UNI STUTTGART

Berichte aus dem
Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Max Sommer

Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell

Bericht Nr. 159

D 93
ISBN 978-3-936100-60-X

Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Einfluss des Schmierfetts auf das tribologische System Radial-Wellendichtung – Betriebsverhalten und Funktionsmodell

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Max Sommer
aus Ulm

Hauptberichter:	apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Tag der mündlichen Prüfung:	22. Januar 2015

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart.

Ein ganz besonderer Dank gebührt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am IMA, für die mir gewährte Möglichkeit zur Promotion. Sein stets offenes Ohr und die mir gegebene wissenschaftliche Freiheit trugen entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, Leiter des Instituts für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart, danke ich für die Übernahme des Mitberichts und die konstruktiven Hinweise.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Leiter des IMA, danke ich für das positive und offene Klima am Institut.

Der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH und insbesondere Herrn Thomas Litters gilt mein Dank für die Bereitstellung der verwendeten Schmierfettmuster.

Allen Kolleginnen und Kollegen am Institut danke ich für die sehr positive Zusammenarbeit und die gute Zeit am IMA. Insbesondere danke ich hierbei Herrn Dr.-Ing. Michael Narten für die Durchsicht meiner Arbeit.

Allen studentischen Hilfskräften danke ich für ihre Unterstützung bei den Laborarbeiten.

Bei meinen Eltern bedanke ich mich herzlichst für die fortwährende und selbstlose Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung.

Mein wärmster Dank geht an meine Partnerin Alush für die stete Motivation und den Rückhalt während des Erstellens dieser Arbeit.

Stuttgart, im Januar 2015 Max Sommer

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Abkürzungen und Indices V

Kurzfassung IX

Abstract X

1 Einleitung 1

1.1 Ziel der Arbeit 1

1.2 Untersuchungsmethodik 2

1.3 Aufbau der Ausarbeitung 3

2 Begriffsdefinitionen 5

3 Stand der Technik 6

3.1 Dichtsystem Radial-Wellendichtung 6

3.1.1 Aufbau 6

3.1.2 Funktion 7

3.2 Schmierfette 13

3.2.1 Aufbau 13

3.2.2 Statische Eigenschaften 13

3.2.3 Rheologische Eigenschaften 14

3.2.4 Tribologie der Fettschmierung 20

3.3 Berührende Abdichtung von Schmierfetten 23

4 Versuchseinrichtungen 27

4.1 Rotationstribometer 27

4.2 Einzeldichtungsprüfstand 28

4.3 Viskosimeter 29

4.4 Radialkraftmessgerät 30

4.5 Rauheitsmessgerät 30

4.6 Topographiemessgerät 31
4.7 Laserscanningmikroskop 32
4.8 Digitalmikroskop 33
5 Verwendete Schmierfette 34
5.1 Referenzfett 34
5.2 Modellfette 34
5.2.1 Zusammensetzung 34
5.2.2 Grundöle 36
5.2.3 Verdicker 36
5.2.4 Konuspenetration 45
5.2.5 Viskosität 46
5.2.6 Linear-viskoelastische Eigenschaften 51
6 Hydrodynamische Schmierung 53
6.1 Messung von Gümbelkurven am Tribometer 53
6.1.1 Versuchsdurchführung 53
6.1.2 Versuchsergebnisse 57
6.1.3 Korrelation mit Schmierfetteigenschaften 61
6.2 Verifikation an Radial-Wellendichtung 68
6.2.1 Versuchsdurchführung 68
6.2.2 Versuchsergebnisse 69
7 Schmierstoffversorgung 76
7.1 Betrachtung der Schmierstoffversorgung am Tribometer 76
7.1.1 Versuchsdurchführung 76
7.1.2 Versuchsergebnisse 77
7.1.3 Korrelation mit der Walkpenetration 81
7.2 Verifikation an Radial-Wellendichtung 84
7.2.1 Versuchsdurchführung 84

7.2.2 Versuchsergebnisse 85

8 Verschleiß 90

8.1 Verschleißmessung am Tribometer 90

8.1.1 Versuchsdurchführung 90

8.1.2 Versuchsergebnisse 92

8.1.3 Korrelation mit Schmierfettkennwerten 100

9 Förderwirkung 102

9.1 Förderwirkung der Gegenlauffläche 102

9.1.1 Einfluss der Oberflächenstruktur 102

9.1.2 Einfluss von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung 107

9.1.3 Einfluss des Schmierfetts 109

9.2 Förderwirkung des Radial-Wellendichtrings 115

9.2.1 Versuchsdurchführung 115

9.2.2 Versuchsergebnisse 119

9.2.3 Korrelation mit Schmierfetteigenschaften 121

10 Funktionsmodell fettabdichtender Radial-Wellendichtungen 122

10.1 Schmierstoffversorgung des Dichtspalts 122

10.2 Mechanismen im Dichtspalt 123

10.2.1 Reibung 123

10.2.2 Verschleiß 126

10.2.3 Förderwirkung 128

11 Praxisbedeutung und Diskussion 130

12 Zusammenfassung und Ausblick 133

13 Literatur 136

14 Anhang 145

14.1 Dynamische Viskosität 145

14.2 Schmierfetteigenschaften der Modellfette 147
14.2.1 Schmierfette zur Bewertung des Verdickereinflusses 147
14.2.2 Schmierfette zur Bewertung von Verdickeranteil und Grundölart 148
14.3 Gümbelkurven..... 149

Formelzeichen, Abkürzungen und Indices

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
α	Kontaktflächenwinkel Öl- / Fettseite	°
β	Kontaktflächenwinkel Luftseite	°
γ	Deformation	-
$\dot{\gamma}$	Scherrate	$1/s$
δ	Phasenverschiebungswinkel	°
ζ	Kegelwinkel	°
η	dynamische Viskosität	Pas
η_{red}	reduzierte Viskosität	-
ϑ	Temperatur	$°C$
λ	Strukturwinkel	°
ν	kinematische Viskosität	mm^2/s
τ	Schubspannung	Pa
τ_F	Fließgrenze	Pa
τ_y	Nachgebegrenze	Pa
φ	Auslenkwinkel	°
ω	Kreisfrequenz	rad/s
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
a	Lagefaktor	-
a	Strukturabstand	m
A	Fitparameter	-
b	Breite	m
b	Formfaktor	-
B	Fitparameter	-
c	Verdickeranteil	%
C	Fitparameter	-
$c_{m/m}$	massenbezogene Konzentration	-
d	Durchmesser	m
D	Fitparameter	-
f	Reibwert	-

F	Kraft	N
f_{fest}	Reibwert Festkörperreibung	-
f_{fluid}	Reibwert Fluidreibung	-
f_{ges}	Gesamtreibwert	-
F_{Rad}	Radialkraft	N
FR	Förderrate	g/h
FU	Fließübergangsindex	-
G	Gümbelzahl	-
G	Schubmodul	Pa
G^*	komplexer Schubmodul	Pa
G'	Speichermodul	Pa
G''	Verlustmodul	Pa
h	Höhe	m
k	Konsistenz	-
m	Masse	kg
m	Steigung der ν-T-Geraden	$mm^2/(sK)$
M_R	Reibmoment	Nm
n	Fließindex	-
n	Drehzahl	$1/min$
n	Anzahl	-
p	Pressung	N/mm^2
q	Verteilungsdichte	-
R_z	gemittelte Rautiefe	μm
s	Auslenkung	m
s_{rel}	relative Standardabweichung	-
t	Zeit	s
t	Strukturtiefe	m
T	absolute Temperatur	K
t	Tiefe	m
t_F	Förderdauer	s
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
W_l	linearer Verschleiß	m
$W_{l/t}$	Verschleißgeschwindigkeit	m/h

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
Al	Aluminium
Al-S	Aluminiumstearat
Al-X	Aluminiumkomplexseife
Ca	Calcium
Ca-12-HS	Calcium-12-hydroxystearat
CARMEN	Computer Aided Roughness Measurement and Evaluation
Ca-X	Calciumkomplexseife
DIN	Deutsches Institut für Normung
EHD	Elastohydrodynamik
Gew.-%	Gewichtsprozent
HDK	Hochdisperse Kieselsäure
HRC	Härte nach Rockwell, Prüfverfahren C
ISO	International Organisation for Standardization
Li	Lithium
Li-12-HS	Lihium-12-hydroxystearat
Li-X 1	Lithiumkomplexseife Typ 1
Li-X 2	Lithiumkomplexseife Typ 2
LVE	linear-viskoelastisch
MÖ 1	Mineralöl 1
MÖ 2	Mineralöl 2
MBN	Mercedes-Benz-Norm
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
Ni/Cr-Ni	Nickel/Chrom-Nickel
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PAO	Poly-α-Olefin
PG	Polyglycol
PU	Polyharnstoff
RWDR	Radial-Wellendichtring

Indices

Index	Bedeutung
ˆ	Amplitude
0	Startwert
a	außen
GLF	Gegenlauffläche
GÖ	Grundöl
i	innen
j	Laufindex
m	gemittelt
RP	Elastomer-Ringprobe

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit trägt auf dem Stand der Technik aufbauend zum Verständnis fettabdichtender Radial-Wellendichtungen aus Elastomer bei. Hierzu erfolgt eine grundlegende Betrachtung des Einflusses von Bestandteilen und Eigenschaften der Schmierfette auf das Betriebsverhalten fettgeschmierter Elastomer-Stahl-Reibkontakte. Dem gehen mikroskopische und rheologische Analysen der verwendeten Modellfette bekannter Zusammensetzung voraus.

Um die Anzahl unbekannter Einflussfaktoren gering zu halten, wird ein Ring-Scheibe-Versuchsaufbau verwendet. An diesem werden Reibverhalten, Schmierstoffversorgung, Verschleiß und Förderwirkung in Abhängigkeit des Schmierfetts untersucht. Diese Untersuchungen werden an realen Radial-Wellendichtungen verifiziert.

Im Dichtspalt wird die Verdickerstruktur durch Scherung zerstört. Es befinden sich jedoch Verdickerpartikel im Dichtspalt. Diese beeinflussen das Betriebsverhalten maßgeblich. Der Einfluss des Verdickertyps ist hierbei deutlich stärker als die Einflüsse von Schmierfettkonsistenz oder Grundöltyp.

Es wird ein Zusammenhang zwischen dem Betriebsverhalten und rheologischen Schmierfettkennwerten vorgestellt. Damit lassen sich der Reibwert bei Mischreibung, die Gümbelzahl beim Übergang zu hydrodynamischer Reibung, das Auftreten von Mangelschmierung und der Verschleiß in Abhängigkeit von Schmierfetteigenschaften abschätzen.

Zur Bewertung des Einflusses von Verdickerpartikeln wird eine Ordnungszahl eingeführt. Diese berücksichtigt Größe und Form dieser Partikel. Mit der Ordnungszahl lässt sich die Auswirkung von Verdickerpartikeln und damit von Schmierfetten auf Reibverhalten, Verschleiß und Förderwirkung qualitativ beschreiben.

Auf den Ergebnissen aufbauend wird ein Funktionsmodell erstellt, welches die Vorgänge im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen erstmalig unter Berücksichtigung des Verdickers beschreibt.

Abstract

This thesis contributes to the understanding of the operational behavior of grease lubricated elastomeric radial shaft seals. Therefore, basic research is done on the tribological behavior of grease in a rubber-steel-tribocontact. This work is accompanied by rheological and microscopic analyses of the used greases. These greases are model greases with a known composition.

To reduce the number of unknown influences, a ring-on-disc test set up is used. With this test set up investigations are done on frictional behavior, supply with lubricant, wear and pumping rate in dependence of the grease. The results of these tests are validated in experiments using radial shaft seals.

The thickener network is destroyed in the sealing gap by the high shear forces. But thickener particles remain in the sealing gap. They show a huge impact on the operational behavior of the tribosystem. Thereby, the influence of the thickener type is much bigger than the ones of the grease consistency or the base oil type.

Correlations between the operational behavior and rheological properties of the greases are described. An estimation of the friction coefficient at mixed lubrication, the Gümbel number at the transition to hydrodynamic lubrication, the occurrence of starvation and the wear is achievable with these correlations.

The definition of an ordinal number for thickener particles is a new approach to describe the influence of greases on the operational behavior of tribocontacts. This ordinal number groups the thickener particles by their shape and sorts each group on the size of the particles. This approach shows the dependence of frictional behavior, wear and pumping on the appearance of thickener particles and thus on the grease type.

The results are summarized in a functional model of grease lubricated radial shaft seals. With this model the processes in the sealing gap are described for the first time considering the influence of thickener particles.

1 Einleitung

Der Einsatz von Schmierfetten ist insbesondere bei der Wälzlagerschmierung weit verbreitet. Beim Streben nach leckagefreier Abdichtung dieser Schmierfette ist häufig eine Radial-Wellendichtung das Dichtsystem der Wahl. Radial-Wellendichtungen sind in großer Stückzahl eingesetzte, standardisierte Dichtsysteme zur Abdichtung von Wellendurchtrittsstellen. Sie wurden zur Abdichtung von Schmierölen entwickelt und optimiert. Das Verhalten von Schmierfetten ist jedoch nicht mit dem von Schmierölen vergleichbar. Die Folgen sind Probleme bei der Abdichtung von Schmierfetten sowie bei der Bewertung von Schadensfällen, die durch das Versagen der Dichtung auftreten.

Eine auf die Abdichtung von Schmierfetten zugeschnittene Auslegung von Radial-Wellendichtungen ist nach dem Stand der Technik nicht möglich. Es fehlt grundlegendes Wissen über das Schmierfettverhalten im Elastomer-Stahl-Tribokontakt. Ohne dieses Wissen ist eine Beschreibung der Funktionsmechanismen im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen nicht leistbar. Aus vorangegangenen Forschungsarbeiten ist bekannt, dass das Schmierfett die dominierende Komponente auf das Betriebsverhalten des tribologischen Systems Radial-Wellendichtung darstellt [1]. Auf dieser Erkenntnis baut die vorliegende Arbeit auf.

Die von Schmierfettherstellern angegebenen Schmierfettkennwerte zeigen keine Korrelation mit dem Betriebsverhalten fettgeschmierter Tribokontakte [2]. Bei der Ermittlung von Schmierfettkennwerten nach herkömmlichen rheologischen Verfahren auf makroskopischer Skala wird das Schmierfett als homogener Stoff angesehen. Im Tribokontakt laufen jedoch Prozesse auf mikroskopischer Skala ab [3]. Ein homogenes Schmierfettverhalten erscheint daher im Tribokontakt nicht plausibel. Deshalb ist eine umfassende tribologische Betrachtung von Schmierfetten im mikrometerdünnen Dichtspalt erforderlich. Die vorliegende Arbeit leistet hierzu einen weitreichenden Beitrag.

1.1 Ziel der Arbeit

Die vorliegende Arbeit zielt auf ein Verständnis der im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen relevanten Mechanismen ab. Hierzu werden grundlegende Erkenntnisse zum Betriebsverhalten fettgeschmierter Elastomer-Stahl-Tribokontakte erarbeitet. Diese Erkenntnisse werden auf das Dichtsystem Radial-

Wellendichtung übertragen. Letztlich sollen dem Anwender durch eine Korrelation rheologische Kennwerte bereitgestellt werden, mit denen Schmierfette auf ihre Eignung zur Schmierung von Radial-Wellendichtungen hin bewertet werden können. Damit wird deren Betriebsverhalten ohne Versuch vorab abschätzbar. Ferner ist eine gezielte Entwicklung von Schmierfetten oder Radial-Wellendichtungen möglich.

1.2 Untersuchungsmethodik

Radial-Wellendichtungen sind komplexe tribologische Systeme. Die Vielzahl an Wechselwirkungen zwischen den Systemkomponenten erschwert die Bewertung von Einzeleinflüssen. Bei Problemstellungen dieser Art ist die Zahl der Einflüsse oftmals durch eine Vereinfachung des Versuchsaufbaus, vom Bauteilversuch hin zu einem Probekörperversuch, reduzierbar [4]. Dieser Logik folgend wurden im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen an einem vereinfachten Ersatzmodell durchgeführt, Bild 1.1. Dieses Ersatzmodell ist ein Ring-Scheibe-Versuchsaufbau.

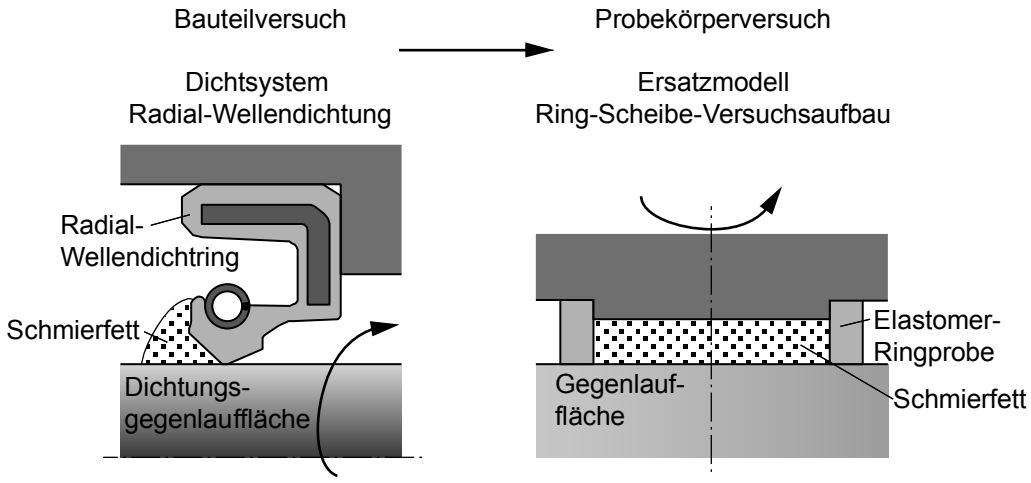


Bild 1.1: Vereinfachung des Versuchsaufbaus

Der Ring-Scheibe-Versuchsaufbau bietet folgende Vorteile:

- Die Flächenpressung ist regelbar.
- Der Verschleiß ist versuchsbegleitend messbar.
- Die Kontaktgeometrie bleibt auch bei Verschleiß konstant.

Die Verwendung speziell angefertigter, unadditivierter Modellfette bekannter Zusammensetzung reduziert die Anzahl unbekannter Einflussgrößen weiter. Diese

Modellfette werden makroskopisch durch rheologische Messungen und mikroskopisch durch eine Ermittlung der Verdickerstruktur charakterisiert. Mit dem Ring-Scheibe-Versuchsaufbau wird das tribologische Verhalten der Schmierfette im Elastomer-Stahl-Tribokontakt grundlegend untersucht. Die gewonnenen Erkenntnisse werden anschließend an einer Radial-Wellendichtung verifiziert. Diese Untersuchungen gliedern sich in vier Bereiche:

- Reibung
- Verschleiß
- Förderwirkung
- Schmierstoffversorgung

Es erfolgt eine Korrelationsbildung zwischen dem Betriebsverhalten und makro- sowie mikroskopischen Schmierfetteigenschaften. Das Zusammenführen der Ergebnisse zu einem Funktionsmodell fettabdichtender Radial-Wellendichtungen schließt die Arbeit ab.

1.3 Aufbau der Ausarbeitung

Die Ausarbeitung ist der Untersuchungsmethodik folgend gegliedert. Nach der Erläuterung des relevanten Stands der Technik werden die verwendeten Versuchseinrichtungen beschrieben.

Dem schließt sich in Kapitel 5 eine tiefgreifende Charakterisierung der verwendeten Schmierfette an. Ziel war das Schaffen einer Datenbasis zur späteren Korrelation mit dem in den Kapiteln 6 bis 9 untersuchten Betriebsverhalten.

In Kapitel 6 sind die Messungen des Reibwerts bei Misch- und hydrodynamischer Reibung erläutert. Ziel war die Beschreibung des Schmierfetteinflusses auf das Reibverhalten. Zunächst ist die Versuchsdurchführung am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau dargestellt, anschließend die Verifikation der Ergebnisse an Radial-Wellendichtungen.

Die Untersuchung der Schmierstoffversorgung ist in Kapitel 7 dargestellt. Der Einfluss von Temperatur und Schmierfettbeschaffenheit auf das Auftreten von Mangelschmierung wurde am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau ermittelt und an Radial-Wellendichtungen überprüft.

In Kapitel 8 schließen sich die Versuche zum Verschleißverhalten an. Am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau wurde der Einfluss des Verdickers auf die Verschleißrate untersucht.

Die Untersuchungen zur Förderwirkung in Kapitel 9 bilden den Abschluss der Betrachtungen zum Betriebsverhalten. Ziel dieser Arbeiten war die Bewertung des Schmierfetteinflusses auf das Förderverhalten von Radial-Wellendichtungen. Der Einfluss von Mikrostrukturen auf der Gegenlauffläche wurde mittels lasergravierten Gegenlaufflächen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau geprüft. Der Einfluss des Schmierfetts auf die Förderwirkung wurde separat für die Gegenlauffläche und den Radial-Wellendichtring untersucht, zunächst mittels einer Gegenlauffläche mit fördernden Schleifstrukturen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau. Der Einfluss auf die Förderung des Radial-Wellendichtrings wurde anschließend an einer Radial-Wellendichtung ermittelt.

Die Ergebnisse zum Betriebsverhalten werden in Kapitel 10 zu einem Funktionsmodell fettabdichtender Radial-Wellendichtungen zusammengeführt. Dem schließt sich in Kapitel 11 eine Diskussion der Ergebnisse sowie eine Bewertung ihrer Praxisbedeutung an.

2 Begriffsdefinitionen

In diesem Kapitel sind die wichtigsten der häufig verwendeten Begriffe definiert und voneinander abgegrenzt.

Schmierfett

Ein Schmierfett ist ein aus Grundöl und Verdicker bestehender Schmierstoff.

Schmierstoff

Ein Schmierstoff ist das im Tribokontakt zwischen den Reibkörpern vorliegende Medium. Es kann sich um ein Grundöl, ein Schmierfett oder Schmierfettanteile handeln.

Schmierstoffmobilität

Die Schmierstoffmobilität ist die Fähigkeit eines Schmierstoffs zur eigenen Bewegung. Ein Schmierfett hat eine im Vergleich zum Grundöl geringe Schmierstoffmobilität.

Verdicker

Der Verdicker ist der Stoff, der dem Grundöl zu dessen Verdickung beigemischt ist. Er kann aus einer oder mehreren chemischen Substanzen bestehen.

Verdickerpartikel

Verdickerpartikel sind die Primärteilchen, die jeder Verdicker ausbildet.

Verdickerstruktur

Die Verdickerstruktur ist die Struktur, in welcher der Verdicker im ruhenden Schmierfett vorliegt. Die Verdickerstruktur ist aus den Verdickerpartikeln aufgebaut.

3 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel wird der derzeitige Stand der Technik von Radial-Wellendichtungen, Schmierfetten und der berührenden Abdichtung von Schmierfetten erläutert.

3.1 Dichtsystem Radial-Wellendichtung

Das Dichtsystem Radial-Wellendichtung besteht aus drei Hauptkomponenten:

- Radial-Wellendichtring (RWDR)
- Dichtungsgegenlauffläche
- Abzudichtender Schmierstoff

Der Standard-Radial-Wellendichtring aus Elastomer in seiner heutigen Form entstand in Laufe von ca. 85 Jahren aus einfachen Ledermanschetten [5]. Die Entwicklung gilt bezüglich seiner Bauform als weitestgehend abgeschlossen. Neben dem Aufbau sind Reibung und Förderwirkung wichtige Faktoren hinsichtlich der Abdichtung von Schmierfetten.

3.1.1 Aufbau

Der Aufbau einer Radial-Wellendichtung ist in DIN 3760 [6] und DIN 3761-1 [7] genormt. Der Radial-Wellendichtring verschließt den Spalt zwischen Welle bzw. Dichtungsgegenlauffläche und Gehäuse. Er besteht aus einem metallenen Versteifungsring, an welchen Membrane und Dichtkante aus Elastomer anvulkanisiert sind, Bild 3.1.

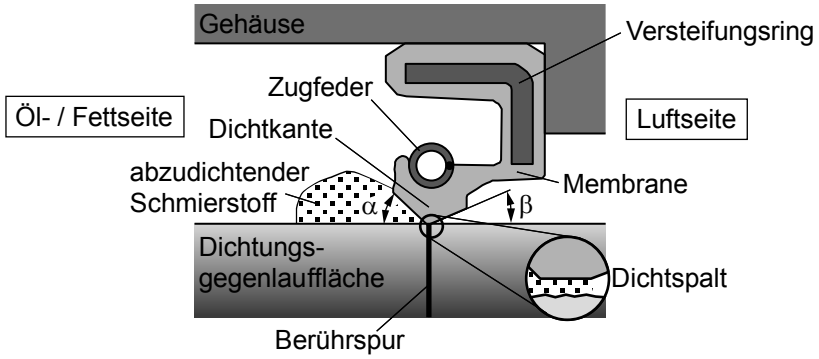


Bild 3.1: Aufbau einer Radial-Wellendichtung nach dem Stand der Technik

Der Sitz im Gehäuse ist gleichzeitig die statische Nebenabdichtung. Die dynamische Abdichtung erfolgt im Dichtspalt zwischen Dichtkante und Dichtungsgegenlauffläche. Die Dichtkante wird hierzu auf die Dichtungsgegenlauffläche gepresst. Dies geschieht durch eine Aufweitung der Dichtkante und der Zugfeder bei der Montage. Die resultierende mittlere Flächenpressung p_m liegt in der Größenordnung von *1 MPa.* Die Breite *b* der Berührspur beträgt im Neuzustand *0,1 mm* bis *0,15 mm*. Der öl-/fettseitige Kontaktflächenwinkel α muss funktionsbedingt größer als der luftseitige Kontaktflächenwinkel β sein. Die Kontaktflächenwinkel betragen üblicherweise $\alpha = 40° \ldots 50°$ und $\beta = 20° \ldots 30°$.

Die Dichtungsgegenlauffläche ist drallfrei mit einer Oberflächenrauheit von $R_z = 1\ \mu m \ldots 4\ \mu m$ auszuführen. Ihre Härte beträgt nach Norm mindestens *45 HRC* bzw. bei Gleitgeschwindigkeiten von über *4 m/s* mindestens *55 HRC* [6, 7].

3.1.2 Funktion

Seit den Arbeiten von Jagger [8] ist bekannt, dass die Dichtkante im Betrieb auf einem Schmierfilm aufschwimmt. Sie wird hydrodynamisch geschmiert und es entsteht ein flüssigkeitsgefüllter Dichtspalt. Nach Hirano et al. [9] hängt der Reibwert vom Betriebszustand ab. Es herrscht ein Zusammenhang zwischen Reibwert f und Gümbelzahl G, Bild 3.2. Die Gümbelzahl ist eine dimensionslose hydrodynamische Kennzahl und wird aus der dynamischen Viskosität η, der Winkelgeschwindigkeit ω und der mittleren Flächenpressung p_m bestimmt, Gl. 3.1.

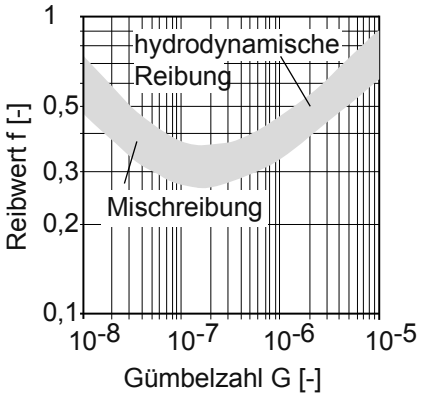


Bild 3.2: Gümbeldiagramm nach [5]

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} \qquad \text{Gl. 3.1}$$

Ob im Dichtspalt zwischen Dichtkante und Dichtungsgegenlauffläche Misch- oder Flüssigkeitsreibung herrscht, hängt demnach von der Gümbelzahl *G* ab. Jung wies [10] zudem einen signifikanten Einfluss der Oberflächentopographie der Dichtungsgegenlauffläche auf den Reibwert nach. Dichtungsgegenlaufflächen mit einem geringen Traganteil führen erst bei höheren Gümbelzahlen zu hydrodynamischer Reibung und wirken sich daher verringernd auf den Reibwert aus.

In zahlreichen Arbeiten wurde der Versuch unternommen, die Höhe des Schmierfilms zu ermitteln. Jagger und Walker [11] maßen die Schmierfilmhöhe zu *1,7 µm* bei einer Umfangsgeschwindigkeit von *10 m/s.* Schouten [12] ermittelte mit *2 µm … 3 µm* etwas höhere Werte. Er stellte zudem eine Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe von der axialen Position fest. Zum Rand der Dichtkante hin steigt die Schmierfilmhöhe demnach auf *12 µm … 14 µm* an. Zudem variiert die Schmierfilmhöhe bei Exzentrizität der Welle in Umfangsrichtung. Die Messungen führte er bei einer Umfangsgeschwindigkeit von *0,628 m/s* durch. Binnington [13] maß Schmierfilmhöhen im Bereich von *1 µm … 2,5 µm* bei Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu *2,6 m/s*. Er stellte eine Drehzahlabhängigkeit der Schmierfilmhöhe fest. Seinen Messungen zufolge steigt die Schmierfilmhöhe proportional zur Quadratwurzel der Umfangsgeschwindigkeit an. Dem rechnerischen Ansatz von Gabelli und Poll [14] gemäß befindet sich die Schmierfilmhöhe in einem Bereich bis zu *10 µm* bei Umfangsgeschwindigkeiten bis zu *1,1 m/s*. Diese vergleichsweise große Schmierfilmhöhe bestätigten sie durch Messungen [15]. Van Leeuwen und Wolfert [16] ermittelte die Schmierfilmhöhe in Messungen bei Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu *2,2 m/s* zu *4,5 µm*. Sämtliche Ergebnisse zur Schmierfilmhöhe wurden mit unterschiedlichen Methoden erzielt. Welches Ergebnis der Realität am nächsten kommt, ist nicht bekannt.

Dass trotz des Aufschwimmens der Dichtkante im Betrieb keine Leckage auftritt, führte Jagger [8] auf Kapillarkräfte im engen Dichtspalt und die Oberflächenspannung des Öls zurück. Hermann und Seffler [17] widerlegten dies durch den Nachweis, dass Radial-Wellendichtungen Fluid von der Luft- auf die Ölseite fördern. Diese als Förderwirkung bezeichnete Eigenschaft steht im Zusammenhang mit den asymmetrischen Dichtkantenwinkeln. Aus diesen resultiert eine asymmetrische Pressungsverteilung im Dichtspalt [9].

Kammüller [18] erklärte die Förderwirkung mittels der Verzerrungshypothese, Bild 3.3. Elastomere bilden bei abrasivem Verschleiß senkrecht zur Bewegungsrichtung ausgerichtete Rauheitsstrukturen aus [19]. Die asymmetrische Pressungsverteilung führt bei Wellenrotation zu einer asymmetrisch verteilten Schubspannung an der Elastomeroberfläche. Die Rauheitsstrukturen werden proportional zur Schubspannung verzerrt. Die im Dichtspalt mitgeschleppte Flüssigkeit wird nach der Verzerrungshypothese an den ausgerichteten Rauheitsstrukturen axial abgelenkt. Hierdurch bilden sich zum Pressungsmaximum gerichtete Förderströme aus. Der Förderstrom auf der Seite des flacheren Dichtkantenwinkels überwiegt. Es bildet sich ein Nettoförderstrom von der Luft- auf die Ölseite.

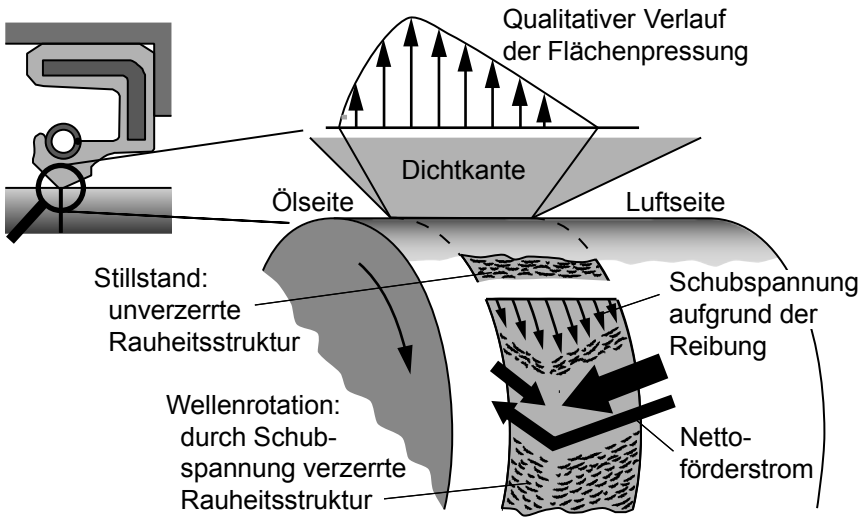


Bild 3.3: Verzerrungshypothese

Nicht in jedem Fall bilden sich ausgerichtete Rauheitsstrukturen, Bild 3.4. Die Förderwirkung ist im Falle stochastisch verteilter Rauheitserhebungen mittels der von Müller [20] vorgestellten Seitenströmungshypothese erklärbar.

Die durch die Wellenrotation verursachte Schleppströmung im Dichtspalt führt zu Kavitation hinter den Rauheitserhebungen [11]. Dadurch wird Flüssigkeit in den Dichtspalt gesaugt. Die Schleppströmung wird an den Rauheitserhebungen axial abgelenkt. Der in Richtung des Pressungsmaximums abgelenkte Strömungsanteil führt zu einem Druckanstieg. Der Druck ist folglich am Pressungsmaximum am höchsten („Druckäquator"). Die Flüssigkeit überquert diesen Druckäquator in beiden Richtungen. Auf der Luftseite sind infolge der asymmetrischen Pressungsverteilung mehr Rauheitserhebungen im Kontakt mit der Dichtungsgegenlauffläche als auf der Ölseite. Daher stellt sich eine Förderwirkung von der Luft- auf die Ölseite ein.

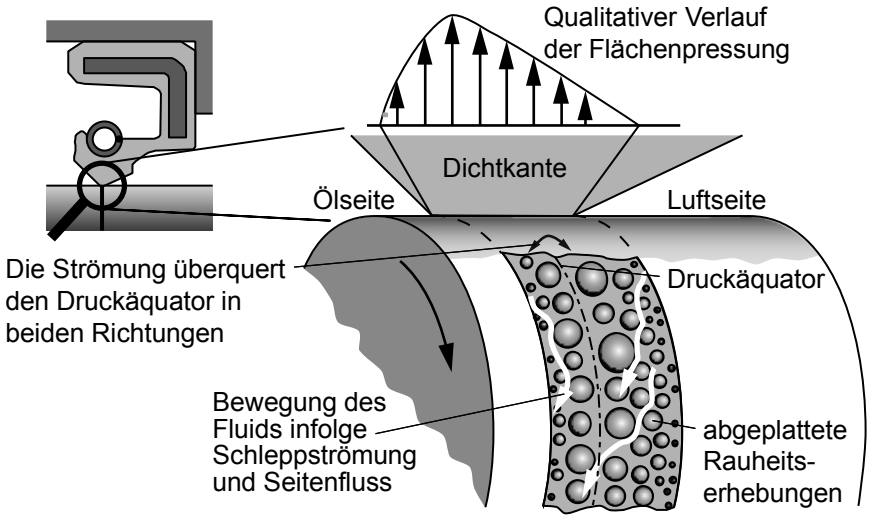


Bild 3.4: Seitenströmungshypothese

Der Oszillationshypothese nach Jenisch [21] zufolge, besitzt die Förderwirkung von Radial-Wellendichtungen neben der mikroskopischen auch eine makroskopische Ursache, Bild 3.5.

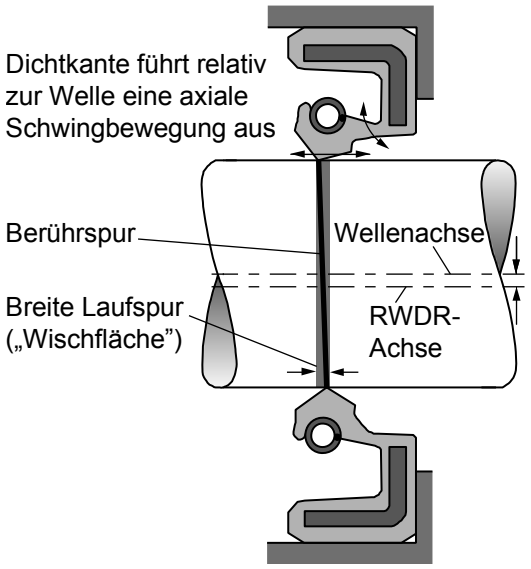


Bild 3.5: Oszillationshypothese

Eine statische Exzentrizität von Wellen- und RWDR-Achse führt zu einer axialen Wischbewegung der Dichtkante relativ zur Dichtungsgegenlauffläche. Infolgedessen wird Flüssigkeit unter der Dichtkante hindurchgeschleppt. Aufgrund des flacheren Pressungsanstiegs auf der Luftseite ist der Flüssigkeitstransport von der Luft- auf die Ölseite größer. Es stellt sich eine Förderwirkung ein. Eine Verkippung des Radial-Wellendichtrings zur Wellenachse führt zu einem vergleichbaren Effekt.

