

# TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Maschinenelemente

## **Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente**

**Michael Layher**

Vollständiger Abdruck der von der  
Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München  
zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner  
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. A. Albers,  
Universität Karlsruhe

Die Dissertation wurde am 15.09.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 09.02.2011 angenommen.





Lehrstuhl für Maschinenelemente  
Forschungsstelle für Zahnräder  
und Getriebebau

**Einfluss der Schmierstoffadditivierung  
auf das Reibungsverhalten  
nasslaufender Reibschaltelemente**

**Michael Layher**

Technische Universität München



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), der Technischen Universität München. Die der Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen wurden im Rahmen zweier durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) initiierten Forschungsvorhaben durchgeführt.

Mein Dank gilt allen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, insbesondere meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, der die Thematik der Arbeit stets unterstützte und mir die Möglichkeit gab, die Forschungsvorhaben an seinem Institut durchzuführen und erfolgreich abzuschließen;

Herrn Prof. Dr.-Ing. Albert Albers für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes;

meinem Forschungsgruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. Hermann Pflaum. Ohne sein herausragendes Fachwissen und seinen persönlichen Einsatz wäre die erfolgreiche Durchführung dieser Arbeit nicht möglich gewesen. Dankend hebe ich die sehr angenehme und stets freundliche Arbeitsatmosphäre hervor;

allen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls für deren Hilfsbereitschaft und gute Zusammenarbeit. Besonders danke ich meinem Bürokollegen Dipl.-Ing. Florian Wohlleber für die sehr angenehme Arbeitsatmosphäre und die interessanten Diskussionen sowie den Mitarbeitern des Prüffelds und des Labors, hier insbesondere Herrn Richard Brandoni und Herrn Marco Breidinger;

den zahlreichen Studenten und Diplomanden für deren wertvolle Mithilfe. Namentlich zu erwähnen sind die Herren Dipl.-Ing. Petar Petrov und cand.-Ing. Daniel Kadach;

meinen Eltern und meinen Brüdern Stefan, Thomas und Matthias, die mich immer unterstützt haben und ohne die ich meine Ziele nicht hätte erreichen können;

und nicht zuletzt meiner Freundin Daniela für ihr Verständnis, die vielseitige Unterstützung und den unverzichtbaren Rückhalt in den entscheidenden Momenten meiner Promotion. Die Jahre an der FZG werden mir stets in bester Erinnerung bleiben.

München, im September 2010





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1	Zielsetzung .....	2
1.2	Lösungsweg .....	3
<b>2</b>	<b>Stand des Wissens .....</b>	<b>5</b>
2.1	Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen .....	5
2.2	Reibungsverhalten von Synchronisierungen .....	8
2.3	Reibungsverhalten im Zahnradgetriebe („EHD- $\mu$ -Theorie“) und Folgerungen für die optimale Additivierung von Getriebeölen .....	11
2.4	Reibungszustände und Reibcharakteristik.....	15
<b>3</b>	<b>Prüfstände, Versuchsteile und Schmierstoffe.....</b>	<b>19</b>
3.1	Prüfstände und Messverfahren.....	19
3.1.1	Lamellenkupplungsprüfstand.....	19
3.1.2	Synchronisationsprüfstand .....	21
3.2	Versuchsteile .....	25
3.2.1	Lamellenkupplungen (RP1 und RP2).....	25
3.2.2	Synchronisierungen (RP3, RP4, RP5 und RP6).....	28
3.3	Schmierstoffe.....	31
3.3.1	ATF-Modellfluide (RP1, RP3 und RP4).....	32
3.3.2	Schiffsmotorenöle (RP2) .....	34
3.3.3	MTF-Modellfluide (RP5 und RP6) .....	35
<b>4</b>	<b>Versuchsprogramm und -systematik.....</b>	<b>37</b>
4.1	Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments.....	37

---

4.2	Betriebszustände und Versuchsablauf .....	38
<b>5</b>	<b>Versuchsergebnisse .....</b>	<b>43</b>
5.1	Organischer Reibbelag auf Stahl mit ATF-Schmierstoff (RP1).....	43
5.1.1	Reibcharakteristiken.....	43
5.1.2	Tabellarische Übersicht.....	50
5.1.3	Auswertung der DoE .....	52
5.1.4	Reproduzierbarkeit.....	57
5.1.5	Zusammenfassung Reibungsverhalten Papier-Reibbelag mit ATF (RP1).....	59
5.2	Weitere Tribosysteme.....	59
5.2.1	Messing-Reibwerkstoff mit ATF (RP3) .....	59
5.2.2	Sinterbelag mit Schiffsmotorenöl (RP2) .....	65
5.2.3	Sinter-Reibbeläge mit MTF (RP5).....	67
5.2.4	Carbon-Reibbeläge mit ATF und MTF (RP4, RP6) .....	68
<b>6</b>	<b>Oberflächenbeschaffenheit und Korrelation zum Reibungsverhalten .....</b>	<b>73</b>
6.1	3D-REM/EDX-Analysen.....	73
6.1.1	Probenauswahl, Probenvorbereitung und Vorgehensweise.....	73
6.1.2	Ergebnisse für die Reibpaarung RP1 (Papierbelag/Stahl) .....	81
6.1.3	Korrelationen zum Reibungsverhalten .....	82
6.2	Weitere oberflächenanalytische Untersuchungen.....	88
6.2.1	SNMS.....	88
6.2.2	ToF-SIMS.....	92
6.2.3	Topographiemessungen.....	96
6.3	Ergebnisse und Bewertung der oberflächenanalytischen Messverfahren .	98

---

<b>7</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion.....</b>	<b>101</b>
7.1	Schmierstoffadditivierung und Betriebsbedingungen.....	101
7.2	Schmierstoffadditivierung und Reibwerkstoffe.....	101
7.3	Schmierstoffadditivierung und Oberflächenbeschaffenheit.....	102
7.4	Schmierstoffadditivierung und weitere Einflussfaktoren.....	103
7.5	Folgerungen und Empfehlungen.....	103
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>107</b>
<b>9</b>	<b>Literatur.....</b>	<b>113</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>121</b>
	Anhang I: Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitgeschwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik (RP 1: organischer Reibbelag, Lamellenkupplung); Fluide 0, 2, 3, 8, 11, 12, 16.....	121
	Einfluss der Öleinspritztemperatur.....	121
	Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit .....	125
	Einfluss der Pressung.....	129
	Anhang II: Reibungszahlkennwerte für höheren u. niedrigeren Lastfall (RP 1)	133
	Anhang III: Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitgeschwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik (RP 3: Messing-Synchronisierung); Fluide 0, 2, 3, 8, 11, 12, 16 .....	135
	Einfluss der Öleinspritztemperatur.....	135
	Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit .....	139
	Einfluss der Pressung.....	143
	Anhang IV: Prinzip der 3D-REM/EDX-Messungen.....	147
	Anhang V: 3D-REM/EDX-Analysen, ungelauene Belagproben (RP 1) .....	153

Anhang VI: Einzel-Korrelationen der Elementverteilungen zum Reibungsverhalten; gelaufene Belagproben (RP 1).....	157
Anhang VII: Prinzip der SNMS-Messungen .....	163
Anhang VIII: SNMS-Analysen (RP 1).....	166
Anhang IX: Messeinrichtung für Topographiemessungen.....	172

## Formelzeichen und Abkürzungen

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Benennung</b>
A%	%	Atom-Prozent
b	mm	Paketbreite des Lamellenpakets
c	Nm/rad	Federsteifigkeit
d	mm	Durchmesser
$d_{Bi, \min}$	mm	innerer, minimaler Reibflächendurchmesser
$d_{Ba, \max}$	mm	äußerer, maximaler Reibflächendurchmesser
$d_m$	mm	mittlerer Reibdurchmesser
E	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul, E-Modul
F	N	Kraft
$F_a$	N	Axialkraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
$h_n$	µm	Höhe des Messpunkts (z-Koordinate)
$h_{\max}$	µm	maximale Höhe (z-Koordinate)
J, $J_{\text{ges}}$	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment
KV	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
n	-	Anzahl der Messpunkte
n	1/min	Drehzahl
$n_B$	1/min	Drehzahl im Bremsbetrieb
$n_D$	1/min	Drehzahl im Dauerschlupfbetrieb
p	N/mm <sup>2</sup>	Pressung, Anpressdruck
P	W	Leistung
$P_A$	W	Antriebsleistung

---

$P_V$	W	Verlustleistung
$q$	J/mm <sup>2</sup>	spezifische Reibarbeit
$R^2$	-, %	Bestimmtheitsmaß, Korrelations-Koeffizient
$R_a$	μm	Mittenrauwert
$R_k$	μm	Kernrautiefe
$r_{mit}$	mm	mittlerer Reibdurchmesser
$R_{pk}$	μm	reduzierte Spitzenhöhe
$R_t$	μm	maximale Rautiefe
$s$	-, %	Schlupf
$T, \vartheta$	K, °C	Temperatur
$T_{Öl}, \vartheta_{Öl}$	K, °C	Öleinspritztemperatur
$T_R$	Nm	Drehmoment
$T_S$	Nm	Schleppmoment
$v$	m/s	Geschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit
$v_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_{g,0}$	m/s	Ausgangsgleitgeschwindigkeit
$\dot{V}_{Öl}$	l/min	Ölvolumenstrom
$z$	-	Anzahl der Reibflächen
$\Delta\mu/\Delta v_g$	m/s	Reibungszahlgradient
$\eta$	-, %	Wirkungsgrad
$\mu$	-	Reibungszahl
$\mu_{end}$	-	Reibungszahl gegen Ende der Schaltung
$\mu_{min}$	-	minimale Reibungszahl
$\mu_{mit}$	-	mittlere Reibungszahl
$\omega$	rad	Rotationsgeschwindigkeit

---

## Abkürzungen

3D	dreidimensional
API	American Petroleum Institute
ATF	Automatic Transmission Fluid
AW	Antiwear
Det.	Detergent
Disp.	Dispersant
DMS	Dehnungsmessstreifen
DMTD	Dimercaptothiadiazol Derivat
DoE	Design of Experiments
EDX	Energy Dispersive X-Ray, energiedispersive Röntgenstrahlung
EHD	Elasto-Hydrodymanik, elasto-hydrodynamisch
EP	Extreme Pressure
FM	Friction Modifier
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
LK	Lamellenkupplung
MTF	Manual Transmission Fluid
Nkw	Nutzkraftwagen
OSK	Oberflächenspitzenkonzentration
Pkw	Personenkraftwagen
PPD	p-Phenilendiamin
RE	Rückstreuelektronen
REM	Rasterelektronenmikroskop
RI	Rust Inhibitor
RP	Reibpaarung, RP1...RP6
SB	Spitzenbreite

SE	Sekundärelektronen
SNMS	secondary neutron mass spectrometry, Sekundärneutralteilchen-Massenspektroskopie
SYN	Synchronisierung
ToF-SIMS	time-of-flight secondary ion mass spectrometry, Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektroskopie
TBN	Total Base Number
VII	Viscosity Index Improver, Viskositätsverbesserer
ZDDP	Zinkdialkyldithiophosphat
ZK	Zahnkupplung

# 1 EINLEITUNG

Nasslaufende Reibschaltelemente sind wichtige Bestandteile von Getrieben. Sie werden für den Ausgleich von Drehzahldifferenzen zwischen trägen Massen während des Schaltvorgangs eingesetzt. Reibschaltelemente können im Wesentlichen in zwei Gruppen eingeteilt werden: Lamellenkupplungen und -bremsen einerseits, sowie Synchronisierungen andererseits.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Reibschaltelementen, die im Medium „Schmierstoff“ betrieben werden. Der Schmierstoff hat die Hauptfunktion, die Reibschaltelemente zu kühlen bzw. die im Schaltvorgang frei werdende Wärme abzuführen. Im Fahrzeugbau ergibt sich durch kompakte Bauweise und hohe Reibarbeiten eine hohe Leistungsdichte – dies macht eine gute Kühlung der Reibschaltelemente unabdingbar [4], [5]. Weitere Funktionen des Schmierstoffes sind das Verhindern von Überlastung, die Reduzierung von Verschleiß sowie die Beeinflussung der Reibung [37], [40], [67]. Komforteindruck, übertragbares Drehmoment und Funktion nasslaufender Reibschaltelemente werden im Wesentlichen durch die Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) bestimmt [27], [60]. Bestimmend für die Reibcharakteristik ist das Tribosystem Reibpaarung – Schmierstoff.

**Lamellenkupplungen** bilden die erste Gruppe fremdbetätigter Reibschaltelemente. In Pkw- [1] und Nkw-Automatikgetrieben sind nasslaufende Lamellenkupplungen die zentrale Baugruppe hinsichtlich Komforteindruck und Funktion. Das Reibsystem besteht aus den Reibbelaglamellen, den Stahlgegenlamellen und dem Schmierstoff. Geführt werden die Lamellen jeweils in einem Außenlamellenmitnehmer und in einem Innenlamellenmitnehmer. Die Lamellen sind über die Mitnehmerverzahnung axial verschiebbar und drehfest aufgenommen. Zum Schließen der Kupplung wird eine Axialkraft aufgebracht, die den Reibschluss zwischen den Reibbelag- und Stahl-lamellen herstellt. Die Betätigung einer Kupplung wird in der Regel mechanisch (manuell), elektromechanisch, pneumatisch oder hydraulisch ausgeführt [62].

**Synchronisierungen** stellen die zweite Gruppe fremdbetätigter Reibschaltelemente dar. In Handschaltgetrieben werden für die Angleichung von Differenzdrehzahlen Sperrsynchrisierungen eingesetzt. Übliche Ausführungsform ist die Konus-Reibkupplung mit einem Sperrmechanismus, der vorzeitiges Durchschalten verhin-

dert („Sperrsynchonisierung“). Der geschmierte Reibkontakt zwischen den Kegelreibflächen stellt das Reibmoment zur Verfügung. Dieses muss, im Zusammenspiel mit dem Sperrverzahnungsmoment, die Sperrfunktion der Synchronisierung gewährleisten. Entsprechend nimmt der Kegelreibkontakt eine Schlüsselstellung bei der Betrachtung der Reibcharakteristik der Baugruppe ein.

Moderne Getriebekonzepte erfordern anwendungsgerechte Lösungsansätze für die Zusammensetzung des Schmierstoffs. Eine strikte Trennung zwischen dem Ölkreislauf für Lamellenkupplungen (Automatikgetriebe) einerseits, und einem weiteren Ölkreislauf für Synchronisierungen (Handschaltgetriebe) andererseits findet nicht mehr statt. So können sich beispielsweise in Doppelkupplungsgetrieben [22] Synchronisierungen gemeinsam mit Lamellenkupplungen im gleichen Ölkreislauf befinden. Hier hat der Schmierstoff neben der Kühlung aller Reibkontakte die Aufgabe, ein gutes Reibungsverhalten der Lamellenkupplung und gleichzeitig ein gutes Reibungsverhalten der Synchronisierungen zu gewährleisten. Dabei sind die Ziele hinsichtlich des Reibungsverhaltens ähnlich; Reibwerkstoffe und Beanspruchungen unterscheiden sich aber deutlich. Zieht man weiterhin in Betracht, dass sich im selben Ölkreis Zahnräder, Wälzlager und Gleitlager befinden können, so wird schnell deutlich, dass die Anforderungen an den Schmierstoff von vielschichtiger und teilweise konträrer Natur sind. Um einen günstigen Wirkungsgrad zu erreichen, verlangen Zahnräder ein geringes Auftreten von Reibung; Lamellenkupplungen und Synchronisierungen hingegen erfordern ein hohes Reibungszahniveau, um hohe Drehmomente übertragen zu können.

Zur optimalen Abstimmung der Systeme werden Kenntnisse über den Einfluss einzelner Schmierstoffbestandteile sowie deren Zusammenwirken hinsichtlich des Reibungsverhaltens benötigt.

## **1.1 Zielsetzung**

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Bestimmung der Einflüsse von Grundöl und Additivierung von Schmierstoffen auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschalt-elemente. Insbesondere für Schmierstoffe, die gemeinsam in verschiedenartigen Reibkontakten angewendet werden, werden Lösungsansätze für eine optimale Additivierung aufgezeigt.

In der vorliegenden Arbeit werden folgende Fragestellungen erörtert (Ergebnisse siehe Kap. 7):

- Welche Additive müssen wann (bei welchen Betriebsbedingungen?) und wo (bei welchen Reibwerkstoffen?) eingesetzt werden, um das Reibungsverhalten anforderungsgerecht zu gestalten?
- Welche Additive sind die maßgeblichen „Stellschrauben“ hinsichtlich kurzer Schaltzeiten und komfortabler Schaltvorgänge?
- Welchen Einfluss haben die Reibwerkstoffe? Wie übertragbar sind die Ergebnisse auf weitere Reibsysteme?
- Welche Methoden der Oberflächenanalytik sind zur Ermittlung der Reibeigenschaften geeignet?
- Welche Oberflächenbestandteile beeinflussen das Reibungsverhalten und wie?

## 1.2 Lösungsweg

Der Lösungsweg besteht aus zwei Teilen. Im Hauptteil werden umfassende experimentelle Untersuchungen an Prüfständen durchgeführt. Hierbei wird das Reibungsverhalten unterschiedlicher Tribosysteme bei unterschiedlichen Beanspruchungen ermittelt. Die Auswertung wird statistisch unterstützt durch die Methode „Design of Experiments“ (DoE).

Im Anschluss daran werden verschiedene oberflächenanalytische Methoden angewendet, die Korrelationen zwischen der Oberflächenbeschaffenheit der Reibkontakte einerseits, und dem Reibungsverhalten andererseits aufzeigen sollen. Die verschiedenen Analyse-Methoden werden hinsichtlich ihrer Aussagekraft bewertet. Dieser Teil der Arbeit beschränkt sich auf Lamellenkupplungen bzw. Kupplungsreibwerkstoffe.

Die Prüfstandsversuche und oberflächenanalytischen Untersuchungen werden von theoretischen Betrachtungen begleitet. Grundlage für beide Teile bildet eine über-

greifende Literaturrecherche aus verschiedenen Teilbereichen (Lamellenkupplungen, Synchronisierungen, Schmierstoffe, Zahnräder etc.). Die vorliegende Arbeit knüpft an zahlreiche vorliegende Untersuchungen aus diesen Teilbereichen an und erweitert sie. Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass Schmierstoffe bei unterschiedlichen Reibwerkstoffen andersartig wirken und daher den Anforderungen des Gesamtsystems (Getriebe) entsprechend additiviert werden müssen.

## 2 STAND DES WISSENS

### 2.1 Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen

Das Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen wird von einer Vielzahl von Parametern bestimmt. Neben dem Einfluss des Schmierstoffes sind die Einflüsse von Werkstoffpaarung, Topographie/Porosität und Nutung [4], [10], [60], Ölvolumenstrom/Schluckvermögen [25], konstruktive Parameter (Lamellengröße, Reibflächenanzahl) [23], [76] sowie der betriebsbedingten Parameter (Reibleistung, Schaltarbeit, Gleitgeschwindigkeit, Betriebstemperatur etc.) bekannt [76].

#### Schmierstoff

Maßgeblich auf das Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen wirken sich die Schmierstoffzusammensetzung, dessen Additivierung und Viskosität [5] sowie Alterungszustand [27] aus. Weiterführende Arbeiten unterstreichen die Bedeutung der Schmierstoffzusammensetzung [4], [17], [33], [40], [57], [67]. Durch die Zusammensetzung des Schmierstoffs kann, in Verbindung mit dem verwendeten Reibwerkstoff, der Reibwert in seiner Höhe und dem Verlauf über der Drehzahl beeinflusst werden. Dies hat nicht nur erheblichen Einfluss auf die Übertragungsfähigkeit der Kupplung, sondern auch auf den Schaltkomfort des Getriebes.

Die Ölversorgung stellt die Kühlung und Schmierung der Schaltelemente sicher. Die Additivierung trägt maßgeblich dazu bei, dass die vielfältigen Anforderungen an den Schmierstoff erfüllt werden. Der Schmierstoff hat eine Temperaturbeständigkeit im Bereich von etwa  $-40^{\circ}\text{C}$  bis  $150^{\circ}\text{C}$  zu erfüllen. Gleichzeitig muss thermische Alterungsbeständigkeit gewährleistet werden. Des Weiteren sollte die Viskositätsveränderung über der Temperatur möglichst gering sein. Schaumbildung muss vermieden und Ablagerungen sowie Korrosion verhindert werden. Eine Verträglichkeit mit den Werkstoffen, die mit Öl in Kontakt kommen, muss bewerkstelligt werden. Dies gilt insbesondere für die Dichtungswerkstoffe [17].

Letztlich tragen die im Schmierstoff enthaltenen Additive dafür Sorge, dass ein hoher statischer Reibwert vorliegt und – dies gilt aus Komfortgründen insbesondere im Be-

reich kleiner Differenzdrehzahlen – der Reibwertverlauf mit steigender Drehzahl zunimmt. Explizite Untersuchungen zum Einfluss der Additivierung auf das Reibungsverhalten liegen derzeit nicht vor.

#### Werkstoffpaarung, Topographie/Porosität und Nutung

In den Arbeiten [2], [19], [21], [41], [42], [60] wird der Einfluss der Reibschicht-Porosität in Hinblick auf die Ölmenge im Reibkontakt beschrieben. Diese – von der Porosität abhängige – Ölmenge beeinflusst einerseits das thermische Verhalten der Kupplung, und andererseits den Schmierfilmaufbau im Reibkontakt. Für eine vollständige Erfassung des Reibungsverhaltens muss das Zusammenwirken des gesamten tribologischen Systems betrachtet werden. Dies umfasst neben der Werkstoffpaarung auch den Schmierstoff und dessen Schmierfilmaufbau.

Die Nutung hat ebenfalls einen maßgeblichen Einfluss auf das Reibungsverhalten [16], [34], [41], [42]. In den Reibbelag sind Nuten eingebracht, die auch im geschlossenen Zustand der Kupplung eine Durchströmung mit Öl ermöglichen. Dadurch kann nach einer Schaltung die in der Stahllamelle gespeicherte Wärme wieder abgeführt werden. Je nach Ausprägung der Nutung kann die „Verweildauer“ der Wärme im Schaltelement beeinflusst werden, was unmittelbaren Einfluss auf das Reibungsverhalten der darauffolgenden Schaltung hat [17].

#### Ölvolumenstrom/Schluckvermögen

In [62] werden die Anforderungen an das Reibsystem beschrieben und Möglichkeiten zur Verbesserung der Funktionalität und der Lebensdauer aufgezeigt. Dabei werden u.a. die Einflüsse von Nutung und Ölvolumenstrom berücksichtigt. Der Ölvolumenstrom wird u.a. durch die Art der Nutung (z.B. Spiral-, Gruppenparallel- oder Waffelnutung) sowie das Verhältnis von Netto- zu Bruttoreibfläche bestimmt [25]. Weiterhin haben Temperatur und Ölviskosität einen maßgeblichen Einfluss.

Weitere Arbeiten untersuchen das Reibungsverhalten von Papier- und Carbonreibbelägen in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke und dem Reibungszustand. Die Schmierfilmdicke nimmt mit steigender Gleitgeschwindigkeit und steigendem Schluckvermögen der Reibwerkstoffe ab [14].

### Betriebsbedingte Parameter

Es wurden die Auswirkungen mehrerer betriebsbedingter Parameter wie Reibleistung, Schaltarbeit und Gleitgeschwindigkeit auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Lamellenkupplungen experimentell untersucht [38], [47]. Da Betriebsbedingungen stets die Schmier- und Werkstofftemperatur beeinflussen, ergeben sich hieraus entsprechende Einflüsse auf das Reibungsverhalten.

Mit den Ansätzen nach [68] lassen sich die auftretenden Reibflächentemperaturen abschätzen. Temperaturabschätzungen unterliegen der ungenauen Kenntnis der Kontaktbedingungen. Möglichkeiten und Grenzen von Temperaturmessungen in Reibkontakten werden ausführlich in [13], [25] diskutiert.

### Oberflächenschädigung und Grenzschichtbildung

Auf Reiboberflächen können sich mit zunehmender Beanspruchung glasierte Oberflächen („glaze“) bilden [54]. Es handelt sich dabei um Ablagerungen des ATF, was zu einer Verschlechterung des Reibungsverhaltens führt. Es können sich Verschleißmindernde Phosphatglasschichten ausbilden, deren genaue Zusammensetzung wiederum von der Reaktionstemperatur [29], [55], [65], den lokal vorherrschenden Druckverhältnissen [48], [49], [58], [72], aber auch von der Anwesenheit abgeriebenen Reibkörpermaterials [9], [44] mitbestimmt werden.

Chemische Reaktionen und Adsorption bewirken die Bildung einer Grenzschicht an den Reibflächen. Diese Grenzschicht hat einen großen Einfluss auf das Reibungsverhalten von Kupplungen [28], [31], [33]. Die Temperaturen wie auch die mechanische Beanspruchung Die auftretenden Temperaturen und mechanischen Beanspruchungen haben einen Einfluss auf die Grenzschichtbildung an den Reibflächen.

Lokal unterschiedliche Konzentrationen zwischen den Additivmolekülen kommen aufgrund der unterschiedlichen Reaktionsneigung der oberflächenaktiven Schmiermittelbestandteile und der herrschenden Temperaturen zustande [20], [26]. Darüberhinaus können die hohen Temperaturen zu Zersetzungen oder Umwandlungen adsorbierter Moleküle führen. So zersetzen sich beispielsweise adsorbierte Zinkdial-

kyldithiophosphat-Moleküle (ZDDP) bei Temperaturen über 130°C [70]. ZDDP werden häufig als Antiwear- oder Extreme-Pressure-Additive eingesetzt.

Mitunter wird eine temperaturabhängige Ko-Adsorption weiterer Molekülarten beobachtet. Zum Beispiel von Kalziumsulfonat (Detergent), dessen Aufgabe die Befreiung der Oberfläche von Verunreinigungen ist. Diese Adsorption kann wiederum einen Einfluss auf die Ausbildung der Reaktionsschicht haben [7], [35], [43], [45], [46], [52], [63], [78].

Die im Reibvorgang vorliegende Relativbewegung zwischen den Reibflächen kann zu mechanisch bedingten Stofftransporten und -vermengungen führen. Insbesondere bei hohen Temperaturen während der Reibvorgänge können Diffusionsprozessen auftreten. Dies ist auf die in den Grenzschichten vorliegenden Konzentrationsgefälle grundwerkstofffremder Elemente zurückzuführen. Nach Beendigung des Reibvorgangs sowie während der Abkühlphase werden noch freie Oberflächenplätze durch die Adsorption von oberflächenaktiven Molekülen abgesättigt.

Im Allgemeinen nimmt die mechanische und chemische Stabilität der Grenzschichten mit größer werdender zugeführter Energie ab. Infolgedessen nimmt der Abtransport von Schichtkomponenten zu. Gleichzeitig nimmt die Beweglichkeit der schichtbildenden Komponenten mit zunehmender Temperatur zu und der Ablauf chemischer und physikalischer Prozesse wird beschleunigt [29]. Dies führt dazu, dass die Bedingungen für den Grenzschichtaufbau insbesondere während des Schaltvorgangs hoch dynamisch und lokal unterschiedlich sind.

## **2.2 Reibungsverhalten von Synchronisierungen**

Das Reibungsverhalten von Synchronisierungen wird von ähnlichen Parametern bestimmt wie das Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen. Neben den Einflüssen von Schmierstoff und Werkstoffpaarung (Tribosystem) sind ebenfalls betriebsbedingte Parameter (Reibleistung, Schaltarbeit, Gleitgeschwindigkeit, Betriebstemperatur etc.) sowie die Bildung einer Grenzschicht ausschlaggebend. In [30] wird der Standard-Synchronisations-Prüfstand SSP-180 zur Durchführung von Dauerschaltversuchen an Synchronisierungen beschrieben. Insbesondere an Prüfständen dieser Bau-

art, aber auch an anderen Synchronisationsprüfständen wurden die folgenden Einflüsse auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen ermittelt.

### Schmierstoff

Zahlreiche Quellen berichten vom Einfluss des eingesetzten Schmierstoffes. So beschreiben z.B. [59], [61] den maßgeblichen Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibungszahniveau von Synchronisierungen. Die Versuche in [59] wurden mit unterschiedlichen Reibbelägen in Kombination mit verschiedenen Schmierstoffen – handelsübliche Schmieröle und Referenzöle mit reinen Wirkstoffen sowie Additivpaketen – durchgeführt. Das Reibungs- und Verschleißverhalten kann je nach Schmierstoff und enthaltenen Wirkstoffen erheblich variieren.

In [74] kommen weitere Streusinter-Reibbeläge zum Einsatz. Die Streusinter-Reibbeläge weisen ebenfalls ein Reibungszahniveau auf, das von den Additivkomponenten des verwendeten Schmierstoffes abhängt.

### Werkstoffpaarung, Topographie/Porosität und Nutung

In [59] wurden Synchronisierungen mit Molybdän, Streusinter und Messing als Reibbelag/-werkstoff untersucht. Hydrodynamische Traganteile im Reibkontakt der Synchronisierung hängen vom Zusammenwirken der Topographien beider Reibflächen sowie von der Reibflächenrillierung und -nutzung der beiden Reibpartner ab.

Weiterhin wurde der Einfluss von Nutung und Porosität auf den sich ausbildenden Reibungszustand untersucht [75]. Dabei wurde eine durch Poren und Risse gekennzeichnete Eisenbasis-Reibschicht den Reibwerkstoffen Messing, Molybdän, Streusinter und Carbon gegenübergestellt. Ähnlich wie bei Lamellenkupplungen haben Mikrogeometrie (Porosität, Rauheit) und Makrogeometrie (Nutung) maßgebliche Einflüsse auf Druck- und Wärmeverhältnisse im Bauteil.

### Ölvolumenstrom/Schluckvermögen

Um ein gewünschtes Reibungsverhalten zu erreichen, ist die mikroskopische Oberflächenbeschaffenheit ausschlaggebend (Rauheit). Eine spezielle makroskopische

Ausführung ist nicht erforderlich. Solange die Reibflächen benetzt sind, ist die Menge an zugeführtem Öl unerheblich [59].

In [39] wurden Versuche mit Synchronisierungen unter Mehrstufenbeanspruchung durchgeführt. Daraus wird ein Modell abgeleitet, in dem ein Beanspruchungskennwert aus den Einflussgrößen Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung gebildet wird. Aus Untersuchungen mit Molybdän-Synchronisierungen geht hervor, dass die Reibflächentemperatur die maßgebliche Beanspruchungsgröße ist hinsichtlich Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen [66].

### Grenzschichtbildung

Die Wirkung einiger Additivkomponenten beruht auf der Bildung von Grenzschichten [77]. Ergänzend wird berichtet, dass der Energieeintrag, der durch Beanspruchung im tribologischen Kontakt auftritt, die Ausbildung einer Grenzschicht verstärkt [6].

Bisherige Untersuchungen [77] haben gezeigt, dass die Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) erheblich durch die Adsorptionsschicht auf der Oberfläche der Basisschicht mitbestimmt wird. Dabei gibt es Hinweise, dass die Alkylkettenlänge eine Rolle spielen kann. Weitere lediglich physisorbierte Bestandteile des Schmierstoffs können zusätzlich einen Einfluss auf die Reibcharakteristik ausüben. Vor diesem Hintergrund wird deutlich, dass eine zuverlässige Vorhersage des Reibungsverhaltens verschiedener Material- und Schmierstoffkombinationen bisher nicht möglich ist.

In jüngster Zeit [53] wurden Versuche unternommen, tiefere Einblicke in den molekularen Aufbau der Adsorptionsschicht zu erhalten. Daher wurde zur Charakterisierung dieser Schichten das oberflächenanalytische Verfahren der Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (ToF-SIMS) eingesetzt. Hierbei wird die zu untersuchende Probenoberfläche im Vakuum mit einem Primärionenstrahl beschossen. Als Folge der im Festkörper ablaufenden Stoßprozesse kommt es zur Emission geladener elementarer, aber auch molekularer Komponenten aus dem Bereich der obersten Monolagen des Festkörpers. Darüber hinaus können Elemente und komplexere Moleküle auch in Flüssigkeiten nachgewiesen werden [24].

In Verbindung mit der hohen Transmission eines Flugzeit-Massenspektrometers ist dieses Verfahren aufgrund der hohen Oberflächensensitivität und Empfindlichkeit gut

geeignet nach tribologischen Belastungsexperimenten auch geringste Veränderungen an Festkörperoberflächen detektieren zu können [35], [36], [50], [51], [52].

Insgesamt decken die genannten Arbeiten eine Vielzahl von Reibpaarungs- und Schmierstoff-Kombinationen ab. Übertragbare Erkenntnisse über die ursächlichen Einflüsse des Grundöls und seiner Additivierung auf das Reibungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen und Synchronisierungen im selben Ölkreislauf gehen daraus nicht hervor.

### **2.3 Reibungsverhalten im Zahnradgetriebe („EHD- $\mu$ -Theorie“) und Folgerungen für die optimale Additivierung von Getriebeölen**

In der Literatur werden zahlreiche Hinweise gegeben, welche Einflussfaktoren das Reibungsverhalten in Zahnradgetrieben bestimmen. Die Einflüsse bei Betrachtung des Systems „Getriebe“ sind ähnlich wie die Einflüsse bei Betrachtung der Komponenten „Lamellenkupplungen und Synchronisierungen“. In einigen Punkten sowie in der Ausprägung des Einflusses unterscheiden sie sich jedoch erheblich. Wesentlicher Unterschied ist, dass bei Zahnrädern und Wälzlagern im Getriebe überwiegend elasto-hydrodynamischer (EHD) Kontakt vorherrscht. Bei Reibschaltelementen hingegen überwiegt Grenzreibung; vgl. Kap. 2.4.

Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen („EHD- $\mu$ -Theorie“) wird von [73] vorgestellt. Genauer beleuchtet werden die Einflüsse des chemischen Aufbaus der Fluide, der Werkstoffe, der Makro- und Mikrogeometrie sowie der Gleit- und Wälzkörper. Insgesamt werden zahlreiche Einflussgrößen genannt, welche die im elasto-hydrodynamischen Gleit-/Wälzkontakt übertragene Reibkraft bestimmen [18], [73]. Vereinfacht dargestellt handelt es sich dabei um:

- Umfangsgeschwindigkeit  $v$
- Schlupf  $s$
- Schräglaufwinkel  $\beta$
- Rotationsgeschwindigkeit  $\omega$
- Normalkraft  $F_N$
- Elastizitätsmodul  $E$
- Temperatur  $T$
- Schmierstoff
- Makrogeometrie
- Mikrogeometrie

Zwischen einigen Einflussparametern bestehen untereinander Abhängigkeiten. Die Makrogeometrie wird als untergeordnet eingestuft [73]. Diese Annahme für das Gesamtsystem (Getriebe) stimmt überein mit den Untersuchungen an den Komponenten (Synchronisierungen) [59]. Die Mikrogeometrie/Rauheit hingegen hat einen großen Einfluss auf das Reibungsverhalten. Dies gilt gleichfalls für Wälz-/Gleitkörper als auch für Reibschaltelemente.

Werkstoffeinflüsse sind auf ihre elastischen Eigenschaften und ihre unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheit beschränkt [73]. Wechselwirkung zwischen Werkstoff und Fluid ergibt sich im EHD-Kontakt nicht. Bei Grenzreibung in Reibschaltelementen wird hingegen von Wechselwirkungen im Tribosystem Reibwerkstoff/Schmierstoff berichtet [77].

Der Schmierstoffeinfluss im EHD-Kontakt ist gegeben durch die Molekülform, intra- und intermolekulare Wechselwirkungen sowie die Kettenlänge der Moleküle [73]. Weiterhin wurde bei der Untersuchung betriebsbedingter Parameter festgestellt, dass bei allen untersuchten Ölen die Geschwindigkeitsabhängigkeit mit zunehmender Temperatur zunimmt. Zurückgeführt wird dies auf die zunehmende Unordnung im Molekülverband [73].

Im Zustand der Grenzreibung ist ein ähnlicher Effekt zu beobachten; darüber hinaus unterscheiden sich die Reibungszahlverläufe bei zunehmenden Temperaturen in Verlauf und Niveau [25], [27]. Aus Untersuchungen in dieser Arbeit wird deutlich, dass dies in engem Zusammenhang mit der „Aktivierungstemperatur“ steht, bei welcher ein Additiv beginnt zu wirken (vgl. dazu Abschnitt 5.1.3).

Erfahrungen in der Praxis zeigen, dass der Schmierstoff (Grundöl plus Additivpaket) den Gesamtwirkungsgrad im Gesamtsystem „Getriebe“ wesentlich beeinflusst [15]. Der Schmierstoff bestimmt u.a. die lastunabhängigen Verluste der Dichtungen, Lager und Zahnräder etc.. Lastunabhängige Verluste entstehen z.B. durch Planschen. Lastabhängige Verluste werden durch das Reibungsverhalten im tribologischen Kontakt der Lager und Zahnräder bestimmt. Der Wirkungsgrad eines Getriebes wird mit Gleichung (1) aus der Verlustleistung  $P_V$  und der Antriebsleistung  $P_A$  bestimmt [15].

$$\text{Gleichung (1):} \quad \eta = \frac{P_A - P_V}{P_A}$$

Die Gesamtverlustleistung  $P_V$  eines Getriebes kann nach [56] in die Verzahnungsverlustleistung ( $P_{VZP}$  und  $P_{VZ0}$ ), die Lagerverlustleistung ( $P_{VLP}$  und  $P_{VL0}$ ) und andere Verlustquellen ( $P_{VX0}$ ), wie z.B. Dichtungen ( $P_{VD}$ ), aufgeteilt werden. Es wird zwischen einem lastabhängigen (Index P,  $P_{VZP}$  und  $P_{VLP}$ ) und einem lastunabhängigen Teil unterschieden (Index 0,  $P_{VZ0}$ ,  $P_{VL0}$  und  $P_{VX0}$ ):

$$\text{Gleichung (2):} \quad P_V = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VL0} + P_{VD} + P_{VX0}$$

Additive sollen im Tribosystem Schmierstoff/Reibwerkstoff bei Lamellenkupplungen und Synchronisierungen gewünschte Eigenschaften bezüglich des Reibungszahlverlaufs herbeiführen. Nach Gleichung (2) können sie gleichfalls Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad von Getrieben haben. Grundsätzlich können durch den gewählten Schmierstoff alle (Verlust-)Leistungskomponenten aus Gleichung (2) beeinflusst werden – und das in beide Richtungen sowohl für lastabhängige als auch für last-

unabhängige Summanden. **Ziel ist es** daher, einen Schmierstoff so auszulegen, dass er ein **gutes Reibungsverhalten** der Reibschaltelemente bewerkstelligt und **gleichzeitig** ein möglichst **hoher Wirkungsgrad** im Gesamtsystem herrscht.

Die in der Literatur aufgezeigten Berechnungsmethoden des Getriebewirkungsgrads erlauben keine treffsichere Berücksichtigung des Reibungsverhaltens von verschiedenen Schmierstoffen in Abhängigkeit von unterschiedlichen Schmierstoffeigenschaften. Es müssen hierfür also experimentelle Untersuchungen am Prüfstand durchgeführt werden.

Versuche am Zweischeiben- und Wirkungsgradprüfstand haben gezeigt, dass Leerlaufverluste (= lastunabhängige Verluste) im Wesentlichen durch die Betriebsölviskosität bestimmt werden. Das Additivpaket hat keinen messbaren Einfluss [15].

Die lastabhängigen Verluste der Lager und der Zahnräder werden durch die Schmierstoffeigenschaften und den durch die Betriebsbedingungen erzeugten Schmierzustand bestimmt. Das Reibungsverhalten muss im Bereich der Grenz-, Misch,- und EHD-Reibung getrennt beurteilt werden. Der optimale Wirkungsgrad im Gesamtgetriebe wird im Bereich des Übergangs von Mischreibung zu hydrodynamischer Reibung erreicht. Bei höherer Schmierfilmdicke weist der Schmierstoff eine höhere Viskosität und einen höheren inneren Widerstand auf, somit steigt die Reibungszahl im Bereich der EHD-Reibung an. Mit weiter abnehmender Schmierfilmdicke hingegen nehmen die Festkörpertraganteile im Reibkontakt zu, wodurch die mittlere Kontaktreibungszahl aus EHD und Festkörperreibung zunimmt.

Aus Prüfstandsversuchen folgen diese Beobachtungen [15]:

- 1) Die Geschwindigkeit und die Temperatur (Betriebsölviskosität) bestimmen den Schmierzustand und somit die Reibungszahl; die Belastung ist eher unbedeutend.
- 2) Durch typische Getriebeöle kann je nach Betriebsbedingung eine Änderung der Reibungszahl um den Faktor 2 erreicht werden – abhängig vom Grundöltyp.
- 3) Im Vergleich unterschiedlicher Grundölviskositäten und VI-Verbesserer bestimmt der Schmierzustand die mittlere Reibungszahl.

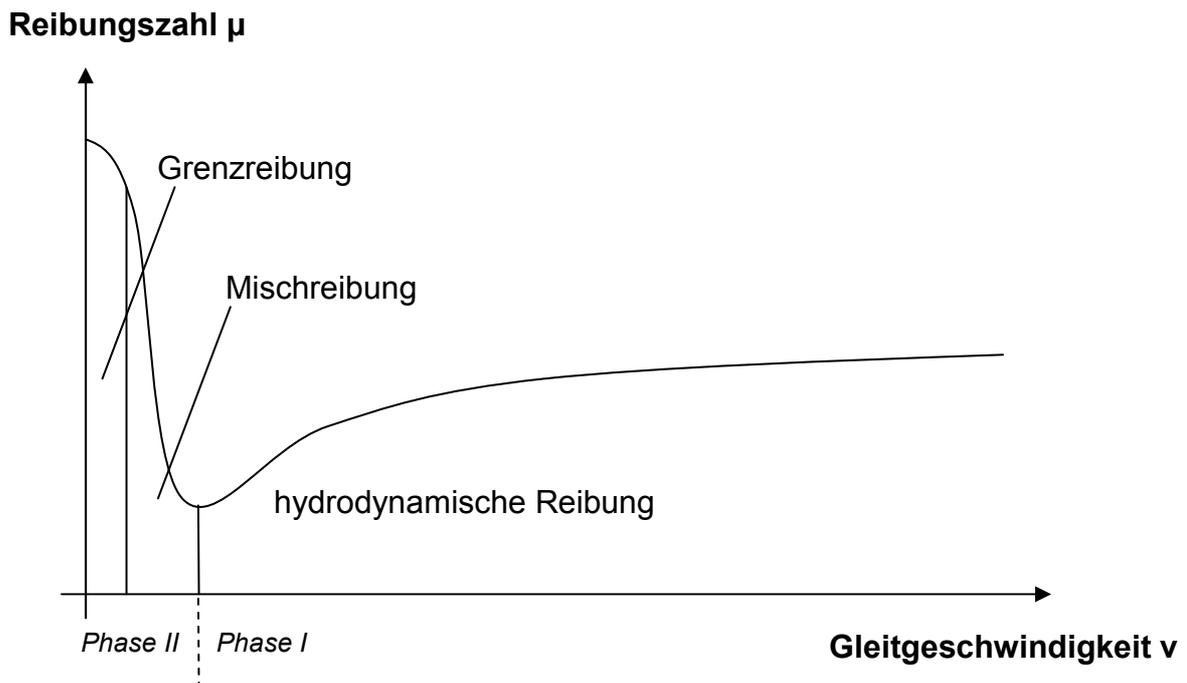
4) Das Additivpaket hat nur Auswirkungen im Bereich der Grenz- und Mischreibung, verschiedene Systeme bewirken eine Änderung der Reibungszahl um den Faktor 1,5.

#### Fazit:

Das Reibungsverhalten von Gleit- und Wälzkörpern bei EHD-Reibung (Gesamtgetriebe, Zahnräder etc.) hängt unmittelbar von der Art des Schmierstoffes bzw. dessen Element- und Molekularstruktur ab. Hinsichtlich des Wirkungsgrades haben Additive im Getriebe einen untergeordneten Stellenwert. Es ist folglich möglich, durch eine gezielte Additivierung des Getriebeöls die Reibeigenschaften der Schaltelemente optimal auszulegen, ohne den Wirkungsgrad des Gesamtgetriebes maßgeblich zu beeinträchtigen. Dennoch ist es freilich ratsam, „komponentenoptimierte“ Schmierstoffe im Gesamtsystem ausführlich zu testen, um mögliche Nebenwirkungen auf Lebensdauer, Verschleiß etc. des Getriebes zu detektieren.

## **2.4 Reibungszustände und Reibcharakteristik**

Grundlegend für das Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen und Synchronisierungen ist der jeweils vorliegende Reibungszustand. In geschmierten Reibschaltelementen treten unterschiedliche Schmierzustände auf [12]. In der Regel wird zunächst der sich zwischen den Reibkontakten befindliche Schmierstoff ausgequetscht (Phase I: hydrodynamische Reibung; die Berührflächen sind durch einen Schmierfilm vollständig getrennt). Dieser kurzen Phase folgt ein Bereich meist konstanten Reibmoments; hier stellt sich Grenzreibung bzw. Mischreibung ein (Phase II: Kraftübertragung überwiegend durch Grenzschichtkontakt), vergleiche **Bild 1**.



**Bild 1:** Reibungszustände, eigene Darstellung nach STRIBECK [69]

### Grenzreibung

Alle in einem Grenzschichtkontakt auftretenden Reibkräfte, die unmittelbar von den Grenzschichten beeinflusst werden, können der Grenzreibung zugeordnet werden. Hierin sind Wechselwirkungen zwischen gebundenen Grenzschichtbestandteilen wie auch solche zu Schmierstoffmolekülen eingeschlossen, die nicht unmittelbar den Gesetzen der Flüssigkeitsreibung folgen [77].

### Hydrodynamische Reibung

Dieser Reibungszustand folgt den Gesetzmäßigkeiten, wie sie für einen makroskopischen geschlossenen Schmierfilm bekannt sind. Er ist dadurch gekennzeichnet, dass die Reibflächen lokal durch Öl voneinander getrennt sind. Die Gleitbewegung zwischen den Reibflächen wird hier im Wesentlichen durch Relativbewegungen zwischen Ölmolekülen bestimmt. Ähnlich der EHD-Theorie bei Zahnrädern werden der Gleitbewegung entgegenwirkende Kräfte hier ausschließlich durch Scherkräfte im Fluid bedingt; im Unterschied zur elasto-hydrodynamischen Reibung tritt keine bzw. eine vernachlässigbar geringe elastische Verformung der Reibpartner auf.

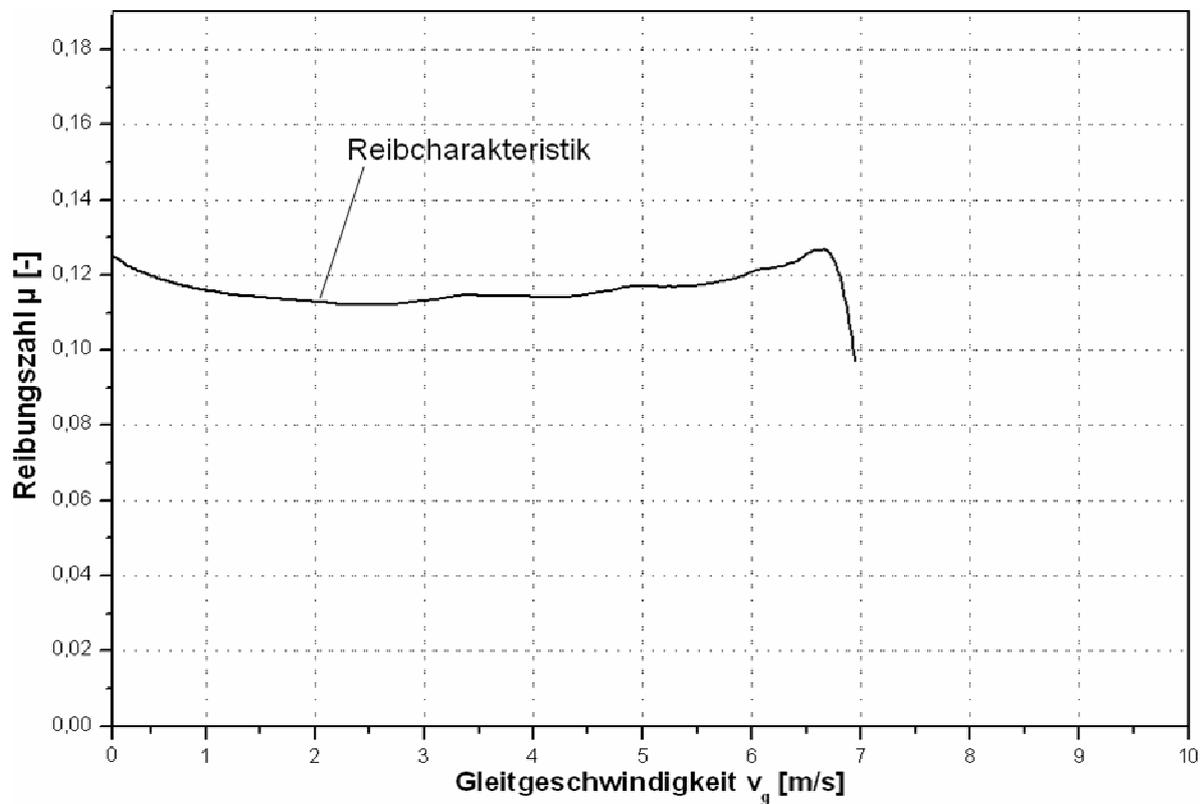
## Mischreibung

Die Reibungszahl  $\mu$  beschreibt nach dem Gesetz von Coulomb den Zusammenhang zwischen einer Reibkraft  $F_R$  und einer Reibflächennormalkraft  $F_N$ . Bei Mischreibung lässt sich dieser Zusammenhang auf die jeweiligen Anteile von  $F_R$  und  $F_N$  gemäß Gleichung (3) darstellen

$$\text{Gleichung (3):} \quad F_R = F_N \cdot \mu = F_{R,hyd} + F_{R,G} = F_{N,hyd} \cdot \mu_{hyd} + F_{N,G} \cdot \mu_G$$

Wenn Mischreibung vorliegt, so ergeben sich Wechselwirkungen zwischen der Reibungszahl  $\mu$  und den Parametern Normalkraft  $F_N$ , Gleitgeschwindigkeit  $v_g$ , Ölviskosität  $\nu$  und Reibflächentopographie [77].

Die Reibungszahl wird im Zusammenhang mit Reibschaltelementen meist als Reibcharakteristik dargestellt. Sie entspricht dem Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit, siehe **Bild 2**.



**Bild 2:** Reibcharakteristik: Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit

Das Reibungsverhalten wird maßgeblich durch die hier dargestellte Reibcharakteristik bestimmt. Die Beispiel-Schaltung zeigt einen typischen Reibungszahlverlauf von Reibschaltelementen (hier: Lamellenkupplung mit organischem Reibbelag) mit Reibungszahlen im Bereich von  $\mu \approx 0,10 \dots 0,13$ .

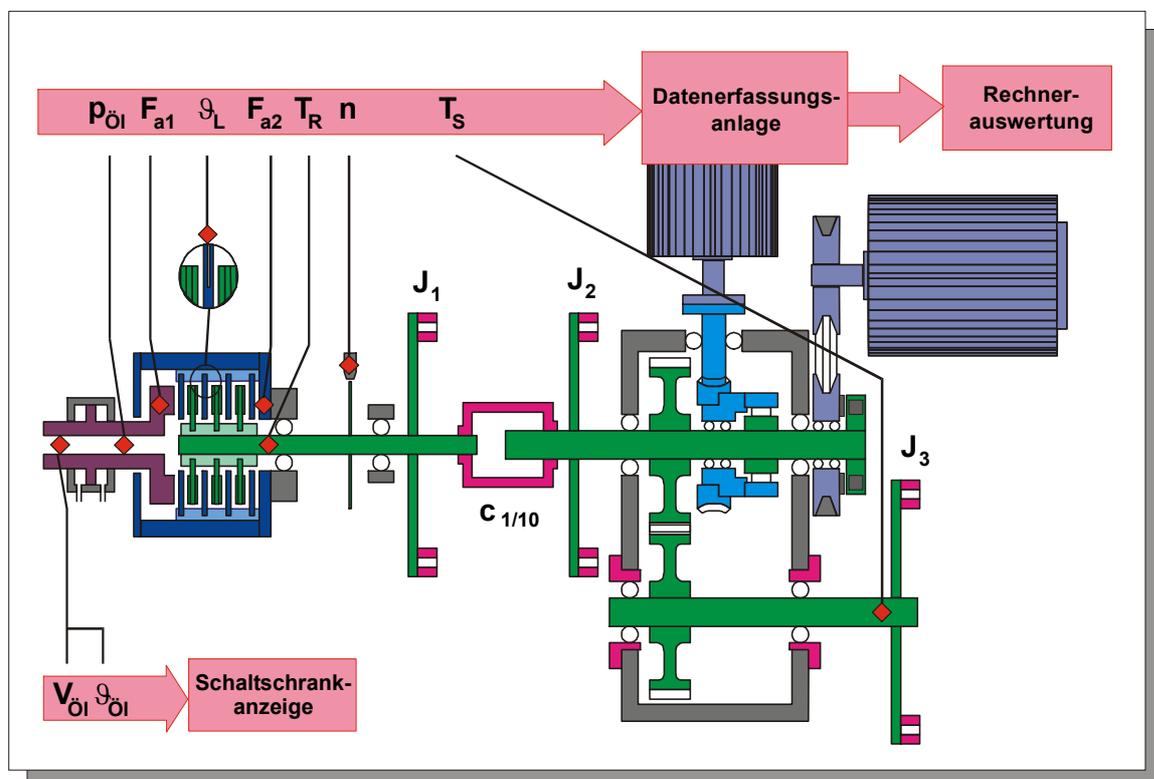
Die Reibcharakteristik kann anstatt in Form der graphischen Darstellung weiterhin durch Kennwerte beschrieben werden. Diese Kennwerte werden in **Abschnitt 5** beschrieben.

## 3 PRÜFSTÄNDE, VERSUCHSTEILE UND SCHMIERSTOFFE

### 3.1 Prüfstände und Messverfahren

Systematische Prüfstands-Untersuchungen zur Bedeutung der einzelnen Einflussparameter für das Reibungsverhalten sind ein übliches Werkzeug und werden häufig angewendet [73]. Es ist die Erkenntnis gewachsen, dass es derzeit noch nicht möglich ist Reibungszahlen von Schmierstoffen beliebiger Struktur zu berechnen. Ähnlich wie z.B. bei Spannungs-Dehnungsdiagrammen muss man auch den Verlauf von Reibungszahlkurven experimentell ermitteln. Dies geschieht in der vorliegenden Arbeit durch Versuchsläufe an Komponentenprüfständen.

#### 3.1.1 Lamellenkupplungsprüfstand



**Bild 3:** Prinzipskizze des FZG-Reibschwingprüfstands LK-2

Die Untersuchungen an Lamellenkupplungen wurden am FZG-Reibschwingprüfstand LK-2 durchgeführt. **Bild 3** zeigt den prinzipiellen Aufbau dieses Prüfstandes, die technischen Daten dazu liefert **Tabelle 1**. Dieser Prüfstand wurde für die spezifischen Anforderungen zur Untersuchung des Reibungs- und Reibschwingverhaltens von ölgekühlten Lamellenkupplungen entwickelt. Der Prüfstand ist für den Einbau von Originalkupplungskomponenten konzipiert.

Es handelt sich um einen Prüfstand für Bremsbetrieb und Dauerschlupf mit einem mechanischen Antriebsstrang, dessen Parameter (Federsteifigkeit, Schwungmasse und -verteilung) verändert werden können.

**Tabelle 1:** Daten des FZG-Reibschwingprüfstands LK-2

Reibmoment $T_R$	$\leq 1500 \text{ Nm}$
Drehzahl Bremsbetrieb $n_B$	$0 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$
Drehzahl Dauerschlupfbetrieb $n_D$	$0 \dots 100 \text{ min}^{-1}$
Axialkraft $F_a$	$2 \dots 20 \text{ kN}$
Trägheitsmoment $J_{\text{ges}} = \sum_{n=1}^3 J_n$	$0,2 \dots 1,6 \text{ kgm}^2$
variable Federsteifigkeit $c_{1/10}$	$10^5 \dots 10^6 \text{ Nm/rad}$
Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$	$\leq 3 \text{ l/min}$
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$	$30 \dots 120^\circ\text{C}$
Reibflächenabmessungen $d_{\text{Bi,min}}$	70 mm
$d_{\text{Ba,max}}$	260 mm
Paketbreite $b$	$\leq 30 \text{ mm}$

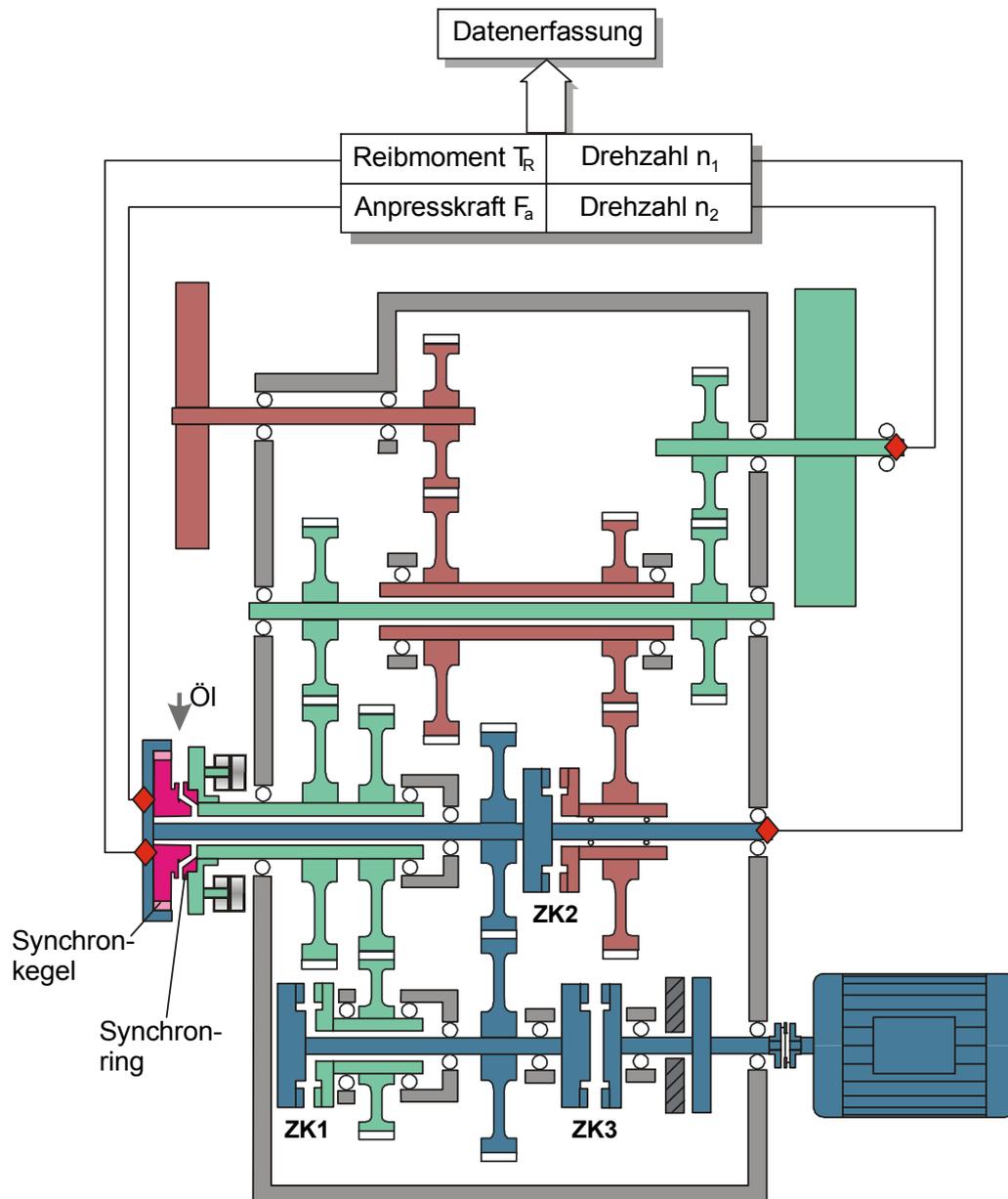
Im Prüfkopf ist eine Originalkupplung eingebaut. Der Außenlamellenträger ist hierbei drehfest am Prüfstand befestigt. Der Innenlamellenträger ist mit dem Antriebsstrang verbunden. Dieser Antriebsstrang besteht aus den Schwungmassensätzen  $J_1$  bis  $J_3$ ,

der variablen Torsionsfeder  $c_{1/10}$  sowie einer Stirnradstufe. Damit lässt sich das mechanische System in seinem Schwingungsverhalten systemspezifisch variieren.

Der Prüfstand wird durch zwei drehzahlgeregelte Gleichstrommotoren betrieben. Für Bremsbetrieb werden die Prüfstandsschwingmassen über den Hauptantrieb beschleunigt. Für Dauerschlupfversuche wird zur Aufbringung des notwendigen Drehmoments über eine Zahnkupplung der Kriechantrieb (mit Schneckengetriebe) zugeschaltet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Prüfstand LK-2 im Bremsbetrieb betrieben.

### 3.1.2 Synchronisationsprüfstand

Der Prüfstand ist für systematische Reibungszahlmessungen unter reproduzierbaren Versuchsbedingungen konzipiert, wobei die Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse auf den praktischen Einsatz durch Simulation praxisrelevanter Betriebszustände (Axialkraft, Absolut- und Relativedrehzahlen, Massenträgheitsmomente und Schmierverhältnisse) sichergestellt ist [30]. **Bild 4** zeigt die Prinzipskizze des Synchronisationsprüfstands SYN-2.



**Bild 4:** Prinzipskizze des Synchronisationsprüfstandes SYN-2

Die technischen Daten des Prüfstands sind in **Tabelle 2**, die Messgrößen in **Tabelle 3** aufgeführt.

**Tabelle 2:** Technische Daten des Reibungsprüfstands SYN-2

Massenträgheitsmomente:	
kupplungsseitig, zu synchronisieren	$J_K = 0,1 \text{ kgm}^2$
fahrzeugseitig, zur Drehzahlstabilisierung	$J_F = 230 \text{ kgm}^2$
Reibflächendurchmesser	$d = 65 \dots 170 \text{ mm}$
Differenzdrehzahl	$\Delta n = 0 \dots 2800 \text{ min}^{-1}$
Axialkraft	$F_a = 0 \dots 4000 \text{ N}$
Öleinspritztemperatur	$\vartheta_{\text{Öl}} = -20 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$

**Tabelle 3:** Messgrößen am Reibungsprüfstand SYN-2

Axialkraft	$F_a$
Drehmoment	$T_R$
Synchronkegeldrehzahl	$n_K$
Synchronringdrehzahl	$n_R$

Die Prüflinge – Synchronring und Synchronkegel – sind über eine Hohlwelle/Welle-Anordnung außerhalb des Prüfstands angebracht. Über je ein zweistufiges Zahnradgetriebe sind der Synchronring mit einem Schwungrad, das dem Massenträgheitsmoment  $J_F$  des Fahrzeugs entspricht, und der Synchronkegel mit einem Schwungrad, das dem Massenträgheitsmoment  $J_K$  der Losräder und der Hautkupplung zwischen Motor und Getriebe entspricht, verbunden. Bei geöffneter Zahnkupplung ZK 1 rotieren die beiden Wellenstränge völlig unabhängig voneinander.

Der Antrieb des Prüfstandes erfolgt durch einen drehzahlgeregelten Elektromotor, der über die Zahnkupplung ZK 3 an den kupplungsseitigen Wellenstrang angekuppelt wird. Zum Antrieb der Fahrzeugmasse ( $J_F$ ) wird zusätzlich zu ZK 3 auch Zahnkupplung ZK 1 geschlossen.

Das Massenträgheitsmoment  $J_K$  wird – entsprechend den Gängen des Fahrzeuggetriebes – durch Einbau unterschiedlicher Schwungscheiben verändert. Für die Realisierung des kleinsten Trägheitsmoments ( $J_K = 0,1 \text{ kgm}^2$ ) wird ein Teil des kuppelungsseitigen Wellenstrangs über die Zahnkupplung ZK 2 angekuppelt.

Die Schaltkraft wird durch Hydraulikzylinder auf den Synchronring aufgebracht. Schaltkraftanstieg und Schaltkraftmaximum sind über Proportionalventile der Hydraulikanlage regelbar. Die Schmierstoffversorgung (Einspritzschmierung) der Prüflinge wird durch ein eigenes Aggregat ermöglicht, unabhängig von der Schmierung der übrigen Prüfstandsteile.

Die instationären Synchronisationsversuche laufen in folgenden Schritten ab: Nach Ankuppeln des Motors durch Schließen der Kupplung ZK 3 wird die Kupplungsmasse auf Ausgangsdrehzahl beschleunigt. Nach Abkuppeln des Motors vom Prüfstand durch Öffnen von ZK 3 rotiert die Kupplungsmasse frei. Der Synchronisierungsvorgang wird durch Aufbringen der Axialkraft auf den Synchronring eingeleitet, und die Kupplungsmasse wird während der Rutschphase bis auf Stillstand (Zieldrehzahl = 0) verzögert. Mit dem Prüfstand ist auch die Realisierung von Schaltvorgängen mit positiver oder negativer Zieldrehzahl möglich. Ausführliche Untersuchungen haben aber gezeigt, dass die Zieldrehzahl keinen Einfluss auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen hat [59]. Somit wird für die Untersuchungen in dieser Arbeit als Zieldrehzahl Null gewählt.

