auch nicht als alleiniger Verursacher des Reibmoments in Frage kommen.

An dieser Stelle kommen die Erkenntnisse aus den TOF-SIMS-Untersuchungen ins Spiel: Die thermische Beanspruchung durch den Energieeintrag der Schaltung sorgt für sich erneuernde Grenzschichten [Brü10]. Damit besteht nun die Möglichkeit, dass sich abgetragene Stellen der äußeren Grenzschicht regenerieren. Hierdurch kann der Verschleiß zumindest teilweise „rückgän- gig“ gemacht werden.

Da aus der Topografie der Reibflächen weiter hervorstehende Erhebungen bekannt sind, ergibt sich entsprechend der Mischreibungsvorstellung im Zusammenspiel der Reibpartner punktuell auch tieferes Eindringen, mit dementsprechend höheren Reibwerten auch oberhalb von 0,2. Daher ist davon auszugehen, dass auch kurz vor dem Stillstand auf einem großen Teil der Kontaktfläche noch geringere Kontaktpressungen mit noch geringeren Reibwerten vorliegen und dann ein paar Einzelkontakte den globalen, mittleren Reibwert von 0,125 ... 0,13 herstellen.

Auf Grund der hydrodynamischen Effekte liegt der Reibwert bei Differenzgeschwindigkeit niedriger. Insbesondere die Rauheiten sorgen für Mikro-Hydrodynamik. Es erfolgt eine Trennung der Kontakte durch den Schmierfilm, so dass das Reibmoment zum einen Teil durch Fluidreibung und zu einem geringeren Teil noch durch Grenzflächenberührungen bzw. Furchung bestimmt ist.

Die optischen Untersuchungen sowie die Betrachtungen zur Ringsteifigkeit haben gezeigt, dass die lokale Flächenpressung von der nominellen abweicht. Durch die Stülpung können beispiels- weise am kleinen Reibdurchmesser höhere Pressungen ($p > p_m$) auftreten als am kleinen Reib- durchmesser (dort $p < p_m$). Dadurch verändern sich auch die tatsächlichen Pressungen der Einzelkontakte und es finden mehr bzw. weniger Kontakte statt. Für den Karbonbelag ist aus

der optisch ermittelten Fluidfilmdickenanteilkurve zu sehen, dass die Einzelkontakte auch bei hoher nomineller Pressung nur in einem Bruchteil der Gesamtreibfläche auftreten.

Durch die lokalen Pressungsunterschiede ergeben sich gemäß der obenstehenden Betrachtungen auch lokale Unterschiede in Verschleiß und Reibwert. Der global ermittelte Reibwert am Beispiel der Einfachsynchonisierung (Formel 11.1) setzt sich demnach als Summe der Reibkräfte in den Einzelkontakten und der hydrodynamischen Scheranteile der restlichen Fläche in Reibrichtung zusammen, zum Schaltungsende wird der hydrodynamische Anteil Null:

$$\mu_{global} = \frac{\sin \alpha}{F_{ax}} \left[\sum_{\text{Einzelkontakte}} (F_{N,i} \cdot \mu_i) + \iint_{F,hydro} \left(\eta \frac{dv}{dh} \right) d\sigma \right] = \frac{T_R \cdot \sin \alpha}{F_{ax} \cdot \frac{d_m}{2}} \quad (11.1)$$

Im Zusammenspiel der ersten bzw. erweiterten Anwendung der vorgestellten Untersuchungsmethoden für Synchronisierungen ergeben sich plausible und konsistente Erkenntnisse zu den Einflüssen auf Reibwert und Verschleiß. Für die direkte Ermittlung des Reibwerts sind jedoch weiterführende Untersuchungen und Berechnungen nötig.

Ausblick: experimentell gestützte Simulation In der vorliegenden Arbeit wurden experimentelle Methoden erfolgreich konzipiert, angewendet und erprobt. Daraus konnten Erkenntnisse über die Mechanismen in den Reibkontakten von Synchronisierungen abgeleitet werden, die nun zunächst konzeptionell in der Produktentwicklung berücksichtigt werden können.

Die Vorstellungen von Produktentwicklung gehen aber vor allem in die Richtung einer vollständigen simulativen Systembeschreibung mit der idealen(!) Zielvorstellung, dass sich Tests mit realen Komponenten erübrigen. Zum heutigen Stand und auch auf absehbare Zeit ist jedoch eine Ergänzung durch Versuche unabdingbar. Die Modelle müssen zum einen mit im Versuch ermittelten Parametern gespeist und zum anderen an Hand von Versuchen validiert werden. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden leisten in ihrer Kombination in diesen beiden Punkten Beiträge zur Systembeschreibung und Modellerstellung und werden somit auch in der „virtuellen Welt“ angewendet und integriert.

Reibbeläge wurden in Simulationen bisher unscharf als „Einschichtsystem“ mit homogenen Eigenschaften betrachtet. Hier leisten die Ergebnisse der wirksamen Topografie im Kontakt einen Input für lokal aufgelöste Mikrokontakt- und Fluidsimulationen welche wiederum durch Bauteilversuche verifiziert und validiert werden. Weiterhin kann eine Einzelkontaktsimulation im Abgleich mit mechanischen Grenzschichtuntersuchungen parametrisiert und abgeglichen werden. Schließlich muss die Gesamtsystemsimulation mit dem realen Verhalten überprüft werden.

Die wesentliche Fragestellung bei nasslaufenden Reibkontakten wie hier bei Synchronisierungen ist, das Reibungs- und ggf. auch das Verschleißverhalten vorherzusagen. Die Herausforderung liegt in der Simulation über mehrere Größenordnungen:

- Bauteile $10^2 \dots 1$ mm
- Schmierpalttdicke $< 1 \dots 0,0001$ mm (oder noch kleiner)
- Rauheitserhebung $0,001$ mm
- Grenzschichtdicke $< 0,0001$ mm

Daher bietet es sich an, in den kleineren Größenordnungen auf abstrahierte Submodelle zurückzugreifen (vgl. [Bac03, Wen16]). Der Vorteil ist, dass dann eine schnellberechnende Interpolationsmatrix/-formel ähnlich einer analytischen Lösung verwendet werden kann und nicht für jeden (wiederholten) Bedarf das Submodell neu gelöst werden muss.

In Abbildung 11.1 wird ein Ansatz gezeigt, wie ein mehrstufiges und mehrskaliges Simulationsmodell für Bauteile mit nassen Reibkontakten aussehen könnte:

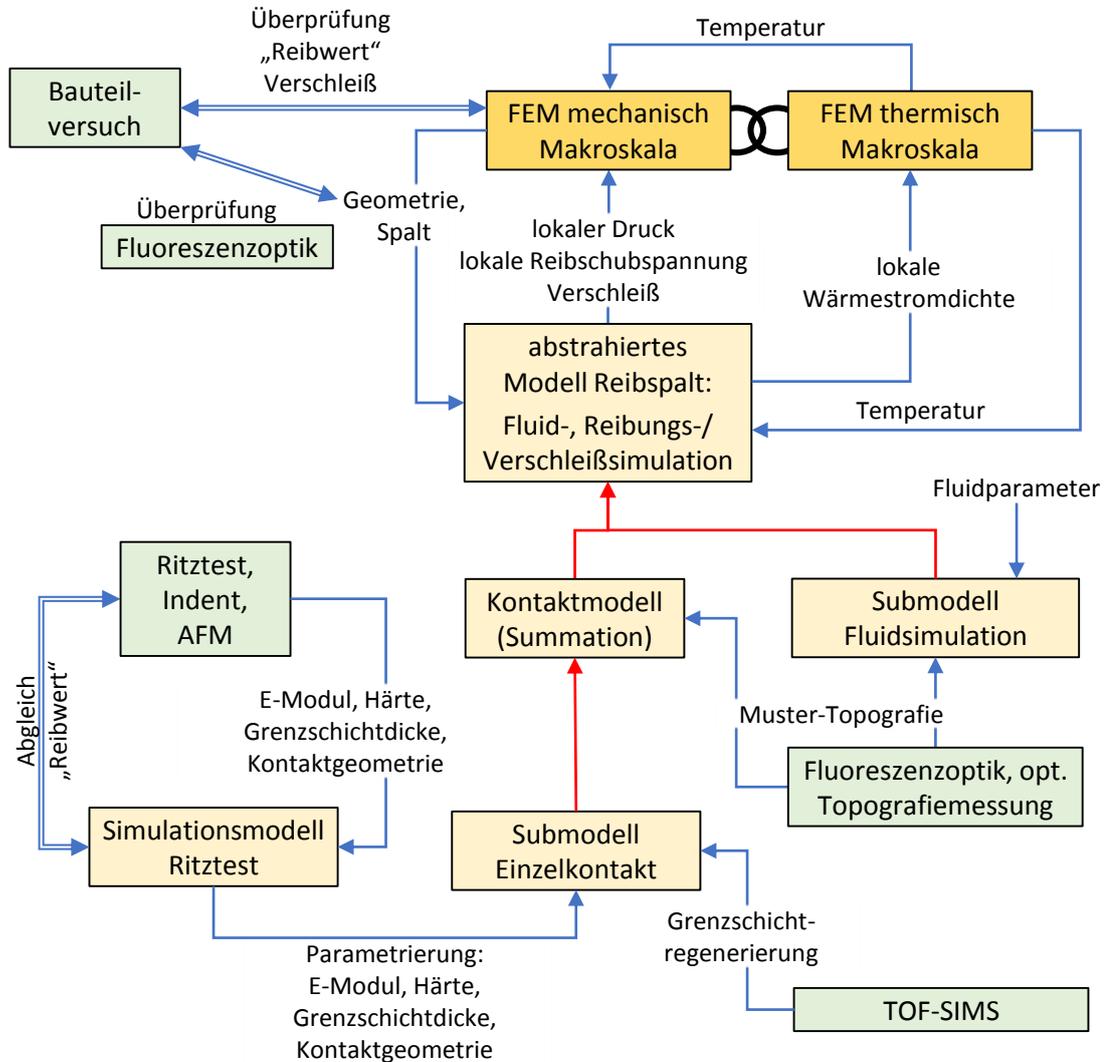


Abbildung 11.1: Skizze Simulationsmodell für Bauteile mit nassen Reibkontakten

Grundbaustein ist wie bei [Erd08] eine gekoppelte mechanisch-thermische 3D-FEM-Simulation allerdings mit dem Unterschied, dass lokale Vorgänge im Reibspalt über ein abstrahiertes Modell zur Fluid-, Reibungs- und Verschleißsimulation, z. B. mittels Flussfaktoren oder Flusstensoren (vgl. [Bac03]) in die FEM-Rechnung integriert werden. Dieses abstrahierte Reibspaltmodell wird aus einer vorherigen Fluidsimulation mit einer real vermessenen Topografie sowie einem Kontaktmodell mit einer repräsentativen Summe von Einzelkontakten, vgl. Formel 11.1 gebildet. In diesen beiden Teilmodellen wird davon ausgegangen, dass sich die Oberflächen auf dem Bauteilumfang „ähneln“ und damit wiederholen, es unterscheiden sich dann nur die Abstände/Spalte der Partnerflächen.

Das Kontaktmodell basiert auf einem Einzelkontaktmodell, d.h. der Berührung zweier einzelner Rauheitserhebungen. Die Parametrierung erfolgt durch Übernahme der Parameter z. B. E-Modul, Härte, Grenzschichtdicke, ... aus einer Ritztest-Simulation, die im Abgleich mit realen Ritztests sowie u. a. Härtemessungen parametrierung wird. Bei den Ritztests könnte an dieser Stelle zum besseren Abgleich der nanoskopischen Verformungsmechanismen und -modelle unter Berücksichtigung des Kontaktwinkels der Spitze über den Einsatz von kleinen, konstanten aber mehreren unterschiedlichen Kräften nachgedacht werden. In das Einzelkontaktmodell fließen zudem die Erkenntnisse aus der Regenerierung von Grenzschichten aus den TOF-SIMS-Untersuchungen ein, sodass dann auch der Verschleißmechanismus abgebildet werden kann.

Mit einem derartigen Simulationsmodell, könnten für den kompletten Reibkontakt unter Berücksichtigung des Gesamtsystems lokale Tragfilmdicken bzw. Festkörperkontakte und somit Reibwerte und -kräfte ermittelt werden. Somit wird die lokale, lastzonenabhängige Verschleißvorhersage möglich. Im Idealfall erlaubt das Modell sogar die Vorhersage von Hot-Spots und könnte bei iterativer Durchführung über viele Lastzyklen den Verschleißzustand am Lebensdauerende voraussagen.

Die Verifizierung und Validierung des Modells muss schlussendlich auf höchster Ebene im Abgleich mit Bauteilversuchen erfolgen. Verschleiß- und Reibwertverhalten im makroskopischen Maßstab sowie die Schmierfilmhöhe werden dabei mit den in dieser Arbeit dargestellten Methoden ermittelt. Zusätzlich wäre eine genaue Ringvermessung mit Zwischenvermessungen während des Versuchs nötig, um das „Tragbild“ über die Versuchsdauer zu erhalten. Die Fluoreszenzmethode kann an dieser Stelle unterstützen, den Verschleißzustand ohne Demontage zu erfassen (Winkel, Axialverschleiß, Topografie).

Literaturverzeichnis

- [Acu16] ACUNER, R.: *Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen*. München, TU München, Dissertation, 2016
- [Acu17] ACUNER, R.: *FVA-Heft. Bd. 1221: Schädigungsmechanismen Carbon-Reibwerkstoffe*. Frankfurt : FVA, 2017
- [ADA18] ADAC: *Schaltung oder Automatik: Stärken und Schwächen*.
<https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/ausstattung-technik-zubehoer/ausstattung/schaltung-oder-automatik-getriebe/>
abgerufen am 08.04.2020. Stand: 2018
- [ADLP98] ARCOUMANIS, C.; DUSZYNSKI, M.; LINDENKAMP, H.; PRESTON, H.: Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine Using LIF. In: *SAE 1998 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1998 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/982435
- [ADPP98] ARCOUMANIS, C.; DUSZYNSKI, M.; PYKE, E.; PRESTON, H.: Cold-start Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine. In: *SAE 1998 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1998 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/982436
- [AHBCS05] ABDEL-HALIM, N. A.; BARTON, D. C.; CROLLA, D. A.; SELIM, A. M.: Performance of multicone synchronizers for manual transmissions. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 214 (2005), Nr. 1, S. 55–65.
DOI:10.1243/0954407001527213
- [AJEPM03] ABDEL-JABER, G.; ERDMANN, K.; POLL, G.; MOUSA, M.: Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen Oberflächentopographie, Betriebsbedingungen und Reibungsverhalten bei Synchronisierungen mit einem molybdänbeschichteten Reibpartner. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß* Bd. II, GfT, 2003, S. 68/1ff
- [AKTO06] AZUSHIMA, A.; KUBA, S.; TANI, S.; OLSSON, D. D.: Direct observation of asperity deformation of specimens with random rough surfaces in upsetting and indentation processes. In: *Wear* 260 (2006), Nr. 3, S. 258–264.
DOI:10.1016/j.wear.2005.04.022