Die Dichtkante des Radial-Wellendichtrings liegt fertigungsbedingt nie exakt in einer Ebene, sondern verläuft stets leicht geschlängelt. Eine axiale Wischbewegung findet daher selbst bei exakter Ausrichtung von Welle und Radial-Wellendichtring statt. Dieser Effekt wird bei Radial-Wellendichtungen mit ondulierter Dichtkante gezielt ausgenutzt. Die in Folge der ondulierten Dichtkante verbreiterte Laufspur trägt ferner zu einer verbesserten Wärmeableitung aus dem Dichtsystem bei.

Es ist nicht nachgewiesen, welche der drei beschriebenen Hypothesen in welchem Maße zur dynamischen Dichtheit beiträgt. An einer Radial-Wellendichtung lassen sich die drei Hypothesen nicht eindeutig voneinander abgrenzen. Es wird von einem Zusammenspiel aller drei Hypothesen ausgegangen. Da auch der Werkstoff des Radial-Wellendichtrings einen Einfluss auf die Förderwirkung aufweist [22], gilt es jedoch als gesichert, dass die Rauheitserhebungen auf der Dichtkante an der

Förderwirkung beteiligt sind. Von den beiden Hypothesen, die auf den Rauheitserhebungen beruhen, ist die Seitenströmungshypothese die universellere, da keine gerichteten Rauheitserhebungen vorausgesetzt werden.

Die von Oliveira [23] vorgestellte Normalspannungshypothese erklärt die Funktion der Radial-Wellendichtung aufgrund von nicht-newtonschen Effekten im Dichtspalt. Diese Effekte treten bei hohen Scherraten auch bei Fluiden auf, die sich bei geringen Scherraten newtonsch verhalten. Im Dichtspalt stellt sich nach Oliveira eine Schichtenströmung ein. Die resultierenden Normalspannungen in radialer Richtung befinden sich mit der Radialkraft des Radial-Wellendichtrings im Gleichgewicht. Sie führen zur Ausbildung eines Schmierfilms zwischen Dichtkante und Dichtungsgegenlauffläche. Die Normalspannungen in axialer Richtung wirken luft- und ölseitig des Pressungsmaximums entgegengesetzt und sind in Summe ausgeglichen. Dies bewirkt einen Verbleib des Fluids im Dichtspalt. Ein Anbieten von Fluid auf der Luftseite stört dieses Gleichgewicht. Das außerhalb des Dichtspalts anstehende Fluid verhält sich newtonsch. Der Übergangsbereich von der newtonschen zur nicht-newtonsche Zone ist auf der Luftseite größer. Dies resultiert aus dem flacheren Pressungsanstieg. Das entstehende Ungleichgewicht der axialen Normalspannungen führt zu einer Förderwirkung von der Luft- auf die Ölseite.

Diese Hypothese konnte bislang experimentell nicht nachgewiesen werden und wurde unter Verwendung mehrerer Vereinfachungen hergeleitet. Ihre Gültigkeit ist daher nicht abgesichert.

Neben dem Radial-Wellendichtring kann auch die Dichtungsgegenlauffläche eine Förderung von Flüssigkeit unter der Dichtkante hindurch bewirken. Dies ist der Fall wenn diese Drall aufweist. Als Drall werden Strukturen auf der Dichtungsgegenlauffläche bezeichnet, die eine axiale Flüssigkeitsbewegung bewirken [24, 25]. Drall vermag je nach Vorzugsrichtung, Leckage oder Mangelschmierung zu verursachen. Daher sind drallfreie, also förderneutrale, Dichtungsgegenlaufflächen zu verwenden.

3.2 Schmierfette

In diesem Abschnitt werden Schmierfette in Aufbau, Eigenschaften und Schmierwirkung beschrieben.

3.2.1 Aufbau

Schmierfette sind konsistente Schmierstoffe, die aus Grundöl und Verdicker bestehen [26]. Das Grundöl ist mit *70 Gew.-%* … *95 Gew.-%* der Hauptbestandteil eines Schmierfetts. Der Verdickeranteil beträgt *5 Gew.-%* … *30 Gew.-%*. Hinzu kommen je nach Schmierfett verschiedene Additive. Der Verdicker besteht aus feinen Partikeln. Diese bilden eine feinporige Struktur aus. In dieser wird das Grundöl mittels zwischenmolekularen und kapillaren Kräften gebunden [27].

3.2.2 Statische Eigenschaften

Die Eigenschaften, die ein ruhendes Schmierfett charakterisieren, werden in dieser Arbeit als statische Eigenschaften bezeichnet.

Konsistenz

Schmierfette werden nach DIN 51818 [28] in Konsistenzklassen eingeteilt. Diese reichen von *000* (fließend) bis *6* (hart). Die Einteilung wird auf Basis der Konuspenetrationsmessung nach DIN ISO 2137 [29] vorgenommen. Die Messung erfolgt durch Einsinken eines genormten Kegels in eine Schmierfettprobe. Die Einsinktiefe wird als Konuspenetration bezeichnet. Eine Bestimmung der mechanischen Stabilität eines Schmierfetts ist durch Ermitteln der Walkstabilität möglich. Dies geschieht durch eine Messung vor (Ruhepenetration) und nach dem Walken (Walkpenetration) in einem Schmierfettwalker. Eine geringe Änderung der Konuspenetration steht für eine gute Walkstabilität.

Ölabscheidung

Die Ölabscheidung wird nach DIN 51817 [30] bestimmt. Hierzu wird eine Schmierfettprobe in ein zylindrisches Prüfgefäß mit kegeligem Drahtboden gefüllt. Die unter dem Druck eines Gewichtstücks austretende Ölmenge wird nach *18* bzw. *168* Stunden bestimmt. Sie ist im Verhältnis zur Gesamtmasse der Probe ein Maß für die Ölabscheidung.

Tropfpunkt

Der Tropfpunkt ist die Temperatur, bei welcher Schmierfett beginnt aus einem Prüfrohr zu tropfen. Die Bestimmung ist in DIN ISO 2176 [31] genormt. Er dient dazu die thermische Stabilität eines Schmierfettes abzuschätzen. Der Tropfpunkt stellt nicht die thermische Einsatzgrenze eines Schmierfetts dar. Diese liegt in der Regel unterhalb des Tropfpunkts.

3.2.3 Rheologische Eigenschaften

Die Rheologie ist die Lehre des Deformations- und Fließverhaltens von Stoffen [32]. Die Rheologie der Schmierfette ist aufgrund deren mehrphasigen Aufbaus komplex.

Linear-viskoelastisches Verhalten

Schmierfette sind strukturviskose Schmierstoffe. Dies bedeutet, sie weisen eine Fließgrenze τ_F auf. Unterhalb dieser Fließgrenze besitzen Schmierfette Festkörpereigenschaften. Das linear-viskoelastische Verhalten (LVE-Verhalten) beschreibt das Verhalten von Schmierfetten bei Belastungen unterhalb deren Fließgrenze. Stoffe werden als viskoelastisch bezeichnet, wenn sie sowohl elastische als auch viskose Eigenschaften aufweisen [33]. Zur Charakterisierung des LVE-Verhaltens wird eine Schmierfettprobe zwischen zwei ebenen Platten oszillierend deformiert, Bild 3.6. Die Deformation γ ist hierbei als Verhältnis aus Auslenkung s und Spalthöhe h definiert.

$$\gamma = \frac{s}{h} \qquad \text{Gl. 3.2}$$

Im LVE-Bereich ist die Deformation γ proportional zur Schubspannung τ. Als Proportionalitätsfaktor wird der Schubmodul G verwendet.

$$\frac{\tau}{\gamma} = const. = G \qquad \text{Gl. 3.3}$$

Bei einer oszillatorischen Deformation γ mit der Kreisfrequenz ω hängt die Charakteristik der Schubspannungsantwort τ von den physikalischen Eigenschaften der Probe ab, Bild 3.7 [34].

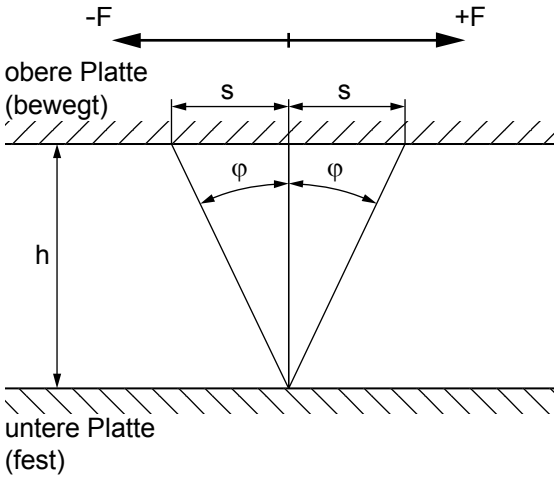


Bild 3.6: Oszillationsversuch

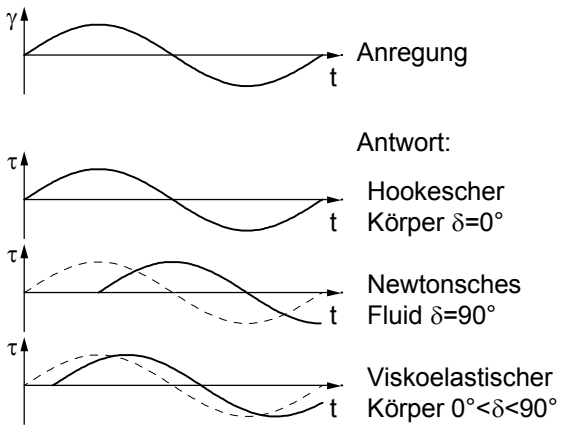


Bild 3.7: Deformationsvorgabe und Schubspannungsantwort

Für einen hookeschen, also idealelastischen, Körper erfolgt die Schubspannungsantwort phasengleich. Bei einem newtonschen, idealviskosen Fluid beträgt der Phasenwinkel $\delta = 90°$. Linear-viskoelastische Körper stellen eine Mischform beider Fälle dar. Der Phasenwinkel liegt im Bereich zwischen $0°$ und $90°$. Da Deformation γ und Schubspannung τ phasenversetzt sind, wird deren Zusammenhang mit dem komplexen Schubmodul G^* beschrieben. Dieser ist das Verhältnis aus Schubspannungs- und Deformationsamplitude.

$$G^* = \frac{\hat{\tau}}{\hat{\gamma}} \qquad \text{Gl. 3.4}$$

Der Schubmodul G^* ist in der komplexen Zahlenebene durch den Speichermodul G' als Realteil und den Verlustmodul G'' als Imaginärteil beschreibbar. Der Speichermodul ist ein Maß für die bei Deformation gespeicherte Energie. Er steht somit für die elastischen Eigenschaften der Probe. Der Verlustmodul ist ein Maß für die irreversibel in die Probe eingebrachte Energie. Er repräsentiert die viskosen Eigenschaften.

$$G^* = G' + i \cdot G'' \text{ bzw. } |G^*| = \sqrt{(G')^2 + (G'')^2} \qquad \text{Gl. 3.5}$$

Speicher- und Verlustmodul stehen über den Tangens des Phasenversatzes in Zusammenhang. Dieser wir als Verlustfaktor tan δ bezeichnet.

$$\tan\delta = \frac{G''}{G'} \qquad \text{Gl. 3.6}$$

Ein geringer Verlustfaktor steht demnach für einen verhältnismäßig hohen elastischen Anteil der Probe.

Bei der Durchführung des Oszillationsversuchs als sogenanntem Amplitudenversuch wird die Deformation γ bei konstanter Frequenz ω kontinuierlich erhöht. Es werden der Speicher- und Verlustmodul bestimmt und der jeweiligen, aus der Deformation resultierenden, Schubspannung τ zugeordnet, Bild 3.8.

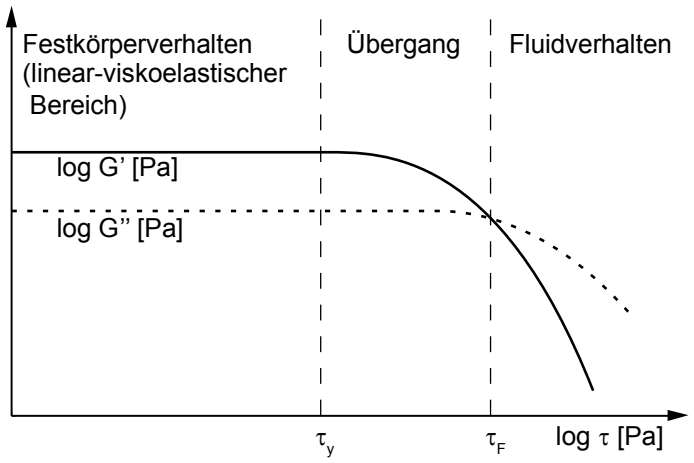


Bild 3.8: Amplitudenversuch: Schubmodul über Schubspannung nach [34]

Im linear-viskoelastischen Bereich verlaufen *G'* und *G"* parallel mit der Steigung *0*. Beim Erreichen der Nachgebegrenze τ_y beginnt der Speichermodul *G'* abzunehmen. Der Schnittpunkt der Verläufe von *G'* und *G"* (tan δ *= 1*) wird als Fließgrenze τ_F bezeichnet. Physikalisch gesehen stellt der auf diesem Weg ermittelte Wert lediglich eine Näherung der Fließgrenze dar [34].

Das Verhältnis von Fließgrenze und Nachgebegrenze wird als Fließübergangsindex *FU* bezeichnet. Dieser ist als ein Maß für die Sprödheit eines Schmierfetts interpretierbar. Er dient zur Charakterisierung des Verhaltens beim Brechen der Verdickerstruktur beim Fließbeginn. Je näher der Fließübergangsindex bei *1* liegt, desto eher zeigt ein Schmierfett sprödes Verhalten [35].

$$FU = \frac{\tau_F}{\tau_y} \qquad \text{Gl. 3.7}$$

Scherrateneinfluss

Grundöle besitzen ein newtonsches Fließverhalten. Es gilt der newtonsche Schubspannungsansatz zwischen Scherrate $\dot{\gamma}$ und Schubspannung τ. Die dynamische Viskosität η ist konstant.

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \qquad \text{Gl. 3.8}$$

Werden Schmierfette geschert, zeigen sie scherverdünnendes Verhalten. Die dynamische Viskosität eines Schmierfetts liegt bei geringen Scherraten deutlich über der des Grundöls. Mit steigender Scherrate $\dot{\gamma}$ nimmt die dynamische Viskosität η ab und strebt gegen den Wert der Grundölviskosität [36]. Demnach ist kein linearer Zusammenhang zwischen Schubspannung und Scherrate mehr gegeben.

$$\tau = \eta(\dot{\gamma}) \cdot \dot{\gamma} \qquad \text{Gl. 3.9}$$

Der scherratenabhängige Schubspannungsverlauf beginnt bei der charakteristischen Fließgrenze τ_F und steigt mit zunehmender Scherrate degressiv an, Bild 3.9. Die Viskosität des Schmierfetts wird bei geringen Scherraten von der Beschaffenheit der Verdickerstruktur dominiert. Bei hohen Scherraten ist hingegen die Viskosität des Grundöls maßgebend [37].

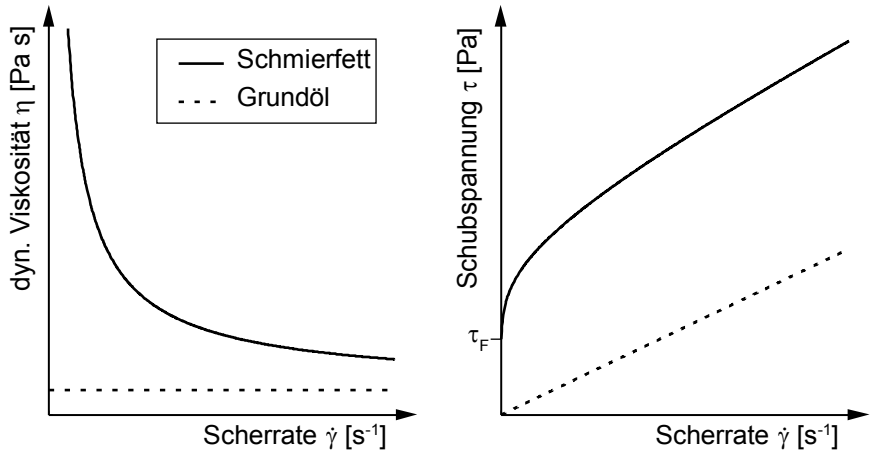


Bild 3.9: Scherratenabhängigkeit von Viskosität und Schubspannung

Die Viskosität eines vorbelasteten Fetts liegt im Bereich kleiner Scherraten unterhalb der Viskosität eines frischen Fetts. Bei hohen Scherraten ist jedoch nahezu kein Einfluss der Vorbelastung auf die Viskosität feststellbar [38, 39]. Diese zwei und weitere Arbeiten [40] stützen die These, dass die Viskosität von Schmierfett bei hohen Scherraten der Viskosität des Grundöls entgegenstrebt. Nach der Theorie von van den Tempel [41] wird in Emulsionen[1] eine in Ruhe vorhandene Struktur der emulgierten Tröpfchen unter Scherung vollständig abgebaut. Es liegen einzelne Tröpfchen vor, die zu einem nicht-newtonschen Verhalten führen. Papenhuijzen [44] wies die Übertragbarkeit dieser Annahme auf Suspensionen experimentell nach. Demnach besteht Schmierfett bei sehr hohen Scherraten aus nicht interagierenden Verdickerpartikeln, die im Grundöl dispergiert sind. Diese führen zu einem nicht-newtonschen Verhalten.

Es gibt eine Reihe von Ansätzen um das nicht-newtonsche Fließverhalten der Schmierfette mathematisch zu beschreiben. Am weitesten verbreitet ist das Herschel-Bulkley-Modell [45]. Dieses Modell ergibt sich aus Kombination des Ostwalde-Waeleschen [46, 47] Potenzgesetzes für scherverdünnende Fluide mit dem Bingham-Modell [48] für newtonsche Fluide mit Fließgrenze. Die Schubspannung τ wird hierbei mittels der Fließgrenze τ_F, der Konsistenz k und einem Fließindex n in Abhängigkeit der Scherrate $\dot{\gamma}$ beschrieben:

$$\tau = \tau_F + k \cdot \dot{\gamma}^n \qquad \text{Gl. 3.10}$$

Das Herschel-Bulkley Modell besitzt jedoch nur für geringe Scherraten Gültigkeit. Bei hohen Scherraten fällt die berechnete dynamische Viskosität unter die des Grundöls. Dies erscheint physikalisch nicht realistisch. Diesem Problem begegnet das erweiterte Herschel-Bulkley-Modell nach Palacios und Palacios [39]. Hier wird zusätzlich die dynamische Viskosität des Grundöls $\eta_{GÖ}$ berücksichtigt:

$$\tau = \tau_F + k \cdot \dot{\gamma}^n + \eta_{GÖ} \cdot \dot{\gamma} \qquad \text{Gl. 3.11}$$

[1] Dispersion: System aus zwei Phasen von denen eine in der anderen fein verteilt ist [42]

Emulsion: Dispersion aus mindestens zwei nicht mischbaren Flüssigkeiten [43]

Suspension: Dispersion unlöslicher Feststoffteilchen in einer Flüssigkeit [43]

Zeiteinfluss

Die Viskosität von Schmierfetten hängt von der Dauer der Scherbelastung ab. Bei konstanter Scherrate geht die Viskosität mit der Zeit zurück, Bild 3.10.

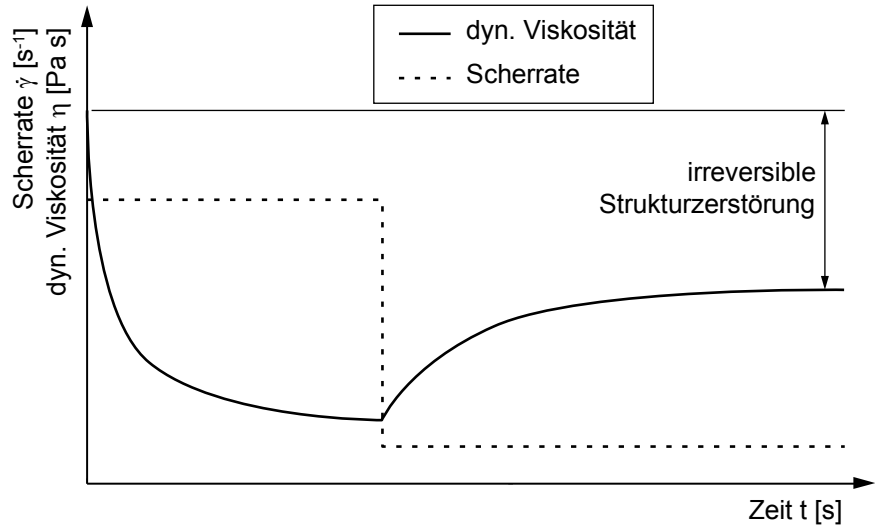


Bild 3.10: Scherdauerabhängigkeit der dynamischen Viskosität

Dies geschieht bei hohen Scherraten schneller als bei niedrigen [3]. Grund hierfür ist eine Zerstörung der Verdickerstruktur [49]. Nach Beenden der Scherung oder Absenkung der Scherrate steigt die Viskosität wieder an. Dies wird als Thixotropie bezeichnet [36]. Bei einer irreversiblen Zerstörung der Verdickerstruktur erreicht die Viskosität nicht das Ausgangsniveau. Geschwindigkeit und Umfang der Viskositätszunahme sind fett- und belastungsspezifisch. Die Viskosität nach dem Wiederaufbau der Verdickerstruktur kann sowohl unter als auch über dem Ausgangsniveau liegen [50].

Die Viskosität sinkt unter Scherung schneller ab, als sie in Ruhe wieder ansteigt [51]. Die Zerstörung der Verdickerstruktur erfolgt demnach schneller als der Wiederaufbau.

Temperatureinfluss

Die Viskosität eines Schmierfetts sinkt mit steigender Temperatur [52].

Die kinematische Viskosität ν des Grundöls kann in Abhängigkeit der Temperatur T mit folgender Gleichung nach Ubbelohde und Walther abgeschätzt werden [53]:

$$log\big(log(\nu(T)+0{,}8)\big) = log\Big(log\big(\nu(T_{ref})+0{,}8\big)\Big) - m\cdot\Big(log\big(T_{ref}\big)-log(T)\Big) \quad \text{Gl. 3.12}$$

Hierzu wird die Steigung *m* der *ν*-*T*-Geraden in doppelt logarithmierter Darstellung und die kinematische Viskosität bei einer zu wählenden Referenztemperatur T_{ref} bzw. die kinematische Viskosität bei zwei Temperaturen benötigt.

Für Schmierfette ist keine Möglichkeit bekannt, die Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur abzuschätzen. Der Temperatureinfluss ist scherraten- und druckabhängig und daher sehr komplex [36]. Ferner nimmt unter Scherung der Anteil der irreversiblen Strukturzerstörung mit der Temperatur zu [54]. Der prinzipielle Verlauf der Viskositätsabnahme von Schmierfetten bei Erhöhung der Temperatur gleicht jedoch der von Ölen [55].

Neben der Viskosität sind auch weitere Schmierfetteigenschaften von der Temperatur abhängig. Eine Erhöhung der Temperatur geht mit einer Schwächung der Verdickerstruktur einher. Folglich nehmen Fließgrenze sowie Speicher- und Verlustmodul ab [54, 56, 57]. Ferner nimmt das Ausbluten von Grundöl mit steigender Temperatur zu [58, 59]. Ebenso ist eine Abnahme der Konsistenz feststellbar [60, 61].

3.2.4 Tribologie der Fettschmierung

Die Tribologie der Fettschmierung ist komplex. Neben der Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms im Tribokontakt wird dessen Versorgung von den Eigenschaften des Schmierfetts beeinflusst. Die mit Abstand meiste Forschung zur Tribologie der Fettschmierung wird auf dem Gebiet der Wälzlagerforschung durchgeführt. Dieser Abschnitt gibt einen Überblick über die auf diesem Gebiet gewonnenen Erkenntnisse.

Schmierwirkung

Die Schmierwirkung der Schmierfette führte Baker [58] auf das Grundöl zurück, welches aus dem Schmierfett ausblutet und den Tribokontakt mit Schmierstoff versorgt. Spätere Untersuchungen zeigten die Fähigkeit eines Schmierfetts, dickere Schmierfilme auszubilden als das Grundöl. Auf dieser Basis nahmen Palacios und Palacios [39] an, dass Schmierfett als Ganzes den Tribokontakt schmiert. Jüngeren Erkenntnissen von Cann et al. [62] auf dem Gebiet der Wälzlagerschmierung

zufolge bildet sich im Tribokontakt ein Schmierfilm aus Grundöl und degenerierten Anteilen der Verdickerstruktur aus.

Schmierstoffversorgung

Schmierfett ist aufgrund seiner Strukturviskosität nur eingeschränkt in der Lage den Tribokontakt mit Schmierstoff zu versorgen. Bei der Schmierstoffversorgung existieren zwei relevante Mechanismen [63–66]:

- Nachfließen von Schmierfett
- Ausbluten und Nachfließen von Grundöl

Die Schmierstoffversorgung wird von Verdickerkonzentration [63], Temperatur [67, 68], Viskosität [66], Scherung [67], Scherstabilität und Fließgrenze [69] beeinflusst, Tabelle 3.1. Ferner liegt eine Verknüpfung der einzelnen Einflüsse vor. So steigt zum Beispiel die Viskosität eines Schmierfetts mit zunehmendem Verdickeranteil an [40].

Darüber hinaus besitzen Vibrationen einen Einfluss auf die Schmierstoffversorgung. Ob diese von Vor- oder Nachteil sind hängt von der Art der Vibration und vom Schmierfett ab [50, 70, 71].

Tabelle 3.1: Einflüsse auf die Mechanismen der Schmierstoffversorgung

Einflussgröße und Ausprägung	Positiver Einfluss auf Ausbluten von Grundöl	Nachfließen von Schmierfett
geringe Verdickerkonzentration	+	+
hohe Temperatur	+	+
hohe Scherung	+	+
geringe Scherstabilität	+	+
geringe Viskosität		+
geringe Fließgrenze		+

Bei der Versorgung des Tribokontakts mit ausgeblutetem Grundöl spielt die Wechselwirkung zwischen Verdicker und Grundöl eine wichtige Rolle. Schmierfette mit einer vergleichbaren Ölabgaberate können unterschiedlich hohe Schmierfilmdicken hervorrufen [72]. In ausgeblutetem Öl ist stets ein geringer Anteil an Verdicker gelöst [73].

Einer guten Schmierstoffversorgung wirken hohe Pressungen und Relativgeschwindigkeiten der Reibpartner entgegen [67]. Bei einer zu geringen Schmierstoffversorgung tritt Mangelschmierung auf [74]. Ein mangelgeschmierter Tribokontakt kann durch eine verbesserte Schmierstoffversorgung jedoch wieder in Vollschmierung übergehen [75].

Schmierfilmdicke

Schmierfilmdickenmessungen fettgeschmierter Dichtsysteme sind nicht bekannt. In der Literatur finden sich jedoch vergleichende Schmierfilmdickenmessungen fett- und ölgeschmierter Wälzlager. Befindet sich Schmierfett auf den Wälzbahnen, wird der Tribokontakt zwischen Wälzkörper und Gegenlauffläche vollständig von einem Fettfilm geschmiert [50]. Die Schmierfilmdicke ist in diesem Fall höher als bei Ölschmierung [38, 73, 76–80]. Die Viskosität bzw. eine Vorscherung des Schmierfetts zeigt hierbei keinen Einfluss auf die Schmierfilmdicke [38, 39]. Wird mehr Schmierstoff aus dem Tribokontakt verdrängt als nachzufließen vermag, geht das System in Misch- oder Mangelschmierung über. In diesem Fall ist der Schmierfilm dünner als bei Ölschmierung [59].

Im Falle von Gleitreibung tritt bei Fettschmierung eher Mangelschmierung auf als bei Rollreibung [70]. Daher ist bei Gleitreibung mit geringeren Schmierfilmdicken zu rechnen.

Verdickerpartikel im Tribokontakt

Verdickerpartikel beeinflussen den Schmierungszustand eines Tribokontakts. Eriksson et al. [64] konnten eine, durch einen Verdickerpartikel hervorgerufene, lokale Pressungserhöhung um den Faktor zwei nachweisen. Umgekehrt stellte er eine Beeinflussung der Bewegung von Verdickerpartikeln durch Pressungsgradienten fest und konnte eine Ausrichtung derselben unter Scherung beobachten [81].

Grundöl wird schneller aus dem Tribokontakt verdrängt als Verdickerpartikel [82]. Beim Auftreten von Mangelschmierung besitzen die im Tribokontakt verbliebenen Verdickerpartikel eine gewisse Eigenschmierwirkung [59, 63, 83].

Die im Tribokontakt vorhandenen Verdickerpartikel können Ablagerungen auf den Reibpartnern bilden [62, 84, 85]. Art und Umfang dieser Ablagerungen sind vom Schmierfett abhängig [79, 86].

3.3 Berührende Abdichtung von Schmierfetten

Der größte Teil der Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten zur berührenden Abdichtung von Schmierfetten wird im Bereich der Wälzlagerabdichtungen durchgeführt. Dies ist aus den zahlreichen Patentanmeldungen auf diesem Gebiet in den letzten Jahren ersichtlich [87–94]. Wennehorst und Poll [95] sowie Ottink und Poll [96] lieferten hierzu einen Beitrag zur optimalen Gestaltung von Wälzlagerschutzdichtungen. Der Fokus dieser Arbeiten liegt jedoch darauf, Verunreinigungen von den Wälzkörpern fern zu halten. Das Auftreten von Leckage wird dabei toleriert. Ein dynamischer Dichtmechanismus wird mit den meisten Entwicklungen nicht angestrebt bzw. lediglich als Sekundärfunktion betrachtet. Eine Erklärung des Verhaltens von Schmierfetten im Dichtspalt ist aufbauend auf diesen Arbeiten nicht leistbar.

Sommer und Dürnegger [97] wiesen für fettabdichtende Radial-Wellendichtungen eine größere Temperaturüberhöhung im Dichtspalt nach als für Ölabdichtung [5]. Von Dichtungsherstellern wird als Einsatzgrenze fettabdichtender Radial-Wellendichtungen die Hälfte der bei Ölabdichtung zulässigen Umfangsgeschwindigkeit angegeben [98, 99]. Dies konnte im Rahmen ihrer Untersuchungen bestätigt werden. Grund hierfür ist die bei der Fettabdichtung geringe Wärmeabfuhr über den Schmierstoff.

Dürnegger [100] führte Untersuchungen zum Einfluss der Grundölviskosität an Radial-Wellendichtungen nach DIN 3760 [6] durch. Er stellte eine Erhöhung des Reibwerts mit zunehmender Grundölviskosität fest. Ferner erfolgte eine systematische Untersuchung zum Einfluss der Systemkomponenten Dichtelement und Dichtungsgegenlauffläche handelsüblicher Dichtsysteme. Demnach sind Standard-RWDR aus Elastomer ohne Schutzlippe (Typ A) am besten zur Schmierfettabdichtung geeignet. Zur Minimierung des Wärmeeintrags kann bei diesen die Radialkraft reduziert werden, ohne die Betriebssicherheit zu gefährden.

Auf der Basis rheologischer Messungen entwickelten Baart et al. [101] ein Modell nach welchem nicht-newtonsche Effekte den Schmierungszustand des Dichtspalts beeinflussen. Aus den im Schmierfett unter Scherung auftretenden Normalspannungen resultiert eine der Radialkraft des Radial-Wellendichtrings entgegenwirkende Kraft. Einer späteren Korrektur des Modells [102] zufolge liegt die resultierende Linienpressung in der Größenordnung von *0,1 N/m.* Dies entspricht *0,1 %*

der aus der Radialkraft resultierenden Linienpressung. Im Betrieb wird die Dichtkante durch hydrodynamische Kräfte angehoben [8]. Der Betrag der hydrodynamischen Kräfte entspricht also dem der Radialkraft. Die aus den Normalspannungen resultierende Kraft ist im Vergleich zu den hydrodynamischen Kräften demnach vernachlässigbar.

Ferner stellten Baart et al. [103] ein Modell zur Schmierstoffversorgung des Dichtspalts auf. Grundlage bildet der Ansatz, dass der Dichtspalt durch aus dem Fett ausblutendes Öl geschmiert wird. In Abhängigkeit einer fliehkraftabhängigen Ausblutrate verwendeten Baart et al. [104, 105] dieses Modell zur Prognose des Eintretens von Mangelschmierung axial berührender Lagerabdichtungen.

Baart beobachtete an Wälzlagerdichtungen eine drehzahlabhängige Verteilung des abzudichtenden Schmierfetts (NLGI-Klasse *2*), Bild 3.11 [102]. Unterhalb einer Separationsdrehzahl wird das Schmierfett im Keilspalt zwischen Dichtelement und Dichtungsgegenlauffläche geschert. Beim Überschreiten der Separationsdrehzahl bildet sich ein Luftspalt aus. Es liegt keine Scherung mehr vor. Das Schmierfett haftet an Dichtelement und Dichtungsgegenlauffläche. Oberhalb einer kritischen Drehzahl befindet sich nahezu kein Schmierfett mehr auf der rotierenden Dichtungsgegenlauffläche. Lediglich in unmittelbarer Nähe des Dichtspalts liegt auf dieser noch Schmierfett vor.

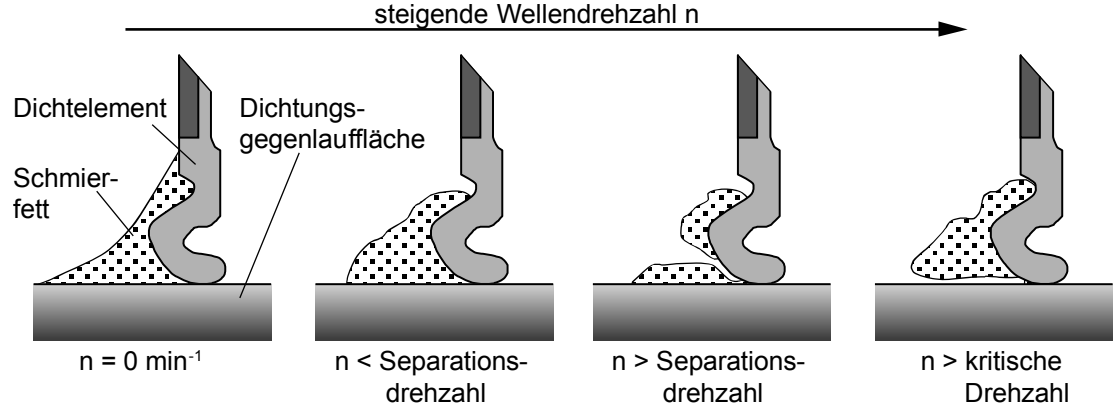


Bild 3.11: Befettungssituation einer Wälzlagerabdichtung nach [102], NLGI-Klasse 2

Narten [106] untersuchte den Einfluss des Dichtungsumfeldes bei der Abdichtung von Fließfetten, Bild 3.12.

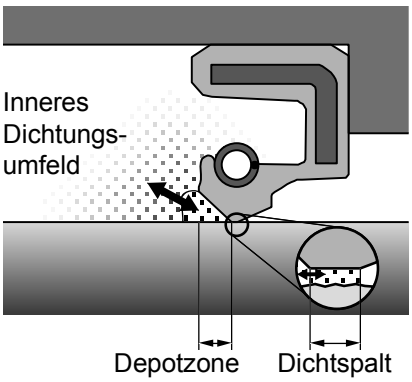


Bild 3.12: Funktionale Zonen der Fettabdichtung nach [106], NLGI-Klasse 000-0

Aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Konsistenz findet bei Fließfetten ein Schmierstoffaustausch zwischen dem inneren Dichtungsumfeld und dem Dichtspalt statt. Eine wichtige Rolle spielt hierbei der als Depotzone bezeichnete Bereich im Keilspalt zwischen Radial-Wellendichtring und Dichtungsgegenlauffläche. Narten geht in diesem Bereich von einer dauerhaften Scherung des Fließfetts aus.

Die Beobachtungen von Baart und Narten werden indirekt von Kümmel [107] bestätigt. Er untersuchte die Bildung eines Luftspalts in fettgefüllten Spalten berührungsfreier Dichtsysteme. Ein Luftspalt bildet sich vorzugsweise bei Schmierfetten höherer NLGI-Klasse aus.