Die Messung des auftretenden Reibmoments  $T_R$  und der wirkenden Axialkraft  $F_a$  erfolgt unmittelbar zwischen dem Synchronkegel und seiner Welle mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Durch diese Anordnung werden die Messwerte durch keine Reibmomente oder Reibkräfte in Lagern oder Führungen verfälscht, so dass eine sehr hohe Messgenauigkeit erreicht wird.

Das Prüföl wird bei diesem Prüfstand mit einer Einspritzleitung zugeführt, die Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}}$  ist thermostatgeregelt. Für Tieftemperaturversuche kann der Prüfstand mit einem Kälteaggregat (Öleinspritzschmierung) ausgerüstet werden.

Mit einer Messdatenerfassungsanlage werden die Messsignale der Versuche aufgezeichnet. Die aufgenommenen Daten werden mittels Rechner ausgewertet und graphisch dargestellt.

## 3.2 Versuchsteile

Die Reibungsuntersuchungen wurden an Lamellen der Baugröße 165 mm/187,5 mm sowie an Synchronisierungen mit Reibdurchmesser 67 mm und 80 mm durchgeführt.

**Tabelle 4** zeigt die Reibpaarungen in einer Übersicht.

**Tabelle 4:** Reibpaarungen

Reibpaarung	Außenlamellen/ Konus	Belagwerkstoff	mittl. Reibdurchmesser $d_m$ [mm]
RP1	Stahl	Papier, BW 4329	176
RP2	Stahl	Sinter, ON 5021-55	176
RP3	Stahl	Messing, Ms 488	67
RP4	Stahl	Carbon, DCA	67
RP5	Stahl	Sinter, HS45	80
RP6	Stahl	Carbon, HC100	80

### 3.2.1 Lamellenkupplungen (RP1 und RP2)

Die Außenlamellen sind aus Stahl gefertigt. Als Reibbeläge (auf den Innenlamellen) kommen ein organischer Reibbelag (BW 4329) sowie ein Streusinterbelag (ON 5021-55) zum Einsatz.

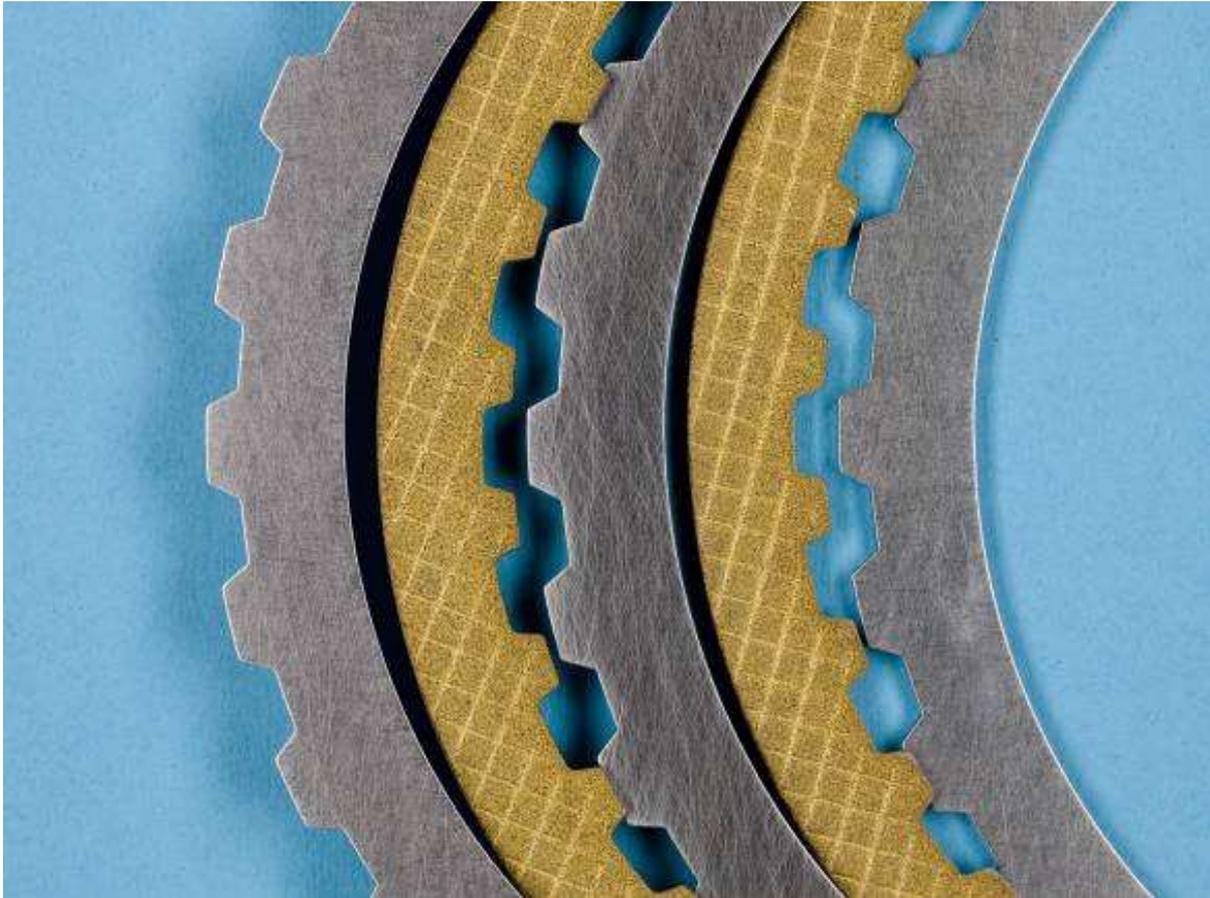
Die Lamellenkupplungs-Versuche werden mit 4 Reibflächen gefahren, d.h. es sind je 3 Stahllamellen und 2 Reibbelaglamellen im Einsatz, wie **Bild 5** und **Bild 6** zeigen.



**Bild 5:** RP1 – Lamellenpaket mit Papierreibbelag

Um einen möglichst gleichmäßigen Anpressdruck über die komplette Druckfläche zu gewährleisten, werden als erste und letzte Lamelle im Papierbelag-Paket (organischer Reibbelag) Stahllamellen mit einer Dicke von 3,9 mm verwendet. Die mittlere Stahllamelle weist eine Dicke von 2,1 mm auf.

Der organische Reibbelag BW 4329 ist als Ring auf die Trägerlamelle aufgeklebt und weist eine Bruttoreibfläche von ca. 6230 mm<sup>2</sup> auf. Die Nettoreibfläche beträgt 5084 mm<sup>2</sup> entsprechend 81,6%. Diese Belaglamellen sind gruppenparallel genutet: alle 60° um den Umfang sind jeweils 16 durchgehende Nutungen eingeprägt. (6 x 16 Nutungen = 96 Nutungen). Die Lamellen weisen eine leichte Wellung auf (Sinushöhe: ca. 75 µm; Sinuswellenzahl: 6). Die Belagträgerdicke wird mit 0,8 mm angegeben, die Belagdicke mit 0,65 mm. Daraus ergibt sich eine Gesamtdicke von 2,1 mm.



**Bild 6:** RP2 – Lamellenpaket mit Sinterreibbelag

Die Stahllamellen, die mit Streusinterbelag gepaart werden, weisen eine Dicke von 2,5 mm auf und sind gehärtet.

Die Streusinterbelaglamellen ON 5021–55 weisen parallele, sich senkrecht kreuzende Nutungen im Abstand von 4 mm auf („Waffelnutung“). Die Bruttoreibfläche beträgt ebenfalls 6230 mm<sup>2</sup>. Die Nettoreibfläche beträgt 3327 mm<sup>2</sup> entsprechend 46,6%. Die Lamellen weisen eine leichte Wellung auf (Sinushöhe: ca. 50 µm; Sinuswellenzahl: 4). Die Lamellen sind 1,9 mm dick (0,8 mm Belagträger, Belagdicke jeweils 0,55 mm).

### 3.2.2 Synchronisierungen (RP3, RP4, RP5 und RP6)

**Bild 7** zeigt eine Messing-Doppelkonussynchronisierung (Legierung: Sondermessing 488) mit einem mittleren Reibdurchmesser von 67 mm (Außenring 70 mm, Innenring 64 mm).



**Bild 7:** RP3 – Messing-Doppelkonussynchronisierung

Diese Synchronisierung ist als PKW-Innenkonus-Synchronisierung (System Borg-Warner) ausgeführt. Der Synchronkegel besteht aus einsatzgehärtetem Stahl mit einer in Umfangsrichtung geschliffenen Reibfläche ohne Nutung.

Der Synchronring besteht aus Messing (Legierung 488). Zum Verschleißschutz sind in das Messing-Grundgefüge harte intermetallische Verbindungen eingelagert. In die Reibfläche sind ein Gewinde mit Spitzenbreite im Neuzustand  $SB = 0,13\text{--}0,16$  mm sowie neun Axialnuten eingearbeitet, vgl. **Bild 8**.



**Bild 8:** Gewinde und Axialnutungen der Messing-Synchronisierung (RP3)

Weiterhin wurden Stichversuche mit derselben Synchronisierung, aber mit Carbon-Reibbelag DCA (RP4) durchgeführt, siehe **Bild 9**.



**Bild 9:** RP4 – Carbon-Reibbelag DCA auf Messing-Synchronring (RP4)

**Bild 10** zeigt eine Synchronisierung mit Sinterreibbelag HS45 (RP5). Der Reibbelag mit Durchmesser 80 mm ist auf die Trägersynchronisierung aufgeklebt.



**Bild 10:** RP5 – Synchronring mit Sinterreibbelag HS45 (RP5)

In den Reibbelag sind Axialnuten eingearbeitet („mäanderförmig“).

Weiterhin wurden Stichversuche dieser Synchronisierung mit Carbonreibbelag HC100 (RP6) durchgeführt, siehe **Bild 11**.



**Bild 11:** RP6 – Synchronring mit Carbonreibbelag HC100 (RP6)

### 3.3 Schmierstoffe

Die untersuchten Schmierstoffe sind in drei grundsätzlich unterschiedliche Kategorien eingeteilt: Es kommen ein Automatikgetriebeöl (ATF), ein manuelles Getriebeöl (MTF) und ein Schiffsmotorenöl zum Einsatz. Ausgehend von einem komplett legierten Öl (ATF und MTF gemäß API Klasse III, Schiffsmotorenöl API Klasse I) werden jeweils Fluide mit reduzierter bzw. modifizierter Additivzusammensetzung untersucht. Die Komponenten-Matrix des ATF wurde anhand der DoE-Methode („Design of Experiments“) mit teilfaktoriellem Versuchsplan festgelegt, vgl. **Kap. 4.1**.

**Tabelle 5** gibt einen Überblick über die Kombinationen aus Reibbelag und Schmierstoff.

**Tabelle 5:** Reibpaarungen

Reibpaarung	Belagwerkstoff	Schmierstoff
RP1	Papier, BW 4329	ATF
RP2	Sinter, ON 5021-55	Schiffsmotorenöl
RP3	Messing, Ms 488	ATF
RP4	Carbon, DCA	ATF
RP5	Sinter, HS45	MTF
RP6	Carbon, HC100	MTF

### 3.3.1 ATF-Modellfluide (RP1, RP3 und RP4)

Die folgende Tabelle zeigt eine Übersicht über die Zusammensetzungen der ATF-Modellfluide.

**Tabelle 6:** Komponentenmatrix ATF (RP1, RP3 und RP4)

Fluid	FM	Disp.	Det.	EP/AW	RI
Fluid 1		x	x		x
Fluid 2		x			
Fluid 3					x
Fluid 4			x	x	x
Fluid 5		x	x	x	
Fluid 6	x		x	x	
Fluid 7	x	x	x		
Fluid 8	x	x	x	x	x
Fluid 9	x			x	x
Fluid 10	x	x		x	
Fluid 11			x		
Fluid 12				x	
Fluid 13	x		x		x
Fluid 14		x		x	x
Fluid 15	x	x			x
Fluid 16	x				

Dabei bedeuten FM „Friction Modifier“, Disp. „Dispersant“, Det. „Detergent“, EP/AW „Extreme Pressure/Antiwear“ und RI „Rust Inhibitor“. Siehe **Tabelle 7**.

**Tabelle 7:** Verwendete Abkürzungen für Additive

Abkürzung	Additiv-Komponente	Aufgabe
FM	Friction Modifier	Verminderung der Reibung, Reibungszahlanpassung
Disp	Dispersant	Partikel in der Schwebelage halten, Verhinderung von Ablagerungen
Det	Detergent	Waschaktive Verhinderung von Ablagerungen
EP/AW	Extreme Pressure/Antiwear	Verschleißschutz, auch bei hoher Beanspruchung (Druck, Temperatur)
RI	Rust Inhibitor	Korrosionsschutz

Weiterhin enthält jedes Fluid die konstanten Komponenten Antioxidant, Antifoam, Viscosity Index Improver und Basestock.

#### Generische Bezeichnungen der Additive und Viskosität des Grundöls:

Beim FM handelt es sich um ein langkettiges Amin, beim Dispersant um einen handelsüblichen, ATF-typischen Dispersant (Succinimid). Der Detergent ist ein überbasisches Kalziumsulfonat. Der EP/AW ist ein geschwefelter Fettsäureester, der RI ein nicht-ionisches Tensid.

Der Antioxidant ist aminisch. Der Antifoam ist ein siliziumhaltiges Antischaummittel. Beim VII handelt es sich um ein Polymetacrylat. Das Grundöl (Basestock) ist ein HC („Hydrocrack“) der API Klasse III. Die kinematischen Viskositäten des Basestock betragen bei 40°C  $KV_{40} = 19,3 \text{ mm}^2/\text{s}$  und bei 100°C  $KV_{100} = 4,2 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Bei -40°C ist der Basestock fest. Der Viscosity Index ist 124.

### 3.3.2 Schiffsmotorenöle (RP2)

**Tabelle 8** zeigt die Komponenten-Matrix des Schiffsmotoren-Öls. Die Matrix ist anhand eines ähnlichen Schemas – Grundöl plus Additive – definiert. Die Abkürzungen sind entsprechend Tabelle 6; AF steht für Antifoam. S-25 stellt das voll formulierte Serienöl dar.

**Tabelle 8:** Komponentenmatrix Schiffsmotoren-Öl (RP2)

Ölvariante	Det.	Det.	Det.	Disp.	AW	AF	FM	FM	VII	VII
	A	B	C				1	2	1	2
S-21	x			x	x	x				
S-22		x	x	x	x	x				
S-23				x	x	x				
S-24	x	x		x	x	x				
S-25	x	x	x	x	x	x	x			
S-26	x	x	x	x	x	x		x		
S-27	x	x	x	x	x	x			x	
S-28	x	x	x	x	x	x				x

#### Generische Bezeichnungen der Additive und Viskosität des Grundöls (Schiffsmotorenöle):

Bei den drei verwendeten Detergents handelt es sich um Kalziumsulfonate mit TBN-Werten (Indikator, wie viele Säuren ein Öl binden kann) von 400, 255 und 30. Der Dispersant ist ein für solche Anwendungen typisches Succinimid. Als Antiwear-komponente wird Zinkdithiophosphat eingesetzt. Das Antifoam-Additiv, welches nur im ppm Bereich verwendet wird, ist silikonhaltig. Der auf Phosphorkomponenten basierende Friction Modifier wird in zwei verschiedenen Varianten verwendet. Bei den beiden VI-Improvern handelt es sich je um ein nicht dispergierendes sowie um ein stark dispergierendes Polymethacrylat. Die kinematischen Viskositäten der mit Gruppe I Basestocks aufgemischten Varianten liegen bei etwa 12,2 mm<sup>2</sup>/s bei 100°C und 121 mm<sup>2</sup>/s bei 40°C. Der Viskositätsindex liegt bei 98.

### 3.3.3 MTF-Modellfluide (RP5 und RP6)

Die Komponentenmatrix der MTF-Schmierstoffe ist in **Tabelle 9** abgebildet. Dieses Öl wurde mit der Sinter-Synchronisierung kombiniert (sowie Stichversuche mit Carbon HC100).

**Tabelle 9:** Komponenten-Matrix MTF-System (RP5 und RP6)

Ölvariante	Disp.	EP	AW	FM 1	FM 2	FM 3	Corrosion inhibitor	Rust inhibitor
MTF-1	x		x	x	x		x	x
MTF-2			x	x	x		x	x
MTF-3	x	x	x	x	x		x	x
MTF-4	x			x	x		x	x
MTF-5	x		x		x		x	x
MTF-6	x		x	x			x	x
MTF-7	x		x	(x)	(x)		x	x
MTF-8	x		x				x	x
MTF-9	x		x	x	x			x
MTF-10	x		x	x	x		x	
MTF-11	x		x			x	x	x

In **Tabelle 9** bedeutet das eingeklammerte (x), dass das Additiv in verminderter Konzentration vorliegt. In Ölvariante MTF-7 ist dies für FM 1 und FM 2 der Fall. Das EP-Additiv wird bis auf Variante 3 nicht verwendet, da ein Übersteuern der zu beobachtenden Effekte zu befürchten war.

Zusätzlich enthält jede MTF-Variante einen konstanten Gehalt an Antioxidant, Antifoam und PPD (p-Phenilendiamin).

#### Generische Bezeichnungen der Additive und Viskosität des Grundöls:

Bei den Friction Modifiers FM 1 und FM 2 handelt es sich um kalziumhaltige Detergents, FM 3 ist ein magnesiumhaltiger Detergent. Der EP ist ein geschwefelter Iso-

Butylen (Alken), der Rust Inhibitor ein alkalihaltiger Ethoxylat. Beim Corrosion Inhibitor handelt es sich um ein Dimercapthiadiazol Derivat (DMTD).

Der Antioxidant ist aminisch. Der Antifoam ist ein siliziumhaltiges Antischaummittel. Die kinematischen Viskositäten des Basestock betragen bei 40°C  $KV_{40} = 26,2 \text{ mm}^2/\text{s}$  und bei 100°C  $KV_{100} = 4,76 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Im folgenden Abschnitt werden das Versuchsprogramm und dessen Systematik erläutert.

# 4 VERSUCHSPROGRAMM UND -SYSTEMATIK

## 4.1 Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments

Die Versuchspläne der Reibpaarungen RP1 (Papierbelag mit ATF) und RP3 (Messing mit ATF) wurden gemäß der statistischen Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE) erstellt. Die Methodik des DoE umfasst die Versuchsplanerstellung nach statistischen Gesichtspunkten, den Aufbau von Modellen und die Optimierung. Basierend auf mathematischen Verfahren ermöglicht DoE, komplexe Strukturen, wie beispielsweise unterschiedlich additivierte Öle, als Modelle abzubilden und Lösungen für nicht triviale Optimierungsaufgaben zu finden [11].

Durch die statistische Versuchsplanung wird mit möglichst wenigen Versuchen (Einzelperimenten) der Wirkzusammenhang zwischen Einflussfaktoren (= unabhängige Variablen) und Zielgrößen (= abhängige Variable) möglichst genau ermittelt. Mathematische Voraussetzung für die Anwendbarkeit von DoE ist, dass die Einflussfaktoren linear unabhängig sind. Im Gegensatz zur aufwändigen, "althergebrachten" Vorgehensweise, bei der in einer Versuchsreihe jeweils nur ein Faktor variiert wird, werden bei der statistischen Versuchsplanung mehrere Faktoren gleichzeitig verändert. Es werden sogenannte Versuchspläne erstellt, die Folgendes berücksichtigen:

- 1) Anzahl der zu untersuchenden Faktoren (mindestens zwei)
- 2) Art der zu untersuchenden Faktoren (nominal (=qualitativ) oder quantitativ)
- 3) Bestehende Informationen
- 4) Gewünschte Genauigkeit/Zuverlässigkeit der Aussagen

Klassische Pläne in der Versuchsplanung sind vollständige Versuchspläne, teilfaktorielle Pläne (sogenannte Screening-Pläne) und Response-Surface-Pläne. Mit teilfaktoriellen Plänen kann mit relativ wenigen Versuchen der Einfluss vieler Faktoren gleichzeitig untersucht werden, um so zu erkennen, welche wichtig sind [11].

In dieser Arbeit wurde die Methode der teilfaktoriellen Pläne eingesetzt. Die Anzahl der zu untersuchenden Faktoren beträgt fünf – es wird der Einfluss der fünf Additive Friction Modifier, Dispersant, Detergent, Extreme Pressure/Antiwear und Rust Inhibitor auf die Reibcharakteristik untersucht. Die Additive werden im DoE-Plan qualitativ untersucht, d.h. ein bestimmter, konstanter Anteil der unterschiedlichen Additive ist im jeweiligen Fluid enthalten oder nicht. Die Aufstellung des DoE-Plans wurde durch vorhandene Informationen und das Know-how von Öl- und Additivhersteller unterstützt.

Durch die DoE werden die am Prüfstand ermittelten direkten Einflüsse der Additive bzw. die Unterschiede der Fluide im Reibungsverhalten verifiziert, statistisch gestützt und um das Wissen von Wechselwirkungen erweitert.

## 4.2 Betriebszustände und Versuchsablauf

### Lamellenkupplungen

Mit den in Tabelle 5 auf S. 32 beschriebenen Reibpaarungen RP1 und RP2 wurden Versuche am Prüfstand LK-2 gefahren. Die Reibbeläge befinden sich stets auf den Innenlamellen eines Lamellenpakets mit 4 Reibflächen (3 Außenlamellen und 2 Innenlamellen). Das Lamellenpaket ist im Prüfkopf des Prüfstands LK-2 montiert, der vom Versuchsöl durchströmt wird (Kühlölvolumenstrom  $\dot{V}_{Öl} = 3 \text{ l/min}$ ).

Zu jeder Belastung (definiert durch Gleitgeschwindigkeit und Pressung) wurden fünf Schaltungen gefahren. Die verschiedenen Belastungen basieren auf jeweils drei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten (5; 7 und 10 m/s), Pressungen (0,5; 1,0 und 2,0 N/mm<sup>2</sup>) und Temperaturen (40; 80 und 100°C). Die spezifische Reibarbeit berechnet sich für (Lamellen-)Bremsen bei Vernachlässigung des Antriebsmoments nach Gleichung (4):

$$\text{Gleichung (4):} \quad q = \frac{J * \omega^2}{2 * A * z} = \frac{J * v^2}{2 * A * z * r_{mit}^2}$$

mit

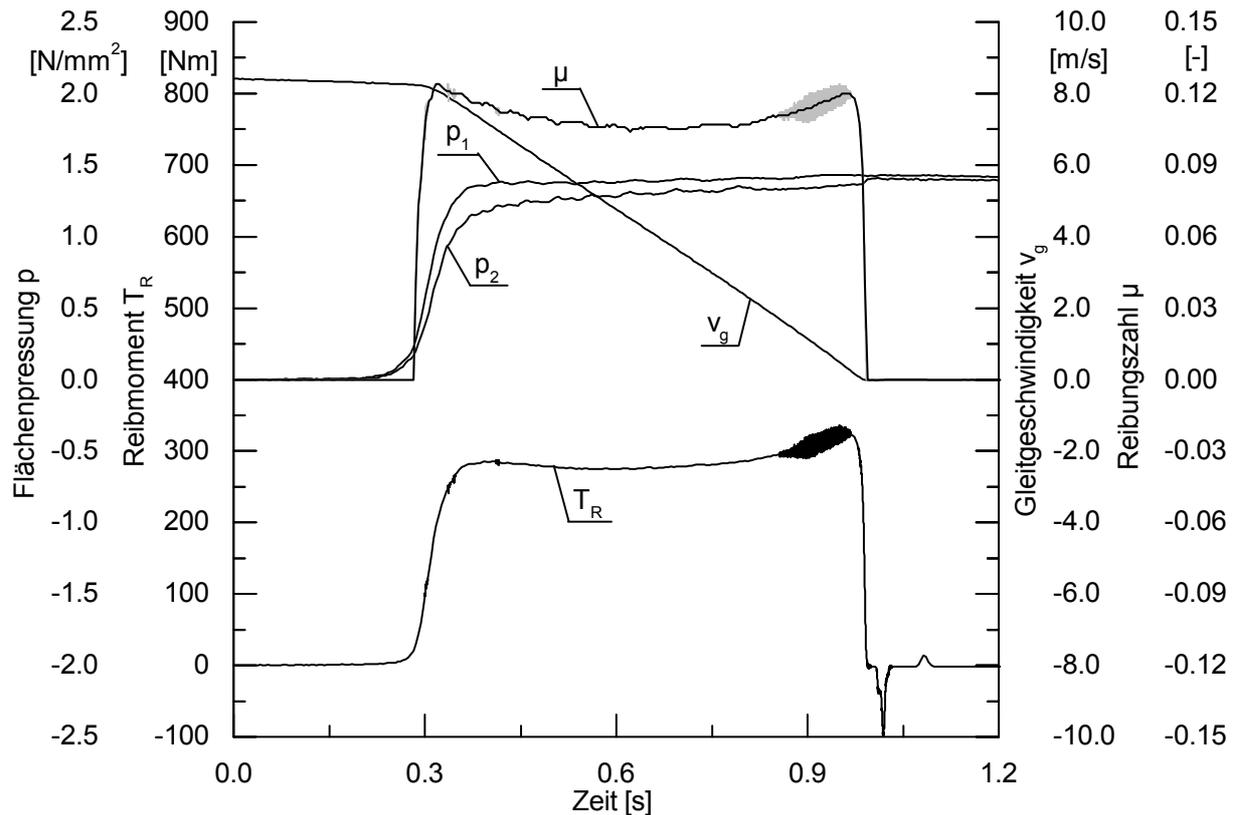
J	...Trägheitsmoment der Schwungmasse	<i>hier:</i> $J = 0,158 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
A	...Reibfläche (brutto)	<i>hier:</i> $A = 6230 \text{ mm}^2$
z	...Anzahl der Reibflächen	<i>hier:</i> $z = 4$
$r_{\text{mit}}$	...mittlerer Reibdurchmesser	<i>hier:</i> $r_{\text{mit}} = 0,176 \text{ m}$

Die spezifische Reibarbeit liegt im Bereich  $0,07 \dots 0,29 \text{ J/mm}^2$ , siehe **Tabelle 10**. Für jedes Fluid wurde ein neues Lamellenpaket verwendet. Jede Einstellung wird fünfmal in Folge gefahren. Die jeweils fünfte Schaltung wurde zur Auswertung herangezogen. Vor und nach dem Versuchsdurchlauf wurden Referenzmessungen durchgeführt, um eventuelle Unregelmäßigkeiten während des Versuchsdurchlaufs auszuschließen.

**Tabelle 10:** Versuchsablauf Lamellenkupplungen (RP1 und RP2)

Schaltungsnummer	Gleitgeschwindigkeit	Pressung	spezifische Reibarbeit	Öleinspritztemperatur
Nr.	$v_g \text{ [m/s]}$	$p \text{ [N/mm}^2\text{]}$	$q \text{ [J/mm}^2\text{]}$	$\vartheta_{\text{öl}} \text{ [}^\circ\text{C]}$
EINLAUF				
REFERENZMESSUNGEN				
1	<b>5</b>	<b>0,5</b>	0,07	<b>40</b>
2		<b>1,0</b>	0,07	
3		<b>2,0</b>	0,07	
4	<b>7</b>	0,5	0,14	
5		1,0	0,14	
6		2,0	0,14	
7	<b>10</b>	0,5	0,29	
8		1,0	0,29	
9		2,0	0,29	
...18	...	...	...	<b>80</b>
...27	...	...	...	<b>100</b>
REFERENZMESSUNGEN				

In **Bild 12** ist der Messsignal-Zeitverlauf für eine Beispielschaltung zu sehen. Aufgetragen sind die Gleitgeschwindigkeit  $v_g$ , die Reibungszahl  $\mu$ , die Pressung  $p_1$  vor und  $p_2$  hinter dem Lamellenpaket, sowie das Reibmoment  $T_R$ . Gegen Ende der Schaltung entsteht in der Beispielschaltung eine leichte Reibschwingung, auch Shudder genannt.



**Bild 12:** Messsignal-Zeit-Verlauf für eine Beispielschaltung

Aus den Messwerten  $p_1$ ,  $p_2$  und  $T_R$  wird die Reibungszahl gemäß Gleichung (5) berechnet.

$$\text{Gleichung (5):} \quad \mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{2 * T_R}{r_{mit} * (p_1 + p_2) * A}$$

Um die Reibcharakteristik zu erhalten, wird die Reibungszahl  $\mu$  über der Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  aufgetragen. Aus der Reibcharakteristik werden sukzessive Kenn-

werte ausgelesen, welche das Reibungsverhalten zahlen- und größenmäßig beschreiben, vergleiche dazu **Bild 20** auf S. 52.

### Synchronisierungen

Mit den in Tabelle 5 auf S. 32 beschriebenen Reibpaarungen RP3, RP4, RP5 und RP6 wurden Versuche am Prüfstand SYN-2 gefahren.

Die Belastungen (definiert durch Gleitgeschwindigkeit und Pressung) wurden analog zu den Lamellenkupplungsversuchen systematisch variiert, um ein breites Anwendungsfeld abzudecken. Die verschiedenen Belastungen basieren auf jeweils drei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten (RP3, RP4:  $v_{g, \text{MTX-75}} = 2,0; 3,0$  und  $4 \text{ m/s}$ . RP5, RP6:  $v_{g, \text{SC-80}} = 2,3; 4,8$  und  $6,0 \text{ m/s}$ ) sowie Pressungen ( $p = 2,0; 3,0$  und  $4,0 \text{ N/mm}^2$ ) und Öleinspritztemperaturen ( $\vartheta_{\text{öl}} = 30^\circ, 80^\circ$  und  $110^\circ\text{C}$ ), siehe **Tabelle 11**:

**Tabelle 11:** Versuchsablauf Synchronisierungen (RP3, RP4, RP5 und RP6)

Schaltungsnummer	Gleitgeschwindigkeit		Pressung	spezifische Reibarbeit	Öleinspritztemperatur
Nr.	$v_{g, \text{MTX-75}}$ [m/s]	$v_{g, \text{SC-80}}$ [m/s]	$p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$q$ [J/mm <sup>2</sup> ]	$\vartheta_{\text{öl}}$ [°C]
EINLAUF					
REFERENZMESSUNGEN					
1	<b>2</b>	<b>2,3</b>	<b>2,0</b>	0,17	<b>30</b>
2			<b>3,0</b>		
3			<b>4,0</b>		
4	<b>3</b>	<b>3,5</b>	2,0	0,38	
5			3,0		
6			4,0		
7	<b>4</b>	<b>4,6</b>	2,0	0,67	
8			3,0		
9			4,0		
...18	...	...	...	...	<b>80</b>
...27	...	...	...	...	<b>110</b>
REFERENZMESSUNGEN					

Jeder Versuchsdurchlauf wird mit einer neuen Synchronisierung und Frischöl durchgeführt. Vor jedem Versuch findet ein Einlauf statt. Vor und nach dem Versuchslauf werden Referenzmessungen durchgeführt, um eventuelle Unregelmäßigkeiten während des Versuchsdurchlaufs auszuschließen.

Im folgenden Kapitel 5 werden die Versuchsergebnisse dargestellt.

Nach den Prüfstanduntersuchungen wurden die Versuchteile ausgebaut, zugeschnitten und Oberflächenanalysen unterzogen, siehe dazu Kapitel 6.

## 5 VERSUCHSERGEBNISSE

### 5.1 Organischer Reibbelag auf Stahl mit ATF-Schmierstoff (RP1)

Im Folgenden wird das Reibungsverhalten des Tribosystems Papierbelag mit ATF in Form von Reibcharakteristiken aufgezeigt. Dabei wird die im Versuch ermittelte Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen.

Die Darstellung der Reibcharakteristik erfolgt aus Bremsversuchen. Das bedeutet, dass die Schwungmassen zunächst auf Ausgangsdrehzahl beschleunigt und daraufhin über die Kupplung bis zum Stillstand abgebremst wurden.

#### 5.1.1 Reibcharakteristiken

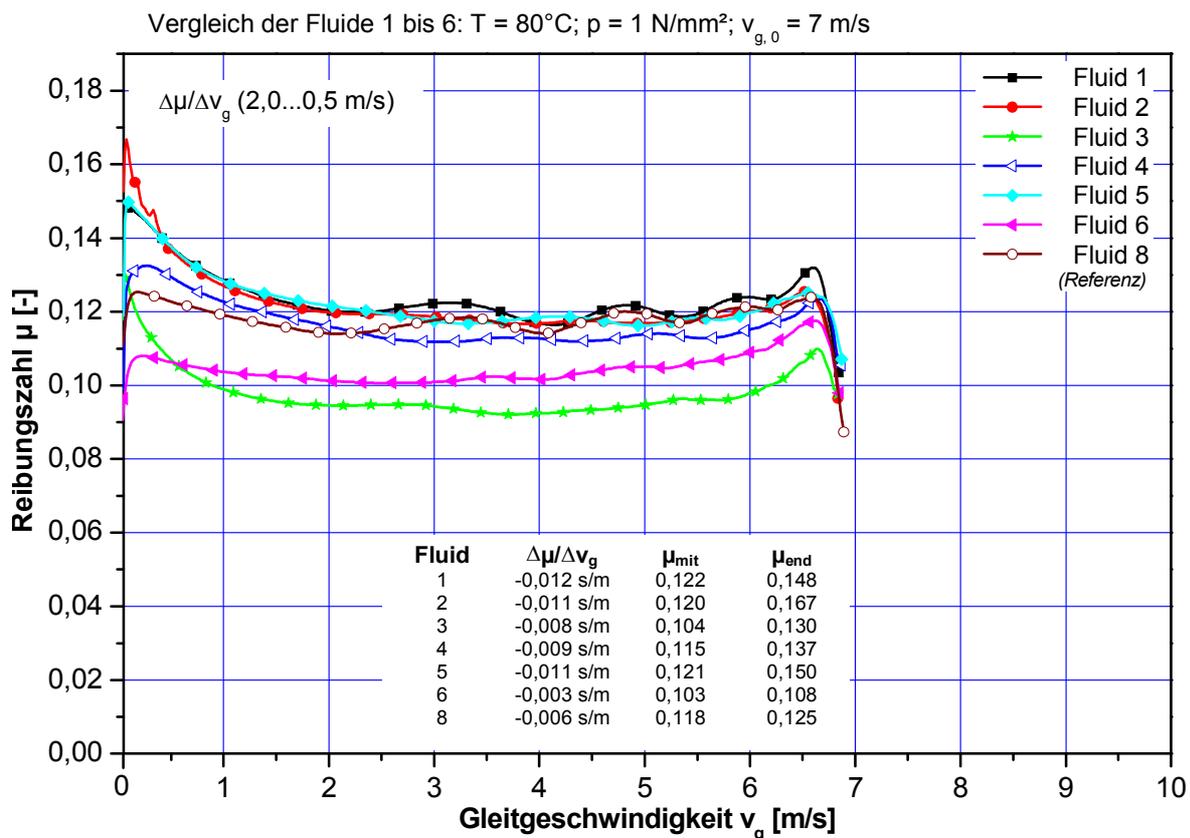
**Tabelle 12** zeigt nochmals die Komponenten-Matrix des ATF-Öls (Additivierung der Fluide 1 bis 16, vgl. auch Tabelle 6).

**Tabelle 12:** Komponentenmatrix ATF-Öl (RP1, RP3 und RP4)

Fluid	FM	Disp.	Det.	EP/AW	RI
Fluid 1		x	x		x
Fluid 2		x			
Fluid 3					x
Fluid 4			x	x	x
Fluid 5		x	x	x	
Fluid 6	x		x	x	
Fluid 7	x	x	x		
Fluid 8	x	x	x	x	x
Fluid 9	x			x	x
Fluid 10	x	x		x	
Fluid 11			x		
Fluid 12				x	
Fluid 13	x		x		x
Fluid 14		x		x	x
Fluid 15	x	x			x
Fluid 16	x				

Auf den folgenden drei Diagrammen (**Bild 13 bis Bild 15**) sind die Reibcharakteristiken der Fluide 1 bis 16 bei mittlerer Beanspruchung (Öleinspritztemperatur  $T = 80^\circ\text{C}$ ; Pressung  $p = 1 \text{ N/mm}^2$ ; Ausgangsgleitgeschwindigkeit  $v_{g,0} = 7 \text{ m/s}$ ) im Überblick aufgeführt. Die Ausgangsgleitgeschwindigkeit bezeichnet diejenige Geschwindigkeit, bei der die Bremsung eingeleitet wird. Im Diagramm sind die Reibungszahlkennwerte „Gradient der Reibungszahl“  $\Delta\mu/\Delta v_g$  (Steigung der Reibungszahl von 0,5...2,0 m/s), „mittlere Reibungszahl“  $\mu_{\text{mit}}$  sowie „Reibungszahl am Ende der Schaltung“  $\mu_{\text{end}}$  aufgeführt.

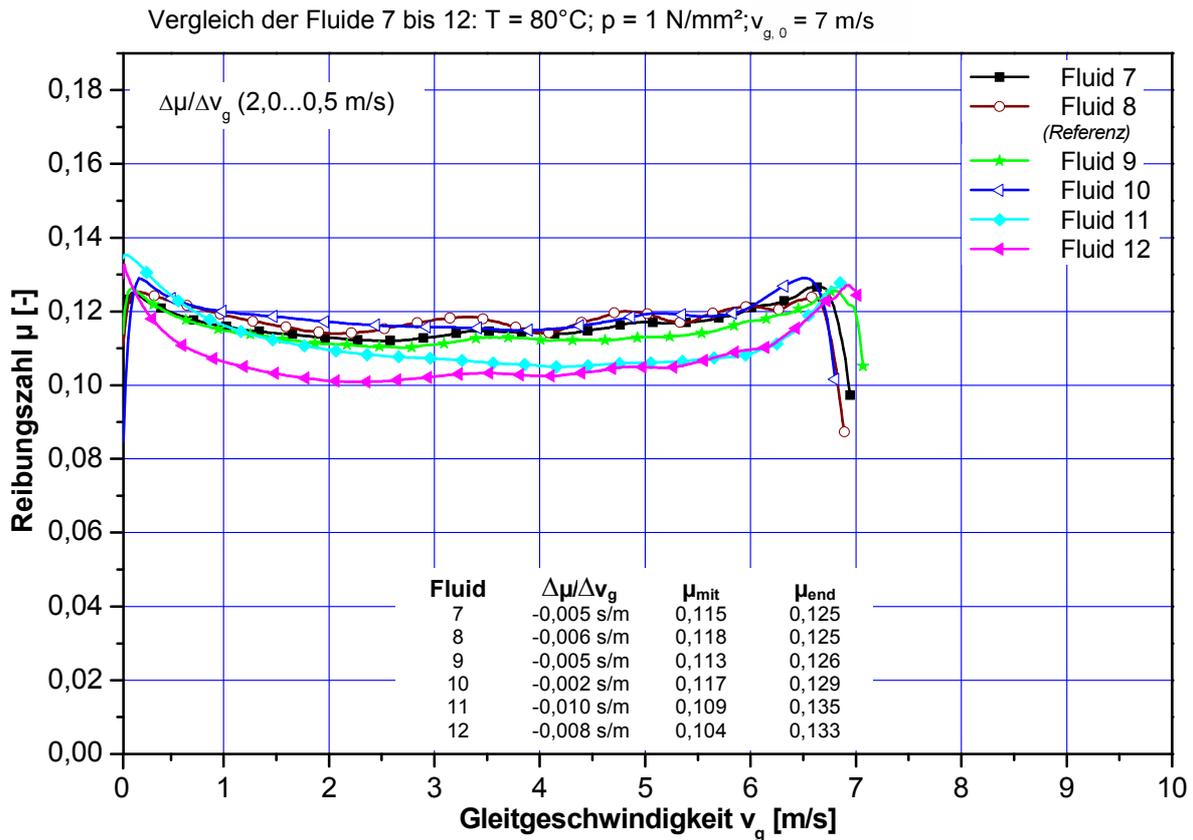
Eine tabellarische Übersicht über die Kennwerte ist in **Tabelle 13** auf Seite 51 aufgeführt. Eine Zusammenfassung über das Reibungsverhalten liefert Abschnitt 5.1.5 auf Seite 59.



**Bild 13:** Reibcharakteristiken der Fluide 1 bis 6 im Vergleich zu Fluid 8;

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

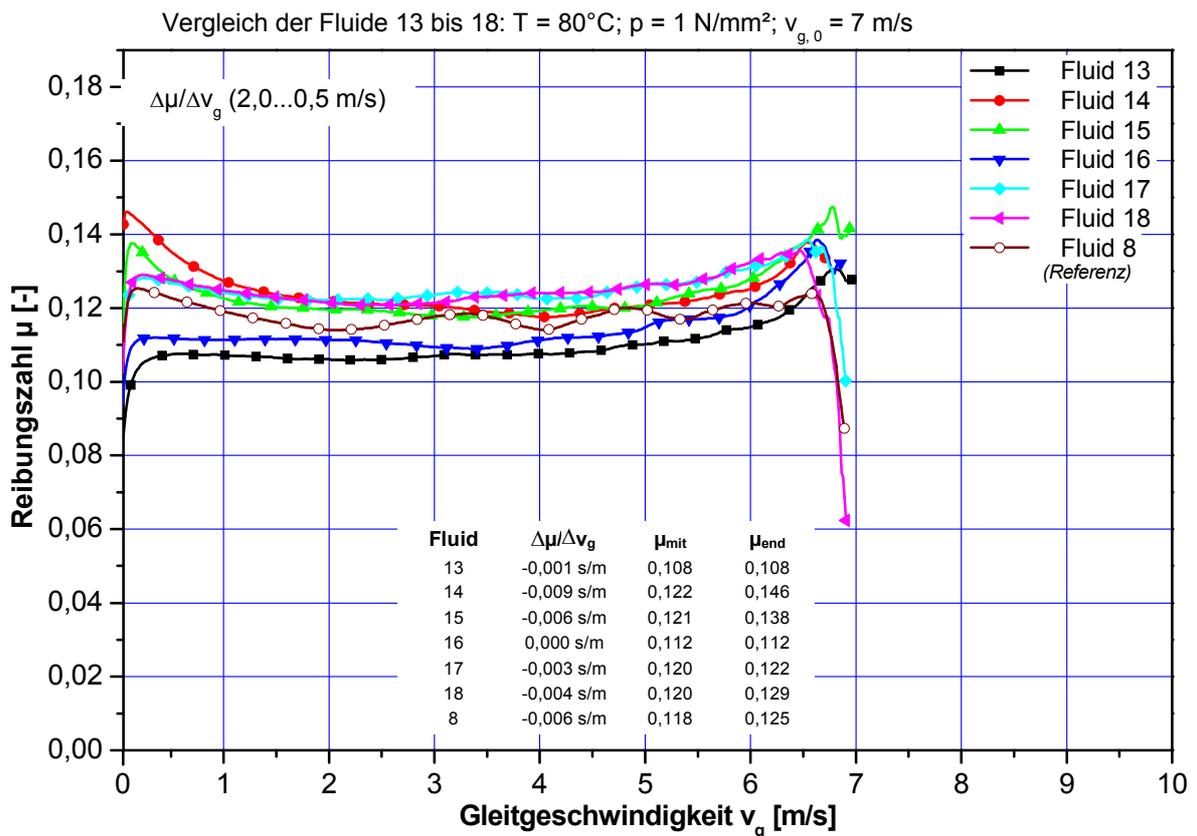
Fluid 8 bezeichnet das voll legierte ATF-Öl (Referenz). Aus **Bild 13** ist ersichtlich, dass die Fluide 1 bis 6 gegenüber Fluid 8 geringfügig höhere (bis zu  $\mu_{\text{mit}} = 0,122$  gegenüber  $\mu_{\text{mit}} = 0,118$ ) oder deutlich niedrigere mittlere Reibungszahlen (bis zu  $\mu_{\text{mit}} = 0,103$ ) aufweisen. Die Fluide 1 bis 5 zeigen zum Teil ein sehr deutliches Ansteigen der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung (vgl. auch  $\Delta\mu/\Delta v_g$ ).



**Bild 14:** Reibcharakteristiken der Fluide 7 bis 12 im Vergleich zu Fluid 8;

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

Die Fluide 7 bis 12 zeigen ein ähnliches Bild (siehe **Bild 14**). Keines der Fluide weist ein deutlich höheres Reibungszahlniveau als Fluid 8 auf. Die mittlere Reibungszahl ist bei Fluid 8 mit  $\mu_{\text{mit}} = 0,118$  am höchsten.



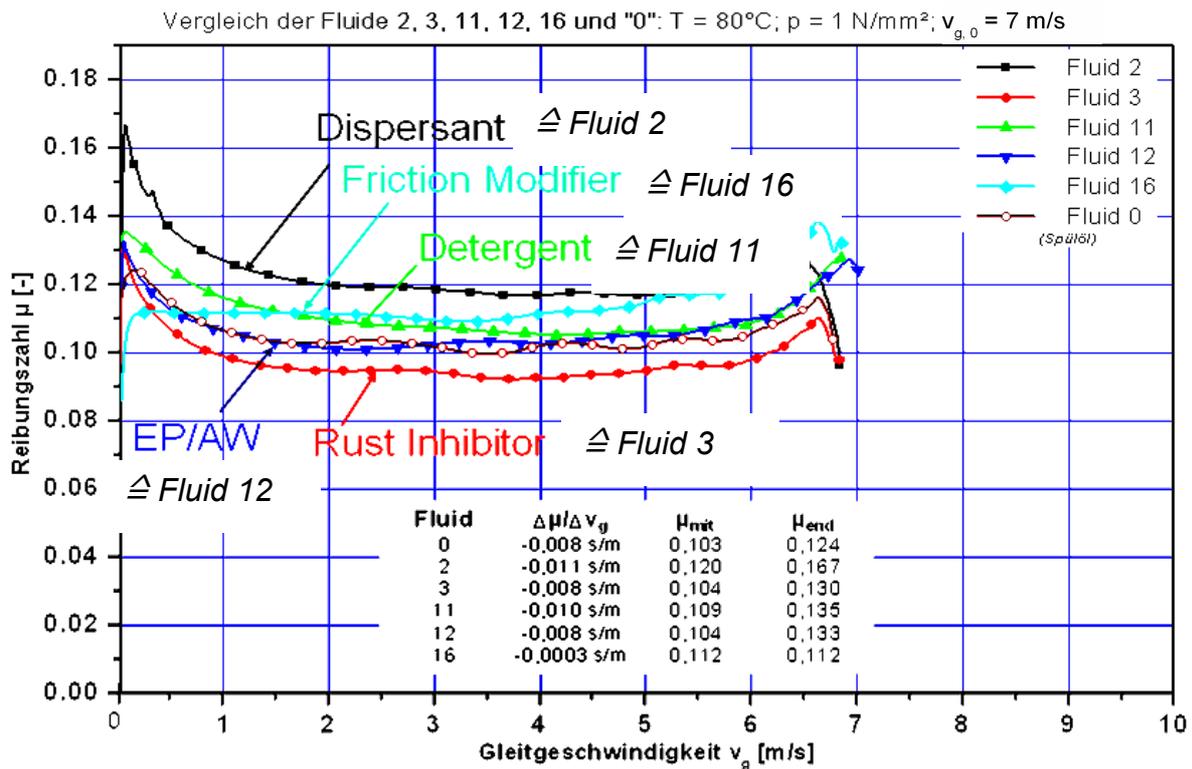
**Bild 15:** Reibcharakteristiken der Fluide 13 bis 18 im Vgl. zu Fluid 8;

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

Die Reibungszahlverläufe der Fluide 13 bis 18 sind in **Bild 15** aufgeführt.

Fluid 8 befindet sich mit  $\mu_{\text{mit}} = 0,118$  im mittleren Bereich. Die Fluide 14 und 15 zeigen ein deutliches Ansteigen der Reibungszahl bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten ( $\mu_{\text{end, Fluid 14}} = 0,146$  und  $\mu_{\text{end, Fluid 15}} = 0,138$ ).

Das folgende **Bild 16** zeigt Reibcharakteristiken des Fluids 0 (nur Basestock, Antioxidant und Antifoam) im direkten Vergleich mit den Fluiden mit jeweils genau einer Additivkomponente: Fluid 2 (Dispersant), Fluid 3 (Rust Inhibitor), Fluid 11 (Detergent), Fluid 12 (EP/AW) und Fluid 16 (Friction Modifier). So sind die Einzelwirkungen der Additive auf das Reibungsverhalten direkt ersichtlic.



**Bild 16:** Reibcharakteristiken der Fluide 2; 3; 11; 12; 16 im Vgl. zu Fluid „0“;

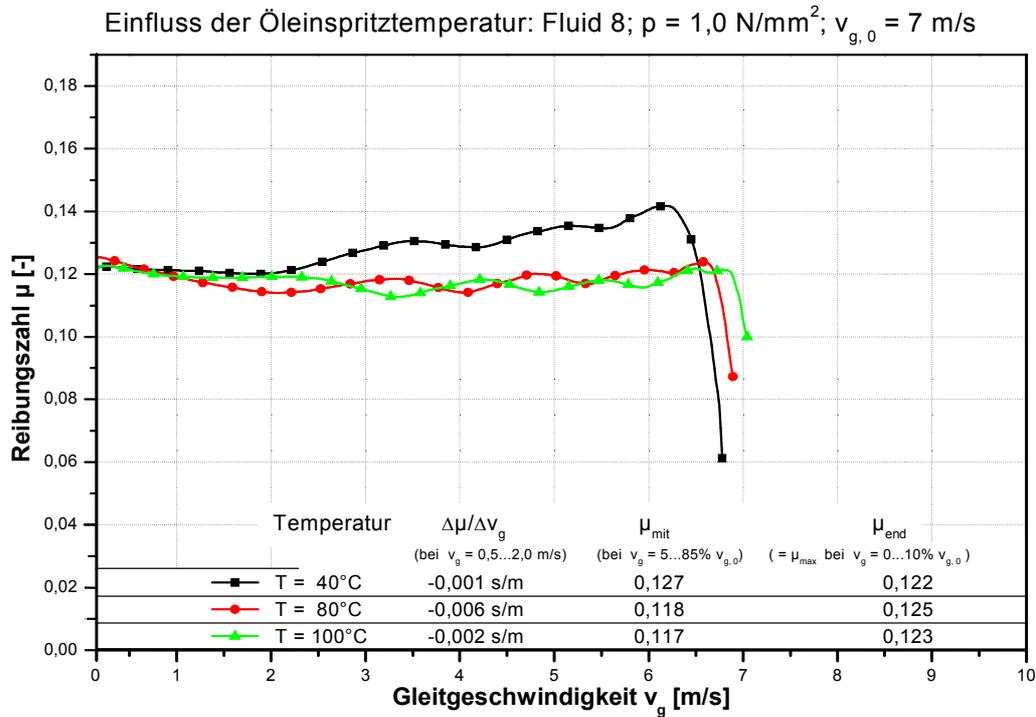
$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF Shell/Afton

Der **Dispersant** hebt das Reibungszahlniveau insgesamt deutlich an (siehe Bild 16). Erkennbar ist weiterhin die Wirksamkeit des **Friction Modifier** gegen Ende der Schaltung: Im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten hält der Friction Modifier (Fluid 16) das Reibungszahlniveau nahezu konstant: Im Gegensatz zu den anderen Fluiden findet hierbei keine Anhebung der Reibungszahl bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten statt, wie auch aus dem Reibungszahlkennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g = -0,003 \text{ s/m} \approx 0 \text{ s/m}$  hervorgeht.

Der Rust Inhibitor senkt das Reibungszahlniveau im Vergleich zu Fluid 0 deutlich. Die Additive Detergent und EP/AW zeigen insgesamt geringere Veränderung der Reibcharakteristik gegenüber Fluid 0.

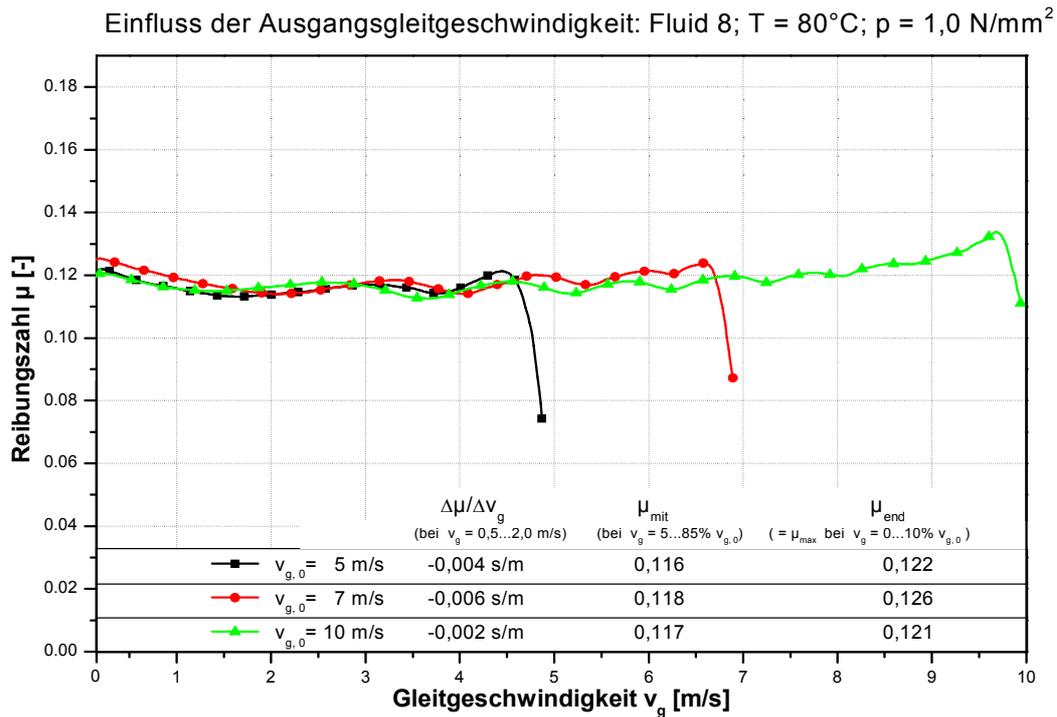
Für das Fluid 8 sind weiterführend die Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitgeschwindigkeit und Pressung in Diagrammform im Detail aufgeführt. Eine komplette Auflistung der Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitge-

schwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik des untersuchten Tribosystems Reibbelag/Schmierstoff der Fluide 0; 2; 3; 8; 11; 12 und 16 ist in **Anhang I** aufgeführt.

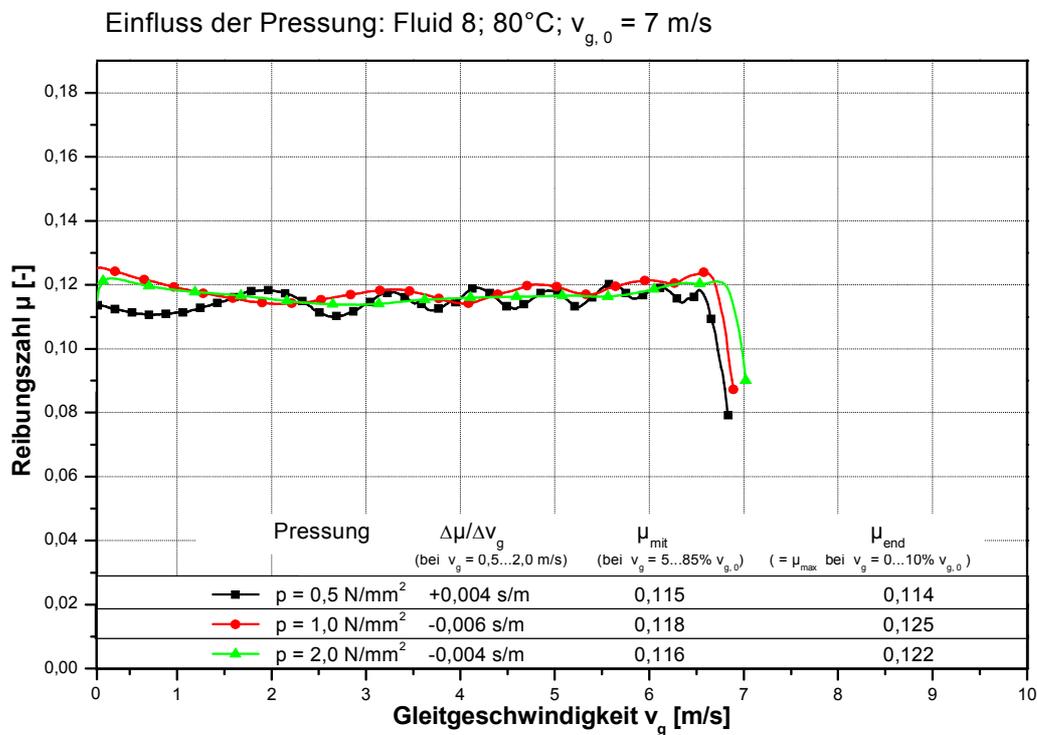


**Bild 17:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 8 (voll legiert);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 18:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 8 (voll legiert);  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 19:** Einfluss der Pressung, Fluid 8 (voll legiert);  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

Wie aus den Graphen und Kennwerten ersichtlich wird (**Bild 17 bis Bild 19**), hat die Öleinspritztemperatur einen signifikanten Einfluss auf die Reibcharakteristik. Die mittlere Reibungszahl  $\mu_{\text{mit}}$  fällt von 0,127 bei 40°C über 0,118 bei 80°C auf schließlich 0,117 bei 100°C ab. Ein maßgeblicher Einfluss auf den Reibungszahlverlauf und das -niveau ist bei Variation der Ausgangsgleitgeschwindigkeit oder Pressung in dieser Form nicht zu verzeichnen.

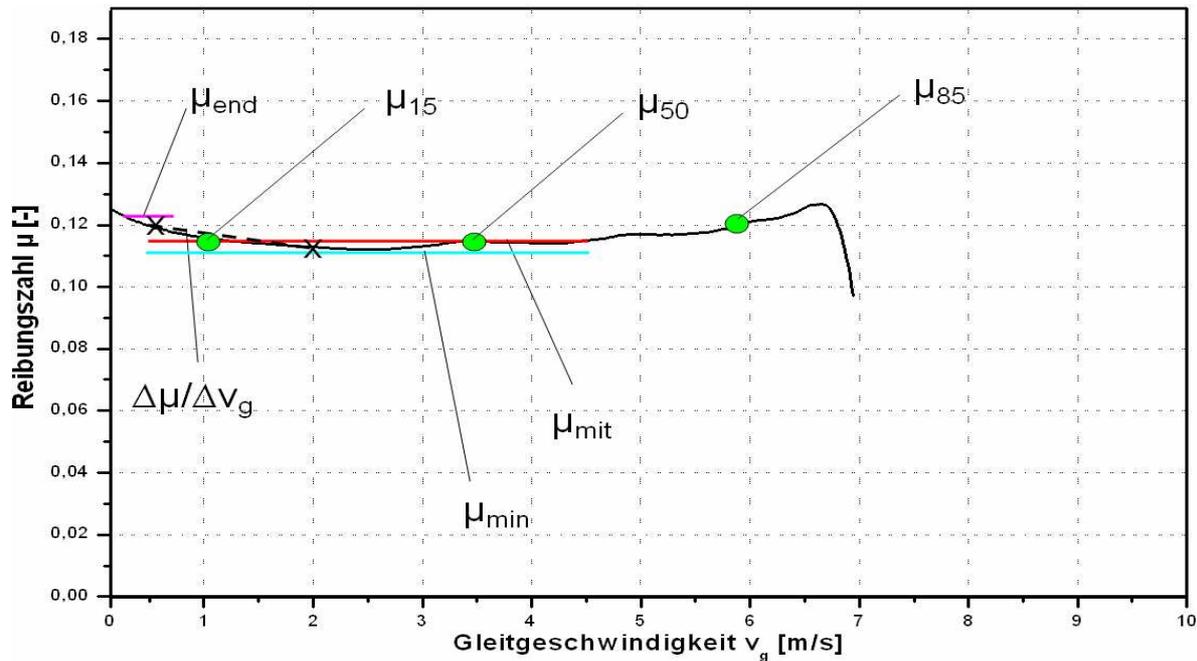
Dieser Sachverhalt ist in vergleichbarer Ausprägung für alle untersuchten Modell-Fluide zu beobachten.

### 5.1.2 Tabellarische Übersicht

**Tabelle 13** zeigt eine tabellarische Übersicht über die Reibungszahlkennwerte „mittlere Reibungszahl“  $\mu_{\text{mit}}$  (arithmetischer Mittelwert von 5...85% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit), „Reibungszahl gegen Ende der Schaltung“  $\mu_{\text{end}}$  (maximale Reibungszahl bei 0...10% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit),  $\mu_{\text{min}}$  (minimale Reibungszahl bei 5...85% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit), die Werte der Reibungszahl  $\mu_{85}$ ,  $\mu_{50}$  und  $\mu_{15}$  bei 85%, 50% bzw. 15% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit sowie den „Gradienten der Reibungszahl“  $\Delta\mu/\Delta v_g$  (Steigung der Reibungszahl von 0,5...2,0 m/s). **Bild 20** erläutert die Kennwerte bildhaft. Alle Kennwerte wurden bei einer mittelstarken Beanspruchung von Pressung  $p = 1 \text{ N/mm}^2$ , Ausgangsgleitgeschwindigkeit  $v_g = 7,0 \text{ m/s}$ , Öleinspritztemperatur  $T = 80^\circ\text{C}$  ermittelt.

**Tabelle 13:** Reibungszahlkennwerte Papierbelag mit ATF

	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\mu_{85}$	$\mu_{50}$	$\mu_{15}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
<b>Fluid 0</b>	0,106	0,124	0,099	0,104	0,100	0,106	-0,008
<b>Fluid 1</b>	0,125	0,148	0,117	0,124	0,121	0,128	-0,012
<b>Fluid 2</b>	0,124	0,167	0,117	0,120	0,117	0,127	-0,011
<b>Fluid 3</b>	0,098	0,130	0,092	0,097	0,093	0,099	-0,008
<b>Fluid 4</b>	0,117	0,133	0,112	0,115	0,113	0,122	-0,009
<b>Fluid 5</b>	0,124	0,150	0,116	0,119	0,117	0,128	-0,011
<b>Fluid 6</b>	0,102	0,108	0,101	0,108	0,102	0,104	-0,003
<b>Fluid 7</b>	0,115	0,125	0,112	0,121	0,115	0,116	-0,005
<b>Fluid 8</b>	0,117	0,125	0,114	0,121	0,118	0,119	-0,006
<b>Fluid 9</b>	0,113	0,126	0,110	0,118	0,113	0,114	-0,005
<b>Fluid 10</b>	0,117	0,129	0,114	0,123	0,115	0,115	-0,002
<b>Fluid 11</b>	0,112	0,135	0,105	0,108	0,106	0,116	-0,010
<b>Fluid 12</b>	0,105	0,133	0,101	0,110	0,103	0,106	-0,008
<b>Fluid 13</b>	0,106	0,108	0,106	0,115	0,107	0,107	-0,001
<b>Fluid 14</b>	0,124	0,146	0,118	0,124	0,119	0,127	-0,009
<b>Fluid 15</b>	0,121	0,138	0,118	0,128	0,118	0,122	-0,006
<b>Fluid 16</b>	0,110	0,112	0,109	0,1191	0,1091	0,1114	0,000



**Bild 20:** Erläuterung der  $\mu$ -Kennwerte, RP1

Im **Anhang II** sind zusätzlich die ermittelten Kennwerte zu einer höheren Beanspruchung ( $p = 2 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_g = 10,0 \text{ m/s}$ ,  $T = 100^\circ\text{C}$ ) sowie einer niedrigeren Beanspruchung ( $p = 1 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_g = 7,0 \text{ m/s}$ ,  $T = 40^\circ\text{C}$ ) aufgeführt.

### 5.1.3 Auswertung der DoE

Die folgenden Diagramme zeigen den Einfluss der Additiv-Komponenten auf charakteristische Reibungszahlkennwerte und damit auf das Reibungsverhalten des Tribosystems Papierbelag/ATF. Dazu wurde das DoE-Modell mit den diskreten Werten aus **Tabelle 13** ausgewertet. Es werden die aus Tabelle 7 bekannten Abkürzungen für die Additive verwendet. Die Kombinationen FM-Disp, FM-Det, FM-EP/AW etc. bezeichnen Wechselwirkungen zwischen den Additiven.