- [AMK98] AZUSHIMA, A.; MIYAMOTO, J.; KUDO, H.: Effect of Surface Topography of Workpiece on Pressure Dependence of Coefficient of Friction in Sheet Metal Forming. In: *CIRP Annals* 47 (1998), Nr. 1, S. 479–482.
DOI:10.1016/S0007-8506(07)62879-0
- [AP12] ACUNER, R.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 1028: *CARBON Ölverträglichkeit*. Frankfurt : FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V, 2012
- [AP14] ACUNER, R.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 1108: *Carbon-Ölverträglichkeit II*. Frankfurt : FVA, 2014
- [Arc53] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. In: *Journal of Applied Physics* 24 (1953), Nr. 8, S. 981–988.
DOI:10.1063/1.1721448
- [Arc59] ARCHARD, J. F.: The temperature of rubbing surfaces. In: *Wear* 2 (1959), Nr. 6, S. 438–455.
DOI:10.1016/0043-1648(59)90159-0
- [AT00] AZUSHIMA, A.; TANAKA, T.: Lubricant Behavior Trapped within Pockets on Workpiece Surface in Lubricated Upsetting by Means of Direct Fluorescence Observation Technique. In: *CIRP Annals* 49 (2000), Nr. 1, S. 165–168
- [AYYK96] AZUSHIMA, A.; YONEYAMA, S.; YAMAGUCHI, T.; KUDO, H.: Direct Observation of Microcontact Behavior at the Interface between Tool and Workpiece in Lubricated Upsetting. In: *CIRP Annals* 45 (1996), Nr. 1, S. 205–210.
DOI:10.1016/S0007-8506(07)63048-0
- [Azu05] AZUSHIMA, A.: In lubro 3D measurement of oil film thickness at the interface between tool and workpiece in sheet drawing using a fluorescence microscope. In: *Tribology International* 38 (2005), Nr. 2, S. 105–112.
DOI:10.1016/j.triboint.2004.04.006
- [Azu06] AZUSHIMA, A.: In situ 3D measurement of lubrication behavior at interface between tool and workpiece by direct fluorescence observation technique. In: *Wear* 260 (2006), Nr. 3, S. 243–248.
DOI:10.1016/j.wear.2005.01.053
- [Bac03] BACKHAUS, K.: *Instationärer Tragkraft- und Reibmomentaufbau bei Kurbelwellen-Axiallagern und Synchronisierungen unter partiellem Mischreibungskontakt*. Kassel, Kassel Univ.-Press, Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2003, 2003
- [Bac13] BACK, O.; HOERBIGER (Hrsg.): *CompactLINE*.
<https://www.hoerbiger.com/upload/file/productpresentationcompactline.pdf>
abgerufen am 02.12.2017. Stand: 2013

- [Bar94] BARTZ, W. J.: *Kontakt & Studium*. Bd. Bd. 433 : Tribologie: *Additive für Schmierstoffe*. Renningen-Malmsheim : Expert-Verl., 1994
- [Bar01] BARTEL, D.: *Fortschritte in der Maschinenkonstruktion*. Bd. 2001,1: *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen*. Aachen : Shaker, 2001
- [BAS13] BASF COATINGS GMBH (Hrsg.): *Gib Kratern keine Chance*.
http://www.basf-coatings.com/global/ecweb/de_DE/function/conversions:/publish/content/sustainability/pdf/Kraterbroschuere.pdf. Stand: 2013
- [Bau13] BAUMANN, A.: *Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2013.
 DOI:10.18419/opus-4550
- [BJ02] BUBERT, H.; JENETT, H.: *Surface and Thin Film Analysis*. Weinheim, FRG : Wiley-VCH Verlag GmbH, 2002.
 DOI:10.1002/3527600167
- [Blo63] BLOK, H.: The flash temperature concept. In: *Wear* 6 (1963), Nr. 6, S. 483–494.
 DOI:10.1016/0043-1648(63)90283-7
- [BMT93] BROWN, M. A.; MCCANN, H.; THOMPSON, D. M.: Characterization of the Oil Film Behaviour Between the Liner and Piston of a Heavy-Duty Diesel Engine. In: *SAE 1993 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1993 (SAE Technical Paper Series).
 DOI:10.4271/932784
- [Brü10] BRÜNING, C.: *Massenspektrometrische Untersuchungen zum Einfluss der Temperatur auf die Bildung und Zusammensetzung tribologischer Schichten nasslaufender Synchronisationsreibkörper*. Münster, 2010
<http://miami.uni-muenster.de/servlets/DocumentServlet?id=5533>
- [BTLK09] BACK, O.; TARANTINI, C.; LEDEZKY, E.; KRENKLER, J.: SKS - Neues Synchrosystem für moderne Getriebe. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2009*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2009 (VDI-Berichte)
- [CH15] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
 DOI:10.1007/978-3-8348-2236-9
- [CR98] COPPETA, J.; ROGERS, C.: Dual emission laser induced fluorescence for direct planar scalar behavior measurements. In: *Experiments in Fluids* 25 (1998), Nr. 1, S. 1–15.
 DOI:10.1007/s003480050202

- [CRPK97] COPPETA, J.; ROGERS, C.; PHILIPPOSIAN, A.; KAUFMAN, F. B.: Characterizing Slurry Flow During CMP Using Laser Induced Fluorescence. In: *Proceedings / Second International on Chemical-Mechanical Planarization for ULSI Multilevel Interconnection Conference (CMP-MIC)*. Tampa, Fla. : VMIC, 1997
- [CWS93] CHANG, H. S.; WAYTE, R.; SPIKES, H. A.: Measurement of Piston Ring and Land Temperatures in a Firing Engine Using Infrared. In: *Tribology Transactions* 36 (1993), Nr. 1, S. 104–112.
DOI:10.1080/10402009308983138
- [DC95] DEARLOVE, J.; CHENG, W. K.: Simultaneous Piston Ring Friction and Oil Film Thickness Measurements in a Reciprocating Test Rig. In: *SAE 1995 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1995 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/952470
- [Dew16] DEWITZ, I.: *FVA-Heft. Bd. 1200: Schaltqualität*. Frankfurt : FVA, 2016
- [DM90] DABROWSKI, J. R.; MEYER, K.: Tribologisch wirksame Additive - Eigenschaften und Bedeutung von Reaktionsschichten. In: BARTZ, W. J. (Hrsg.): *Kraftfahrzeug-Schmierung - Internationales Kolloquium 16. - 18. Januar 1990* Bd. 1. Ostfildern, 1990, S. 3.6 – 1–14
- [Doğ01] DOĞAN, S. N.: *Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2001.
DOI:10.18419/opus-4002
- [DRD99] DÜSTERHÖFT, H.; RIEDEL, M.; DÜSTERHÖFT, B.-K.: *Einführung in die Sekundärionenmassenspektrometrie -SIMS-*. Stuttgart : Teubner, 1999 (Teubner-Studienbücher Physik)
- [Dus] DUSZYNSKI, M.: *Measurement of lubricant film thickness in reciprocating engines*, Imperial College London, PhD Thesis,
<https://spiral.imperial.ac.uk:8443/handle/10044/1/8268>
- [ECS93] ENTHOVEN, J. C.; CANN, P. M.; SPIKES, H. A.: Temperature and Scuffing. In: *Tribology Transactions* 36 (1993), Nr. 2, S. 258–266.
DOI:10.1080/10402009308983157
- [Eis66] EISENBRAND, J.: *Fluorimetrie*. Stuttgart : Wiss. Verl.-Ges, 1966
- [Erd03] ERDMANN, K.: *Forschungsheft / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Bd. 713: Entwicklung eines Prüfverfahrens zur Bestimmung des Wirkungsgrades von Mehrfachsynchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2003
- [Erd05] ERDMANN, K.: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik. Bd. 764: Einfluss von Betriebsparametern auf den Wirkungsgrad von Mehrfachsynchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2005