Wangenheim et al. [108] stellten ein Rechenmodell zur Berechnung der Schmierfilmdicke bei fettgeschmierten O-Ring-Stangendichtungen auf. Sie berechneten Schmierfilmdicken kleiner als *1 µm.* Eine experimentelle Verifikation war aufgrund der schmierfetttypischen inhomogenen Zusammensetzung nicht durchführbar [109].

Fazit

Nach dem Stand der Technik sind grundlegende Fragestellungen zu Funktion und Betriebsverhalten fettabdichtender Radial-Wellendichtungen nicht geklärt. Zum einen liegt keine abgesicherte Erkenntnis über die Höhe des Dichtspalts vor. Es muss davon ausgegangen werden, dass diese in der Größenordnung der Dichtspalthöhe ölabdichtender Systeme liegt. Zum anderen liegen keine Ergebnisse vor, die einen Rückschluss auf die Schmierstoffzusammensetzung im

Dichtspalt zulassen. Es existieren keine Untersuchungen die sich systematisch mit dem Einfluss von Schmierfettbestandteilen auf das Betriebsverhalten befassen. Folglich sind deren Auswirkung auf Reibung, Verschleiß und Förderwirkung nicht bekannt. Das hohe Risiko von Mangelschmierung bei fettabdichtenden Systemen ist bekannt. Untersuchungen im Zusammenhang mit der Schmierstoffzusammensetzung sind jedoch nicht veröffentlicht. Zusammenfassend ist nach dem Stand der Technik weder eine Beschreibung der Funktion noch des Betriebsverhaltens fettabdichtender Radial-Wellendichtungen in ausreichendem Umfang möglich.

4 Versuchseinrichtungen

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Prüfstände und Messgeräte sind in diesem Kapitel beschrieben.

4.1 Rotationstribometer

Das Rotationstribometer, Bild 4.1, dient zur Versuchsdurchführung mit einem Ring-Scheibe-Versuchsaufbau, Bild 4.2.

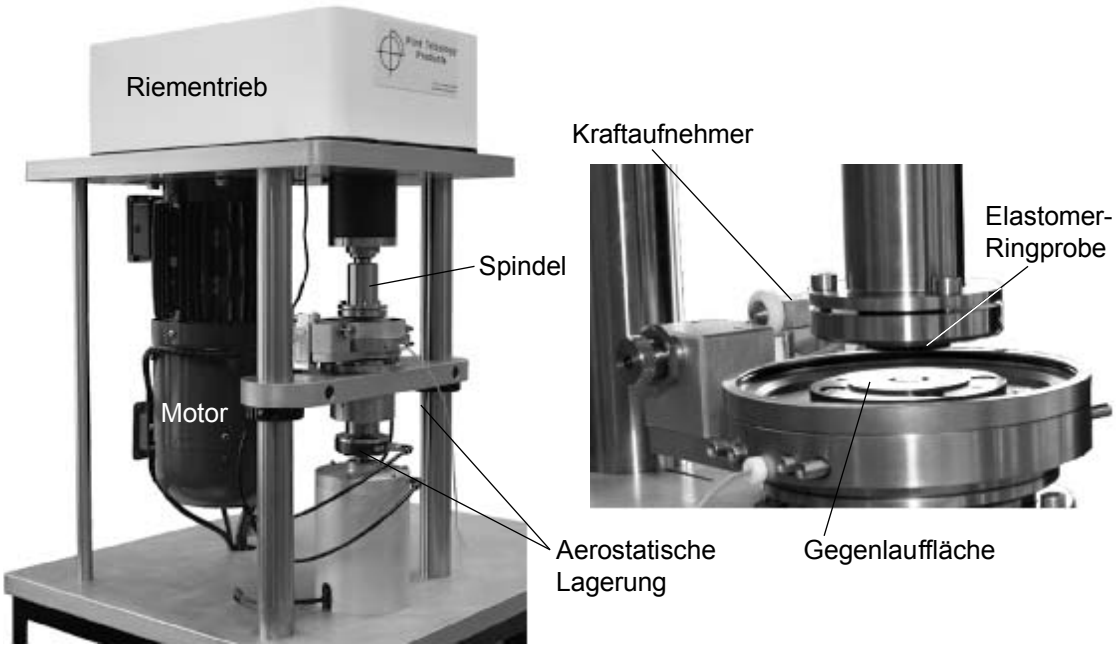


Bild 4.1: Rotationstribometer

Eine mit der Probenhalterung verklebte Elastomer-Ringprobe wird an eine Gegenlauffläche gepresst. Das durch die rotierende Elastomer-Ringprobe erzeugte Reibmoment wird über einen Kraftaufnehmer erfasst. Die Gegenlauffläche ist hierfür - axial wie radial - aerostatisch gelagert. Die Messung der Pressung erfolgt mit einer Kraftmessdose. Diese liegt im Kraftfluss zwischen Gegenlauffläche und dem pressenden Luftbalg. Circa *4 mm* unterhalb des Tribokontakts zwischen Elastomer-Ringprobe und Gegenlauffläche ist ein Ni/Cr-Ni-Thermoelement verbaut. Dies ermöglicht eine vergleichende Messung der Temperatur. Ebenso wird es für eine Temperierung des Aufbaus verwendet. Zur Temperierung ist der Versuchsaufbau mittels vier, unterhalb der Gegenlauffläche verbauten, Heizpatronen beheizbar. Die Messung des Verschleißweges erfolgt mittels eines kapazitiven Wegsensors.

Das Schmierfett wird vor Versuchsbeginn innerhalb der Elastomer-Ringprobe auf die Probenhalterung aufgetragen. Anschließend werden Elastomer-Ringprobe und Gegenlauffläche verpresst. Bei Versuchen mit Ölschmierung wird das Öl über eine Bohrung in das Innere der an die Gegenlauffläche angepressten Elastomer-Ringprobe gefüllt. Der mit Schmierstoff gefüllte Raum ist entlüftet.

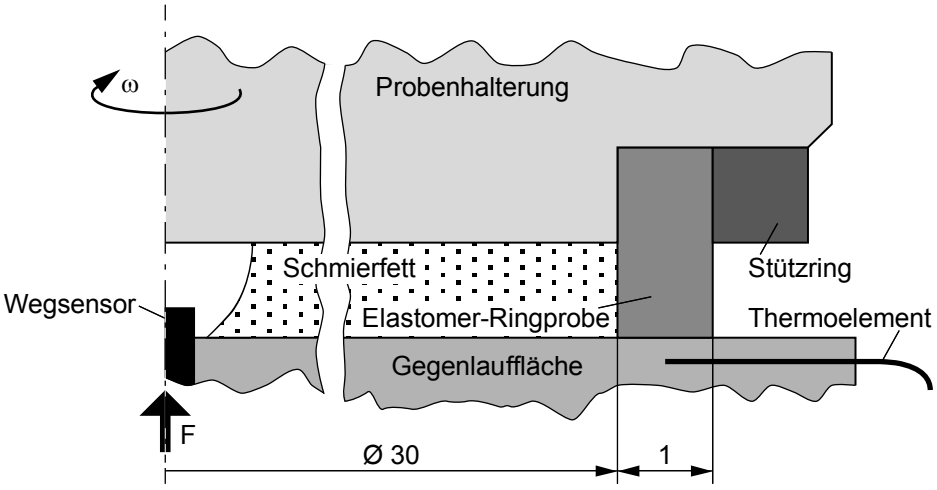


Bild 4.2: Ring-Scheibe-Versuchsaufbau (nicht maßstäblich)

4.2 Einzeldichtungsprüfstand

Der Einzeldichtungsprüfstand, Bild 4.3, ermöglicht Reibmomentmessungen an Radial-Wellendichtungen. Der Radial-Wellendichtring wird in den RWDR-Halter eingepresst. Dieser ist mit drei Führungsstangen geführt und axial positionierbar. Der Aufbau aus Führungsstangen und RWDR-Halter ist aerostatisch gelagert. Das im Dichtspalt verursachte Reibmoment wird über einen Kraftaufnehmer abgestützt und erfasst. Austauschbare, drallfrei geschliffene Wellenhülsen (INA IR 40x50x35-EGS) bilden die Dichtungsgegenlauffläche. Diese ist temperierbar. Hierfür wird temperiertes Öl über Temperierbohrungen in der Welle unterhalb der Dichtungsgegenlauffläche umgewälzt. Die Temperatur der Dichtungsgegenlauffläche ergibt sich aus der eingebrachten bzw. abgeführten Wärme des temperierten Öls, der Reibwärme und der Wärmeabgabe an die Umgebung. Die Temperatur der Dichtungsgegenlauffläche ist mit einem Infrarot-Strahlungspyrometer berührungslos messbar. Die Messung erfolgt ca. *4 mm* von der Dichtkante entfernt auf der Luftseite der Radial-Wellendichtung. Die Dichtungsgegenlauffläche wird hierzu mit ei-

nem Lack mit bekanntem Emissionskoeffizienten geschwärzt. Die Befettung erfolgt einmalig vor Versuchsbeginn. Eine um die Dichtungsgegenlauffläche gelegte Raupe aus Schmierfett wird durch axiales Verschieben des Radial-Wellendichtrings wenige Millimeter mitgeschleppt. Das Schmierfett befindet sich dadurch direkt an der Dichtkante.

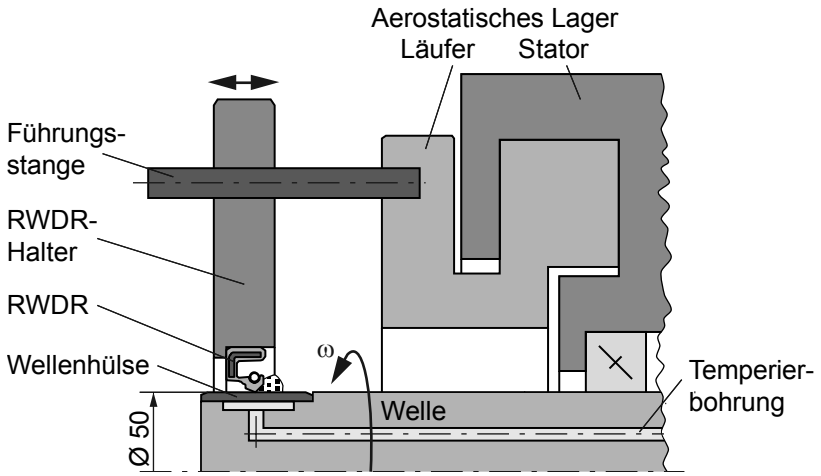


Bild 4.3: Einzeldichtungsprüfstand (Prinzipdarstellung)

4.3 Viskosimeter

Das Viskosimeter Viscolab LC 10 von Physica am IMA ist im Vergleich zur Standardausführung um einen Kegel-Platte-Aufbau erweitert [110], Bild 4.4. Damit ist die Viskosität von Schmierfetten nach DIN 51810-1 [111] messbar.

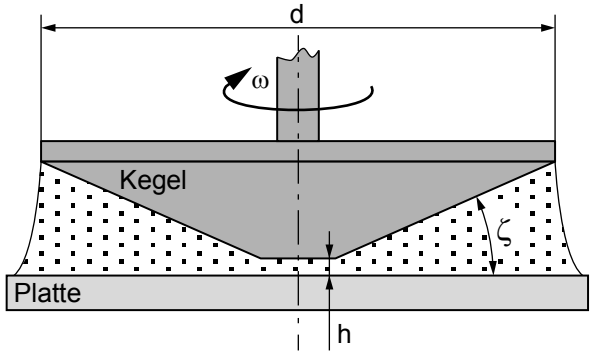


Bild 4.4: Kegel-Platte-Viskosimeter nach [111, 112] (nicht maßstäblich)

Der Vorteil eines Kegel-Platte-Aufbaus liegt in der über den Durchmesser konstanten Scherrate. Der Raum zwischen Kegel und Platte wird mit Schmierfett gefüllt.

Über die Messung von Antriebsmoment und -drehzahl ist die Viskosität der Schmierfettprobe bestimmbar. Der Kegelwinkel ζ beträgt *1°*. Der Kegel besitzt einen Durchmesser d von *50 mm*. Die gedachte Kegelspitze berührt die Oberfläche der Platte. Hierfür wird die Spalthöhe h auf *25 µm* eingestellt. Der Aufbau ist mittels eines durch die Platte strömenden Temperieröls temperierbar.

4.4 Radialkraftmessgerät

Mit dem Radialkraftmessgerät nach DIN 3761-9 [113] ist die Radialkraft eines Radial-Wellendichtrings messbar, Bild 4.5. Der Radial-Wellendichtring wird hierzu auf zwei Messbacken geschoben. Eine Messbacke ist in Messrichtung verschiebbar. Die Radialkraft wird über eine Blattfeder abgestützt. Die Messelektronik ermittelt die Radialkraft aus der Verformung der Blattfeder. Die Radialkraft wird mit und ohne Spiralzugfeder gemessen, jeweils viermal nach einer Drehung von je *90°* um die Achse des Radial-Wellendichtrings.

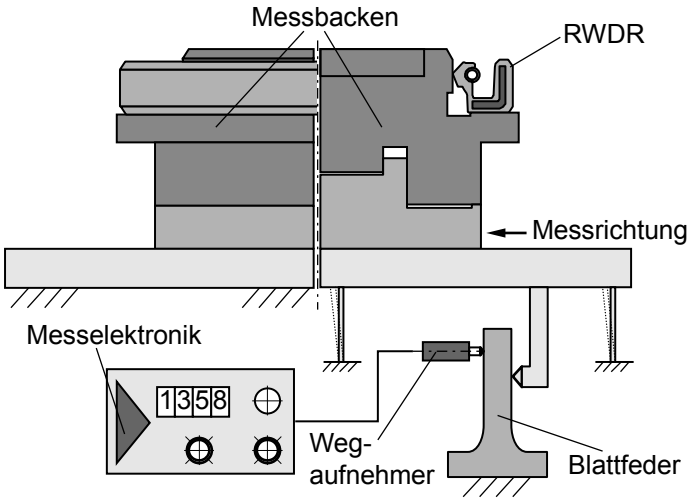


Bild 4.5: Radialkraftmessgerät nach [113]

4.5 Rauheitsmessgerät

Mit dem Rauheitsmessgerät Hommel-Tester T8000 nach DIN EN ISO 3274 [114], Bild 4.6, ist eine taktile Ermittlung von 2D-Rauheitskenngrößen nach DIN EN ISO 4287 [115] im Tastschnittverfahren durchführbar. Der verwendete Taster besitzt einen Spitzenradius von *2 µm* und einen Öffnungswinkel von *60°*.

Weiterhin ist die Messung von Makrodrall nach der CARMEN-Methode nach MBN 31007-7 [116] möglich. Das Messobjekt wird hierzu im Rotationsvorschub eingespannt. Es werden *72* taktile Rauheitsschriebe um je *5°* im Umgang versetzt angefertigt. Diese werden zu einer Pseudotopografie der Oberfläche zusammengesetzt. Aus dieser werden mittels einer Fast Fourier Transformation Drallparameter zur Bewertung des Makrodralls berechnet.

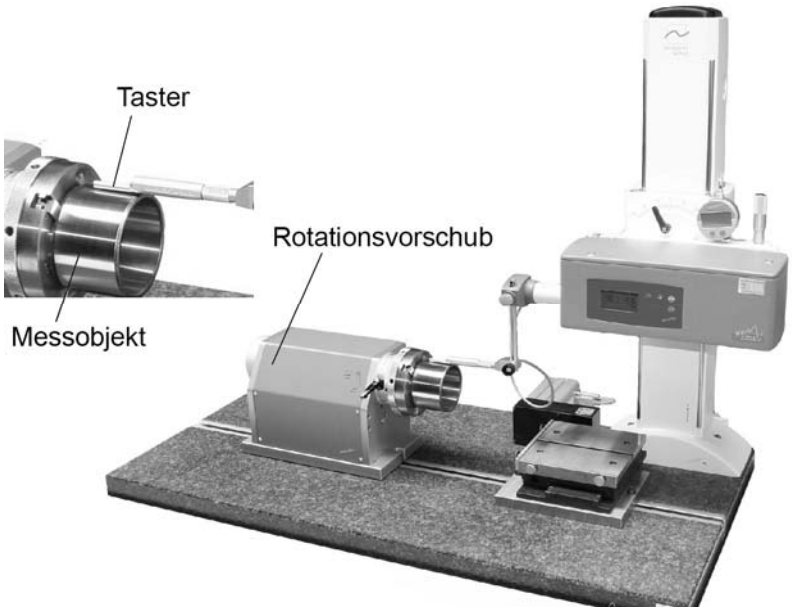


Bild 4.6: Rauheitsmessgerät Hommel T8000

4.6 Topographiemessgerät

Zur Vermessung der Oberflächentopografien von Wellenhülsen wurde ein Topographiemessgerät der FRT GmbH eingesetzt, Bild 4.7. Dieses arbeitet nach dem Verfahren der chromatischen Aberration. Das zu vermessende Messobjekt wird hierzu auf dem in der x-y-Ebene verfahrbaren Tisch aufgespannt. Der Sensor ist oberhalb des Tisches an einem z-Vorschub angebracht.

Zur Ermittlung der Höhe des Messpunktes wird Weißlicht mittels einer Optik mit großer chromatischer Aberration spektral aufgefächert. Dieses nach der Wellenlänge aufgefächerte Licht wird vertikal durch eine Linse geleitet. An dieser bricht es in Abhängigkeit der Wellenlänge unterschiedlich stark. Licht jeder Wellenlänge hat demnach einen Fokus an spezifischer vertikaler Position. Das Licht strahlt auf das Messobjekt und wird an diesem reflektiert. Es wird vorwiegend Licht der Wellenlänge reflektiert, in deren Fokus die Oberfläche des Messobjekts liegt. Durch

eine Spektralanalyse des reflektierten Lichts ist der Abstand zwischen Linse bzw. Sensor und der Oberfläche des Messobjekts messbar.

Die verwendete Messeinrichtung erreicht eine laterale Auflösung von *1 µm* sowie eine Tiefenauflösung von *3 nm*. Durch ein Abrastern der Oberfläche des Messobjekts ist die Oberflächentopografie erfassbar.

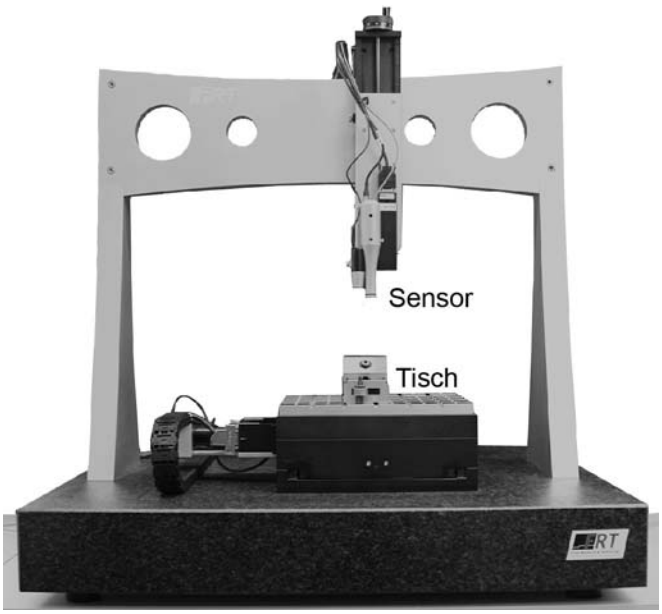


Bild 4.7: 4.6 Topographiemessgerät FRT MicroProf

4.7 Laserscanningmikroskop

Das 3D-Laserscanning-Mikroskop Keyence VK-9710, Bild 4.8, wurde zur Vermessung von Gegenlaufflächen und Elastomer-Ringproben eingesetzt. Es verfügt über eine Laseroptik zur Erfassung der Oberflächentopografie des Messobjekts sowie eine Kamera zur Aufzeichnung von Farbinformationen. Zur Erfassung der geometrischen Daten wird der Messbereich mittels einer Abtastoptik in der x-y-Ebene mit einem violetten Laser der Wellenlänge *408 nm* abgerastert. Ein Photomultiplier registriert das von jedem Bildpunkt reflektierte Laserlicht. Das Abrastern erfolgt in mehreren Höhenpositionen des Messobjekts. Anhand der Intensität des reflektierten Laserlichts lässt sich die Lage der Fokusebene des Bildpunktes ableiten. Aus den erfassten Daten wird ein dreidimensionales Abbild des Messobjekts erstellt.

Das vom Messobjekt reflektierte Licht einer Weißlichtquelle wird von einer Kamera erfasst. Dies geschieht für jeden Bildpunkt im mit der Laseroptik ermittelten

Brennpunkt. Durch Überlagerung von Farb- und Geometriedaten ist ein dreidimensionales Abbild der Oberfläche des Messobjekts in Echtfarben darstellbar. Die vom Mikroskop erreichbare Auflösung beträgt lateral weniger als *0,5 µm* sowie in der Tiefe *1 nm*.

Das Messobjekt wird zur Durchführung der Messung auf dem Tisch platziert. Der Tisch ist mittels Vorschüben in der x-y-Ebene verfahrbar. Messobjekte, die größer als der Bildbereich sind, können durch Zusammensetzen mehrerer Einzelmessungen an verschiedenen x-y-Positionen erfasst werden.

4.8 Digitalmikroskop

Das Digitalmikroskop Keyence VHX-1000D, Bild 4.9, wurde zur Untersuchung von Elastomer-Ringproben und Radial-Wellendichtringen verwendet.

Bild 4.8: Laserscanningmikroskop Keyence VK-9710

Bild 4.9: Digitalmikroskop Keyence VHX-1000D [106]

Es verfügt über eine Kamera mit *54* Megapixeln. Mit dem Mikroskop können mittels eines vertikal verfahrbaren Objektivs Bilder in unterschiedlichen Fokusebenen erfasst werden. Diese Einzelbilder lassen sich zu tiefenscharfen 2D- oder zu 3D-Bildern zusammensetzen. Die erreichbare laterale Auflösung beträgt weniger als *1,5 µm*. Durch eine integrierte Auswertesoftware sind anhand der 2D-Aufnahmen Längenmessungen in der zur Optik senkrechten Ebene durchführbar.

5 Verwendete Schmierfette

Im Rahmen der, in den Kapiteln 6 bis 9, beschriebenen Untersuchungen wurde ein großer Einfluss des Schmierfetts auf das Betriebsverhalten von Radial-Wellendichtungen festgestellt. Aus diesem Grund wurden Aufbau und Eigenschaften dieser Schmierfette ausführlich betrachtet. Neben Modellfetten wurde ein kommerzielles Referenzfett eingesetzt.

5.1 Referenzfett

Zur Bewertung des Systemverhaltens wurde ein handelsübliches Schmierfett (ISOFLEX TOPAS NCA 5051, Klüber Lubrication München KG) eingesetzt. Es basiert auf einem synthetischen Kohlenwasserstofföl ($\nu(40\ °C) = 30\ mm^2/s$, $\nu(100\ °C) = 6\ mm^2/s$) und ist mit einer Calcium-Spezialseife verdickt. Die Walkpenetration beträgt *385 1/10* mm *... 415 1/10* mm (NLGI-Klasse *00 ... 0*). Angaben zur Additivierung sind im Datenblatt nicht vorhanden [117].

5.2 Modellfette

Die Untersuchung des Schmierfetteinflusses erfolgte mit Modellfetten, die von der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH speziell angefertigt wurden. Diese Modellfette besitzen eine bekannte Zusammensetzung und sind frei von Additiven.

5.2.1 Zusammensetzung

Zur Bewertung des Verdickereinflusses wurden zehn unterschiedliche Schmierfette mit dem gleichen Grundöl eingesetzt, Tabelle 5.1. Circa *90 %* der weltweit eingesetzten Schmierfette beinhalten einen der hier untersuchten Verdickertypen [118].

Um den Einfluss von Verdickeranteil und Grundölart zu bewerten, wurden drei Verdicker aus Tabelle 5.1 mit drei Grundölen kombiniert. Der Verdickeranteil wurde für jedes Fett auf *5 %*, *10 %* und *15 %* eingestellt, Tabelle 5.2. Von jedem Schmierfett wurde hierzu ein Modellfett mit einem Verdickeranteil von *15 %* hergestellt. Die Fette mit Verdickeranteilen von *5 %* und *10 %* wurden durch Zugabe von Grundöl und anschließender Homogenisierung mittels eines Dreiwalzwerks gemischt. Dieses Vorgehen ist für Schmierfette mit Metallseifenverdickern allerdings untypisch. Bei der Herstellung dieser Schmierfette wird eine Verseifungsreaktion der Verdickerrohstoffe im Grundöl durchgeführt. Die resultierende Verdickerstruktur hängt dabei unter anderem vom Verdickeranteil ab [40]. Schmierfette

gleicher Zusammensetzung können bei abweichender Herstellung daher eine unterschiedliche Konsistenz aufweisen [119] bzw. ein unterschiedliches Reibverhalten des geschmierten Tribokontakts hervorrufen [120]. Die verwendeten Schmierfette mit einem Verdickeranteil von *5 %* und *10 %* besitzen also unter Umständen eine für diese Verdickeranteile untypische Verdickerstruktur bzw. untypische Eigenschaften. Für eine prinzipielle Betrachtung des Einfluss des Verdickeranteils erscheint dieses Vorgehen jedoch ausreichend.

Tabelle 5.1: Schmierfette zur Bewertung des Einflusses des Verdickertyps

Verdickertyp		Grundöl	Verdickeranteil [Gew.-%]
Metallseifen-	Li-12-hydroxystearat (Li-12-HS)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	6
verdicker	Li-Komplexseife Typ 1 (Li-X 1)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	14
	Li-Komplexseife Typ 2 (Li-X 2)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	10
	Ca-12-hydroxystearat (Ca-12-HS)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	13
	Ca-Komplexseife (Ca-X)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	21
	Al-Stearat (Al-S)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	10
	Al-Komplexseife (Al-X)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	13
Nichtseifen-	Hochdisperse Kieselsäure (HDK)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	9
verdicker	Bentonit	Mineralöl 1 (MÖ 1)	12
	Polyharnstoff (PU)	Mineralöl 1 (MÖ 1)	9

Tabelle 5.2: Schmierfette zur Bewertung der Einflüsse des Verdickeranteils und der Grundölart

Verdickertyp		Grundölart	Verdickeranteil [Gew.-%]		
Metallseifen-	Li-12-hydroxystearat	Mineralöl 2 (MÖ 2)	5	10	15
verdicker	(Li-12-HS)	Polyglycol (PG)	5	10	15
		Poly-α-Olefin (PAO)	5	10	15
Metallseifen-	Ca-12-hydroxystearat	Mineralöl 2 (MÖ 2)	5	10	15
verdicker	(Ca-12-HS)	Polyglycol (PG)	5	10	15
		Poly-α-Olefin (PAO)	5	10	15
Nichtseifen-	Hochdisperse Kieselsäure	Mineralöl 2 (MÖ 2)	5	10	15
verdicker	(HDK)	Polyglycol (PG)	5	10	15
		Poly-α-Olefin (PAO)	5	10	15

5.2.2 Grundöle

Tabelle 5.3 zeigt Polarität und die gemessene dynamische Viskosität der Grundöle. Es wurden Grundöle vergleichbarer Viskositäten verwendet. Ziel war die Bewertung des Einflusses der Grundölart, nicht der Grundölviskosität. Polyglycol ist polar und daher hydrophil, die anderen Grundöle sind unpolar und hydrophob.

Tabelle 5.3: Eigenschaften der Grundöle

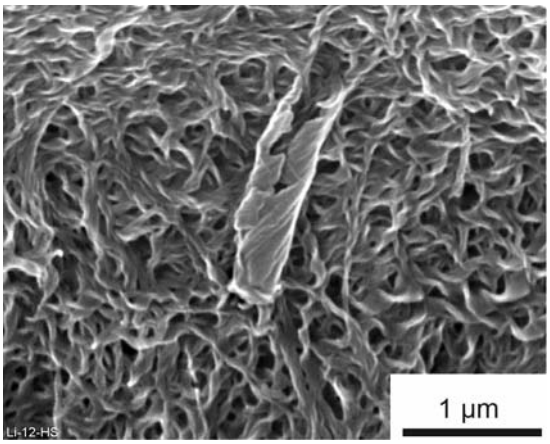
Grundöl	Zusammensetzung	Polarität	dynamische Viskosität [mPas]		
			40 °C	80 °C	100 °C
Mineralöl 1	naphtenisch/paraffinisch 1:1	unpolar	114,8	12,4	5,6
Mineralöl 2	naphtenisch/paraffinisch 1:1	unpolar	111,0	13,1	6,1
Poly-α-Olefin		unpolar	102,6	24,1	9,3
Polyglycol		polar	125,6	26,7	18,4

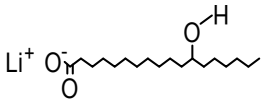
5.2.3 Verdicker

Metallseifenverdicker, Bild 5.1 bis Bild 5.7, sind Salze metallischer Kationen und organischer Anionen. Sie werden durch eine Verseifungsreaktion eines Metallhydroxides mit einer organischen Säure im Grundöl hergestellt [27]. Die Reaktion verläuft unter Wasserabgabe. Metallseifenverdicker liegen oft in Fibrillenform vor. Die Seifenmoleküle lagern sich hierbei zu Seifenmizellen zusammen. Ein Aneinanderreihen der Mizellen führt zum Ausbilden der fadenförmigen Strukturen.

Die nachfolgend dargestellten Aufnahmen von Verdickerpartikeln basieren auf den Schmierfetten mit Mineralöl 1 als Grundöl. Das Grundöl wurde hierzu aus dem Schmierfett herausgewaschen. Die Verwendung anderer Grundöle [40, 121], Verdickerkonzentrationen [40] oder Herstellparameter [122, 123] kann die Beschaffenheit der Verdickerpartikel beeinflussen. In den nachstehenden Beschreibungen der Verdicker sind neben den aufgeführten Quellen auch Angaben der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH enthalten.

Die Fäden aus Lithium-12-hydroxystearat, Bild 5.1, bilden eine Verdickerstruktur in Form eines Fibrillennetzwerks mit Fibrillen in Doppelhelixstruktur aus. Diese Fibrillen sind die größten aller betrachteten Verdickerpartikel.

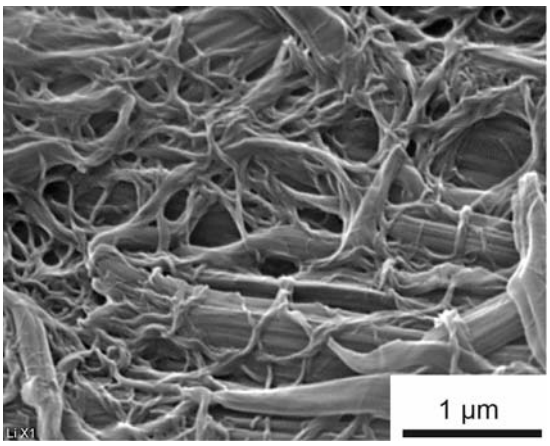


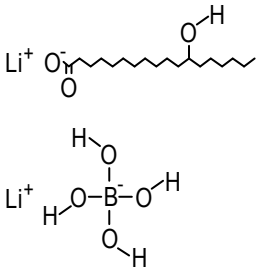


Elektronenmikroskopische Aufnahme[2] Strukturformel [27]

Bild 5.1: Li-12-hydroxystearat

Die Lithiumkomplexseife Typ 1, Bild 5.2, ist eine Komplexseife, die neben Lithium-12-hydroxystearat ein Lithiumsalz der Borsäure enthält (Lithium-Boratkomplexseife). Die Verdickerstruktur liegt in Form eines Fibrillennetzwerks vor. Die Fibrillen sind feiner als bei Lithium-12-hydroxystearat.



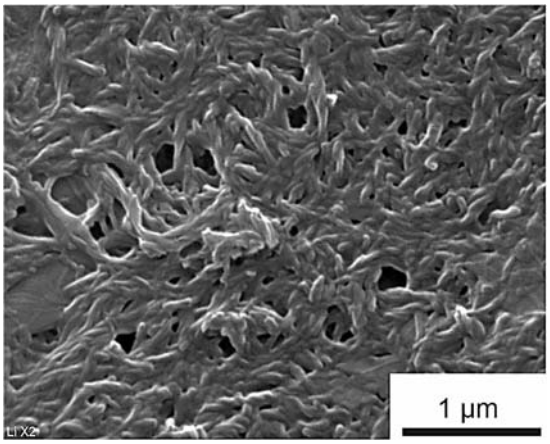


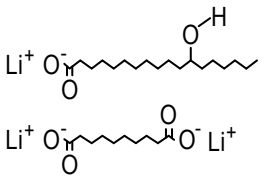
Elektronenmikroskopische Aufnahme Strukturformeln

Bild 5.2: Li-Komplexseife Typ 1

[2] Elektronenmikroskopische Aufnahmen durchgeführt von EMTEC - Elektronenmikroskopie und Materialanalyse, Mannheim

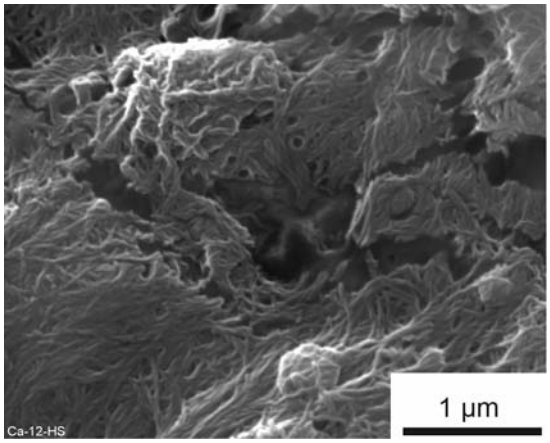
Die Lithiumkomplexseife Typ 2, Bild 5.3, enthält neben Lithium-12-hydroxystearat noch ein Lithiumsalz der Sebacinsäure (Lithium-Sebacatkomplexseife). Die Verdickerstruktur besteht aus einem Netzwerk aus vergleichsweise feinen Fibrillen.

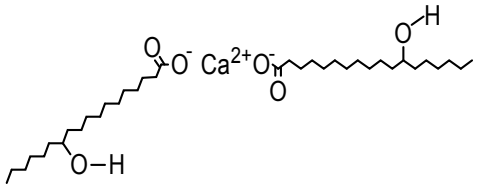




Elektronenmikroskopische Aufnahme Strukturformeln
Bild 5.3: Li-Komplexseife Typ 2

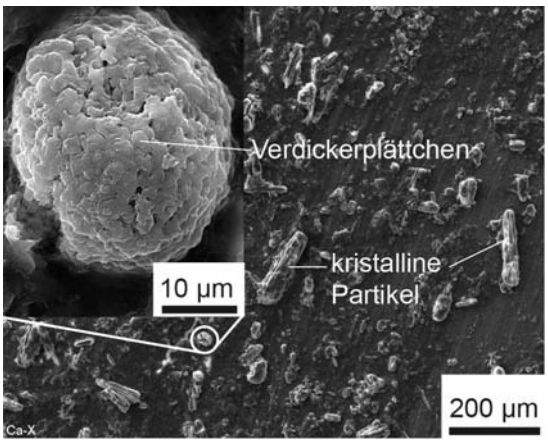
Calcium-12-hydroxystearat, Bild 5.4, ist in Herstellung und Verdickerstruktur mit Lithium-12-hydroxystearat vergleichbar. Calcium-12-hydroxystearat besitzt jedoch eine im Vergleich feinere Fibrillenstruktur.



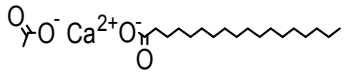


Elektronenmikroskopische Aufnahme Strukturformel [124]
Bild 5.4: Ca-12-hydroxystearat

Die Calcium-Komplexseife, Bild 5.5, besteht aus Calciumstearat und Calciumacetat. Zusätzlich sind nicht strukturbildende Natriumsalze enthalten, deren Zusammensetzung nicht bekannt ist. Die Verdickerstruktur ist inhomogen. Es liegen kleine Plättchen sowie große kristalline Partikel vor. Große Partikel in Schmierfetten können bei der Synthese des Verdickers nicht vollständig reagierte Anteile der Ausgangsprodukte sein [125].