#### Anmerkungen:

1) Die folgenden Diagramme sollten nicht losgelöst von den absoluten Werten aus Tabelle 13 betrachtet werden. Der ausgewiesene „%-Einfluss“ der Additiv-Komponenten steht in keinem direkten Bezug zum Absolutwert der Reibungszahl. Der Wertebereich des untersuchten Kennwertes ist jeweils in der Diagramm-

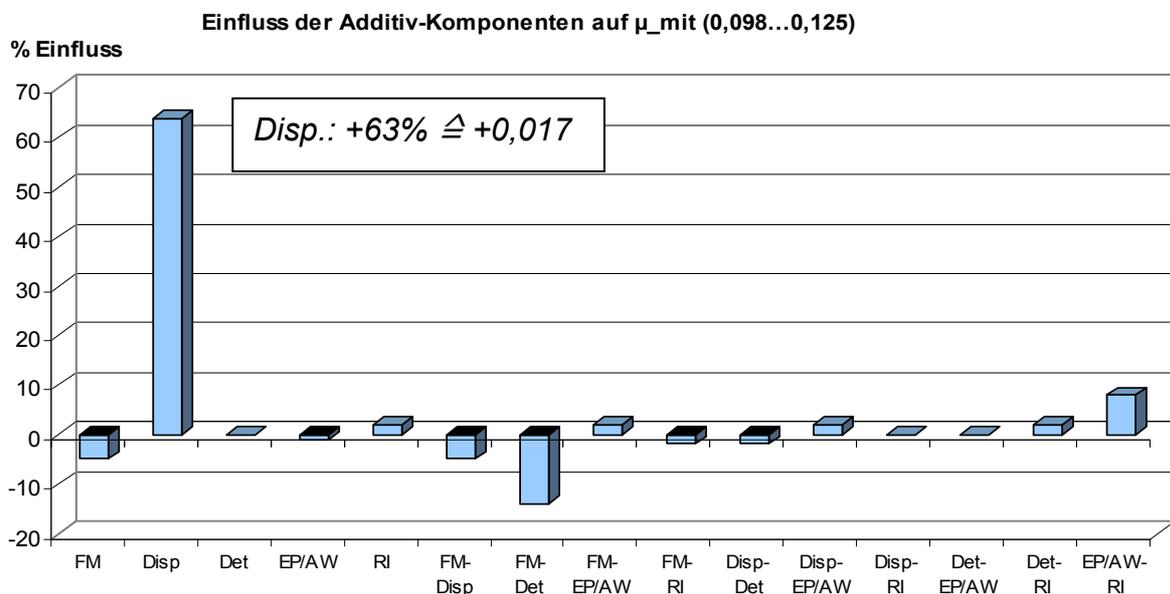
Überschrift angegeben. Die Einflüsse der Additive ergeben in Summe betragsmäßig jeweils 100%.

Die Interpretation der Diagramme wird anhand des folgenden Beispiels erläutert:

Der Kennwert  $\mu_{\text{mit}}$  beträgt abhängig vom verwendeten Fluid  $\mu_{\text{mit}} = 0,098 \dots 0,125$  (vgl. Tabelle 13 sowie Überschrift im **Bild 21**). Das Potenzial, das mittlere Reibungszahlniveau über die Beimischung ausgewählter Additive zu beeinflussen, beträgt im hier verwendeten Tribosystem demnach absolut  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,027$ . Wie aus Bild 21 hervorgeht, kann dieses Potenzial in erster Linie (zu 63%) durch den Dispersant ausgeschöpft werden.

2) Der quantitative Einfluss der überwiegend wirksamen Additive ist im Diagramm mit angegeben; im Bsp. siehe Bild 21: Der Dispersant bewirkt eine Anhebung des mittleren Reibungszahlniveaus um 0,017. Diese Werte sind statistischen Auswertungen entnommen und daher als Richtwerte zu verstehen.

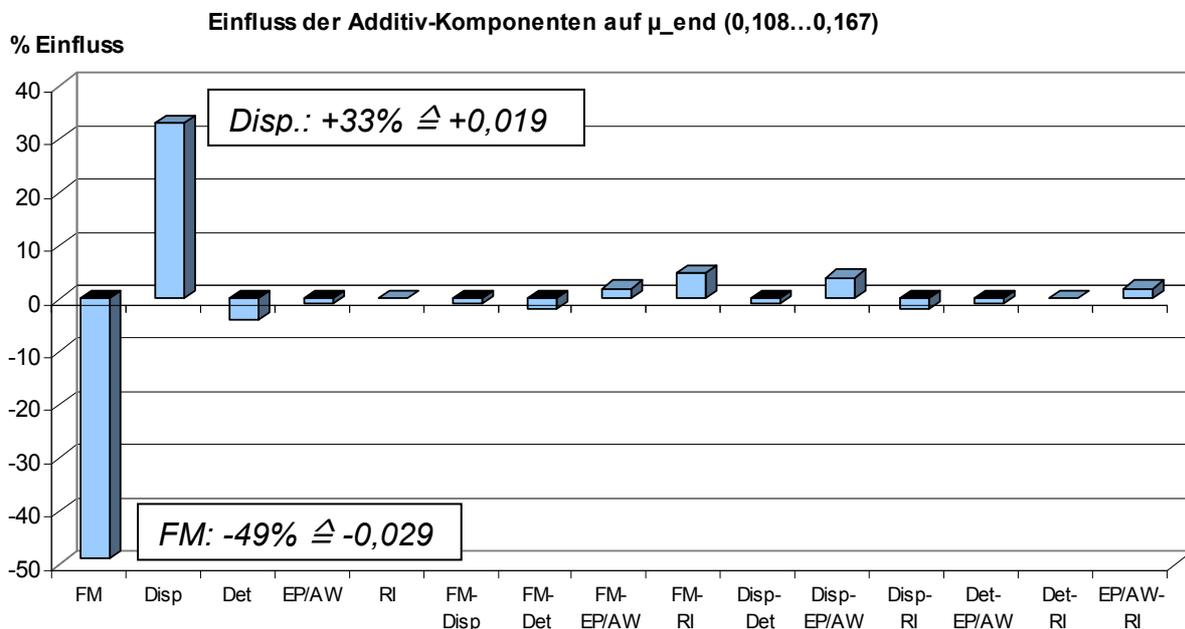
3) Die folgenden Diagramme sind für die verwendete Reibpaarung gültig. Eine Übertragbarkeit auf andere Tribosysteme ist nicht ohne Weiteres möglich.



**Bild 21:** DoE-Auswertung  $\mu_{\text{mit}}$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

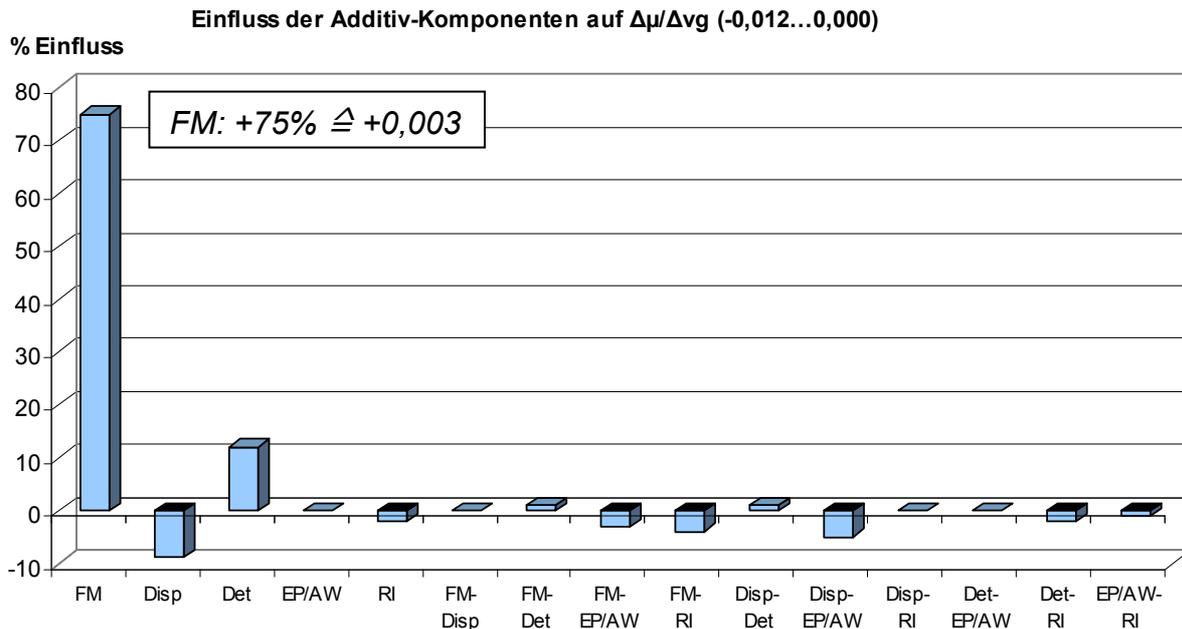
Die Beanspruchung des Lamellenpakets beträgt wie in den folgenden Diagrammen  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$  und  $v_g = 7 \text{ m/s}$ . Wie an der Länge des Balkens erkennbar ist, hat der Dispersant den weitaus größten Einfluss auf den Kennwert  $\mu_{\text{mit}}$  und damit auf das Niveau der Reibungszahl. Der Einfluss ist positiv, d.h. die Beimischung des Dispersants hebt das Reibungszahlniveau an (hier: um 0,017). Weiterhin sind Einflüsse  $> 10\%$  durch Wechselwirkungen/Kombination des Friction Modifiers mit Detergent feststellbar (Absenkung des Reibungszahlniveaus). Weitere Einflüsse sind mit weniger als 10% sehr gering.

**Bild 22** stellt den Einfluss der Additiv-Komponenten auf den Reibungszahlkennwert  $\mu_{\text{end}}$  dar. Dabei ist zu beobachten, dass der Einfluss des Friction Modifiers auf die Reibungszahl am Ende der Schaltung mit  $\Delta\mu_{\text{end, FM}} = -0,029$  mathematisch negativ ist (= Absenkung des Reibungszahlniveaus), und der Einfluss des Dispersant mathematisch positiv  $\Delta\mu_{\text{end, Disp.}} = 0,019$  (Anhebung des Reibungszahlniveaus). Weitere Einflüsse sind vernachlässigbar gering ( $<5\%$ ).



**Bild 22:** DoE-Auswertung  $\mu_{\text{end}}$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

**Bild 23** zeigt den Einfluss der Additiv-Komponenten auf den Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$ .

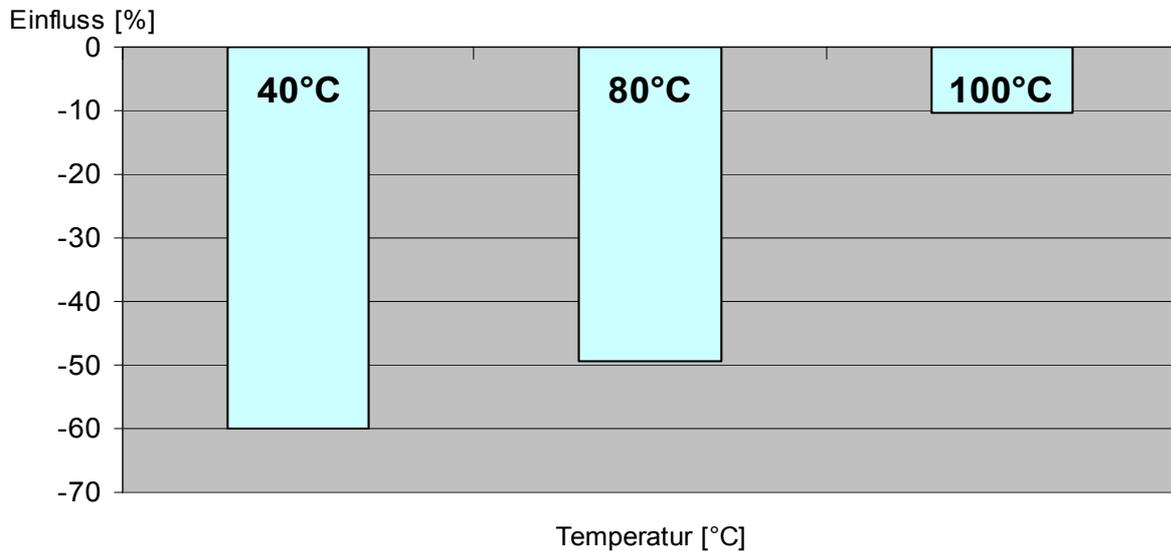


**Bild 23:** DoE-Auswertung  $\Delta\mu/\Delta v_g$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

Der Friction Modifier hat mit +75% den stärksten Einfluss auf den Gradienten der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung. Dies entspricht  $\Delta(\Delta\mu/\Delta v_g) = 0,003$ . Der Einfluss ist positiv, was bedeutet, dass die Beimischung des Friction Modifiers den Gradienten erhöht (ausgehend von einem negativen Gradienten ohne FM bedeutet dies eine Nivellierung in Richtung null oder leicht positivem Reibwertgradienten, was einem Abfall der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung entspricht). Als zentrale Aufgabe des Friction Modifiers ist dieses Ergebnis plausibel. Dispersant (-8%) und Detergent (+10%) haben einen leicht negativen bzw. positiven Einfluss auf den Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$ . Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Additiven sind nicht signifikant (Einfluss < 5%).

Weiterhin wurde die DoE-Matrix für die Lastfälle  $T = 40^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$  und  $T = 100^\circ\text{C}$ ;  $p = 2,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 10 \text{ m/s}$  ausgewertet. Die Untersuchungen liefern ein übereinstimmendes Ergebnis: Der Dispersant hebt das Reibungszahlniveau an. Der Friction Modifier verhindert einen Anstieg der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung und reduziert somit die Anfälligkeit hinsichtlich Reibschwingungen.

Bei niedrigeren Temperaturen ist der günstige Einfluss des Friction Modifiers hinsichtlich des Auftretens von Reibschwingungen stärker, wie aus **Bild 24** ersichtlich wird.



**Bild 24:** Temperaturabhängigkeit des Einflusses des Friction Modifiers auf  $\mu_{\text{end}}$

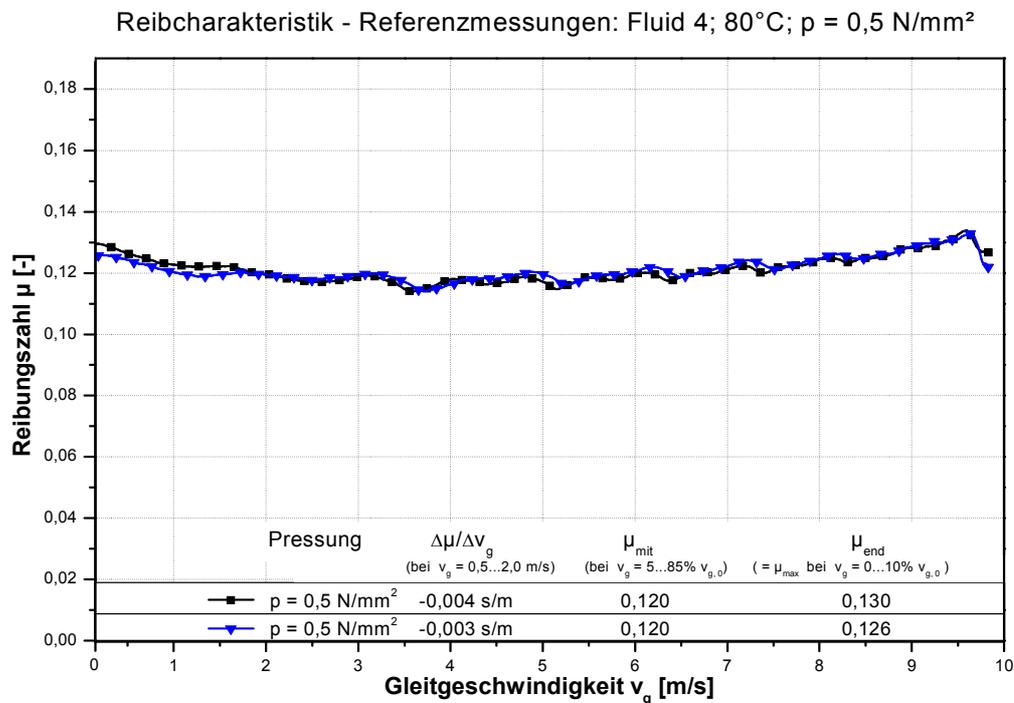
Das Absenken des Kennwerts  $\mu_{\text{end}}$  um -60% bei 40°C entspricht  $\Delta\mu_{\text{end, FM 40°C}} = -0,036$ ; bei 80°C  $\Delta\mu_{\text{end, FM 80°C}} = -0,029$  und bei 100°C  $\Delta\mu_{\text{end, FM 100°C}} = -0,007$ .

Die unterschiedliche Wirksamkeit des Friction Modifiers ist auf dessen aktiven Temperaturbereich zurückzuführen. Bei einer Temperatur von 100°C ist der Einfluss des Friction Modifiers auf das Reibungszahlniveau am Ende der Schaltung bereits stark vermindert. Es ist anzunehmen, dass bei Temperaturen > 100°C der Wirkbereich des FM verlassen wird.

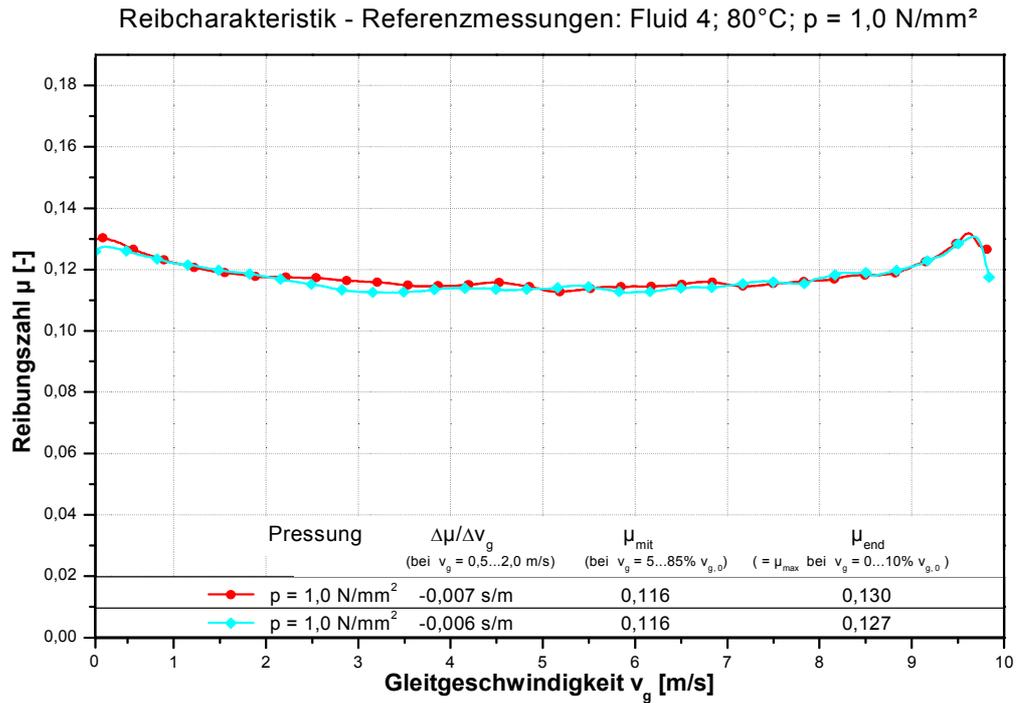
Bei weiteren Additiven sind ähnliche Effekte zu beobachten. Die Wirkung von Dispersant, Detergent etc. ist ebenfalls abhängig von der Öltemperatur.

### 5.1.4 Reproduzierbarkeit

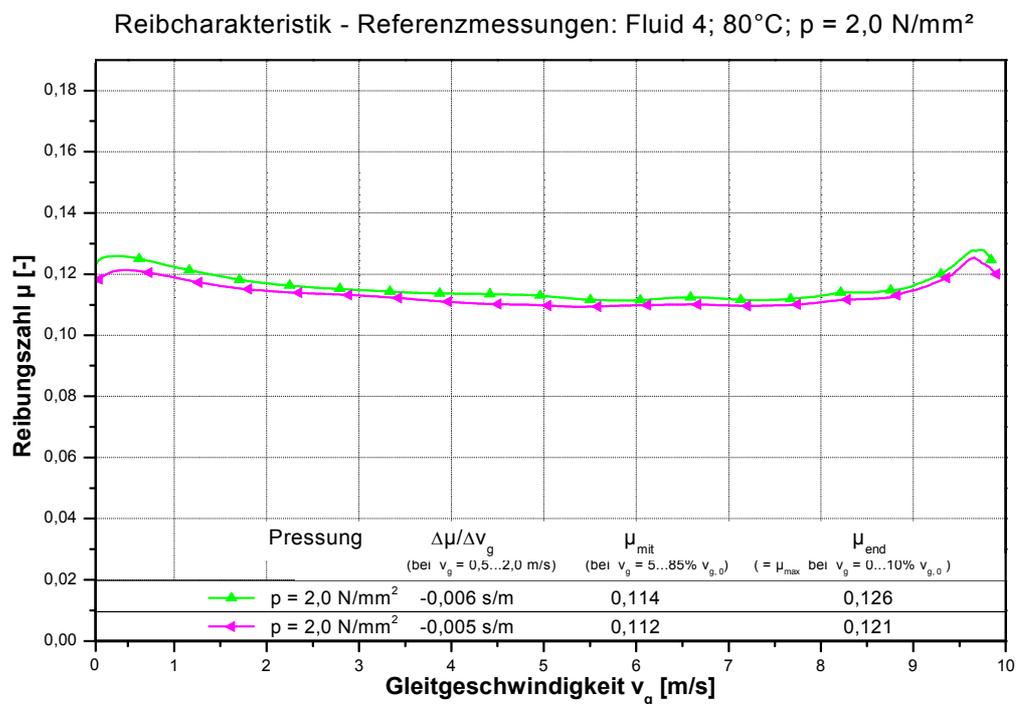
Die Reproduzierbarkeit der Reibungszahlmessungen wird anhand von Schaltungen mit identischen Versuchsbedingungen dargelegt. In **Bild 25 bis Bild 27** sind jeweils die Reibungszahlverläufe zweier unterschiedlicher Lamellensätze der gleichen Reibpaarung Papierbelag/ATF dargestellt (im Beispiel Fluid 4 bei Pressung  $p = 0,5; 1,0$  und  $2,0 \text{ N/mm}^2$ ). Den gezeigten Reibungszahlverläufen liegen identische Versuchsbedingungen zugrunde. Wie die Messungen zeigen, liegt eine sehr gute Übereinstimmung der Reibungszahlverläufe sowie der ermittelten Kennwerte vor. Die Messungen zeigen eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messwerte.



**Bild 25:** Reproduzierbarkeit von Reibungsmessungen ATF/Papier,  $p = 0,5 \text{ N/mm}^2$



**Bild 26:** Reproduzierbarkeit von Reibungsmessungen ATF/Papier,  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$



**Bild 27:** Reproduzierbarkeit von Reibungsmessungen ATF/Papier,  $p = 2,0 \text{ N/mm}^2$

### 5.1.5 Zusammenfassung Reibungsverhalten Papier-Reibbelag mit ATF (RP1)

Der **Dispersant** hebt das Reibungszahlniveau an ( $\Delta\mu_{\text{mit}} \approx 0,017$ ). Der **Friction Modifier** verhindert ein Ansteigen der Reibungszahl bei kleinen Reibgeschwindigkeiten ( $\Delta\mu_{\text{end}} \approx -0,029$ ) und verhindert somit das Auftreten von Reibschwingungen. Dieser Effekt tritt verstärkt bei niedrigen Temperaturen auf. Wechselwirkungen zwischen den Additiven sind sehr gering. Die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse ist sehr gut.

## 5.2 Weitere Tribosysteme

### 5.2.1 Messing-Reibwerkstoff mit ATF (RP3)

**Tabelle 14** zeigt eine tabellarische Übersicht über die Reibungszahlkennwerte „mittlere Reibungszahl“  $\mu_{\text{mit}}$  (arithmetischer Mittelwert von 0...60% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit), „Reibungszahl gegen Ende der Schaltung“  $\mu_{\text{end}}$  (maximale Reibungszahl von 0...10% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit),  $\mu_{\text{min}}$  (minimale Reibungszahl von 0...90% der Ausgangsgleitgeschwindigkeit), „Gradienten der Reibungszahl“  $\Delta\mu/\Delta v_g$  (Steigung der Reibungszahl von 0,1...1,0 m/s). Alle Kennwerte wurden bei einer Beanspruchung  $p = 3 \text{ N/mm}^2$ , Ausgangsgleitgeschwindigkeit  $v_g = 3 \text{ m/s}$ , Öleinspritztemperatur  $T = 80^\circ\text{C}$  ermittelt.

**Tabelle 14: Reibungszahlkennwerte Messingreibwerkstoff mit ATF**

	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
<b>Fluid 0</b>	0,108	0,124	0,099	-0,019
<b>Fluid 1</b>	0,110	0,124	0,102	-0,014
<b>Fluid 2</b>	0,114	0,127	0,104	-0,014
<b>Fluid 3</b>	0,113	0,125	0,103	-0,013
<b>Fluid 4</b>	0,120	0,127	0,112	-0,008
<b>Fluid 5</b>	0,126	0,137	0,117	-0,011
<b>Fluid 6</b>	0,124	0,131	0,116	-0,009
<b>Fluid 7</b>	0,116	0,130	0,108	-0,015
<b>Fluid 8</b>	0,118	0,126	0,110	-0,008
<b>Fluid 9</b>	0,124	0,131	0,116	-0,008
<b>Fluid 10</b>	0,123	0,135	0,115	-0,012
<b>Fluid 11</b>	0,123	0,136	0,114	-0,013
<b>Fluid 12</b>	0,126	0,139	0,118	-0,014
<b>Fluid 13</b>	0,119	0,124	0,111	-0,004
<b>Fluid 14</b>	0,124	0,136	0,113	-0,012
<b>Fluid 15</b>	0,117	0,130	0,106	-0,015
<b>Fluid 16</b>	0,117	0,129	0,105	-0,013

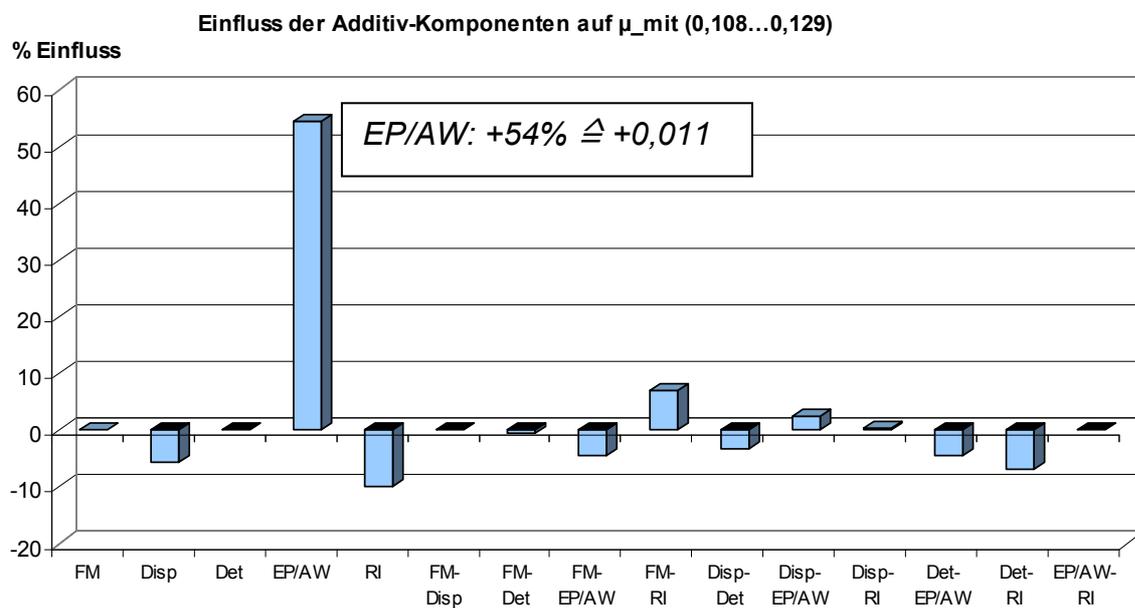
Eine komplette Auflistung der Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitschwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik des untersuchten Tribosystems Messingreibwerkstoff/Schmierstoff der ATF-Varianten 2; 3; 8; 11; 12 und 16 ist im **Anhang III** aufgeführt.

### Auswertung der DoE

Die folgenden Diagramme zeigen den Einfluss der Additiv-Komponenten auf charakteristische Reibungszahlkennwerte und damit auf das Reibungsverhalten des Tribosystems Messingreibwerkstoff/ATF. Dazu wurde das DoE-Modell mit den diskreten Werten aus Tabelle 14 ausgewertet.

Die Diagramme sind analog zur Systematik der vorangegangenen Diagramme zu Reibpaarung RP1 aufgebaut. Beispiel (**Bild 28**):

Der Kennwert  $\mu_{\text{mit}}$  beträgt abhängig vom verwendeten Fluid  $\mu_{\text{mit}} = 0,108 \dots 0,129$ . Das Potenzial, das mittlere Reibungszahlniveau über die Beimischung ausgewählter Additive zu beeinflussen, beträgt im hier verwendeten Tribosystem absolut  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,021$ . Dieses Potenzial kann in erster Linie (zu 54%) durch den EP/AW ausgeschöpft werden.



**Bild 28:** DoE-Auswertung  $\mu_{\text{mit}}$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ;

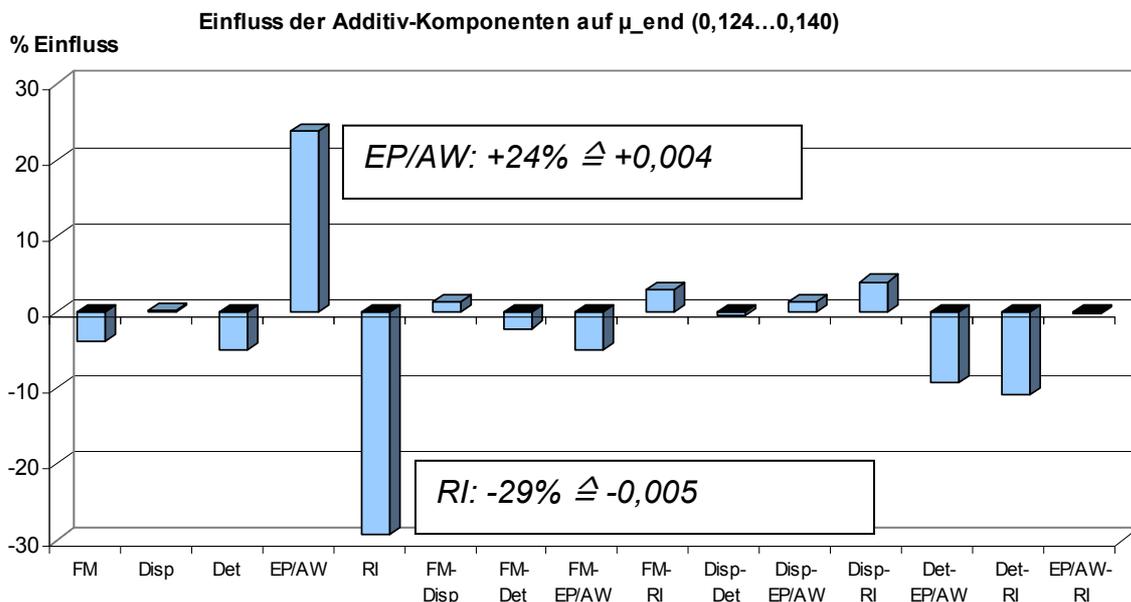
Messing Leg. 488 (MTX-75) mit ATF

Die Beanspruchung der Synchronisierung beträgt wie in den folgenden Diagrammen  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$  und  $v_g = 3 \text{ m/s}$  (Daten aus Tabelle 14). Wie an der Länge

des Balkens erkennbar ist, hat der EP/AW den weitaus größten Einfluss auf den Kennwert  $\mu_{\text{mit}}$  und damit auf das Niveau der Reibungszahl. Der Einfluss ist mathematisch positiv, d.h. die Beimischung des EP/AW hebt das Reibungszahlniveau an (hier: um 0,011). Weiterhin ist mit -11% ein geringer Einfluss des Rust Inhibitors ersichtlich. (Absenkung des Reibungszahlniveaus). Weitere Einflüsse und Wechselwirkungen sind gering (<10%).

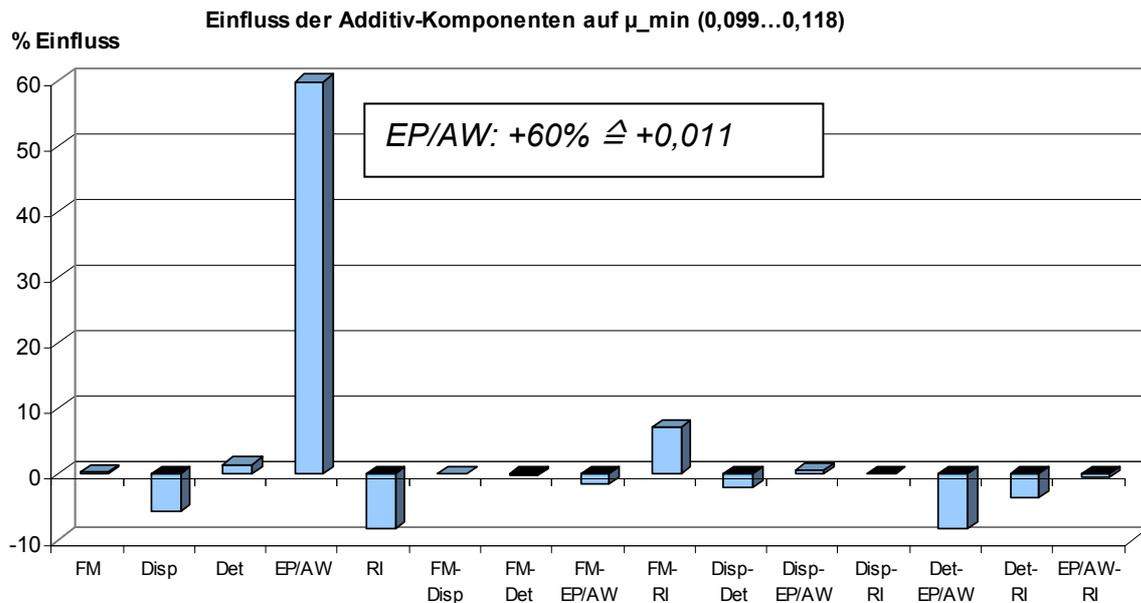
**Bild 29** stellt den Einfluss der Additiv-Komponenten auf den Reibungszahlkennwert  $\mu_{\text{end}}$  dar. Dabei ist zu beobachten, dass der Einfluss des Rust Inhibitors auf die Reibungszahl am Ende der Schaltung mit  $\Delta\mu_{\text{end, FM}} = -0,005$  negativ ist (= Absenkung des Reibungszahlniveaus), und der Einfluss des EP/AW positiv  $\Delta\mu_{\text{end, Disp.}} = 0,004$  (Anhebung des Reibungszahlniveaus). Weiterhin sind mit -11% und -9% geringe Wechselwirkungen von Detergent mit Rust Inhibitor bzw. EP/AW feststellbar.

Auffallend ist, dass der FM, der  $\mu_{\text{end}}$  absenken sollte, hier nicht wirkt.



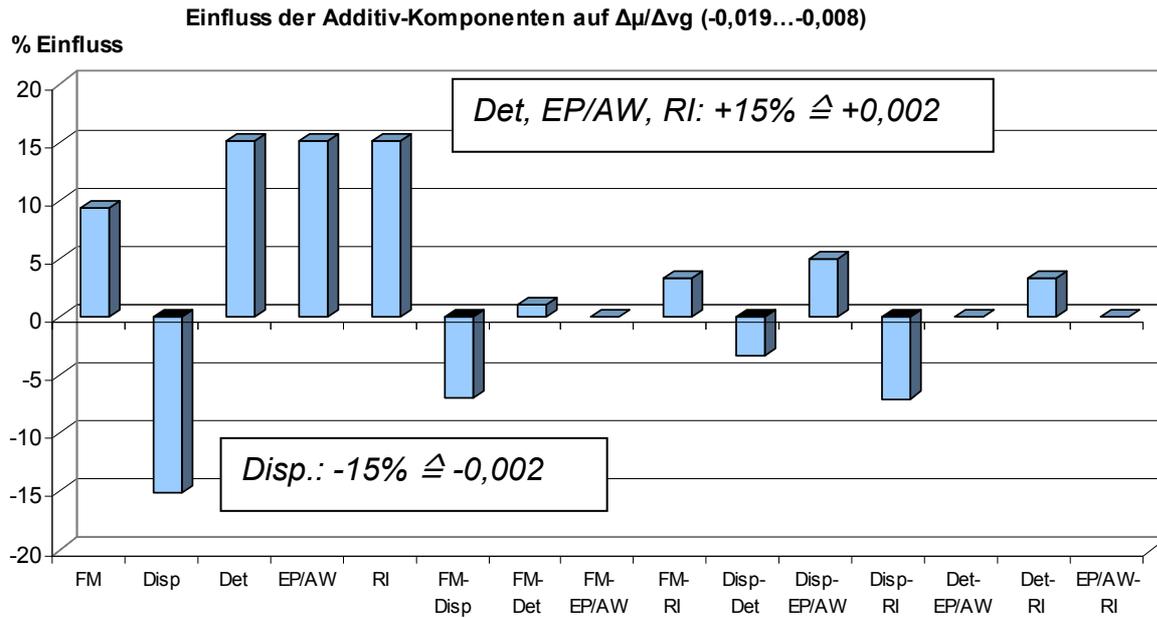
**Bild 29:** DoE-Auswertung  $\mu_{\text{end}}$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messingreibbelag Leg. 488 (MTX-75) mit ATF

**Bild 30** zeigt den Einfluss der Additiv-Komponenten auf den Kennwert  $\mu_{\min}$ . Den weitaus größten Einfluss auf diesen Kennwert und damit auf den Wert der minimalen Reibungszahl hat der EP/AW. Der Einfluss ist positiv, d.h. eine Beimischung des EP/AW hebt das Reibungszahlniveau an (hier: um 0,011).



**Bild 30:** DoE-Auswertung  $\Delta\mu/\Delta v_g$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing Leg. 488 (MTX-75) mit ATF

**Bild 31** zeigt den Einfluss der Additiv-Komponenten auf den Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$ , also die Steigung der Reibcharakteristik gegen Ende der Schaltung (Synchronlauf).



**Bild 31:** DoE-Auswertung  $\Delta\mu/\Delta v_g$ ;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing Leg. 488 (MTX-75) mit ATF

Das Bild wird von keinem Additiv allein dominiert. Die Additive Detergent, EP/AW und Rust Inhibitor haben jeweils einen Einfluss um +15% auf den Gradienten der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung; der Dispersant um -15%. Dies entspricht  $\Delta(\Delta\mu/\Delta v_g) = 0,002$ . Die Einflüsse der Additive einzeln betrachtet sind gering. Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Additiven sind sehr gering.

## 5.2.2 Sinterbelag mit Schiffsmotorenöl (RP2)

**Tabelle 15** zeigt die ermittelten Kennwerte in Tabellenform zusammengefasst. Zur Additivierung der Schmierstoffe siehe Tabelle 8 auf S. 34. Ölvariante S-23 enthält keinen Detergent. Ölvariante S-25 stellt das voll formulierte Serienöl dar.

**Tabelle 15:**  $\mu$ -Kennwerte in tabellarischer Übersicht;  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ; Sinterbelag ON 5021-55 mit Schiffsmotorenöl

Öl- variante	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\mu_{85}$	$\mu_{50}$	$\mu_{15}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
<b>S-21</b>	0,088	0,115	0,074	0,075	0,082	0,094	-0,008
<b>S-22</b>	0,082	0,119	0,070	0,071	0,077	0,089	-0,010
<b>S-23</b>	0,079	0,113	0,066	0,066	0,070	0,083	-0,009
<b>S-24</b>	0,088	0,117	0,075	0,077	0,080	0,095	-0,010
<b>S-25</b>	0,085	0,126	0,075	0,075	0,081	0,094	-0,009
<b>S-26</b>	0,070	0,092	0,062	0,065	0,064	0,070	-0,004
<b>S-27</b>	0,085	0,114	0,074	0,074	0,077	0,089	-0,009
<b>S-28</b>	0,085	0,116	0,075	0,077	0,082	0,094	-0,007

### Erläuterung und Interpretation der ermittelten Kennwerte (kein DoE):

Die Wahl des beigemischten Detergents bzw. Friction Modifiers beeinflusst das Reibungsverhalten maßgeblich:

- Detergent A hebt das mittlere Reibungszahlniveau um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,009$  an (Ölvariante S-21  $\mu_{\text{mit}} = 0,088$  gegenüber Ölvariante S-23  $\mu_{\text{mit}} = 0,079$ ).
- Detergent B und C gemeinsam heben das mittlere Reibungszahlniveau gemeinsam um lediglich  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,003$  an (Ölvariante S-22  $\mu_{\text{mit}} = 0,082$  gegenüber Ölvariante S-23  $\mu_{\text{mit}} = 0,079$ ).

- Detergent A und B gemeinsam heben das mittlere Reibungszahlniveau um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,011$  an (Ölvariante S-24  $\mu_{\text{mit}} = 0,088$  gegenüber Ölvariante S-23  $\mu_{\text{mit}} = 0,079$ ).
- FM 1 (S-25) lässt mit  $\mu_{\text{end}} = 0,126$  den höchsten Reibungszahlwert gegen Ende der Schaltung zu. Der FM ist also für diese Reibpaarung nicht wirksam.
- FM 2 senkt die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung um  $\Delta\mu_{\text{end}} = 0,025$  ab (Ölvariante S-26  $\mu_{\text{end}} = 0,092$  gegenüber Ölvariante S-23  $\mu_{\text{end}} = 0,117$ ); auch im Reibungszahlkennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$  wird ersichtlich, dass dieser FM das Auftreten von Reibschwingungen wirksam verhindert. Allerdings geht dies zu Lasten des mittleren Reibungszahlniveaus um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = -0,018$  (Ölvariante S-26  $\mu_{\text{mit}} = 0,070$  gegenüber Ölvariante S-24  $\mu_{\text{mit}} = 0,088$ ). Ölvariante S-26 weist unter allen Ölvarianten mit Abstand den geringsten Wert  $\mu_{\text{mit}} = 0,070$  auf.

#### Fazit:

→ **Detergent A** hebt das mittlere Reibungszahlniveau um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,009$  an. **Detergent B** und **Detergent C** sind nahezu wirkungslos hinsichtlich des Reibungszahlniveaus.

→ **FM 1** verhindert das Ansteigen der Reibungszahl gegen Ende der Schaltung nicht. **FM 2** senkt die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung um  $\Delta\mu_{\text{end}} = -0,025$  ab; gleichzeitig findet eine Absenkung des mittleren Reibungszahlniveaus um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = -0,018$  statt.

**Dispersant**, **Antiwear** und **Antifoam** wurden nicht variiert. Die Unterschiede im Reibungszahlverlauf hinsichtlich der **Viscosity Index Improver** VII 1 (Ölvariante S-27) und VII 2 (Ölvariante S-28) sind gering; die Reibungszahlkennwerte stimmen annähernd überein.

Im Gegensatz zum Papierbelag mit ATF hat hier der Detergent einen großen Einfluss auf das Reibungsverhalten. Dies kann einerseits auf den Reibbelag zurückgeführt werden; andererseits entspricht der verwendete Detergent im Schiffsmotorenöl nicht dem Detergent im ATF, sodass hier von unterschiedlicher Zusammensetzung und Wirkung des Additivs per se auszugehen ist.

### 5.2.3 Sinter-Reibbeläge mit MTF (RP5)

**Tabelle 16** zeigt die ermittelten Kennwerte in einer Zusammenfassung. Zur Additivierung der Schmierstoffe siehe Tabelle 9 auf S. 35.

**Tabelle 16:**  $\mu$ -Kennwerte Sinter HS 45/MTF; T = 80°C; p = 3,0 N/mm<sup>2</sup>; v<sub>g</sub>=4,8 m/s

Schmierstoff	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
MTF-1	0,109	0,120	0,098	0,009
MTF-2	0,105	0,118	0,093	0,011
MTF-3	0,104	0,120	0,092	0,016
MTF-4	0,130	0,145	0,104	0,014
MTF-5	0,109	0,125	0,095	0,016
MTF-6	0,103	0,118	0,089	0,014
MTF-7	0,109	0,131	0,088	0,020
MTF-8	0,101	0,126	0,085	0,021
MTF-9	0,100	0,112	0,089	0,011
MTF-10	0,105	0,121	0,092	0,020
MTF-11	0,100	0,113	0,085	0,012

#### Erläuterung und Interpretation der ermittelten Kennwerte (kein DoE):

Die mittlere Reibungszahl liegt im Bereich  $\mu_{\text{mit}} = 0,100 \dots 0,130$ . Ölvariante 4 weist den höchsten Wert auf ( $\mu_{\text{mit}} = 0,130$ ). Es liegt nahe, dies dem fehlenden Antiwear zuzuordnen. Das geringste Reibungszahlniveau ist bei den MTF-Varianten 9 (ohne Corrosion Inhibitor) und 11 (ohne FM1 und FM 2, aber mit FM 3) zu beobachten, was sich jeweils in beiden Kennwerten  $\mu_{\text{min}}$  und  $\mu_{\text{mit}}$  widerspiegelt. Die Ölvarianten 2, 3, 5 und 10 liegen hinsichtlich ihres Reibungszahlniveaus im mittleren Bereich.

Die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung liegt bei  $\mu_{\text{end}} = 0,112 \dots 0,145$ . Ölvariante 4 weist hier einen auffällig hohen Wert  $\mu_{\text{end}} = 0,145$  auf, wohingegen sich die anderen Ölvarianten im Bereich um  $\mu_{\text{end}} \approx 0,120$  bewegen. Ölvariante 4 ist kein Antiwear beigefügt.

#### 5.2.4 Carbon-Reibbeläge mit ATF und MTF (RP4, RP6)

Ergänzend wurden Reibungszahlkennwerte zu ausgewählten Carbon-Reibwerkstoffen ermittelt.

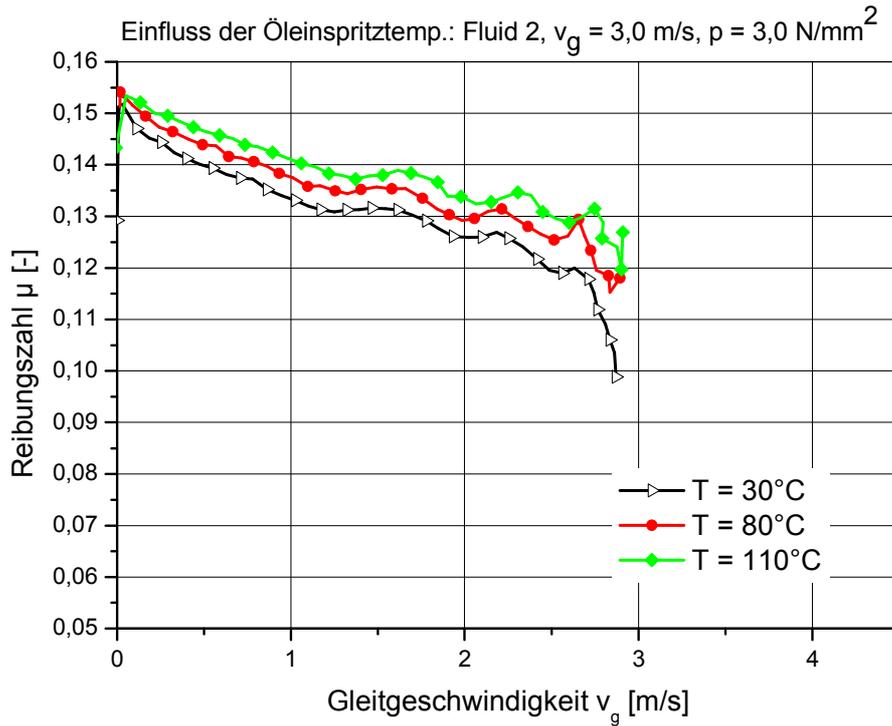
Gemäß **Tabelle 17** kam der Reibbelag DCA anstelle von Messing in der Synchronisierung MTX 75 mit ATF-Schmierstoff zum Einsatz und HC-100 anstelle von Sinter HS-45 in der Synchronisierung SC 80 mit MTF.

**Tabelle 17:** Versuchsteile Synchronisierungen

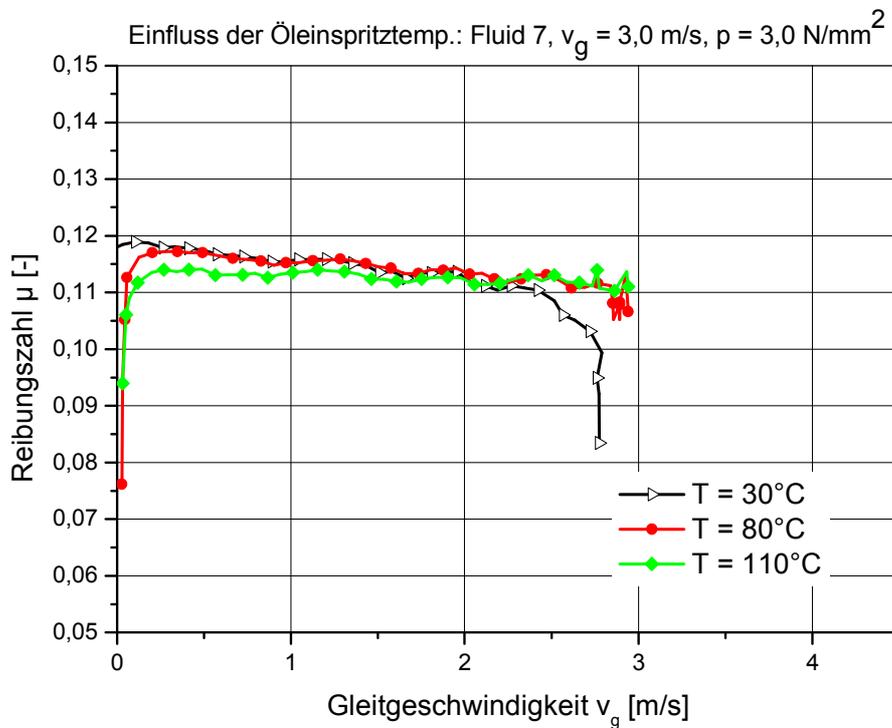
Sparte	Firma	Synchronisierung	Durchmesser	Reibschicht
Pkw	GFT/ Diehl	MTX 75 (Doppelkonus)	67 mm	Ms (Leg. 488) DCA (Stichversuche)
Pkw	Hoerbiger	SC 80	80 mm	HS 45 HC 100 (Stichversuche)

#### DCA mit ATF

**Bild 32 und Bild 33** zeigen die durchgeführten Stichversuche mit Carbon-Reibbelag DCA.



**Bild 32:** Carbon DCA mit ATF (Fluid 2 aus Tabelle 14);  $v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ,  $p = 3,0 \text{ N/mm}$



**Bild 33:** Carbon DCA mit ATF (Fluid 7 aus Tabelle 14);  $v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ,  $p = 3,0 \text{ N/mm}$

**Tabelle 18** zeigt die ermittelten Reibungszahlkennwerte für diese Carbon-Stichversuche im Vergleich zu Messing als Reibwerkstoff.

**Tabelle 18:**  $\mu$ -Kennwerte Carbon DCA mit ATF (im Vergleich zu Messing);  $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3,0 \text{ m/s}$

ATF-Variante / Reibwerkstoff	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
Fluid 2 / Messing	0,114	0,127	0,104	-0,014
Fluid 2 / CARBON	0,145	0,154	0,128	-0,015
Fluid 7 / Messing	0,116	0,130	0,108	-0,015
Fluid 7 / CARBON	0,116	0,118	0,112	-0,002

Aus Tabelle 18 geht hervor:

Das mittlere Reibungszahlniveau mit Carbon liegt bei Fluid 2 mit  $\mu_{\text{mit}} = 0,145$  deutlich höher als bei Messing ( $\mu_{\text{mit}} = 0,114$ ). Die Reibungszahl nahe Haftreibung  $\mu_{\text{end}} = 0,154$  sowie die minimale Reibungszahl  $\mu_{\text{min}} = 0,128$  liegen ebenfalls deutlich über den Werten von Messing ( $\mu_{\text{end}} = 0,127$  und  $\mu_{\text{min}} = 0,104$ ).

Bei Fluid 7 ist das Reibungszahlniveau  $\mu_{\text{mit}} = 0,116$  gleich wie bei Messing. Der Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit zeichnet sich über eine deutlich stärkere Konstanz aus, was sich insbesondere im Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g = -0,002$  widerspiegelt.

Auch Carbon zeigt einen ausgeprägten Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten (Niveau und Reibcharakteristik).

### HC-100 mit MTF

In den Versuchen des Carbon-Reibbelags HC 100 mit MTF-Schmierstoff wurden folgende Reibungszahlkennwerte ermittelt, vgl. **Tabelle 19**. Das Reibungszahlniveau liegt deutlich über dem des Sinterreibbelags.

**Tabelle 19:**  $\mu$ -Kennwerte Carbon HC 100 mit MTF (im Vergleich zu Sinter);  
 $T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 3,0 \text{ m/s}$

MTF-Variante/ Reibwerkstoff	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$
Ölvariante 1 / Sinter	0,109	0,120	0,098	0,009
Ölvariante 1 / CARBON	0,135	0,143	0,125	0,000
Ölvariante 2 / Sinter	0,105	0,118	0,093	0,011
Ölvariante 3 / Sinter	0,104	0,120	0,092	0,016
Ölvariante 3 / CARBON	0,135	0,136	0,130	0,002
Ölvariante 4 / Sinter	0,130	0,145	0,104	0,014
Ölvariante 4 / CARBON	0,141	0,147	0,134	0,006
Ölvariante 5 / Sinter	0,109	0,125	0,095	0,016
Ölvariante 6 / Sinter	0,103	0,118	0,089	0,014
Ölvariante 7 / Sinter	0,109	0,131	0,088	0,020
Ölvariante 8 / Sinter	0,101	0,126	0,085	0,021
Ölvariante 8 / CARBON	0,149	0,154	0,141	0,002
Ölvariante 9 / Sinter	0,100	0,112	0,089	0,011
Ölvariante 10/ Sinter	0,105	0,121	0,092	0,020
Ölvariante 11 / Sinter	0,100	0,113	0,085	0,012
Ölvariante 11 / Sinter	0,140	0,144	0,135	0,003

Das mittlere Reibungszahniveau mit Carbon liegt bei  $\mu_{\text{mit}} = 0,135 \dots 0,149$ . Die minimale Reibungszahl liegt bei  $\mu_{\text{min}} = 0,125 \dots 0,141$ . Ölvariante 8 weist bei beiden Kennwerten den höchsten Wert auf ( $\mu_{\text{mit}} = 0,149$  und  $\mu_{\text{min}} = 0,141$ ).

Die Reibungszahl nahe Haftreibung liegt bei  $\mu_{\text{end}} = 0,136 \dots 0,154$ .

Ein allgemein erhöhtes Reibungszahniveau der Ölvariante 4, wie bei Sinter, ist nicht zu erkennen. Der Antiwear hat mit dem Carbon-Reibbelag HC 100 keinen das Reibungszahniveau anhebenden Effekt.

Insgesamt wird deutlich, dass Carbon-Reibbeläge höhere Reibungszahnniveaus als Sinter-Reibbeläge aufweisen.

## 6 OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT UND KORRELATION ZUM REIBUNGSVERHALTEN

Zielsetzung der oberflächenanalytischen Untersuchungen war es, Elementverteilungen an der Reibfläche durch den Einsatz unterschiedlich additiver Schmierstoffe zu dokumentieren. Weiterhin wurde versucht, Rückschlüsse auf einen Zusammenhang mit dem Reibungsverhalten zu ziehen. Ergänzend wurden neue Erkenntnisse über die Einsatzmöglichkeiten der Analysemethoden erarbeitet. Durch den Einsatz der REM/EDX-Analyse in Verbindung mit einem optischen 3D-Auswertungsprogramm wird eine neuartige Herangehensweise an die Untersuchung gelaufener Reibschaltelemente vorgestellt.

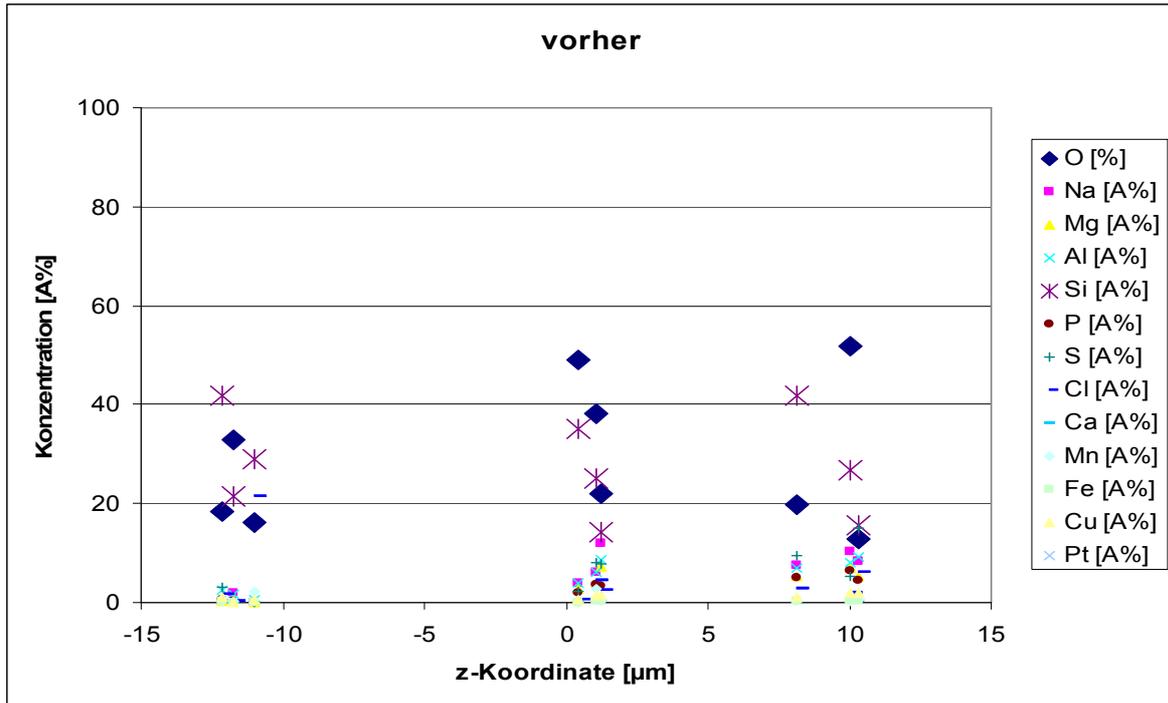
### 6.1 3D-REM/EDX-Analysen

Im Folgenden werden Vorgehensweise und Ergebnisse der REM/EDX-Analysen vorgestellt. Funktionsprinzip und Details des zum Einsatz gekommenen Analysesystems sind dem **Anhang IV** zu entnehmen.

#### 6.1.1 Probenauswahl, Probenvorbereitung und Vorgehensweise

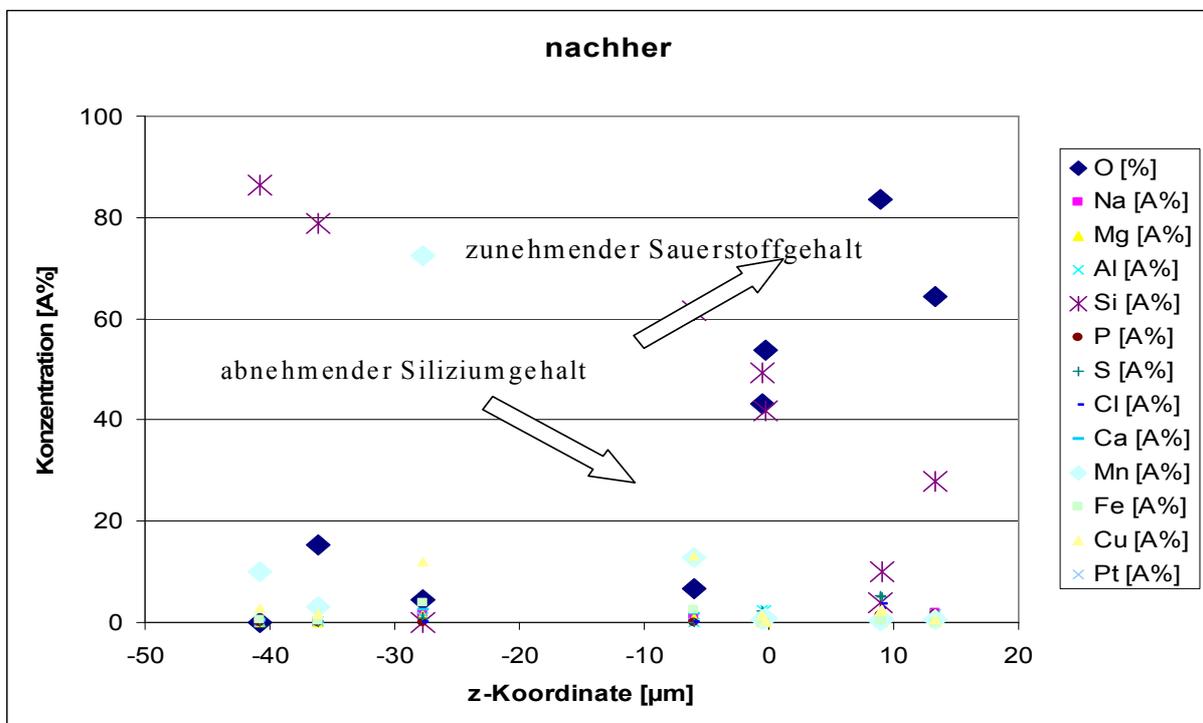
Ausgehend von der Zielsetzung der Arbeit wurden vorrangig organische Belagteile der Reibpaarung 1 (RP1: Papierbelag/Stahl mit ATF) untersucht. Es wurden Belaglamellen vor dem Versuchsdurchlauf – d.h. konditioniert, in Öl getränkt und erhitzt – und nach dem Versuchsdurchlauf untersucht und miteinander verglichen.

Vor dem Versuchsdurchlauf sind die Elementkonzentrationen in Bezug auf die topographische Höhe der Messpunkte auf der Reiboberfläche stochastisch verteilt, siehe **Bild 34**. Zwar zeichnen sich Elemente ab, die stärkere Konzentrationen aufweisen; dies trifft insbesondere für Sauerstoff und Silizium zu. Jedoch sind keine Tendenzen festzustellen, die eine unterschiedliche Verteilung in Abhängigkeit der topographischen Lage aufzeigen würden.



**Bild 34:** Bsp.: Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 16)

Erst nach dem Versuchsdurchlauf bilden sich charakteristische Verteilungen in Abhängigkeit der Höhe heraus, siehe **Bild 35**.



**Bild 35:** Bsp.: Elementverteilung nach dem Versuchsdurchlauf (Fluid 16)

Im Folgenden werden gelaufene Belagoberflächen untersucht, mit dem Ziel charakteristische Elementverteilungen auf den Belagspitzen zu ermitteln. Die Elementverteilungen der ungelauenen Reibbelagproben (Fluide 0; 2; 3; 11; 12; 16) sind dem **Anhang V** zu entnehmen.

#### Vorgehensweise der 3D-REM/EDX-Analysen:

- (1) Probenvorbereitung
- (2) Optische Topographiemessung
- (3) Vorauswahl charakteristischer Messpunkte
- (4) Fehlerabschätzung und Auswahl gültiger Messpunkte
- (5) Ermittlung der Elementverteilung in hoch gelegenen Punkten (Belagspitzen)

#### **(1) Probenvorbereitung**

Bevor die Proben der Messanlage zugeführt werden konnten, mussten die einzelnen Probenstücke für die Analyse vorbereitet werden. Aufgrund des begrenzten Raumangebots in der Probenkammer des Rasterelektronenmikroskops können nur relativ kleine Proben untersucht werden. Daher wurden aus den Belaglamellen etwa 1 cm x 1 cm große Stücke herausgeschnitten. Hierbei wurde darauf geachtet, dass die Reibfläche nicht kontaminiert wurde und beim Schneidevorgang nur ein möglichst geringer Wärmeeintrag entsteht. Die Proben wurden vorsichtig mit der Handsäge herausgeschnitten.

Anschließend wurden die Probenstücke zunächst mit Druckluft abgeblasen. Voraussetzung für die Analyse im Rasterelektronenmikroskop ist, dass die Oberfläche leitfähig ist. Dies wurde bei den Belagproben durch eine Beschichtung mit Platin bewerkstelligt („Sputtern“).

Die Reibbeläge sind mit Nutungen versehen. Daher mussten die Messungen in ausreichendem Abstand davon durchgeführt werden, um Einflüsse aus der Schnittkante auszuschließen. Um durch die Welligkeit der Lamellen bedingte Effekte auszuschließen, wurden die Messungen stets an denselben Stellen auf Hochpunkten der Sinus-

wellung durchgeführt. Um eventuelle Randeefekte zu vermeiden, wurde weiterhin stets eine Messstelle auf Höhe des mittleren Reibradius gewählt.

Die gereinigte Probe wurde an eine Probenaufnahme appliziert. Dies hat den Vorteil, dass exakt dieselbe Messstelle vom Rasterelektronenmikroskop sowie von der optischen Messvorrichtung erfasst werden konnte.