- [Erd08] ERDMANN, K.: *Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchronisierungen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2008.
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh08/584105584.pdf>
- [FB11] FRIEDBACHER, G.; BUBERT, H.: *Surface and Thin Film Analysis*. Weinheim, Germany : Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2011.
 DOI:10.1002/9783527636921
- [FF78] FORD, R.; FOORD, C. A.: Laser-based fluorescence techniques for measuring thin liquid films. In: *Wear* 51 (1978), Nr. 2, S. 289–297.
 DOI:10.1016/0043-1648(78)90267-3
- [FGS05] FUJITA, H.; GLOVNEA, R. P.; SPIKES, H. A.: Study of Zinc Dialkydithiophosphate Antiwear Film Formation and Removal Processes, Part I. In: *Tribology Transactions* 48 (2005), Nr. 4, S. 558–566.
 DOI:10.1080/05698190500385211
- [Fie13] FIETKAU, P.: *Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2013.
 DOI:10.18419/opus-4542
- [Fle76a] FLEISCHER, G.: Energiebilanzierung der Festkörperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleißberechnung (Teil I). In: *Schmierungstechnik* 7 (1976), Nr. 8, S. 225–230
- [Fle76b] FLEISCHER, G.: Energiebilanzierung der Festkörperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleißberechnung (Teil II). In: *Schmierungstechnik* 7 (1976), Nr. 9, S. 271–279
- [Fle77] FLEISCHER, G.: Energiebilanzierung der Festkörperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleißberechnung (Teil III). In: *Schmierungstechnik* 8 (1977), Nr. 2, S. 49–58
- [For75] FORD, R.: *The lubrication of high speed, gas turbine, roller bearings*. London, Ph.D. Thesis, 1975
- [FS04] FUJITA, H.; SPIKES, H. A.: The formation of zinc dithiophosphate antiwear films. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 218 (2004), Nr. 4, S. 265–278.
 DOI:10.1243/1350650041762677
- [FZG] STAHL, K. (Hrsg.): *FZG Ausstattung*.
<http://www.fzg.mw.tum.de/forschung/ausstattung/>
 abgerufen am 29.04.2017
- [Gat10] GATZEN, M.: *Wälzlagerschmierung mit polymerhaltigen Fetten*. Hannover, 2010
<http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:089-6357267935>

- [Gei03] GEIER, N.: *Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie*. Garching, TU München, Dissertation, 2003
- [Ger00] GERSTENBERGER, J.: *Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen*. Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 2000.
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e002/316405752.pdf>
- [GfT] GfT GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V. (Hrsg.): *Arbeitsblatt 7 - Tribologie: Definitionen, Begriffe, Prüfung*.
https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf
- [GHG05] GAAG, N.; HOLDERIED, M.; GEBHARD, F.: *Kupfer-Zink-Legierung sowie draraus hergestellter Synchronring*. Patent DE102005059391 . 13.12.2005
- [GSS16] GARCIA-ATANCE FATJO, G.; SMITH, E. H.; SHERRINGTON I.: Assessing lubricating film thickness between compression rings and engine cylinders: A comprehensive comparison of theoretical predictions and experimental measurements. In: ARANZABE, A. (Hrsg.); IGARTUA, A. (Hrsg.); ARNAIZ, A. (Hrsg.); ARANZABE, E. (Hrsg.); BARRIGA, J. (Hrsg.); CENOZ, I. (Hrsg.); TERRADILLOS, J. (Hrsg.); GARCÍA, J. (Hrsg.); ALARCÓN, J. (Hrsg.): *Lubmat'16*. Eibar-Gipuzkoa, 2016, S. 661ff.
- [Gui90] GUILBAULT, G. G. (Hrsg.): *Modern monographs in analytical chemistry*. Bd. 3: *Practical fluorescence*. 2. ed., rev. and expanded. New York : Dekker, 1990
- [GW66] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON J. B. P.: Contact of nominally flat surfaces. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 295 (1966), Nr. 1442, S. 300–319
- [GWI] GWI - GRAZYNA WALAWSKI INDUSTRIESAPPHIRE (Hrsg.): *Eigenschaften von Monokristall-Saphir*.
http://www.sappro.de/contentDEU/GWI_Saphir_Eigenschaften.pdf
 abgerufen am 13.06.2017
- [Hai38] HAIGH, V.: *Transmission Synchronizer*. Patent US2221896 . 09.06.1938
- [Hau94] HAUG, M.: *Quantifizierbarkeit der Kraftstoffverteilung in Verbrennungsmotoren mit Hilfe der laser-induzierten Fluoreszenz*. Aachen, Dissertation, 1994
- [Hei17] HEINEMANN, R. M.: *Vergleichende experimentelle Untersuchungen des Schmierfilms im auslassseitigen tribologischen System Ventölführung-Ventilschaft an einem befeuerten Motor unter Benzin- und Erdgasbetrieb*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2017

- [Her] HERAEUS QUARZGLAS GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Quarzglas für die Optik - Daten und Eigenschaften*.
https://www.heraeus.com/media/media/hqs/doc_hqs/products_and_solutions_8/optics/Daten_und_Eigenschaften_Quarzglas_fuer_die_Optik_DE.pdf
abgerufen am 13.6.2017
- [Her81] HERTZ, H. R.: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156–171
- [HGB17] HEUMESSER, B.; GRETZINGER, Y.; BERTSCHE, B.: Geräuschreduktion bei Fahrzeuggetrieben durch Lasteilverspannung mithilfe von Synchronisierungen. In: *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2017 (VDI-Berichte), S. 315–326
- [HH00] HIDROVO, C. H.; HART, D. P.: Dual Emission LASER Induced Fluorescence Technique (DELIF) for Oil Film Thickness and Temperature Measurement. In: STOCK, D. E. (Hrsg.): *Proceedings of the 2000 ASME Fluids Engineering Division summer meeting* Bd. FEDSM2000-11043. New York, NY : American Society of Mechanical Engineers, 2000
- [HH01] HIDROVO, C. H.; HART, D. P.: Emission reabsorption laser induced fluorescence (ERLIF) film thickness measurement. In: *Measurement Science and Technology* 12 (2001), S. 467–477
- [HH02] HIDROVO, C. H.; HART, D. P.: 2D Thickness and Temperature Mapping of Fluids by Means of a Two-Dye LASER Induced Fluorescence Ratiometric Scheme. In: *Journal of Flow Visualization & Image Processing* 9 (2002), S. 171–191
- [Hir01] HIRAIWA, K.: *Synchronizer for Speed Reducer*. Patent EP1340925A1 . 28.11.2001
- [Hir13] HIRAIWA, K.: *Shift device with synchronizer*. Patent EP2725250B1 . 24.10.2013
- [HLWB88] HOULT, D. P.; LUX, J. P.; WONG, V. W.; BILLIAN, S. A.: Calibration of Laser Fluorescence Measurements of Lubricant Film Thickness in Engines. In: *SAE 1988 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1988 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/881587
- [HNSB16] HÄGGSTRÖM, D.; NYMAN, P.; SELLGREN, U.; BJÖRKLUND, S.: Predicting friction in synchronizer systems. In: *Tribology International* 97 (2016), S. 89–96.
DOI:10.1016/j.triboint.2015.12.038
- [HP10] HENSEL, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 928: *Lebensdauer Lamellenkupplungen*. Frankfurt : FVA, 2010
- [HP14] HENSEL, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 1089: *Lebensdauer Lamellenkupplungen II*. Frankfurt : FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V, 2014