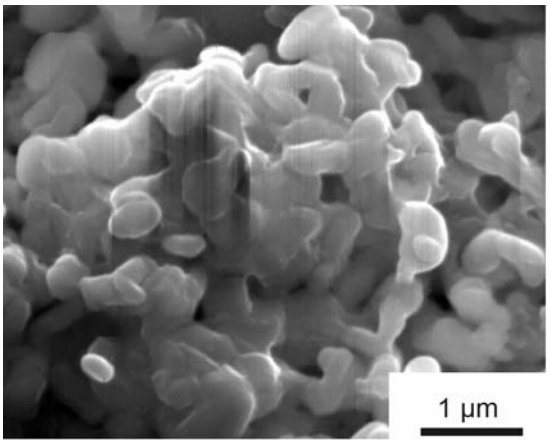
Elektronenmikroskopische Aufnahme



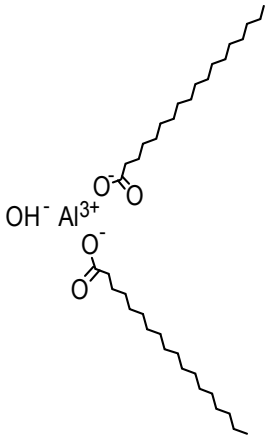
Strukturformel der Calciumseife [27]

Bild 5.5: Ca-Komplexseife

Der Aluminiumdistearatverdicker, Bild 5.6, besteht aus dem Distearat eines Aluminiumkations. Der Verdicker liegt in Form abgeplatteter Ellipsoide vor.



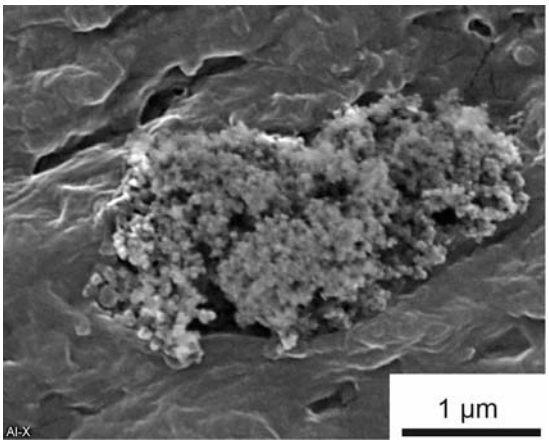
Elektronenmikroskopische Aufnahme



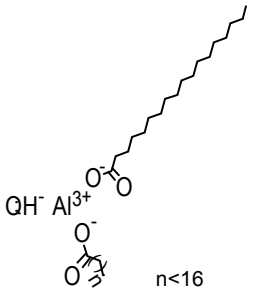
Strukturformel [124]

Bild 5.6: Al-Stearat

Der Aluminiumkomplexverdicker, Bild 5.7, besitzt im Vergleich zum Aluminiumstearatverdicker weitere kurzkettige Carbonsäuren. Die kurzkettigen Carbonsäuren gehen ebenso wie die Stearinsäure eine Ionenbindung mit einem Aluminiumkation unter Abgabe eines Protons ein. Die Verdickerpartikel sind kugelförmig.



Elektronenmikroskopische Aufnahme

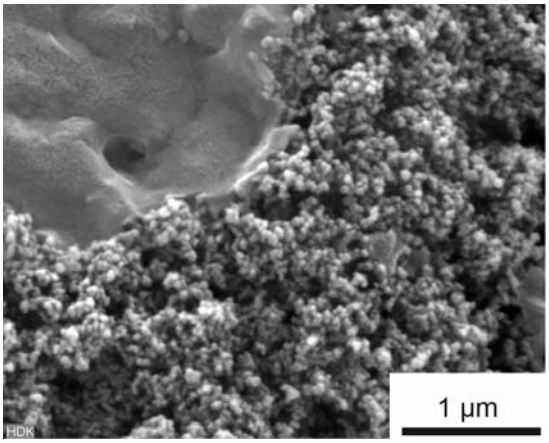


Strukturformel [36]

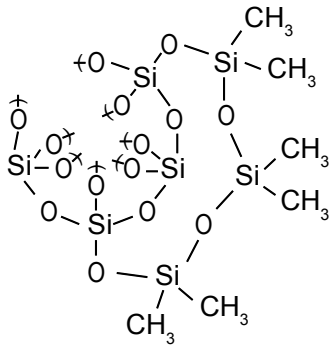
Bild 5.7: Al-Komplexseife

Schmierfette mit Kieselsäure- bzw. Bentonitverdicker, Bild 5.8 bis Bild 5.9, werden durch Beimischen des Verdickers zum Grundöl erzeugt.

Die verwendete hochdisperse Kieselsäure der Wacker Chemie AG, Bild 5.8, ist mittels eines Siloxans hydrophobisiert. Die Verdickerpartikel stellen sich als kleine Kügelchen dar. Sie sind eine amorphe Agglomeration von Primärpartikeln.



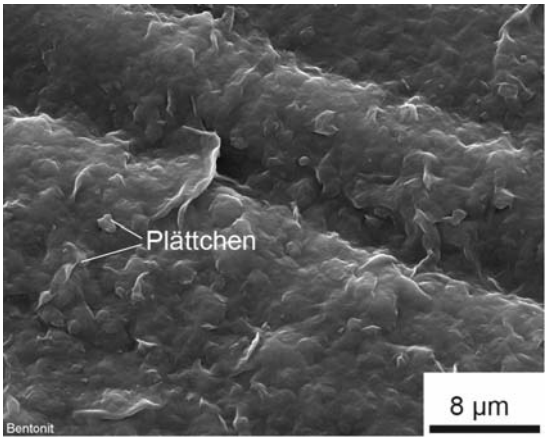
Elektronenmikroskopische Aufnahme



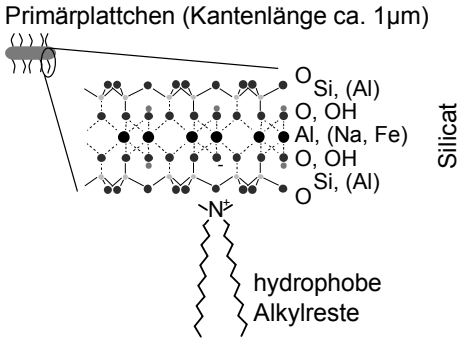
Strukturformel eines Primärpartikels [126]

Bild 5.8: Hochdisperse Kieselsäure

Der Bentonitverdicker, Bild 5.9, besteht aus einem Natrium/Eisen/Aluminium/ Schicht-Silicat (Montmorillonit). Er ist mit einem quarternären Amoniumsalz hydrophobisiert. Dadurch liegen die Primärplättchen als Silicatteilchen mit hydrophoben, auskragenden Alkylresten vor. Die hydrophoben Alkylreste wechselwirken mit dem Grundöl bzw. den Alkylresten benachbarter Primärplättchen.



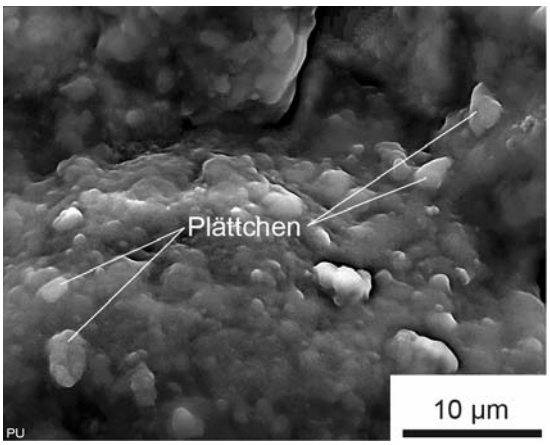
Elektronenmikroskopische Aufnahme



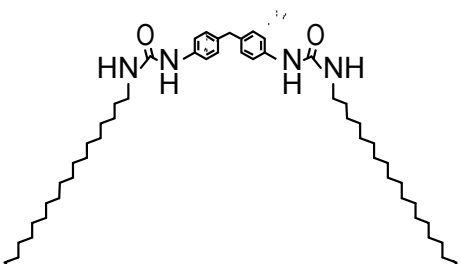
Aufbau eines Primärplättchens [36, 43]

Bild 5.9: Bentonit

Der Polyharnstoffverdicker ist ein Diharnstoffverdicker, Bild 5.10. Er entsteht aus Reaktion von Diphenylmethandiisocyanat mit Stearylamin. Die Reaktion findet meist im einzudickenden Grundöl statt [36, 127]. Er liegt in Form von Plättchen vor.



Elektronenmikroskopische Aufnahme



Strukturformel

Bild 5.10: Polyharnstoff

Form und Größe der Verdickerpartikel sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Tabelle 5.4: Form und abgeschätzte Größe der Verdickerpartikel, Literaturwerte in Klammern

Verdickertyp	Form	Größe [µm]		
		Durchmesser	Fibrillenlänge	Kantenlänge Plättchen
Li-12-HS	Fibrillen	0,04 – 0,13 (0,2 [27], 0,1 [128], 0,05 [121])	(2 bis 20 [27]) (bis 20 – 30 [128])	
Li-X 1	Fibrillen	0,03 – 0,07	relativ kurz, (2 [27])	
Li-X 2	Fibrillen	0,08 – 0,15	relativ kurz	
Ca-12-HS	Fibrillen	0,04 – 0,05	relativ kurz, (1 [27])	
Ca-X	Plättchen			0,8 – 1
Al-S	Ellipsoide	0,2 – 0,4 (0,1 [128])		
Al-X	Kügelchen	0,05		
HDK	Kügelchen	0,035		
Bentonit	Plättchen			0,5 – 1,1 (0,4 – 2 [129], 0,5 [128])
PU	Plättchen			0,6 – 1,6

Die Größenordnung der meisten Verdickerpartikel liegt somit im Bereich der Größenordnung der Dichtspaltgeometrie, Bild 5.11. Die dargestellten Größenverhältnisse und Rauheitserhebungen von Radial-Wellendichtring und Gegenlauffläche (Detailansicht Z) sind maßstäblich. Die Rauheitserhebungen des Radial-Wellendichtrings entsprechen dem unverformten Zustand. Die Dichtspalthöhe wurde in der grafischen Darstellung mit *1 µm* bis *2 µm* angenommen. Die lange Fibrille ist in der Detailansicht Y gestreckt und geknäult dargestellt. In der Detailansicht Z ist sie aufgrund der starken Vergrößerung nur geknäult darstellbar.

Die Größenverhältnisse zwischen Verdickerpartikeln und Dichtspaltgeometrie lassen eine direkte Beeinflussung der Tribologie im Dichtspalt durch die Verdickerpartikel erwarten. Ein rein indirekter Einfluss über die Auswirkung der Verdickerpartikel auf die rheologischen Schmierfetteigenschaften erscheint unwahrscheinlich.

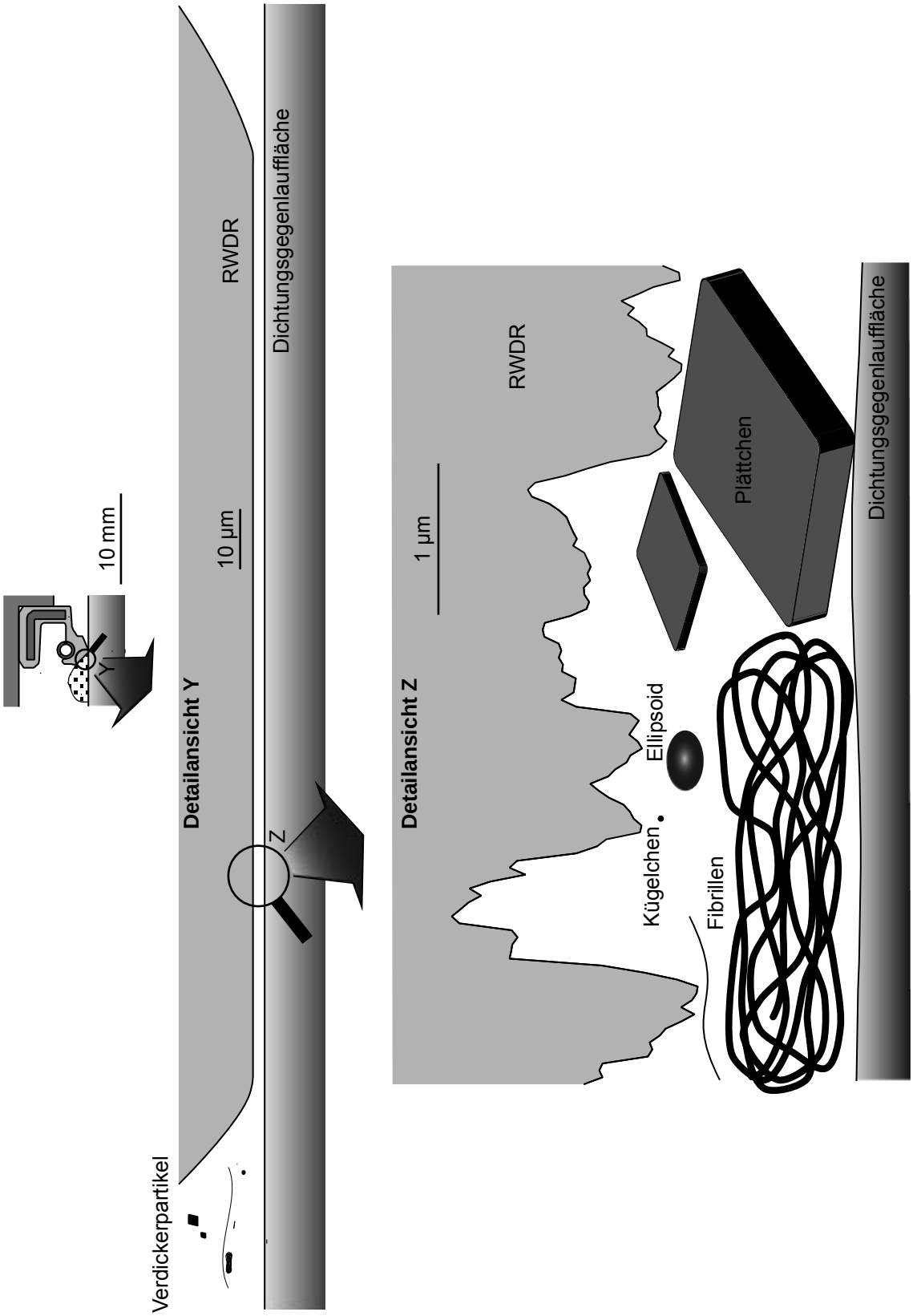


Bild 5.11: Größenverhältnisse im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen

Aus diesem Grund wird vom Verfasser mit der Ordnungszahl des Verdickers ein neuer Ansatz zur Bewertung des Schmierfetteinflusses eingeführt, Tabelle 5.5. Ziel dieses Ansatzes ist es, den tribologischen Einfluss von Verdickerpartikeln in Abhängigkeit ihrer Größe und Form auf das Dichtsystem zu bewerten.

Kügelchen erhalten kleine, Plättchen mittlere und Fibrillen hohe Ordnungszahlen. Diese Einteilung ist am jeweils größten eindimensionalen Abmaß orientiert und in aufsteigender Reihenfolge sortiert. Bei Kügelchen ist dies der Durchmesser (*0,035 µm … 0,4 µm*), bei Plättchen die Kantenlänge (*0,5 µm … 1,6 µm*) und bei Fibrillen die Fibrillenlänge (*1 µm … 30 µm*). Innerhalb der Verdickerformen unterscheiden sich die einzelnen Verdickertypen hauptsächlich in der Größe der Verdickerpartikel. Die Ordnungszahl wird daher mit aufsteigender Größe festgelegt. Wie aus der Streuung der in Tabelle 5.4 angegebenen Literaturwerte der Partikelgröße hervorgeht, variiert diese innerhalb der Verdickertypen. Dies ist auf die große Anzahl an Einflüssen auf den Herstellprozess zurückzuführen. Die Übertragung der Ordnungszahl auf andere Schmierfette erfordert daher eine mikroskopische Überprüfung der jeweiligen Verdickerstruktur.

Tabelle 5.5: Eingeführte Ordnungszahl der Verdickertypen

Kügelchen	
Ordnungszahl	Verdickertyp
1	HDK
2	Al-X
3	Al-S

Plättchen	
Ordnungszahl	Verdickertyp
4	Ca-X
5	Bentonit
6	PU

Fibrillen	
Ordnungszahl	Verdickertyp
7	Ca-12-HS
8	Li-X 1
9	Li-X 2
10	Li-12-HS

5.2.4 Konuspenetration

Tabelle 5.6 zeigt die Ruhe- und Walkpenetration nach DIN ISO 2137 [29] der auf Mineralöl 1 basierenden Schmierfette. Die angegebene NLGI-Klasse nach DIN 51818 [28] bezieht sich auf den Wert der Walkpenetration. Die Walkpenetration aller zehn Schmierfette bewegt sich mit *310 1/10 mm* bis *342 1/10 mm* in einem vergleichsweise engen Bereich. Die NLGI-Klasse liegt entsprechend bei *0* bis *1* bzw. *1*.

Tabelle 5.6: Konuspenetration der Schmierfette zur Bewertung des Verdickereinflusses

Schmierfett	Ruhepenetration [1/10 mm]	Walkpenetration [1/10 mm]	NLGI-Klasse
Li-12-HS	337	342	0 bis 1
Li-X 1	301	327	1
Li-X 2	304	341	1
Ca-12-HS	281	322	1
Ca-X	331	337	0 bis 1
Al-S	274	319	0 bis 1
Al-X	279	342	1
HDK	324	338	1
Bentonit	318	335	1
PU	279	310	1

Die entsprechenden Werte der Schmierfette mit variierendem Grundöltyp und Verdickeranteil sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst.

Tabelle 5.7: Konuspenetration der Schmierfette zur Bewertung von Verdickeranteil und Grundölart

		Ruhepenetration [1/10 mm]			Walkpenetration [1/10 mm]			NLGI-Klasse		
Verdickeranteil		5 %	10 %	15 %	5 %	10 %	15 %	5 %	10 %	15 %
Verdicker	Grundöl									
Li-12-HS	MÖ 2	362	283	215	373	279	223	0	2	3
	PG	433	264	223	395	283	223	00-0	2	3
	PAO	347	260	219	347	279	234	0-1	2	3
Ca-12-HS	MÖ 2	358	275	227	354	294	238	0-1	2	3
	PG	332	238	185	335	234	197	1	3	4
	PAO	422	343	272	354	347	279	0-1	0-1	2
HDK	MÖ 2	>475	343	208	>475	339	212	<000	1	3-4
	PG	>475	410	287	>475	392	324	<000	00-0	1
	PAO	444	283	193	422	320	208	000-00	1	3-4

Für die Schmierfette auf Basis von Mineralöl 2 bzw. Polyglycol und *5 %* hochdispersem Kieselsäureverdicker ist keine Penetration messbar. Diese Schmierfette sind zu weich. Die NLGI-Klasse ist daher mit kleiner als *000* angegeben. Für das konsistenteste Schmierfett wurde eine Walkpenetration von *197* 1/10 mm gemessen. Dies entspricht einer NLGI-Klasse von *4*.

Die Messung der Konuspenetration wurde von der Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH durchgeführt.

5.2.5 Viskosität

Es wurden Viskositätsmessungen an allen Modellfetten und den zugehörigen Grundölen durchgeführt. Die Messungen erfolgten am Viskosimeter Viscolab LC 10, Kapitel 4.3. Vor Durchführung der Messung wurde die Versuchsumgebung über die Platte temperiert. Hierzu wurde der Raum zwischen Kegel und Platte mit einer Schmierfettprobe gefüllt, um einen Wärmetransport in den Kegel zu ermöglichen. Anschließend wurde die Versuchsumgebung mit Lösungsmittel gereinigt. Durch Zusammenfahren von Kegel und Platte wurde der Nullabstand eingestellt. Das Einfüllen der Schmierfettprobe erfolgte bei großem Abstand zwischen Kegel und Platte. Anschließend wurden Kegel und Platte mit Hilfe eines Fühlerhebelmessgeräts auf den Messabstand von *25 μm* zusammengefahren. Überschüssiges Schmierfett wurde mit einem Spatel entfernt. Bei der Messung der Grundölviskositäten wurde das Grundöl bei eingestelltem Messabstand mit einer Spritze eingefüllt. Jede Messung wurde unter Verwendung einer neuen Schmierstoffprobe wiederholt. Die Messparameter sind in Tabelle 5.8 aufgelistet.

Tabelle 5.8: Parameter der Viskositätsmessung

Versuchsparameter	Wert	
Scherrate	Schmierfette:	729; 2196; 5000 s^{-1}
	Grundöle:	800 s^{-1}
Temperatur	Schmierfette:	80 °C, mit Grundöl MÖ 1 ebenfalls 60; 100 °C
	Grundöle:	40; 80; 100 °C
Schmierstoff	Schmierfette:	Alle Schmierfette in Tabelle 5.1, außer PU und in Tabelle 5.2, außer Verdickeranteil von 15%
	Grundöle:	MÖ 1, MÖ 2, PAO, PG

Bei den Schmierfetten erfolgte die Viskositätsmessung bei drei Scherraten. Ziel war die Erfassung der Scherratenabhängigkeit der Viskosität. Die Viskosität bei allen drei Scherraten wurde mit der jeweils selben Schmierfettprobe ermittelt. Mit der kleinsten Scherrate beginnend, wurde jeweils so lange geschert, bis ein konstanter Viskositätswert messbar war. Zu diesem Zeitpunkt war das scherratenspezifische Gleichgewicht aus Strukturzerstörung und –aufbau erreicht. Ein Einfluss der Vorscherung bei geringer Scherrate auf die Messung bei hoher Scherrate ist ausschließbar. Bei hoher Scherrate ist das Gleichgewicht zwischen Strukturzerstörung und –aufbau zur Zerstörung hin verschoben. Dies äußerte sich bei den Messungen durch ein weiteres Absinken der Viskosität bei erhöhter Scherrate. Die Messung der Grundölviskosität erfolgte bei lediglich einer Scherrate. Die Grundöle verhalten sich im betrachteten Scherratenbereich newtonsch. Ihre Viskosität ist daher weder zeit- noch scherratenabhängig.

Zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität wurden die beschriebenen Messungen bei drei Temperaturen durchgeführt. Bei Grundölen wurde bei Temperaturen von *40 °C*, *80 °C* und *100 °C*, bei Schmierfetten bei Temperaturen von *60 °C*, *80 °C* und *100 °C* gemessen. Eine Messung der Viskosität bei *40 °C* ist bei den meisten der betrachteten Schmierfette nicht möglich. Insbesondere Schmierfettproben hoher Konsistenz neigen dazu, unter Scherung einzureißen, Bild 5.12. Der Durchmesser des gescherten Bereichs nimmt durch das Einreißen ab und es wird eine geringere Viskosität gemessen als tatsächlich vorliegt. Eine Temperaturerhöhung führt zum Erweichen der Schmierfettprobe und wirkt dem Einreißen entgegen. Bei *60 °C* war die Viskosität der meisten Schmierfette daher messbar. Aufgrund des Einreißens war ferner die Viskosität der Schmierfette mit einem Verdickeranteil von *15 %* bzw. dem Polyharnstoffverdicker nicht messbar.

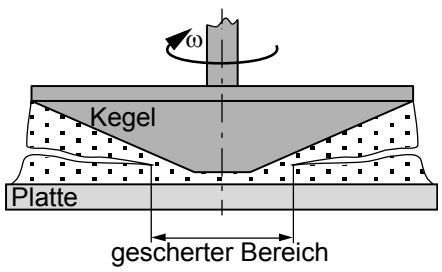


Bild 5.12: Einreißen der Schmierfettprobe

Die Ergebnisse der Viskositätsmessung der Schmierfette mit vergleichbarer Konsistenz und abweichendem Verdickertyp bei einer Temperatur von $80\ °C$ sind in Bild 5.13 dargestellt.

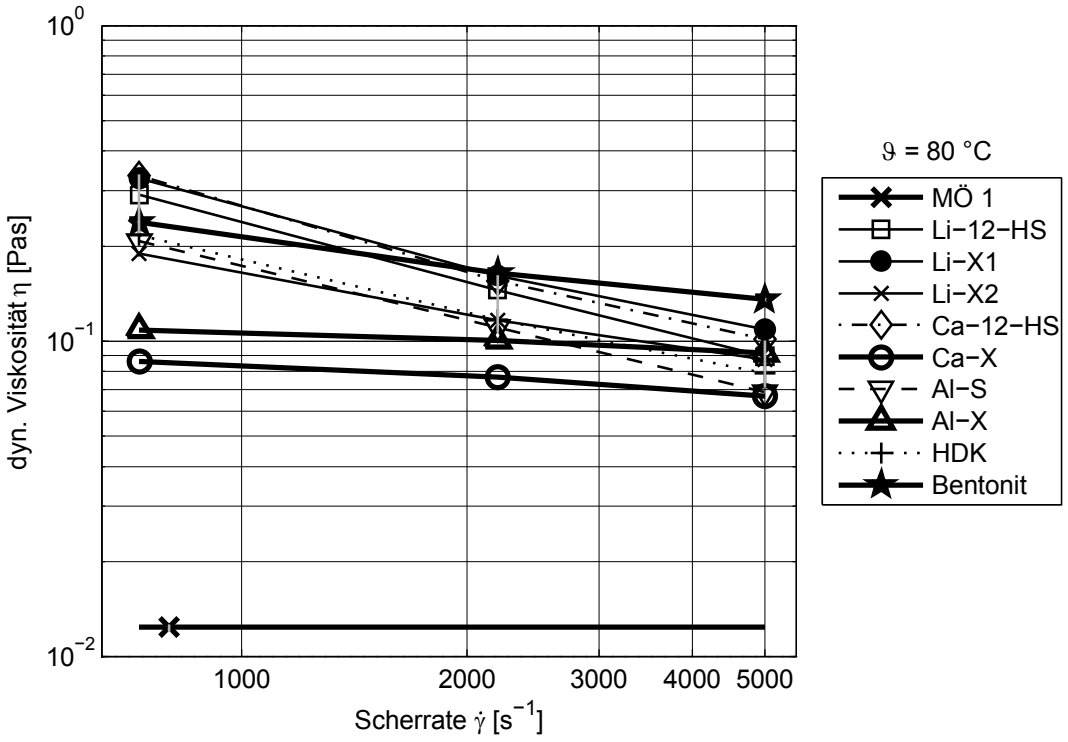


Bild 5.13: Dynamische Viskosität von Schmierfetten gleicher Konsistenz

Bei den gemessenen Scherraten liegt die Viskosität der Schmierfette deutlich oberhalb der des Grundöls. Die Schmierfette besitzen trotz vergleichbarer Konsistenz deutlich unterschiedliche Viskositäten. Die Schmierfettviskositäten nehmen mit zunehmender Scherrate ab. Diese Scherverdünnung ist bei den Schmierfetten mit den Verdickern Bentonit, Aluminiumkomplexseife und Calciumkomplexseife schwächer ausgeprägt als bei den übrigen Schmierfetten.

Der Einfluss des Verdickeranteils auf die Schmierfettviskosität ist in Bild 5.14 dargestellt. Eine Erhöhung des Verdickeranteils hat für alle betrachteten Verdickertypen einen Anstieg der Schmierfettviskosität zur Folge. Ebenso nimmt mit steigendem Verdickeranteil der Scherrateneinfluss zu. Die mit hochdisperser Kieselsäure verdickten Schmierfette zeigen wie in Bild 5.13 eine geringere Scherverdünnung als die Schmierfette mit Li- und Ca-12-hydroxystearatverdicker.

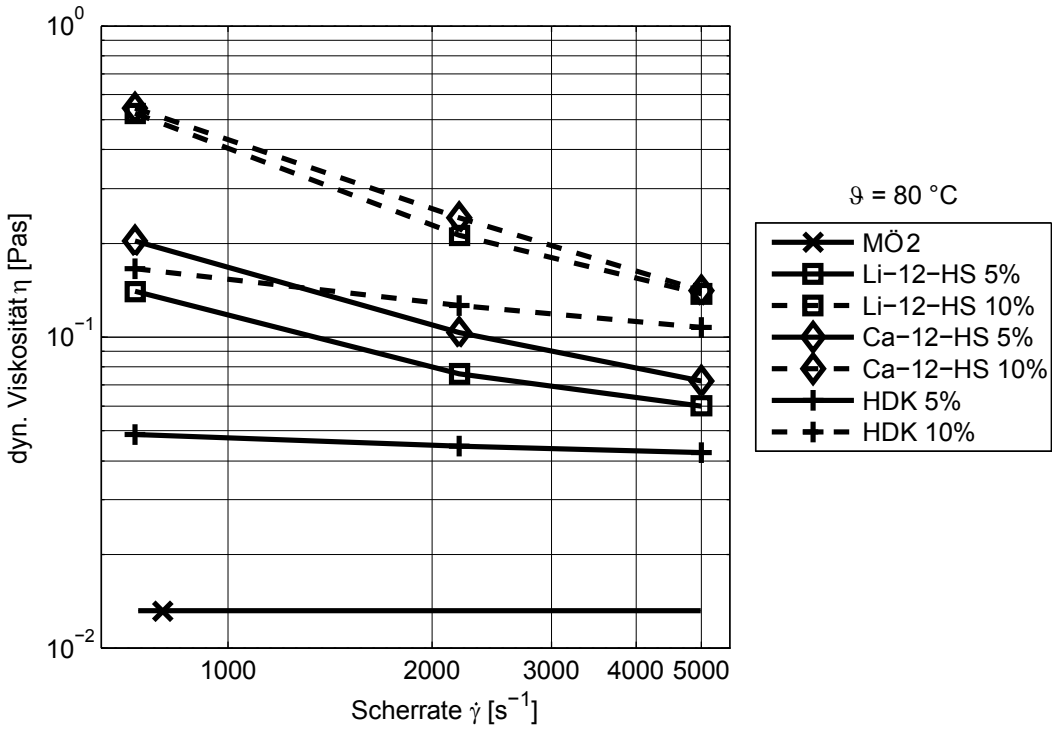


Bild 5.14: Dynamische Viskosität von Schmierfetten unterschiedlichen Verdickertyps und -anteils

Bild 5.15 zeigt den Einfluss der Temperatur auf die dynamische Viskosität von Schmierfetten und des zugehörigen Grundöls. Es wurden Schmierfette mit unterschiedlichem Verdicktertyp und –anteil untersucht. Die Scherrate bei der Messung der Schmierfettviskosität betrug *5000 s^{-1}*. Bei allen betrachteten Schmierfetten steigt die Viskosität über den gesamten Temperaturbereich mit zunehmendem Verdickeranteil an. Das Grundöl zeigt eine mit steigender Temperatur absinkende Viskosität. Der Verlauf gleicht bei logarithmischer Darstellung der Viskositätsachse einer Geraden. Dasselbe Verhalten ist für die betrachteten Schmierfette feststellbar. Im Gegensatz zur Scherrate wirkt sich die Temperatur vergleichbar auf die Viskosität der mit hochdisperser Kieselsäure bzw. Li-12-hydroxystearat verdickten Schmierfette aus. Lediglich der Verlauf der Viskosität des Schmierfetts mit *5 %* hochdisperser Kieselsäure flacht bei hohen Temperaturen reproduzierbar ab. Der Grund wird im Verdampfen des Grundöls vermutet. Die Schmierfettprobe zeigte nach der Versuchsdauer an ihren Rändern Rückstände von trockenem Verdicker. Aufgrund des Verdampfens steigt der Verdickeranteil des Schmierfetts und die Viskosität nimmt zu. Bei der Messung der Grundölviskosität war dieser Effekt aufgrund der vergleichsweise geringen Messdauer nicht relevant.

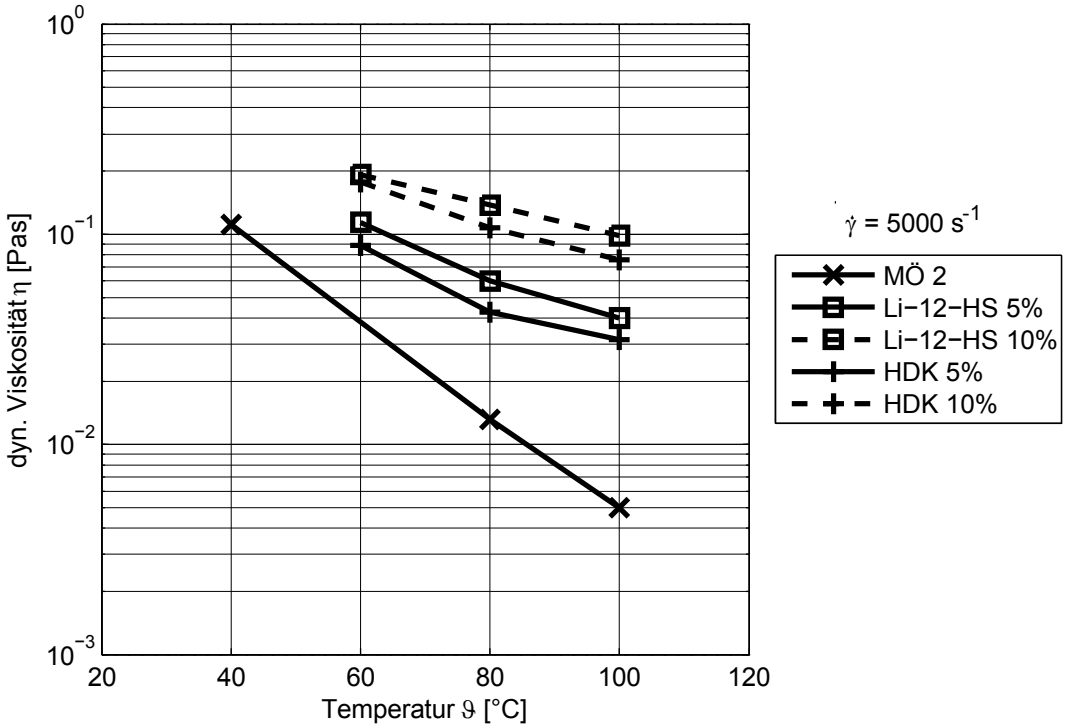


Bild 5.15: Einfluss der Temperatur auf die Viskosität

Bild 5.16 zeigt exemplarisch den Verlauf der Viskosität eines Schmierfetts in Abhängigkeit von Temperatur und Scherrate. Die lediglich von der Temperatur abhängige Viskositätskurve des Grundöls wird durch das Zugeben von Verdicker zu einer Fläche erweitert. Das Schmierfett weist für jede Temperatur-Scherraten-Kombination eine spezifische Viskosität auf. Diese dreidimensionale Darstellung stellt dennoch nur eine Vereinfachung des realen Verhaltens dar. Neben den dargestellten Einflüssen auf die Viskosität existieren weitere. Zum einen ist die Viskosität von der Scherdauer abhängig. Der vorliegenden Betrachtung liegen konstante Werte nach langer Scherdauer zugrunde. Der Einfluss der Scherdauer wird hier nicht betrachtet, da dieser mit steigender Scherrate abnimmt. Bei den im Tribokontakt vorliegenden extrem hohen Scherraten ist dieser Einfluss höchstens bei Anfahrvorgängen relevant.

Zum anderen hängt die Schmierfettviskosität von der Vorbelastung ab. Ein mit niedriger Scherrate geschertes Fett zeigt nach zwischenzeitlich erhöhter Scherrate eine verringerte Viskosität. Der Einfluss der Vorbelastung wurde ebenfalls nicht berücksichtigt. Im Anwendungsfall einer Radial-Wellendichtung ist eine Vorsche-

rung des Schmierfetts mit wesentlich höheren Scherraten als im Dichtspalt unwahrscheinlich. Ein Einfluss einer Vorscherung auf das Verhalten von Schmierfett im Dichtspalt kann daher ausgeschlossen werden.

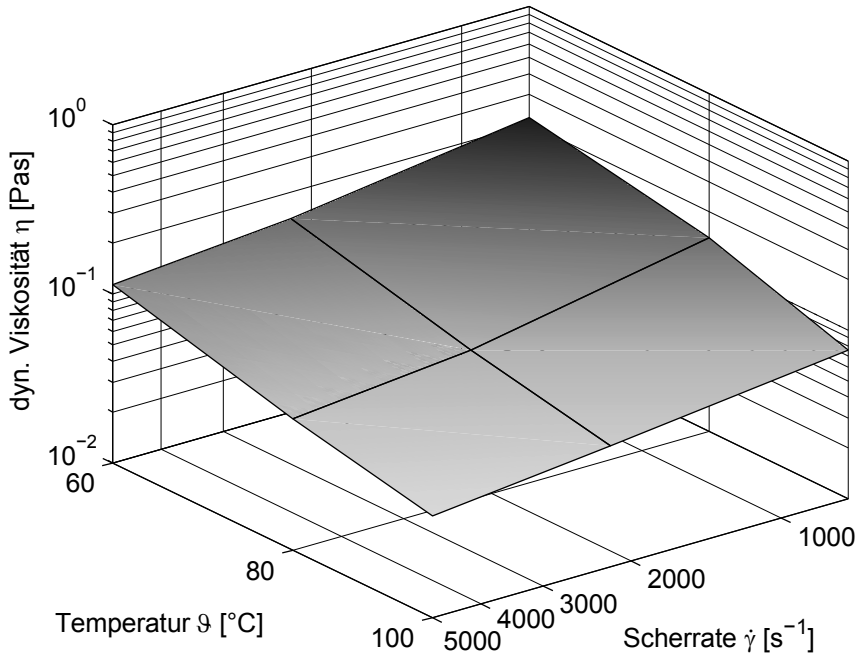


Bild 5.16: Viskositätsverlauf des Schmierfetts MÖ 2 + 10 % HDK in Abhängigkeit von Temperatur und Scherrate

Die in diesem Kapitel nicht aufgeführten Viskositäten können dem Anhang entnommen werden.