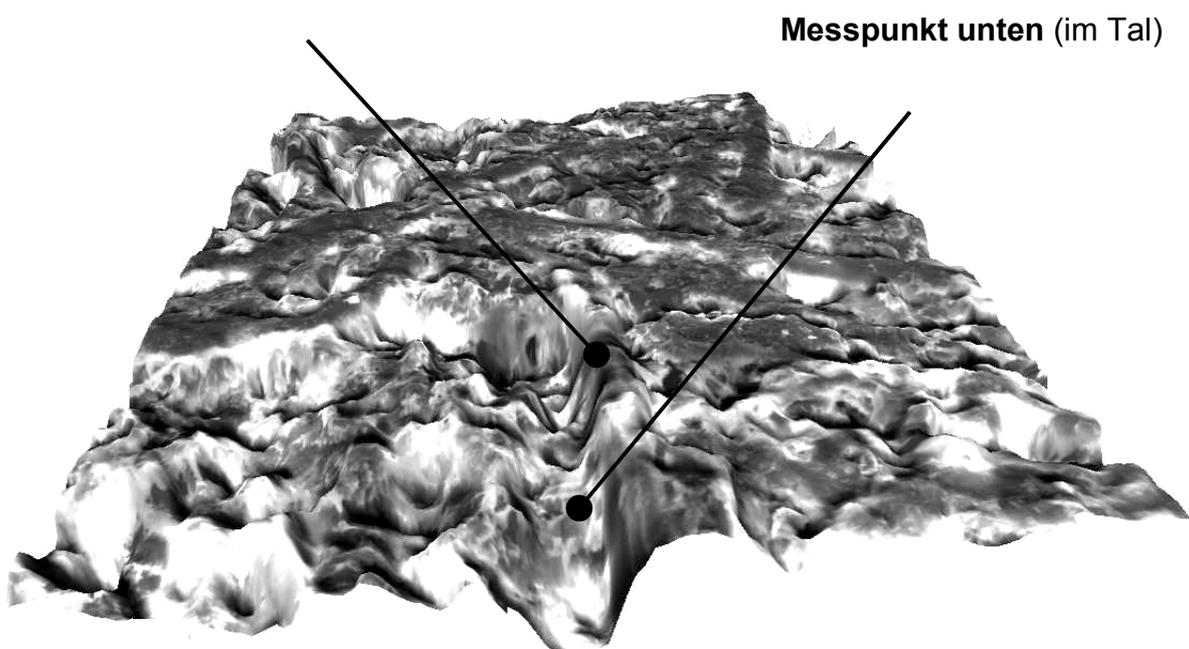
## (2) Optische Topographiemessung

Die Topographie der Probenoberfläche wurde mittels einer Messeinrichtung dargestellt, die nach dem Prinzip der Fokus-Variation (-> Anhang IV) funktioniert. Taktile Kontrollmessungen bestätigten die Richtigkeit der optischen Topographiemessung.

## (3) Vorauswahl charakteristischer Messpunkte

Um die Unterschiede in der Elementkonzentration an den Stellen tatsächlichen Reibkontakts herausarbeiten zu können, wurden Punkte mit unterschiedlicher topographischer Höhe ausgewählt. Siehe hierzu **Bild 36**.

**Messpunkt oben** (auf Spitze)

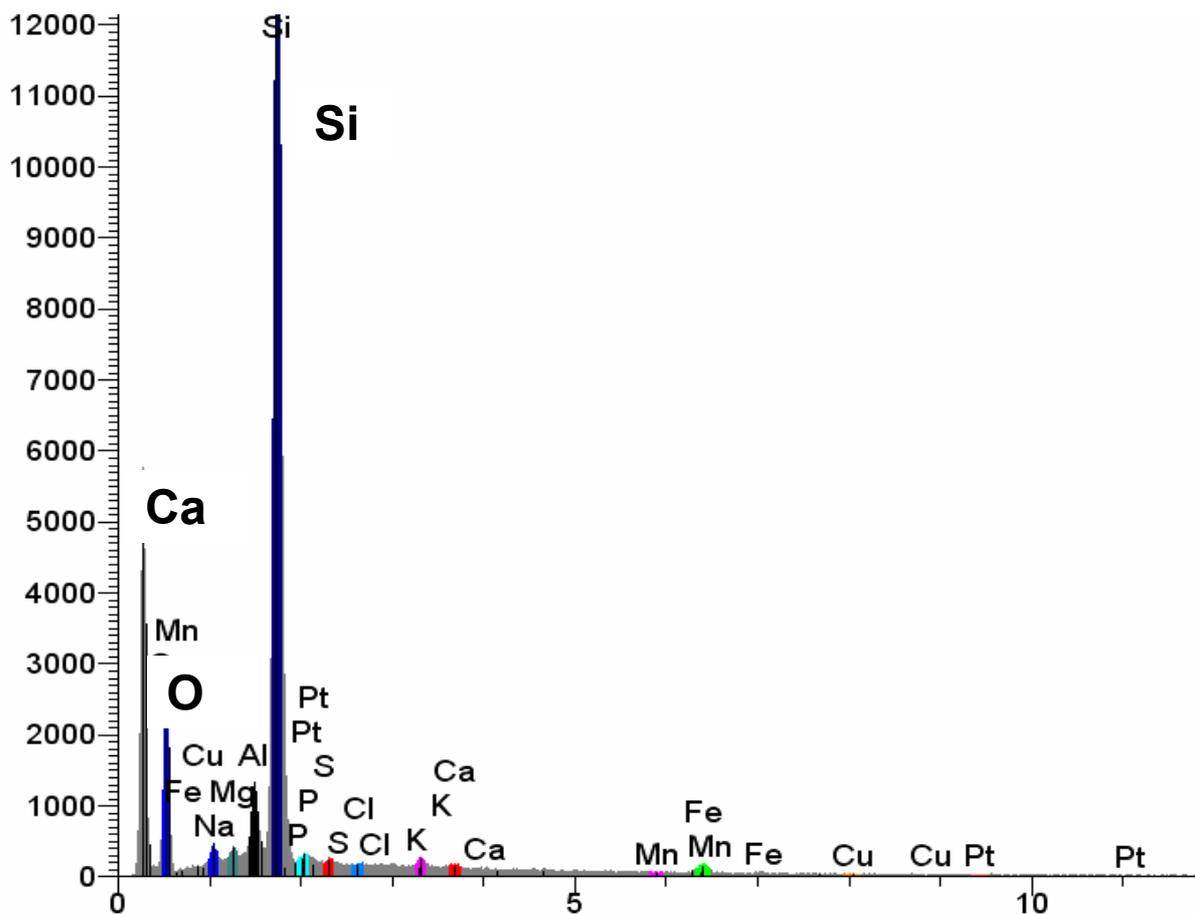


**Bild 36:** Ausgewählte Punkte auf der Reiboberfläche

Insgesamt wurden zunächst neun Messpunkte pro Belagprobe ausgewählt. Jeweils 3 Punkte maximaler, mittlerer und minimaler Höhe (z-Koordinate). An diesen 9 Punkten fanden nun die EDX-Analysen statt. Direkter Reibkontakt und damit einhergehende hohe Flächenpressung findet auf den Belagspitzen, also auf den Punkten maximaler Höhe statt. Die Punkte maximaler topographischer Höhe wurden daher für die weiteren Betrachtungen herangezogen. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass nur diese höher gelegenen Punkte Analyseergebnisse mit hinreichender Genauigkeit liefern, wie aus folgender Fehlerabschätzung ersichtlich wird.

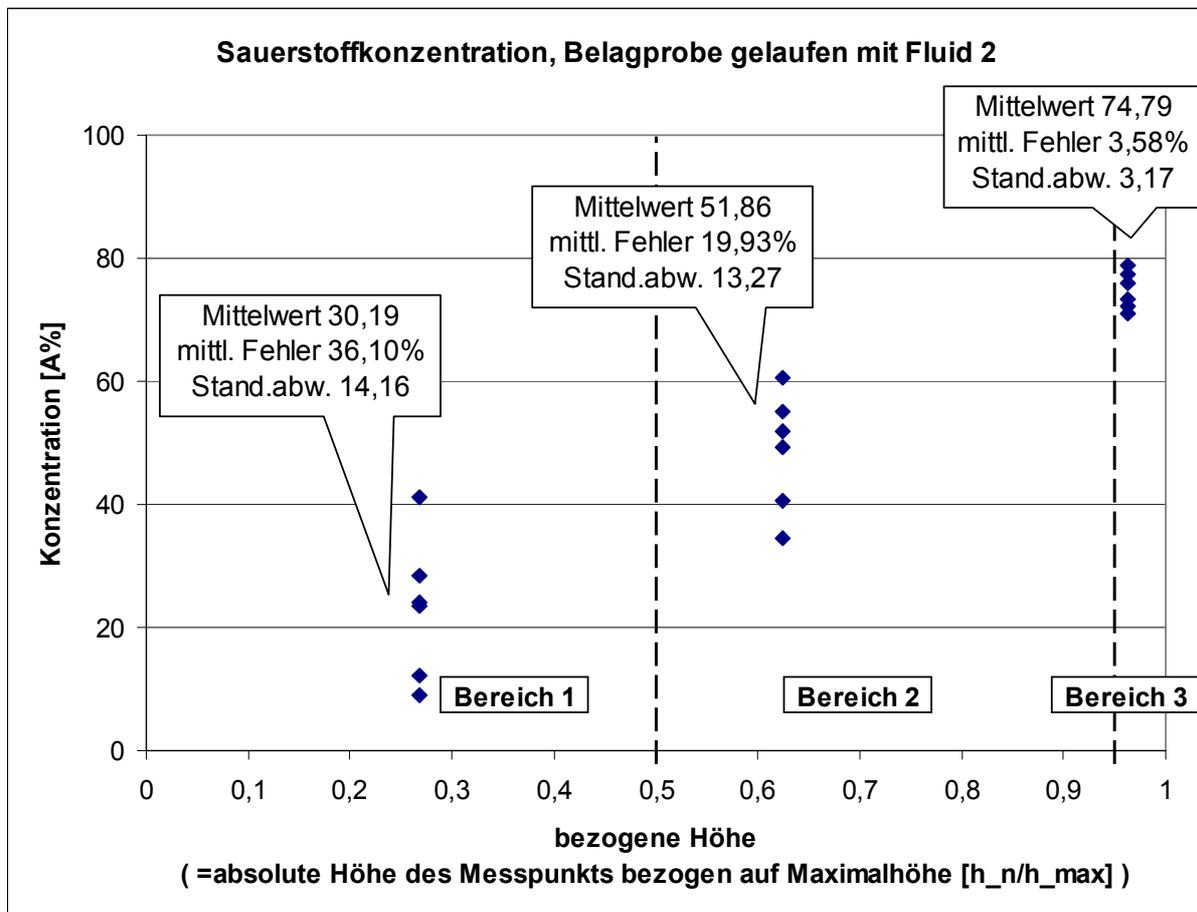
#### (4) Fehlerabschätzung und Auswahl gültiger Messpunkte

Ein Beispiel für eine EDX-Analyse an einer Papier-Belagprobe zeigt **Bild 37**. Die Informationstiefe beträgt ca. 1  $\mu\text{m}$ .

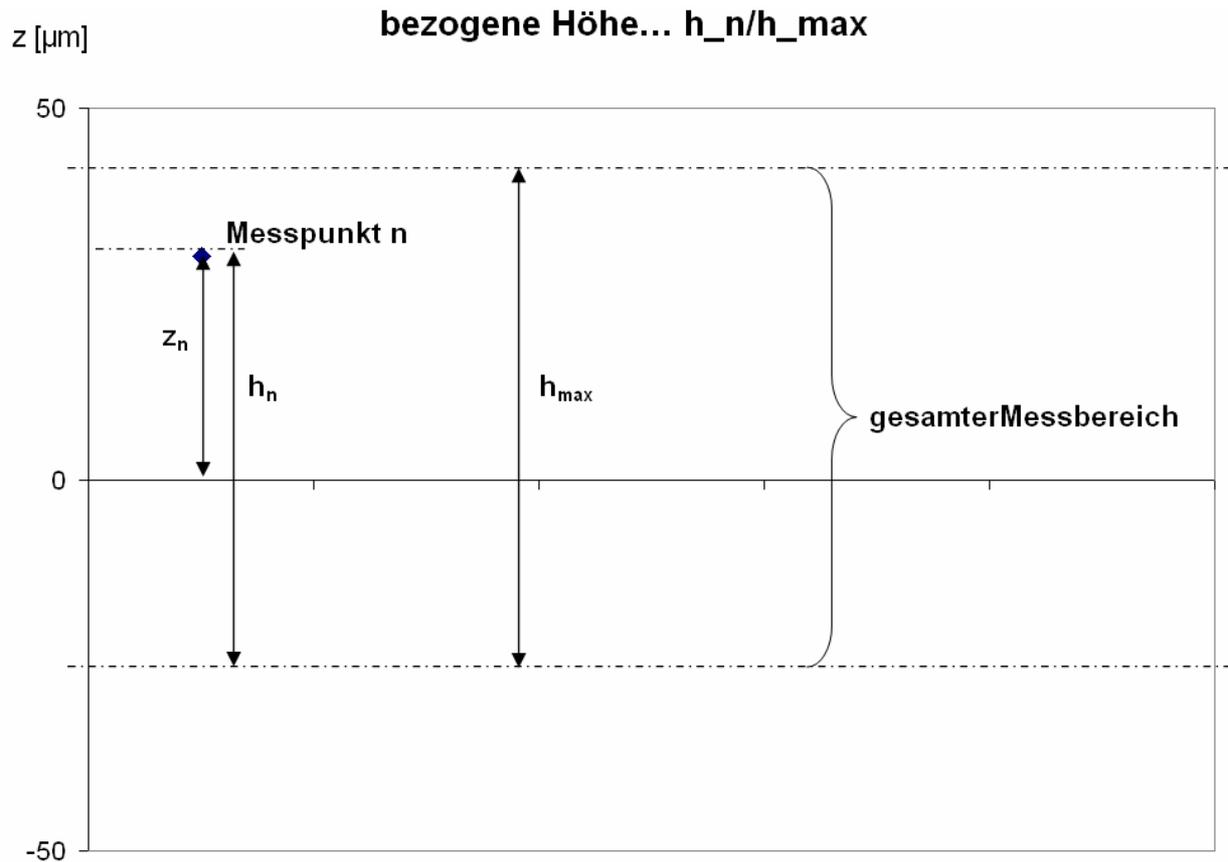


**Bild 37:** Beispielhaftes Spektrum: Detektierte Elemente mittels EDX

Die Methode 3D-REM/EDX ist dazu geeignet, die Elementverteilung in höher gelegenen Messpunkten zu erfassen. Tief eingeschnittene Punkte in zerfurchten Oberflächen sind durch die REM-Elektronenstrahlen nur schwierig zu erfassen. Die Röntgenstrahlung des Rasterelektronenmikroskops wird durch die Zerklüftung verfälscht. Je tiefer sich ein Messpunkt auf der Messoberfläche befindet, desto stärker weichen die Messergebnisse voneinander ab, vgl. **Bild 38**. Das Bild zeigt die gemessene Sauerstoffkonzentration in Atom-% mit 5-facher Wiederholungsmessung. Zur Erläuterung des Kennwerts „bezogene Höhe“ siehe **Bild 39**.



**Bild 38:** Fehlerabschätzung 3D-REM/EDX-Messungen am Bsp. Sauerstoff



**Bild 39:** Erläuterung des Kennwerts „bezogene Höhe“

- $z_n$  ...  $z$ -Koordinate des Messpunkts  $n$
- $h_n$  ... absolute Höhe im Messpunkt  $n$
- $h_{max}$  ... maximale absolute Höhe im Messbereich, senkrechter Abstand zwischen höchstem und tiefstem Punkt im gesamten Messbereich
- $h_n/h_{max}$  ... bezogene Höhe des Messpunkts  $n$

Im Beispiel der Sauerstoffkonzentrationsmessungen an der Belagprobe mit Fluid 2 ergibt sich für Messpunkte, deren Höhe mehr als 95% der maximalen Höhe im Messbereich ( $h_n/h_{max} > 0,95$ ; Bereich 3) beträgt, ein Sauerstoffgehalt von durchschnittlich 74,79 Atom-%. Der mittlere Messfehler beträgt 3,58 %, die Standardabweichung ist mit 3,17 angegeben. Tiefer gelegene Messpunkte sind mit Messfehlern von bis zu 36,10 % behaftet (Bereich 1:  $h_n/h_{max} \leq 0,5$ ).

Aus **Bild 38** wird darüber hinaus ersichtlich, dass der Sauerstoffgehalt mit zunehmender bezogener Höhe steigt. In Bereich 1 beträgt der durchschnittliche Sauerstoffgehalt 30,19 Atom-%, in Bereich 2 beträgt er 51,36 Atom-% und in Bereich 3 werden 74,79 Atom-% erreicht.

Im Anschluss an diese grobe, beispielhafte Fehlerabschätzung (Fluid 2, Sauerstoff) wurden weitere Messungen zur genauen Fehlerabschätzung durchgeführt. Es wurden umfassende EDX-Messungen unter Berücksichtigung aller Messproben (Fluide 0; 2; 3; 11; 12; 16) und mehrerer Elemente (O, Si; P; S) durchgeführt. Insgesamt wurden so 9 (Messpunkte) x 6 (Fluide) x 4 (Elemente) = 216 Messungen zur Bestimmung des Messfehlers herangezogen. Das Ergebnis ist in **Tabelle 20** dargestellt.

**Tabelle 20:** Messfehler der EDX-Messungen, Elementkonzentrationen

	<b>Bereich 1</b> <b>(<math>h_n \leq 0,5 h_{max}</math>)</b>	<b>Bereich 2</b> <b>(<math>0,5 &lt; h_n \leq 0,95 h_{max}</math>)</b>	<b>Bereich 3</b> <b>(<math>h_n &gt; 0,95 h_{max}</math>)</b>
mittlerer Fehler	38,09 %	18,26 %	3,72 %
Standardabweichung	17,37	13,18	3,46

Die Messungengenauigkeit von Messpunkten, die höher als 95% der maximalen Höhe im gesamten Messbereich liegen, beträgt 3,72 % (Bereich 3). Tiefer gelegene Messpunkte sind mit größeren Abweichungen von 18,26 % (Bereich 2) bis hin zu durchschnittlich 38,09 % (Bereich 1) behaftet; solche Messergebnisse werden im Folgenden nicht weiter berücksichtigt.

##### **(5) Ermittlung der Elementverteilung in hoch gelegenen Punkten (Belagspitzen)**

Anschließend wurden in den hoch ( $h_n > 0,95 h_{max}$ ) gelegenen Regionen der Reiboberfläche Messungen zur Ermittlung der Elementkonzentrationen für die Elemente Sauerstoff, Natrium, Magnesium, Aluminium, Silizium, Phosphor, Schwefel, Chlor, Kalzium, Mangan, Eisen und Kupfer (O, Na, Mg, Al, Si, P, S, Cl, Ca, Mn, Fe und Cu)

ermittelt. Um den Elementgehalt an der Oberfläche möglichst genau zu erfassen, wurden stets mehrere Messpunkte ausgewählt, die im Bereich 3 liegen. Infolgedessen wird die Kenngröße „**Oberflächenspitzenkonzentration OSK**“ eingeführt, siehe Gleichung (6).

$$\text{Gleichung (6):} \quad OSK_X = \frac{1}{n} \sum_1^n A\%_{X,n} \quad \forall \quad \frac{h_n}{h_{\max}} > 0,95$$

mit:	$OSK_X$ ...	Oberflächenspitzenkonzentration des Elements X
	$n$ ...	Anzahl der Messpunkte
	$A\%_{X,n}$ ...	Atomprozent des Elements X an der Stelle n
	$h_n$ ...	absolute Höhe des Messpunkts n
	$h_{\max}$	maximale Höhe im Messbereich

Es wurden fünf Messungen pro Probe ausgewählt ( $n = 5$ ), die das Kriterium  $\frac{h_n}{h_{\max}} > 0,95$  erfüllen. So konnte mit ausreichender Sicherheit der Mittelwert  $OSK_X$  errechnet werden, der die Elementverteilung in denjenigen Oberflächenregionen widerspiegelt, die besonders hoher Reibbelastung ausgesetzt waren.

### 6.1.2 Ergebnisse für die Reibpaarung RP1 (Papierbelag/Stahl)

Unterschiedlich additivierte Schmierstoffe bewirken unterschiedlich auftretende Elemente an den Belagspitzen, vgl. **Tabelle 21**. Ausgehend von fünf Messungen an fünf verschiedenen Punkten mit jeweils geringen statistischen Messfehlern (3,72 %) sind diese Ergebnisse gut reproduzierbar.

Für das Fluid 0 sind der Mittelwert  $OSK_X$  sowie die Einzelmessungen aufgezeigt. Für die weiteren Fluide ist jeweils der Mittelwert  $OSK_X$  dargestellt.

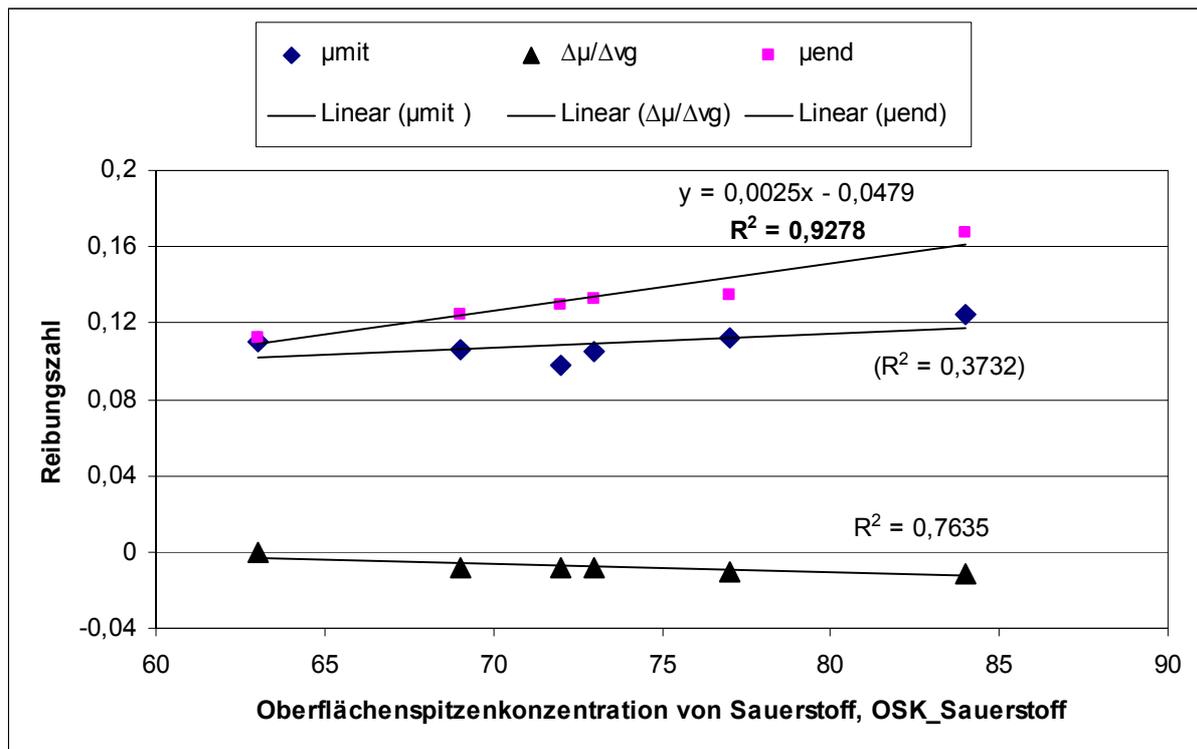
**Tabelle 21:** Elementverteilung auf Belagspitzen, gelaufene Papier-Reibbeläge

	$\frac{h_n}{h_{\max}}$	Einzelmessung gültig?	Sauerstoff [A%]	Natrium [A%]	Magnesium [A%]	Aluminium [A%]	Silizium [A%]	Phosphor [A%]	Schwefel [A%]	Chlor [A%]	Kalzium [A%]	Mangan [A%]	Eisen [A%]	Kupfer [A%]
			O	Na	Mg	Al	Si	P	S	Cl	Ca	Mn	Fe	Cu
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 0</b>	> 0,95		<b>69,21</b>	<b>02,02</b>	<b>00,01</b>	<b>01,61</b>	<b>23,17</b>	<b>01,69</b>	<b>00,88</b>	<b>00,37</b>	<b>00,02</b>	<b>00,46</b>	<b>00,03</b>	<b>00,56</b>
1. Messung	0,961	ja	67,05	01,77	00,00	01,95	21,24	01,51	00,42	00,76	00,00	00,61	00,03	00,01
2. Messung	0,982	ja	70,01	01,68	00,01	02,52	23,15	00,61	01,44	00,03	00,00	00,13	00,05	00,69
3. Messung	0,993	ja	71,22	01,99	00,01	01,01	25,34	02,59	01,22	00,89	00,09	01,09	00,00	00,13
4. Messung	0,957	ja	69,49	02,05	00,00	01,10	22,04	01,83	00,54	00,20	00,00	00,41	00,07	00,47
5. Messung	0,974	ja	68,27	02,59	00,01	01,48	24,11	01,89	00,75	00,02	00,00	00,02	00,00	01,51
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 2</b>	> 0,95		<b>84,42</b>	<b>01,91</b>	<b>00,02</b>	<b>00,83</b>	<b>10,67</b>	<b>01,24</b>	<b>00,31</b>	<b>00,05</b>	<b>00,00</b>	<b>00,21</b>	<b>00,04</b>	<b>00,30</b>
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 3</b>	> 0,95		<b>72,23</b>	<b>01,74</b>	<b>00,00</b>	<b>00,38</b>	<b>24,07</b>	<b>00,24</b>	<b>00,71</b>	<b>00,01</b>	<b>00,00</b>	<b>00,33</b>	<b>00,01</b>	<b>00,28</b>
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 11</b>	> 0,95		<b>77,97</b>	<b>00,89</b>	<b>00,07</b>	<b>00,03</b>	<b>16,55</b>	<b>02,81</b>	<b>00,11</b>	<b>00,41</b>	<b>00,01</b>	<b>00,10</b>	<b>00,00</b>	<b>01,05</b>
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 12</b>	> 0,95		<b>73,83</b>	<b>02,93</b>	<b>00,00</b>	<b>01,14</b>	<b>18,29</b>	<b>02,13</b>	<b>00,37</b>	<b>00,02</b>	<b>00,03</b>	<b>00,12</b>	<b>00,00</b>	<b>01,14</b>
<b>OSK<sub>x</sub>, Fluid 16</b>	> 0,95		<b>63,09</b>	<b>02,26</b>	<b>00,02</b>	<b>02,13</b>	<b>27,44</b>	<b>01,46</b>	<b>01,15</b>	<b>00,72</b>	<b>00,05</b>	<b>00,75</b>	<b>00,10</b>	<b>00,83</b>

### 6.1.3 Korrelationen zum Reibungsverhalten

Es wird angenommen, dass ein Zusammenhang besteht zwischen der Oberflächenspitzenkonzentration bestimmter Elemente und dem Reibungsverhalten des Reibbelags. Ziel ist es, eine solche Korrelation zu erfassen. Dazu wurden die ermittelten Oberflächenspitzenkonzentrationen aus Tabelle 21 ins Verhältnis gesetzt zu den Reibungszahlkennwerten. So konnte ein Bezug zwischen einzelnen Elementkonzentrationen an den Oberflächenspitzen und dem Reibungsverhalten des Tribosystems

Lamelle/Schmierstoff nachgewiesen werden. Insbesondere für Sauerstoff ergibt sich eine gute Korrelation zwischen seiner Oberflächenspitzenkonzentration und dem Reibungsverhalten. Siehe dazu **Bild 40**. Das Reibverhalten wird, wie in Abschnitt 5.1.2 beschrieben, durch die Kennwerte  $\mu_{\text{mit}}$ ,  $\mu_{\text{end}}$  und  $\Delta\mu/\Delta v_g$  dargestellt.



**Bild 40:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von  $\text{OSK}_{\text{Sauerstoff}}$  (= Sauerstoffgehalt auf Belagspitzen)

Der Reibungszahlkennwert  $\mu_{\text{end}}$  zeigt eine deutliche Korrelation zur Oberflächenspitzenkonzentration von Sauerstoff (Bestimmtheitsmaß  $R^2 = 0,9278$ ). Reproduktionsversuche mit Belaglamellen, die mit denselben Schmierstoffen und identischer Beanspruchung beaufschlagt wurden, ergaben ebenfalls eine hohe Korrelation ( $R^2 = 0,9081$ ) und bestätigen somit dieses Ergebnis.

Der Reibungszahlkennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$  deutet ebenfalls auf einen Zusammenhang der Oberflächenspitzenkonzentration von Sauerstoff mit dem Reibungsverhalten hin. Der Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$  steht in direkter Verbindung mit  $\mu_{\text{end}}$ : Je stärker die (negative) Steigung gegen Ende der Schaltung ist, d.h. je kleiner  $\Delta\mu/\Delta v_g$ , desto größer ist  $\mu_{\text{end}}$ . Das recht hohe Bestimmtheitsmaß ( $R^2 = 0,7635$ ) stützt damit das Ergebnis, dass hohe

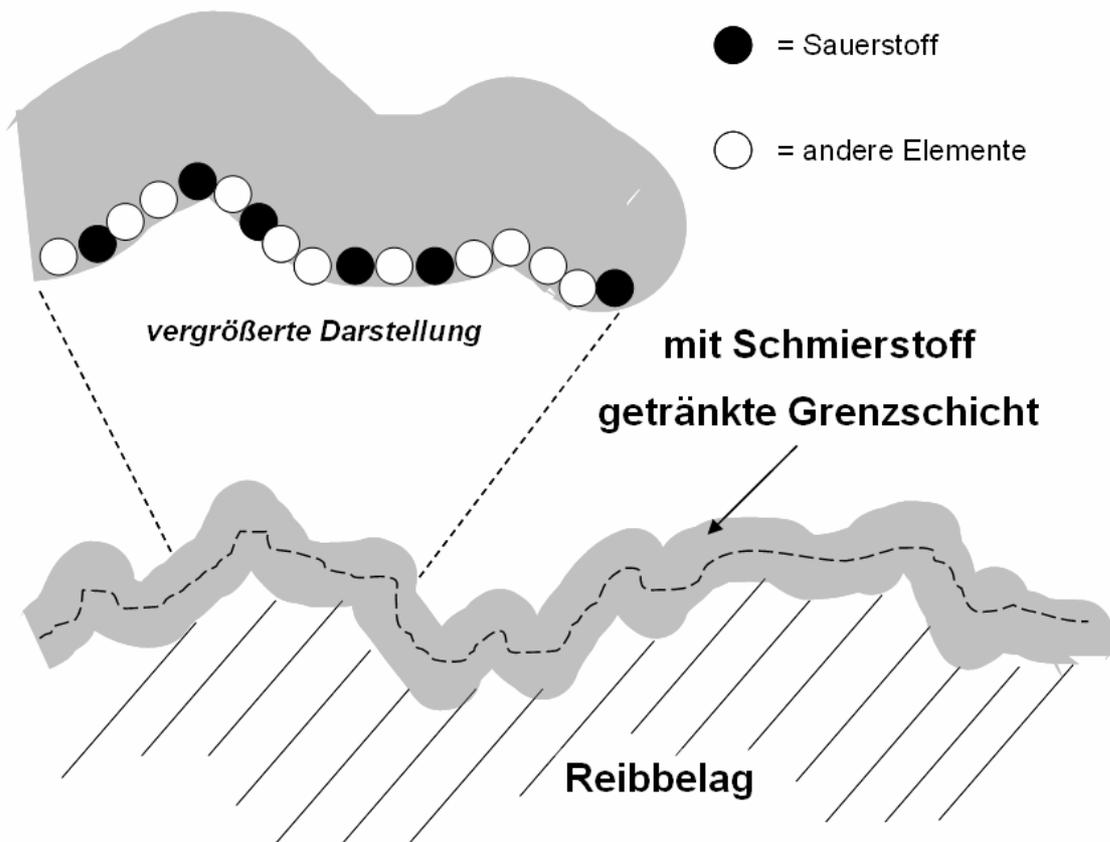
Sauerstoff-Oberflächenkonzentrationen in Verbindung mit dem Reibungsverhalten stehen.

#### Fazit:

Während des Schaltvorgangs wird Sauerstoff auf Belagspitzen transportiert und dort abgelagert. Die folgende Modellvorstellung erläutert diesen Vorgang bildlich. Der Effekt ist umso stärker, je größer die Reibung am Ende des Schaltversuchs war. Diese Reibung ist wiederum abhängig vom verwendeten Schmierstoff.

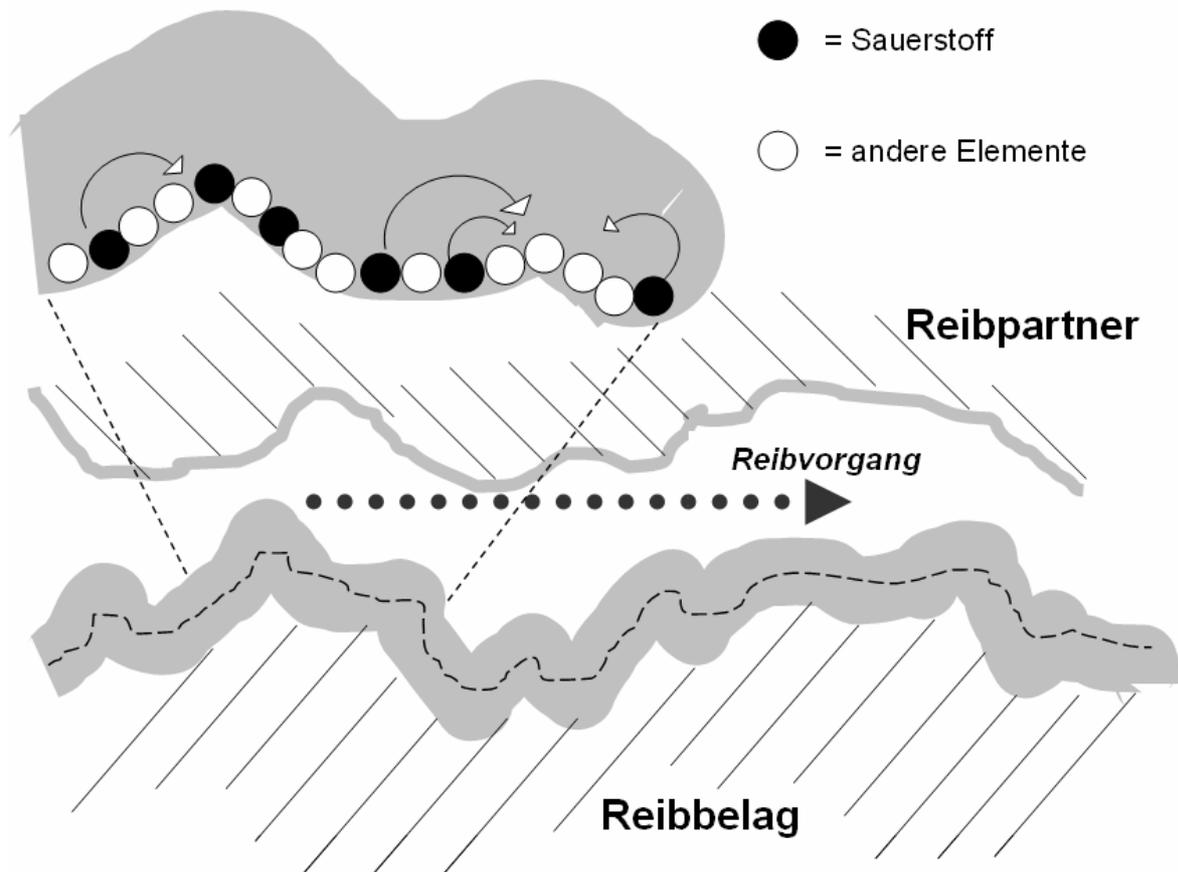
#### **Modellvorstellung: Ablagerung von Sauerstoff auf Belagspitzen**

In **Bild 41** bis **Bild 43** ist dargestellt, wie sich in der Modellvorstellung Sauerstoff (bzw. Sauerstoff enthaltende Moleküle) während des Reibvorgangs an den Regionen um Belagspitzen ansammeln. Vor der Reibbelastung ist keine bestimmte Elementkonzentration an der Oberfläche zu erkennen, wie die vergrößerte Darstellung in **Bild 41** zeigt.



**Bild 41:** Modellvorstellung: Elementverteilung vor der Belastung

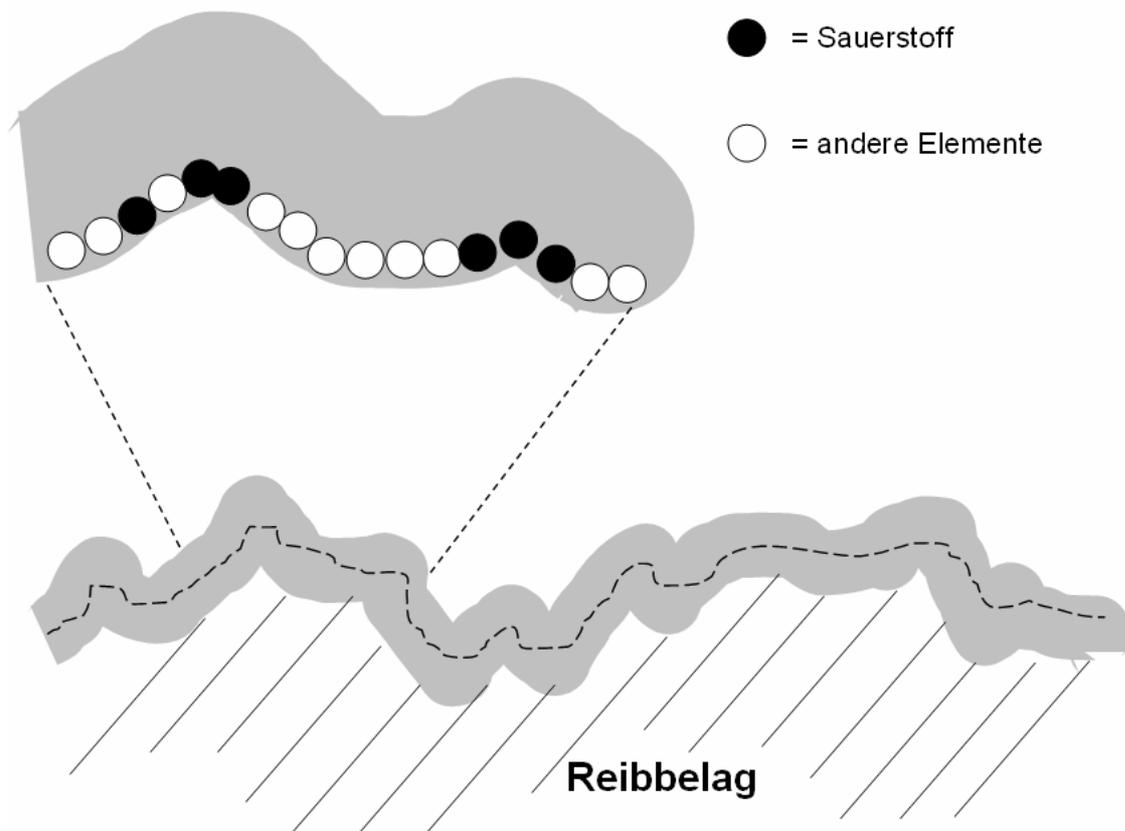
Während der Belastung bewegen sich Sauerstoff(-moleküle) in Richtung der Belagspitzen, wie in **Bild 42** dargestellt ist.



**Bild 42:** Modellvorstellung: Änderung der Elementverteilung während der Belastung

Die Sauerstoff enthaltenden Moleküle besetzen freie Plätze an den Belagspitzen und/oder tauschen diese Plätze mit anderen Molekülen. Statistische Auswertungen haben gezeigt, dass dieser **Effekt umso stärker** ist, **je höher die Reibungszahl** gegen Ende der Schaltung ( $\mu_{\text{end}}$ , d.h. bei kleiner Differenzgeschwindigkeit) ist.

Somit ergibt sich nach der Belastung eine Elementverteilung, wie sie in **Bild 43** dargestellt ist.



**Bild 43:** Modellvorstellung: Elementverteilung nach der Belastung

REM/EDX-Messungen haben bestätigt, dass nach der Belastung eine solche charakteristische Elementverteilung für Sauerstoff vorherrscht. Andere Elemente zeigen keine solch deutlichen Umverteilungen oder Korrelationen mit dem Reibungsverhalten. Silizium tendiert zwar dazu, sich nach der Belastung von den Belagspitzen zu entfernen (s.a. Bild 35); dies steht aber in keinem unmittelbaren Zusammenhang mit dem Reibungsverhalten ( $R^2 < 0,5$ ; siehe **Anhang VI.**). Es wurde weiterhin untersucht, ob neben linearen eventuelle polynomische und/oder exponentielle Zusammenhänge zwischen den einzelnen Elementkonzentrationen und dem Reibungsverhalten bestehen. Aus diesen Untersuchungen gehen keine weiteren Korrelationen hervor.

Zusammengefasst ergeben sich folgende lineare Korrelationen:

- Oberflächenspitzenkonzentration von Sauerstoff mit  $\mu_{\text{end}}$  ( $R^2 = 0,9278$ , starke Korrelation)
- Oberflächenspitzenkonzentration von Sauerstoff mit  $\Delta\mu/\Delta v_g$  ( $R^2 = 0,7635$ ). Der Kennwert  $\Delta\mu/\Delta v_g$  ist an  $\mu_{\text{end}}$  geknüpft und stützt damit das Ergebnis, dass hohe

Sauerstoff-Oberflächenkonzentrationen in Verbindung mit dem Reibungsverhalten stehen.

- Oberflächenspitzenkonzentrationen weiterer Elemente sind ohne erkennbaren Einfluss auf das Reibungsverhalten ( $R^2 < 0,5$ )

## 6.2 Weitere oberflächenanalytische Untersuchungen

Neben den 3D-REM/EDX-Messungen wurden weitere oberflächenanalytische Messverfahren eingesetzt, um Zusammenhänge zwischen dem Oberflächenaufbau einerseits und dem Reibungsverhalten andererseits aufzuzeigen. In Abschnitt 6.3 werden die Verfahren hinsichtlich ihrer Eignung diesbezüglich bewertet.

### 6.2.1 SNMS

Zielsetzung der SNMS Untersuchungen („Sekundär-Neutronen-Massenspektroskopie“) war es, Elementverteilungen an der Reibfläche durch den Einsatz unterschiedlich additiver Schmierstoffe zu dokumentieren. Weiterhin wurden Rückschlüsse auf einen möglichen Zusammenhang mit dem Reibungsverhalten gezogen. Die Funktionsweise des Verfahrens SNMS ist in **Anhang VII** aufgeführt.

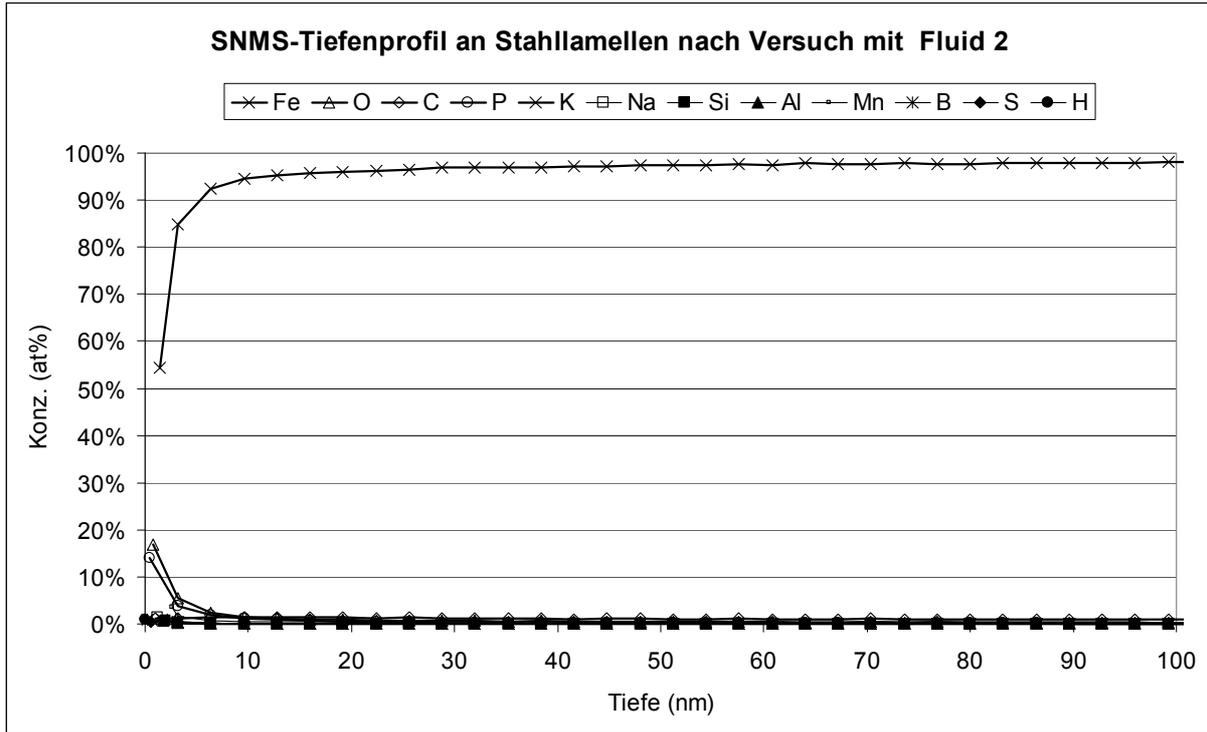
Für sechs ausgewählte Kombinationen der Reibpaarung Papierbelag/Stahllamelle mit ATF wird eine Lamellenprobe der jeweils mittleren Stahllamelle nach dem Versuchsdurchlauf mit SNMS untersucht, um ursächliche Wirkzusammenhänge zwischen Reibcharakteristik und Grenzschichtaufbau ermitteln zu können. Die untersuchten Proben sind diejenigen, die mit Fluiden mit jeweils nur einer Additivkomponente (Fluide 2; 3; 11; 12 und 16) sowie mit Fluid 0, das nur Basestock enthält, gelaufen sind.

Die Proben werden aus der Mitte der Lauffläche entnommen. Die Probe misst ca. 1 cm x 1 cm und wird zum Schutz der zu untersuchenden Reibfläche in Papier/Zellulose eingewickelt und in speziellen Probenbehältern zwischengelagert. Der Messbereich beträgt 10 µm x 10 µm. Unmittelbar vor der Untersuchung werden die

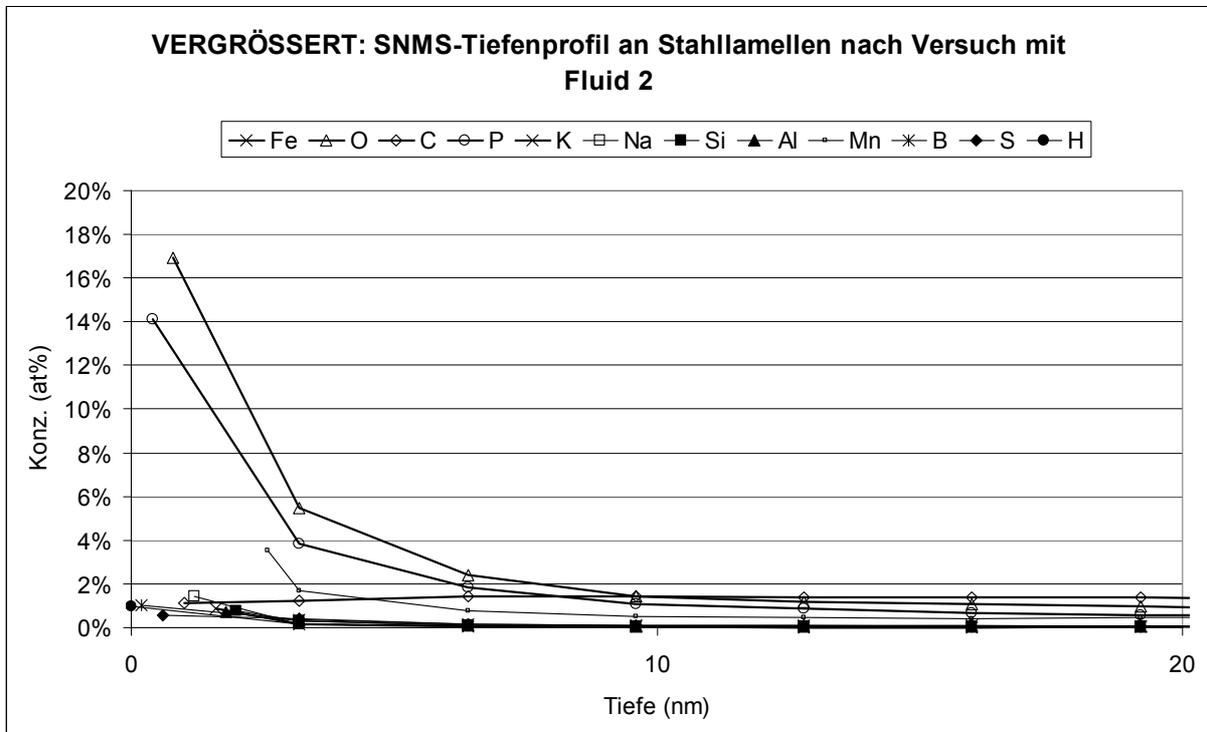
Proben mit Hexan gespült. Kovalent und ionisch gebundene Moleküle (Chemisorption = chemisch gebundene Schicht) werden durch diese Reinigung nicht entfernt. Bindungen geringerer Energie (Physisorption = physikalische gebundene Schicht; Dipol- und Van-der-Waals-Verbindungen) bilden keine feste Grenzschicht und werden durch die Reinigung abgewaschen. Im Kupplungsbetrieb kann hinsichtlich Physisorption ein schneller Um- und Abbau der Schicht stattfinden. Dies kann nicht mit der oben genannten Analyseverfahren nachgewiesen werden.

Der örtliche Aufbau und entsprechend die Eigenschaften einer Grenzschicht werden bestimmt durch das Zusammenwirken von Schmierstoff (Additiv), Werkstoff, Beanspruchung und der sich einstellenden Temperatur (nach Niveau und Verlauf). Auch der Einfluss einer möglichen belagseitigen Grenzschicht muss in Erwägung gezogen werden. Die Dicke der tribologischen Grenzschicht wird definiert als die Tiefe in [nm], bei der die Eisenkonzentration 90% des Wertes im Grundwerkstoff erreicht. Diese Definition hat sich an Reibflächen als Maß für die Summe aller Veränderungen des Grundmaterials im oberflächennahen Bereich bewährt.

**Bild 44** und **Bild 45** zeigen die SNMS-Analysen beispielhaft von Fluid 2. In **Bild 44** deutlich zu erkennen ist der vorherrschende Anteil an Eisen (Fe). Je tiefer im Profil, desto dominanter wird der Eisenanteil. **Bild 45** zeigt einen vergrößerten Ausschnitt ein und derselben Messung. An der Oberfläche neben Eisen am stärksten vertreten sind bei Fluid 2 die Elemente Sauerstoff (O) und Phosphor (P).



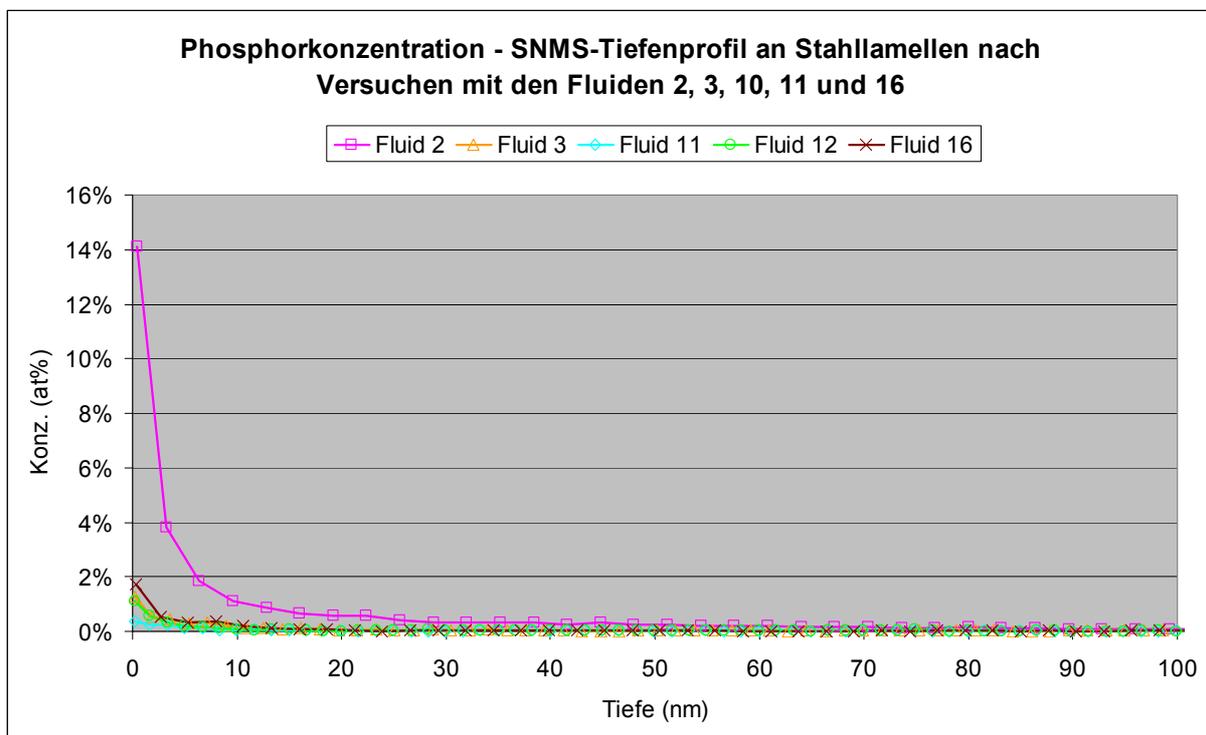
**Bild 44:** SNMS-Tiefenprofil an Stahl lamelle nach Versuch mit Fluid 2



**Bild 45:** SNMS-Tiefenprofil an Stahl lamelle nach Versuch mit Fluid 2

Die entsprechenden Diagramme der SNMS-Analysen von Fluid 0, 3, 11, 12 und 16 sind in **Anhang VIII** aufgeführt. Die Ergebnisse sind wie folgt:

Die SNMS-Analyse der Probe von Stahl (mit Papier gelaufen) mit Fluid 2 zeigt als einzige einen erhöhten Phosphor-Gehalt in Oberflächennähe. Ein hoch signifikanter Gehalt von >10% unmittelbar an der Oberfläche und > 5% in einer Tiefe von 2 nm konnte durch Reproduktionsmessungen verifiziert werden. Erst in ca. 10 nm Tiefe fällt der Phosphor-Gehalt unter 1% ab, vgl. **Bild 46**.



**Bild 46:** SNMS-Tiefenprofil von Phosphor an Stahllamellen nach Versuchen mit den Fluiden 2, 3, 11, 12 und 16

Fluid 2 enthält das Additiv „Dispersant“. Es ist anzunehmen, dass der Phosphor im Dispersant enthalten ist, und dort die Anhebung der Reibungszahl (= Ergebnis der DoE-Auswertung) positiv beeinflusst.

### 6.2.2 ToF-SIMS

Zielsetzung der ToF-SIMS Untersuchungen („Time-of-Flight-Sekundär-Ionen-Massen-Spektroskopie“) war es, Elementverteilungen an der Reibfläche durch den Einsatz unterschiedlich additiver Schmierstoffe zu dokumentieren. Weiterhin wurden Rückschlüsse auf einen möglichen Zusammenhang mit dem Reibungsverhalten gezogen.

ToF-SIMS-Analysen wurden an Stahl- und Belaglamellen durchgeführt. Der Messbereich betrug  $10 \times 10 \mu\text{m}$ .

Für sechs ausgewählte Kombinationen der Reibpaarung Papierbelag/Stahllamelle mit ATF wird eine Lamellenprobe der jeweils mittleren Stahllamelle und einer Belaglamelle nach dem Versuchsdurchlauf mit ToF-SIMS untersucht, um ursächliche Wirkungszusammenhänge zwischen Reibcharakteristik und Grenzschichtaufbau ermitteln zu können. Die untersuchten Proben sind – analog zur Vorgehensweise bei den vorangegangenen Analysen - diejenigen der Fluide mit jeweils nur einer Additivkomponente (Fluide 2, 3, 11, 12 und 16) sowie das Fluid, das nur Basestock enthält (Fluid 0). Die Probengewinnung erfolgte analog zu den SNMS-Analysen; die Proben werden nicht mit Hexan gereinigt, da das ToF-SIMS-Verfahren es zulässt, auch Bindungen geringerer Energie (Physisorption) zu detektieren.

Die Proben selbst sind eigenständige Proben, an jeder Probe wurde jeweils nur eine Messung durchgeführt.

**Bild 47** und **Bild 48** zeigen die relativen Intensitäten an den Oberflächen von Stahllamellen und Belag nach dem experimentellen Versuchsprogramm.

Die wesentlichen Ergebnisse sind:

- In den Spektren aller Proben werden mit mittleren bis hohen Intensitäten die charakteristischen Signallinien langkettiger Kohlenwasserstoffe detektiert. Die Intensitäten sind dabei meist in den Spektren der Stahlproben (Bild 47) höher als in den Spektren der Belagproben (Bild 48).

- Mit Ausnahme der Stahlprobe Fluid 0 werden auf den Oberflächen aller Präparate deutlich die Verbindungen Dinonyl-, Dioctyl- und Dihexyldiphenylamin (DNDPA, DODPA und DHDPA; höchste Intensitäten meist für DNDPA)<sup>1</sup> nachgewiesen.
- Nur auf den Oberflächen der Stahl- und Belagproben des Fluid 12 sowie der Stahlprobe des Fluid 3 wird mit mittleren bis hohen Intensitäten die Verbindung Dimercaptothiadiazol<sup>2</sup> festgestellt.
- Mit meist hohen Intensitäten (geringe Intensitäten in den Spektren der Stahlproben Fluid 0 und Fluid 2) werden die Signallinien einer Verbindung auf Basis von Methacrylsäure/Methacrylat<sup>3</sup> detektiert.
- Höhere Fettsäuren werden deutlich auf den Oberflächen der Stahlproben Fluid 3 und der Stahl- sowie Belagprobe Fluid12 festgestellt.
- Des Weiteren werden auf den Oberflächen der Stahlproben Fluid 0 und Fluid 16 mit relativ hohen Intensitäten Alkylbenzolsulfonate (C10–C15, anionische Tenside) nachgewiesen.
- Die Oberflächen aller Belagproben sind in meist geringem Umfang mit dem Silikon Polydimethylsiloxan (PDMS) belegt (Ausnahme: Fluid 12).
- Zudem wird auf den Oberflächen aller Proben deutlich Natrium festgestellt.

---

<sup>1</sup> aminische Antioxidantien für Schmierstoffe

<sup>2</sup> genaue Bezeichnung: 2.5-Dimercapto-1.3.4-thiadiazol; Metalldesaktivator, Korrosionsinhibitor

<sup>3</sup> Typische Anwendung als VI-Improver (VI=viscosity index) in Schmiermitteln

Substanz	Stahl-Lamelle mit ATF					
	Fluid 0	Fluid 2	Fluid 3	Fluid 11	Fluid 12	Fluid 16
<b>Additive:</b>						
Dihexyldiphenylamin (DHDP)	—	■	■	■	■	—
Diocetyldiphenylamin (DODPA)	—	■	■	■	■	—
Dinonyldiphenylamin (DNDPA)	—	■	■	■	■	■
Dimercaptothiadiazol	—	—	■	—	■	—
Diocylsulfosuccinat (DOSS)	—	—	—	—	—	■
Irganox 1035	—	—	—	—	—	—
<b>Alkali/Erdalkalimetalle:</b>						
Calcium	■	□	■	■	□	■
Kalium	■	■	■	□	■	■
Lithium	■	■	■	□	■	■
Magnesium	■	—	□	□	—	■
Natrium	■	■	■	■	■	■
<b>Anionen (semispezifisch):</b>						
CN <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
CNO <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
NO <sub>3</sub> <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
PO <sub>4</sub> <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
SO <sub>4</sub> <sup>-</sup>	■	—	■	■	■	■
<b>Fettsäuren:</b>						
mittlere (C7 - C12)	—	—	—	—	■	—
höhere (C13 - C18)	—	—	■	—	■	■
<b>Halbmetalle:</b>						
Silicium	■	■	■	□	□	□
<b>Halogene:</b>						
Brom	—	—	■	■	■	—
Chlor	■	■	■	■	■	■
Fluor	□	■	■	□	□	■
<b>Korrosionsinhibitoren:</b>						
Tolyltriazol (TT)	■	■	□	□	□	■
Langkettige Kohlenwasserstoffe	■	■	■	■	■	■
<b>Metalle/Metallverbindungen:</b>						
Aluminium	□	■	—	—	—	□
Chrom	□	—	—	—	—	■
Eisen	■	□	■	□	■	■
Kupfer	—	□	□	—	—	□
Mangan	—	—	—	—	—	■
Zink	—	—	—	—	—	■
Schwefel	■	■	■	■	■	■
<b>Silikon: Polydimethylsiloxan</b>						
<b>Tenside (anionisch):</b>						
Alkylbenzolsulfonate (C10 - C15)	■	—	■	—	—	■
Alkylbenzolsulfonate (C35 - C40)	—	—	—	■	—	—
<b>Verb. auf Basis Methacrylsäure/Methacrylat</b>						
<b>nicht eindeutig identifizierte Signallinien:</b>						
org. Verbindung	—	■	■	—	—	—
org. Verbindung (MG = 466 u ?)	—	■	■	■	■	—

**Bild 47:** ToF-SIMS (ATF/Stahllamellen-Oberfläche): Relative Intensitäten ausgewählter Signallinien für verschiedene Präparatoberflächen (Beachte: Nur die Intensitäten innerhalb einer Zeile sind miteinander vergleichbar)

Substanz	Belag-Lamelle mit ATF					
	Fluid 0	Fluid 2	Fluid 3	Fluid 11	Fluid 12	Fluid 16
<u>Additive:</u>						
Dihexyldiphenylamin (DHDPA)	■	■	■	■	■	■
Diocetyldiphenylamin (DODPA)	■	■	■	■	■	■
Dinonyldiphenylamin (DNDPA)	■	■	■	■	■	■
Dimercaptothiadiazol	—	—	—	—	■	—
Diocetylsulfosuccinat (DOSS)	—	—	—	—	—	—
Irganox 1035	—	■	—	—	—	—
<u>Alkali/Erdalkalimetalle:</u>						
Calcium	■	—	■	■	■	■
Kalium	□	—	■	—	■	■
Lithium	□	□	■	□	■	■
Magnesium	—	—	—	—	—	□
Natrium	■	■	■	■	■	■
<u>Anionen (semispezifisch):</u>						
CN <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
CNO <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
NO <sub>2</sub> <sup>-</sup>	—	—	—	—	—	—
PO <sub>4</sub> <sup>-</sup>	■	■	■	□	■	■
SO <sub>4</sub> <sup>-</sup>	■	■	■	■	■	■
<u>Fettsäuren:</u>						
mittlere (C7 - C12)	—	—	—	—	—	—
höhere (C13 - C18)	—	■	■	—	■	■
<u>Halbmetalle:</u>						
Silicium	■	■	■	■	■	■
<u>Halogene:</u>						
Brom	—	—	—	—	—	—
Chlor	■	■	■	■	■	■
Fluor	□	□	□	□	□	■
<u>Korrosionsinhibitoren:</u>						
Tolyltriazol (TT)	■	■	□	—	—	—
<u>Langkettige Kohlenwasserstoffe</u>						
■	■	■	■	■	■	■
<u>Metalle/Metallverbindungen:</u>						
Aluminium	—	—	—	—	—	■
Chrom	—	—	□	—	■	—
Eisen	□	□	□	—	■	■
Kupfer	—	—	—	—	—	—
Mangan	—	—	—	—	—	—
Zink	—	—	—	—	—	—
Schwefel	■	■	■	■	■	■
<u>Silikon: Polydimethylsiloxan</u>						
■	■	■	■	—	—	■
<u>Tenside (anionisch):</u>						
Alkylbenzolsulfonate (C10 - C15)	—	—	—	—	—	■
Alkylbenzolsulfonate (C35 - C40)	—	—	—	■	—	—
<u>Verb. auf Basis Methacrylsäure/Methacrylat</u>						
■	■	■	■	■	■	■
<u>nicht eindeutig identifizierte Signallinien:</u>						
org. Verbindung	—	—	—	—	—	—
org. Verbindung (MG = 466 u ?)	—	—	—	—	—	—

**Bild 48:** ToF-SIMS (ATF/Papierbelag-Oberfläche): Relative Intensitäten ausgewählter Signallinien für verschiedene Präparatoberflächen (Beachte: Nur die Intensitäten innerhalb einer Zeile sind miteinander vergleichbar)

Ein weiteres Ergebnis ist, dass Phosphor als Verbindung ( $\text{PO}_x$ ) auf den Oberflächen aller Stahlproben detektiert wird (vgl. Bild 47). Bzgl. der Belagproben weist Fluid 2 den höchsten Phosphor-Gehalt in Form von  $\text{PO}_x$  auf (vgl. Bild 48); dies stimmt überein mit den Ergebnissen der SNMS-Untersuchungen zur Stahloberfläche. Jedoch kann dieser Zusammenhang nur unzureichend als kausal bezeichnet werden (These: „Verwendung von Dispersant im Fluid führt zu Ablagerungen von Phosphor (-verbindungen) auf Belagoberflächen, was wiederum eine Erhöhung des mittleren Reibungszahlenniveaus zur Folge hat“). Weiterhin sind die Unterschiede in den detektierten Signalen zwischen den Präparaten allgemein nicht hinreichend groß, um weitere Thesen zur Korrelation zwischen Oberflächenanalytik und Reibungsverhalten zu treffen.