- [HSM⁺09] HACKL, T.; STEINZ, J.; MAIER, M.; WILD, A.; LINKE, B.: Servo-Synchronisierungen in Doppelkupplungsgetrieben. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 1, S. 42–47.
DOI:10.1007/BF03222045
- [HT91] HOULT, D. P.; TAKIGUCHI, M.: Calibration of the Laser Fluorescence Technique Compared With Quantum Theory. In: *Tribology Transactions* 34 (1991), Nr. 3, S. 440–444.
DOI:10.1080/10402009108982055
- [IBO94] INACKER, O.; BECKMANN, P.; OSTER, P.: *Forschungsheft / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.* Bd. 438: *Veränderungen der Grenzflächen einsatzgehärteter Zahnräder durch Wasserstoffschädigung*. Frankfurt a.M. : FVA, 1994
- [IBO00] INACKER, O.; BECKMANN, P.; OSTER, P.: *Forschungsheft / Forschungsvereinigung Antriebstechnik*. Bd. 595: *Triboschutzschichtcharakterisierung*. Frankfurt a.M. : FVA, 2000
- [IMKa] INSTITUT FÜR MASCHINENKONSTRUKTION UND TRIBOLOGIE, LEIBNIZ UNIVERSITÄT HANNOVER (Hrsg.): *Universal Reibflächenprüfstand IMKT*.
https://www.imkt.uni-hannover.de/fileadmin/imkt/pdf/Universal_Reibflaechenpruefstand.pdf
abgerufen am 15.01.2018
- [IMKb] INSTITUT FÜR MASCHINENKONSTRUKTION UND TRIBOLOGIE, LEIBNIZ UNIVERSITÄT HANNOVER (Hrsg.): *Zweiwellenprüfstand IMKT*.
<https://www.imkt.uni-hannover.de/fileadmin/imkt/pdf/Zweiwellenpruefstand.pdf>
abgerufen am 15.01.2018
- [Ina04] INACKER, O.: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik*. Bd. 733: *Triboschutzschichten II*. Frankfurt : FVA, 2004
- [ISMK95a] INAGAKI, H.; SAITO, A.; MURAKAMI, M.; KONOMI, T.: Measurement of Oil Film Thickness Distribution on Piston Surface Using Fluorescence Method. Development of Measuring System. In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B* 61 (1995), Nr. 590, S. 3629–3635.
DOI:10.1299/kikaib.61.3629
- [ISMK95b] INAGAKI, H.; SAITO, A.; MURAKAMI, M.; KONOMI, T.: Development of Two-Dimensional Oil Film Thickness Distribution Measuring System. In: *SAE 1995 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1995 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/952346
- [Joh85] JOHNSON, K. L.: *Contact Mechanics*. Cambridge : Cambridge University Press, 1985.
DOI:10.1017/CBO9781139171731

- [KB02] KNOLL, G.; BACKHAUS, K.: Reibmomentaufbau in Synchronisierungen. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß* Bd. II. Moers : GfT, 2002, S. 60/1–11
- [Kir12] KIRCHNER, M.: *Schriften aus dem Institut für Technische und Numerische Mechanik der Universität Stuttgart*. Bd. 26: *Echtzeitfähiges Mehrkörpersimulationsmodell einer PKW-Synchronisierung*. Aachen : Shaker, 2012
- [KKP⁺07] KARAIS, T.; KOHTES, P.; PRIWITZER, G.; SCHARF, T.; SCHÜBEL, R.; WITTMANN, R.: *Reibring*. Offenlegungsschrift DE102007022313A1 . 22.12.2007
- [Köh80] KÖHNLECHNER, R.: *IPA Forschung und Praxis, Berichte aus dem Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung, Stuttgart, und dem Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb der Universität Stuttgart*. Bd. 42: *Untersuchungen zur Schmierfilmdicke in Druckluftzylindern*. Berlin and Heidelberg : Springer, 1980.
DOI:10.1007/978-3-642-81545-4
- [KP84] KRAUSE, H.; POLL, G.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung (Teil I+II). In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 31 (1984), Nr. 4+5, S. 209–214,285–289
- [Kyb14] VICTOR KYBURZ AG (Hrsg.): *Charakteristiken des synthetischen Saphirs*.
http://www.kyburz-sapphire.ch/upload/content/Saphir_Material_de.pdf
abgerufen am 13.06.2017. Stand: 2014
- [Kyo04] KYOWA; KYOWA METAL WORKS (Hrsg.): *New Lever Synchronizers*.
http://www.kyowagokin.co.jp/e_old/product/leversynchro.html
abgerufen am 03.12.2017. Stand: 2004
- [Lan97] LANG, C.-H.: *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 1997
- [Lay11] LAYHER, M.: *Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente*. München, TU München, Dissertation, 2011.
<http://mediatum.ub.tum.de/doc/997298/997298.pdf>
- [LBM⁺11] LIPINSKY, D.; BRÜNING, C.; MAYER, C. A.; ARLINGHAUS, H. F.; SKUBACZ, T.; POLL, G.: Oberflächenanalyse der aus Additiven gebildeten tribologischen Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 58 (2011), Nr. 2, S. 29–35
- [LC05] LICHTMAN, J. W.; CONCHELLO, J.-A.: Fluorescence microscopy. In: *Nature methods* 2 (2005), Nr. 12, S. 910–919.
DOI:10.1038/nmeth817

- [Li06] LI, H.: *Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006.
DOI:10.18419/opus-4072
- [Lös97] LÖSCHE, T.: *Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs*. Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 1997.
https://www.imkt.uni-hannover.de/uploads/tx_tkpublikationen/Loesche__T.-Das_tribologische_Verhalten_von_Synchronisierungen_unter_Beruecksichtigung_des_Beanspruchungskollektivs.pdf
- [LP09a] LAYHER, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 898: *Additiveinfluss Synchron-Reibcharakteristik*. Frankfurt : FVA, 2009
- [LP09b] LAYHER, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 897: *Öleinfluss Reibcharakteristik*. Frankfurt : FVA, 2009
- [Mar53] MARTYRER, E.: *Synchronschaltvorrichtung für Zahnradwechselgetriebe mit Klauenschaltung*. Patent DE925927 . 22.03.1953
- [May15] MAYER, C. A.: *Massenspektrometrische Untersuchungen der aus Additiven in nasslaufenden Lamellenkupplungen gebildeten tribologischen Grenzschichten*. Münster, WWU, Dissertation, 2015.
<http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:hbz:6-59219498900>
- [MD07] MANG, T.; DRESEL, W.: *Lubricants and Lubrication*. Hoboken : Wiley-VCH, 2007
- [M'E49] M'EWEN, E.: The Theory of Gear-changing. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division 3* (1949), Nr. 1, S. 30–40.
DOI:10.1243/PIME_AUTO_1949_000_009_02
- [Mes12] MESSER, M.: *Tribologische Untersuchungen des Systems Ventilsitz - Ventilsitzring*. Hannover, Leibniz Universität, Dissertation, 2012
- [MGL⁺01] MARTIN, J. M.; GROSSIORD, C.; LE MOGNE, T.; BEC, S.; TONCK, A.: The two-layer structure of ZnDtp tribofilms. In: *Tribology International* 34 (2001), Nr. 8, S. 523–530.
DOI:10.1016/S0301-679X(01)00029-9
- [MK02] MÜLLER-KOSE, J.-P.: *Repräsentative Lastkollektive für Fahrzeuggetriebe*. Braunschweig, Universität Braunschweig, Dissertation, 2002
- [ML14] MAYER, C.; LIPINSKY, D.: *FVA-Heft*. Bd. 1110: *Oberflächenanalytik Lamellenkupplungen*. Frankfurt : FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V, 2014
- [MS15] MERKEN, D.; SEEFRIED, A.: *FVA-Heft*. Bd. 1134: *Festigkeit von Reibbelägen*. Frankfurt : FVA, 2015