5.2.6 Linear-viskoelastische Eigenschaften

Zur Bestimmung der linear-viskoelastischen Eigenschaften der verwendeten Schmierfette wurde ein Amplitudenversuch nach DIN 51810-2 [35], vgl. Kapitel 3.2.3, durchgeführt. Die Deformation γ wurde bei einer Kreisfrequenz ω von *10 s^{-1}* von *0,01 %* auf *100 %* gesteigert. Verwendet wurde ein Platte-Platte Rheometer mit einem Plattenabstand von *1 mm.* Der Durchmesser der oberen Platte betrug *25 mm*.

Es wurden Speichermodul *G'*, Verlustmodul *G''*, Verlustfaktor tan δ, Nachgebegrenze τ_y und Fließgrenze τ_F ermittelt. Gemessen wurde bei einer Temperatur von *25 °C* und *80 °C.* Es liegen Messwerte für alle auf Mineralöl 1 basierenden Schmierfette sowie für alle weiteren Schmierfette mit einem Verdickeranteil von *15 %* vor. Diese Werte sind tabellarisch im Anhang dargestellt, Tabelle 14.2 und Tabelle 14.4.

Die Messung der linear-viskoelastischen Eigenschaften erfolgte durch die Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH.

6 Hydrodynamische Schmierung

In diesem Kapitel sind die durchgeführten Untersuchungen zur Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms im fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Tribokontakt beschrieben.

6.1 Messung von Gümbelkurven am Tribometer

Inhalt der hier beschriebenen Messungen ist die Bewertung des Einflusses von Schmierfettbestandteilen auf das Reibverhalten des fettgeschmierten Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus.

6.1.1 Versuchsdurchführung

Die Messungen erfolgten am Rotationstribometer, vgl. Kapitel 4.1. Die Gegenlaufflächen aus 100Cr6 sind gehärtet (*55 HRC*). Deren Oberflächen sind geläppt und besitzen eine Rauheit von $R_z = 1{,}4\ \mu m$, Bild 6.1. Der Werkstoff der Elastomer-Ringproben ist ein NBR der Härte *80 ShoreA*[3], Bild 6.2. Jeder Versuch wurde mit einer neuen Gegenlauffläche und einer neuen Elastomer-Ringprobe durchgeführt.

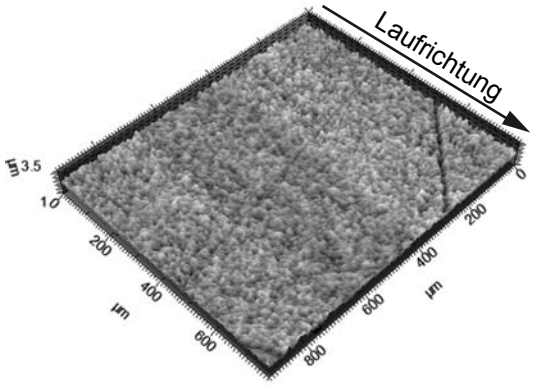


Bild 6.1: Oberfläche der Gegenlauffläche

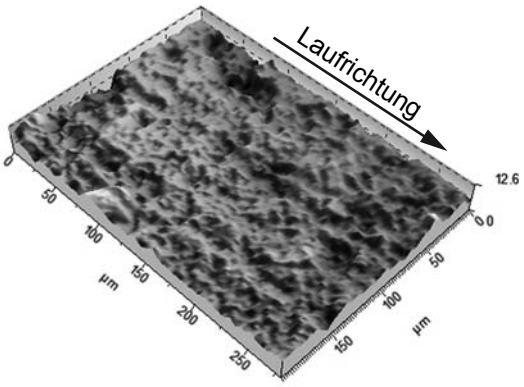


Bild 6.2: Oberfläche der Elastomer-Ringprobe

[3] Hersteller: SKF Economos Deutschland GmbH, Bietigheim-Bissingen

Die Versuchsparameter sind in Tabelle 6.1 aufgeführt. Durch Kombination verschiedener Umfangsgeschwindigkeiten und Flächenpressungen ergeben sich 13 Betriebsbedingungen.

Tabelle 6.1: Parameter der Versuche zur hydrodynamischen Schmierung

Versuchsparameter	Wert	
Umfangsgeschwindigkeit	0,01; 0,15; 0,5; 1,625; 2,75 m/s	
Flächenpressung	0,25; 0,5; 1 MPa	
Temperatur	80 °C	
Schmierstoff	Schmierfette:	Alle Schmierfette in Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2, ausgenommen PG + 15 % Ca-12-HS
	Grundöle:	MÖ 1, MÖ 2, PAO, PG

Das verwendete Versuchskollektiv ist in Bild 6.3 dargestellt. Dieses Kollektiv wurde auf Basis von Vorversuchen gewählt, um ausreichend Stützstellen im Übergangsbereich zwischen Misch- und hydrodynamischer Reibung für die anschließende Regression zu erhalten. Bei den beiden höchsten Umfangsgeschwindigkeiten war eine Versuchsdurchführung bei einer Flächenpressung von *1 MPa* aufgrund des zu hohen Wärmeeintrags nicht realisierbar. Zu Versuchsbeginn wurde ein vierstündiger Einlauf durchgeführt. Anschließend wurde jede Stufe des Versuchskollektivs *15* Minuten lang gehalten.

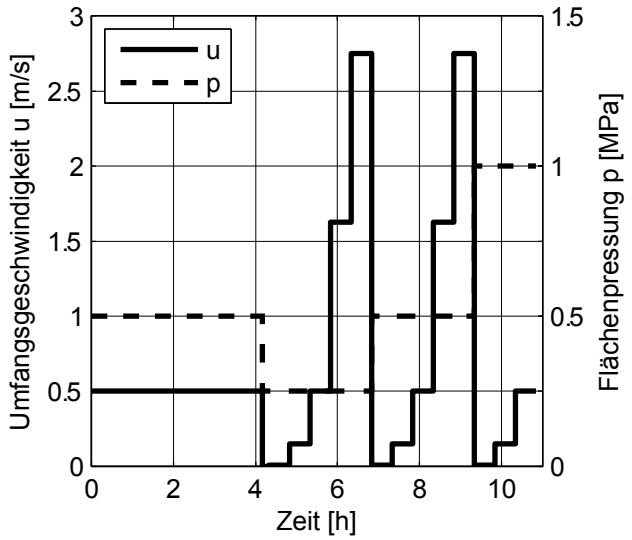


Bild 6.3: Versuchskollektiv zur Ermittlung der Gümbelkurven

Die Versuche wurden mit nahezu allen in Kapitel 5.2.1 beschriebenen Modellfetten sowie den Grundölen durchgeführt. Für das Schmierfett auf Polyglycolbasis und *15 %* Ca-12-hydroxystearat konnten keine Werte ermittelt werden. Bei Verwendung dieses Schmierfetts trat Mangelschmierung auf.

Die Messergebnisse jedes Versuchslaufs wurden mittels eines Wiederholversuchs überprüft. Der folgenden Auswertung liegen somit *1040* Datenpunkte von *40* Schmierstoffen zugrunde.

Aus den Messdaten wurde für jeden betrachteten Schmierstoff eine Gümbelkurve abgeleitet. Bild 6.4 zeigt exemplarisch die Messpunkte und die mittels Regression bestimmte Gümbelkurve eines Schmierfetts. An der Stelle des Reibwertminimums beträgt die Breite des *95 %*-igen Konfidenzintervalls ca. *0,08*. Beim Ermitteln der Gümbelzahl nach Gl. 3.1 (Seite 7) wurde die dynamische Viskosität des Schmierfetts gleich der dynamischen Viskosität des Grundöls angenommen. Im Tribokontakt liegen nach Schätzung Scherraten von bis zu mehr als $10^6\ s^{-1}$ vor. Bei diesen ist davon auszugehen, dass die dynamische Viskosität des Schmierfetts der des Grundöls gleicht [38–40]. Die Annahme scheint vor diesem Hintergrund zulässig.

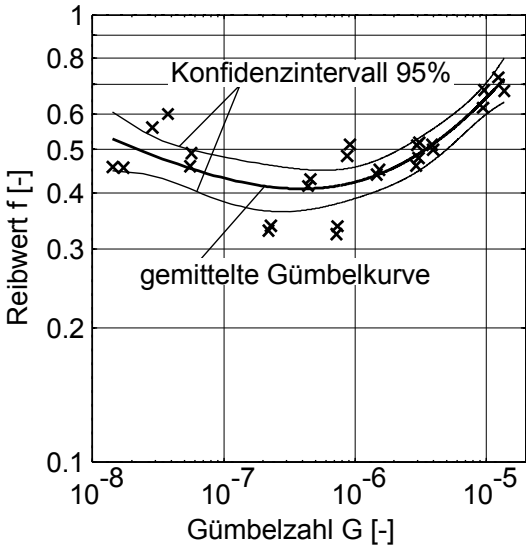


Bild 6.4: Ermittelte Gümbelkurve mit 95 %-igem Konfidenzintervall

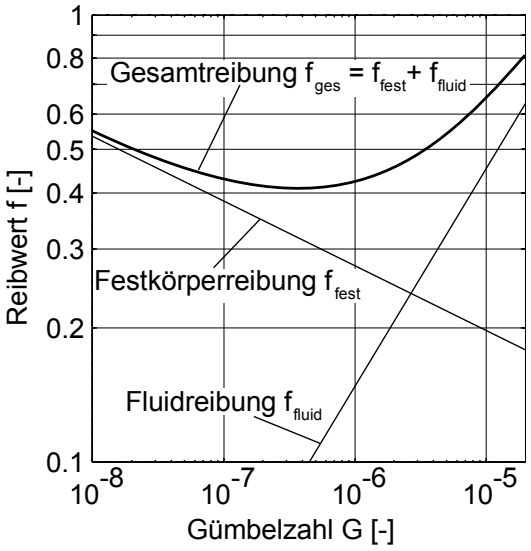


Bild 6.5: Gümbelkurve als Summenkurve aus Festkörper- und Fluidreibung

Als Grundölviskosität wurden die in Tabelle 5.3 angegebenen Messwerte für *80 °C* verwendet. Im Versuch aufgetretene Abweichungen von der vorgegebenen Temperierung wurden mittels der Beziehung nach Ubbelohde und Walther, vgl. S. 20, interpoliert.

Die Gümbelkurve lässt sich als Summenkurve aus Festkörper- und Fluidreibung beschreiben, Bild 6.5 [130]. Dieser Ansatz wird bei der Wahl des Regressionsmodells für die Anpassung der Gümbelkurve an die Messwerte mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet. Hintergrund ist das Bestreben, ein physikalisch begründbares mathematisches Modell einzusetzen. Die Festkörperreibung wird hierbei durch eine Hyperbel beschrieben. Sie strebt mit steigender Gümbelzahl gegen *0*. Die Fluidreibung besitzt bei einer Gümbelzahl von *0* den Wert *0* und steigt mit der Gümbelzahl gemäß einer Wurzelfunktion an. Hyperbel und Wurzelfunktion erscheinen im dargestellten doppellogarithmischen Diagramm als Geraden.

Die Gesamtreibung f_{ges} wird als Summe aus Festkörper- f_{fest} und Flüssigkeitsreibung f_{fluid} interpretiert:

$$f_{ges} = f_{fest} + f_{fluid} \qquad \text{Gl. 6.1}$$

Die Festkörperreibung wird mathematisch mittels der zwei Fitparameter A und B als Funktion der Gümbelzahl beschrieben:

$$f_{fest} = A \cdot G^{-B} \qquad \text{Gl. 6.2}$$

Die Beschreibung der Flüssigkeitsreibung als Funktion der Gümbelzahl ergibt sich in Abhängigkeit der Fitparameter C und D wie folgt:

$$f_{fluid} = C \cdot G^{\frac{1}{D}} \qquad \text{Gl. 6.3}$$

Für das Schmierfett mit Aluminiumstearatverdicker liegt keine ausreichende Anzahl an Messwerten im Bereich der Festkörper- und Mischreibung vor. Eine Regression mit beschriebenem Ansatz ist daher nicht möglich. Die Regression erfolgte daher mit einem vereinfachten, quadratischen Ansatz [131]:

$$f = A \cdot (\log G - B)^2 + C \qquad \text{Gl. 6.4}$$

Dieser vergleichsweise einfache Ansatz wurde auch für die Ermittlung der Gümbelkurven der anderen Schmierfette in Erwägung gezogen. Allerdings fielen die Vertrauensbereiche an der Stelle des geringsten Reibwertes mit dem quadratischen Ansatz größer aus.

6.1.2 Versuchsergebnisse

In Bild 6.6 ist der Einfluss des Verdickertyps auf die Gümbelkurve dargestellt. Die Schmierfette auf Basis des Mineralöls 1, Tabelle 5.1, zeigen einen klar unterschiedlichen Einfluss auf die Gümbelkurve. Die Markierung liegt jeweils an der Stelle des Reibwertminimums. Zum Vergleich ist die Gümbelkurve des Grundöls mit aufgeführt.

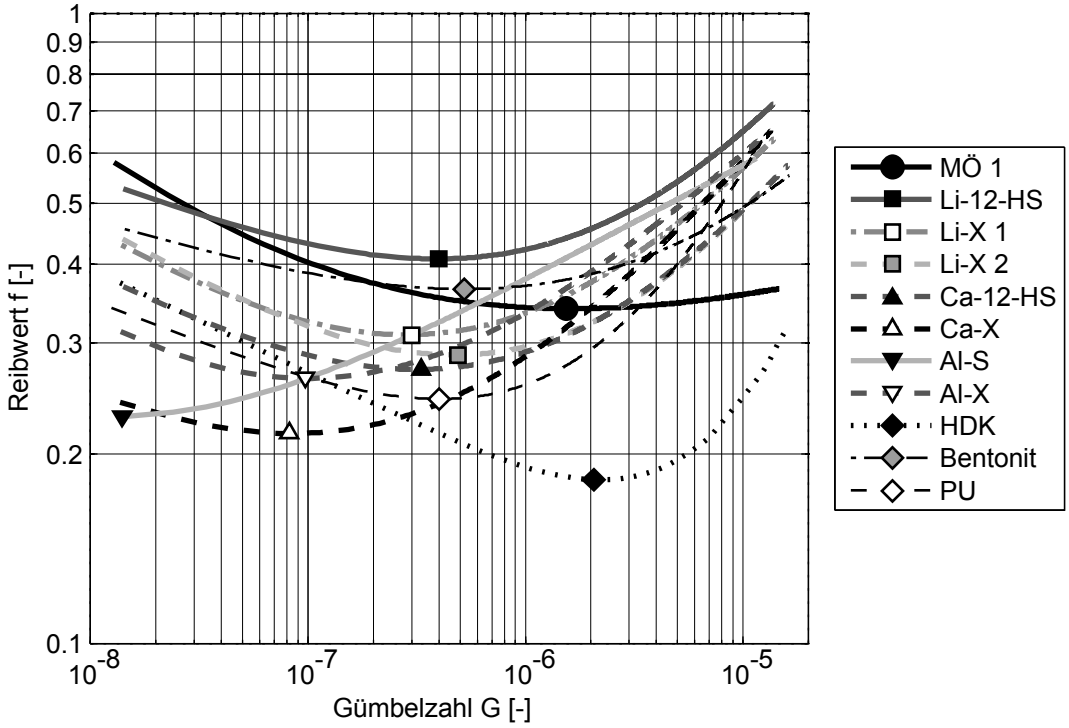


Bild 6.6: Einfluss der Verdickerart auf die Gümbelkurve

Die Mehrzahl der Schmierfette verursacht einen geringeren Reibwert am Reibwertminimum als das Grundöl. Ebenso liegt das Reibwertminimum bei kleineren Gümbelzahlen. Ab einer Gümbelzahl von ca. $3 \cdot 10^{-6}$ liegt der Reibwert bei Fettschmierung höher als bei Ölschmierung. Eine Ausnahme bildet hierbei das

Schmierfett mit Kieselsäureverdicker. Der Reibwert liegt hier auch bei der höchsten betrachteten Gümbelzahl unterhalb des zum Grundöl zugeordneten. Bei Gümbelzahlen größer als $5 \cdot 10^{-6}$ steigt der Reibwert bei Schmierung mit diesem Schmierfett deutlich steiler an als bei Ölschmierung. Dies lässt bei einer weiteren Erhöhung der Gümbelzahl auf einen höheren Reibwert als bei Ölschmierung schließen.

Fazit

Die Ergebnisse bestätigen die gute Schmierfähigkeit der Schmierfette bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten und/oder hohen Flächenpressungen bzw. bei Mischreibung [132, 133]. Ferner zeigen die Ergebnisse einen signifikanten Einfluss des Verdickertyps auf das Reibverhalten eines fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Tribokontakts. Bei hydrodynamischer Schmierung resultiert trotz theoretisch vergleichbarer dynamischer Viskosität ein meist höherer Reibwert als beim Grundöl.

Bild 6.7 gibt den Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve wieder. Dargestellt sind die Gümbelkurven der Schmierfette basierend auf Mineralöl 2 sowie den Verdickern Li-12-hydroxystearat und hochdisperser Kieselsäure. Eine Variation des Verdickeranteils besitzt keinen Einfluss auf den prinzipiellen Verlauf der Gümbelkurve. Deren Lage wird leicht beeinflusst, es liegt jedoch keine mit dem Verdickeranteil korrelierende Ordnung vor. Die Messungen mit den weiteren Grundöl-Verdickerkombinationen bestätigen diese Beobachtung, siehe Anhang.

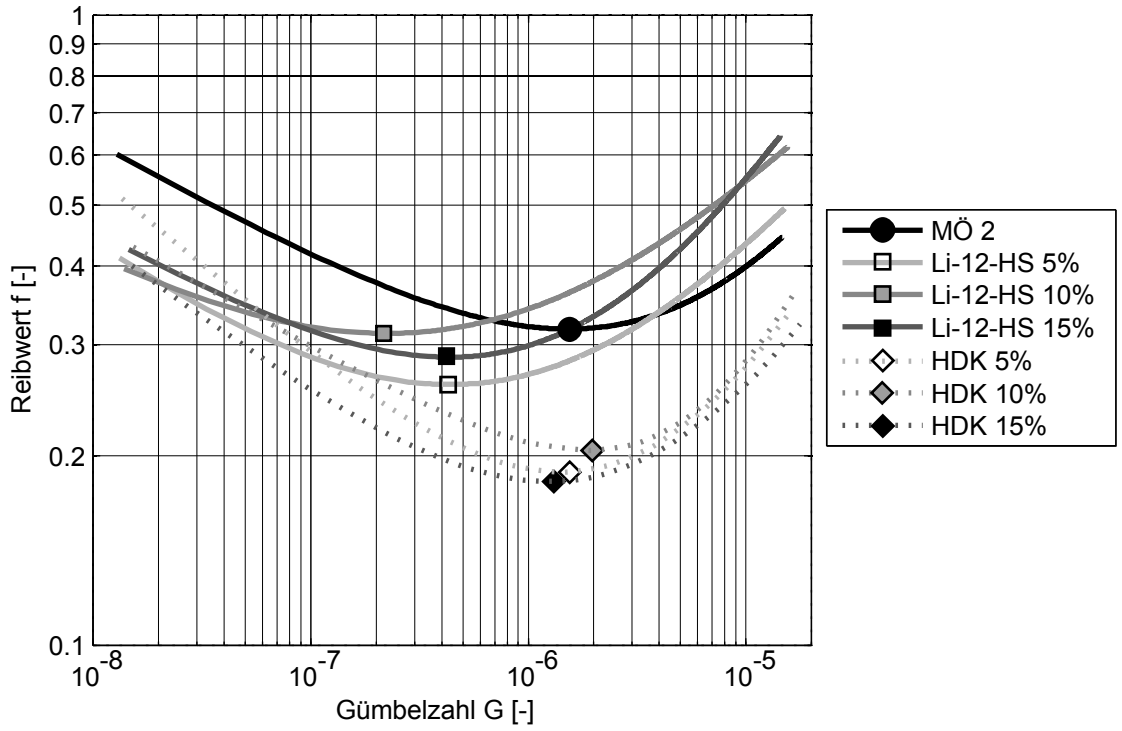


Bild 6.7: Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve

Fazit

Bei Vollschmierung beeinflusst der Verdickeranteil den Schmierungszustand des fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Reibkontakts nicht. Diese Beobachtung harmoniert mit den Ergebnissen von Delgado et al. [134]. Sie stellten bei Messungen an einem Kugel-Platte-Tribometer nahezu keinen Einfluss der NLGI-Klasse auf den Reibwert fest. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass nicht die Verdickerstruktur als Ganzes, sondern einzelne Verdickerpartikel im Tribokontakt vorliegen. Dies stimmt mit der von Sánchez et al. [56] und anderen beschriebenen Zerstörung der Verdickerstruktur unter Scherung überein. Ferner ist der Reibwert im Bereich von Mischreibung und hydrodynamischer Reibung vom Verdickeranteil unabhängig. Daher ist im Reibkontakt von einer sich vom Verdickeranteil des Schmierfetts unabhängig einstellenden Verdickerkonzentration auszugehen.

In Bild 6.8 ist der Einfluss der Verdicker-Grundölkombination dargestellt.

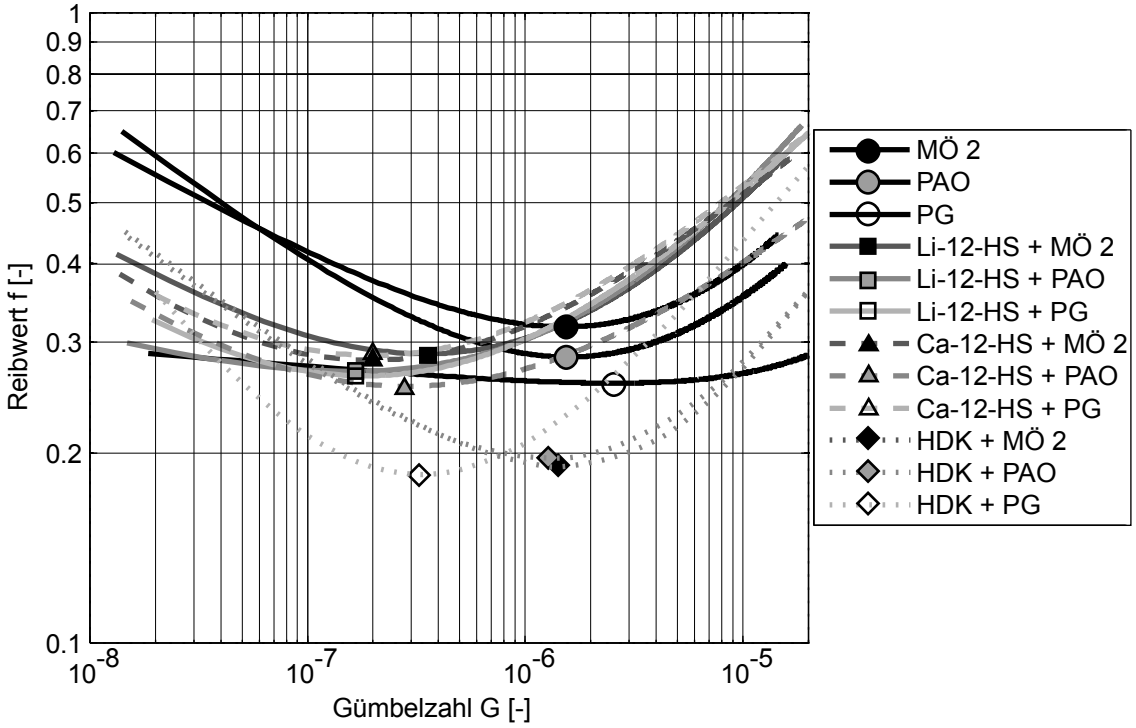


Bild 6.8: Einfluss der Verdicker-Grundöl-Kombination auf die Gümbelkurve

Es sind die Gümbelkurven der Grundöle Mineralöl 2, Poly-α-Olefin und Polyglycol aufgeführt. Polyglycol zeigt im Vergleich die geringsten Reibwerte, Mineralöl 2 die höchsten. Die ebenfalls dargestellten Gümbelkurven der Schmierfette sind jeweils aus den Gümbelkurven aller drei Verdickeranteile gemittelt. Der für die reinen Grundöle festgestellte Einfluss der Grundölart auf die Gümbelkurve ist bei den Schmierfetten nicht gegeben.

Bei den Schmierfetten mit Li-12-hydroxystearatverdicker ist kein Einfluss der Grundölart beobachtbar. Die mit Ca-12-hydroxystearat verdickten Schmierfette zeigen im Bereich hydrodynamischer Schmierung verringerte Reibwerte bei Poly-α-Olefin-Grundöl. Bei mit hochdisperser Kieselsäure verdickten Schmierfetten liegt das Reibwertminimum der auf Polyglycol basierenden Schmierfette bei geringeren Gümbelzahlen. Demzufolge ist der Reibwert im Bereich hydrodynamischer Schmierung höher.

Polyglycol ist im Gegensatz zu den anderen Grundölen polar. Die hochdisperse Kieselsäure ist der einzige rein unpolare der drei Verdicker. Die Li- und Ca-12-hydro-

xystearatmoleküle besitzen jeweils ein polares und unpolares Ende. Das Schmierfett auf Polyglycolbasis und hochdispersem Kieselsäureverdicker ist somit das einzige der betrachteten Schmierfette ohne Dipol-Wechselwirkungen zwischen Verdicker und Grundöl. Dieser grundlegende Unterschied führt zu einer wesentlich geringeren Wechselwirkung zwischen Verdicker und Grundöl und folglich zu einem anderen Schmierfettverhalten.

Schmierfette mit Ca-12-hydroxystearatverdicker werden durch eine Verseifungsreaktion der Rohstoffe im Grundöl hergestellt. Das Grundöl kann hierbei die entstehende Verdickerstruktur beeinflussen [40]. Hier wird der Grund für das abweichende Verhalten der Fette aus Polyglycol und Ca-12-hydroxystearat im Vergleich zu Schmierfetten mit gleichem Verdicker und Mineralöl bzw. Poly-α-Olefin vermutet.

Fazit

Der Einfluss des Verdickertyps auf das Betriebsverhalten des Elastomer-Stahl-Tribokontakts ist deutlich größer als der Einfluss des Grundöls. Ferner deuten die Ergebnisse auf einen Einfluss der Wechselwirkungen zwischen Grundöl und Verdicker hin.

6.1.3 Korrelation mit Schmierfetteigenschaften

In Bild 6.9 ist der minimale Reibwert der Gümbelkurven der Schmierfette auf Basis von Mineralöl 1 über der reduzierten Viskosität η_{red} aufgetragen. Als reduzierte Viskosität wird der Quotient aus spezifischer Viskosität $\eta_{spezifisch}$ und dem massenbezogenen Verdickeranteil $c_{m/m}$ bezeichnet. Die spezifische Viskosität ist die Differenz der Viskosität des Schmierfetts $\eta_{Schmierfett}$ und der Viskosität des Grundöls $\eta_{Grundöl}$ bezogen auf die Viskosität des Grundöls.

$$\eta_{red} = \frac{\eta_{spezifisch}}{c_{m/m}} = \frac{m_{Schmierfett}}{m_{Verdicker}} \cdot \frac{\eta_{Schmierfett} - \eta_{Grundöl}}{\eta_{Grundöl}} \qquad \text{Gl. 6.5}$$

Die reduzierte Viskosität beschreibt den Beitrag des im Schmierfett vorliegenden Verdickertyps an der Gesamtviskosität des Schmierfetts. Die hier verwendete Definition der reduzierten Viskosität wird im Rahmen dieser Arbeit von der Definition für Polymerlösungen abgeleitet [135]. Ihr liegen die in Kapitel 5.2.5

beschriebenen Viskositätsmessungen bei einer Temperatur von $80\ °C$ und einer Scherrate von $5000\ s^{-1}$ zugrunde.

Es zeigt sich ein linearer Zusammenhang. Der minimale Reibwert steigt mit zunehmender reduzierter Viskosität an. Die dargestellten minimalen Reibwerte sind die Reibwertminima der Regressionskurven aus Bild 6.6.

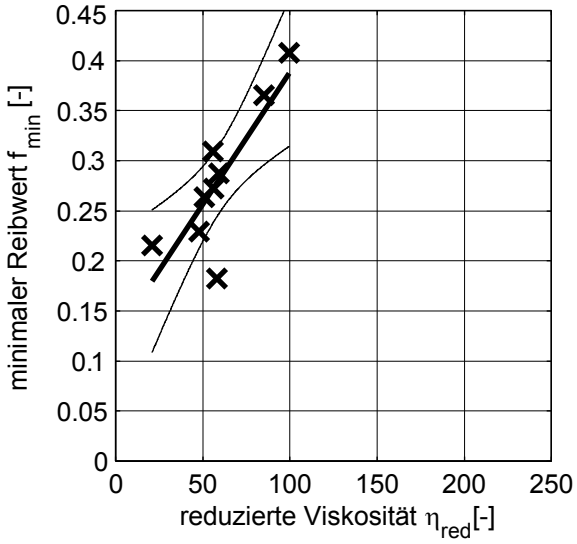


Bild 6.9: Korrelation: minimaler Reibwert mit reduzierter Viskosität η_{red}, Grundöl: MÖ 1

Bei den Schmierfetten mit unterschiedlichem Verdickeranteil zeigt sich ein vergleichbarer Zusammenhang, Bild 6.10. Bei einer separaten Betrachtung der Schmierfette nach Grundölart steigt der minimale Reibwert mit zunehmender reduzierter Viskosität an.

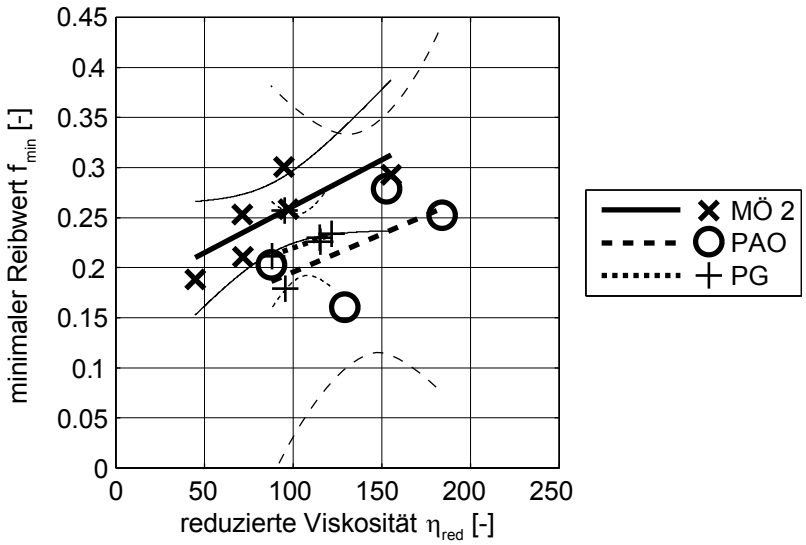


Bild 6.10: Korrelation: minimaler Reibwert mit reduzierter Viskosität η_{red}

Der Zusammenhang zwischen minimalem Reibwert und der Ordnungszahl ist in Bild 6.11 dargestellt.

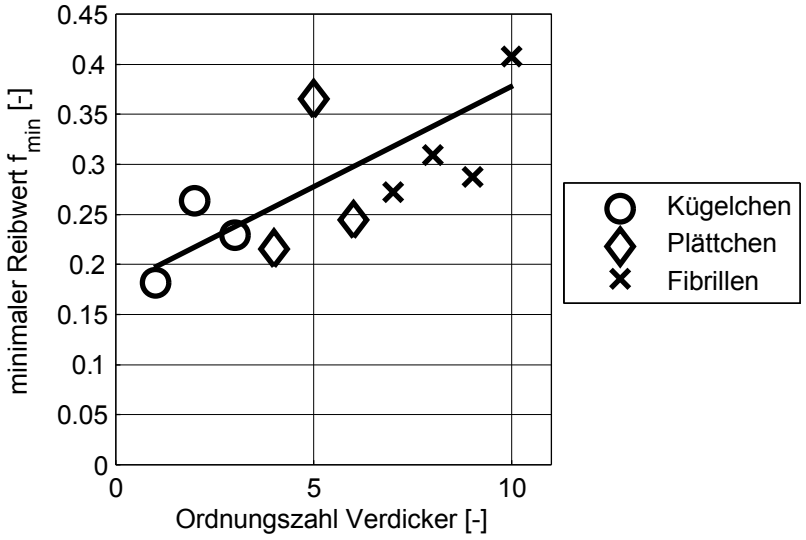


Bild 6.11: Minimaler Reibwert (Mischreibung) in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Der minimale Reibwert steigt mit der Ordnungszahl der Verdickerpartikel an. Anschaulich kann von einem mit der Verdickerpartikelgröße zunehmenden minimalen Reibwert gesprochen werden.

In Bild 6.12 sind die maximalen Reibwerte aus Bild 6.6 über der Ordnungszahl dargestellt.

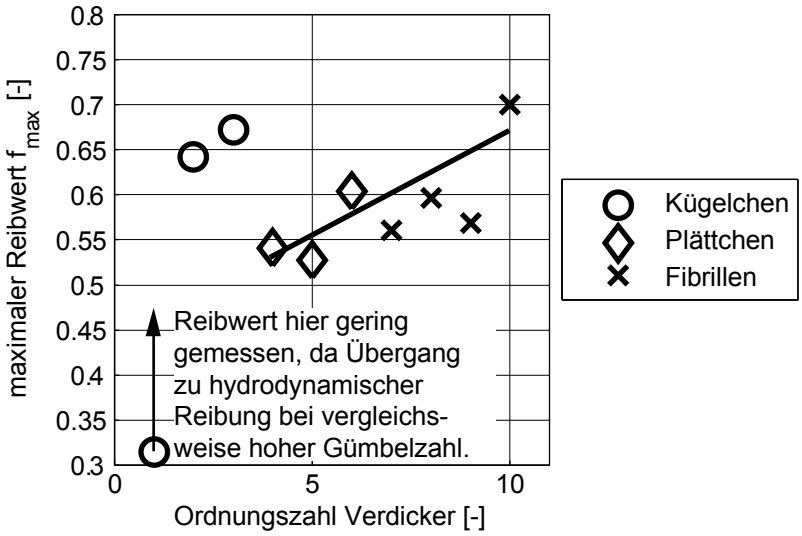


Bild 6.12: Maximaler Reibwert (hydrodynamische Reibung) in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Die dargestellten maximalen Reibwerte entsprechen den gemessenen Reibwerten bei der höchsten betrachteten Gümbelzahl. Es liegt hydrodynamische Reibung vor. Im Gegensatz zum minimalen Reibwert wurden hier nicht die Werte der Regressionskurven verwendet, da deren Genauigkeit am Rand des Messbereichs stark abnimmt. Bei der Betrachtung des maximalen Reibwertes tritt ein zur Mischreibung ähnlicher Zusammenhang auf. Eine Abhängigkeit über alle Verdickertypen hinweg existiert allerdings nicht. Eine Aufteilung der Verdickertypen in die Gruppen Kügelchen, Plättchen und Fibrillen zeigt jedoch ebenfalls eine Zunahme des maximalen Reibwerts mit steigender Ordnungszahl für Plättchen und Fibrillen. Auffällig ist der hohe Reibwert bei Schmierfetten der Verdicker mit vergleichsweise großen Kügelchen (Ordnungszahl *2* und *3*). Der Reibwert des Schmierfettes mit dem Verdicker der Ordnungszahl *1* liegt auf einem deutlich tieferen Niveau. Der Übergang von Mischreibung zu hydrodynamischer Reibung findet bei diesem Schmierfett vergleichsweise spät statt. Beim hier verglichenen Betriebszustand wird bei diesem Fett daher ein höherer Mischreibungsanteil mit verbundener Reibungsminderung durch den Verdicker erwartet. Bei vergleichbarem hydrodynamischem Zustand ist eine geringere Reibwertdifferenz im Vergleich zu den anderen Schmierfetten wahrscheinlich.

Fazit

Die gezeigten Zusammenhänge unterstreichen die Annahme von im Reibkontakt vorliegenden Verdickerpartikeln.

In Bild 6.13 ist die Gümbelzahl am Reibwertminimum in Abhängigkeit von der Ordnungszahl dargestellt. Bei fibrillenförmigen Verdickerpartikeln ist kein eindeutiger Einfluss auf die Gümbelzahl am Reibwertminimum erkennbar. Für plättchenförmige Verdickerpartikel steigt die Gümbelzahl am Reibwertminimum mit der Ordnungszahl an. Im Falle von kugelförmigen Verdickerpartikeln ist das Gegenteil gegeben. Hier führen kleine Verdickerpartikel zu einer Verschiebung des Reibwertminimums zu höheren Gümbelzahlen. Ferner ist hier der Einfluss der Partikelgröße wesentlich stärker.