### 6.2.3 Topographiemessungen

Das tribologische Zusammenwirken von Belag- und Stahllamellen wird u.a. durch die Oberflächenstruktur der Lamellen beeinflusst. **Ziel der Topographiemessungen** war es, maßgebliche **Einflüsse der Topographie** auf das Reibungsverhalten **auszuschließen**, um vielmehr die Einflüsse der verwendeten Schmierstoffe in den Vordergrund zu stellen.

Dazu wurde der Grad der Einglättung während des Versuchsdurchlaufs gemessen und dokumentiert. Die Messeinrichtung wird in **Anhang IX** erläutert.

Es wurden 3D-Oberflächentopographie-Messungen im Neuzustand und nach Beendigung des Versuchsdurchlaufs durchgeführt. Die Messungen finden jeweils an zwei gegenüberliegenden Stellen auf Vorder- und Rückseite einer Belaglamelle sowie der mittleren Stahllamelle von dreien statt. Sowohl Stahl- als auch Belaglamellen zeigen im Allgemeinen eine schwache Einglättung nach dem Versuchsprogramm (365 Schaltungen), vgl. die Beispiele in **Bild 49** und **Bild 50**. Die schwache Einglättung wird durch die geringe Änderung der Rauheitskennwerte bestätigt.

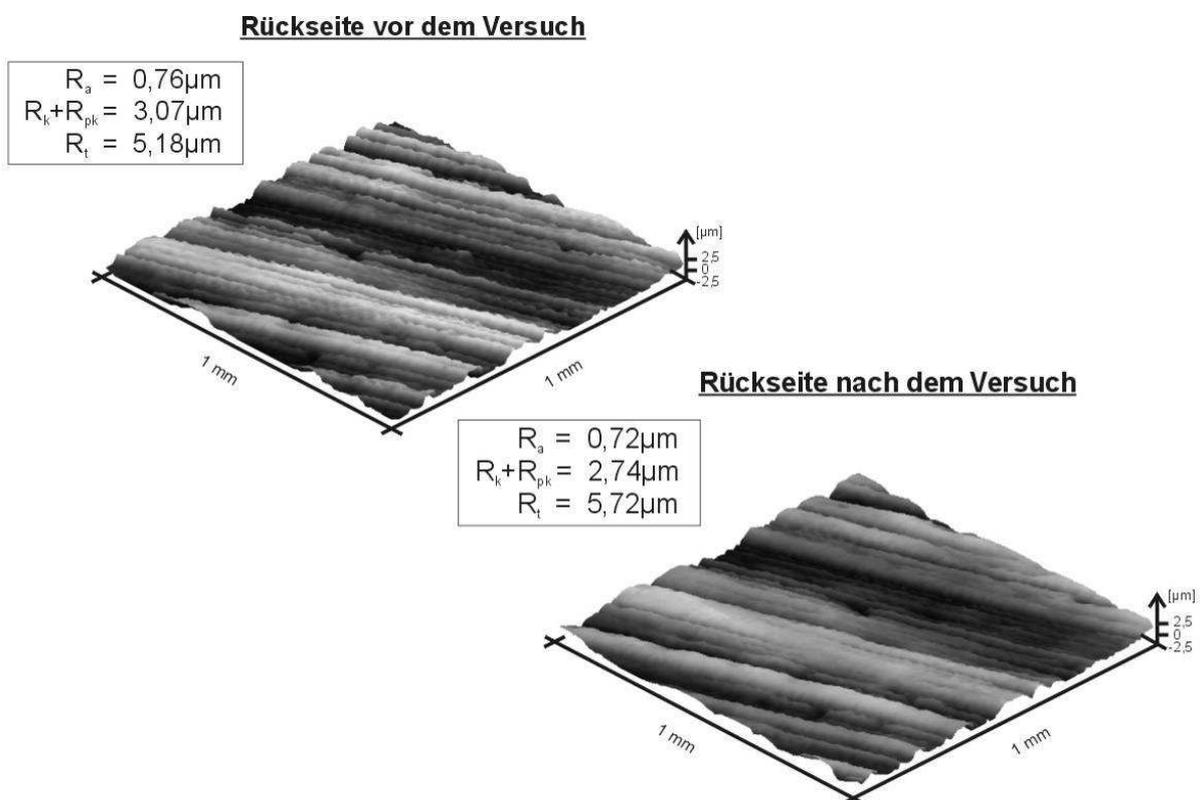
Die Rauheitskennwerte bedeuten (DIN EN ISO 4287, 4762, 4776):

$R_a$ ... Mittenrauwert: arithmetischer Mittelwert aller Abweichungen des Rauheitsprofils von der Mittellinie innerhalb der Gesamtmessstrecke

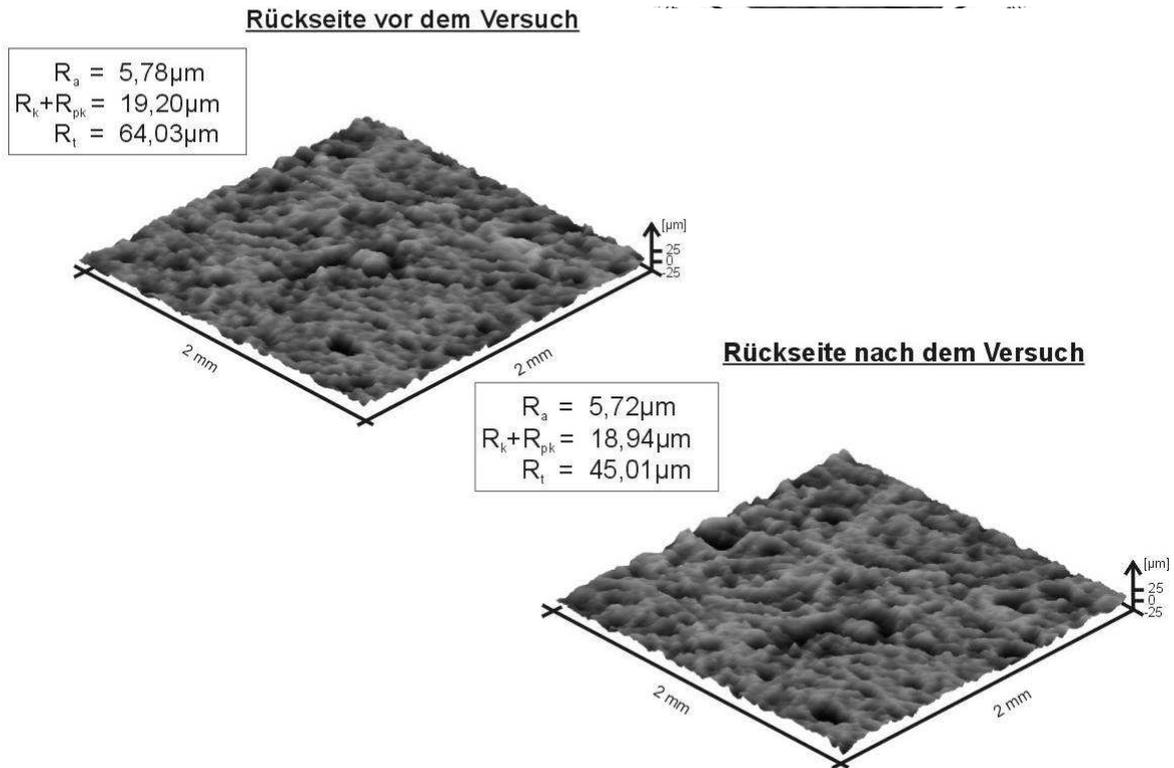
$R_k$ ... Kernrautiefe: Tiefe des Rauheitskernprofils

$R_{pk}$ ... reduzierte Spitzenhöhe: mittlere Höhe der aus dem Kernbereich herausragenden Spitzen

$R_t$ ... Maximale Rautiefe: senkrechter Abstand zwischen höchstem und tiefstem Punkt des Rauheitsprofils innerhalb der Gesamtmessstrecke



**Bild 49:** Einglättung einer beispielhaften Stahllamelle durch die Beanspruchung im Versuchsdurchlauf



**Bild 50:** Einglättung einer beispielhaften Belaglamelle durch die Beanspruchung im Versuchsdurchlauf

Die Unterschiede der Rauheitskennwerte vor und nach dem Versuch sind im unteren, einstelligen Prozentbereich. So ist  $R_a$  beispielsweise bei der Stahllamelle nach dem Versuch um 5% kleiner als vorher ( $R_{a, \text{Stahllamelle, vorher}} = 0,76 \mu\text{m}$ ;  $R_{a, \text{Stahllamelle, nachher}} = 0,72 \mu\text{m}$ ). Bei der Belaglamelle beträgt die Abweichung lediglich 1% ( $R_{a, \text{Belaglamelle, vorher}} = 5,78 \mu\text{m}$ ;  $R_{a, \text{Belaglamelle, nachher}} = 5,72 \mu\text{m}$ ).

Ein maßgeblicher Einfluss der Oberflächentopographie konnte somit ausgeschlossen werden.

### 6.3 Ergebnisse und Bewertung der oberflächenanalytischen Messverfahren

Mithilfe der **3D-REM/EDX-Messungen** können Elementverteilungen sichtbar gemacht werden, in Abhängigkeit der topographischen Lage der Messstellen. Es konnten Korrelationen zwischen Elementverteilung auf Belaglamellen und topographi-

scher Lage nachgewiesen werden. Das Reibungsverhalten von Reibschaltelementen wird maßgeblich von Orten hoher Flächenpressung bestimmt. Daher ist dieses Verfahren gut geeignet, um Wirkzusammenhänge zwischen chemischer Oberflächenbeschaffenheit und Reibungsverhalten aufzuzeigen.

**SNMS-Messungen** zeigen unterschiedliche Elementkonzentrationen in Abhängigkeit der Eindringtiefe der Messung. Eine Berücksichtigung der ursprünglichen topographischen Lage, also ob die Messung auf einer Spitze oder in einem Tal der Oberflächenstruktur stattgefunden hat, findet nicht statt. Da ohne diese Information ein Wirkzusammenhang zwischen Oberflächenbestandteilen und Reibungsverhalten schwerlich nachweisbar ist, ist ein Verfahren dieser Art nicht geeignet. Abhilfe würde eine Messapparatur verschaffen, die SNMS-Messungen auf Spitzen und in Tälern separat voneinander durchführen kann. Eine weitere Möglichkeit wäre es, eine sehr hohe Anzahl von Einzelmessungen durchzuführen, um eine genügend große Datenbasis zu erhalten um den Topographieeinfluss herausfiltern zu können. Eine direkte Zuordnung von Höhenprofil zu Reibungsverhalten wäre dennoch nicht möglich.

**ToF-SIMS-Messungen** haben ebenfalls den Nachteil, dass eine nach topographischer Lage selektierte Messung sehr aufwändig und kostspielig wäre. Es konnten zwar unterschiedliche Element- und Ionenverteilungen auf Belag- und Stahllamellen nachgewiesen werden, die mit unterschiedlichen Fluiden beansprucht wurden. Um verlässliche Aussagen zu einem möglichen Zusammenhang zwischen Element- und Ionenverteilung auf den Reibflächen und dem Reibungsverhalten treffen zu können, müssten punktuelle ToF-SIMS-Messungen durchgeführt werden. Ein weiterer kritisch zu beurteilender Punkt der ToF-SIMS-Messungen ist die Anfälligkeit auf Verunreinigungen, da keine Reinigung mit Hexan oder ähnlichen Stoffen durchgeführt wird. Dem kann durch sorgfältig durchgeführte Probengenerierung und –aufbewahrung entgegengewirkt werden.



## 7 ERGEBNISSE UND DISKUSSION

### 7.1 Schmierstoffadditivierung und Betriebsbedingungen

Betriebsbedingungen haben einen Einfluss auf die Wirksamkeit einzelner Schmierstoffe. Insbesondere die Temperatur des Schmierstoffs beeinflusst seine Eigenschaften stark und in unterschiedlicher Weise. Die Viskosität von Schmierstoffen ist stark temperaturabhängig. Die Betriebstemperatur wird zunächst von der Öleinspritztemperatur bestimmt und erhöht sich mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit und Massenträgheit der Schwungmassen bzw. Reibarbeit.

Im Schmierstoff enthaltene Additive, allen voran sogenannte VII's (Viscosity Index Improver), haben ebenfalls einen Einfluss auf das Viskositätsniveau. Die sich einstellende Viskosität ist folglich ein Resultat aus Schmierstoffzusammensetzung und Betriebstemperatur.

Die Viskosität beeinflusst wiederum das Reibungsverhalten von Reibschaltelementen. Durch die Viskosität des Schmiermediums wird auch der Verlauf der Stribeck-Kurve mitbestimmt. Das bedeutet, dass die Lage der Bereiche von Grenz-, Misch- und hydrodynamischer Reibung viskositätsabhängig sind.

Neben dem globalen Einfluss der Viskosität auf das Reibungsverhalten wird der Reibungszahlverlauf mithilfe der Additive feinabgestimmt. Additive sind stets spezifischen Wirktemperaturen unterworfen. Die Betriebstemperatur beeinflusst die Wirksamkeit einzelner Additive.

#### Fazit:

Die Schmierstoffadditivierung muss auf die Betriebsbedingungen abgestimmt werden.

### 7.2 Schmierstoffadditivierung und Reibwerkstoffe

Additive zeigen bei unterschiedlichen Reibwerkstoffen unterschiedliche Einflüsse auf das Reibungsverhalten. Diese Erkenntnis ist leicht ersichtlich und wird durch zahlrei-

che vorangegangene Untersuchungen bestätigt. Schmierstoffhersteller geben seit jeher Empfehlungen, bei welchen Werkstoffen welche Schmierstoffe verwendet werden sollten und entwickeln spezifisch angepasste Schmierstoffe in enger Zusammenarbeit mit den Reibwerkstoffherstellern. Es überrascht daher nicht, dass die Werkstoffabhängigkeit der Schmierstoffwirkung in dieser Arbeit bestätigt werden konnte.

Für einen organischen Reibwerkstoff konnte ein reibungszahlanhebender Einfluss des Dispersant nachgewiesen werden. Friction Modifier beeinflussen das Reibungszahlniveau bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten derart, dass sich komfortable Schaltvorgänge einstellen.

Für einen sintermetallischen Reibwerkstoff konnte ein reibungszahlanhebender Einfluss des Detergent nachgewiesen werden. Im Vergleich mit Carbon-Reibbelag zeigte sich weiterhin eine starke Werkstoffabhängigkeit der Schmierstoff- bzw. Additiveigenschaften.

#### Fazit:

Die Schmierstoffadditivierung hat in enger Abstimmung mit den verwendeten Reibwerkstoffen zu erfolgen.

### **7.3 Schmierstoffadditivierung und Oberflächenbeschaffenheit**

Die Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit, Härte, Grenzschichtbildung, Elementverteilung ...) ist eine sehr wichtige Einflussgröße hinsichtlich des Reibungsverhaltens von Reibschaltelementen. In der Praxis entstehen je nach Werkstoffpaarung und Lastkollektiv mehr oder weniger starke Abnutzungs- und Verschleißerscheinungen auf Reibflächen. Die Schmierstoffadditivierung hat insofern einen Einfluss auf die Oberflächenbeschaffenheit, dass sie das Verschleißverhalten maßgeblich beeinflussen kann.

Andererseits bewirken die im Schmierstoff enthaltenen Additive unterschiedlich ausgeprägte Grenzschichten auf den Oberflächen der Reibwerkstoffe. Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass die Elementverteilung an topographi-

schen Spitzen und Tälern je nach verwendetem Additiv unterschiedlich ausgeprägt ist.

#### Fazit:

Die Schmierstoffadditivierung beeinflusst die Elementverteilung und den Schichtaufbau an belasteten Belagoberflächen. Sie hat starke Auswirkungen auf Reibung und Verschleiß.

### **7.4 Schmierstoffadditivierung und weitere Einflussfaktoren**

Neben den Betriebsbedingungen, Reibwerkstoffen und der Oberflächenbeschaffenheit der Reibflächen gibt es eine Vielzahl weiterer Faktoren, die das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente beeinflussen. Beispielhaft genannt seien Ölalterungseinfluss, Schaltfolge und Lastkollektiv, Beanspruchungsart (Dauerlast/Einzellast), Öldurchfluss und Benetzung der Reibflächen, Bauteilgeometrie, Strömungsverhältnisse, Temperaturverteilung und Hitzeabfuhr. Eine Vielzahl dieser Einflüsse kann durch das im Schmierstoff enthaltene Additivpaket gesteuert werden. Dies geschieht durch Additive, die beispielsweise den Ölalterungsprozess verlangsamen oder die Hitzeabfuhr auf der Reibfläche beschleunigen.

Die hier genannte Auflistung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Vielmehr wird darauf hingewiesen, dass neben den in dieser Arbeit ausführlich untersuchten Einflussfaktoren weitere Parameter existieren, die maßgebliche Einflüsse auf das Reibungsverhalten haben können.

### **7.5 Folgerungen und Empfehlungen**

Die Schmierstoffadditivierung ist ein sehr komplexes Themengebiet. Ständige Neuentwicklungen der Schmierstoff-, Additiv- und Reibwerkstoffhersteller haben gezeigt, dass es nicht „den richtigen“ Schmierstoff für „alle“ Anwendungsfälle gibt. Im Rahmen der in dieser Arbeit untersuchten Kombinationen aus Schmierstoff und Reibwerkstoff wurde deutlich, dass Schmierstoffe unterschiedlich gut für bestimmte Reibpaarungen

geeignet sind. Nach heutigem Kenntnisstand der Forschung sind keine zuverlässigen Voraussagen möglich, die Testläufe an Prüfständen oder Feldversuche ersetzen könnten. Es zeichnen sich jedoch Tendenzen ab, aus denen die folgenden Empfehlungen bezüglich der eingangs gestellten Fragen resultieren (vgl. Abschnitt 1.1). Die Antworten beziehen sich auf die in dieser Arbeit verwendeten Schmierstoffe und Reibpaarungen:

- *Welche Additive müssen wann (bei welchen Betriebsbedingungen?) und wo (bei welchen Reibwerkstoffen?) eingesetzt werden, um das Reibungsverhalten anforderungsgerecht zu gestalten?*

Friction Modifier beeinflussen das Reibungsverhalten günstig hinsichtlich komfortablem Schaltverhalten und Minimierung unerwünschter Reibschwingungen. Bei organischen Reibwerkstoffen mit ATF konnte mithilfe des Dispersants ein deutliches Anheben der Reibungszahl über der gesamten Schaltung erreicht werden. Dies hat kürzere Schaltzeiten zur Folge. Bei metallischen Reibwerkstoffen (Messing als Reibwerkstoff mit MTF sowie Sinterreibwerkstoff mit Schiffsmotorenöl) haben Detergents eine vergleichbare, die Reibungszahl anhebende Wirkung.

Viscosity Index Improver weisen kein einheitliches Einflussverhalten auf. Ihre Auswirkung auf das Reibungsverhalten kann sowohl anhebend, absenkend sowie vernachlässigbar gering sein.

Da die Wirksamkeit der Additive temperaturabhängig ist, muss die Beimengung in enger Abstimmung mit den Betriebsbedingungen erfolgen. Friction Modifier können bei sehr hohen Temperaturen ihre Wirksamkeit nahezu ganz verlieren.

- *Welche Additive sind die maßgeblichen „Stellschrauben“ hinsichtlich kurzer Schaltzeiten und komfortabler Schaltvorgänge?*

Friction Modifier, Dispersant und Detergent sind die maßgeblichen Additive. Rust Inhibitor sowie Extreme Pressure und Antiwear Additive haben untergeordnete Einflüsse.

- *Welchen Einfluss haben die Reibwerkstoffe? Wie übertragbar sind die Ergebnisse auf weitere Reibsysteme?*

Reibwerkstoffe haben einen sehr starken Einfluss auf die Anwendbarkeit und Wirksamkeit bestimmter Schmierstoffe. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse von einem Reibsystem auf ein anderes ist nicht ohne Weiteres möglich.

- *Welche Methoden der Oberflächenanalytik sind zur Ermittlung der Reibeigenschaften geeignet?*

In dieser Arbeit wurden die oberflächenanalytischen Messmethoden 3D-REM/EDX, SNMS und ToF-SIMS angewandt. Mithilfe der 3D-REM/EDX-Messungen können orts aufgelöste Messungen derart durchgeführt werden, dass die Elementverteilungen in Abhängigkeit der topographischen Lage differenziert erfassbar sind; nach Spitzen und Tälern getrennt.

Die Messmethode 3D-REM/EDX ist geeignet, Reibeigenschaften mit Elementen an den Belagoberflächen in Verbindung zu bringen und kausale Zusammenhänge zu erkennen. Es wird empfohlen, die Methode 3D-REM/EDX weiter zu verfolgen, um weitere Erkenntnisse zum Verständnis der Tribologie von Reibschaltelementen zu erlangen.

- *Welche Oberflächenbestandteile beeinflussen das Reibungsverhalten und wie?*

Reibbeläge mit hohen Reibungszahlen weisen an ihren Belagspitzen nach der Reibelastung erhöhte Sauerstoffkonzentrationen auf.



## 8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Komforteindruck, übertragbares Drehmoment und Funktion nasslaufender Reibschaltelemente werden im Wesentlichen durch die Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) bestimmt. Ein ungünstiger Verlauf der Reibungszahl kann erhöhte Belastungen, eine kürzere Lebensdauer der Bauteile sowie unerwünschte Geräuschentwicklung und Komforteinbußen zur Folge haben.

**Ziel der Untersuchungen** war die Bestimmung der **Einflüsse von Grundöl und Additivierung** eines Schmierstoffes **auf das Reibungsverhalten** nasslaufender Reibschaltelemente. Das Reibungsverhalten wurde in Abhängigkeit verschiedener Grundöle und ausgewählter zugesetzter Additivkomponenten untersucht. Dazu wurden Versuche an den FZG-Prüfständen LK-2 und SYN-2 im Bremsbetrieb durchgeführt. Die Versuche wurden ausgewertet und charakteristische Reibungszahlkenngrößen ermittelt.

Durch oberflächenanalytische Untersuchungen unter Anwendung der Verfahren 3D-REM/EDX (dreidimensionale Rasterelektronenmikroskop-Messungen in Verbindung mit energie-dispersiver Röntgenstrahlung), SNMS (Sekundärneutralteilchen-Massenspektroskopie) und ToF-SIMS (Flugzeit-Sekundärionon-Massenspektroskopie) wurden die sich ausbildenden Grenzschichten an den Reibflächen beurteilt und zur Ermittlung ursächlicher Wirkzusammenhänge mit dem Funktionsverhalten herangezogen.

Die **Reibungsuntersuchungen an Lamellenkupplungen** wurden an Stahl-Außenlamellen der Baugröße 165 mm/187,5 mm durchgeführt. Als Reibbeläge auf den Innenlamellen kamen der organische Reibbelag BW 4329 sowie der Streusinterbelag ON 5021-55 der zum Einsatz.

Die **Reibungsuntersuchungen an Synchronisierungen** wurden an der Baugröße 67 mm (mittlerer Reibdurchmesser) mit Messing Ms488 als Reibwerkstoff sowie der Baugröße 80 mm mit Sinterbelag HS 45 durchgeführt.

Ergänzend wurden an der Baugröße 67 mm der Reibbelag Carbon DCA sowie an der Baugröße 80 mm der Reibbelag Carbon HC 100 untersucht.

Die untersuchten **Schmierstoffe** sind in drei grundsätzlich unterschiedliche Kategorien eingeteilt: Es kamen ein Automatikgetriebeöl (ATF), ein manuelles Getriebeöl (MTF) und ein Schiffsmotorenöl zum Einsatz. Ausgehend von einem komplett legierten Öl (ATF, MTF gemäß API Klasse III, Schiffsmotorenöl API Klasse I) wurden jeweils Fluide mit reduzierter bzw. modifizierter Additivzusammensetzung untersucht.

Die Komponenten-Matrix des ATF wurde anhand der DoE-Methode („Design of Experiments“) mit teilfaktoriellem Versuchsplan festgelegt. Die DoE-Methode ermöglicht es, mit wenigen Versuchen (Einzelexperimenten) den Wirkzusammenhang zwischen den Einflussfaktoren (= Additive) und Zielgrößen (= Reibungszahlkennwerte) möglichst genau zu ermitteln und gleichzeitig etwaige Wechselwirkungen aufzuzeigen.

#### **Ergebnisse Tribosystem Papierreibbelag (BW4329)/ ATF (API Klasse III):**

Der Dispersant des ATF hebt das Reibungszahniveau an ( $\Delta\mu_{\text{mit}} \approx +0,017$ ). Der Friction Modifier verhindert ein Ansteigen der Reibungszahl bei kleinen Reibgeschwindigkeiten ( $\Delta\mu_{\text{end}} \approx -0,029$ ) und verhindert somit wirksam das Auftreten von Reibschwingungen; dies gilt nicht nur aber insbesondere für niedrige Temperaturen. Wechselwirkungen zwischen den Additiven sind gering.

Der Friction Modifier kann in Zusammenwirkung mit Detergent das Reibungszahniveau leicht absenken. Dieser Effekt kann durch Beimischung des Dispersants überblendet und aufgehoben werden.

#### **Ergebnisse Tribosystem Sinterreibbelag (ON 5021-55) / Schiffsmotorenöl (API Klasse I):**

Das Reibungszahniveau ist insgesamt niedrig. Die mittlere Reibungszahl  $\mu_{\text{mit}}$  liegt im Bereich 0,066 bis 0,086. Die Reibungszahl steigt bei allen Ölvarianten gegen Ende der Schaltung an. Die richtige Wahl des beigemischten Detergents und/oder Friction Modifiers beeinflusst das Reibungsverhalten maßgeblich: Detergent A hebt das mittlere Reibungszahniveau um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = 0,009$  an; Detergent B und Detergent C sind nahezu wirkungslos.

FM 1 verhindert das Auftreten von Reibschwingungen nicht. FM 2 senkt die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung um  $\Delta\mu_{\text{end}} = -0,025$  ab. Gleichzeitig wird das

mittlere Reibungszahlniveau um  $\Delta\mu_{\text{mit}} = -0,018$  abgesenkt. Die Unterschiede im Reibungszahlverlauf hinsichtlich der Viscosity Index Improver VII 1 und VII 2 sind gering. Im mittleren Reibungszahlniveau ist kein Unterschied festzustellen ( $\mu_{\text{mit}} = 0,085$ ).

#### **Ergebnisse Tribosystem Messing (MTX-75)/ ATF (API Klasse III):**

Die mittlere Reibungszahl liegt im Bereich  $\mu_{\text{mit}} = 0,108 \dots 0,129$ . Der EP/AW hebt das Reibungszahlniveau an ( $\Delta\mu_{\text{mit}} \approx 0,011$ ). Der RI verhindert ein Ansteigen der Reibungszahl bei kleinen Reibgeschwindigkeiten ( $\Delta\mu_{\text{end}} \approx -0,005$ ). Wechselwirkungen zwischen den Additiven sind sehr gering.

Im deutlichen Gegensatz zur Verwendung desselben Schmierstoffes bei Papierreibbelag (s.o.) haben Dispersant und Friction Modifier einen äußerst geringen Einfluss.

#### **Ergebnisse Tribosystem Sinterreibbelag (HS 45)/ MTF (API Klasse III):**

Die mittlere Reibungszahl liegt im Bereich  $\mu_{\text{mit}} = 0,100 \dots 0,130$ . Ölvariante 4 (ohne Antiwear) weist den höchsten Wert auf ( $\mu_{\text{mit}} = 0,130$ ). Die geringsten Reibungszahlniveaus sind bei MTF-Variante 9 (ohne Corrosion Inhibitor) und 11 (ohne FM1 und FM 2, aber mit FM 3) zu beobachten.

Die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung liegt bei  $\mu_{\text{end}} = 0,112 \dots 0,145$ . Ölvariante 4 weist hier wiederum einen auffällig hohen Wert  $\mu_{\text{end}} = 0,145$  auf. Es liegt nahe, dies dem fehlenden Antiwear zuzuordnen.

#### **Ergebnisse Tribosystem Carbonreibbelag (DCA mit ATF; HC 100 mit MTF):**

Auch Carbon zeigt einen ausgeprägten Einfluss des Schmierstoffes auf das Reibungsverhalten (Niveau und Reibcharakteristik). Bei Reibbelag HC 100 ist im Gegensatz zu Sinter HS 45 kein allgemein erhöhtes Reibungszahlniveau der Ölvariante 4 (ohne Antiwear) zu erkennen.

Insgesamt jedoch wird deutlich, dass Carbon-Reibbeläge höhere Reibungszahlniveaus als Sinter-Reibbeläge aufweisen.

**Ergebnisse der oberflächenanalytischen Untersuchungen** (Tribosystem Papierreibbelag, BW4329)/ ATF, API Klasse III):

3D-REM/EDX-Analysen: Alle Belag-Proben weisen in den höchstgelegenen Punkten ihrer Oberflächen hohe Atom-Prozentanteile (ca. 20...85%) der Elemente Sauerstoff und Silizium auf. In den Tälern der Belagoberflächen, also an Stellen, die nicht in direktem Kontakt mit dem Reibpartner waren, treten zudem die Elemente Mangan (Fluid 2, Fluid 12), Kalzium (Fluid 3) und Eisen (Fluid 0, Fluid 11) in Konzentrationen von bis zu 80 Atom-% auf. Das Fluid 16 weist in allen Höhenlagen nur Sauerstoff und Silizium mit Konzentrationen größer 25% auf.

Die Reibungszahl gegen Ende der Schaltung (Kennwert  $\mu_{\text{end}}$ ) zeigt eine deutliche Korrelation zur Oberflächenspitzenkonzentration von Sauerstoff ( $R^2 = 0,9278$ ). Dies bedeutet, je höher die Reibungszahl gegen Ende einer Schaltung ist, desto mehr Sauerstoff wird während des Schaltvorgangs auf Belagspitzen transportiert und dort abgelagert.

SNMS-Analysen: Auf Reibflächen, die mit ATF inklusive Dispersant gelaufen sind, kann Phosphor detektiert werden. Phosphor könnte weiterhin an der durch den Dispersant verursachten Anhebung des Reibungszahniveaus beteiligt sein.

ToF-SIMS-Analysen: Es konnten unterschiedlich ausgebildete Grenzschichten auf den Belag- und Stahllamellen detektiert werden. Alle Proben weisen langkettige Kohlenwasserstoffverbindungen auf. Auf einigen Proben wurden Alkalimetalle, weitere Metalle und -verbindungen sowie höhere Fettsäuren detektiert.

Um die Zusammenhänge und Korrelationen zwischen der Oberflächenzusammensetzung und dem Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente noch besser verstehen zu können, sollten in zukünftigen Forschungsprojekten weiterführende oberflächenanalytische Untersuchungen durchgeführt werden. Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass diesbezüglich insbesondere die **Methode 3D-REM/EDX** hohes Potenzial hat, neue Erkenntnisse aufzuzeigen. Derartige Untersuchungen werden für ein noch detaillierteres Verständnis des Reibungsverhaltens von Tribosystemen empfohlen.





## 9 LITERATUR

- [1] ALBERS, A.; KRÜGER, A.; BEHRENDT, M.: Kupplungssysteme im Automobilbau - Trends, Anforderungen und Lösungen. VDI-Berichte Nr. 1786, Kupplungen und Kupplungssysteme, S. 3-30, ISBN 3-18-091786-5, VDI-Verlag, Düsseldorf (2003).
- [2] ALBERS, A.; OTT, S.; BERNHARDT, J.: Experimentelle Untersuchung geschmierter Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung (2008).
- [3] ALICONA GMBH: Optische 3D Oberflächenmesstechnik. Firmenschrift Alicona Imaging GmbH, Grambach/Österreich (2008).
- [4] ANLEITNER, M.A.: Vibration and Noise in Oil-Immersed Friction Couples-A Basic Discussion. SAE Paper 861202 (1986).
- [5] ASHIKAWA, R. et al.: ATF Characteristics Required for the Latest Automatic Transmission. SAE Paper 932847 (1993).
- [6] BARTEL, D.; DETERS, L. (Hrsg.): Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen. Fortschritte in der Maschinenkonstruktion; Bd. 2001,1. Aachen: Shaker (2001).
- [7] BARTZ W. J.: Additive für Schmierstoffe. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 1994, (Kontakt & Studium ; Bd. 433), ISBN 3-81 69-091 S. 6f.
- [8] BECKMANN, P.; INACKER, O.; NISCH, W.; REICHL, R.; OSTER, P.: Einsatz grenzflächen- und mikrostrukturanalytischer Methoden bei der Untersuchung tribologischer Grenzschichten. GfT-Fachtagung Tribologie, Göttingen (1998).
- [9] BELIN, M., et al.: Role of Iron in the Amorphization Process in Friction-Induced Phosphate Glass. Tribology Transactions, 32(3) (1989), S. 410–413.
- [10] BHUSHAN, B.: Introduction to Tribology. New York: John Wiley (2002).
- [11] BIBLIOTHEK DER TECHNIK, Band 272, DoE – Design of Experiments, Verlag Moderne Industrie, München (2005).

- 
- [12] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: Tribologie-Handbuch. Vieweg (2003).
- [13] CZICHOS, H.; KAFFANKE, K.: Zur Bestimmung von Grenzflächentemperaturen bei tribologischen Vorgängen. VDI-Z. 112 (1970) Nr. 22, S. 1491–1495; Nr. 24 S. 1643ff.
- [14] DEVLIN, M. et al.: Effect of Friction Materials on the Relative Contribution of Thin-Film Friction to Overall Friction in Clutches. SAE Paper 2004-01-3025 (2004).
- [15] DOLESCHL, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Diss. TU München (2003).
- [16] FEDERN, K.; BEISEL, W.: Betriebsverhalten naßlaufender Lamellenkupplungen. Antriebstechnik 25 (1986) Nr. 10, S. 47-52.
- [17] FÖRSTER, H. J.: Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer-Verlag (1985).
- [18] GAGGERMEIER, H.: Versuche zur Kraftübertragung in Verstell-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. Konstruktion 31 (1979).
- [19] GEIER, N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslauender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie. Diss. TU München (2003).
- [20] GELLMAN, A. J., SPENCER, N. D.: Surface chemistry in tribology. Proc. Instr. Mech. Engrs., 236 (2002), S. 443–460.
- [21] GERVÉ, A.: Mikro- und Nanotribologie, eine neue Sicht der Tribologie. Tribologie + Schmiertechnik 47 (2000) 2, S. 4–6.
- [22] GOETZE, T.: Das Parallelstranggetriebe - ein modifiziertes Doppelkupplungsgetriebe mit verbessertem Rekuperationspotenzial. Diss. Universität Karlsruhe (TH) (2004).
- [23] GREINER, J.: Die Entwicklung der Lamellenschaltelemente für das 5-Gang PKW-Automatgetriebe W5A580 von Mercedes Benz. VDI Berichte 1323 (1997), S. 395–413.

- 
- [24] HAGENHOFF, B.: High resolution surface analysis by TOF-SIMS, *Mikrochimica Acta* 132(2-4) (2000) S. 259–271.
- [25] HÄMMERL, B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. Diss. TU München (1994).
- [26] HARDY, W., NOTTAGE, M.: A Study of Availability and Accessibility. *Proc. R. Soc. Lond.*, A138 (1932), S. 259–283.
- [27] HAUSER, C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. Diss. TU München (2006).
- [28] HEILENKÖTTER, D.: FVA-Vorhaben Nr. 120: Lamellen-Mikroschlupf, FVA Forschungsheft 325. Frankfurt (1990).
- [29] HEUBERGER, R., et al.: XPS study of the influence of temperature on ZnDTP tribofilm composition. *Trib. Lett.*, 25(3) (2007), S. 185–196.
- [30] HÖHN, B.-R., PFLAUM, H., PINNEKAMP, B.: Untersuchung des Lebensdauerhaltens von Schaltgetriebe-Synchronisierungen mit dem Standard-Synchronisationsprüfstand FZG-SSP. VDI-Berichte Nr. 878 (1991) S. 329–343.
- [31] INACKER, O; BECKMANN, P.; OSTER, P.: Wasserstoffabsorption. Frankfurt: Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA Heft 438 (1994).
- [32] KAMISCHKE, R.: Abbildende TOF-SIMS und Laser-SNMS. Münster (2001).
- [33] KHOSRAWI, M.-A.: Untersuchung über die Reaktionsschichtbildung bei hochbelastbaren Schmierölen. Diss. MPA Stuttgart (1983).
- [34] KLEMENT, W.: Das Schaltelement des Automatgetriebes, ein wichtiges Bauelement hinsichtlich Lebensdauer und Schaltkomfort. VDI-Bericht Nr. 595 (1985), S. 301–319.
- [35] KUBO, T., et al.: TOF-SIMS Analysis of Boundary Film Derived from Multi-Additives. *Jap. J. of Tribology*, 51(6) (2006), S. 665–674.
- [36] KUBO, T., et al.: TOF-SIMS Analysis of Boundary Films Derived from Calcium Sulfonates. *Tribology Letters*, 23(2) (2006), S. 171–176.

- 
- [37] KÜCÜKAY, F.: Entwicklungstendenzen bei Getrieben und Motoren unter Berücksichtigung des Öls als Konstruktionselement. Mineralölrundschau 1 (1995).
- [38] LLOYD, F.; ANDERSON, J.; BOWLES, L.; JANSEN, H.-P.: Einflüsse von Betriebsbedingungen auf das Verhalten von nassen Reibmaterialien. Automobiltechnische Zeitschrift 92 (1990) S. 140–146 und S. 299–302.
- [39] LÖSCHE, T.: Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs. Diss. Universität Hannover (1997).
- [40] MARTY, S.; CARPENTER B.: Intricacies of SAE #2 Computerized Clutch Friction Durability Testing. SAE Paper 932847 (1993).
- [41] MATSUMUTO, T.: A Study of the Influence of Porosity and Resiliency of a Paper-Based Friction Material on the Friction Characteristics and Heat Resistance of the Material. SAE Paper 932924 (1993).
- [42] MATSUMUTO, T.: The Influence of Paper-Based Friction Material Porosity on the Performance of a Wet Clutch, SAE Paper 941032 (1994).
- [43] MIKLOZIC, K. T., et al.: Performance of Friction Modifiers on ZDDP-Generated Surfaces. Tribology & Lubrication Technology, 65(9) (2009), S. 40–48.
- [44] MINFRAY, C., et al.: Experimental simulation of chemical reactions between ZDDP tribofilms and steel surfaces during friction process. Tribology Letters, 21(1) (2006), S. 67–78.
- [45] MORINA, A., et al.: Additive/additive interactions in boundary lubrication – a study of film formation and tenacity. Life Cycle Tribology/Proceedings of the 31<sup>st</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 48 (2005), S. 757–767.
- [46] MORINA, A., et al.: ZDDP and MoDTC interactions and their effect on tribological performance – tribofilm characteristics and its evolution. Trib. Lett., 24(3) (2006), S. 243–256.
- [47] MOSBACH, C.: Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Diss. TU München (2002).

- 
- [48] MOSEY, N. J., et al.: Interpretation of experiments on ZDDP anti-wear films through pressure-induced cross-linking. *Trib. Lett.*, 24(2) (2006), S. 105–114.
- [49] MOURHATCH R., ASWATH, P. B.: Nanoscale Properties of Tribofilms Formed with Zinc Dialkyl Dithiophosphate (ZDDP) Under Extreme Pressure Condition. *J. of Nanoscience and Nanotechnology*, 9(4) (2009), S. 2682–2691.
- [50] MURASE, A., OHMORI, T.: TOF-SIMS analysis of model compounds of friction modifier adsorbed onto friction surfaces of ferrous materials. *Surf. Interface Anal.*, 31 (2001), S. 191–199.
- [51] MURASE, A., OHMORI, T.: TOF-SIMS analysis of phosphate-type lubricant additives on friction surfaces of ferrous materials. *Surf. Interface Anal.*, 31 (2001), S. 93–98.
- [52] MURASE, A., OHMORI, T.: TOF-SIMS study on the adsorption behaviour of mixtures of a phosphite and a friction modifier onto ferrous material. *Appl. Surf. Sci.*, 203-204 (2003), S. 586–589.
- [53] NEUDÖRFER, S.: Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen. Diss. Universität Hannover (2008).
- [54] NEWCOMB, T.; SPARROW, M.; CIUPAK, B.: Glaze Analysis of Friction Plates. SAE Paper 2006-01-3244 (2006).
- [55] NICHOLLS, M. A., et al.: Review of the lubrication of metallic surfaces by zinc dialkyl-dithiophosphates. *Tribology International*, 38 (2005), S. 15–39.
- [56] NIEMANN, G.; WINTER, H., HÖHN, B.-R.: *Maschinenelemente Band 2*. Springer, Berlin (2003).
- [57] NOWICKI, L.: Raue Oberflächen in geschmierten Tribokontakten. Diss. Universität Karlsruhe (TH) (2008).
- [58] PAWLAK, Z., et al.: External pressure in the hardening of phosphate tribofilm on iron surfaces. *J. of Achievements in Mat. and Manufacturing Engineering*, 33(1) (2009), S. 35–40.

- 
- [59] PFLAUM, H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. Diss. TU München (1988).
- [60] PFLEGER, F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. Diss. TU München (1998).
- [61] RANK, R.: Entwicklung von Kfz-Reibsystemen auf dem Prüfstand HOERBIGER  $\mu$ -comp. Tribologie und Schmierungstechnik 53 (2006) 2, S. 21–25.
- [62] RANK, R.: Neue Reibsysteme für moderne Getriebekonzepte. VDI-Bericht Nr. 1786 (2003), Kupplungen und Kupplungssysteme, S. 281–299.
- [63] SARPAL, A. S., et al.: Study of Additive-Additive Interactions in a Lubricant System by NMR, ESCA, and Thermal Techniques. Lubrication Science, 17 (2005), S. 319–345.
- [64] SCHUMANN, H., OETTEL, H.: Metallographie. 14. Auflage, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co., Weinheim (2005).
- [65] SPIKES, H.: The History and Mechanism of ZDDP, Trib. Lett., 17(3) (2004), S. 469ff.
- [66] SPRECKELS, M.: Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen. Diss. Universität Hannover (2001).
- [67] STAPH, H.E.: Experimental Study of Wet-Brake Friction. SAE Paper 851575 (1985).
- [68] STEINHILPER, W.: Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und -bremsen. ATZ 65 (1963) H. 8, S. 223–229.
- [69] STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Z. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 Seite 38ff. 1341–1348 (1902).
- [70] SUOMINEN FULLER, M. L., et al.: Solution decomposition of zinc dialkyl dithiophosphate and its effect on antiwear and thermal film formation studied by X-ray absorption spectroscopy. Tribology International, 31(10) (1999), S. 627-644.

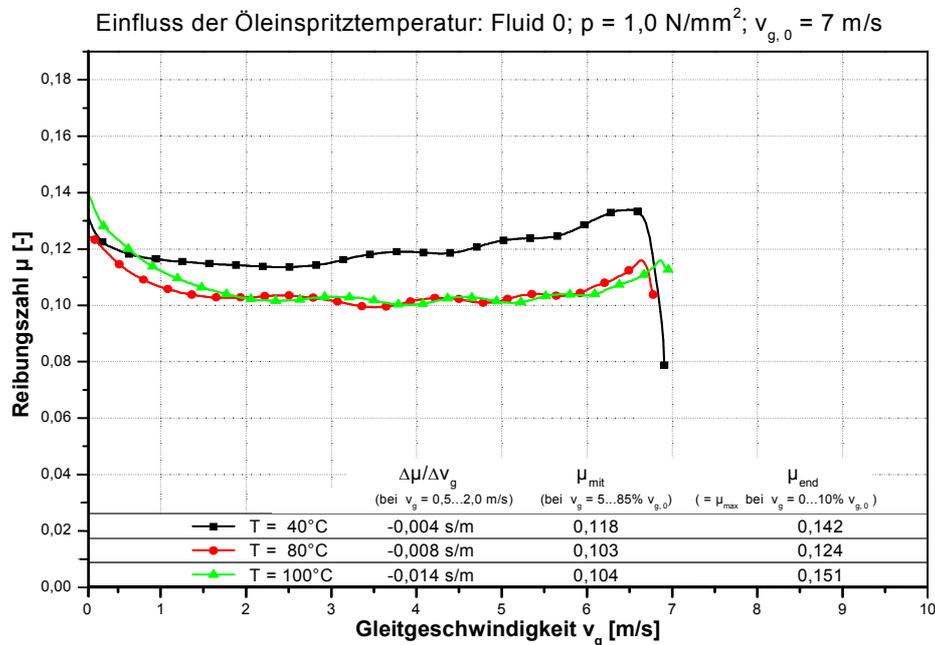
- 
- [71] TOMIC, D.: Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen – Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. Diss. TU München (2009).
- [72] TSE, J. S., et al.: Effects of Temperature and Pressure on ZDDP. Tribol. Lett., 28 (2007), S. 45–49.
- [73] VOJACEK, H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chemischen Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. Diss. TU München (1984).
- [74] WAGNER, D.: Reaktionsschichtbildung von hochlegierten Getriebeölen an Reibelementen in naßlaufenden Kupplungen. ATZ 94 (1992) 10, S. 550–553.
- [75] WALTHER, G.: SCHNEIDER, L.: WEIßGÄRBER, T., GEBHARD, F., HOLDERIED, M.: Unter Öl laufende Reibschichten für Synchronringe. Tribologie und Schmierungs-technik 53 (2006) 6, S. 28–33.
- [76] WINKELMANN, S.: HARMUTH, H.: Schaltbare Reibkupplungen. Springer-Verlag (1985).
- [77] WINKLER, J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. Diss. TU München (2008).
- [78] YAMADA, Y., et al.: Effects of Metallic Detergents on the Antioxidant and Antiwear Properties of Zinc Dialkyldithiophosphates. Lubrication Engineering, 48(6) (1992), S. 511–518.



# ANHANG

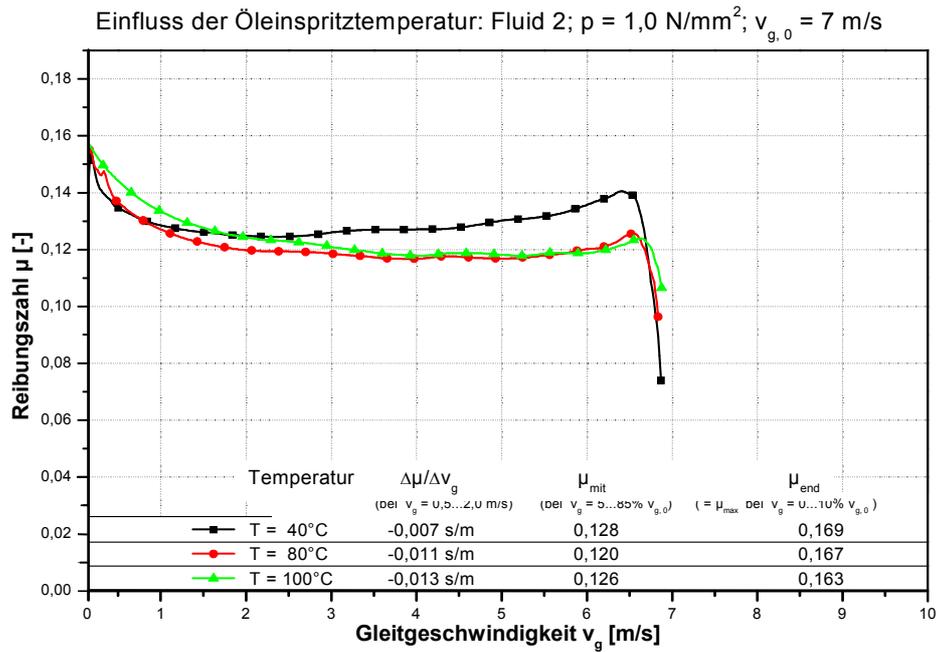
## Anhang I: Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitgeschwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik (RP 1: organischer Reibbelag, Lamellenkupplung); Fluide 0, 2, 3, 8, 11, 12, 16

### Einfluss der Öleinspritztemperatur



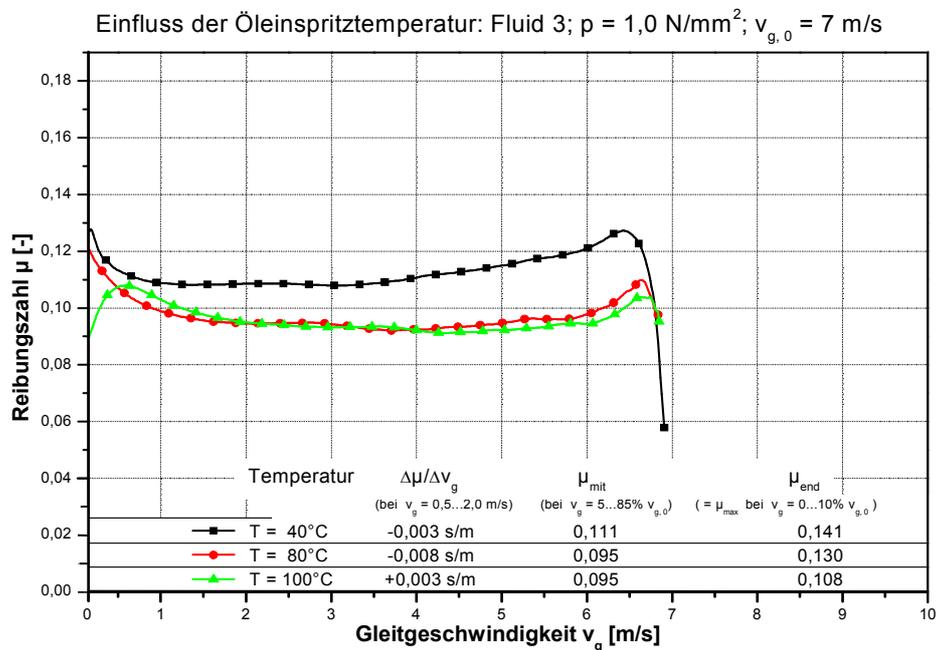
**Bild 51:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, „Fluid 0“ (Basestock);

$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



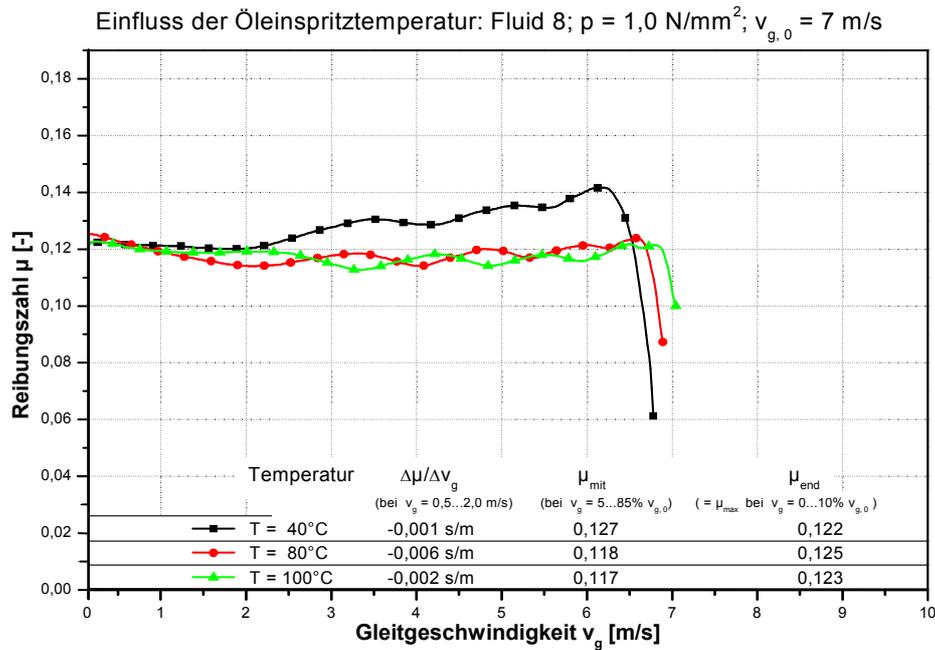
**Bild 52:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 2 (Dispersant);

$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



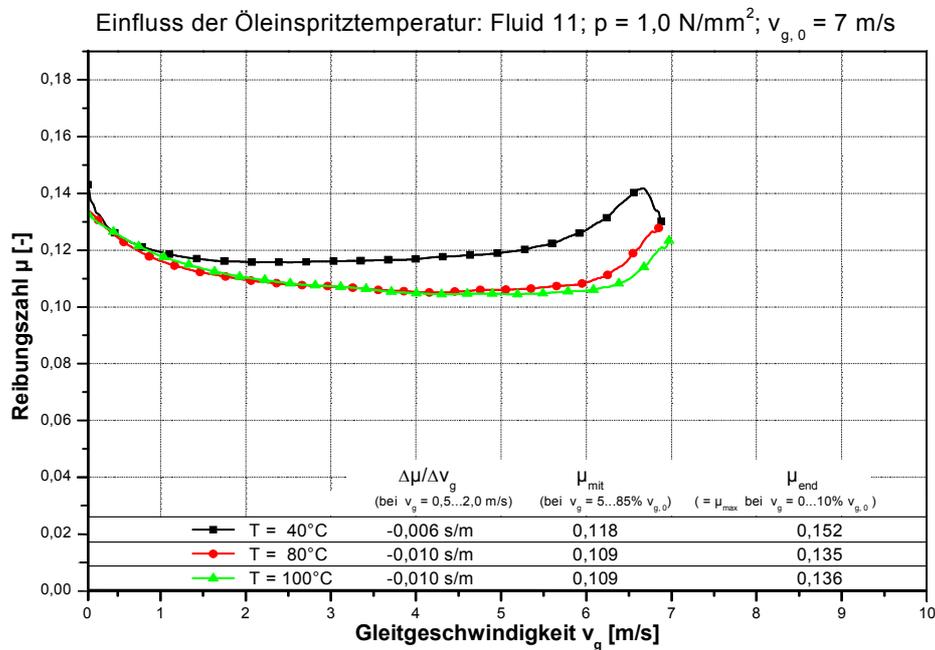
**Bild 53:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



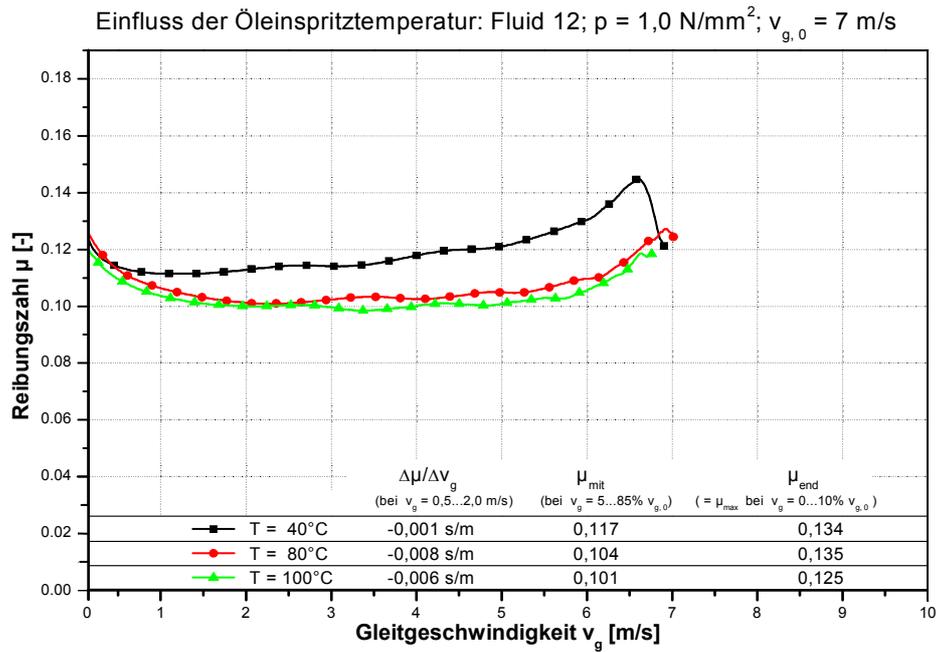
**Bild 54:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 8 (voll legiert);

$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



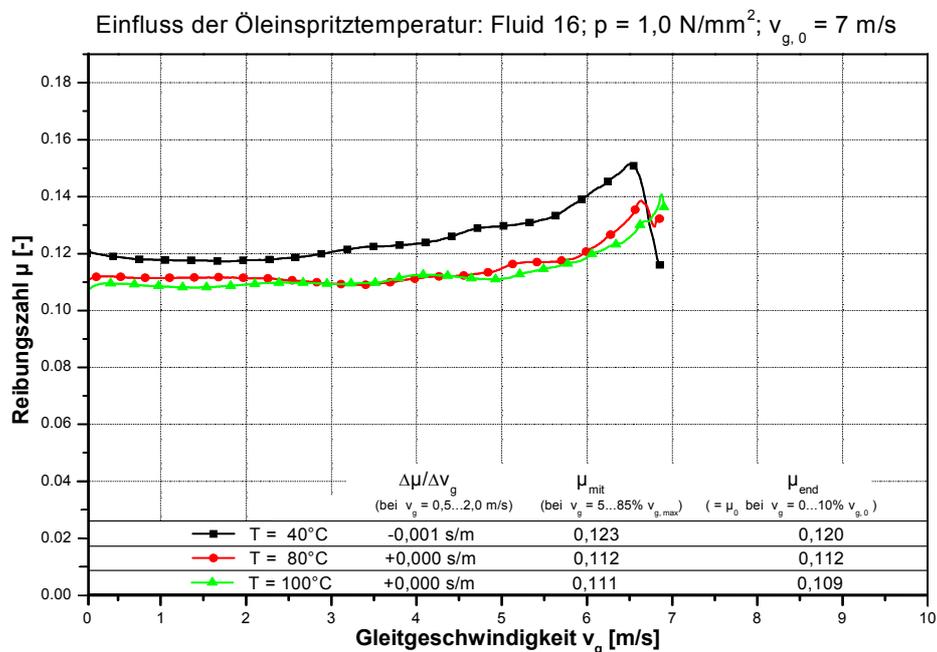
**Bild 55:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 11 (Detergent);

$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 56:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 12 (EP/AW);

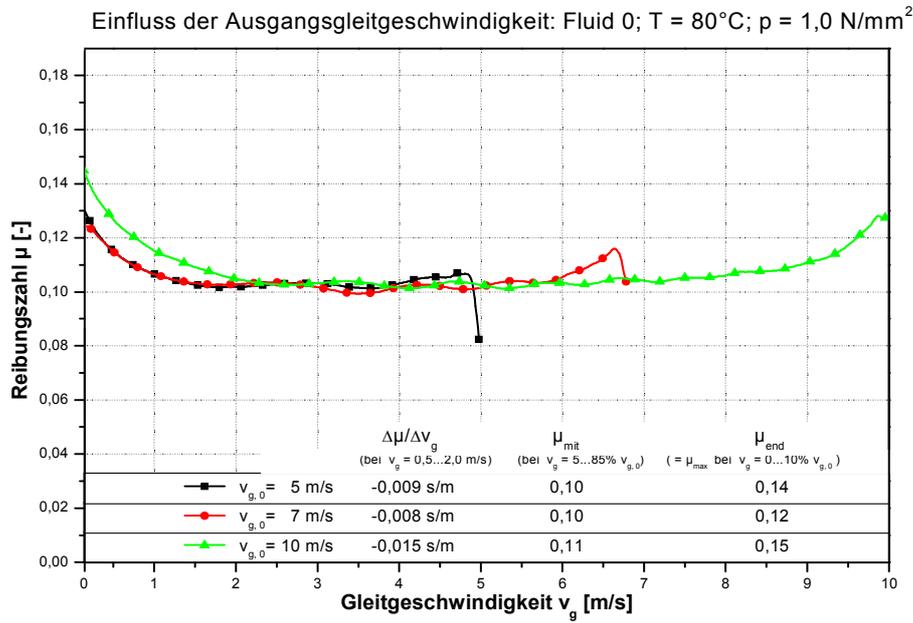
$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 57:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 16 (Friction Modifier);

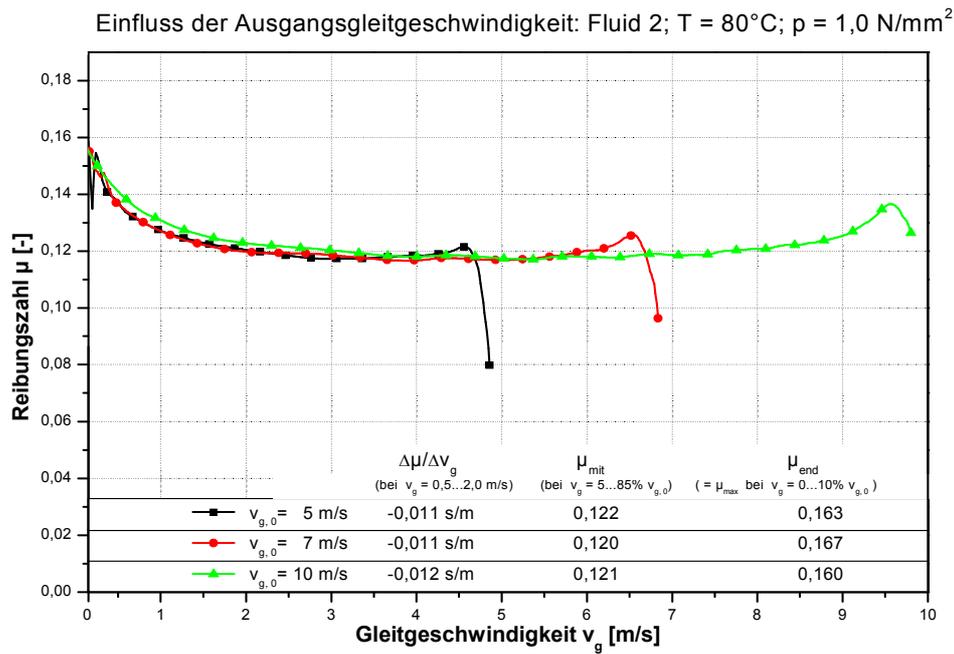
$p = 1,0 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

## Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit



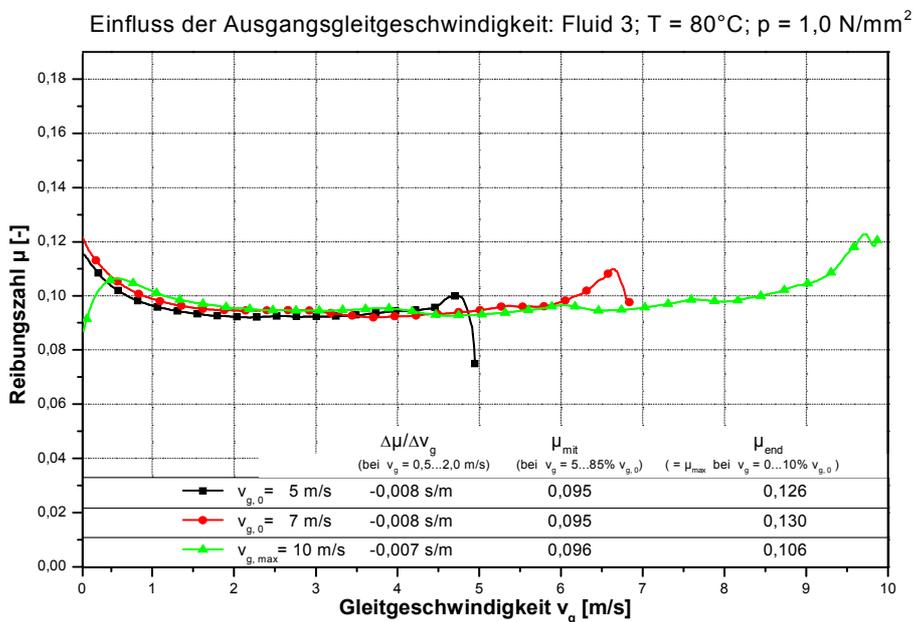
**Bild 58:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, „Fluid 0“ (Basestock);

T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



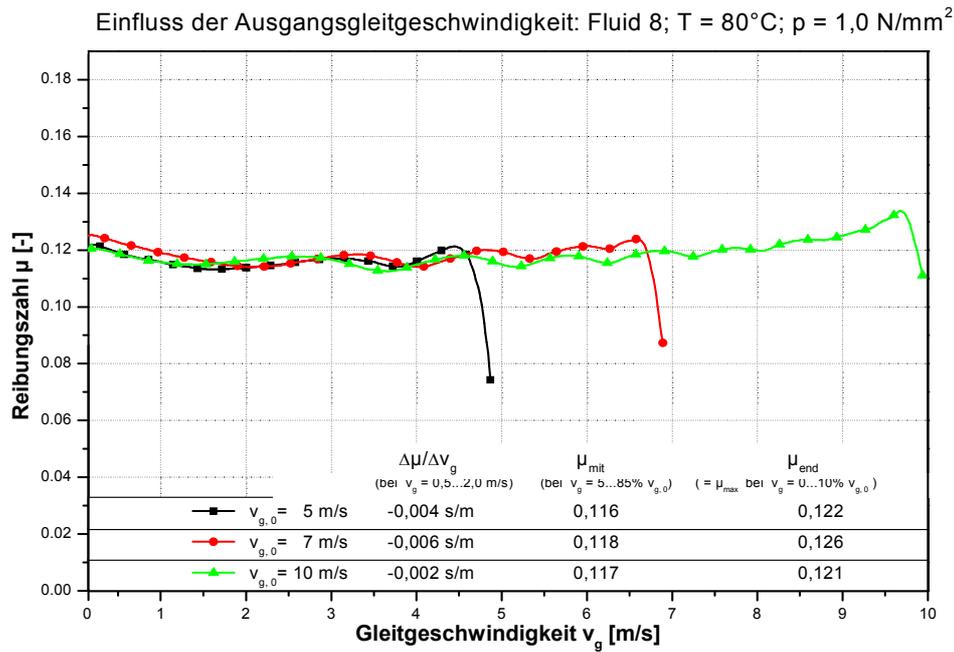
**Bild 59:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 2 (Dispersant);