- [MSV19] MÜHLENSTRODT, K.; STOCKINGER, U.; VÖLKELE, K.; FVA (Hrsg.): *Oberflächenanalytik Lamellenkupplungen II; Forschungsbericht zu FVA 490 VIII, IGF-Nr. 18797-N*.
https://fva-net.de/fileadmin/content/Forschungsberichte/V-AiF_490_VIII_IGF-Nr._18797-N_Oberflaechenanalytik_Lamellenkupplungen_II.pdf
 abgerufen am 12.09.2020. Stand: 2019
- [MWFK16] MÜLLER, T.; WIGGER, S.; FÜSSER, H.-J.; KAISER, S.: Optische Untersuchung der Schmierungsverhältnisse im Reibkontakt Kolbenhemd/Zylinderlaufbahn mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Aachen : GfT Gesellschaft für Tribologie e.V, 2016, S. 27/1–12
- [NBLR07] NAUNHEIMER, H.; BERTSCHE, B.; LECHNER, G.; RYBORZ, J.: *Fahrzeuggetriebe. 2.*, bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2007
- [Neu01] NEUMÜLLER, M.: *Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen*. München, TU München, Dissertation, 2001
- [Neu05] NEUDÖRFER, S.: *FVA-Heft. Bd. 763: Entwicklung eines verallgemeinerten Modells zur Verschleißvorhersage von Synchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2005
- [Neu07] NEUDÖRFER, S.: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik. Bd. 827: Entwicklung eines verallgemeinerten Modells zur Verschleißvorhersage von Synchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2007
- [Neu08] NEUDÖRFER, S.: *Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen*. Hannover, Dissertation, 2008.
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh08/577796569.pdf>
- [Nie18] NIEMEIER, M.: *FVA-Heft. Bd. zzzzz1165: UNVERÖFFENTLICHT???* *Synchrodynamik II*. Frankfurt : FVA, 2018
- [NMKO03] NAKAYAMA, K.; MORIO, I.; KATAGIRI, T.; OKAMOTO, Y.: A Study for Measurement of Oil Film Thickness on Engine Bearing by using Laser Induced Fluorescence (LIF) Method. In: *SAE 2003*, SAE International, 2003 (SAE Technical Paper Series).
 DOI:10.4271/2003-01-0243
- [Nov10] NOVAK, W.: *Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2010.
 DOI:10.18419/opus-4288

- [OP92] OLIVER, W. C.; PHARR, G. M.: An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. In: *Journal of Materials Research* 7 (1992), Nr. 06, S. 1564–1583.
DOI:10.1557/JMR.1992.1564
- [Ott14] OTTINK, K.: *Betriebsverhalten von Wälzlagerschutzdichtungen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2014.
<http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:089-7976596179>
- [Pap11] PAPE, F.: *Mikrotribologische Untersuchungen an Wälzlagern mit polymeradditiver Fettschmierung*. Hannover, Leibniz Universität, Dissertation, 2011
- [Per98] PERPONCHER, C. v.: *Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen*. München, TU München, Dissertation, 1998
- [Pfl88] PFLAUM, H.: *Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben*. München, TU München, Dissertation, 1988
- [PGBQ92] POLL, G.; GABELLI, A.; BINNINGTON, P. G.; QU, J.: Dynamic Mapping of Rotary Lip Seal Lubricant Films by Fluorescent Image Processing. In: NAU, B. S. (Hrsg.): *Fluid Sealing*. Dordrecht : Springer, 1992 (Fluid Mechanics and its Applications), S. 55–77
- [PGW⁺00] POLL, G.; GATZEN, H.-H.; WIENDL, S. B.; SPRECKELS, M.; GRONITZKI, M.: Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 47 (2000), Nr. 2, S. 13–17
- [PH97] PATZELT, B.; HEMMANN, U.: Scratch-Tests zur Untersuchung der Abrasionsbeständigkeit. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 28 (1997), Nr. 10, S. 500–504.
DOI:10.1002/mawe.19970281013
- [Pin92] PINNEKAMP, B.: *Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen*. München, TU München, Dissertation, 1992
- [PNS08] POLL, G.; NEUDÖRFER, S.; SKUBACZ, T.: Microscopic investigations into lubricated friction pairs in synchronizers. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 222 (2008), Nr. 3, S. 451–458.
DOI:10.1243/13506501JET353
- [Pop15] POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung*. 3., aktualisierte Auflage. Berlin and Heidelberg : Springer Vieweg, 2015.
DOI:10.1007/978-3-662-45975-1

- [PPBG95] PAFFONI, B.; PROGRI, R.; BLOUËT, J.; GRAS, R.: The hydrodynamic phase of gearbox synchronesh operation. In: *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210)* 209 (1995), Nr. 310, S. 203–211.
DOI:10.1243/PIME_PROC_1995_209_426_02
- [PPG00] PAFFONI, B.; PROGRI, R.; GRAS, R.: The mixed phase of gearbox synchronesh operation. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 214 (2000), Nr. 2, S. 157–165.
DOI:10.1243/1350650001543070
- [PPGB97] PAFFONI, B.; PROGRI, R.; GRAS, R.; BLOUËT, J.: The hydrodynamic phase of gearbox synchronesh operation. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 211 (1997), Nr. 2, S. 107–116.
DOI:10.1243/1350650971542354
- [PWO90] PFLAUM, H.; WINTER, H.; OSTER, P.: Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen in Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. In: BARTZ, W. J. (Hrsg.): *Kraftfahrzeug-Schmierung - Internationales Kolloquium 16. - 18. Januar 1990* Bd. 2. Ostfildern, 1990, S. 10.7 – 1–33
- [Rac98] RACH, J.: *Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 1998
- [Ran95] RANK, R.: *Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen*. München, TU München, Dissertation, 1995
- [RB91] RICHARDSON, D. E.; BORMAN, G. L.: Using Fiber Optics and Laser Fluorescence for Measuring Thin Oil Films with Application to Engines. In: *SAE 1991 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1991 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/912388
- [RSL68] RICHARD, J.; SOCIN, L., K. W.: Manual Transmission Synchronizers. In: *SAE 1968 Technical Paper*, SAE International, 1968.
DOI:10.4271/680008
- [SA99] SAKAKIBARA, J.; ADRIAN, R. J.: Whole field measurement of temperature in water using two-color laser induced fluorescence. In: *Experiments in Fluids* 26 (1999), Nr. 1-2, S. 7–15.
DOI:10.1007/s003480050260
- [Sat03] SATOH, K.: Development of a new synchronizer with the lever mechanism. In: *JSAE Review* 24 (2003), Nr. 1, S. 93–97.
DOI:10.1016/S0389-4304(02)00245-X

- [SB93] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W.: *Tribology series*. Bd. 24: *Engineering tribology*. Amsterdam and New York : Elsevier, 1993
<http://www.sciencedirect.com/science/bookseries/01678922/24>
- [Sch36] SCHMALTZ, G.: *Technische Oberflächenkunde*. Berlin, Heidelberg and s.l. : Springer Berlin Heidelberg, 1936.
 DOI:10.1007/978-3-642-51820-1
- [Sch84] SCHMUTZ, W.: *Fluoreszenzmeßverfahren zur Schmierfilmdickenmessung in Wälzlagern*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 1984.
 DOI:10.1007/978-3-642-47936-6
- [Sch98] SCHAD, A.: *Grundsatzuntersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten alternativer Synchronringwerkstoffe*. Kassel, Universität Kassel, Dissertation, 1998
- [Sch13] SCHOTT AG (Hrsg.): *Sapphire for Advanced Imaging, Sensing & Security*.
http://www.schott.com/d/advanced_optics/1bc1afd0-a532-4d31-a9b0-7d70324b6ba1/1.0/schott-sapphire-may-2013-eng.pdf
 abgerufen am 13.6.2017. Stand: 2013
- [Sch15] SCHULA, S.: *Charakterisierung der Kratzanfälligkeit von Gläsern im Bauwesen*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2015.
 DOI:10.1007/978-3-662-47782-3
- [SF74] SMART, A. E.; FORD, R.: Measurement of thin liquid films by a fluorescence technique. In: *Wear* 29 (1974), Nr. 1, S. 41–47.
 DOI:10.1016/0043-1648(74)90132-X
- [SGK84] SCHMUTZ, W.; GARBE, T.; KNIEP, V.: Schmierfilmdickenmessverfahren. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 31 (1984), Nr. 5, S. 278–285
- [SHW92] SHAW, B. T.; HOULT, D. P.; WONG, V. W.: Development of Engine Lubricant Film Thickness Diagnostics Using Fiber Optics and Laser Fluorescence. In: *SAE 1992*, SAE International, 1992 (SAE Technical Paper Series).
 DOI:10.4271/920651
- [SIN97] SANDA, S.; INAGAKI, H.; NODA, T.: Simultaneous Measurement of a Piston Oil Film Thickness and a Temperature using a Dual Fluorescence Method. In: *Abstracts of papers from World Tribology Congress*. Bury St. Edmunds, Suffolk : MEP Mechanical Engineering Publ, 1997, S. 84
- [Sit07] SITTING, K.: *Tribologisch induzierte oberflächennahe Veränderungen der Stahl- und Belaglamellen einer nasslaufenden Lamellenkupplung*. Aachen, Shaker, Dissertation, 2007