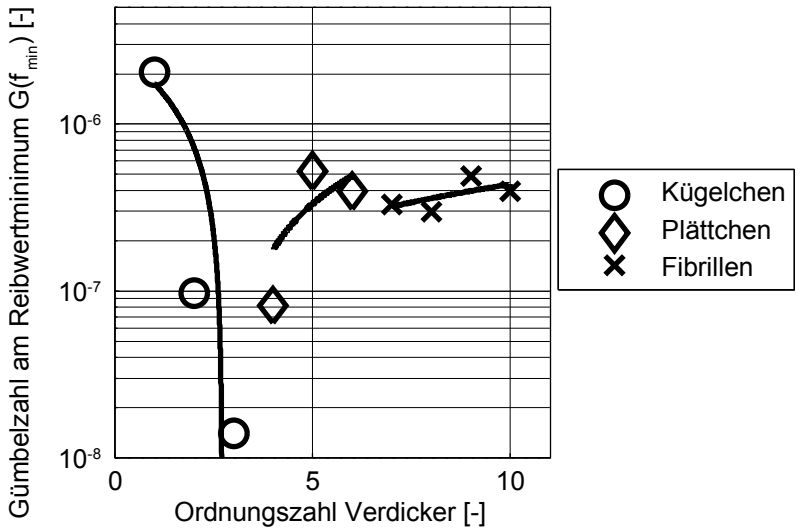
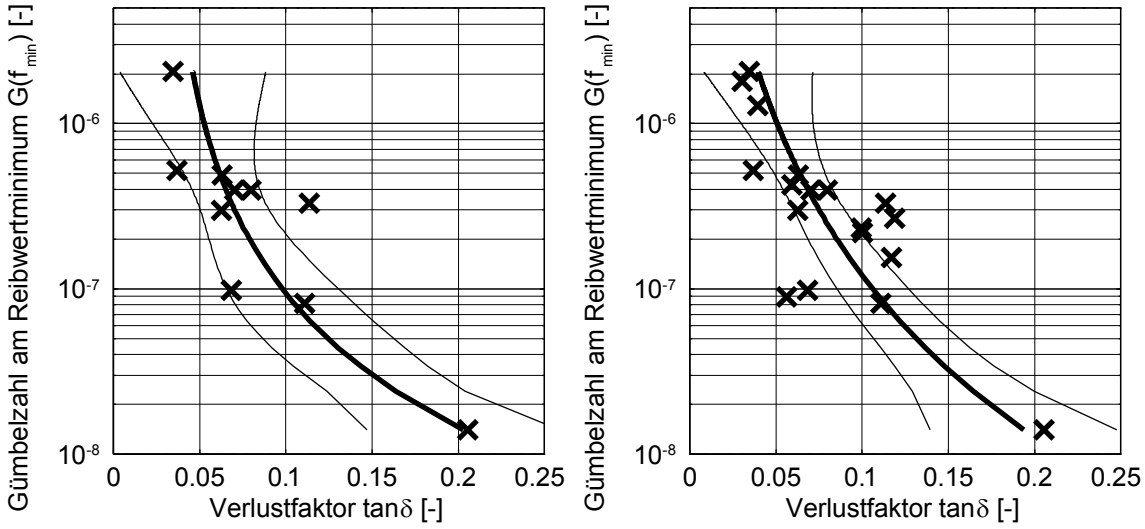


Bild 6.13: Gümbelzahl am Reibwertminimum in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Bei Betrachtung aller Verdickerformen deutet sich ein Minimum bei großen Kügelchen an. Im Schmierfett mit dem Calciumkomplexseifenverdicker mit der Ordnungszahl vier sind neben den Plättchen noch größere Partikel enthalten. Aus den Ergebnissen kann geschlossen werden, dass große, rundliche Partikel das Ausbilden von hydrodynamischer Schmierung begünstigen. Sehr kleine rundliche Partikel wirken diesem entgegen. Mit Ausnahme dieser sehr kleinen Partikel begünstigen im Vergleich zum Grundöl alle Verdickerpartikel das Ausbilden von hydrodynamischer Schmierung.

Rheologisch lässt sich die Lage des Reibwertminimums mit dem Verlustfaktor tan δ beschreiben, Bild 6.14 a). Ein hoher Verlustfaktor begünstigt demnach die Ausbildung hydrodynamischer Schmierung bei kleinen Gümbelzahlen. Dies ist bei Schmierfetten der Fall, in denen der viskose Schubmodul G'' im Verhältnis zum elastischen Schubmodul G' hoch ist. Da der Verlustfaktor nicht vom Verdickeranteil abhängt, besitzt dieser Zusammenhang zwischen Rheologie und Tribologie auch beim Vergleich von Schmierfetten unterschiedlicher Konsistenz Gültigkeit, Bild 6.14 b).



a) Schmierfette auf Basis von MÖ 1 (vergleichbare Konsistenz)

b) alle betrachteten Schmierfette

Bild 6.14: Korrelation: Gümbelzahl am Reibwertminimum mit Verlustfaktor tan δ

Im Rahmen der durchgeführten Versuche wurde keine Korrelation zwischen dem Reibwert und dem Ölausblutverhalten der Schmierfette gefunden. Die Modellvorstellung, nach der aus dem Schmierfett ausblutendes Öl den Reibkontakt mit Schmierstoff versorgt, ist auf Basis der vorliegenden Ergebnisse nicht gültig.

Ebenso ist kein Zusammenhang des Reibwerts mit den in Kapitel 5.2.5 gemessenen Schmierfettviskositäten erkennbar. Das Reibverhalten des fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Tribokontakts ist somit nicht mit der Schmierfettviskosität bei geringen Scherraten erklärbar.

Fazit

Der Reibwert bei Mischreibung nimmt mit steigender reduzierter Viskosität η_{red} bzw. Größe der Verdickerpartikel zu. Ein Verdickerpartikel, das im Schmierfett

stärker scherbehindernd wirkt, führt demnach zu einer höheren Reibung bei Mischreibung. Dies deutet auf eine höhere Wechselwirkung dieser Verdickerpartikel mit den Reibpartnern hin.

Der Reibwert bei hydrodynamischer Reibung nimmt mit kleiner werdenden Verdickerpartikeln zu. Der Grund sind Wechselwirkungen zwischen einzelnen Verdickerpartikeln der zerstörten Verdickerstruktur. Rundliche Verdickerpartikel begünstigen mit zunehmender Partikelgröße die Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms. Dies ist rheologisch mit dem Verlustfaktor tan δ beschreibbar. Mit diesem ist eine Abschätzung der Gümbelzahl beim Übergang von Mischreibung in hydrodynamische Reibung für Schmierfette unabhängig von deren Konsistenz möglich.

Mittels der eingeführten Ordnungszahl ist eine Bewertung des Verdickertyps hinsichtlich der Einflüsse auf Misch- und hydrodynamische Reibung durchführbar.

Weder die mit einem Kegel-Platte-Viskosimeter messbare Schmierfettviskosität noch die Ölausblutrate stehen mit dem Reibwert eines fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Tribokontakts in eindeutigem Zusammenhang.

6.2 Verifikation an Radial-Wellendichtung

Ziel der durchgeführten Messungen war die Überprüfung der am Tribometer erzielten Ergebnisse auf deren Übertragbarkeit auf Radial-Wellendichtungen.

6.2.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden am Einzeldichtungsprüfstand durchgeführt, Kapitel 4.2. Die als Dichtungsgegenlauffläche verwendeten Nadellagerinnenringe wurden auf Drallfreiheit[4] überprüft. Alle Versuchsläufe wurden auf derselben Dichtungsgegenlauffläche an einer jeweils neuen Position vorgenommen. Für jeden Versuchslauf wurde ein neuer Radial-Wellendichtring derselben Charge verwendet. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Tabelle 6.2: Parameter der Versuche zur hydrodynamischen Schmierung von Radial-Wellendichtungen

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	0,15; 0,2; 0,25; 0,5; 1,625; 2,75 m/s
Temperatur	80 °C
Schmierfett	Alle Schmierfette in Tabelle 5.1 sowie aus Tabelle 5.2: MÖ 2 + 5 % HDK, MÖ 2 + 10 % HDK, MÖ 2 + 15 % HDK MÖ 2 + 5 % Li-12-HS, MÖ 2 + 5 % Li-12-HS, MÖ 2 + 5 % Li-12-HS
Radial-Wellendichtring	BAU4X2 50X65X8, Werkstoff: 72 NBR 902[5] Durchschnittliche Radialkraft nach Versuchslauf: 21,4 N
Dichtungsgegenlauffläche	Nadellagerinnenring INA IR45X50X35-EGS[6]

Das Kollektiv der Umfangsgeschwindigkeit ist in Bild 6.15 dargestellt. Nach einer zweistündigen Einlaufphase wird die Umfangsgeschwindigkeit stufenweise von *0,1 m/s* auf *2,75 m/s* erhöht. Jede Stufe wird über eine Dauer von *20 min* gehalten.

[4] Drallfrei nach CARMEN [116], Mikrostrukturanalyse [136], Fadenmethode (Baumwollfaden auf trockener Welle) [98]

[5] Hersteller: Freudenberg & Co. KG, Weinheim

[6] Hersteller: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

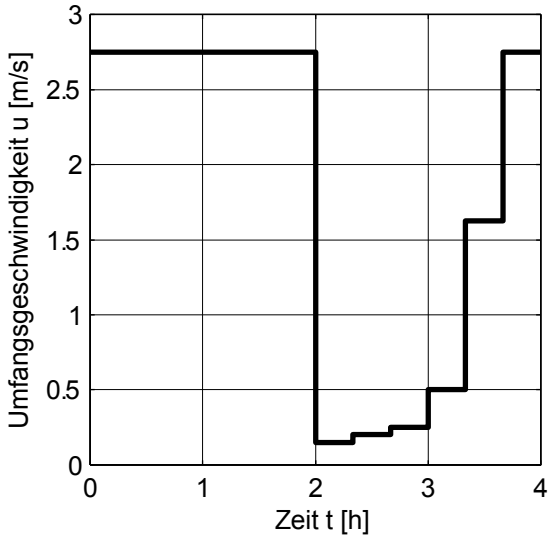


Bild 6.15: Kollektiv der Umfangsgeschwindigkeit

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit wurden die Versuchsläufe der Schmierfette mit folgenden Verdickern wiederholt: Li-12-hydroxystearat, Aluminiumstearat, Aluminiumkomplexseife, hochdisperse Kieselsäure, Bentonit und Polyharnstoff. Es ergab sich eine mittlere Abweichung der gemessenen Reibwerte von *2 %* bis *6 %.* Diese Abweichung ist vergleichsweise gering und in der folgenden Auswertung daher nicht dargestellt.

6.2.2 Versuchsergebnisse

Die ermittelten Gümbelkurven der Versuche mit den Schmierfetten vergleichbarer Konsistenz sind in Bild 6.16 dargestellt. Die Skalierung weicht aus Gründen einer übersichtlicheren Darstellung von der in Kapitel 6.1 verwendeten Skalierung ab. Zur Ermittlung von Gümbelzahl und Reibwert wurden eine Berührbreite von *0,15 mm* und eine Radialkraft von *21,4 N* angenommen. Dies entspricht bei einem Wellendurchmesser von *50 mm* einer mittleren Flächenpressung von *0,91 MPa*. Als Viskosität wurde analog zu Kapitel 6.1 die Grundölviskosität bei einer Temperatur von *80 °C* verwendet.

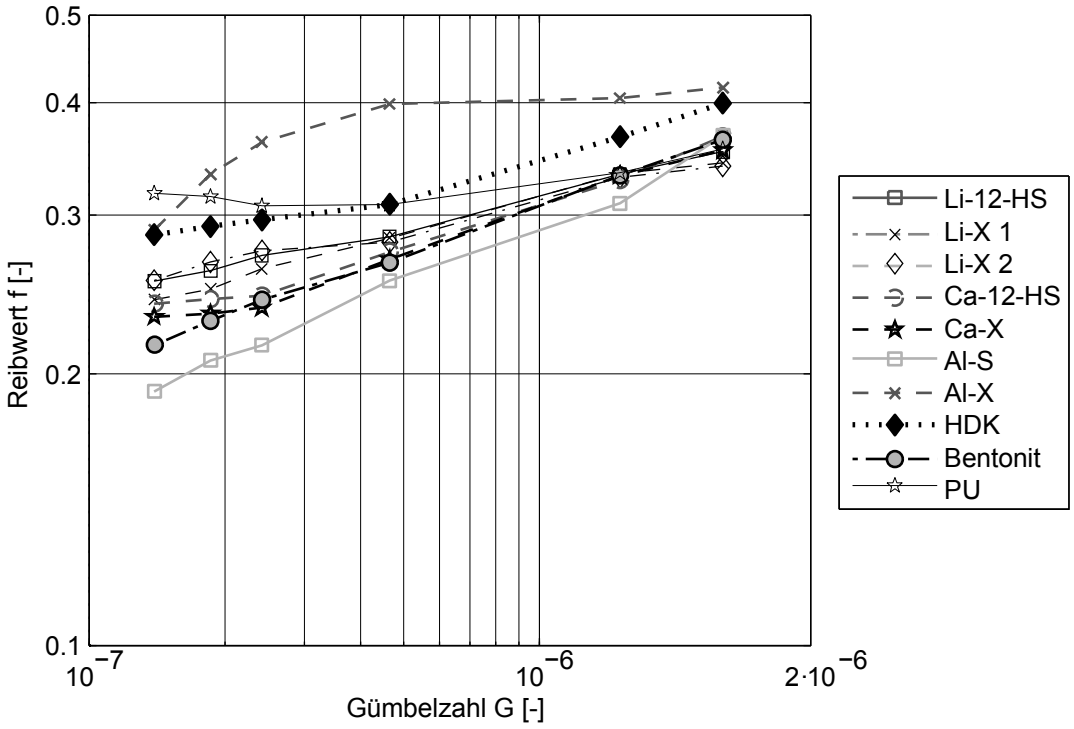


Bild 6.16: Verdickereinfluss auf die Gümbelkurve einer Radial-Wellendichtung

Die meisten der betrachteten Schmierfette bewirken eine hydrodynamische Schmierung des Dichtspalts im gesamten betrachteten Umfangsgeschwindigkeitsbereich. Lediglich die Schmierfette mit Polyharnstoff- oder Aluminiumkomplexseifenverdicker zeigen ein abweichendes Verhalten. Bei den Versuchsläufen mit dem Schmierfett mit Aluminiumkomplexseifenverdicker wurde im Gegensatz zu den anderen Versuchsläufen ein kontinuierlicher Anstieg des Reibwertes während des Einlaufs festgestellt. Dies und die deutlich erhöhte Gümbelkurve bei mittleren Gümbelzahlen weisen auf eine unzureichende Schmierung des Dichtspalts hin. Die in den Versuchsläufen mit dem Schmierfett mit Polyharnstoffverdicker gemessene Gümbelkurve zeigt bei kleinen Gümbelzahlen erhöhte Reibwerte.

Das Schmierfett mit Aluminiumstearatverdicker zeigt die geringsten Reibwerte. Während der Versuchsläufe bildeten sich auf der Fettseite der Radial-Wellendichtung Verdickerklumpen. Das die Klumpen umgebende Schmierfett war deutlich weicher als vor Versuchsbeginn und wurde deshalb teilweise von der Welle abgeschleudert. Das Schmierfett besitzt mit *104 °C* den mit Abstand geringsten Tropfpunkt aller verwendeten Schmierfette. Die hohe Temperatur sowie die Scherbelastung führten zu einer Zerstörung des Schmierfetts. Es wird eine verbesserte

Schmierstoffversorgung des Dichtspalts durch das erweichte Schmierfett und ein daraus resultierender geringer Reibwert vermutet.

In Bild 6.17 sind mit dem Rauheitsmessgerät Hommel T8000 ermittelte axiale Tastschriebe der Laufspuren auf der Gegenlauffläche nach den Versuchsläufen dargestellt.

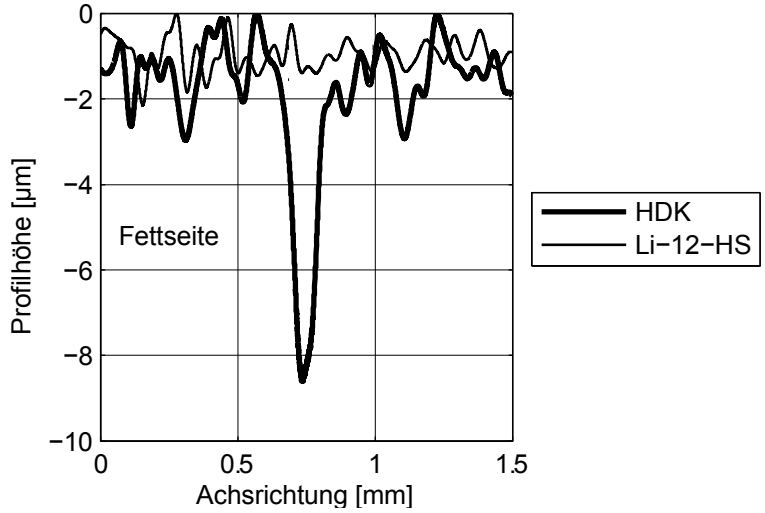


Bild 6.17: Tastschriebe zweier Laufspuren auf der Dichtungsgegenlauffläche nach Versuch

Aus den Versuchen mit dem Schmierfett mit Li-12-hydroxystearatverdicker resultierte keine messbare Laufspur. Dies ist auch für die meisten der anderen Schmierfette der Fall, außer dem mit hochdisperser Kieselsäure verdickten Schmierfett. Hier ist eine deutliche Verschleißspur auf der Dichtungsgegenlauffläche erkennbar.

In Bild 6.18 ist der Zusammenhang zwischen dem Reibwert bei der höchsten betrachteten Umfangsgeschwindigkeit und dem Fließübergangsindex, vgl. S. 17, aufgetragen. Der Reibwert nimmt mit abnehmendem Fließübergangsindex zu.

Das Bestimmtheitsmaß der linearen Regression nimmt mit steigender Umfangsgeschwindigkeit zu, Bild 6.19. Bei geringer Umfangsgeschwindigkeit ist der Einfluss des Fließübergangsindex auf den Reibwert vernachlässigbar.

Schmierfette, die bei vergleichbarer Konsistenz ein eher sprödes Verhalten aufweisen, führen demnach zu einem erhöhten Reibwert. Dies ist vor allem bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Fall. Am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau war dieser

Zusammenhang nicht erkennbar. Die Ursache wird daher nicht in der Scherung des Schmierstoffs im Tribokontakt vermutet. Sie scheint in der zwischen Ring-Scheibe-Ersatzmodell und Radial-Wellendichtung abweichenden Schmierstoffversorgung zu liegen.

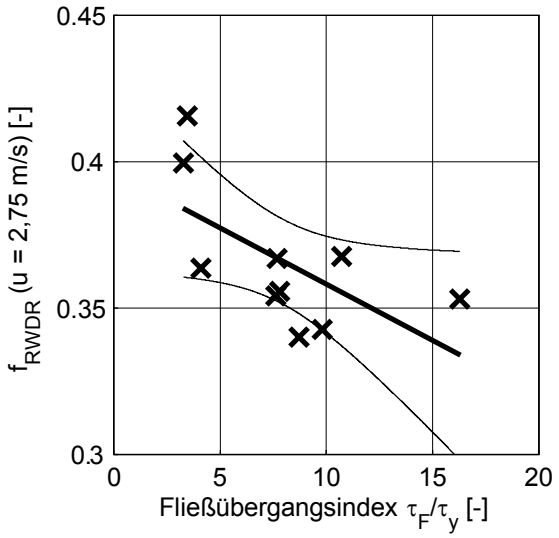


Bild 6.18: lineare Regression: Reibwert zu Fließübergangsindex

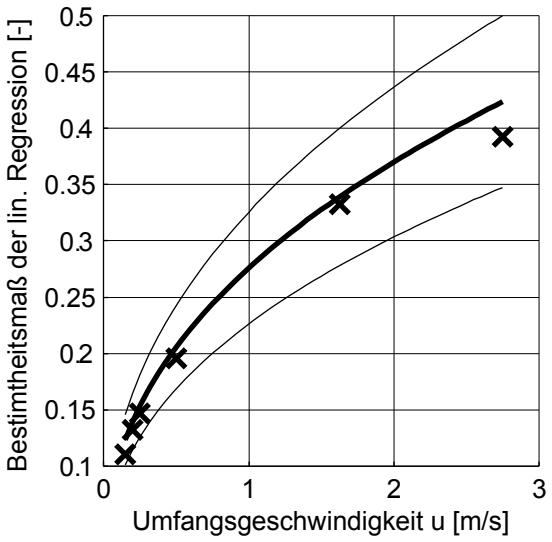


Bild 6.19: Geschwindigkeitsabhängigkeit des Bestimmtheitsmaßes der linearen Regressionen

Ebenso wie beim Ring-Scheibe-Versuchsaufbau ist an der Radial-Wellendichtung ein Zusammenhang zwischen Reibwert und Beschaffenheit der Verdickerpartikel erkennbar, Bild 6.20. Die Schmierfette mit plättchen- und fibrillenförmigen Verdickerpartikeln geben den auch in Bild 6.12 zu erkennenden Verlauf für hydrodynamische Reibung wieder. Die Reibwerte bei kugelförmigen Verdickerpartikeln liegen teilweise wiederum auf einem erhöhten Niveau. Für das Schmierfett mit Polyharnstoffverdicker (Ordnungszahl *6*) wurden bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten erhöhte Reibwerte gemessen, Bild 6.16. Dieses Schmierfett folgt daher nicht dem Verlauf der übrigen.

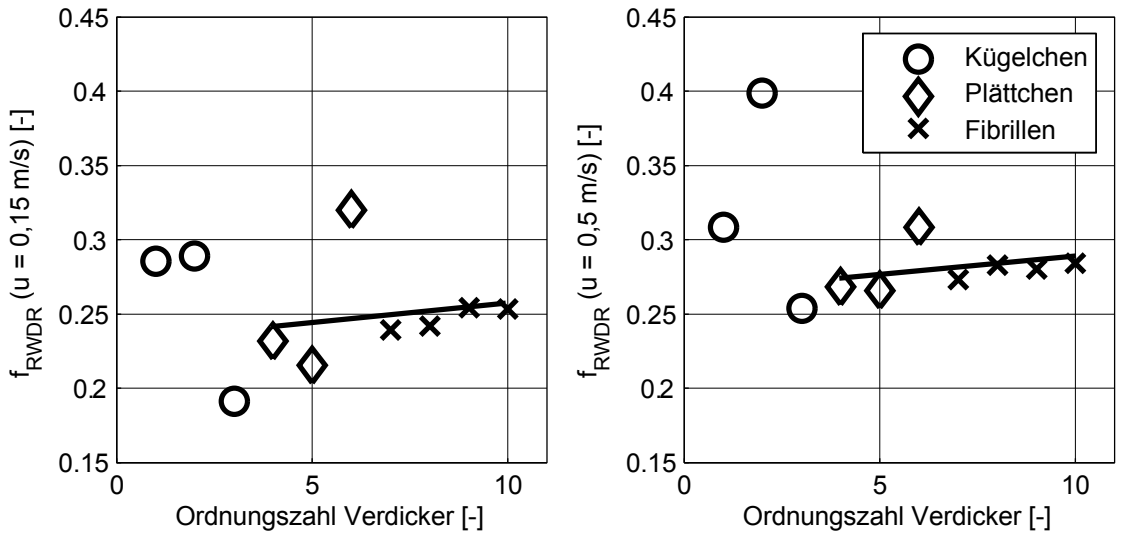


Bild 6.20: Reibwert bei geringer Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Bei den hohen betrachteten Umfangsgeschwindigkeiten bzw. Gümbelzahlen nimmt die Abhängigkeit des Reibwerts von der Ordnungszahl bei plättchen- und fibrillenförmigen Verdickerpartikeln ab, Bild 6.21. Die Reibwerte der Schmierfette mit Verdicker der Ordnungszahlen *3* bis *10* liegen auf einem vergleichbaren Niveau, die der Ordnungszahlen *1* und *2* darüber. Die Verdickerpartikel der Ordnungszahlen *1* und *2* sind die einzigen der betrachteten, deren Größenordnung unterhalb der Dichtspalthöhe liegt.

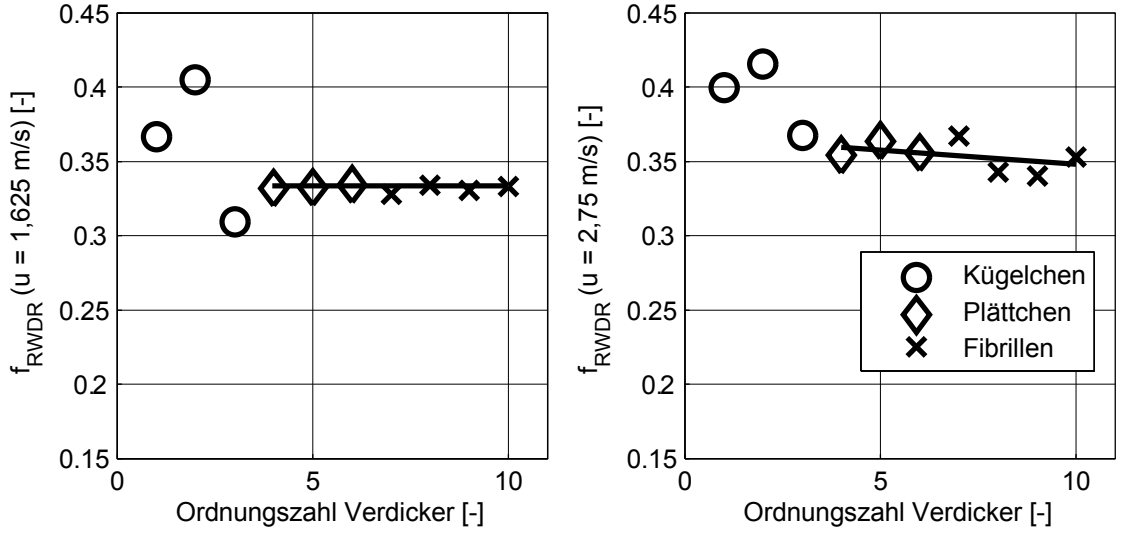


Bild 6.21: Reibwert bei hoher Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Bild 6.22 stellt den Einfluss des Verdickeranteils auf den Verlauf der Gümbelkurve fettgeschmierter Radial-Wellendichtungen dar.

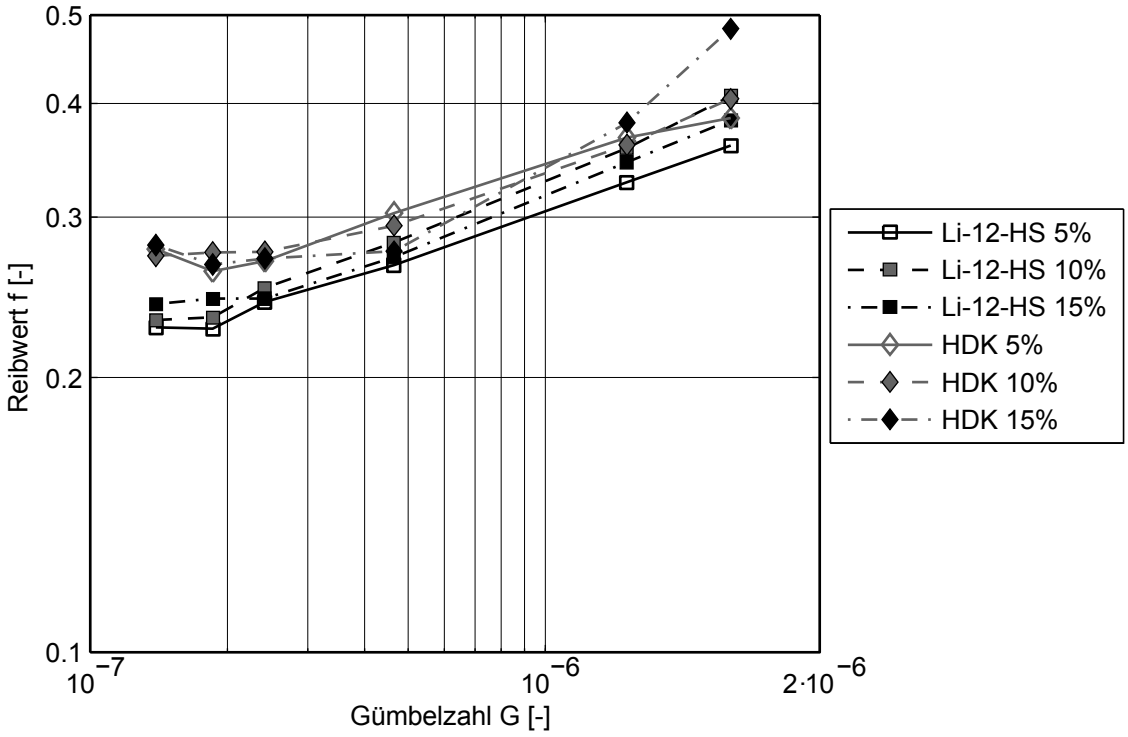


Bild 6.22: Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve einer Radial-Wellendichtung

Ebenso wie am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau ist auch hier kein eindeutiger Einfluss des Verdickeranteils erkennbar. Der Einfluss der Verdickerart überwiegt. Der Reibwert bei Schmierung mit dem Schmierfett mit *15 %* hochdisperser Kieselsäure steigt bei hohen Gümbelzahlen übermäßig stark an. Dies deutet auf bei hohen Gümbelzahlen einsetzende Mangelschmierung hin. Dieses Schmierfett besitzt den kleinsten Fließübergangsindex, vgl. S. 16, und die geringste Walkpenetration, vgl. S. 13. Es ist somit das sprödeste und härteste der hier betrachteten Schmierfette. Diese Eigenschaften stehen einer guten Schmierstoffversorgung des Dichtspalts entgegen, Bild 6.18 und Kapitel 7.

Fazit

Die Versuche zeigen die prinzipielle Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Ring-Scheibe-Versuchsaufbau auf Radial-Wellendichtungen. Am Ring-Scheibe-Ver-

suchsaufbau findet der Übergang von Mischreibung zu hydrodynamischer Reibung scheinbar bei kleineren Gümbelzahlen statt als bei der betrachteten Radial-Wellendichtung.

Bei der Radial-Wellendichtung sind die Radialkraft und die Berührbreite im Betrieb nicht exakt bekannt sondern müssen abgeschätzt werden. Als Radialkraft wurde die bei Raumtemperatur gemessene Radialkraft angenommen. Im Betrieb nimmt die Radialkraft aufgrund der Temperaturerhöhung ab. [137, 138]. Dies führt zu einer reduzierten mittleren Flächenpressung p_m. Folglich sind die für die Radial-Wellendichtung ermittelten Gümbelzahlen zu klein.

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} \qquad \text{Gl. 6.6}$$

Diese zu groß angenommene Radialkraft F_{Rad} äußert sich ferner in, im Vergleich zum Ring-Scheibe-Versuchsaufbau, kleinen rechnerischen Reibwerten.

$$f = \frac{2 \cdot M_R}{d \cdot F_{Rad}} \qquad \text{Gl. 6.7}$$

Bei der Radial-Wellendichtung spielen weitere Effekte wie die Förderwirkung des Radial-Wellendichtrings und bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten das Abschleudern des Schmierfetts von der Welle eine Rolle. Die gemessenen Tendenzen sind jedoch eindeutig dieselben und die Ergebnisse folglich vom Ring-Scheibe-Versuchsaufbau auf Radial-Wellendichtungen übertragbar.

7 Schmierstoffversorgung

In einem Tribokontakt liegt nicht immer Vollschmierung vor. Insbesondere bei Fettschmierung ist das Risiko von Mangelschmierung hoch. Unter Schmierstoffversorgung wird die Bereitstellung von Schmierstoff aus dem Umfeld für den Tribokontakt bezeichnet. Die hierzu durchgeführten Untersuchungen sind in diesem Kapitel dargestellt.

7.1 Betrachtung der Schmierstoffversorgung am Tribometer

In diesem Abschnitt sind die am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau durchgeführten Untersuchungen zur Schmierstoffversorgung beschrieben.

7.1.1 Versuchsdurchführung

Es wurde der in Kapitel 6.1 beschriebene Versuchsaufbau eingesetzt. Die Versuchsdurchführung erfolgte mit den Schmierfetten der Grundöle Mineralöl 2, Poly-α-Olefin und Polyglycol. Die beiden Schmierfette, deren Konsistenz außerhalb des Messbereichs liegt, wurden nicht berücksichtigt, Tabelle 7.1. Bei diesen sehr weichen und daher nach DIN 51818 [28] nicht in Konsistenzklassen einteilbaren Schmierfetten ist keine Mangelschmierung zu erwarten. Die Versuchsdurchführung erfolgte mit konstanter Flächenpressung und Umfangsgeschwindigkeit. Die Temperatur wurde schrittweise in Zeitabschnitten von einer Stunde erhöht. Den Abschluss bildete eine zweistündige Abkühlphase mit abgeschalteter Temperierung.

Tabelle 7.1: Versuchsparameter der Versuche zur Schmierstoffversorgung

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	0,5 m/s
Flächenpressung	1 MPa
Temperatur	untemperiert, 50, 60, 80, 100 °C
Schmierfett	Alle Schmierfette in Tabelle 5.2, ausgenommen MÖ 2 + 5 % HDK und PG + 5 % HDK

7.1.2 Versuchsergebnisse

In Bild 7.1 ist der zeitliche Verlauf des Reibwerts und der Temperatur des Versuchslaufs mit dem Schmierfett auf Basis von Mineralöl 2 und *5 %* Li-12-hydroxystearat dargestellt. Der vergleichsweise glatte Verlauf wird lediglich von einzelnen Peaks unterbrochen. Es ist eine Abhängigkeit des Reibwerts von der Temperatur erkennbar. Bei einer Erhöhung der Temperatur geht der Reibwert aufgrund der verringerten Schmierstoffviskosität zurück. Der glatte Verlauf des Reibmoments lässt auf eine gute Schmierstoffversorgung und damit verbundene Vollschmierung schließen.

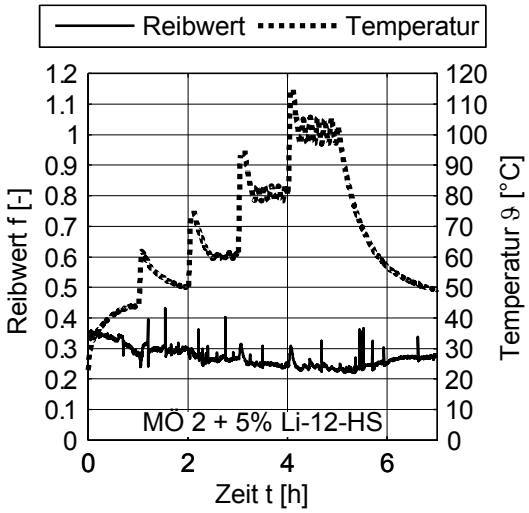


Bild 7.1: Reibwertverlauf ohne Auftreten von Mangelschmierung

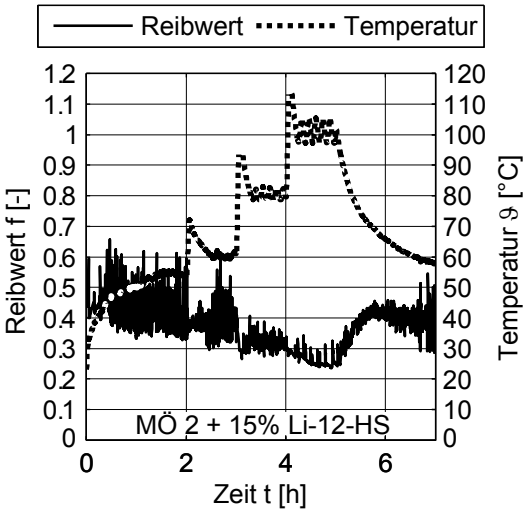


Bild 7.2: Reibwertverlauf mit Mangelschmierung bei niederen Temperaturen

Bild 7.2 zeigt den Verlauf von Reibwert und Temperatur des Versuchslaufs mit dem Schmierfett gleichen Grundöls wie beim Versuch in Bild 7.1 und *15 %* Li-12-hydroxystearat. Der Verlauf des Reibwerts schwankt bei geringen Temperaturen vergleichsweise stark. Ebenso liegt der Reibwert hier auf einem höheren Niveau als beim vergleichbaren Schmierfett mit geringerem Verdickeranteil. Dies lässt auf eine unzureichende Schmierstoffversorgung des Tribokontakts und Mangelschmierung schließen. Bei Temperaturerhöhung nimmt die Schwankung des Reibwerts ab. Ebenso wird der Reibwert deutlich geringer. Das Schmierfett erweicht aufgrund der erhöhten Temperatur und ist somit besser in der Lage, den Tribokontakt mit Schmierstoff zu versorgen. Die Mangelschmierung geht in Vollschmierung über. In der Abkühlphase steigt der Reibwert wieder an und seine

Schwankung nimmt zu. Der Schmierstoff wird mit der Zeit aus dem Tribokontakt verdrängt. Das bei geringeren Temperaturen wieder konsistentere Schmierfett ist nicht in der Lage, diesen mit ausreichend Schmierstoff zu versorgen. Es kommt erneut zu Mangelschmierung.