T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



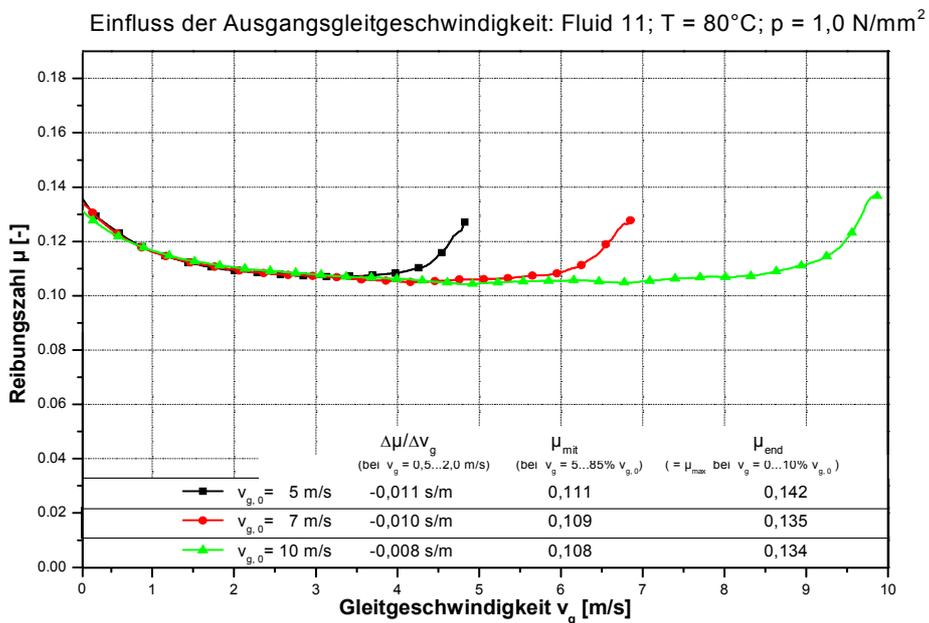
**Bild 60:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



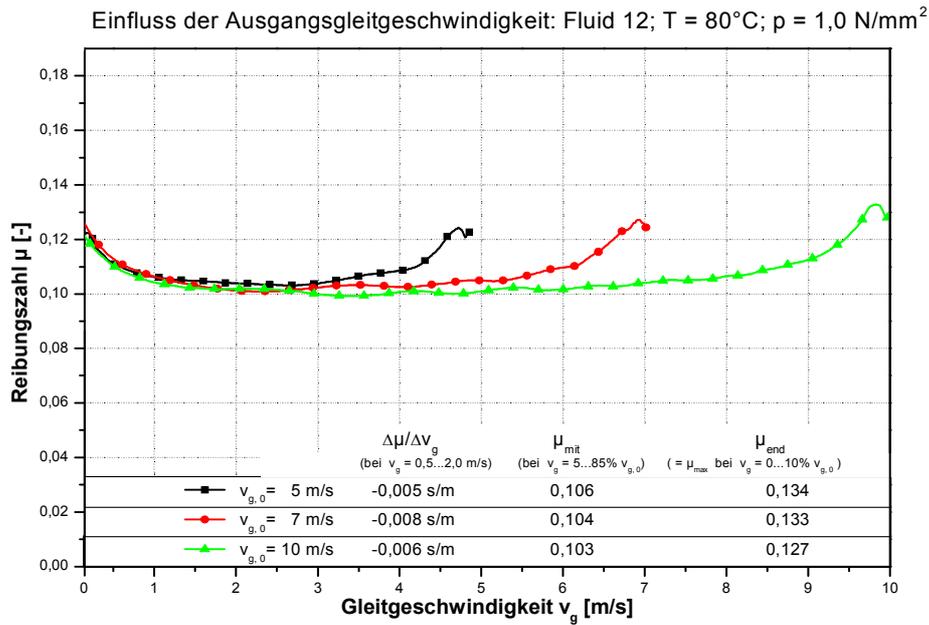
**Bild 61:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 8 (voll legiert);

T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



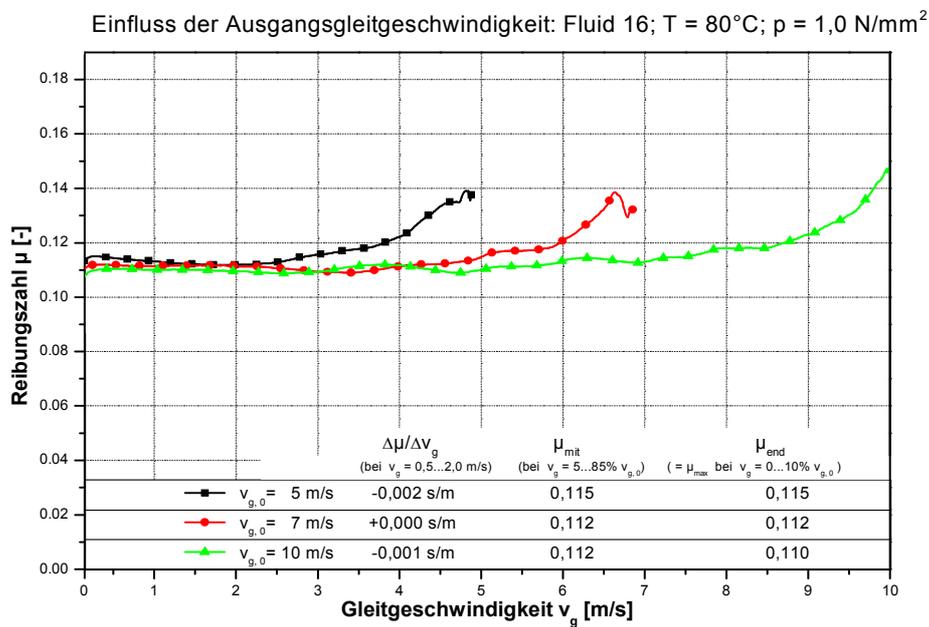
**Bild 62:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 11 (Detergent);

T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 63:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 12 (EP/AW);

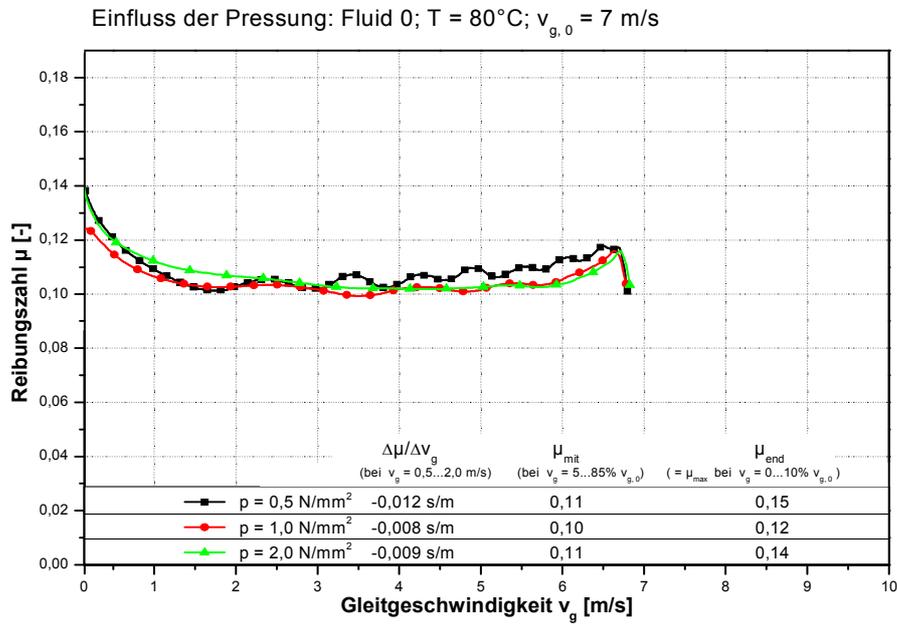
T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 64:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 16 (Friction Modifier);

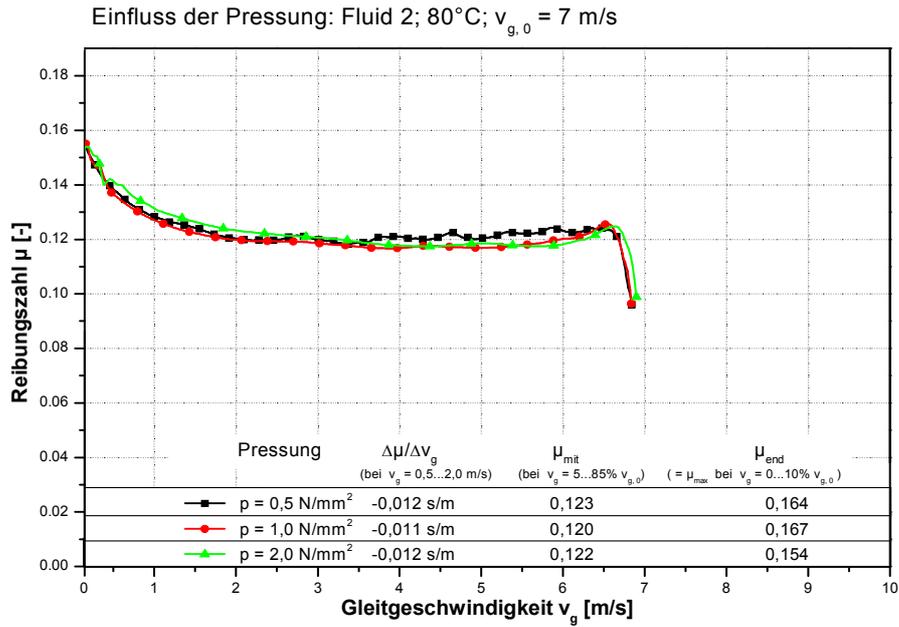
T = 80°C; p = 1,0 N/mm<sup>2</sup>; Papierbelag BW4329 mit ATF

## Einfluss der Pressung



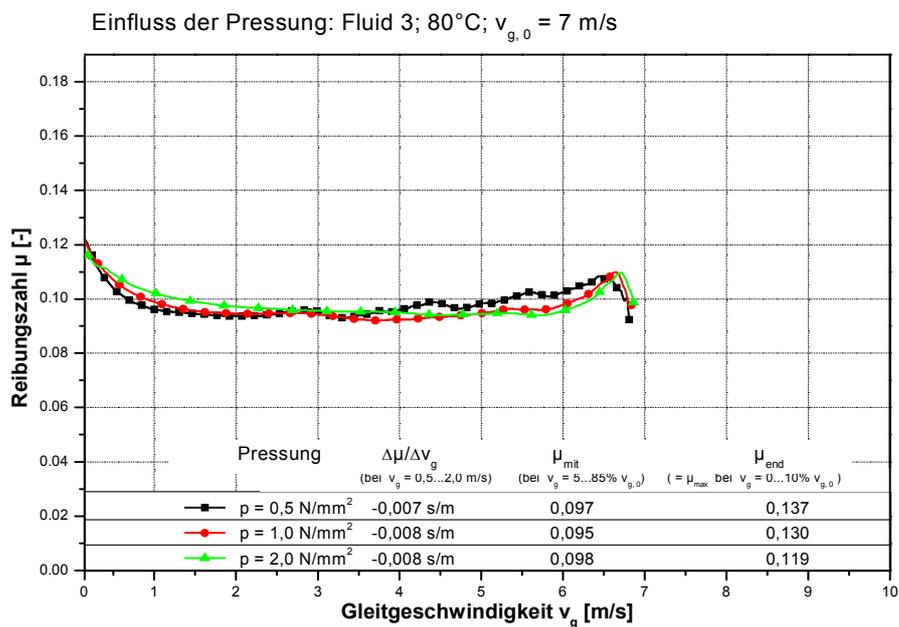
**Bild 65:** Einfluss der Pressung, „Fluid 0“ (Basestock);

T = 80°C;  $v_g = 7$  m/s; Papierbelag BW4329 mit ATF



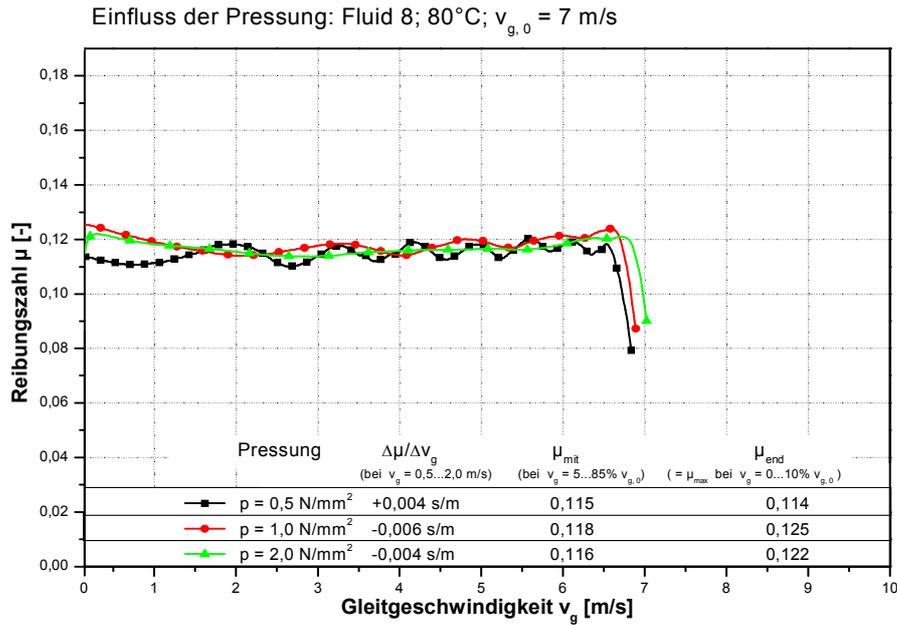
**Bild 66:** Einfluss der Pressung, Fluid 2 (Dispersant);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



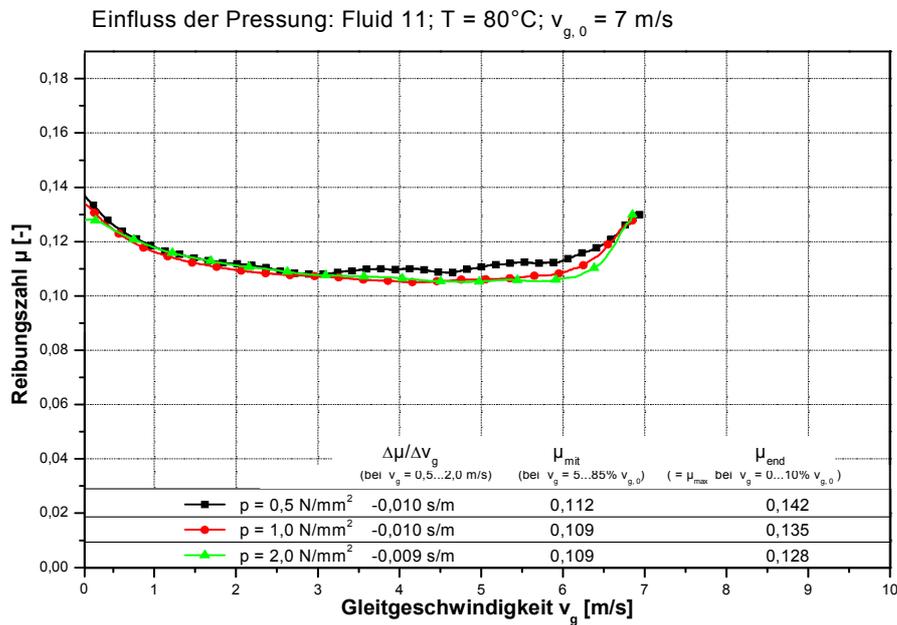
**Bild 67:** Einfluss der Pressung, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



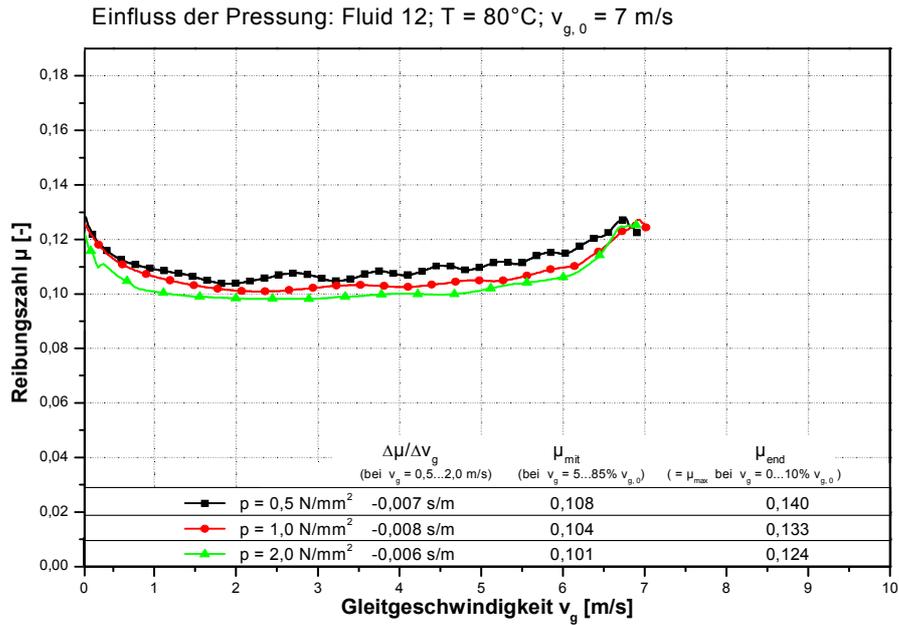
**Bild 68:** Einfluss der Pressung, Fluid 8 (voll legiert);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



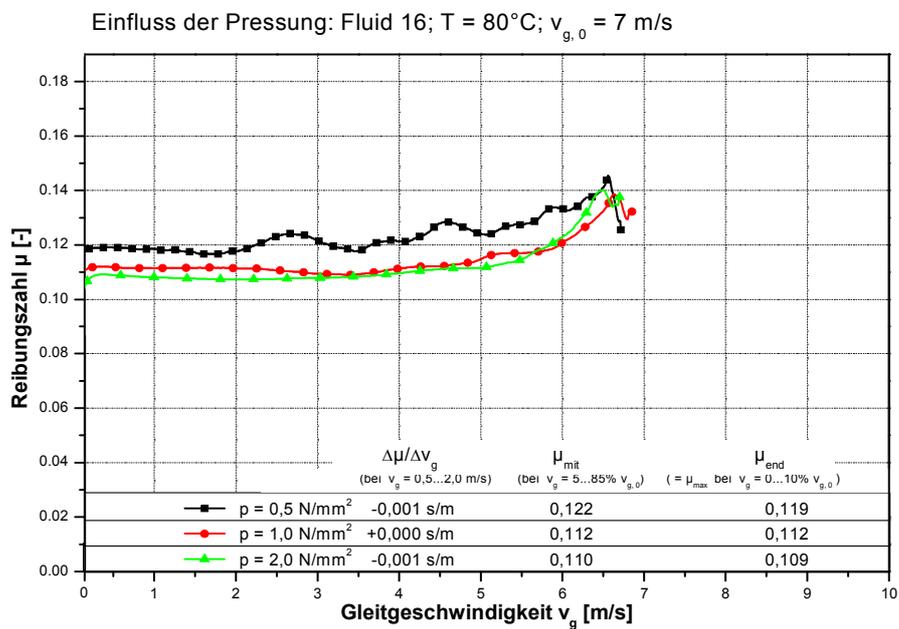
**Bild 69:** Einfluss der Pressung, Fluid 11 (Detergent);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 70:** Einfluss der Pressung, Fluid 12 (EP/AW);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF



**Bild 71:** Einfluss der Pressung, Fluid 16 (Friction Modifier);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 7 \text{ m/s}$ ; Papierbelag BW4329 mit ATF

## Anhang II: Reibungszahlkennwerte für höheren und niedrigeren Lastfall (RP 1)

**Tabelle 22:** Übersicht Reibkennwerte ATF: hohe Beanspruchung

( $p = 2 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_g = 10 \text{ m/s}$ ;  $T = 100^\circ\text{C}$ )

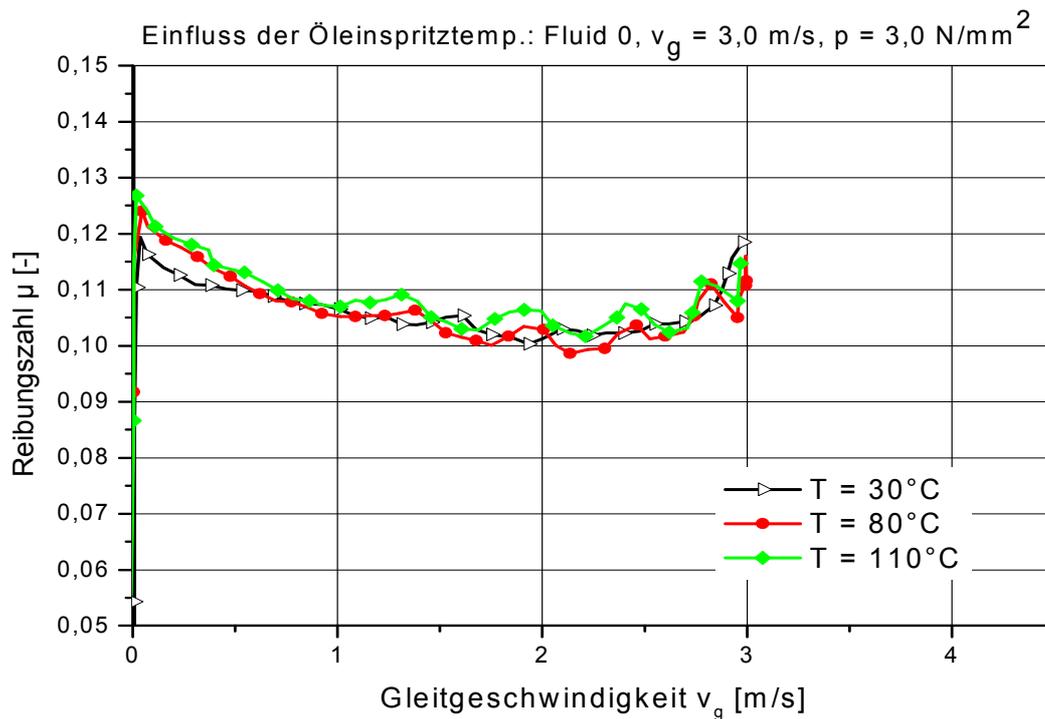
	$\mu_{\text{mit}}$	$\mu_{\text{end}}$	$\mu_{\text{min}}$	$\mu_{85}$	$\mu_{50}$	$\mu_{15}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$	$a_{\text{Tr}}$
Fluid "0"	0,106	0,145	0,098	0,101	0,099	0,111	-0,011	1,453
Fluid 1	0,125	0,146	0,117	0,118	0,119	0,132	-0,008	0,918
Fluid 2	0,123	0,150	0,114	0,115	0,116	0,129	-0,010	1,211
Fluid 3	0,100	0,107	0,096	0,096	0,097	0,105	0,001	1,396
Fluid 4	0,113	0,123	0,107	0,109	0,110	0,119	-0,005	0,761
Fluid 5	0,126	0,148	0,114	0,114	0,118	0,132	-0,008	1,149
Fluid 6	0,098	0,101	0,098	0,103	0,099	0,101	0,000	0,015
Fluid 7	0,114	0,122	0,112	0,116	0,112	0,116	-0,004	0,021
Fluid 8	0,119	0,126	0,116	0,119	0,118	0,122	-0,004	0,014
Fluid 9	0,107	0,118	0,104	0,108	0,105	0,110	-0,006	0,149
Fluid 10	0,120	0,135	0,115	0,119	0,116	0,123	-0,007	0,336
Fluid 11	0,104	0,111	0,101	0,103	0,103	0,112	0,007	1,390
Fluid 12	0,093	0,098	0,088	0,099	0,094	0,098	0,007	1,212
Fluid 13	0,099	0,099	0,096	0,109	0,103	0,101	0,004	0,013
Fluid 14	0,125	0,145	0,116	0,119	0,118	0,130	-0,009	1,184
Fluid 15	0,118	0,131	0,114	0,119	0,115	0,122	-0,007	0,528
Fluid 16	0,102	0,104	0,101	0,110	0,103	0,103	-0,001	0,017
Fluid 17	0,119	0,124	0,117	0,123	0,118	0,121	-0,003	0,014
Fluid 18	0,118	0,122	0,115	0,123	0,115	0,119	-0,003	0,021

**Tabelle 23:** Übersicht Reibkennwerte ATF: niedrige Beanspruchung(p = 1 N/mm<sup>2</sup>; v<sub>g</sub> = 7 m/s; T = 40°C)

	$\mu_{mit}$	$\mu_{end}$	$\mu_{min}$	$\mu_{85}$	$\mu_{50}$	$\mu_{15}$	$\Delta\mu/\Delta v_g$	$a_{Tr}$
<b>Fluid "0"</b>	0,117	0,142	0,114	0,128	0,118	0,116	-0,004	0,026
<b>Fluid 1</b>	0,132	0,151	0,127	0,140	0,132	0,132	-0,006	0,071
<b>Fluid 2</b>	0,128	0,169	0,125	0,135	0,127	0,128	-0,007	0,023
<b>Fluid 3</b>	0,118	0,141	0,115	0,133	0,118	0,115	-0,003	0,024
<b>Fluid 4</b>	0,118	0,130	0,117	0,127	0,118	0,117	-0,002	0,041
<b>Fluid 5</b>	0,122	0,146	0,120	0,129	0,121	0,122	-0,004	0,021
<b>Fluid 6</b>	0,113	0,114	0,111	0,129	0,116	0,111	0,000	0,023
<b>Fluid 7</b>	0,121	0,119	0,118	0,136	0,125	0,119	0,002	0,038
<b>Fluid 8</b>	0,124	0,122	0,120	0,139	0,130	0,121	-0,001	0,025
<b>Fluid 9</b>	0,122	0,127	0,119	0,132	0,124	0,120	-0,002	0,027
<b>Fluid 10</b>	0,132	0,132	0,128	0,147	0,134	0,129	0,000	0,021
<b>Fluid 11</b>	0,120	0,152	0,116	0,126	0,116	0,119	-0,006	0,653
<b>Fluid 12</b>	0,115	0,134	0,111	0,130	0,115	0,112	-0,001	0,022
<b>Fluid 13</b>	0,116	0,119	0,112	0,132	0,117	0,112	-0,001	0,029
<b>Fluid 14</b>	0,131	0,147	0,127	0,142	0,131	0,129	-0,004	0,054
<b>Fluid 15</b>	0,130	0,135	0,126	0,151	0,133	0,127	-0,001	0,034
<b>Fluid 16</b>	0,119	0,120	0,117	0,139	0,122	0,118	-0,001	0,019
<b>Fluid 17</b>	0,130	0,126	0,126	0,146	0,132	0,127	0,003	0,020
<b>Fluid 18</b>	0,128	0,125	0,125	0,145	0,132	0,126	0,002	0,021

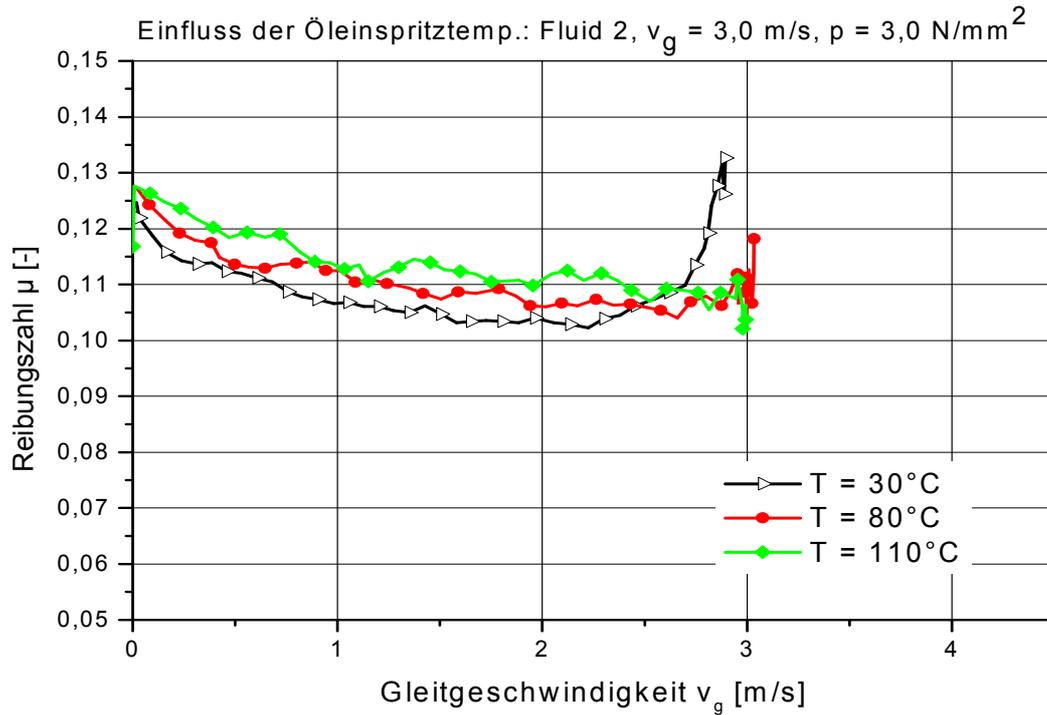
## Anhang III: Einflüsse von Öleinspritztemperatur, Ausgangsgleitgeschwindigkeit und Pressung auf die Reibcharakteristik (RP 3: Messing-Synchronisierung); Fluide 0, 2, 3, 8, 11, 12, 16

### Einfluss der Öleinspritztemperatur



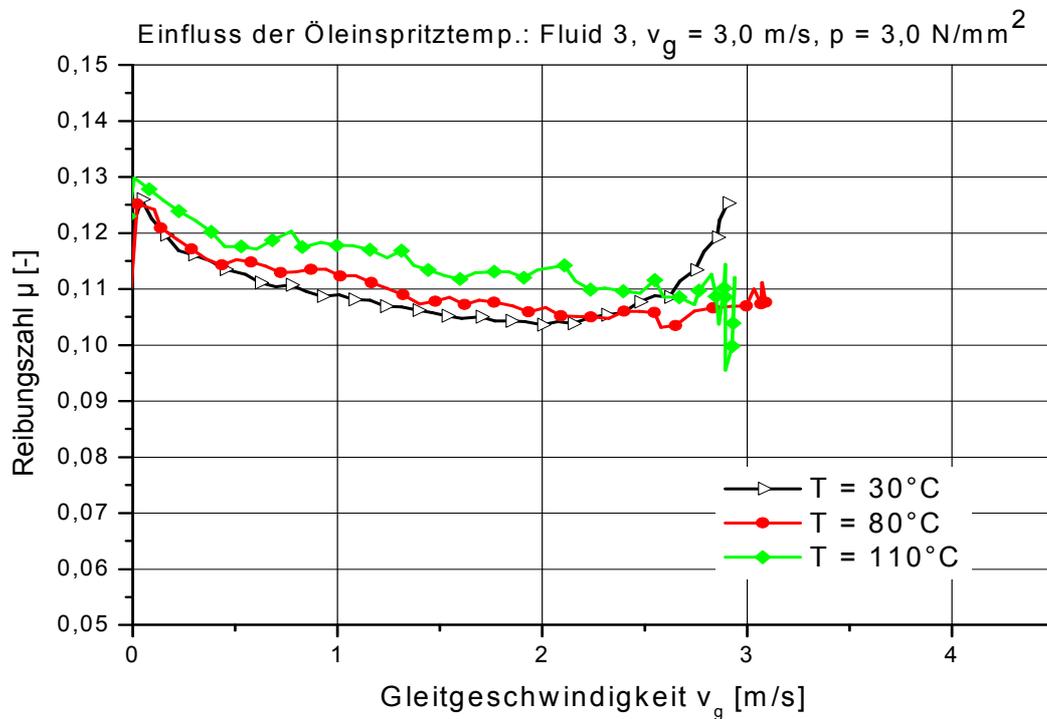
**Bild 72:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, „Fluid 0“ (Basestock);

$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



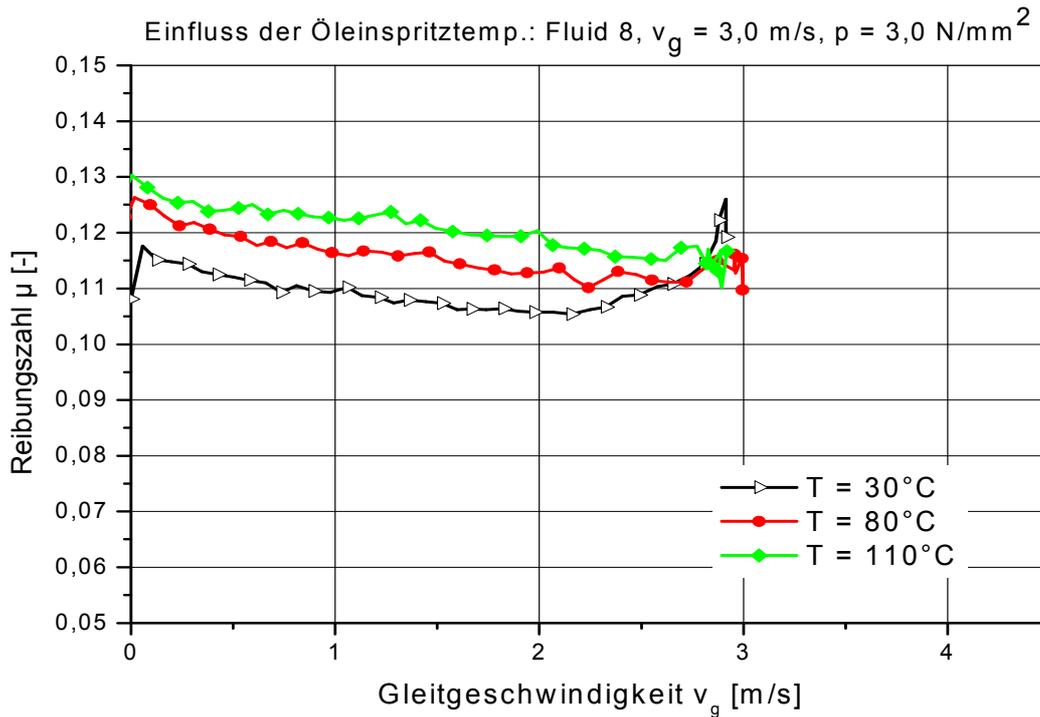
**Bild 73:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 2 (Dispersant);

$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



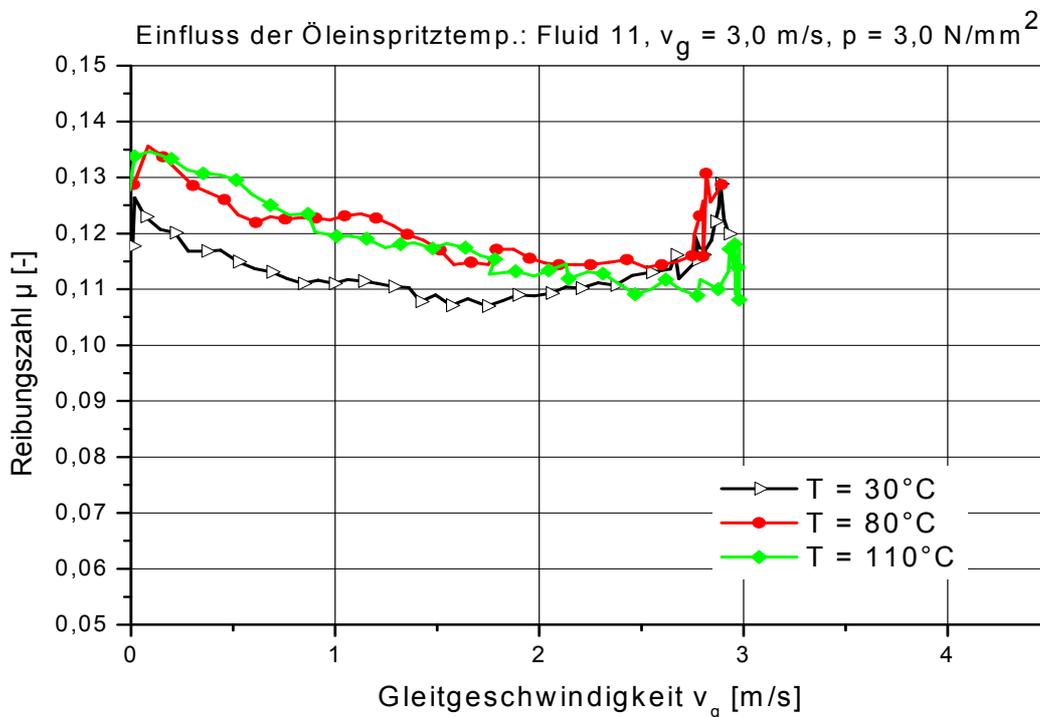
**Bild 74:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



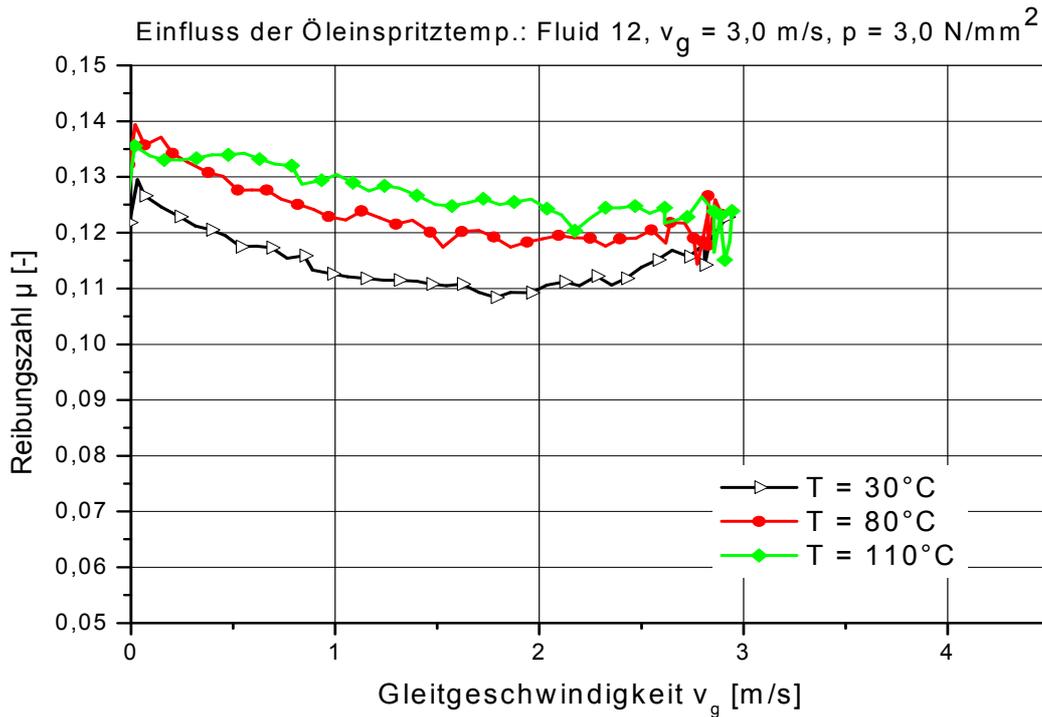
**Bild 75:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 8 (voll legiert);

$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



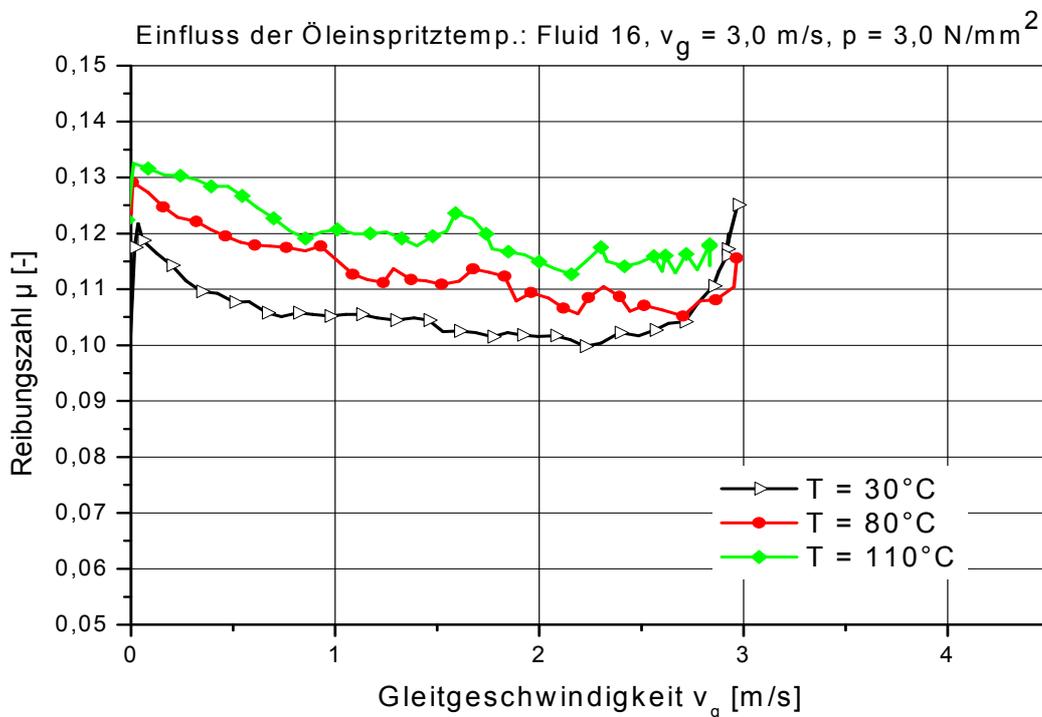
**Bild 76:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 11 (Detergent);

$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



**Bild 77:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 12 (EP/AW);

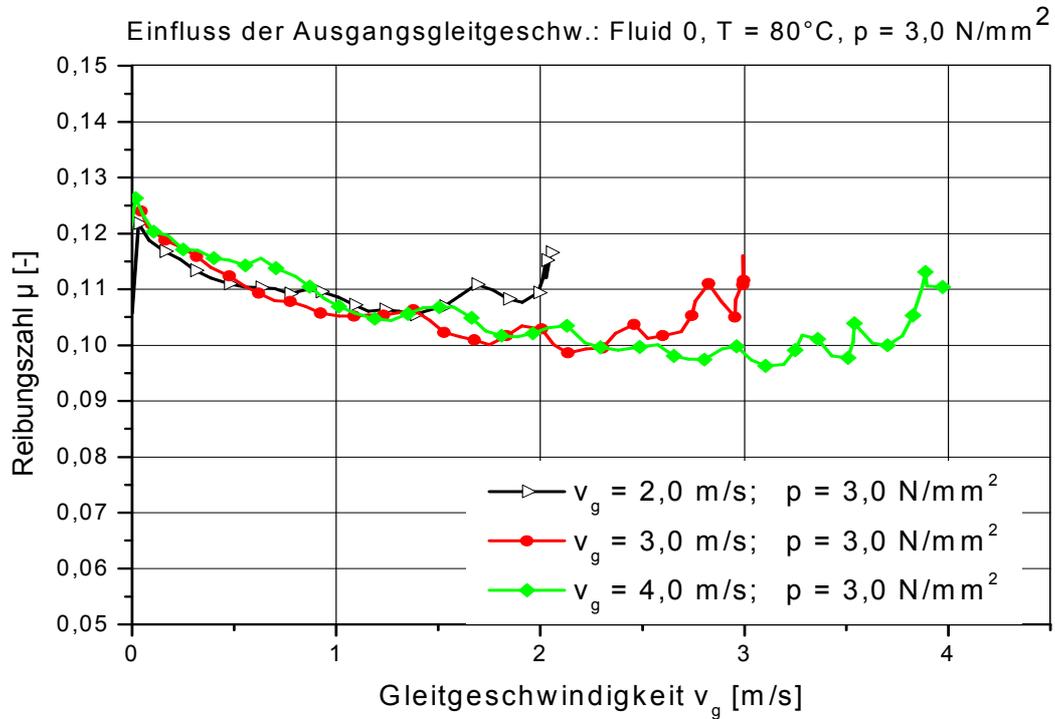
$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



**Bild 78:** Einfluss der Öleinspritztemperatur, Fluid 16 (Friction Modifier);

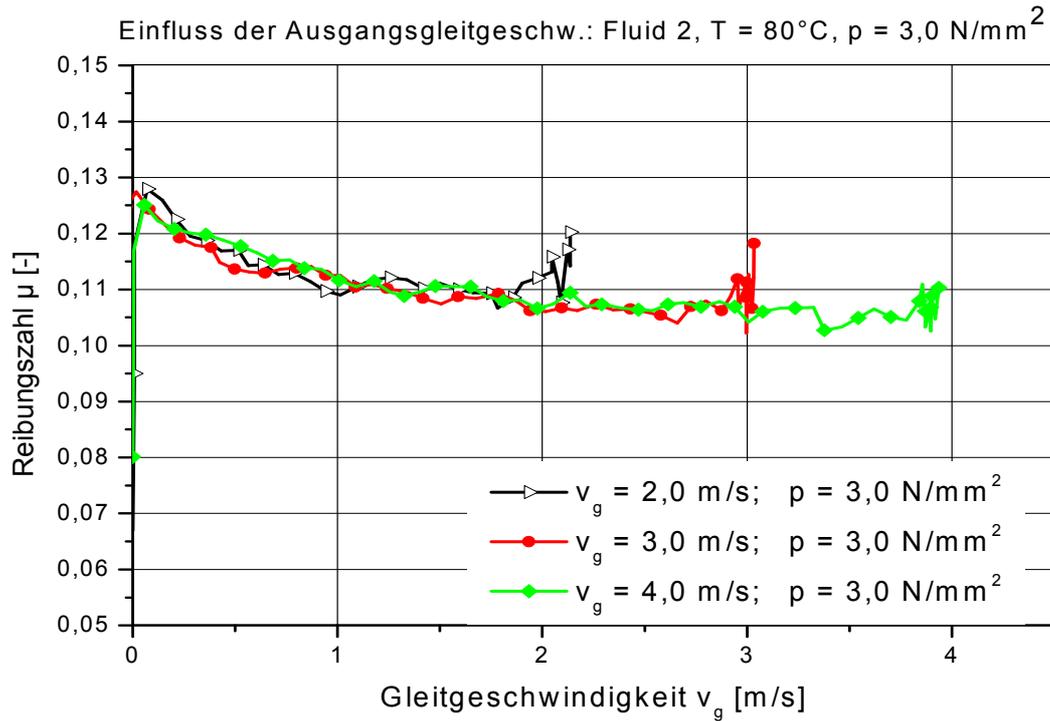
$v_g = 3,0 \text{ m/s}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF

## Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit



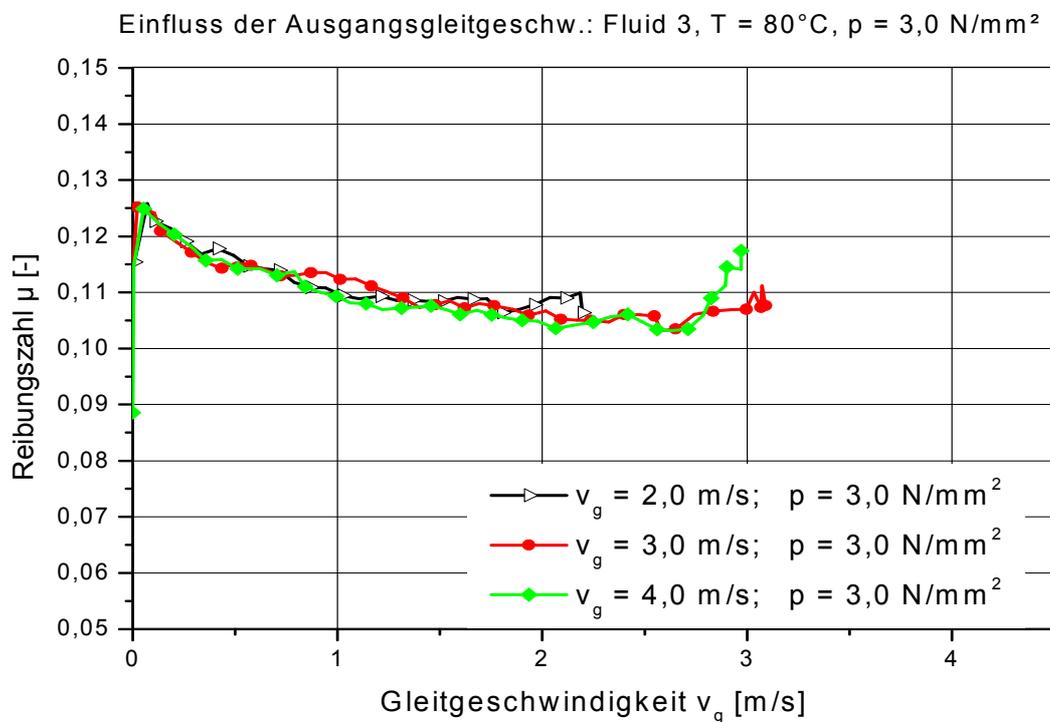
**Bild 79:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, „Fluid 0“ (Basestock);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



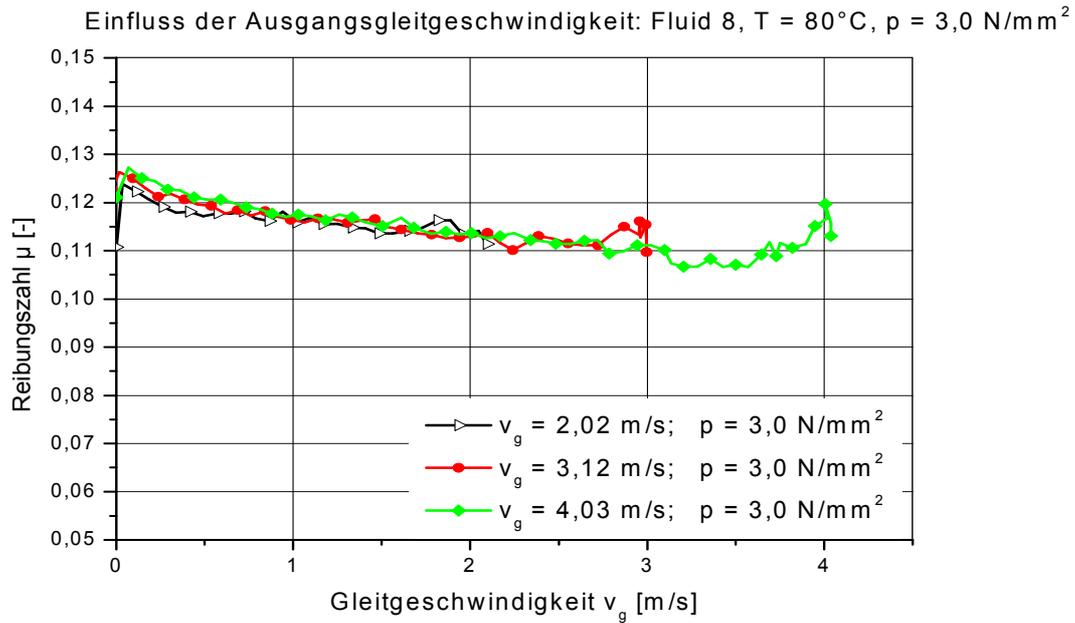
**Bild 80:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 2 (Dispersant);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



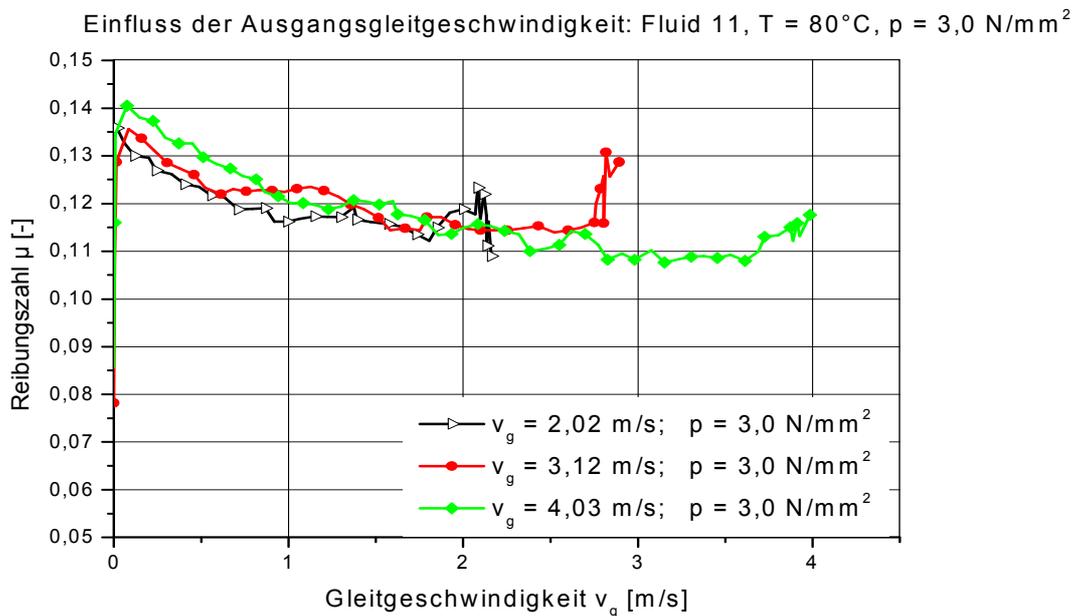
**Bild 81:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



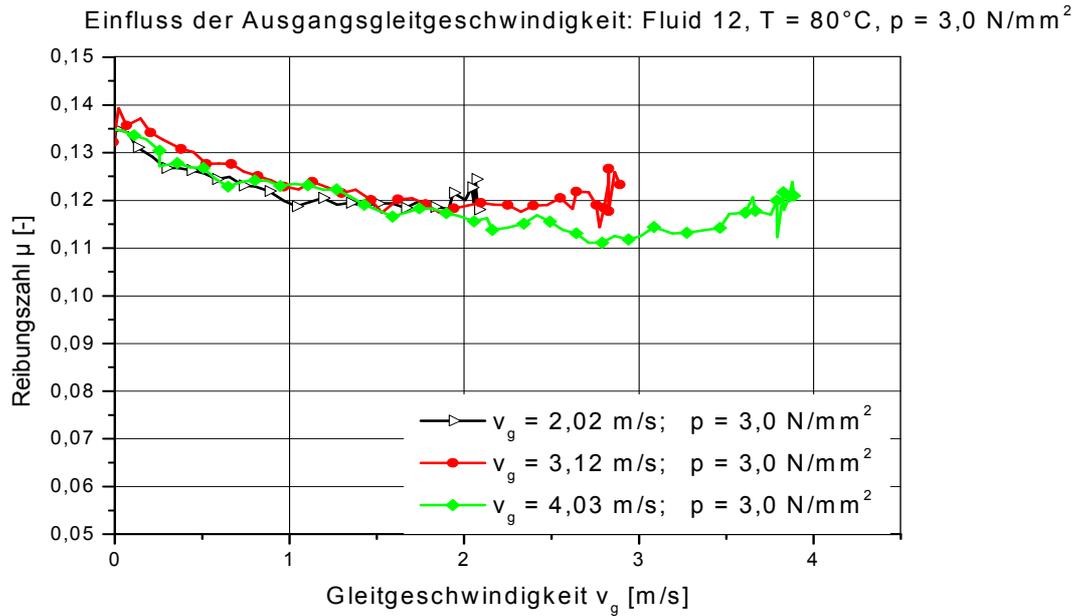
**Bild 82:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 8 (voll legiert);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



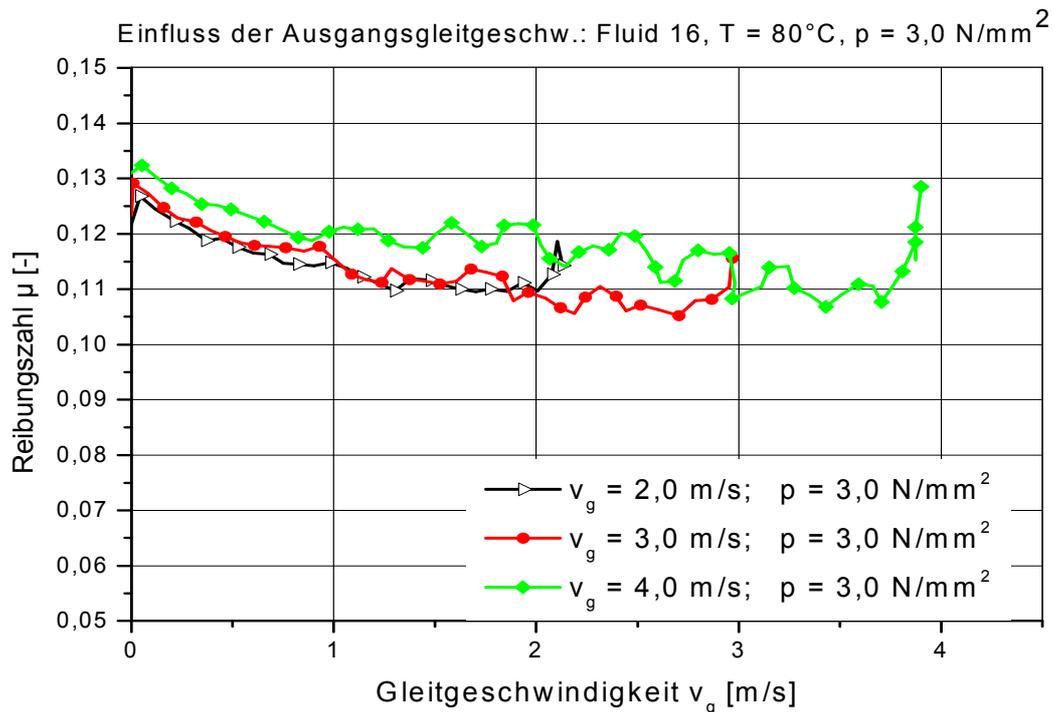
**Bild 83:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 11 (Detergent);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



**Bild 84:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 12 (EP/AW);

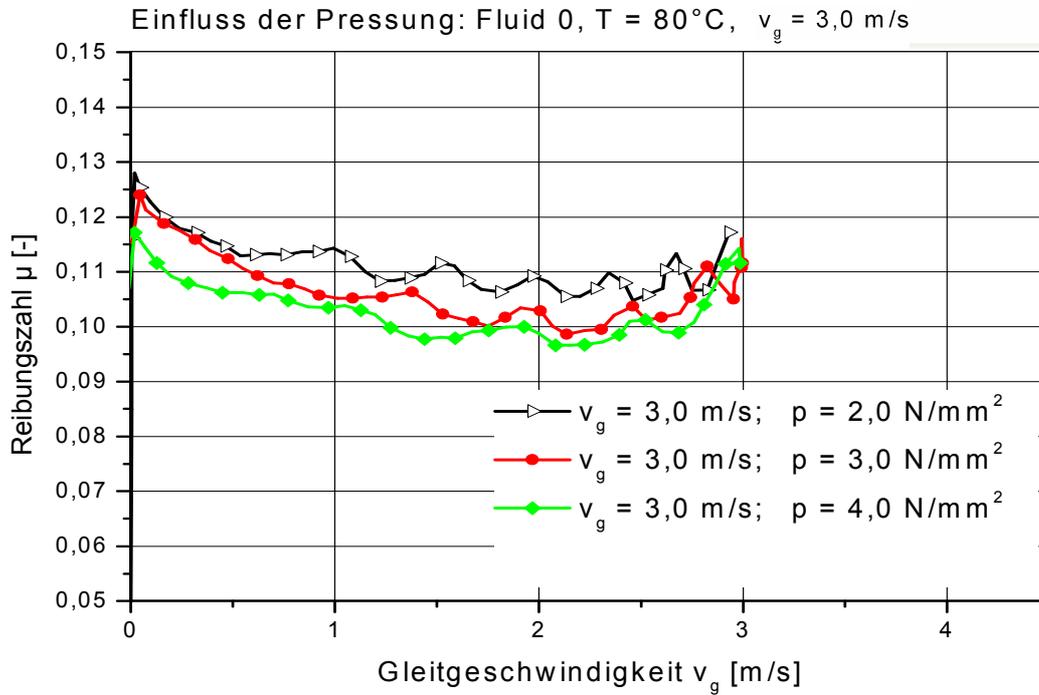
$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



**Bild 85:** Einfluss der Ausgangsgleitgeschwindigkeit, Fluid 16 (Friction Modifier);

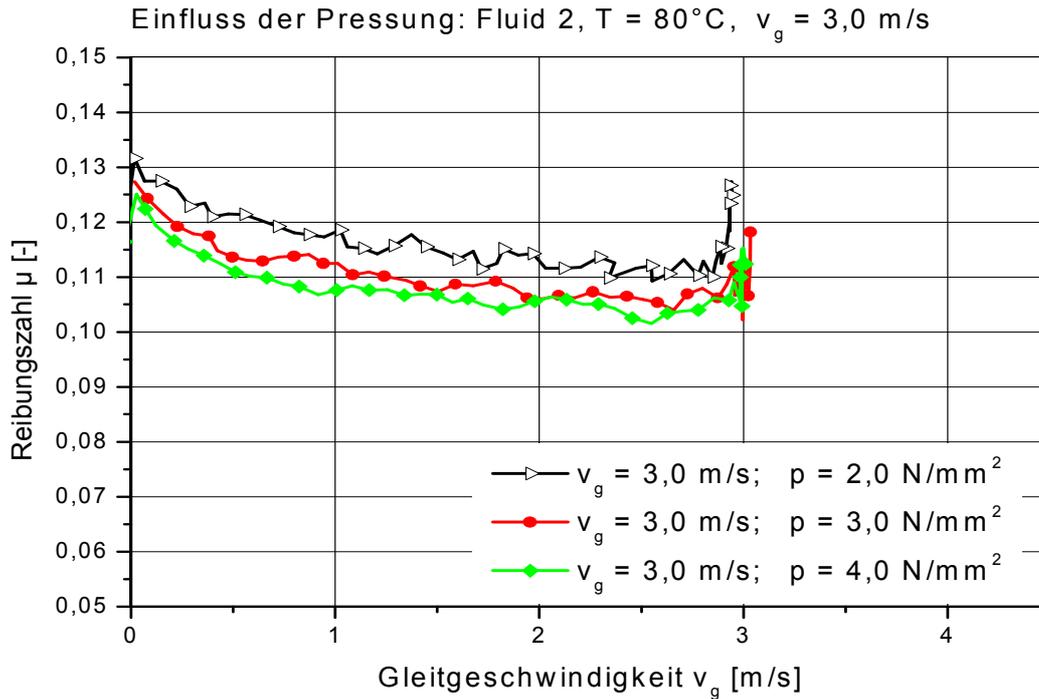
$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $p = 3,0 \text{ N/mm}^2$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF

## Einfluss der Pressung



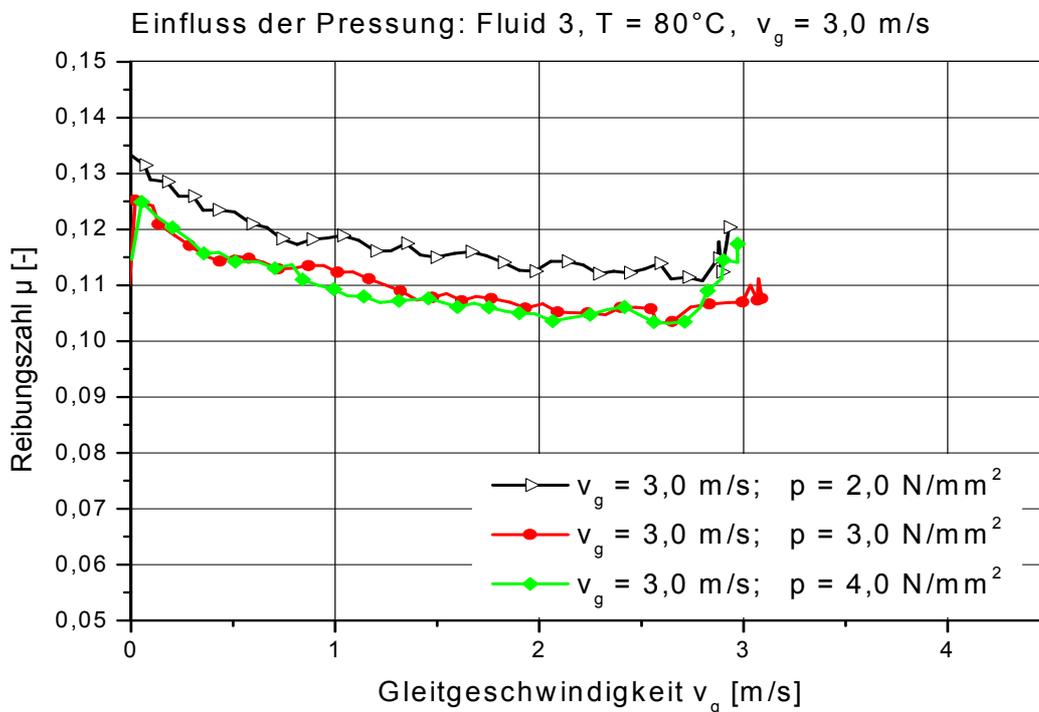
**Bild 86:** Einfluss der Pressung, „Fluid 0“ (Basestock);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