- [Sku07a] SKUBACZ, T.: *Oberflächenuntersuchungen an geschmierten Reibflächen in Synchronisierungen*. Göttingen, 24.-26. September 2007 (48. GfT-Tribologie-Fachtagung „Reibung, Schmierung und Verschleiß“)
- [Sku07b] SKUBACZ, T.: *Microscopic investigations into lubricated friction pairs in synchronisers*. Lyon, 4.-7. September 2007 (34th Leeds-Lyon-Symposium on Tribology)
- [Sku07c] SKUBACZ, T.: *Oberflächenuntersuchungen an geschmierten Reibpaarungen in Synchronisierungen*. Hamburg, 8. Juni 2007 (3. Arnold Tross Kolloquium)
- [Sku08] SKUBACZ, T.: Oberflächenuntersuchungen an geschmierten Reibpaarungen in Synchronisierungen. In: KUHN, E. (Hrsg.): *3. Arnold Tross Kolloquium*. Aachen : Shaker, 2008 (Berichte aus dem Maschinenbau), S. 166–197
- [Sku11] SKUBACZ, T.: *FVA-Heft*. Bd. 981: *Entwicklung eines verallgemeinerten Modells zur Verschleißvorhersage von Synchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2011
- [SM19] STOCKINGER, U.; MÜHLENSTRODT, K.: Analyse tribologischer Schichten mittels ToF-SIMS – Additiveinflüsse auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. In: *Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2019*, 2019 (VDI-Berichte)
- [SMV⁺19] 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. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 83 (2019), Nr. 2, S. 219–226.
DOI:10.1007/s10010-019-00305-0
- [SNP07] SKUBACZ, T.; NEUDÖRFER, S.; POLL, G.: Microscopic investigations into lubricated friction pairs in synchronisers. In: INSA (Hrsg.): *34th Leeds-Lyon-Symposium on Tribology*. Lyon, 2007
- [SNP08] SKUBACZ, T.; NEUDÖRFER, S.; POLL, G.: *FVA-Heft*. Bd. 863: *Oberflächenbetrachtung / Innovative Methoden zur Optimierung komplexer Friktionssysteme*. Frankfurt and Hannover : Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, 2008
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fn09/611331233.pdf>
- [SOP08] SKUBACZ, T.; OTTO, S.; POLL, G.: Untersuchungen von Schleppverlusten in Synchronisierungen. In: *Getriebe in Fahrzeugen* Bd. 2029. Düsseldorf : VDI-Verl., 2008
- [SP07] SKUBACZ, T.; POLL, G.: Oberflächenuntersuchungen an geschmierten Reibpaarungen in Synchronisierungen. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß* Bd. II. Aachen : GfT, 2007, S. 55/1–10

- [Spi04] SPIKES, H.: The History and Mechanisms of ZDDP. In: *Tribology Letters* 17 (2004), Nr. 3, S. 469–489.
DOI:10.1023/B:TRIL.0000044495.26882.b5
- [Spr] SPRECKELS, M.; OERLIKON FRICTION SYSTEMS (Hrsg.): *Segmented Synchronizer System from Friction Systems*.
https://www.oerlikon.com/ecomaXL/files/metco/oerlikon_FS001EN_Friction-Systems.pdf&download=1
abgerufen am 04.12.2017
- [Spr01] SPRECKELS, M.: *Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen*. Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 2001.
<https://edocs.tib.eu/files/e01dh01/345591097l.pdf>
- [Spr12] SPRECKELS, M.; SULZER FRICTION SYSTEMS (Hrsg.): *S3 construction saves material and weight*.
https://www.oerlikon.com/ecomaXL/files/metco/oerlikon_STR_2012_3_19_22_Spreckels_e_lo_einzl.pdf&download=1
abgerufen am 04.12.2017. Version: 03/2012, 2012 (Sulzer Technical Review)
- [SSKN93] SANDA, S.; SAITO, A.; KONOMI, T.; NOHIRA, H.: Development of scanning laser-induced-fluorescence method for analyzing piston oil film behaviour. In: *Experimental and predictive methods in engine research and development*. Bury St. Edmunds : Mechanical Engineering Publ, 1993 (IMEchE C), S. C465/014 155–164
- [SSW+09] SPITTEL, M. (Hrsg.); SPITTEL, T. (Hrsg.); WARLIMONT, H. (Hrsg.); LANDOLT, H. (Hrsg.); BÖRNSTEIN, R. (Hrsg.); MARTIENSSEN, W. (Hrsg.): *Numerical data and functional relationships in science and technology*. Berlin : Springer, 2009
- [Ste62] STEINHILPER, W.: *Der zeitliche Temperaturverlauf in Reibungsbremsen und Reibungskupplungen beim Schaltvorgang*. Karlsruhe, Technische Hochschule Karlsruhe, Dissertation, 1962
- [Sto00] STOUT, K. J. (Hrsg.): *Development of methods for the characterisation of roughness in three dimensions*. Rev. reprint. London : Penton, 2000
- [Sto08] STOCKMEIER, M.: *Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2008.
DOI:10.18419/opus-4146
- [Sto18] STOCKINGER, U.: *FVA-Heft. Bd. 1298: Belastungsgrenzen Mehrkonus-Synchronisierungen*. Frankfurt : FVA, 2018

- [SWB17a] SEIDEL, B.; WAGNER, A.; BRINKSMEIER, E.: Einfluss der Abrichtbedingungen beim Außenrundscheifen auf die tribologischen Eigenschaften von Getriebesynchronisationen. In: *HTM Journal of Heat Treatment and Materials* 72 (2017), Nr. 4, S. 232–239.
DOI:10.3139/105.110327
- [SWB17b] SEIDEL, B.; WAGNER, A.; BRINKSMEIER, E.: Improving the Tribological Properties of Gear Synchronizations by Adjusting the Metalworking Fluid Composition of the Grinding Process. In: *Journal of Manufacturing and Materials Processing* 1 (2017), Nr. 1, S. 4.
DOI:10.3390/jmmp1010004
- [SWP13] STREBEL, M.; WIRTH, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft. Bd. 1052: Synchron-Schleppmomente II*. Frankfurt : Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) Arbeitskreis Synchronisierungen, 2013
- [SWPW10] SKUBACZ, T.; WEBER, N.; POLL, G.; WILKENS, R.: Friction between Sliding Pads and Sleeve. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2010* Bd. 2081. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte)
- [Thi01] THIROUARD, B.: *Characterization and modeling of the fundamental aspects of oil transport in the piston ring pack of internal combustion engines*. Cambridge, Massachusetts Inst. of Technology, Ph. D. Thesis, 2001.
<http://hdl.handle.net/1721.1/8890>
- [THKB05] TODSEN, U.; HERBST, O.; KRÜGER, G.; BIALLAS, E.: Optical Ways to Improve the Tribology of Valve Guides. In: *SAE 2005*, SAE International, 2005 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/2005-01-0586
- [Tin80] TING, L. L.: Development of a Laser Fluorescence Technique For Measuring Piston Ring Oil Film Thickness. In: *Journal of Lubrication Technology* 102 (1980), Nr. 2, S. 165.
DOI:10.1115/1.3251458
- [TN06] TODSEN, U.; NIETHUS, K. U.: Optical Ways to Improve the Tribological System Piston - Ring - Liner. In: *SAE 2006*, SAE International, 2006 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/2006-01-0527
- [TNFY98] TAKIGUCHI, M.; NAKAYAMA, K.; FURUHAMA, S.; YOSHIDA, H.: Variation of Piston Ring Oil Film Thickness in an Internal Combustion Engine - Comparison Between Thrust and Anti-Thrust Sides. In: *SAE 1998*, SAE International, 1998 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/980563