Die in Bild 7.1 und Bild 7.2 zu erkennenden Peaks im Temperaturverlauf zu Beginn jeder Stufe sind nicht erwünscht, sondern wurden in Kauf genommen. Der Grund ist eine erforderliche kurze Versuchszeit. Eine rasche Temperaturerhöhung führt aufgrund der verbauten Zweipunktregelung zu einem Überschwingen. Eine langsamere Temperaturerhöhung zieht eine lange Versuchszeit nach sich. In Folge von auftretender Mangelschmierung bei niederer Temperatur liegt erhöhter Verschleiß vor. Eine vergleichbare Oberflächenbeschaffenheit von Elastomer-Ringprobe und Gegenlauffläche bei allen Temperaturstufen ist in diesem Fall nicht mehr gegeben. Alternativ wäre eine langsame Temperierung bei Stillstand des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus zwischen jeder Temperaturstufe denkbar. Davon wurde jedoch aufgrund von Anfahreffekten zu Beginn jeder Temperaturstufe mit unbekannten Einflüssen auf den Schmierungszustand abgesehen.

Bild 7.3 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt des Reibwertverlaufs bei *50 °C* mit dem Schmierfett mit *15 %* Li-12-hydroxystearat.

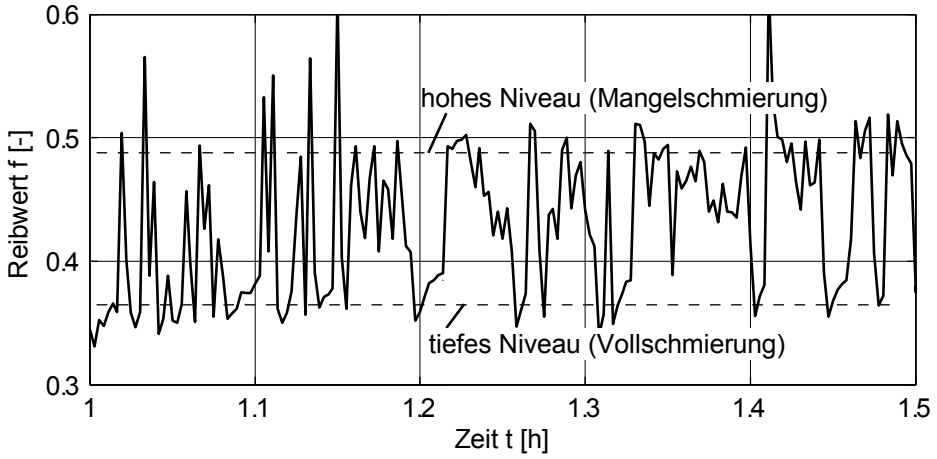


Bild 7.3: Vergrößerter Ausschnitt des Reibwertverlaufs in Bild 7.2 (50 °C, MÖ 2 + 15 % Li-12-HS

Der Reibwert unterliegt keiner normalverteilten Streuung, sondern bewegt sich zwischen zwei Niveaus hin und her. Dies lässt auf einen instationären Schmie-

rungszustand schließen. Das Schmierfett vermag im Tribokontakt nur bedingt einen Schmierfilm aufzubauen. Der Reibwert springt beim Zusammenbruch des Schmierfilms vom niedrigeren Niveau auf ein höheres. Allerdings ist das Schmierfett in der Lage, von Zeit zu Zeit Schmierstoff in den Tribokontakt abzugeben. Eine starke Erhöhung des Reibwerts aufgrund von Mangelschmierung führt zu einer lokalen Temperaturerhöhung. Diese begünstigt ein Nachfließen von Schmierstoff, da das Schmierfett erweicht. Voll- und Mangelschmierung wechseln sich daher wiederholt ab. Dieser Mechanismus ist auch bei Wälzlagern bekannt [139].

Eine vergleichende Bewertung des Schmierungszustandes bei verschiedenen Betriebsbedingungen bzw. Schmierfetten über die Höhe des Reibwerts ist kritisch. Bei Temperaturerhöhung vermindert sich der Reibwert infolge einer sinkenden Schmierstoffviskosität, Bild 7.1. Es ist somit nicht immer eindeutig feststellbar, ob eine Minderung des Reibwerts aus einer verbesserten Schmierstoffversorgung oder einer reduzierten Schmierstoffviskosität resultiert. Außerdem besitzen verschiedene Schmierstoffe einen unterschiedlichen Einfluss auf den Reibwert, Kapitel 6.

Um die Reibwertverläufe aller Versuchsläufe vergleichen zu können, erfolgt daher eine statistische Auswertung des Reibwertverlaufs. Hierbei wird nicht die Höhe des Reibwertsignals sondern lediglich seine Qualität betrachtet. Bei der Auswertung wurde jede Temperaturstufe separat behandelt. Die ersten zehn Minuten einer jeden Temperaturstufe wurden aufgrund des hohen Temperaturgradienten von der Auswertung ausgeschlossen. Aufgrund einer Datenaufzeichnungsrate von *0,1 Hz* stehen für jede Temperaturstufe *300* Messwerte zur Verfügung. Es wurden die relative Standardabweichung s_{rel} und die Dichtefunktion *q(f)* der Verteilung des Reibwerts betrachtet.

Die relative Standardabweichung s_{rel} ist die auf den Mittelwert des Reibwerts f_m bezogene Standardabweichung s. Die Standardabweichung ist die Wurzel der Varianz, also der Summe aller quadratischen Einzelabweichungen der n gemessenen Reibwerte f_i vom Mittelwert f_m.

$$s_{rel} = \frac{1}{f_m}\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(f_i - f_m)^2} \qquad \text{Gl. 7.1}$$

Die Beschreibung der Form der Verteilung erfolgt mit dem Ansatz nach Weibull [140]. Die Dichtefunktion *q(f)* wird nach Gl. 7.2 an die Verteilung angenähert. Hierin ist *f* der Reibwert, *a* der Lagefaktor und *b* der Formfaktor. Die Dichtefunktion gleicht mit einem Formfaktor von $b < 1$ einer Exponentialverteilung und gleicht sich mit größer werdendem Formfaktor an eine Normalverteilung an. Bei einem Formfaktor von $b = 3{,}5$ kann näherungsweise eine Normalverteilung angenommen werden.

$$q(f) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{f}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{f}{a}\right)^{b}} \qquad \text{Gl. 7.2}$$

In Bild 7.4 ist das Histogramm des Reibwerts bei *50 °C* und dem Schmierfett mit *5 %* Li-12-hydroxystearat dargestellt. Es lag Vollschmierung vor. Die gemessenen Reibwerte sind in *25* Klassen eingeteilt. Die Reibwerte liegen alle vergleichsweise nahe am Mittelwert. Lediglich wenige Reibwerte sind zu höheren Werten verschoben. Die relative Standardabweichung ist mit *0,063* verhältnismäßig gering. Die Dichtefunktion wurde durch Verschieben des Histogramms auf den Nullpunkt und anschließendes Zurückverschieben ermittelt. Mit einem Formfaktor von $b = 3{,}17$ sind die Messwerte annähernd normalverteilt.

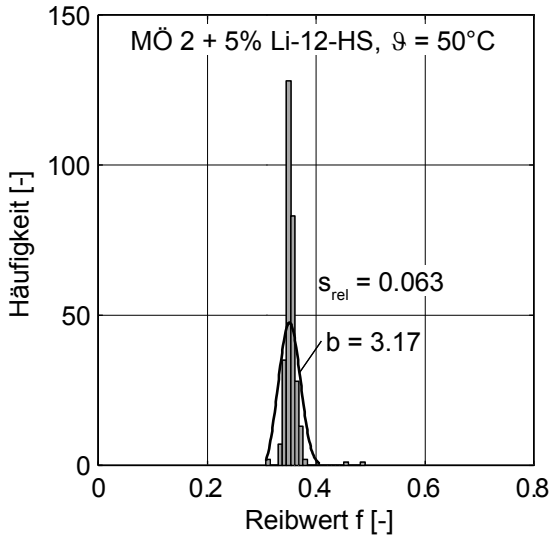


Bild 7.4: Histogramm und Dichtefunktion bei Vollschmierung

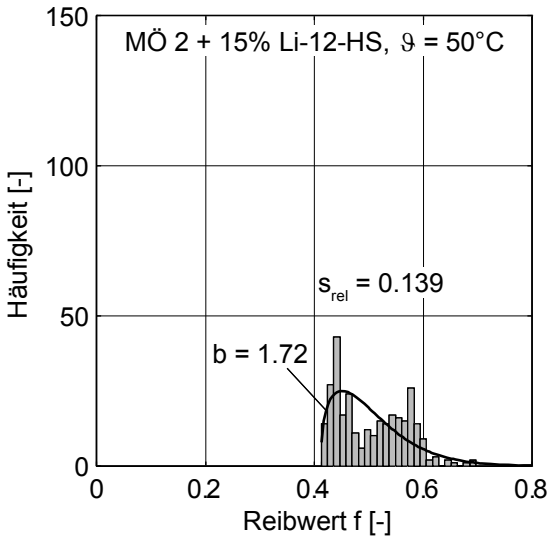


Bild 7.5: Histogramm und Dichtefunktion bei Mangelschmierung

In Bild 7.5 ist das Histogramm der gemessenen Reibwerte des Schmierfetts mit *15 %* Li-12-hydroxystearat bei einer Temperatur von *50 °C* abgebildet. Die relative

Standardabweichung ist aufgrund der stärkeren Streuung der Messwerte etwa doppelt so hoch. Der Tribokontakt ist mangelgeschmiert. Die Form der Verteilung weicht stark von der Normalverteilung ab. Es handelt sich also nicht um lediglich eine starke Streuung des Messwerts. Die beiden erkennbaren Häufungen geben die zwei in Bild 7.3 beschriebenen Reibwertniveaus wieder. Der Formfaktor der angenäherten Dichtefunktion ist dementsprechend niedriger.

7.1.3 Korrelation mit der Walkpenetration

In Bild 7.6 ist der Formfaktor *b* aller betrachteten Schmierfette bei *50 °C* über der zugehörigen Walkpenetration bei Raumtemperatur aufgetragen.

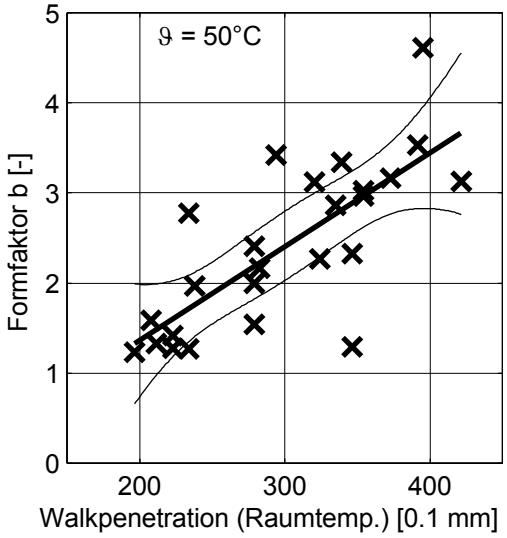


Bild 7.6: Korrelation zwischen Formfaktor und Walkpenetration

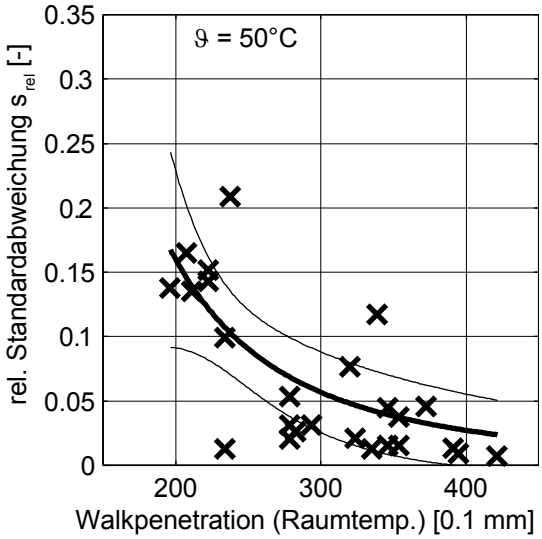


Bild 7.7: Korrelation zwischen rel. Standardabweichung und Walkpenetration

Es zeigt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Formfaktor und Walkpenetration. Je geringer die Walkpenetration ist, also je konsistenter das Schmierfett, desto geringer wird der Formfaktor und umso ungünstiger die Schmierstoffversorgung.

Bild 7.7 zeigt die relative Standardabweichung s_{rel} derselben Reibwertverläufe über der Walkpenetration bei Raumtemperatur. Auch hier zeigt sich ein Zusammenhang. Die relative Standardabweichung nimmt ab einer Walkpenetration von ca. *250 1/10 mm* mit steigender Walkpenetration deutlich ab.

In Bild 7.8 sind neben der angepassten Korrelationsfunktion aus Bild 7.7 die angepassten Korrelationsfunktionen der Messungen bei Temperaturen von *60 °C*, *80 °C* und *100 °C* dargestellt. Zur Bewertung des Temperatureinflusses auf das Auftreten von Mangelschmierung wird die relative Standardabweichung und nicht der mittlere Reibwert herangezogen. Dies geschieht vor dem Hintergrund einer Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Eine Fehlinterpretation einer viskositätsbedingten Reibungsreduzierung als Verbesserung des Schmierungszustands ist somit ausgeschlossen.

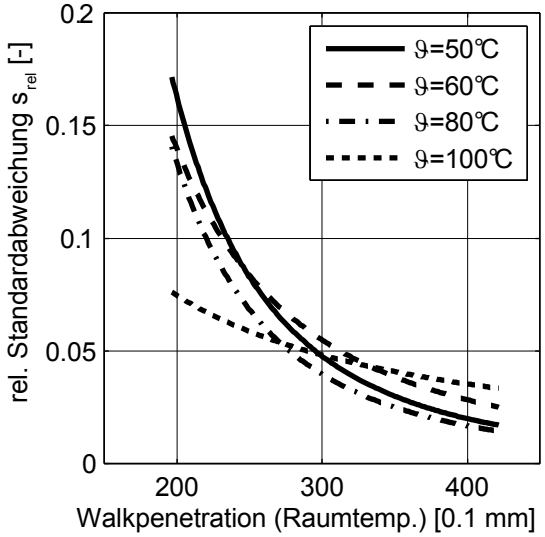


Bild 7.8: Temperatureinfluss auf die Korrelation zwischen relativer Standardabweichung und Walkpenetration

Im Bereich kleiner Walkpenetrationen bzw. bei auftretender Mangelschmierung, ist ein Temperatureinfluss auf den Verlauf der Korrelationsfunktion erkennbar. Die Korrelationsfunktion liegt im Bereich von Walkpenetrationen kleiner als *250 1/10 mm* bei umso geringeren relativen Standardabweichungen je höher die Temperatur ist. Dies lässt auf eine Reduzierung der Mangelschmierung infolge einer Temperaturerhöhung schließen. Der Darstellung nach nimmt die Standardabweichung bei hohen Walkpenetrationen temperaturimpliziert zu. Dies ist der starken Streuung der Werte in diesem Bereich geschuldet. Ein Zusammenhang wird hier nicht vermutet.

Fazit

Die rheologische Schmierfettbeschaffenheit besitzt einen starken Einfluss auf die Schmierstoffversorgung des Tribokontakts. Eine geringe Schmierfettkonsistenz begünstigt die Schmierfettversorgung. Insbesondere Schmierfette mit einer Walkpenetration von weniger als *250 1/10 mm*, also einer NLGI-Klasse von *3* oder darüber, erhöhen das Risiko einer unzureichenden Schmierstoffversorgung drastisch. Bei unzureichender Schmierstoffversorgung tritt Mangelschmierung auf. Ein mangelgeschmierter Tribokontakt kann, aufgrund der aus der erhöhten Reibung resultierenden Temperaturerhöhung, wieder in einen vollgeschmierten Zustand übergehen. Es ist ein Hin- und Herwechseln zwischen beiden Schmierungszuständen möglich.

Neben der Schmierfettbeschaffenheit besitzt die Temperatur des Umfelds einen Einfluss auf die Schmierstoffversorgung. Diese wird mit steigender Umfeldtemperatur verbessert. Dies steht mit den Beobachtungen zur Walkpenetration im Einklang, da diese mit erhöhter Temperatur zunimmt [60, 61].

Die Ergebnisse zum Einfluss der Walkpenetration und der Temperatur zeigen, dass Schmierfette geringer Konsistenz eher in der Lage sind, den Tribokontakt mit Schmierstoff zu versorgen als Schmierfette hoher Konsistenz. Neben diesem dominanten Einflussfaktor scheinen weitere zu existieren. Dies folgt aus den Beobachtungen zum Fließübergangsindex, Kapitel 6.2.2, sowie dem Umstand, dass einzelne Schmierfette deutliche Abweichungen von den Regressionen in Bild 7.6 und Bild 7.7 aufweisen, die weit außerhalb des Vertrauensbereichs liegen.

Im Umfeld von Radial-Wellendichtungen findet bei Scherung des Schmierfetts ein Strukturabbau statt. Die Scherstabilität eines im Dichtungsumfeld gescherten Schmierfettes kann daher einen wesentlichen Einfluss auf den Schmierungszustand einer Radial-Wellendichtung besitzen. Bei den Untersuchungen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau wurde bei harten Schmierfetten ein Aufreißen der Scherströmung im Inneren der Elastomer-Ringprobe beobachtet. Eine Scherung von Schmierfett im Umfeld findet daher vorwiegend bei weichen Schmierfetten statt.

7.2 Verifikation an Radial-Wellendichtung

Die in diesem Abschnitt beschriebenen Untersuchungen dienten einer Verifikation der am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau gewonnenen Erkenntnisse.

7.2.1 Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung erfolgte am Einzeldichtungsprüfstand, Kapitel 4.2. Für jeden Versuchslauf wurde ein neuer Radial-Wellendichtring derselben Charge eingesetzt. Alle Versuche wurden auf derselben, auf Drallfreiheit überprüften Dichtungsgegenlauffläche durchgeführt. Es wurde ein Schmierfett mit *15 %* und eines mit *5 %* Verdickeranteil eingesetzt. Grundöl und Verdickerart beider Schmierfette waren identisch. Zur Ermittlung des Einflusses des Verdickeranteils auf die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts wurden untemperierte Versuche mit beiden Schmierfetten durchgeführt. Mit dem Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil erfolgte ein temperierter Vergleichsversuch. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Tabelle 7.2: Parameter der Versuche zur Schmierstoffversorgung von Radial-Wellendichtungen

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	0,15; 0,2; 0,25; 0,5; 1,625; 2,75; 5,5 m/s
Temperatur	untemperiert; 80 °C
Schmierfett	PG + 15 % Ca-12-HS, PG + 5 % Ca-12-HS
Radial-Wellendichtring	BAU4X2 50X65X8, Werkstoff: 72 NBR 902[7]
Dichtungsgegenlauffläche	Nadellagerinnenring INA IR45X50X35-EGS[8]

Das Umfangsgeschwindigkeitskollektiv ist in Bild 7.9 dargestellt. Im Gegensatz zu den Untersuchungen mit dem Ring-Scheibe-Versuchsaufbau wurde an der Radial-Wellendichtung die Umfangsgeschwindigkeit variiert. Auf diesem Weg kann ausgeschlossen werden, dass auftretende Mangelschmierung nicht durch ein Abschleudern des Schmierfetts von der Welle sondern von der Schmierfettkonsistenz verursacht wird. Die Umfangsgeschwindigkeit wurde stufenweise von *0,15 m/s* auf *5,5 m/s* erhöht und anschließend wieder auf den Ausgangswert gesenkt. Die Dauer jeder Stufe betrug eine Stunde. Das Kollektiv wurde dreimal in Folge durchfahren.

[7] Hersteller: Freudenberg & Co. KG, Weinheim

[8] Hersteller: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

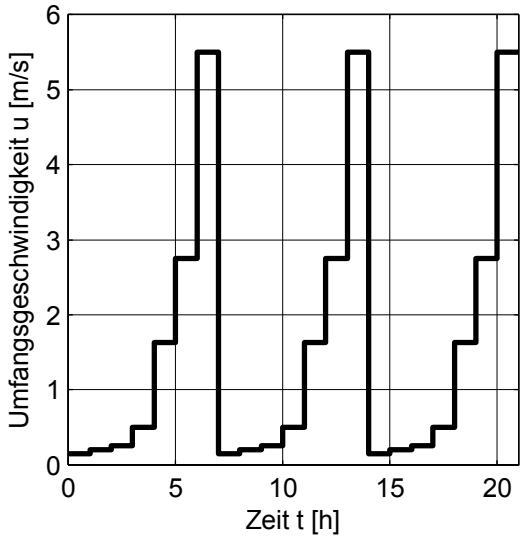


Bild 7.9: Kollektiv der Umfangsgeschwindigkeit

7.2.2 Versuchsergebnisse

Die gemessenen Reibmomente sind in Bild 7.10 über der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen. Die angegebenen Werte sind die Mittelwerte aller drei Zyklen. Es sind keine Reibwerte und Gümbelzahlen dargestellt, da aufgrund des teilweise starken Verschleißes keine ausreichend genaue Annahme der Berührbreite getroffen werden kann. Bei untemperierter Versuchsdurchführung lag das Reibmoment bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten beim Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil deutlich über dem des Schmierfetts mit *5 %* Verdickeranteil. Ferner war bei Verwendung des Schmierfetts mit *15 %* Verdickeranteil bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten ein Quietschen wahrnehmbar. Ab einer Umfangsgeschwindigkeit von *0,25 m/s* bzw. *0,5 m/s* nimmt das Reibmoment bei beiden Schmierfetten ab.

Ein temperierter Versuchslauf führt bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten zu deutlich geringeren Reibmomenten. Dies geht aus dem Vergleich der Versuchsläufe mit einem Verdickeranteil von *15 %* hervor. Das Reibmoment steigt bei temperierter Versuchsdurchführung bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von *2,75 m/s* an. Eine weitere Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit führt zu keinem weiteren Anstieg des Reibmoments.

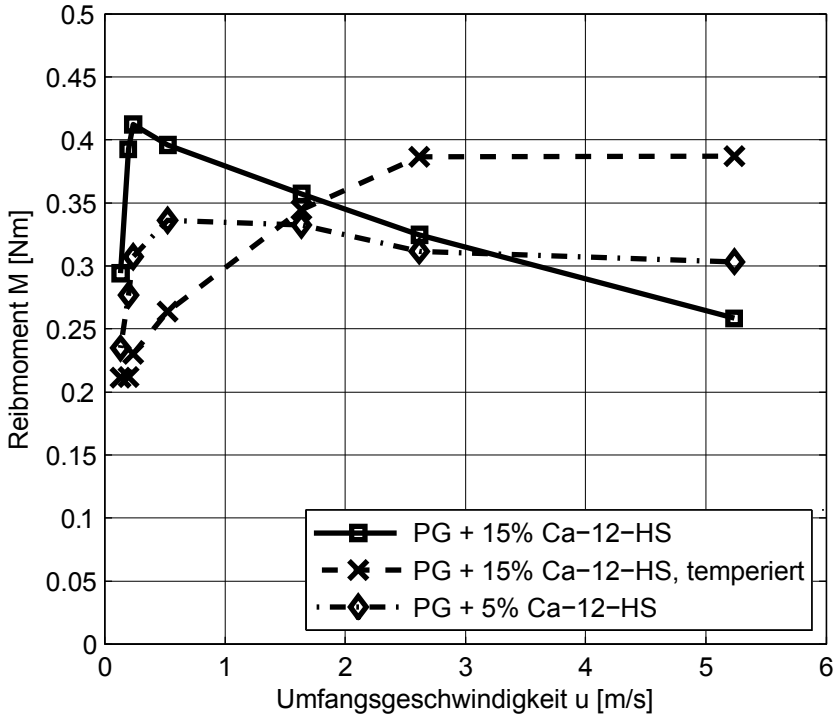


Bild 7.10: Reibmoment in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit

Bild 7.11 zeigt die auf der luftseitigen Gegenlauffläche gemessenen Temperaturen in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit. Die bei allen drei Versuchsläufen erhöhte Temperatur bei kleinster Umfangsgeschwindigkeit resultiert aus der Erwärmung des Vorzyklus. Bei allen anderen Versuchspunkten wurden stationäre Zustände erreicht. Insbesondere bei untemperierter Versuchsdurchführung steigt die Temperatur mit der Umfangsgeschwindigkeit deutlich an. Bei Verwendung des Schmierfetts mit *15 %* Verdickeranteil wurden höhere Temperaturen als bei Verwendung des Schmierfetts mit *5 %* Verdickeranteil gemessen. Die bei der temperierten Versuchsdurchführung leicht von *80 °C* abweichenden Temperaturen sind darauf zurückzuführen, dass die Temperatur des Temperieröls und nicht die Temperatur der Dichtungsgegenlauffläche geregelt wird. Bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten liegt die gemessene Temperatur aufgrund der Wärmeabgabe an die Umgebung daher unterhalb der Vorgabe. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten liegt sie aufgrund der eingebrachten Reibwärme oberhalb der Vorgabe.

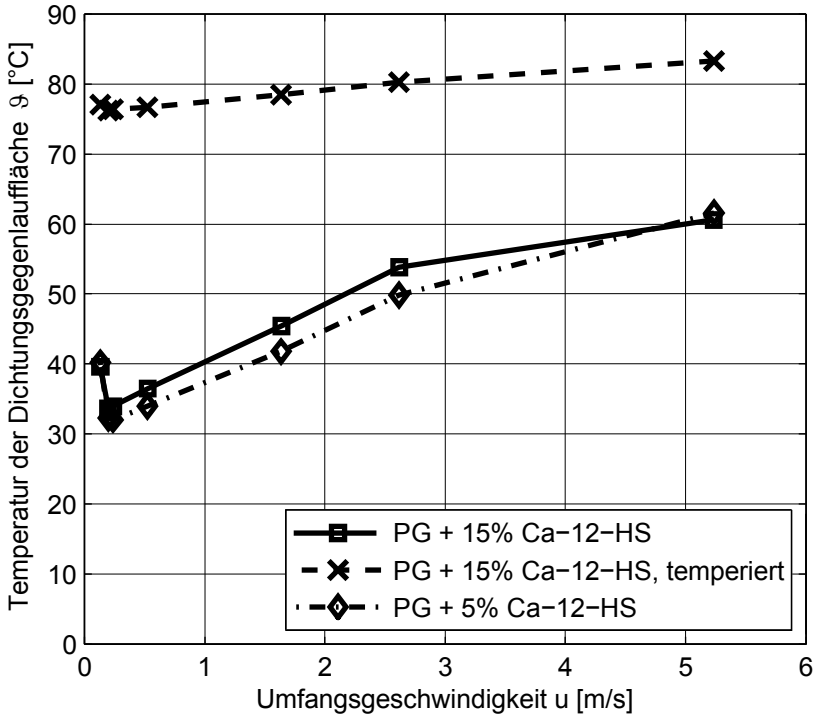


Bild 7.11: Temperatur in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit

Bild 7.12 zeigt Tastschriebe der Dichtungsgegenlaufflächen nach Versuchsdurchführung in axialer Richtung, also senkrecht zu den Laufspuren.

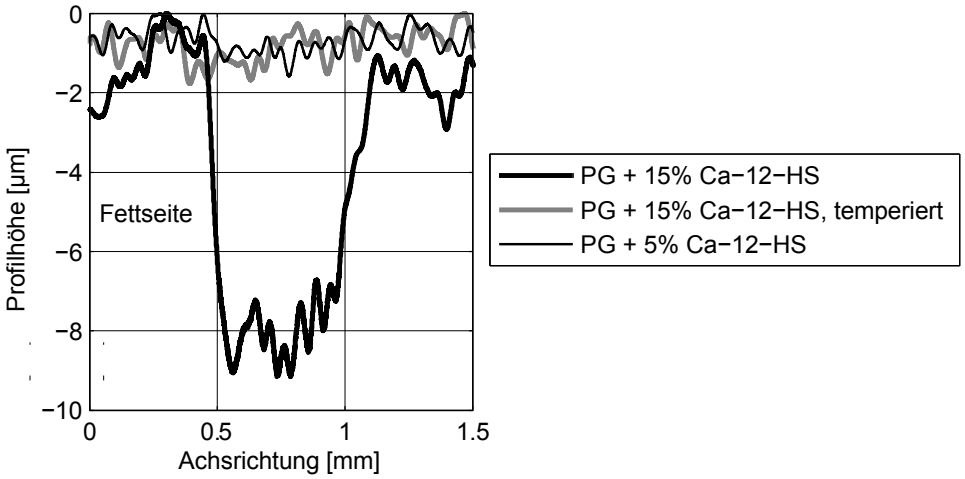


Bild 7.12: Tastschriebe der Gegenlauffläche in axialer Richtung

Der untemperierte Versuchslauf mit dem Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil führte zu einem deutlichen Verschleiß der Gegenlauffläche. Bei den beiden anderen Versuchsläufen ist keine Laufspur messbar.

Bild 7.13 zeigt die Dichtkanten der in den Versuchsläufen verwendeten Radial-Wellendichtungen nach Versuchsdurchführung. An der mit dem Schmierfett mit *15 %* Verdicker geschmierten Dichtkante und untemperierter Versuchsdurchführung ist die Verschleißspur am stärksten ausgeprägt. Auf der Luftseite war nach Versuchsdurchführung zudem Elastomerabrieb erkennbar. Die Verschleißspuren der beiden anderen Radial-Wellendichtringe weisen keinen signifikanten Unterschied auf.

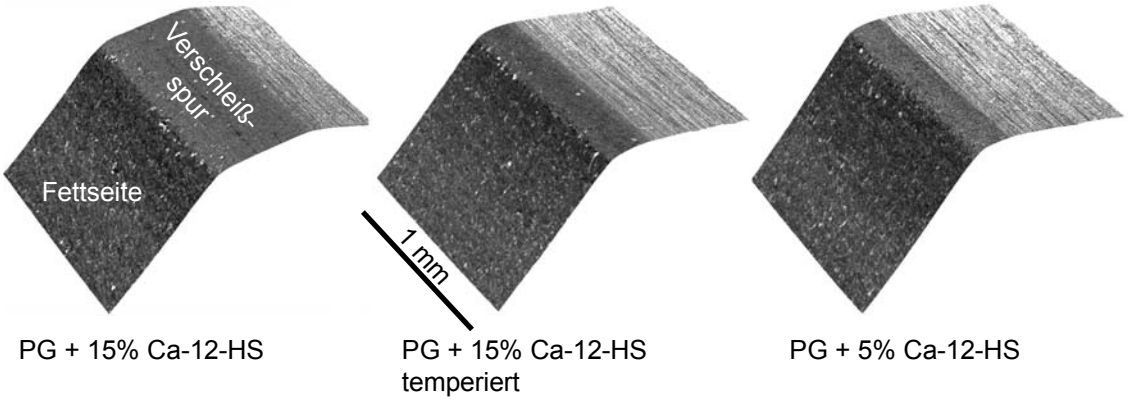


Bild 7.13: Dichtkanten nach Versuchsdurchführung

Ein Einfluss des verwendeten Schmierfetts bzw. der Temperierung auf die Radialkraft der Radial-Wellendichtringe war nicht messbar.

Beim Schmierfett mit *5 %* Verdickeranteil sowie beim Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil und temperierter Versuchsumgebung lag eine ausreichende Schmierung der Dichtkante vor. Dies kann aus dem geringen Verschleiß geschlossen werden. Der Rückgang des Reibmoments bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und dem Schmierfett mit *5 %* Verdickeranteil wird auf die Temperaturerhöhung und damit verbundenen Abnahme der Schmierstoffviskosität zurückgeführt.

Beim mit dem Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil geschmierten Dichtsystem trat bei untemperierter Versuchsdurchführung Mangelschmierung auf. Dies folgt aus dem hohen Reibmoment, dem Quietschen, der erhöhten Temperatur und dem hohen Verschleiß. Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit sinkt das Reibmoment ab. Durch die Erwärmung erweicht das Schmierfett. Eine verbesserte Schmierstoffversorgung ist die Folge. Die Abkühlung bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit im anschließenden Zyklus verursacht erneut Mangelschmierung.

Als Ursache für die bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten stark auseinanderliegenden Reibmomente der beiden Versuchsläufe mit dem Schmierfett mit *15 %* Verdickeranteil werden weitere Einflussfaktoren vermutet. Hier spielen Effekte wie die aufgrund von Verschleiß abweichenden Berührbreiten und die von der Scherung des Schmierfetts im Keilspalt zwischen Dichtungsgegenlauffläche und Radial-Wellendichtring beeinflusste Schmierfettversorgung eine Rolle. Ferner war beim untemperierten Versuchslauf im Gegensatz zum temperierten Versuchslauf ein Einreißen des Schmierfetts im Keilspalt beobachtbar. Das Erweichen des Schmierfetts in Folge der erhöhten Temperatur führt zu einer Scherströmung des Schmierfetts und damit verbundener viskoser Reibung im Keilspalt.

Fazit

Wie bereits bei den Versuchen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau festgestellt, ist bei vergleichbarer Systemtemperatur die Schmierfettkonsistenz der wesentliche Einflussfaktor auf die Schmierstoffversorgung. Dies wurde in Stichversuchen an Radial-Wellendichtungen überprüft. Hierzu wurden ein weiches und ein hartes Fett mit gleichem Grundöl und gleicher Verdickerart verwendet. Bei beiden Versuchsaufbauten lag bei geringem Verdickeranteil Vollschmierung vor. Bei hohem Verdickeranteil trat bei geringen Temperaturen in beiden Fällen Mangelschmierung auf. Eine Temperaturerhöhung führte jeweils zu einem Übergang von Mangel- zu Vollschmierung.

8 Verschleiß

Ziel der in diesem Kapitel beschriebenen Messungen war die Bewertung des Verdickereinflusses auf das Verschleißverhalten eines fettgeschmierten Elastomer-Stahl-Tribokontakts.

8.1 Verschleißmessung am Tribometer

Die am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau durchgeführten Untersuchungen sind in diesem Abschnitt dargestellt.

8.1.1 Versuchsdurchführung

Es wurde der in Kapitel 6.1 beschriebene Versuchsaufbau eingesetzt. Neben der Temperatur unterhalb der Laufspur und dem Reibwert wurde der lineare Verschleiß W_l erfasst, Bild 8.1.

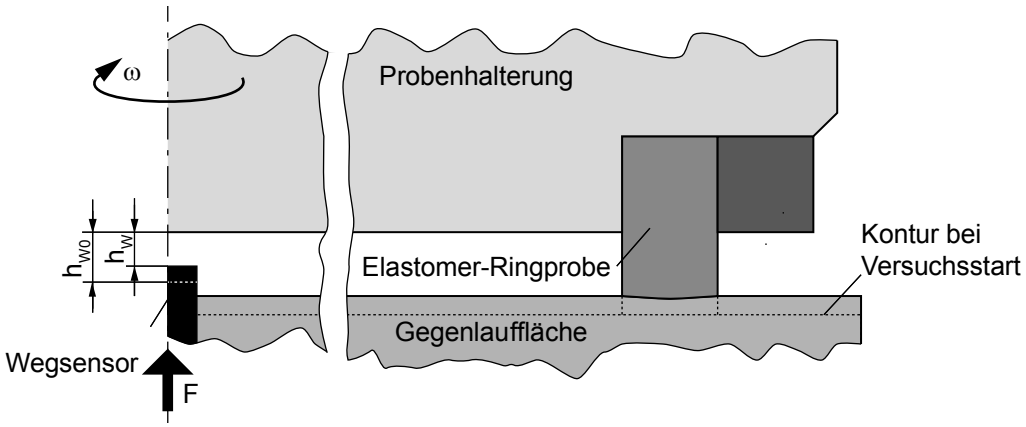


Bild 8.1: Messung des linearer Verschleißes

Hierzu wurde der Abstand zwischen der Oberfläche des Wegsensors und der Probenhalterung h_W aufgezeichnet. Der lineare Verschleiß ergibt sich aus der Differenz des Abstands zu Versuchsbeginn h_{W0} und dem aktuellen Abstand h_W.

$$W_l = h_{W0} - h_W \qquad \text{Gl. 8.1}$$

Durch eine konstant gehaltene anpressende Kraft F wird die Gegenlauffläche bei Verschleiß des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus nachgestellt. Der von der Position

bei Versuchsstart aus nachgestellte Weg wird als linearer Verschleiß W_l des Gesamtsystems bezeichnet. Er ist die Summe aus dem linearen Verschleiß von Gegenlauffläche $W_{l\,GLF}$ und Elastomer-Ringprobe $W_{l\,RP}$.

$$W_l = W_{l\,GLF} + W_{l\,RP} \qquad \text{Gl. 8.2}$$

Nach erfolgter Versuchsdurchführung wurde die Laufspur in der Gegenlauffläche taktil vermessen. Hierbei wird die Tiefe der Laufspur als linearer Verschleiß der Gegenlauffläche $W_{l\,GLF}$ bezeichnet.