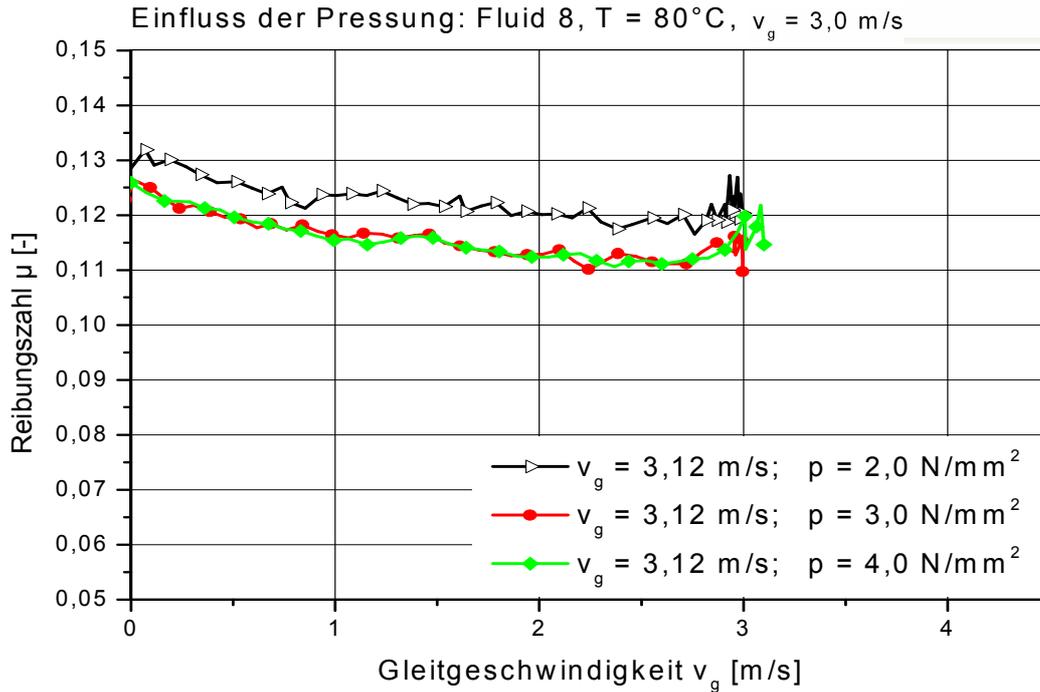
**Bild 87:** Einfluss der Pressung, Fluid 2 (Dispersant);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



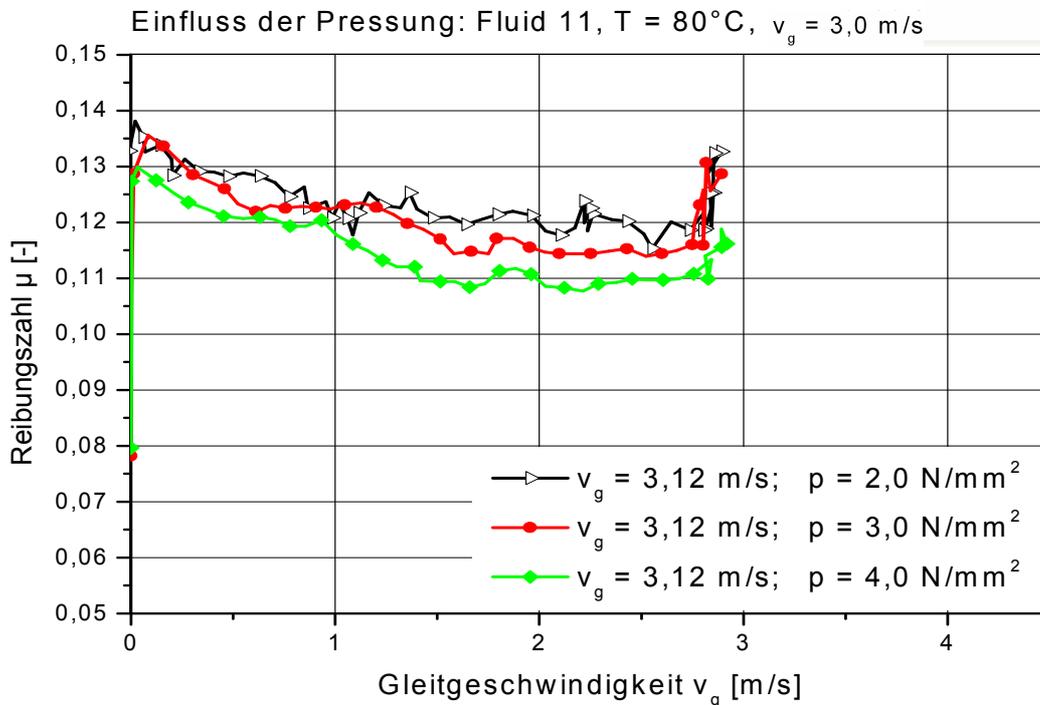
**Bild 88:** Einfluss der Pressung, Fluid 3 (Rust Inhibitor);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



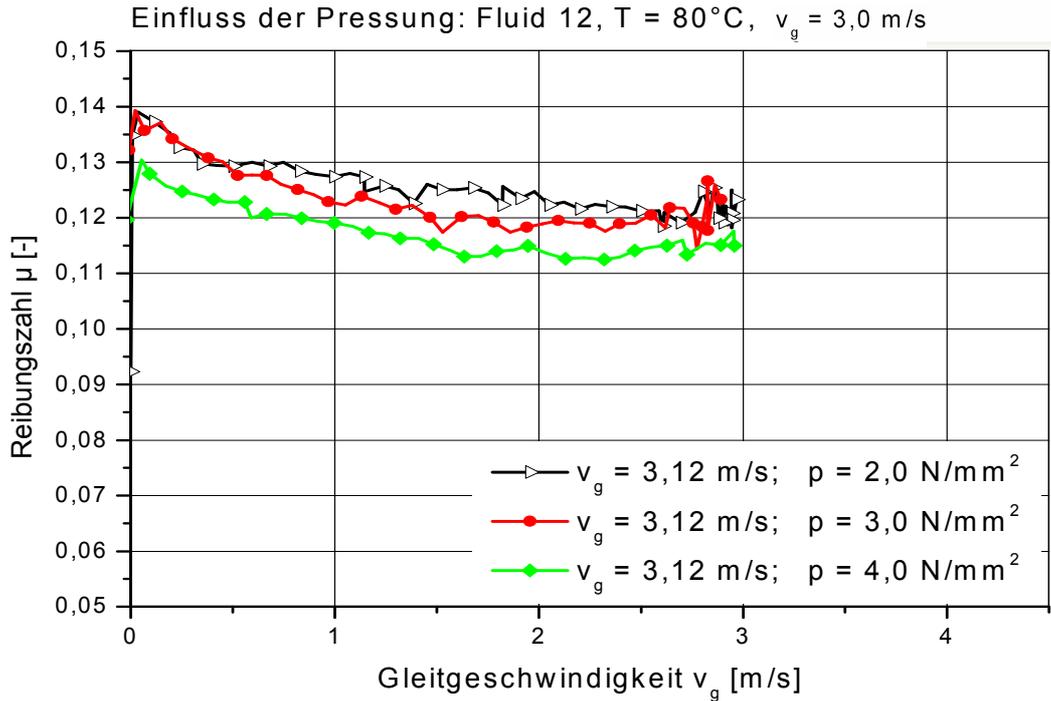
**Bild 89:** Einfluss der Pressung, Fluid 8 (voll legiert);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



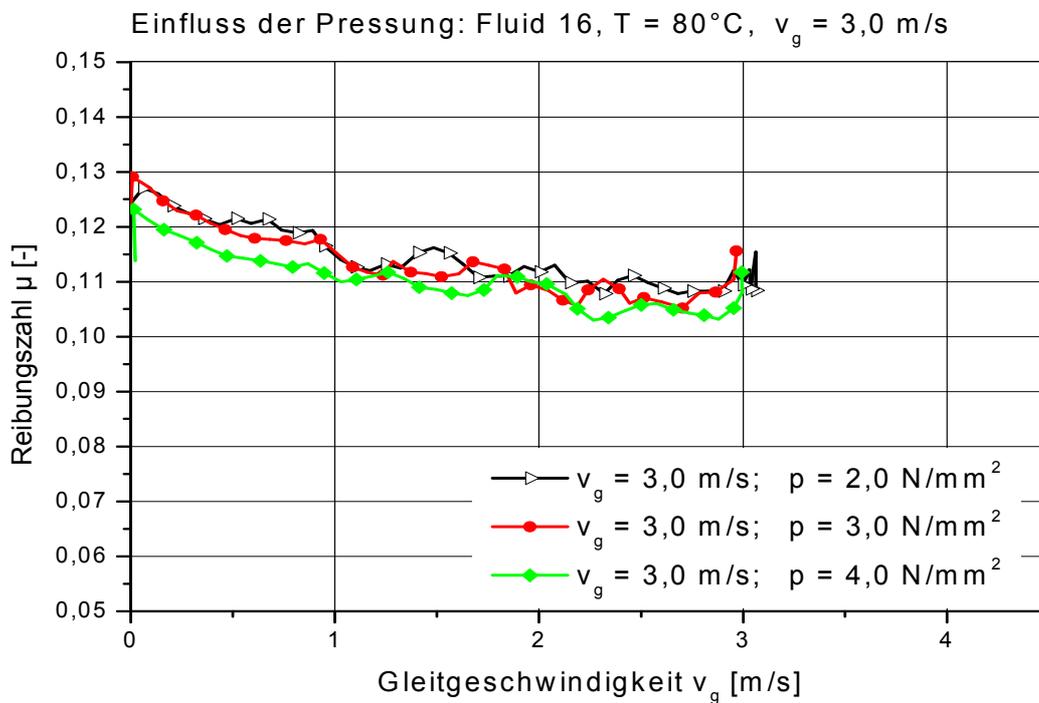
**Bild 90:** Einfluss der Pressung, Fluid 11 (Detergent);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



**Bild 91:** Einfluss der Pressung, Fluid 12 (EP/AW);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF



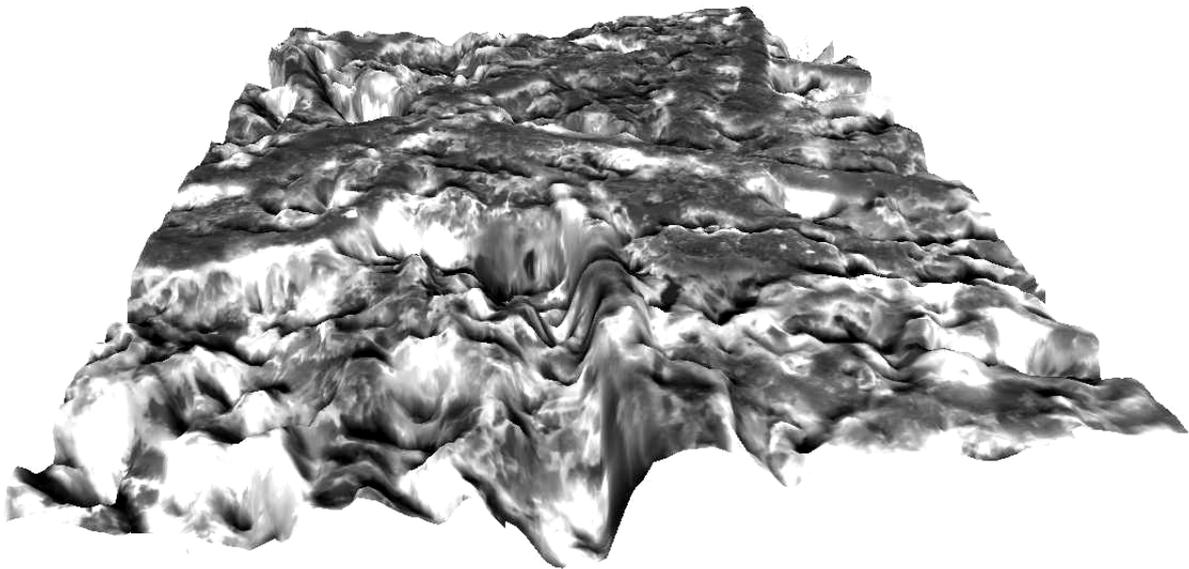
**Bild 92:** Einfluss der Pressung, Fluid 16 (Friction Modifier);

$T = 80^\circ\text{C}$ ;  $v_g = 3 \text{ m/s}$ ; Messing-Synchronring MTX-75 mit ATF

## Anhang IV: Prinzip der 3D-REM/EDX-Messungen

### Optische 3D-Messungen

Mit dem Prinzip der Fokus-Variation ist es möglich, detailgetreue 3D-Abbildungen der Oberfläche zu erhalten. Die geringe Schärfentiefe der Optik wird benutzt, um die Tiefeninformation einer Oberfläche zu extrahieren. Dazu wird die Änderung, also die Variation der Schärfe, abhängig von der Topographie der Oberfläche relativ zum Abstand der Optik, analysiert [3]. Ein Beispiel für eine optische 3D-Messung zeigt **Bild 93**.



**Bild 93:** Ergebnis einer optischen 3D-Messung; am Bsp. einer Lamellen-Belagprobe

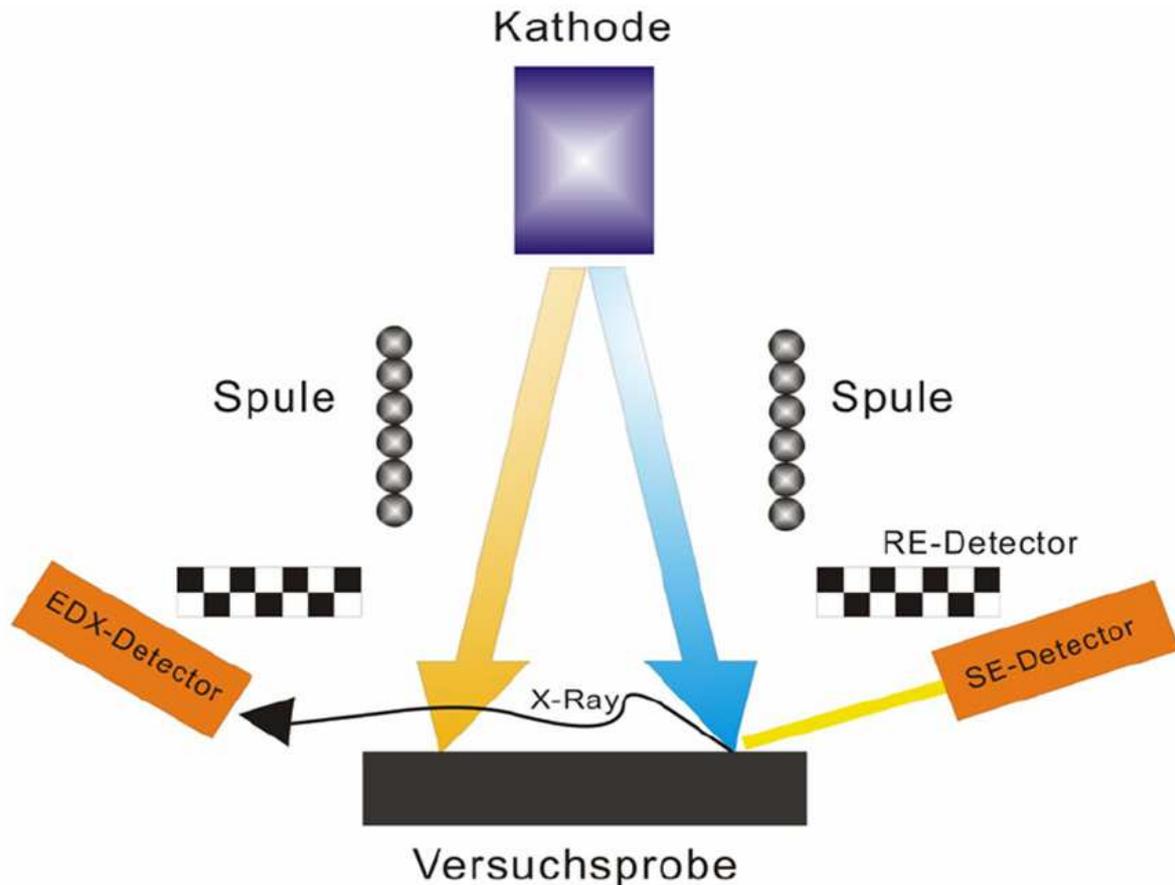
Die Probe wird auf einen Probenhalter gelegt und mit moduliertem Weißlicht beleuchtet. Koaxiale Beleuchtung wird erreicht, indem das Licht in die Optik geleitet und über einen halb durchlässigen Spiegel durch das Objektiv auf die Probe fokussiert wird. Das Licht wird von der Probe reflektiert und das Bild über die Präzisionsoptik auf einen digitalen Sensor projiziert. Je nach gewähltem Objektiv können unterschiedliche Auflösungen lateral sowie vertikal realisiert werden. Das resultierende Bild hat in der Form Ähnlichkeiten zur konventionellen Lichtmikroskopie, da es nur eine geringe Schärfentiefe aufweist. Nun wird die Distanz zwischen Probe und Objektiv verändert, wobei kontinuierlich Bilder aufgenommen werden. Für jede Tiefenposition werden

unterschiedliche Bereiche der Probe scharf oder unscharf abgebildet, je nach Struktur der Probe. Von zentraler Bedeutung ist hier das korrekte Zusammenspiel von modulierter Beleuchtung, vertikalem Vershub und Sensoraufnahme. Für jede Position am Objekt wird anschließend die abgebildete Schärfe berechnet. Die Variation der Schärfewerte wird nun verwendet, um die Tiefe zu berechnen. So wird eine dichte 3D-Repräsentation der Oberfläche erzeugt.

Im Gegensatz zu taktilen Messverfahren wird nicht nur ein einzelnes Profil, sondern dicht und hochauflösend die gesamte Fläche gemessen. Optische Messungen erfassen jedes Detail der Oberfläche, statt nur jene Höhen und Tiefen, die von der Tastspitze erfasst werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Messung berührungsfrei und damit kratzfrei durchgeführt werden kann [3].

### **REM-Messungen (Rasterelektronenmikroskop)**

Bei der Rasterelektronenmikroskopie (REM) wird die Versuchsprobe von Elektronenstrahlen abgerastert. Mithilfe magnetischer Ablensysteme wandert ein fokussierter Elektronenstrahl über die Versuchsoberfläche. Gleichzeitig zeichnet ein synchron gelenkter Elektronenstrahl ein vergrößertes Bild auf. Dieses Bild wird z.B. digital auf elektronische Bildspeicher oder Bildanalysesysteme übertragen. Der komplette Vorgang findet im Hochvakuum statt, um Wechselwirkungen mit Atomen und Molekülen in der Luft zu vermeiden [64].



**Bild 94:** Funktionsprinzip REM/EDX, in Anlehnung an [71]

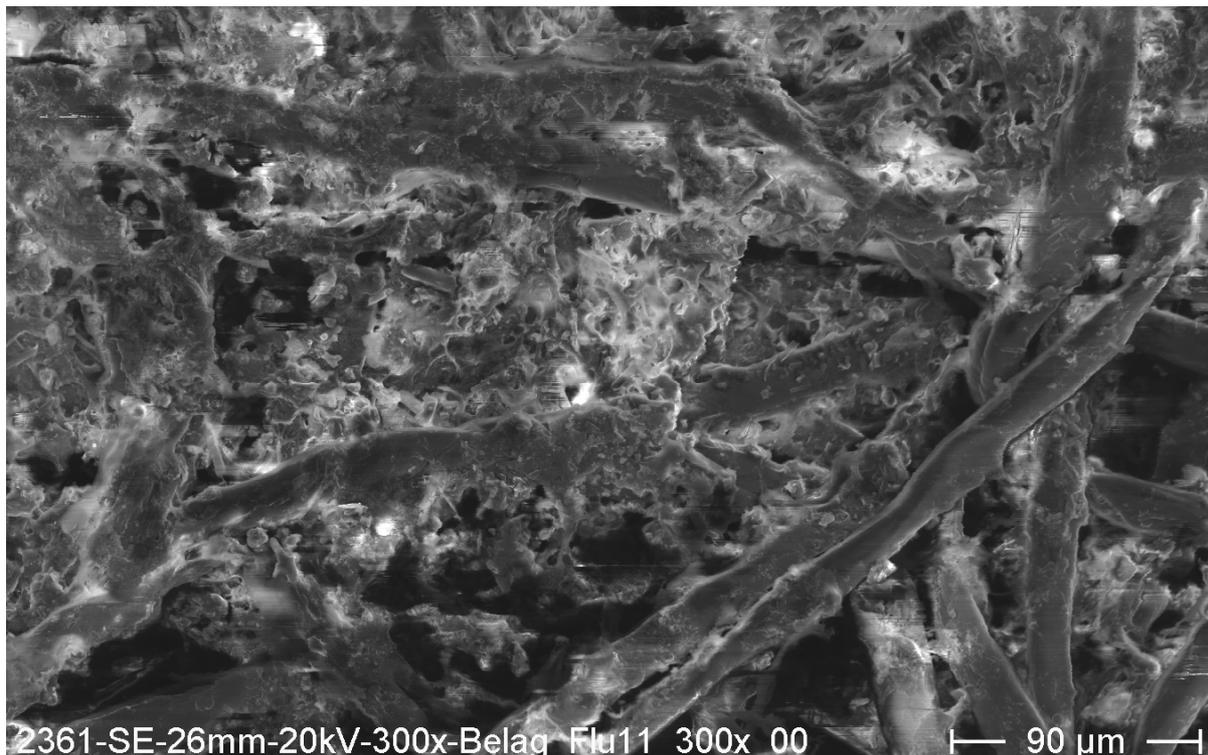
Die Rasterelektronenmikroskopie macht sich die Wechselwirkungen zwischen den beschleunigten Elektronen mit der Materie zunutze. Die Elektronen treffen mit hoher Geschwindigkeit auf das Prüfteil und treten in Wechselwirkung mit den Atomen bzw. Ionen auf der Probe, vgl. **Bild 94**. Dabei entstehen so genannte Sekundärstrahlungen, die für den Wechselwirkungsprozess und damit für die Art der Atome bzw. Ionen in der Probe typisch sind. Man unterscheidet folgende Sekundärstrahlen [64]:

- Sekundärelektronen (SE)
- Rückgestreute Elektronen (RE)
- Auger-Elektronen
- Röntgenbremsstrahlung
- Kathodolumineszenzstrahlung
- Charakteristische Röntgenstrahlen

Bei der Analyse von Reibbelaglamellen werden für gewöhnlich SE und RE (Sekundärelektronen- und Rückstreuelektronenbilder) genutzt. Diese beiden Signalarten werden im Folgenden näher beschrieben. Sie liefern wertvolle Informationen über die Oberflächenbeschaffenheit der Probe an der Stelle, an der die anregenden (Primär-) Elektronen auf die Probe getroffen sind.

#### SE-Bilder (Sekundärelektronenbilder)

Für eine REM-Abbildung wird am häufigsten der Sekundärelektronenstrahl (SE) als Probensignal genutzt. Dieser kommt aus sehr geringen Tiefen der Probe und ist in seiner Intensität stark abhängig vom Winkel zwischen dem anregenden Elektronenstrahl und der Oberfläche, jedoch kaum von der Ordnungszahl. Somit wird ein räumlicher Eindruck vermittelt; mit seiner Hilfe kann sehr deutlich die Topographie von Oberflächen dargestellt werden [64]. **Bild 95** zeigt ein beispielhaftes Sekundärelektronenbild.



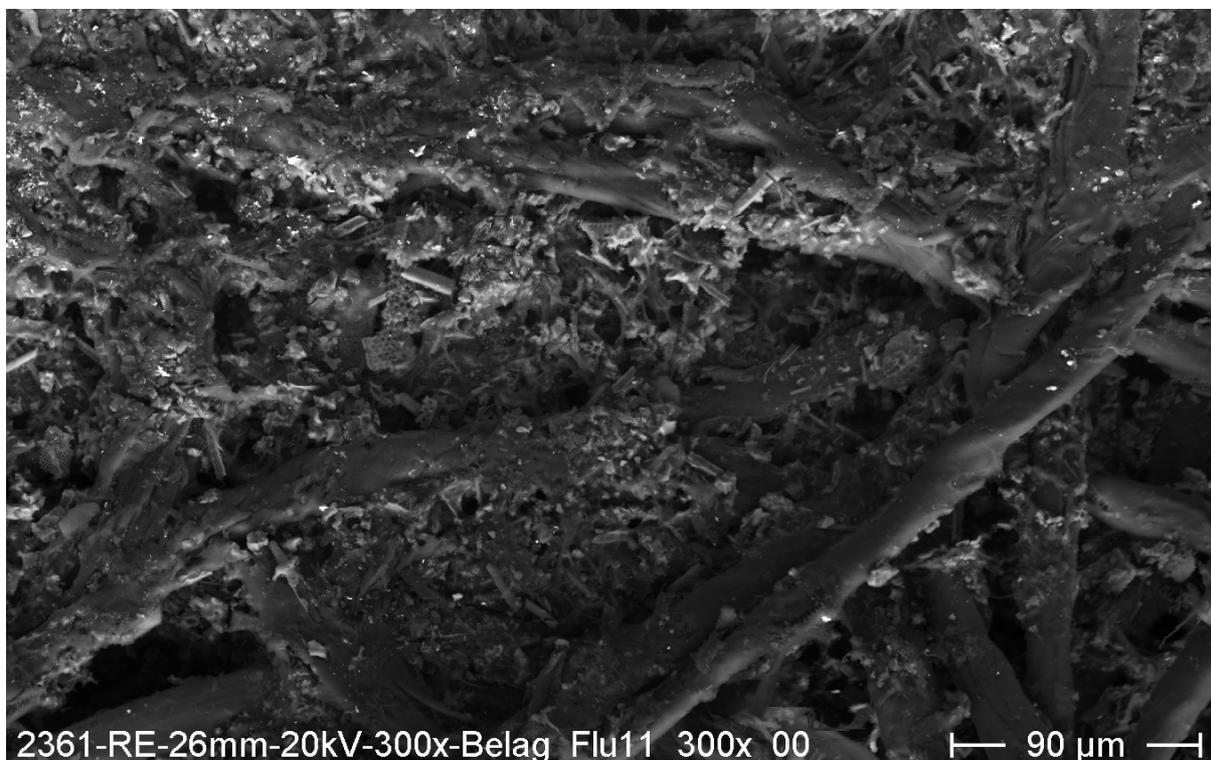
**Bild 95:** Sekundärelektronenbild einer Lamellen-Belagprobe (am Bsp. Fluid 11)

Die SE-Bilder werden mithilfe der optischen 3D-Messung zur Selektion geeigneter Punkte auf der Probenoberfläche herangezogen. Somit wird erreicht, die Atomverteilung an Stellen unterschiedlicher Höhe zu messen und gegenüberzustellen.

#### RE-Bilder (Rückstreuelektronenbilder)

RE-Bilder weisen ebenfalls einen Topographiekontrast auf. Sie sind daher gleichfalls geeignet, die Topographie der Oberfläche darzustellen. Sie weisen jedoch deutlich schlechtere Auflösungsgrenzen auf als SE-Bilder, weil Rückstrahlelektronen aus relativ große Tiefe stammen [64].

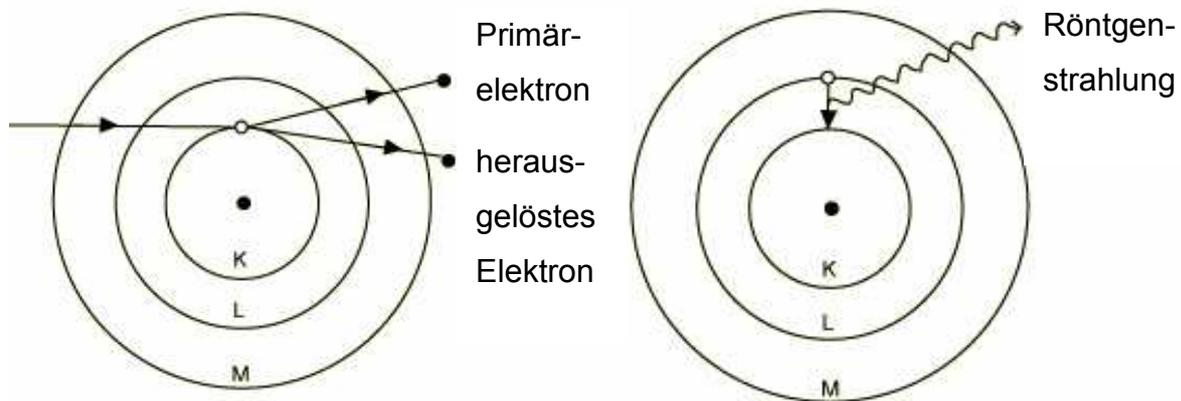
RE-Bilder werden häufig dann verwendet, wenn Bereiche unterschiedlicher chemischer Zusammensetzung sichtbar gemacht werden sollen. Mit ihrer Hilfe kann eine lokale Änderung der Ordnungszahl dargestellt werden. Auf diese Weise können Einschlüsse, heterogene Gefüge, chemisch-thermische Behandlungen, Beschichtungen etc. dargestellt werden. Eine Elementzuordnung gelingt hingegen nicht - man detektiert lediglich qualitative Unterschiede in den mittleren Ordnungszahlen der kontrastierten Bereiche. Ein beispielhaftes Rückstrahlelektronenbild zeigt **Bild 96**.



**Bild 96:** Rückstrahlelektronenbild einer Lamellen-Belagprobe (am Bsp. Fluid 11)

## EDX-Messungen (Energy Dispersive X-Ray Spectrometry)

Durch die EDX-Analyse wird letztlich die Elementzuordnung erreicht. Röntgenstrahlung kann zur Beschreibung der Elementzusammensetzung kleinster Probenbereiche genutzt werden. Diese entsteht, wenn ein Elektron des Elektronenstrahls im Atom der Probe ein kernnahes Elektron aus seiner Position herausschlägt. Die so entstandene Lücke wird unmittelbar von einem energiereicheren Elektron aus einem höheren Orbital aufgefüllt; z.B. vom L-Orbital zum K-Orbital, siehe dazu **Bild 97**. In Form eines Röntgenquants wird überschüssige Energie frei. Die dadurch entstandene Röntgenstrahlung ist charakteristisch für den Übergang und das Atom [64], [71].

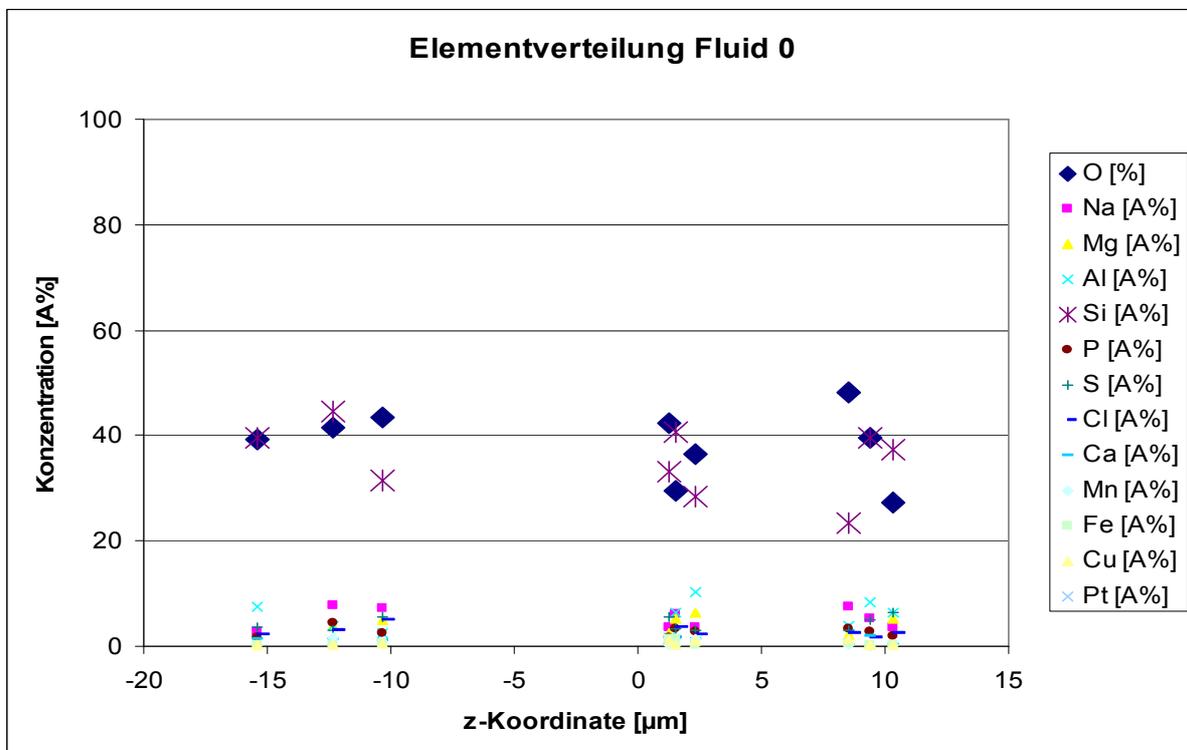


**Bild 97:** Entstehung der Röntgenstrahlung (EDX)

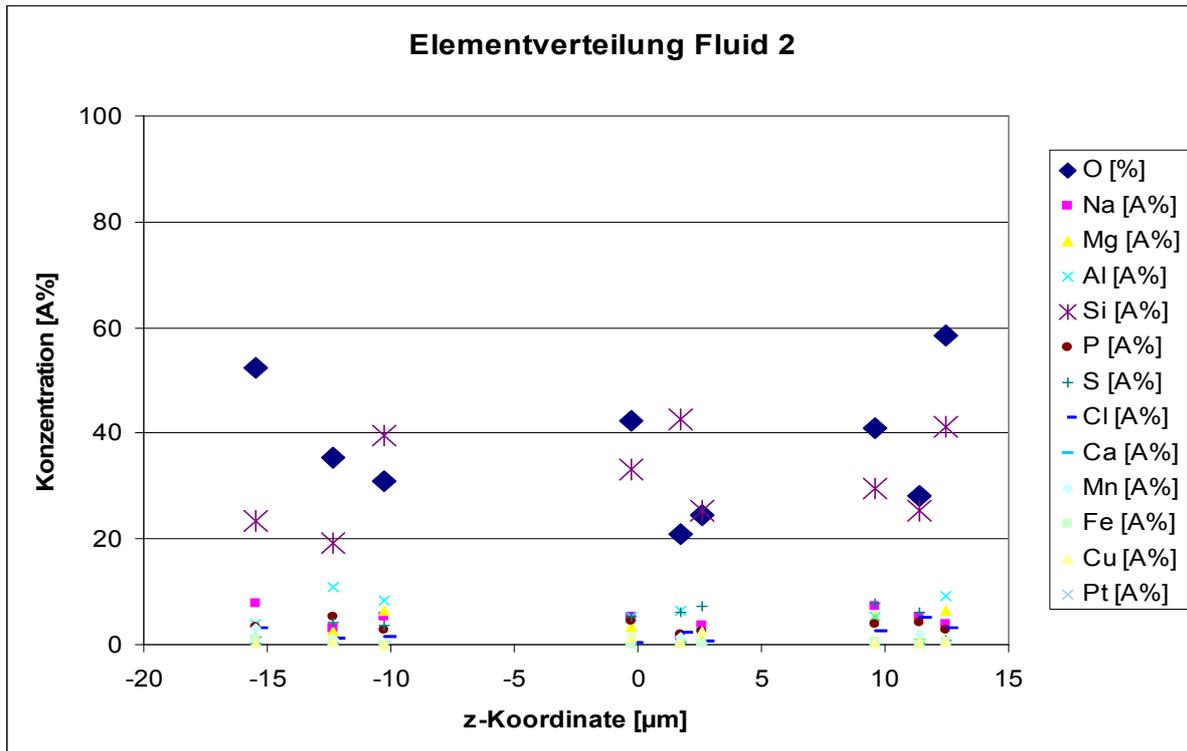
Entsprechend der in der Probe enthaltenen Elemente verfügen die Energien über charakteristische Intensitäten. Mithilfe von Halbleiterdetektoren können diese Energien aufgenommen werden. Dadurch kann direkt auf das Element geschlossen werden. Die gängigste Methode ist Energiedispersive Röntgenstrahlen-Analyse (EDX, das X steht für X-Ray, engl. für Röntgenstrahlung). Hierbei wird die Energie des Röntgenquants ausgewertet. Diese Art der Spektralanalyse erlaubt sowohl eine qualitative als auch eine quantitative chemische Analyse. Eine beispielhafte EDX-Analyse zeigt Bild 37 auf S. 77. Die Informationstiefe beträgt ca. 1  $\mu\text{m}$  [64], [71].

## Anhang V: 3D-REM/EDX-Analysen, ungelaufene Belagproben (RP 1)

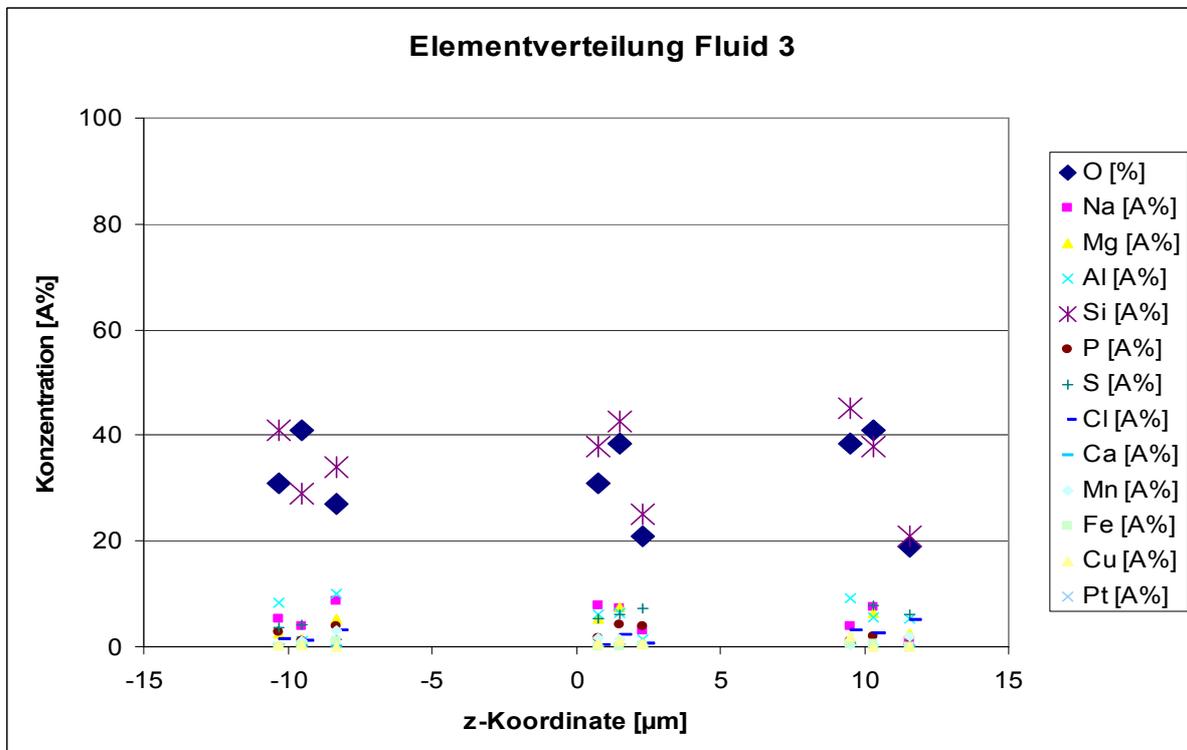
In **Bild 98** bis **Bild 103** sind die Elementverteilungen der ungelaufenen Reibbeläge dargestellt. Die Lamellen wurden zuvor im jeweiligen Schmierstoff (Fluide 0; 2; 3, 11, 12 und 16) erhitzt und somit für den Versuchsdurchlauf konditioniert. Jedes dieser Fluide ist mit einem anderen Additiv beaufschlagt. Charakteristische Unterschiede in der Elementverteilung hinsichtlich der Höhenlage auf der Oberfläche sind nicht erkennbar.



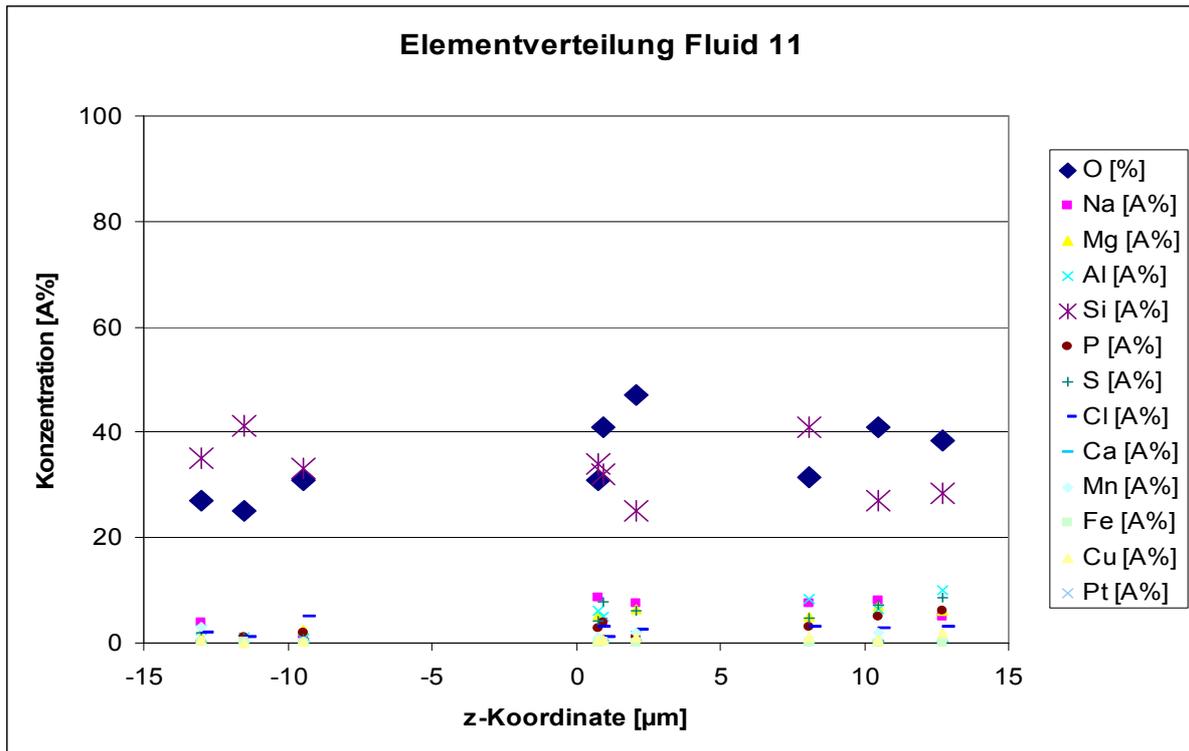
**Bild 98:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 0)



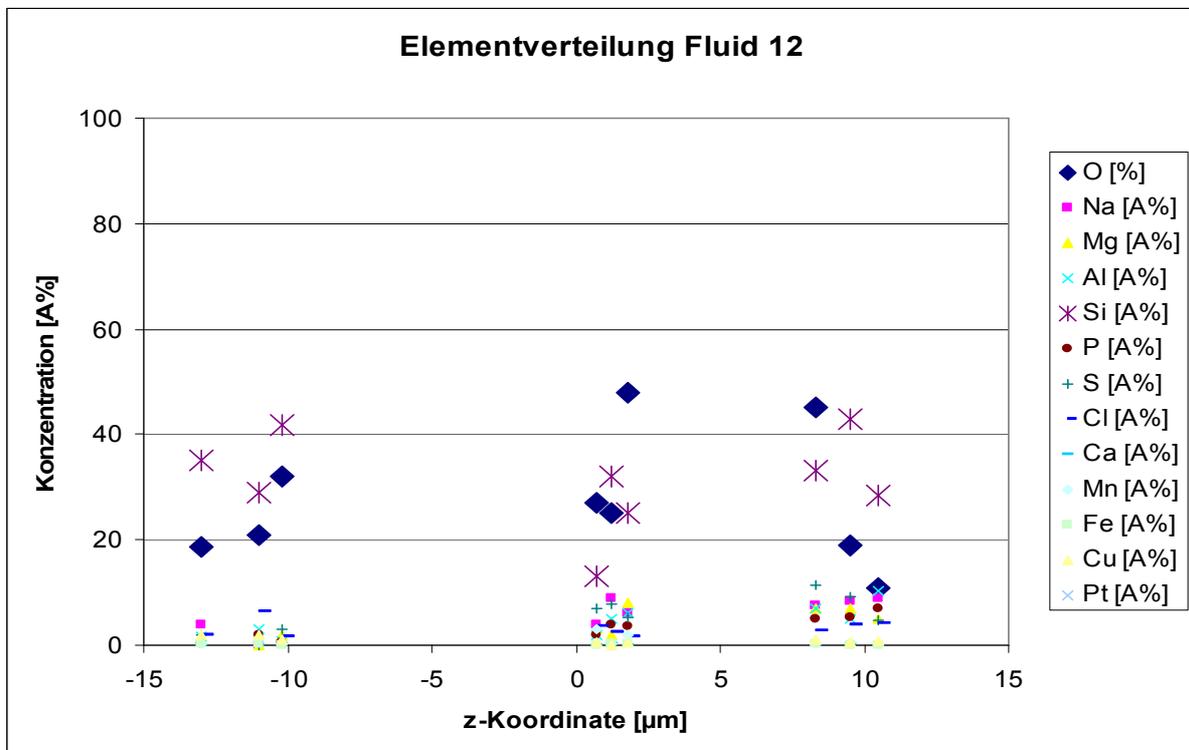
**Bild 99:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 2)



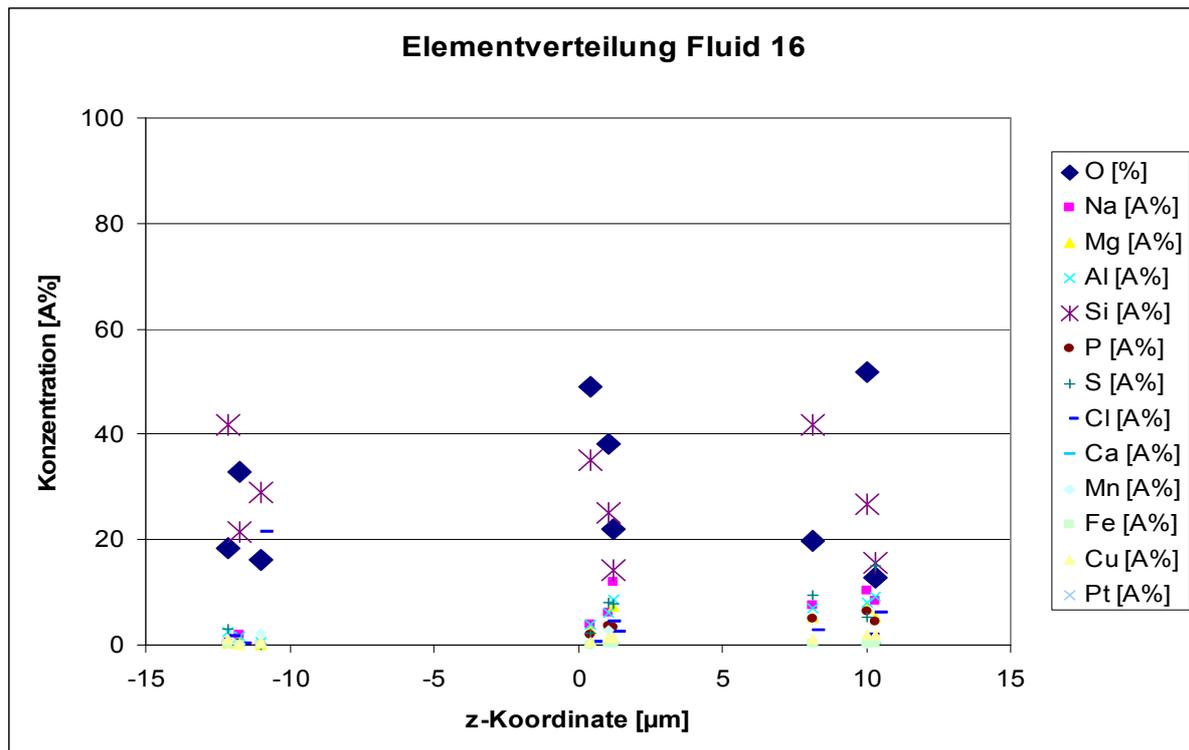
**Bild 100:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 3)



**Bild 101:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 11)

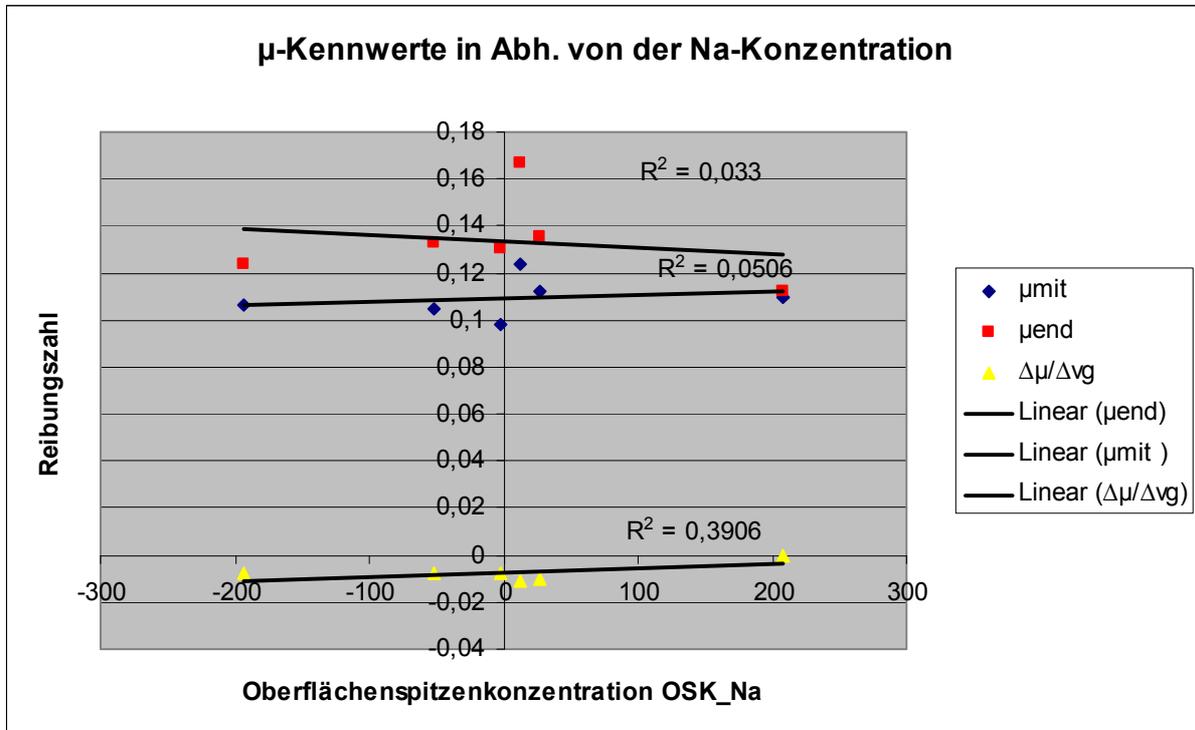


**Bild 102:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 12)

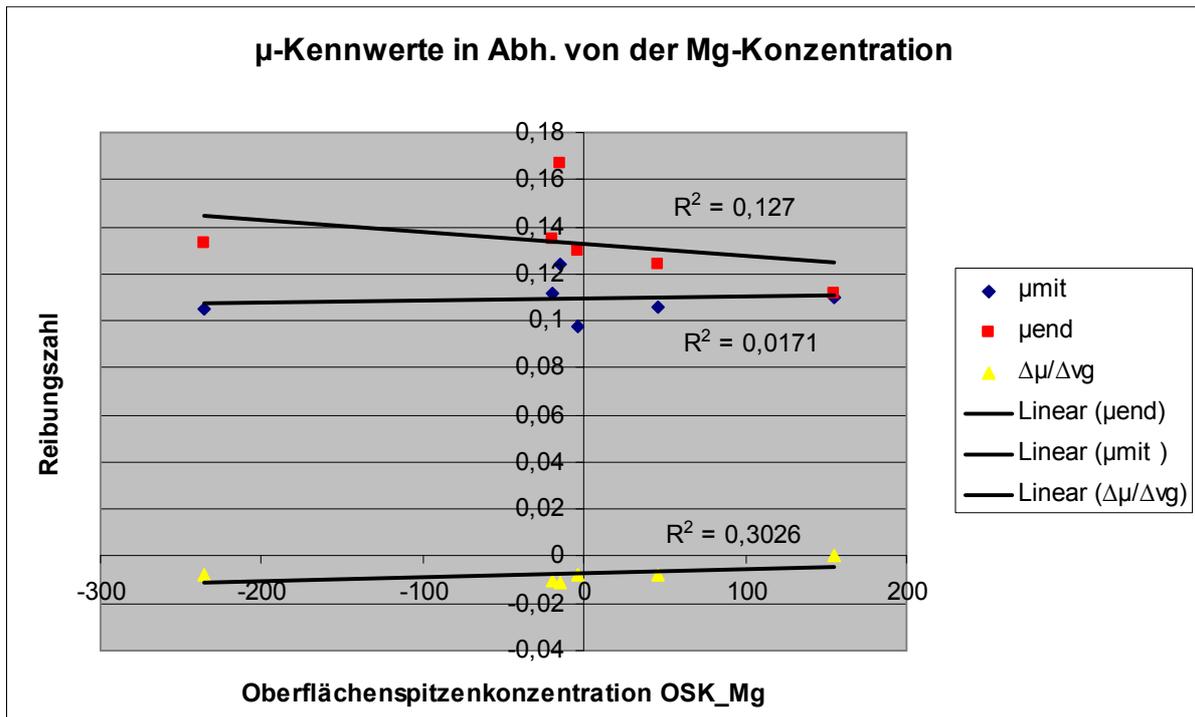


**Bild 103:** Elementverteilung vor dem Versuchsdurchlauf (Fluid 16)

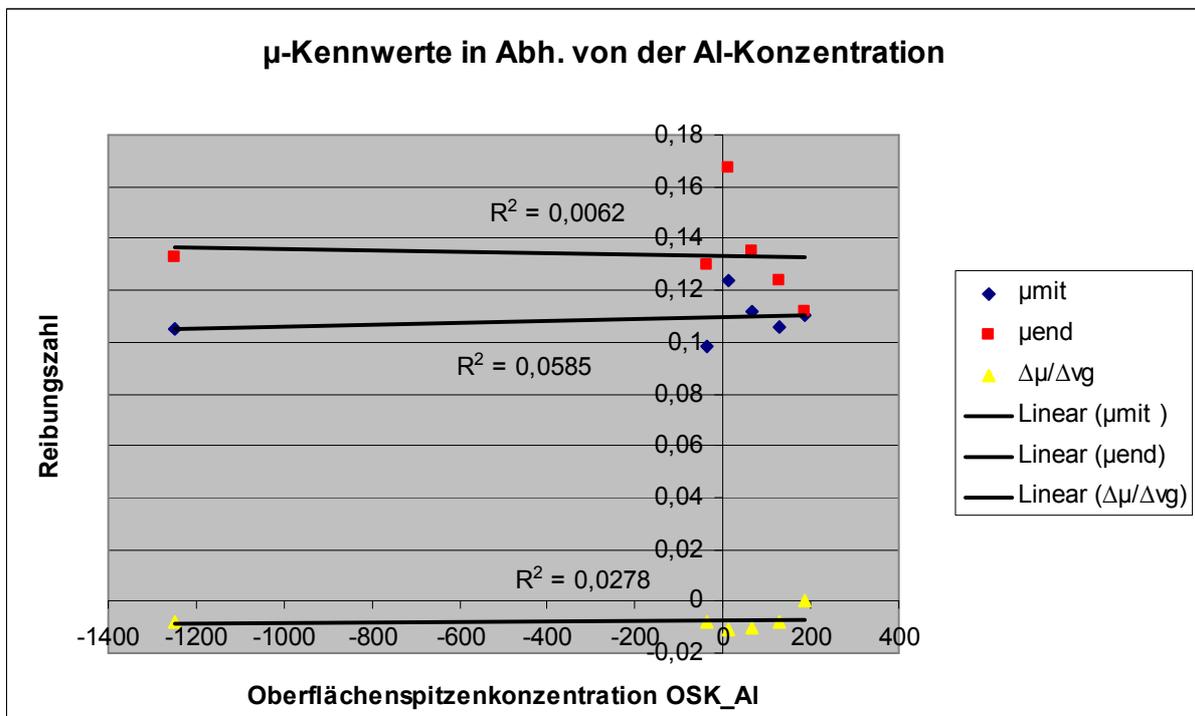
## Anhang VI: Einzel-Korrelationen der Elementverteilungen zum Reibungsverhalten; gelaufene Belagproben (RP 1)



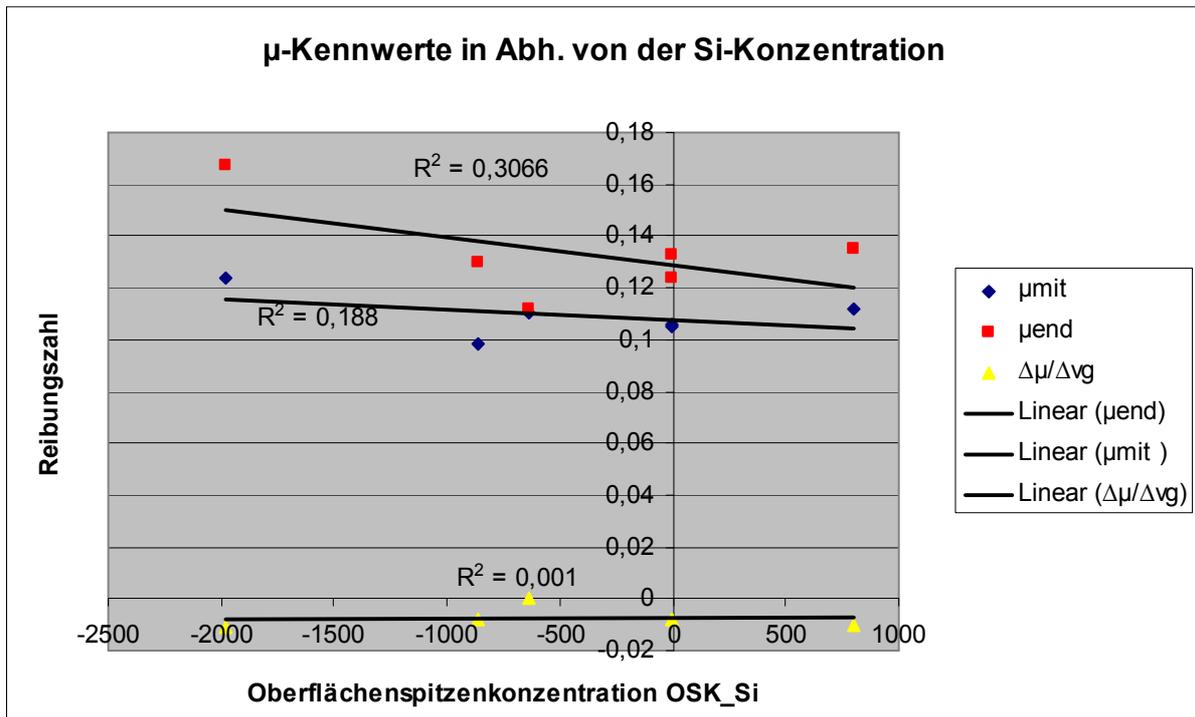
**Bild 104:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Natrium nahe der topographischen Belagspitzen



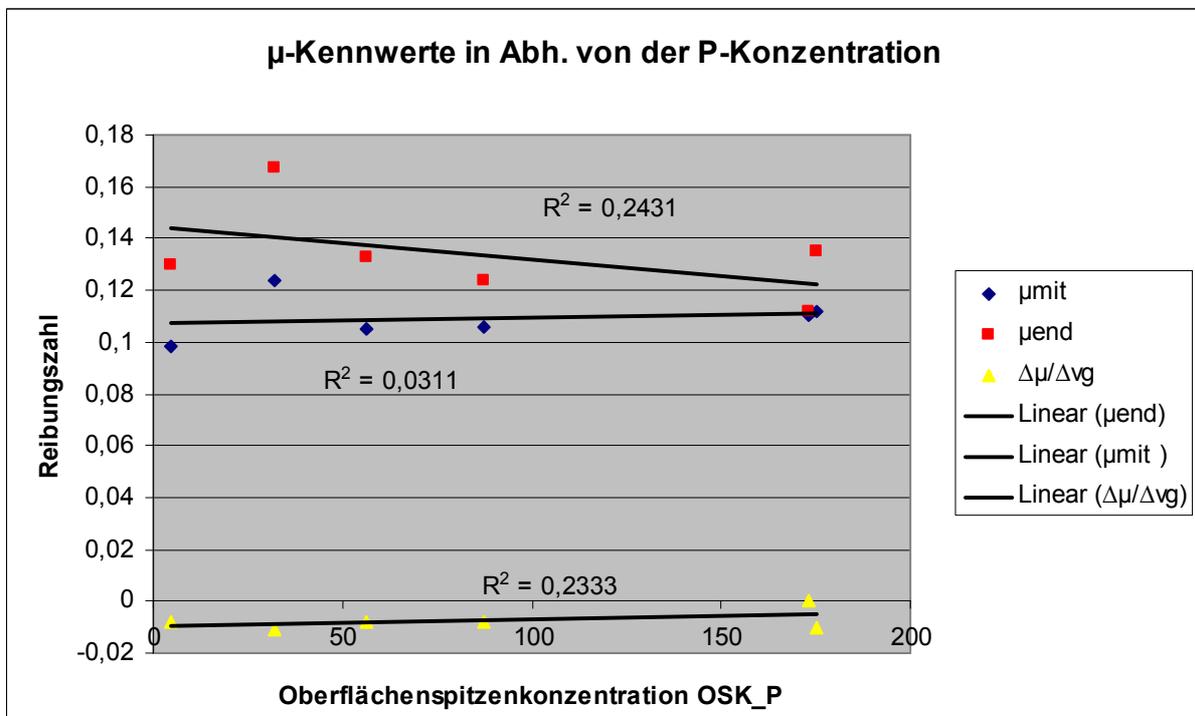
**Bild 105:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Magnesium nahe der topographischen Belagspitzen



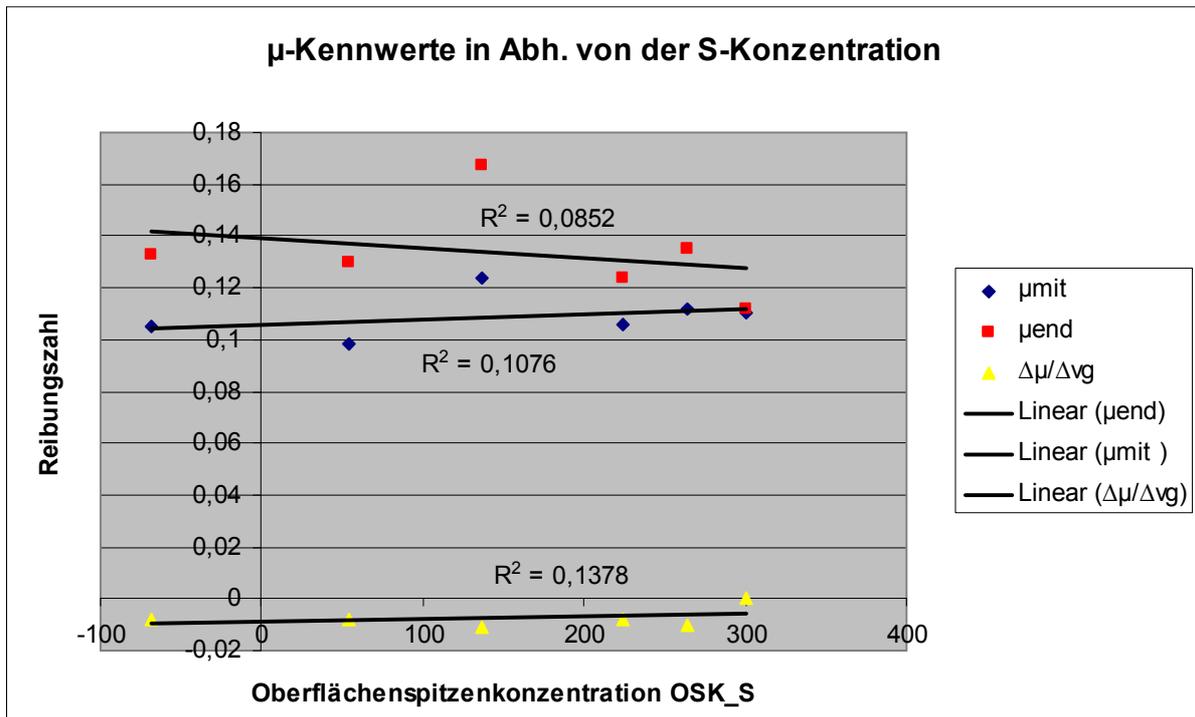
**Bild 106:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Aluminium nahe der topographischen Belagspitzen