- [Tom09] TOMIC, D.: *Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen*. Garching, FZG, TU München, Dissertation, 2009
- [TP09] TOMIC, D.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 896: *Synchro-Grenzschicht II*. Frankfurt : FVA, 2009
- [TTH98] THIROUARD, B.; TIAN, T.; HART, D. P.: Investigation of Oil Transport Mechanisms in the Piston Ring Pack of a Single Cylinder Diesel Engine, Using Two Dimensional Laser Induced Fluorescence. In: *SAE 1998 Fuels and Lubricants*, SAE International, 1998 (SAE Technical Paper Series).
DOI:10.4271/982658
- [VB01] VICKERMAN, J. C. (Hrsg.); BRIGGS, D. (Hrsg.): *ToF-SIMS*. Chichester : IM, 2001
- [VB13] VICKERMAN, J. C. (Hrsg.); BRIGGS, D. (Hrsg.): *ToF-SIMS*. 2nd edition. Manchester and Chichester, West Sussex : SurfaceSpectra Limited and imp IM Publications, 2013
- [WDP14] WEBER, N.; DEWITZ, I.; POLL, G.: Novel test rig for application-related investigation of synchronizers. In: *Drivetrain for Vehicles 2014, Testing and Application of Drivelines 2014, Transmissions in Mobile Machines 2014, Friedrichshafen, June 24 - 25, 2014* Bd. 2218. Düsseldorf : VDI-Verl., 2014, S. 789–796
- [Web15] WEBER, N.: *FVA-Heft*. Bd. 1165: *Synchrodynamik*. Frankfurt : FVA, 2015
- [Wei91] WEIDNER, G.: *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 1991
- [Wei02] WEIMAR, H.-J.: *Entwicklung eines laser-optischen Messsystems zur kurbelwinkelauflösten Bestimmung der Ölfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderwand in einem Ottomotor*. Karlsruhe, Technische Universität Karlsruhe, Dissertation, 2002
- [Wen16] WENNEHORST, B.: *On lubrication and friction in soft rough conformal sliding contacts*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2016
- [WF12] WEDLER, G.; FREUND, H.-J.: *Lehrbuch der physikalischen Chemie*. 6. Auflage. Weinheim : Wiley-VCH, 2012 (Wiley VCH Lehrbuchkollektion)
- [Wie04] WIENDL, S. B.: *Mikrotribologische Untersuchungen an fettgeschmierten Wälzlagern*. Hannover, Universität Hannover, Dissertation, 2004.
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh05/502940425.pdf>
- [Wig14] WIGGER, S.: *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz*. Duisburg and Essen, Universität Duisburg-Essen, Dissertation, 2014.
<http://duepublico.uni-duisburg-essen.de/servlets/DocumentServlet?id=37021>

- [Win04] WINKLER, J.: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik*. Bd. 727: *Grenzschicht im Synchrokontakt*. Frankfurt : FVA, 2004
- [Win08] WINKLER, J.: *Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß*. Garching, TU München, Dissertation, 2008
- [Wir13] WIRTH, M.: *Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben*. München, TU München, Dissertation, 2013.
<https://mediatum.ub.tum.de/doc/1099140/766363.pdf>
- [Wit19] WITTEK, T.: *Untersuchung der Ölverteilung im Reibkontakt von Synchronisierungen*. Würzburg, 04.12.2019 (FVA Infotagung)
- [WK15] WEBER, N.; KÄS, M.: *FVA-Heft*. Bd. 1120: *Synchrobeölung*. Frankfurt : FVA, 2015
- [Woh12] WOHLLEBER, F.: *Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen*. Garching, TU München, Dissertation, 2012
- [WP06] WINKLER, J.; PFLAUM, H.: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik*. Bd. 797: *Synchro-Topographie*. Frankfurt : FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2006
- [WP09] WIRTH, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 901: *Synchro-Kaltschaltverhalten*. Frankfurt : FVA, 2009
- [WP11] WIRTH, M.; PFLAUM, H.: *FVA-Heft*. Bd. 962: *Synchro-Schleppmomente*. Frankfurt : FVA, 2011
- [WSP+10] WEBER, N.; SKUBACZ, T.; POLL, G.; FAHL, J.; ELFRATH, T.: Fluorescence-based Investigations into the Friction Contact of wet Disc-Clutches. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2010*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte)
- [YCB+08] YANG, Z.-P.; CI, L.; BUR, J. A.; LIN, S.-Y.; AJAYAN, P. M.: Experimental observation of an extremely dark material made by a low-density nanotube array. In: *Nano letters* 8 (2008), Nr. 2, S. 446–451.
 DOI:10.1021/nl072369t
- [YHF+05] YOSHIDA, S.; HAYASHI, T.; FUKUHARA, T.; SOEDA, K.; MATSUOKA, J.; SOGA, N.: Scratch Test for Evaluation of Surface Damage in Glass. Stand: 2005. In: WHITE, K. W. (Hrsg.); SAKAI, M. (Hrsg.); MUNZ, D. (Hrsg.); BRADT, R. C. (Hrsg.): *Fracture Mechanics of Ceramics: Active Materials, Nanoscale Materials, Composites, Glass, and Fundamentals*. s.l. : Springer-Verlag, 2005 (Fracture Mechanics of Ceramics, 14). – DOI 10.1007/978-0-387-28920-5_9, S. 101–111.
 DOI:10.1007/978-0-387-28920-5_9
- [Zab] ZABEL, W.-R.: *Einfluss von Oxidationsinhibitoren auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Wälzlager*, Hannover, Univ., Diss., 2005,
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh05/478783159.pdf>

[Zan81] ZANDER, M.: *Anleitungen für die chemische Laboratoriumspraxis*. Bd. 17: *Fluorimetrie*. Berlin and Heidelberg : Springer, 1981.
DOI:10.1007/978-3-642-67932-2

Wissenschaftlicher Werdegang

1991 - 2000	Mathematisch-Naturwissenschaftliches Gymnasium, Abitur Schiller Gymnasium Hof
2001 - 2006	Studium allgemeiner Maschinenbau, Dipl.-Ing. (FH) Schwerpunkt Konstruktiver Maschinenbau/Automatisierungstechnik und Robotik, FH Amberg-Weiden (heute: OTH Ostbayerische Technische Hochschule), Amberg
2006 - 2013	Leibniz Universität Hannover, IMKT Wissenschaftlicher Mitarbeiter Forschungsschwerpunkt: Synchronisierungen
2011 - heute	Diehl Metall Stiftung & Co. KG, Unternehmenseinheit Schmiedetechnik Röthenbach a. d. Pegnitz ab 2011 Entwicklungsingenieur Synchronisierungen und Prüfstände ab 2015 Entwicklungsingenieur, Gruppenleiter Prüfstände ab 2018 Entwicklungsingenieur Technologieentwicklung

Kontakt: diss@skubacz.de