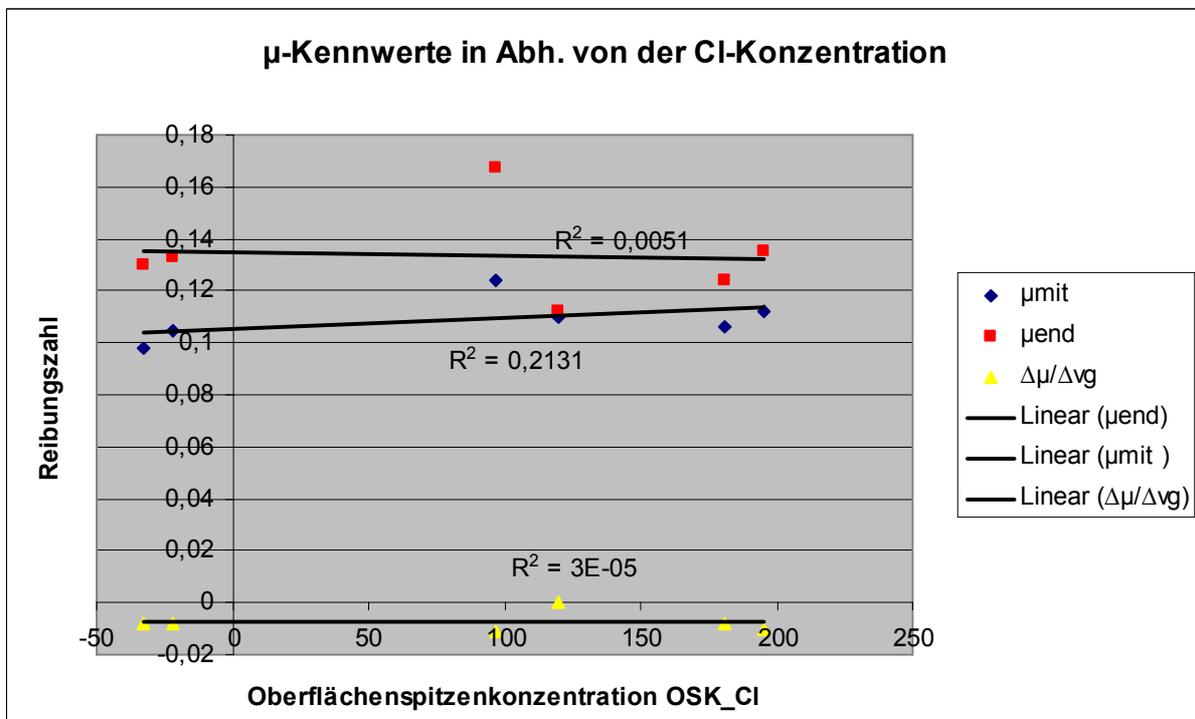
**Bild 107:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Silizium nahe der topographischen Belagspitzen



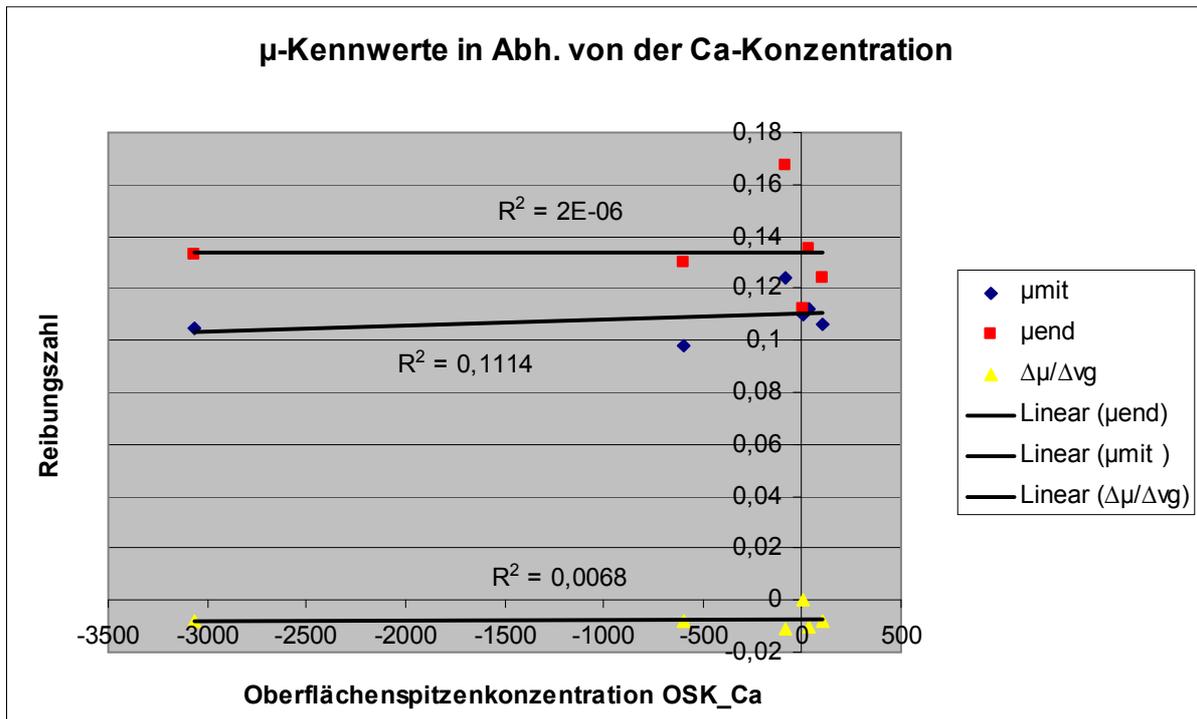
**Bild 108:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Phosphor nahe der topographischen Belagspitzen



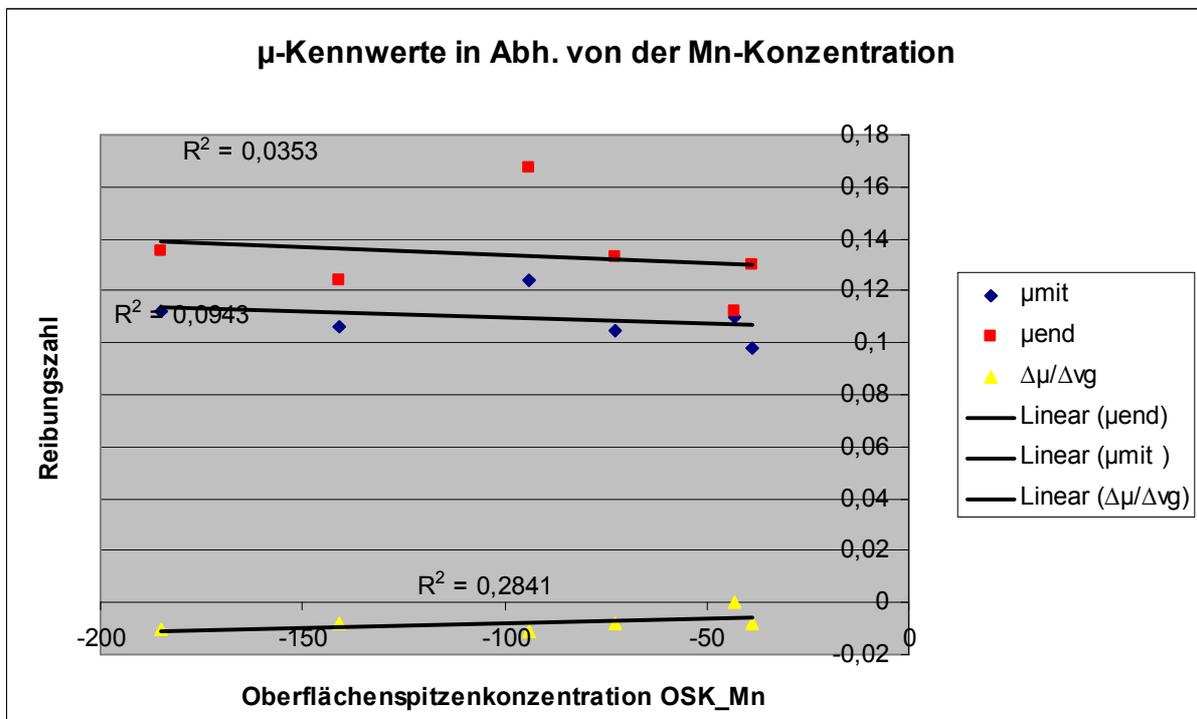
**Bild 109:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Schwefel nahe der topographischen Belagspitzen



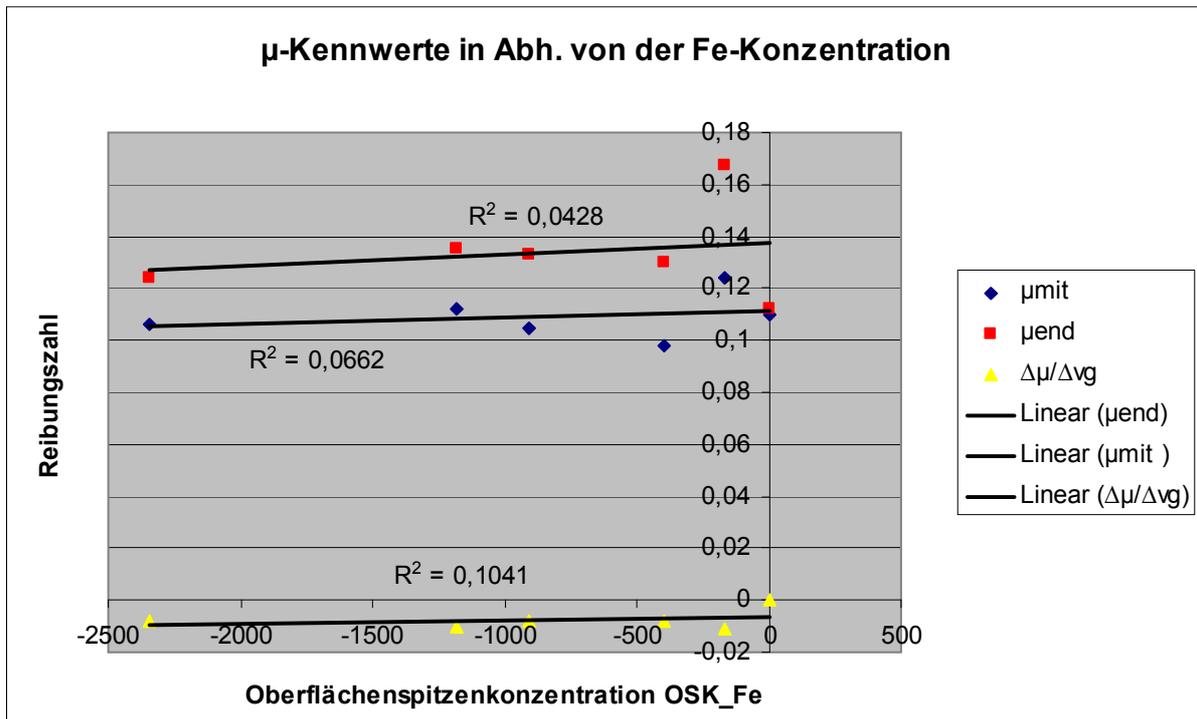
**Bild 110:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Chlor nahe der topographischen Belagspitzen



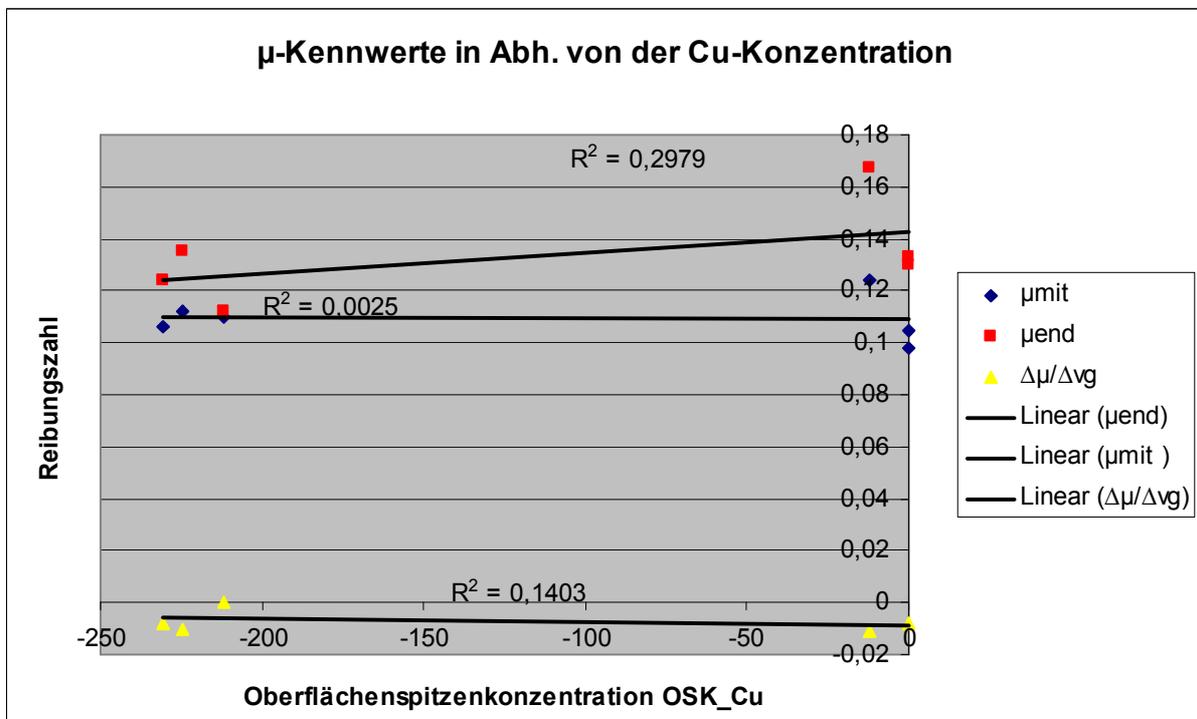
**Bild 111:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Kalzium nahe der topographischen Belagspitzen



**Bild 112:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Mangan nahe der topographischen Belagspitzen



**Bild 113:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Eisen nahe der topographischen Belagspitzen



**Bild 114:**  $\mu$ -Kennwerte in Abhängigkeit von Kupfer nahe der topographischen Belagspitzen

## Anhang VII: Prinzip der SNMS-Messungen

Die SNMS (Sekundärneutralteilchen-Massenspektrometrie, engl. Sputtered neutrals mass spectrometry) ist auch unter der Bezeichnung Massenspektrometrie zerstäubter Neutralteilchen bekannt. Beim Prinzip der SNMS werden Festkörper oder Pulver mit einem fein fokussierten **Ionenstrahl** beschossen. Häufig werden hierfür Cs<sup>+</sup>, O<sub>2</sub><sup>+</sup>, O<sup>-</sup>, Ar<sup>+</sup> und Ga<sup>+</sup> Primärionen mit einer Energie von einigen keV verwendet. Die SNMS ist zur Charakterisierung von Elementzusammensetzung, Konzentrations-Tiefenprofilen und Schichtdicken geeignet. Über einen kontinuierlichen Beschuss der jeweiligen Oberfläche (Argonionen aus einem Hochfrequenz-Niederdruckplasma) wird Material vom Festkörper abgetragen und in einem Massenspektrometer nachgewiesen. Somit erhält man unter Nutzung eines Eichstandards quantitative Informationen über die Konzentrationsänderung der Elemente in Abhängigkeit von der Tiefe [8], [32], [71].

Ein typischer Messfleckdurchmesser beträgt etwa 4...6 mm. Die Auflösung in Tiefenrichtung liegt im Rahmen solcher Untersuchungen zwischen etwa 0,1 und 0,5 nm je Element. Stützstellen der Elementkonzentrationen über der Tiefe werden je nach Werkstoff und Anzahl der zu betrachtenden Elemente ca. alle 1 bis 5 nm aufgenommen. Die Analyse mithilfe von Ionen ist ein äußerst oberflächensensitives Verfahren und eine hohe Genauigkeit besitzt. Daher ist sie sehr empfindlich gegenüber der Verschmutzung der Probe. Um mögliche Störeinflüsse zu vermeiden, werden die Untersuchungen in einem **Vakuum** mit einem Druck im Bereich von ca. 10<sup>-8</sup> Pa oder niedriger durchgeführt. Bei solchen Drücken spricht man von einem Ultrahochvakuum [71].

Häufig verwendete **Ionenquellen** sind Flüssigmetallionenquellen und elektrodynamische Ionenquellen. Die Flüssigmetallionenquellen bestehen aus einem geheizten Behälter für die Primärionen und einer feinen Rhenium- oder Wolframnadel, die an ihm angeschlossen ist. Zwischen der Nadelspitze und einer Extraktionselektrode wird ein starkes elektrisches Feld erzeugt, wodurch das an der Spitze geschmolzene Metall durch Feldionisation emittiert wird. Bei der elektrodynamischen Ionenquelle wird das zu ionisierende Metall durch eine Kapillare verdampft und an einer so genannten Taylor-Spitze ionisiert. Die Primärionen dringen bis auf einen geringe Anteil, der re-

flektiert wird, in den Körper ein. Dort verlieren sie durch Stöße mit den Atomen der Probe ihre Energie und werden letztlich in den Körper implantiert. Dies führt zu chemischen und strukturellen Veränderungen in oberflächennahen Bereichen. Teilweise findet auch die Aufspaltung von Molekülen statt. Schließlich werden Photonen und Elektronen emittiert; neutrale oder geladene Atome, Moleküle oder Cluster verlassen den Körper. Dieser Prozess wird „Sputtern“ bezeichnet [8], [32], [71].

Die emittierten Partikel werden für analytische Zwecke verwendet. Den Hauptanteil (99%) bilden jedoch Neutralteilchen, die für eine Untersuchung nach dem Auslösen ionisiert werden. Diese **Nachionisation** erfolgt typischerweise durch die Wechselwirkung der Neutralteilchen mit Photonen eines Laserstrahls, Elektronen eines Elektronenstrahls oder einem Elektronengas, wobei die Photoionisation die gängigste Methode ist. Bei jedem Ionisierungsverfahren wird auch die Zusammensetzung des Neutralteilchens verändert. Bei der Einphotonionisierung muss dem neutralen Teilchen durch die Wechselwirkung mit einem Photon eine Energiemenge übergeben werden, die zur Ionisation ausreichend ist. Da die notwendige Energie der meisten Atome und Moleküle zwischen 5eV und 12eV liegt, was einer Wellenlänge von 250 bis 100 nm entspricht, stammen die benötigten Wellenlängen aus dem ultravioletten beziehungsweise dem Vakuumultravioletten Bereich [71].

Die Anregung mittels der Einphotonionisierung ist nicht selektiv, da keine angeregten reellen Eigenzustände beteiligt sind. Sie kommt insbesondere bei der Ionisierung von Molekülen zum Einsatz, da mit ihr die Anregung von Vibrations- und Rotationszuständen sehr gering bleibt und somit ihre Fragmentierung unwahrscheinlich ist. Somit ist dieses Verfahren wegen seiner geringen Selektivität und der hohen Ionisierungswahrscheinlichkeit für eine quantitative Elementanalyse bestens geeignet [8], [71].

Ist die Energie eines Photons nicht ausreichend, um ein Neutralteilchen zu ionisieren, so wird dies über die Wechselwirkung mit mehreren Photonen bewerkstelligt. In einem solchen Multiphotonenprozess verfügen die einzelnen Photonen nicht die notwendige Energie, das Teilchen auf sein Ionisierungspotenzial zu heben. Daher durchwandert das Atom oder Molekül eine Reihe von Zwischenzuständen steigender Energie. Diese so genannten „virtuellen Zustände“ haben eine sehr kurze Lebensdauer im Bereich von 10–15 Sekunden, sodass man von einer quasi gleichzeitigen Absorption von mehreren Photonen sprechen kann. Diesen Vorgang nennt man

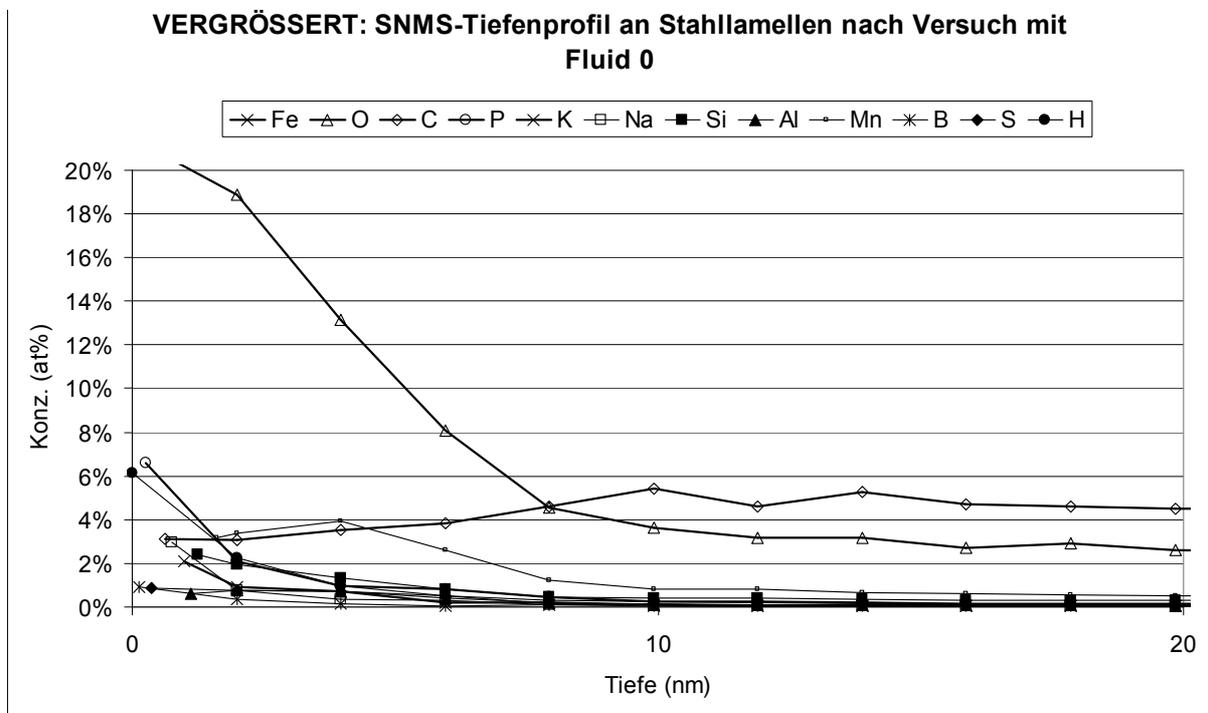
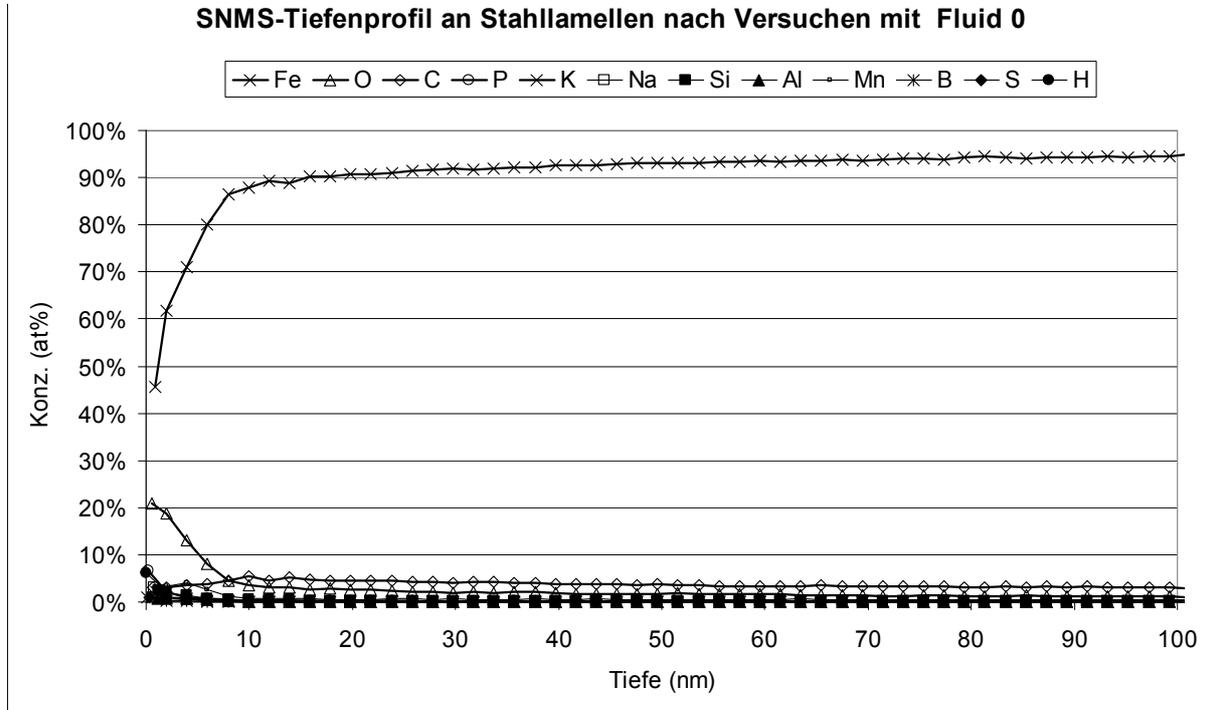
nicht-resonante Multiphotonionisierung. Um eine hocheffiziente und gleichwertige Ionisierung aller Partikel zu gewährleisten, müssen die Einstellungen so festgelegt werden, dass die Ionisierung auch für kleine Partikel gesättigt ist. Wegen der hohen Effizienz und der geringen Selektivität eignet sich die nicht-resonante Multiphotonionisierung sehr gut für eine quantitative Elementanalytik. Eine molekulare Oberflächenanalyse ist mit ihr nicht möglich, weil es aufgrund der hohen Photonendichten zu einer Fragmentierung der Moleküle kommen kann [8], [71].

Die resonante Multiphotonionisierung hingegen beschreibt einen real mehrstufigen Prozess, bei dem mehrere Photonen in Schritten beteiligt sind. Das Neutralteilchen absorbiert die Energie der Photonen und nimmt verschiedene eigene Zustände ein, bis das letzte Photon zur Ionisierung führt. Die resonante Multiphotonionisierung verfügt über eine ausreichend große Empfindlichkeit, die Erkennung von einzelnen Atomen oder Molekülen in der Probe zu ermöglichen. Weiterhin ist die Selektivität der Ionisierung für Partikel hoch, für die die Resonanzbedingung erfüllt ist [8], [71].

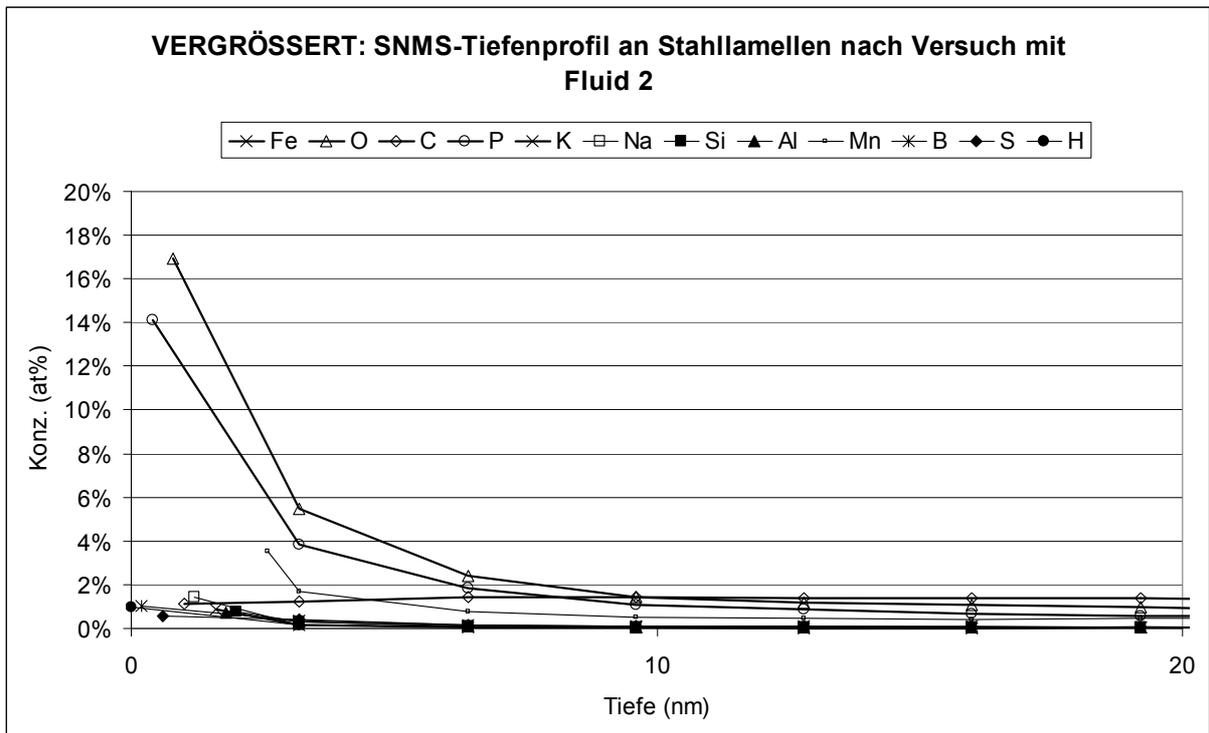
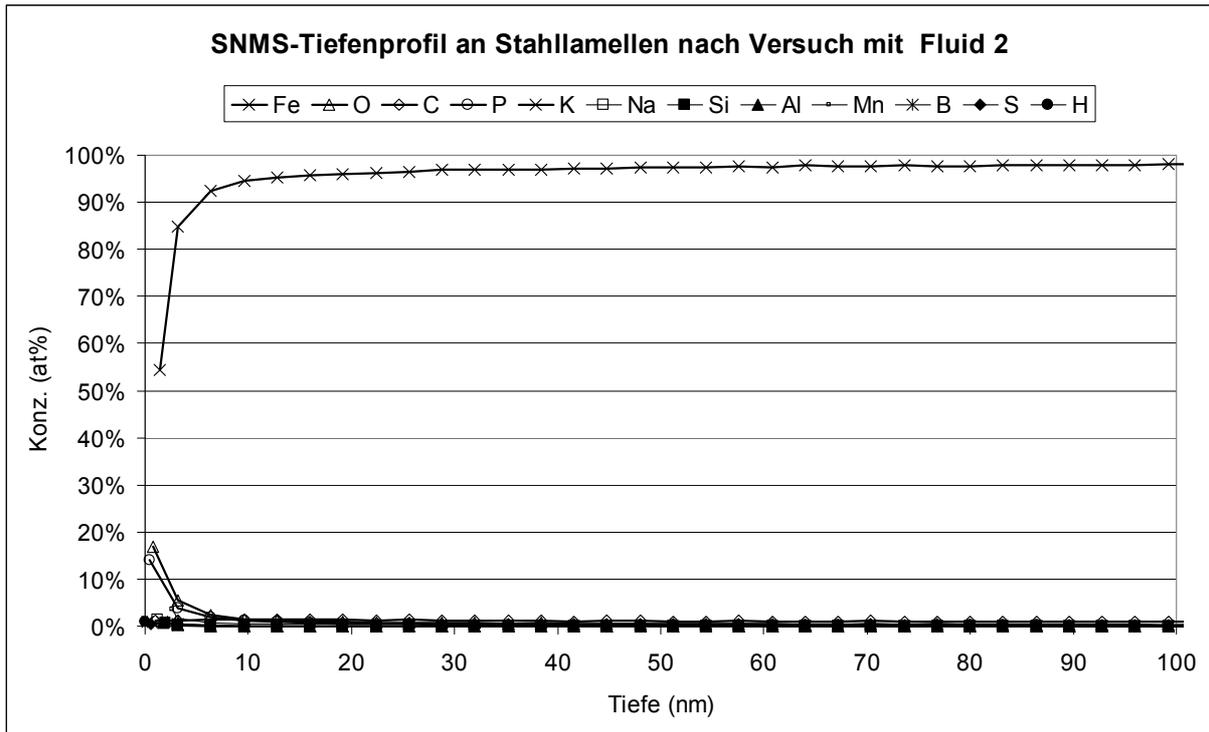
Eine quantitative Beschreibung der Konzentration der Elemente ist zu einem gewissen Maße bereits aus den gemessenen Intensitäten möglich. Genauere Aussagen können über Standards bekannter Konzentrationen getroffen werden, wobei die Nachweisgrenze bei 0,01 ppm liegt und eine Tiefenzuordnung der Elemente auf wenige nm genau möglich ist. Fokussiert man den Ionenstrahl auf einen Punkt der Probe, so ist durch den Materialabtrag eine Tiefenprofilanalyse mit einer Tiefenzuordnung im Nanometer-Bereich möglich [8], [32], [71].

## Anhang VIII: SNMS-Analysen (RP 1)

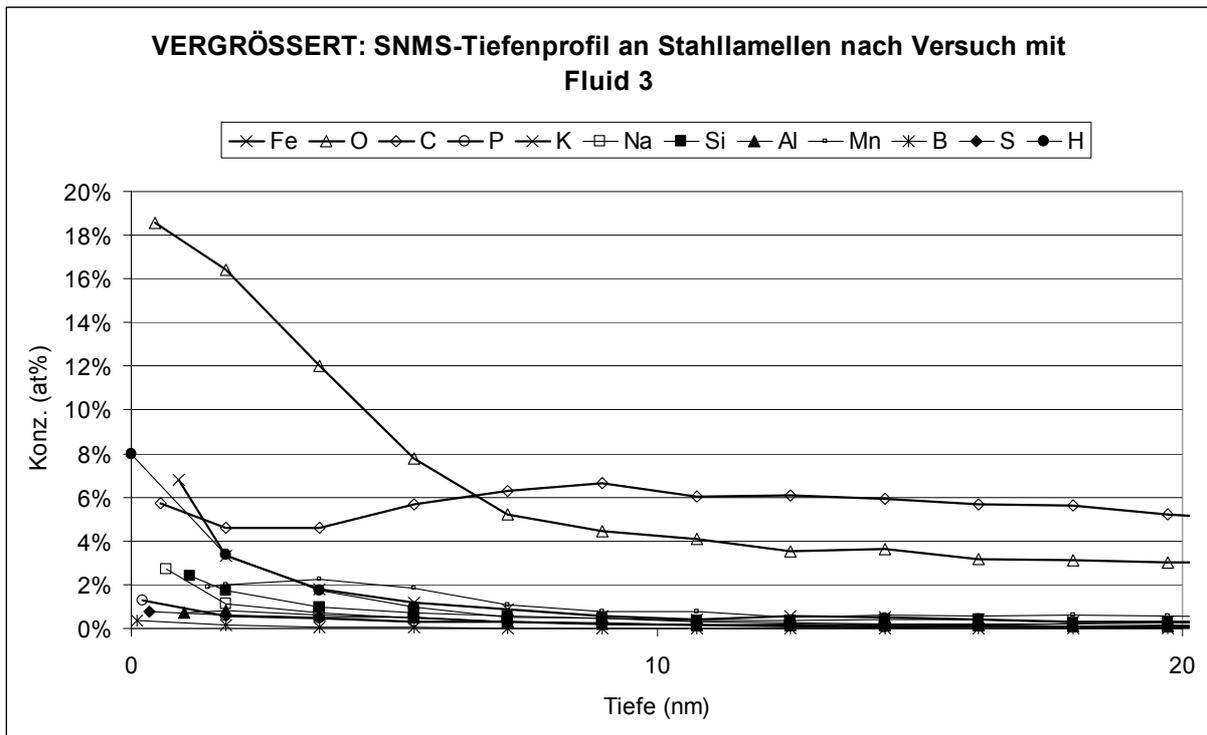
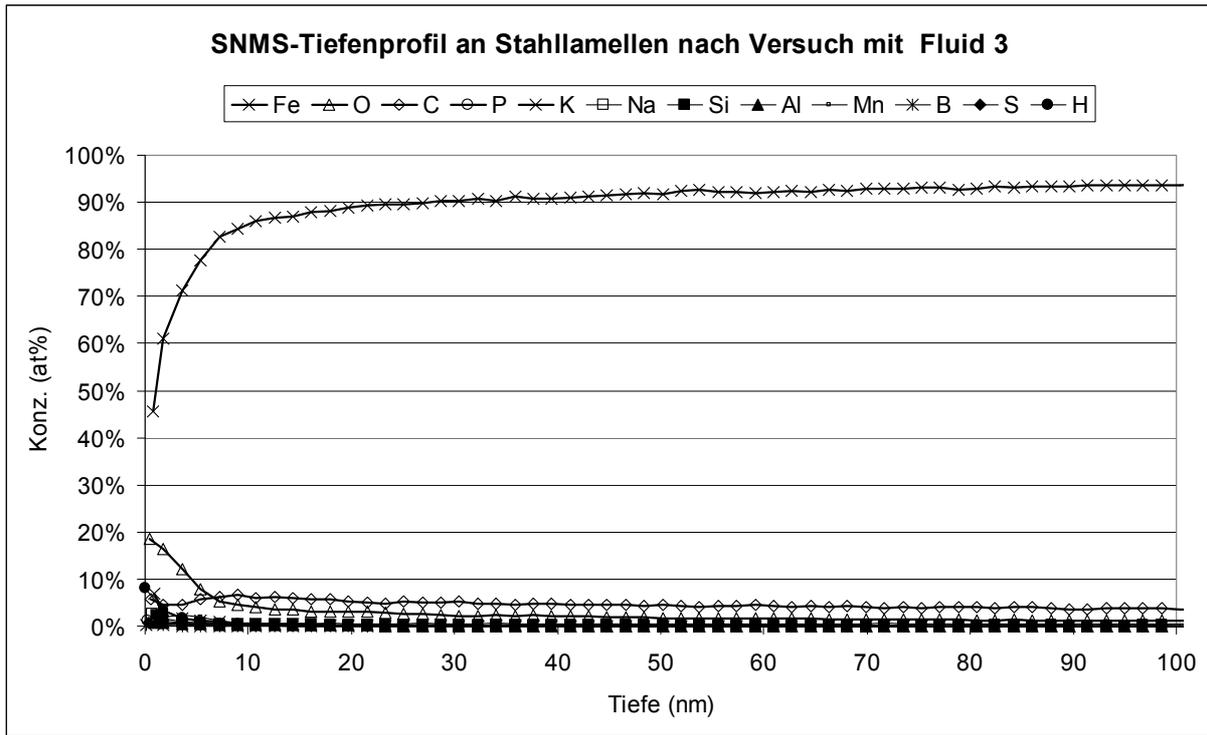
### SNMS-Analysen Fluide 0; 2; 3; 11; 12; 16



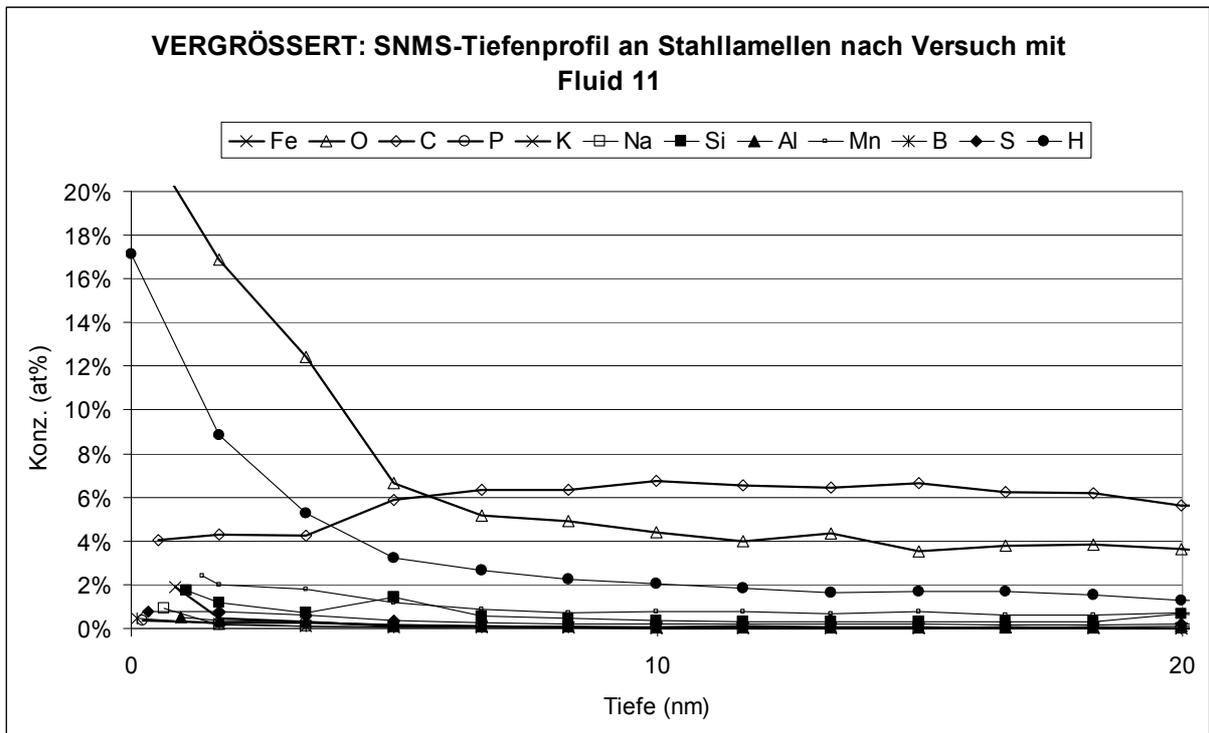
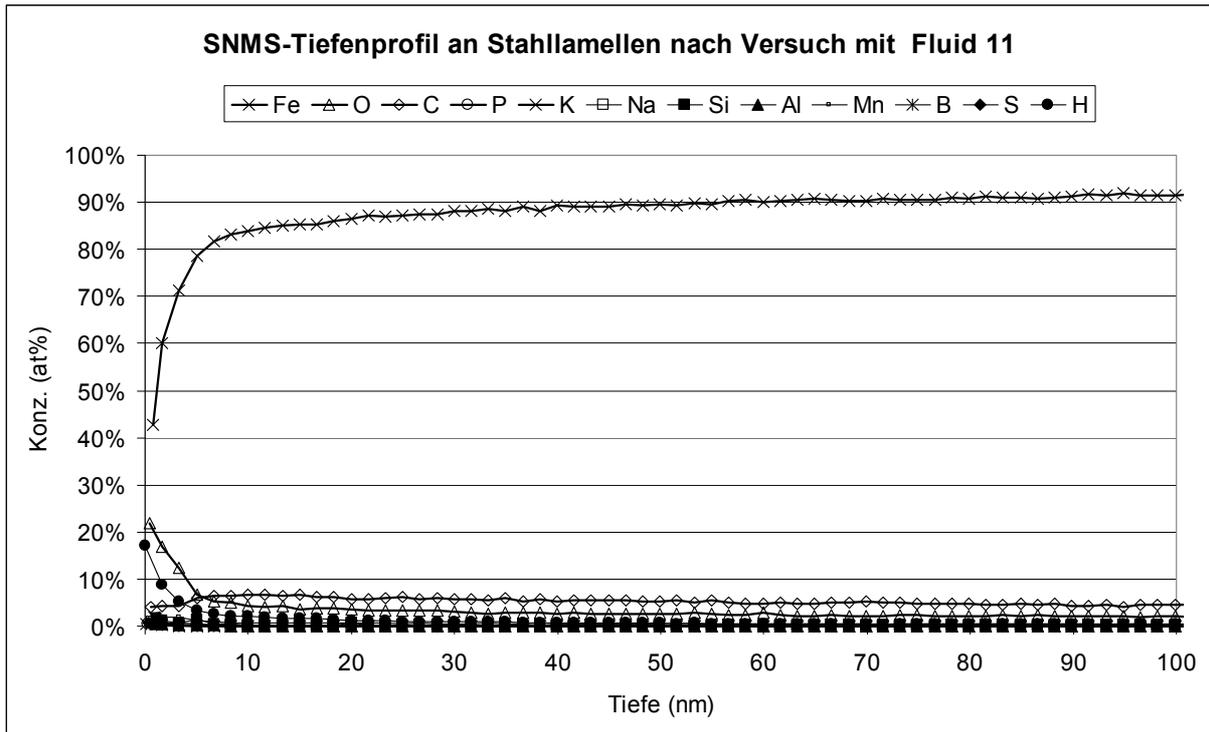
**Bild 115:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 0



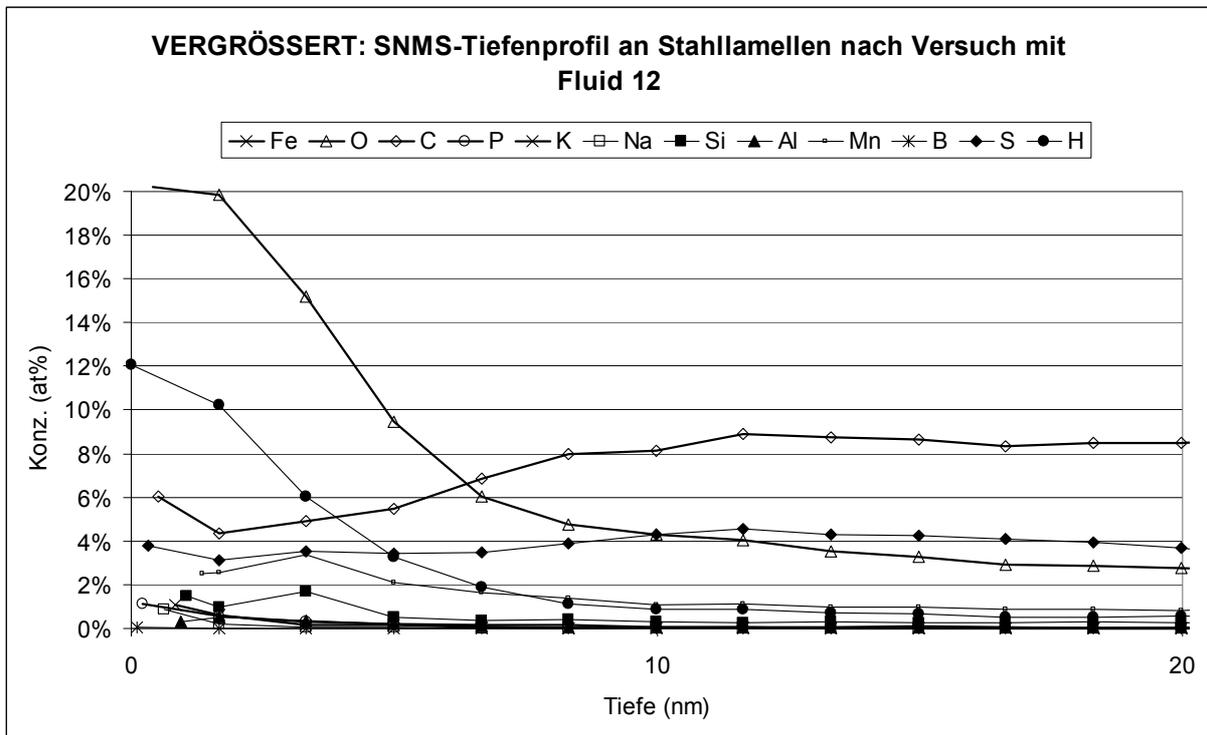
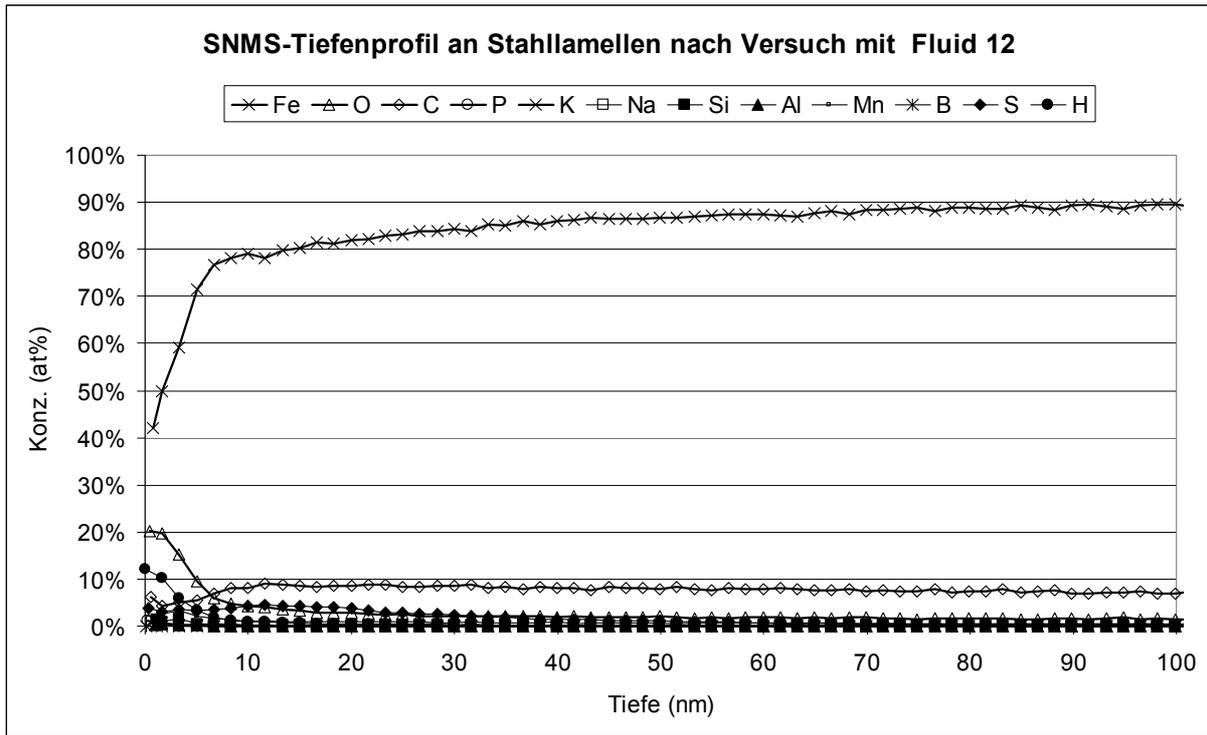
**Bild 116:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 2



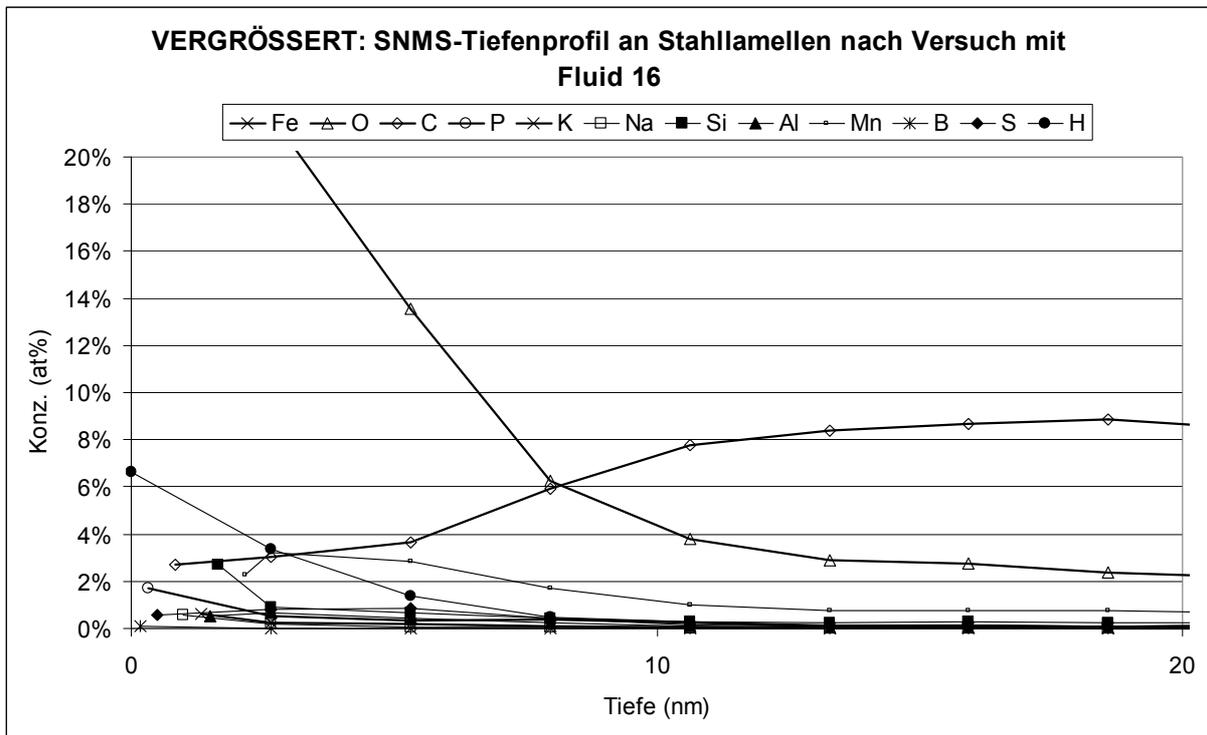
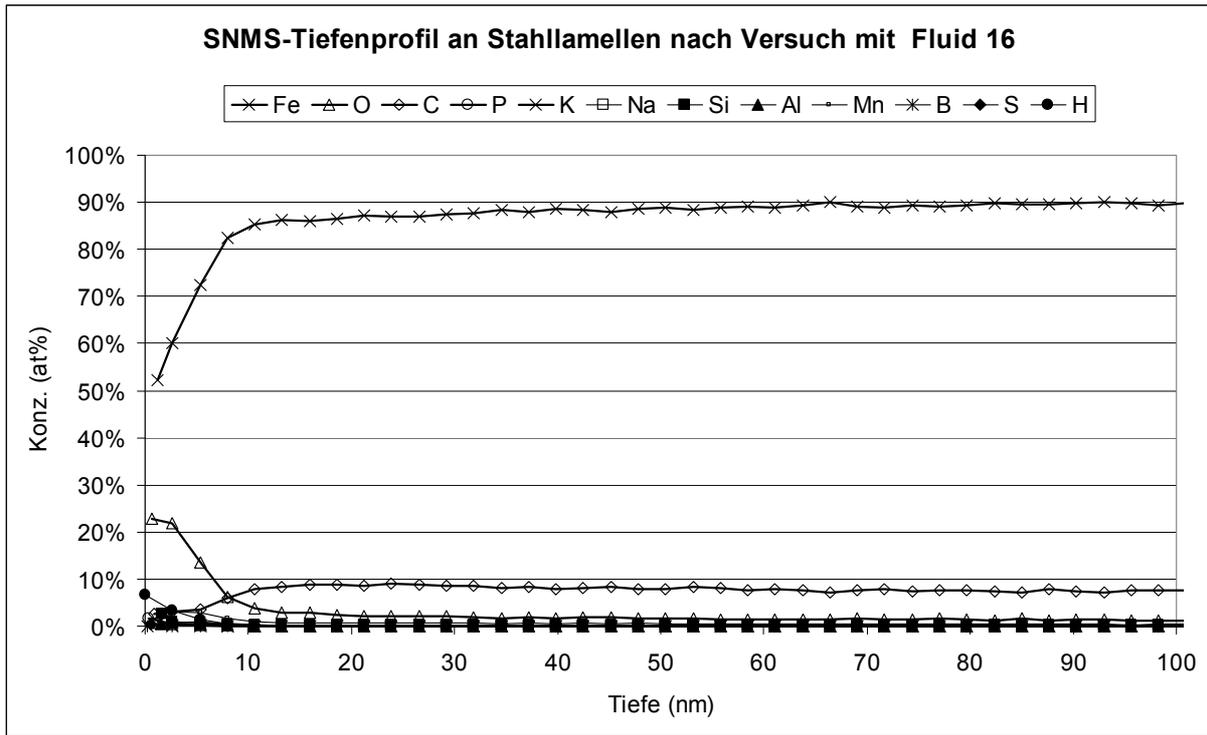
**Bild 117:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 3



**Bild 118:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 11



**Bild 119:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 12



**Bild 120:** SNMS-Tiefenprofil an Stahllamelle, Fluid 16

## Anhang IX: Messeinrichtung für Topographiemessungen

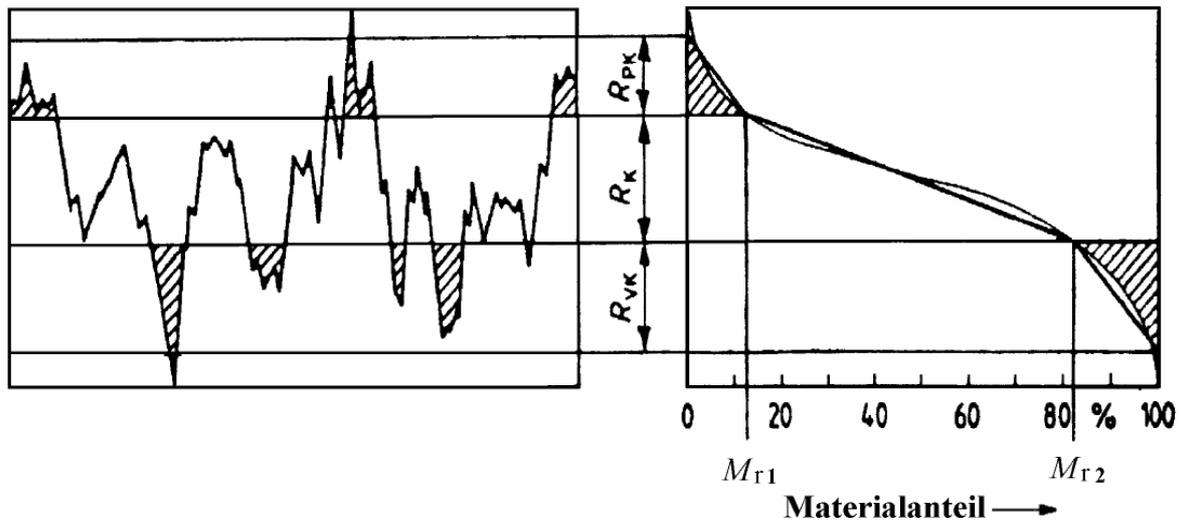
Die Topographiemessungen wurden mit einer Messanlage der Fa. UBM Messtechnik GmbH Messsysteme durchgeführt.

Messungen wurden jeweils an Vorder- und Rückseite von Lamellen (RP1 und RP2) vorgenommen. Die Stahlreibflächen wurden hierfür lokal mit Lösungsmittel (Ethanol) gereinigt. Es wurden an den Stahlreibflächen – mittig, zwischen Innen- und Außendurchmesser des Belags – quadratische Messfelder mit 1 mm Seitenlänge (an den Belagreibflächen mit 2 mm Seitenlänge), jeweils mit 100 x 100 Stützstellen aufgenommen. Die einzelnen Linien werden hierbei quer zur Bearbeitungs- bzw. Gleitrichtung an der Reibfläche ausgerichtet. Die aufgenommenen Topographie-Daten werden mit dem zugehörigen EDV-Programm ausgewertet. Neben der graphischen Darstellung der Oberflächen können mit dem Programm gängige Kennwerte ausgegeben werden.

Die versuchsbegleitende Dokumentation der Reibflächen-Topographien stützt sich neben dem bekannten DIN-Kennwert  $R_a$  auf den Kennwert  $R_K+R_{PK}$ . Zusätzlich wurde der Kennwert  $R_t$  als die Maximale Rautiefe ermittelt.

Der **Mittenrauwert  $R_a$**  (DIN EN ISO 4762) beschreibt die Rauigkeit einer technischen Oberfläche, die beispielsweise durch Zerspanen, Urform- oder Umformprozesse hergestellt wurde. Zur Ermittlung dieses Messwertes wird die Oberfläche auf einer definierten Messstrecke abgetastet und sämtliche Höhen- und Tiefenunterschiede der rauen Oberfläche aufgezeichnet. Nach der Berechnung des bestimmten Integrals dieses Rauigkeitsverlaufes auf der Messstrecke wird abschließend dieses Ergebnis durch die Länge der Messstrecke dividiert. Die Spanne der Rauigkeitswerte reicht von 25  $\mu\text{m}$  bei sehr rauen Flächen mit spürbaren Riefen bis hin zu 0,1  $\mu\text{m}$  mit nicht mehr sichtbaren Bearbeitungsspuren.

Zur Erläuterung der weiteren Rauheitskennwerte (DIN EN ISO 4287, 4776) siehe **Bild 121**:



**Bild 121:** Annäherung der Materialanteilkurve durch drei Geraden und die daraus abgeleiteten Kenngrößen (DIN EN ISO 4287)

Die **Materialanteilkurve** (Abbott-Kurve) gibt den Materialanteil in Abhängigkeit vom Schnittniveau an. Ein Sonderfilterverfahren mit Rautiefenunterdrückung ergibt das Rauheitsprofil nach DIN EN ISO 4776. Eine spezielle Ausgleichsgerade an der Abbott-Kurve teilt diese in drei Bereiche:

**Kernrautiefe  $R_k$**  ist die Tiefe des Rauheitskernprofils.

**Reduzierte Spitzenhöhe  $R_{pk}$**  ist die gemittelte Höhe der aus dem Kernbereich herausragenden Spitzen.

**Reduzierte Riefentiefe  $R_{vk}$**  ist die gemittelte Tiefe der aus dem Kernbereich in das Material hineinragenden Profiliriefen.

Die Einzelrautiefe  $Z_1$  ist der senkrechte Abstand des höchsten vom tiefsten Profilverpunkt. Die Gemittelte Rautiefe  $R_z$  ist der Mittelwert aus den Einzelrautiefen aufeinanderfolgender Einzelmessstrecken. Die **Maximale Rautiefe  $R_t$**  (auch:  $R_{max}$ ) ist die größte Einzelrautiefe innerhalb der Gesamtmessstrecke.



## Dissertationen der FZG

1. PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
2. BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
3. HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
4. HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
5. ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
6. OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
7. RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
8. GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
9. TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
10. CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
11. THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
12. MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.
13. KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
14. BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.
15. HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.
16. HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
17. WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
18. ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München 1957.
19. RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
20. OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
21. UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern. TH München 1958.
22. LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München 1959.
23. JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
24. POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
25. EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.
26. PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.
27. SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München 1962.
28. ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
29. NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München 1964.
30. GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.

31. ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
32. REISTER, D. Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München 1965.
33. KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.
34. HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
35. LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
36. MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.
37. BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
38. LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
39. LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München 1967.
40. SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
41. MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
42. GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
43. GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
44. GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
45. BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
46. SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München 1969.
47. STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
48. SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.
49. STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
50. SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.
51. HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.
52. WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.
53. RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben – Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
54. RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen – Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
55. GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
56. KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München 1977.
57. KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.

58. WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München 1977.
59. HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
60. BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
61. PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München 1980.
62. FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
63. OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München 1982.
64. HORNUNG, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
65. WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München 1983.
66. VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
67. SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.
68. WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
69. MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
70. STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
71. JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
72. GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben – Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.
73. SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
74. SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.
75. FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
76. PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
77. HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.
78. MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
79. WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
80. KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
81. PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
82. PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
83. BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
84. entfallen
85. NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.

86. PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
87. SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.
88. COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
89. MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
90. ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.
91. KAGERER, E. Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
92. HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
93. VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
94. PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.
95. SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnradern. TU München 1993.
96. STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
97. ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
98. EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.
99. SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenketten. TU München 1994.
100. HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
101. WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München 1994.
102. SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München 1995.
103. MANN, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
104. RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getrieberechnungsprogramme. TU München 1995.
105. RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.
106. EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
107. RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
108. SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
109. HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
110. THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.
111. WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
112. PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.

113. SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
114. VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
115. HEITMANN, A. Entwicklung des i2-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
116. PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
117. KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München 1998.
118. DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München 1998.
119. WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München 1999.
120. SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München 2000.
121. KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München 2000.
122. FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i2-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München 1999.
123. LANGE, N. Hoch fressstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München 2000.
124. LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München 2000.
125. KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München 2000.
126. BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2000.
127. TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München 2001.
128. STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München 2001.
129. NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München 2001.
130. MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München 2002.
131. DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München 2002.
132. GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München 2002.
133. GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München 2002.
134. SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München 2002.
135. DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München 2003.
136. ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch, TU München 2003
137. SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München 2003.
138. MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München 2003.
139. GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München 2003
140. HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2003.

141. KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München 2004.
142. STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2004.
143. SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
144. LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
145. FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München 2004.
146. GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004
147. WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München 2004.
148. RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München 2005
149. KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im iz-Getriebe. TU München 2005
150. HEILEMANN, J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München 2005.
151. HEIZENRÖTHER, M. Das Stirnradradialdifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelradradialdifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München 2005.
152. WIMMER, A. Lastverluste von Stirnradverzahnungen – Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München 2006.
153. BRUCKMEIER, S. Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München 2006.
154. HAUSER, C. Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 2007.
155. GROSSL, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2007.
156. STEINBERGER, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München 2007.
157. JAROS, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München 2007.
158. RADEV, S. Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München 2007.
159. BRAYKOFF, C. Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München 2007.
160. STANGL, M. Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München 2007.
161. STENICO, A. Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2007.
162. SCHWIENBACHER, S. Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2008.
163. WINKLER, J. Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München 2008.
164. WIRTH, C. Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2008.
165. KREIL, O. Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München 2009.
166. OTTO, H.-P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München 2009.
167. OTTO, M. Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München 2009
168. TOMIC, M. Zum Verschleiß von Kegelreibrkupplungen, Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München 2009
169. WEISEL, C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München 2009
170. WEITL, R. Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München 2010
171. MULZER, F. Systematik hochübersetzender koaxialer Getriebe. TU München 2010