Aus dem auf die Beanspruchungsdauer t bezogenen linearen Verschleiß W_l ergibt sich die Verschleißgeschwindigkeit $W_{l/t}$ [141].

$$W_{l/t} = \frac{dW_l}{dt} \qquad \text{Gl. 8.3}$$

Einfluss der Verdickerart

Die Versuchsdurchführung erfolgte bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung, Tabelle 8.1.

Tabelle 8.1: Versuchsparameter der Verschleißversuche zur Verdickerart

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	1,625 m/s
Flächenpressung	0,5 MPa
Temperatur	untemperiert bzw. PU zusätzlich bei 80 °C
Schmierstoff	MÖ 1 und alle Schmierfette in Tabelle 5.1

Bei den gewählten Betriebsbedingungen herrschte bei Verwendung aller Schmierfette ein vergleichbarer Betriebszustand. Es lag eine jeweils höhere Gümbelzahl als am Reibwertminimum vor, Kapitel 6.1. Die Versuchsdauer betrug *20* Stunden. Jeder Versuchslauf wurde dreimal durchgeführt. Es kamen dabei jeweils neue Gegenlaufflächen und Elastomer-Ringproben sowie frisches Schmierfett zum Einsatz. Eine Temperierung der Versuchsumgebung erfolgte mit der Ausnahme des Schmierfetts mit Polyharnstoffverdicker nicht. Bei diesem Fett wurden drei untemperierte und drei auf *80 °C* temperierte Versuchsläufe durchgeführt. Es wurden alle Schmierfette auf Basis des Mineralöls 1 mit unterschiedlicher Verdickerart

verwendet, Tabelle 8.1. Zum Vergleich wurde der Versuch ebenfalls mit Mineralöl 1 ohne Verdicker durchgeführt.

Einfluss des Verdickeranteils

Die Versuchsdurchführung erfolgte entsprechend den Versuchen zur Verdickerart. Es wurden die Schmierfette auf Basis von Mineralöl 2 und einem variierenden Anteil an Li-12-hydroxystearat verwendet, Tabelle 8.2. Sämtliche Versuchsläufe wurden untemperiert sowie auf *80 °C* temperiert je dreimal durchgeführt.

Tabelle 8.2: Versuchsparameter der Verschleißversuche zum Verdickeranteil

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	1,625 m/s
Flächenpressung	0,5 MPa
Temperatur	untemperiert, 80 °C
Schmierstoff	MÖ 2 und 5, 10, 15 % Li-12-HS (Tabelle 5.2)

8.1.2 Versuchsergebnisse

In Bild 8.2 ist der bei allen durchgeführten Versuchen beobachtete zeitliche Verlauf des linearen Verschleißes W_l dargestellt. Der zu Beginn steil ansteigende lineare Verschleiß stellt den Einlaufverschleiß dar. Die Dauer des Einlaufverschleißes wird in der folgenden Auswertung nicht berücksichtigt. Die Berechnung der Verschleißgeschwindigkeit nach Gl. 8.3 erfolgt unter Beschränkung der in Bild 8.2 eingetragenen Beanspruchungsdauer. Während dieser Beanspruchungsdauer ist die Steigung des linearen Verschleißes annähernd konstant.

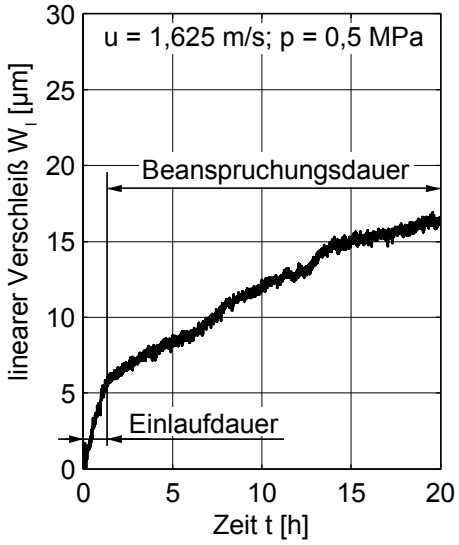


Bild 8.2: Gemessener linearer Verschleiß über der Zeit, exemplarisch

Verdickerart

Die ermittelten Verschleißgeschwindigkeiten $W_{l/t}$ unter Verwendung der Schmierfette mit vergleichbarer Konsistenz sind in Bild 8.3 dargestellt. Zum Vergleich ist die beim mit Grundöl geschmierten Versuchslauf gemessene Verschleißgeschwindigkeit aufgeführt. Die Fehlerbalken geben den Streubereich der drei Versuchsdurchläufe wieder.

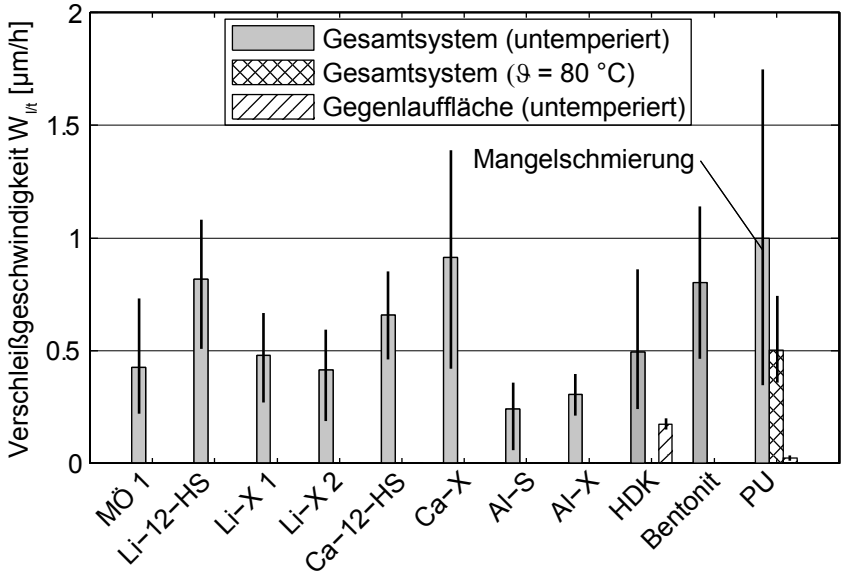


Bild 8.3: Gemessene Verschleißgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Verdickerart

Die Verschleißgeschwindigkeit lag bei Fettschmierung verdickerabhängig unterhalb bzw. oberhalb der des Grundöls. Ein Verdicker kann sich demnach positiv oder negativ auf den Verschleiß des Gesamtsystems auswirken. Einen positiven Einfluss auf den Verschleiß zeigten die beiden mit Aluminiumseife verdickten Schmierfette. Die Verschleißgeschwindigkeit bei Verwendung der übrigen Schmierfette liegt auf dem Niveau des Grundöls oder darüber. Eine merkliche Steigerung der Verschleißgeschwindigkeit liegt bei Verwendung der Schmierfette mit Calciumseifenverdickern, Li-12-hydroxystearat sowie Bentonit und Polyharnstoff vor. Die erhöhte Verschleißgeschwindigkeit bei Verwendung des mit Polyharnstoff verdickten Schmierfetts beschränkt sich auf die untemperierte Versuchsdurchführung.

Bei der Durchführung der Versuche mit Polyharnstoffverdicker trat bei zwei von drei Versuchsläufen Mangelschmierung auf. Dies war aus den Reibwertverläufen ersichtlich. Ebenso weisen die bei den mangelgeschmierten Versuchen verwendeten Elastomer-Ringproben stark zerfurchte Oberflächen auf, Bild 8.4. Die Furchen verlaufen in Umfangsrichtung und besitzen eine Tiefe von bis zu *100 µm.* Die Oberfläche einer Elastomer-Ringprobe nach einem unter Vollschmierung gelaufenen Versuch ist hingegen vergleichsweise glatt, Bild 8.5.

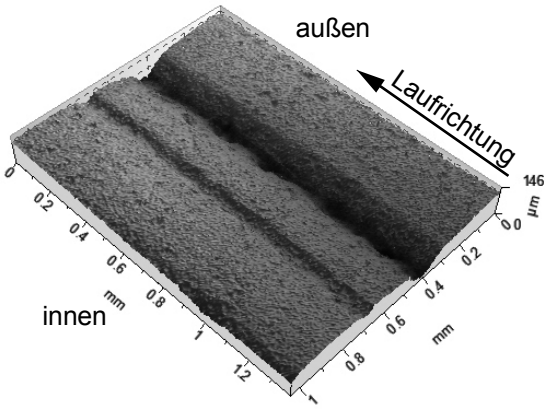


Bild 8.4: Oberfläche einer Elastomer-Ringprobe nach mangelgeschmiertem Versuchslauf

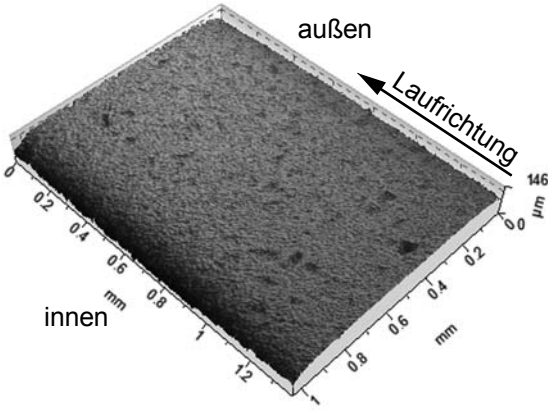


Bild 8.5: Oberfläche einer Elastomer-Ringprobe nach vollgeschmiertem Versuchslauf

Auch in der Gegenlauffläche des unter Mangelschmierung gelaufenen Versuchs ist die Ausbildung von Furchen in Laufrichtung erkennbar, Bild 8.6.

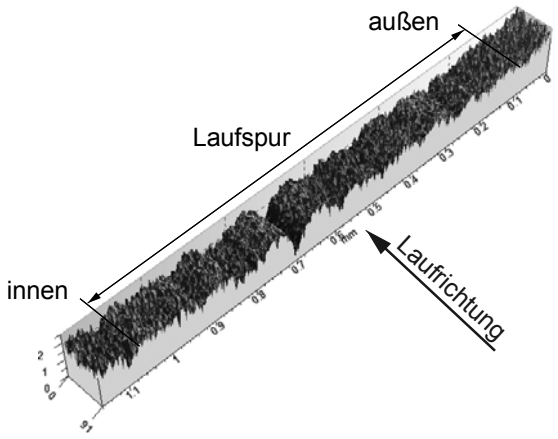


Bild 8.6: Verschleißspuren in der Gegenlauffläche

Bei der Durchführung der Versuchsläufe mit dem polyharnstoffverdickten Schmierfett und auf *80 °C* temperierter Versuchsumgebung liegt die gemessene Verschleißgeschwindigkeit auf dem Niveau derjenigen des Versuchs mit Grundöl, Bild 8.3. Bei allen drei Versuchsläufen lag Vollschmierung vor.

Die über die Beanspruchungsdauer gemittelten Reibwerte und Temperaturen sind in Bild 8.7 dargestellt.

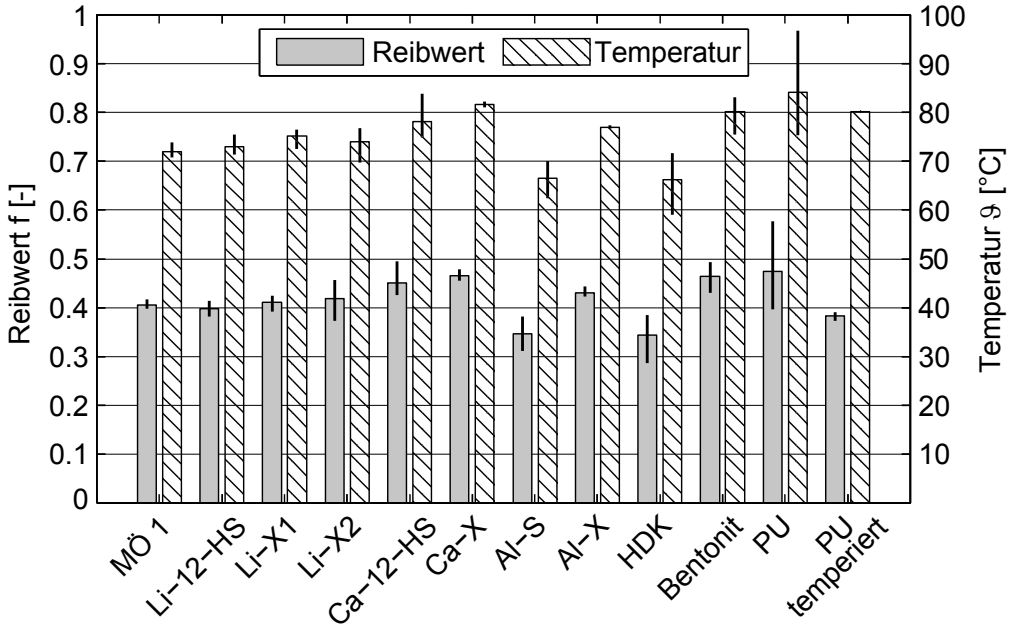


Bild 8.7: Reibwerte und Temperaturen in Abhängigkeit der Verdickerart

Die Temperatur unterhalb der Laufspur betrug bei abgeschalteter Temperierung im Mittel zwischen *66 °C* und *84 °C.* Die höchsten Temperaturen wurden bei den

untemperierten Versuchen mit dem polyharnstoffverdickten Schmierfett gemessen. Dies ist auf das Auftreten von Mangelschmierung und den damit verbundenen hohen Reibwert zurückzuführen. Bei einem Temperieren der Versuchsumgebung auf *80 °C* stellte sich bei diesem Schmierfett ein geringerer Reibwert ein. Trotz einer Erwärmung des Umfelds wurden geringere Temperaturen unterhalb der Laufspur gemessen. Eine Erwärmung des Schmierfettdepots führte demnach zu einer Verbesserung der Schmierstoffversorgung und daher einem Rückgang von Reibmoment, Temperatur und Verschleißgeschwindigkeit. Dies bestätigt die in Kapitel 7 dargestellten Erkenntnisse zur Schmierstoffversorgung.

Eine Verschleißspur in der Gegenlauffläche konnte nur bei Mangelschmierung bzw. beim Schmierfett mit hochdisperser Kieselsäure festgestellt werden, Bild 8.3.

In Bild 8.8 sind Mikroskopaufnahmen zweier Gegenlaufflächen zu sehen.

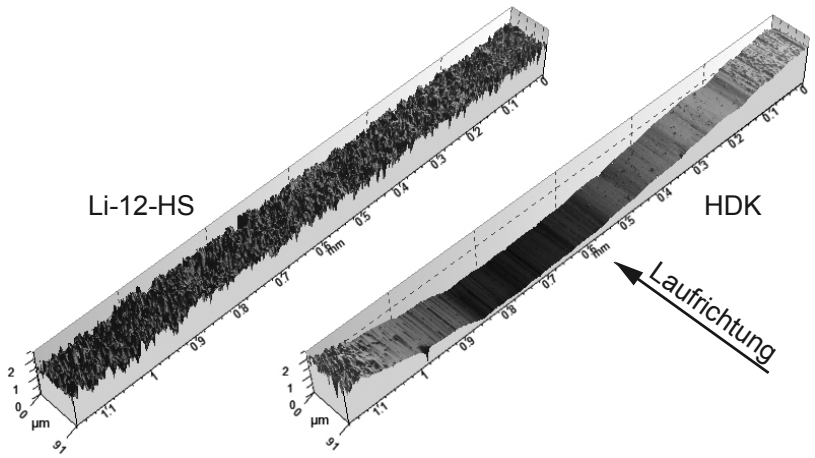


Bild 8.8: Verschleißspuren in den Gegenlaufflächen

Die Gegenlauffläche eines Versuchslaufs mit Kieselsäurefett zeigt eine deutliche Verschleißspur. Bei allen anderen Schmierfetten zeigt sich ein mit dem Li-12-hydroxystearat verdickten Schmierfett vergleichbares Verschleißbild. Es ist lediglich eine leichte Einglättung der Rauheitsspitzen erkennbar. Die Verdickerpartikel der hochdispersen Kieselsäure führen demnach zu einem mit den anderen Verdickerpartikeln nicht vergleichbaren Verschleißmechanismus. Es ist kein Einfluss auf die Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems feststellbar. Allerdings ist eine ab-

rasive Wirkung der kleinen, harten Kieselsäurepartikel auf den härteren Reibpartner gegeben. Dies ist typischerweise der Fall, wenn sich abrasive Partikel in der Oberfläche des elastomeren Reibpartners festsetzen [142].

Verdickeranteil

Die gemessenen Verschleißgeschwindigkeiten des Gesamtsystems bzw. der Gegenlauffläche sind in Bild 8.9 dargestellt.

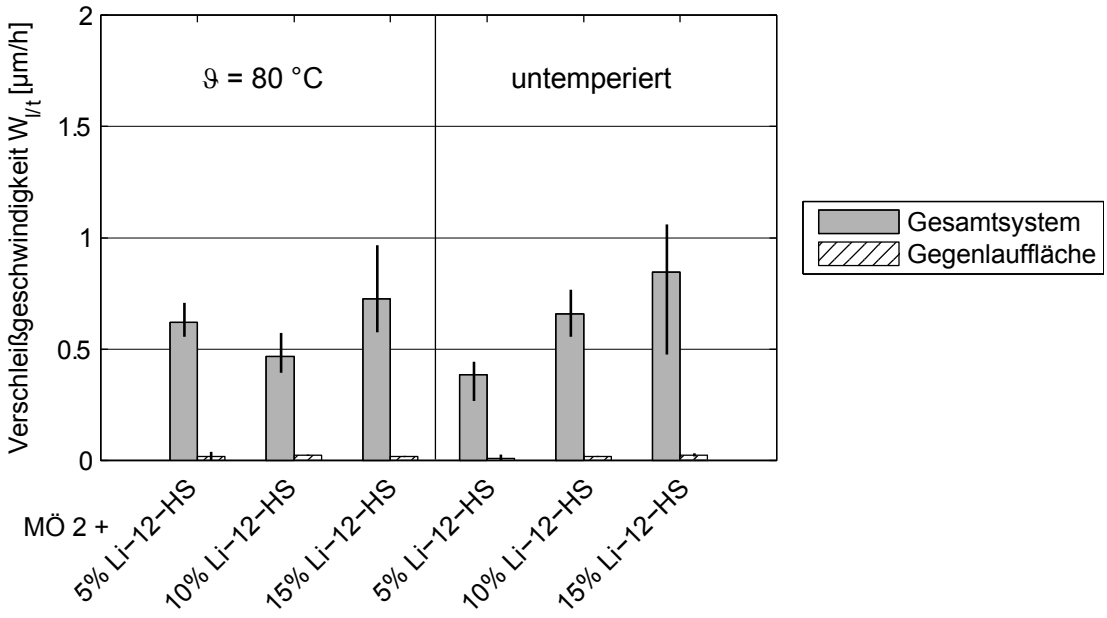


Bild 8.9: Gemessene Verschleißgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Verdickeranteils

Bei Versuchsdurchführung ohne Temperierung steigt die Verschleißgeschwindigkeit des Gesamtsystems mit dem Verdickeranteil an. Eine Temperierung auf *80 °C* führt bei einem Verdickeranteil von *5 %* zu einer Erhöhung der Verschleißgeschwindigkeit. Bei Verdickeranteilen von *10 %* bzw. *15 %* führt die Temperierung zu einer Absenkung der Verschleißgeschwindigkeit. Diese Absenkung ist bei einem Verdickeranteil von *10 %* stärker ausgeprägt. Ein wesentlicher Einfluss auf die Verschleißgeschwindigkeit der Gegenlauffläche ist auf Basis der Messdaten nicht ersichtlich.

Die gemessenen Temperaturen und Reibwerte sind in Bild 8.10 dargestellt. Bei einem Verdickeranteil von *5 %* bzw. *10 %* wird der Reibwert durch die Temperierung reduziert. Bei einem Verdickeranteil von *15 %* steigt er an. Die Temperatur liegt bei diesem Verdickeranteil im temperierten Versuch oberhalb von *80 °C*.

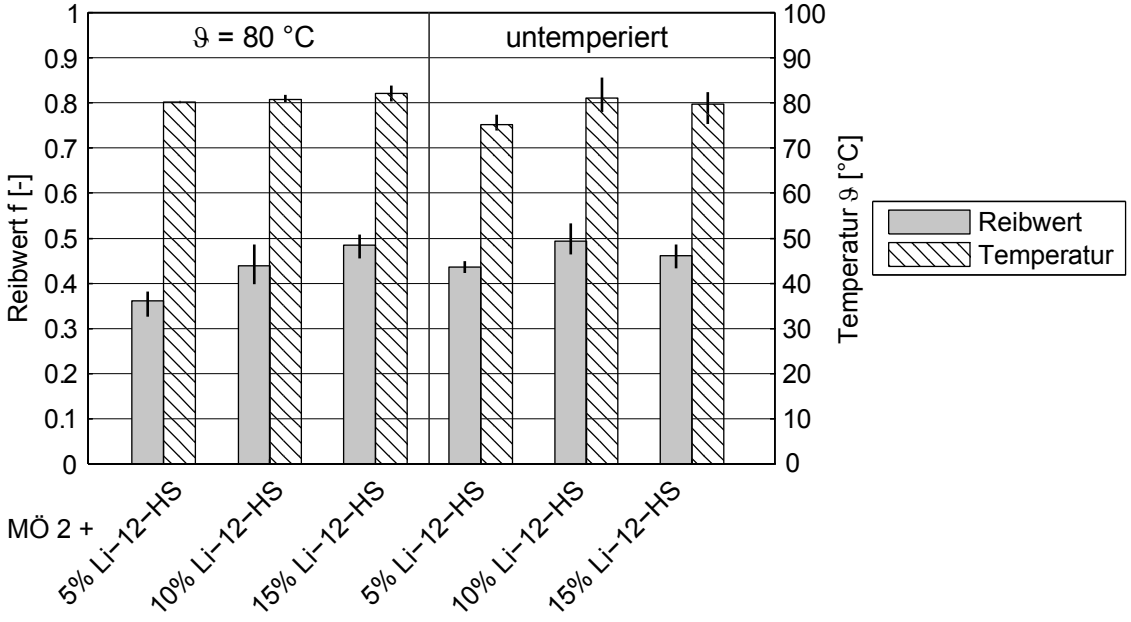


Bild 8.10: Reibwerte und Temperaturen in Abhängigkeit des Verdickeranteils

Das Schmierfett mit einem Verdickeranteil von *5 %* führt bei untemperiertem und temperiertem Versuch zu einer Vollschmierung des Tribokontakts. Bei einer Temperaturerhöhung aufgrund der Temperierung sinkt die Viskosität des Schmierstoffs ab. Dies führt zu einer geringeren Schmierstoffviskosität und einer Reduktion des Reibwerts. Die geringere Schmierstoffviskosität führt andererseits zu einer erhöhten Verschleißgeschwindigkeit. Beim Schmierfett mit *10 %* Verdickeranteil führt die Temperaturerhöhung des Umfelds aufgrund einer verbesserten Schmierstoffversorgung zu einem Rückgang von Reibwert und Verschleißgeschwindigkeit. Bei untemperierter Versuchsdurchführung trat Mangelschmierung auf. Diese konnte bei temperierter Versuchsumgebung nicht beobachtet werden. Bei *15 %* Verdickeranteil nimmt der Reibwert bei Temperierung zu, die Verschleißgeschwindigkeit nimmt hingegen ab. Es wurde bei temperierter und untemperierter Versuchsumgebung Mangelschmierung beobachtet. Die verbesserte Schmierstoffversorgung reichte nicht aus, um dauerhaft zu Vollschmierung zu führen. Ein

höherer Verdickeranteil kann daher infolge auftretender Mangelschmierung zu einer erhöhten Verschleißgeschwindigkeit führen.

Beim Schmierfett mit *15 %* Verdicker trat bei temperierter Versuchsumgebung im Gegensatz zu Kapitel 6.1 Mangelschmierung auf. Dies wird auf die längeren Versuchszeiten und die fehlende Vorscherung des Schmierfetts bei geringer Pressung zurückgeführt.

> **Fazit**
>
> Die Verschleißgeschwindigkeit hängt von der Verdickerart ab. Je nach Verdickerart ist diese höher oder niedriger als bei Schmierung mit dem Grundöl. Dies und der beim Kieselsäureverdicker abweichende Verschleißmechanismus deuten auf das Vorhandensein von Verdickerpartikeln im Tribokontakt hin. Ein hoher Verdickeranteil kann aufgrund der erhöhten Schmierfettkonsistenz und daraus folgender schlechter Schmierstoffversorgung zu einer erhöhten Verschleißgeschwindigkeit führen.

Eine kontinuierliche Verschleißmessung ist an Radial-Wellendichtungen nicht durchführbar. Zum einen ist der Verschleißweg während des Versuchslaufs nicht bestimmbar, zum anderen ist die Radialkraft im Betrieb nicht bekannt.

8.1.3 Korrelation mit Schmierfettkennwerten

In Bild 8.11 ist die Verschleißgeschwindigkeit der Schmierfette vergleichbarer Konsistenz über der reduzierten Viskosität aufgetragen. Die Verschleißgeschwindigkeit steigt mit zunehmender reduzierter Viskosität an. Verdickerpartikel, die einen hohen Anteil an der Schmierfettviskosität besitzen, wirken demnach verschleißfördernd. Die mit dem Schmierfett mit Calciumkomplexseifenverdicker ermittelten Werte folgen der Korrelation nicht. In diesem Schmierfett sind neben den plättchenförmigen Verdickerpartikeln auch vergleichsweise große, kristalline Teilchen vorhanden, Bild 5.5. Es ist davon auszugehen, dass diese Teilchen eine abrasive Wirkung besitzen und so zu einer erhöhten Verschleißgeschwindigkeit führen.

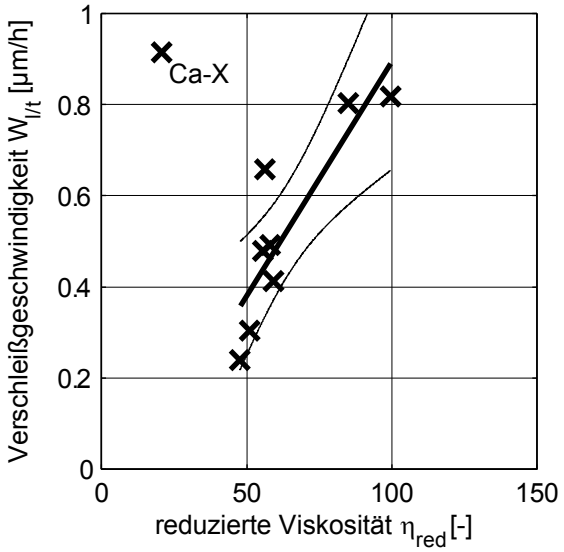


Bild 8.11: Korrelation: Verschleißrate bei Vollschmierung mit reduzierter Viskosität η_{red}

Bei kugelförmigen Verdickerpartikeln nimmt die Verschleißgeschwindigkeit mit zunehmender Partikelgröße ab, Bild 8.12. Für plättchenförmige Verdickerpartikel ist ein Zusammenhang nicht eindeutig erkennbar, da die Verschleißgeschwindigkeit des Schmierfetts mit Calciumkomplexseifenverdicker (Ordnungszahl *4*) maßgeblich von enthaltenen kristallinen Teilchen bestimmt wird. Ebenso ist die gemessene Verschleißgeschwindigkeit beim Schmierfett mit Polyharnstoffverdicker aufgrund von Mangelschmierung bzw. Temperierung mit einer Unsicherheit behaftet. Zusammengefasst liegt die Verschleißgeschwindigkeit bei plättchenförmigen Ver-

dickerpartikeln auf einem vergleichsweise hohen Niveau. Im Falle von fibrillenförmigen Verdickerpartikeln ist ebenfalls kein eindeutiger Einfluss der Ordnungszahl auf die Verschleißgeschwindigkeit erkennbar. Li-12-hydroxystearat bildet mit Abstand die längsten Fibrillen aus. Diese Verdickerpartikel führen zur höchsten Verschleißgeschwindigkeit. Die Länge der übrigen Fibrillen ist vergleichbar. Bei diesen Verdickerpartikeln ist eine Absenkung der Verschleißgeschwindigkeit mit steigendem Fibrillendurchmesser gegeben. In Summe führen die Schmierfette mit fibrillenförmigen Verdickerpartikeln zu mittleren Verschleißgeschwindigkeiten.

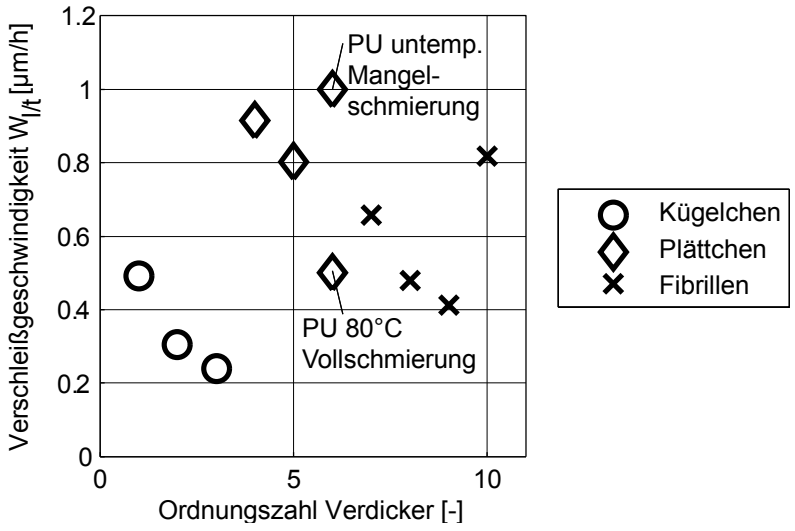


Bild 8.12: Verschleißgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Fazit

Insgesamt wirken sich große kugelförmige Verdickerpartikel verringernd auf die Verschleißgeschwindigkeit aus. Plättchenförmige Verdickerpartikel führen hingegen zu hohen Verschleißraten. Die reduzierte Viskosität scheint besser zur Bewertung der Verschleißgeschwindigkeit geeignet als die Ordnungszahl des Verdickers. Eine geringe reduzierte Viskosität hat eine geringe Verschleißgeschwindigkeit zur Folge.

9 Förderwirkung

Bei einer Radial-Wellendichtung können sowohl die Dichtungsgegenlauffläche als auch der Radial-Wellendichtring eine Förderwirkung erzielen. Die Förderwirkung beider Systemkomponenten wurde unter Fettschmierung untersucht.

Als Förderrate *FR* wird die auf die Förderdauer t_F bezogene, durch den Dichtspalt geförderte Schmierstoffmenge $m_{Schmierstoff}$ (Fördermenge) bezeichnet.

$$FR = \frac{m_{Schmierstoff}}{t_F} \qquad \text{Gl. 9.1}$$

9.1 Förderwirkung der Gegenlauffläche

Gerichtete Strukturen auf der Dichtungsgegenlauffläche erzeugen bei ölabdichtenden Radial-Wellendichtungen eine Förderwirkung. Ziel der hier aufgeführten Untersuchungen war es, die Übertragbarkeit auf fettabdichtende Radial-Wellendichtungen zu überprüfen. Ferner sollten relevante Einflussgrößen ermittelt werden. Hierzu wurden Untersuchungen mit dem Ring-Scheibe-Versuchsaufbau durchgeführt. Die Förderwirkung der Gegenlauffläche wurde in den Versuchen, im Gegensatz zu einer Radial-Wellendichtung, nicht von einer etwaigen Förderwirkung des Dichtelements überlagert.

9.1.1 Einfluss der Oberflächenstruktur

Zum Einfluss der Oberflächenstruktur wurden polierte Gegenlaufflächen des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus durch Laserbearbeitung[9] mit linienförmigen Mikrostrukturen versehen. Alle weiteren Parameter des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus sind analog zu Kapitel 6.1.

Versuchsdurchführung

In Bild 9.1 ist das Ergebnis der Laserbearbeitung beispielhaft an einer Gegenlauffläche dargestellt. Links sind die linienförmigen Vertiefungen perspektivisch dargestellt. Eine Übersicht über die variierten Geometrieparameter ist rechts gegeben. Der Strukturwinkel λ gibt die Neigung der Linienstruktur zur Laufrichtung der

[9] Laserbearbeitung durchgeführt vom Institut für Strahlwerkzeuge, Universität Stuttgart

Elastomer-Ringprobe, also zur Tangentialen, an. Die im Bild dargestellte Linienstruktur besitzt eine ausfördernde Wirkung. Dies bedeutet, sie fördert Schmierstoff aus dem Schmierstoffdepot im Inneren der Elastomer-Ringprobe in die Umgebung. Für ausfördernde Strukturen ist der Strukturwinkel λ positiv, für einfördernde Strukturen negativ angegeben. Prinzipiell besitzen alle betrachteten Strukturen die gleiche Neigungsrichtung. Eine Umkehr der Förderrichtung wurde durch Umkehr der Laufrichtung der Elastomer-Ringprobe erzielt.

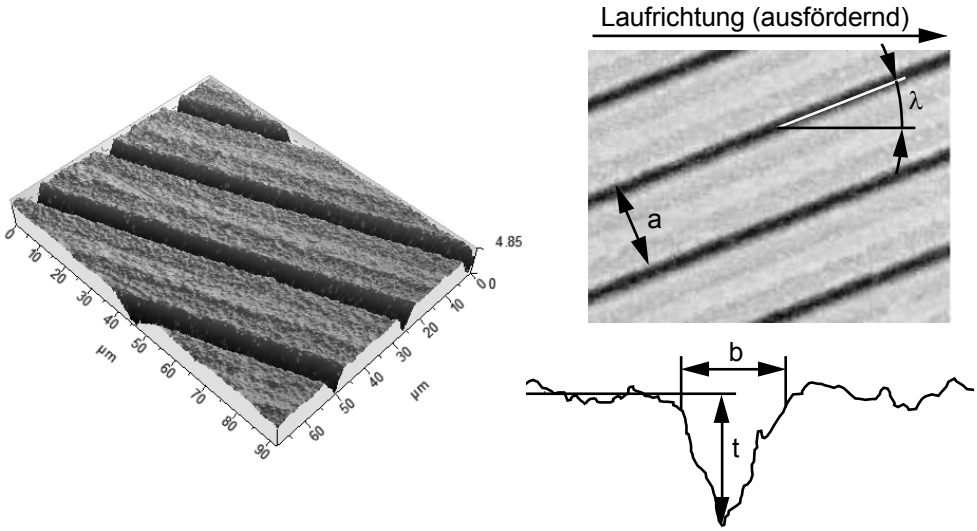


Bild 9.1: Mikrostrukturen auf einer Gegenlauffläche

Die variierten Geometrieparameter sind in Tabelle 9.1 aufgelistet. Die Tiefen und Breiten der Strukturen liegen in der Größenordnung von Schleifriefen in der Oberfläche geschliffener Dichtungsgegenlaufflächen. Eine große Strukturbreite *b* geht fertigungsbedingt mit einer großen Strukturtiefe *t* einher. Als Referenz wurde eine förderneutrale Gegenlauffläche mit einem Strukturwinkel λ von $0°$ angefertigt.

Tabelle 9.1: Betrachtete Strukturgeometrien

Breite b [µm]	Tiefe t [µm]	Winkel λ [°]	Abstand a [µm]	Breite b [µm]	Tiefe t [µm]	Winkel λ [°]	Abstand a [µm]
5,9	3,5	45	40	4,7	2,6	22,5	60
4,9	2,7	22,5	40	0,4	0,4	22,5	40
2,3	1,3	12,5	40	4,8	2,6	22,5	20
4,4	1,9	0	40				

Die Versuchsparameter sind in Tabelle 9.2 aufgeführt. Es kam dieselbe Elastomer-Ringprobe für alle Versuche zum Einsatz. Diese wurde im Vorfeld einem Einlauf unterzogen.

Tabelle 9.2: Versuchsparameter der Förderversuche mit mikrostrukturierter Gegenlauffläche

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	0,5 m/s
Flächenpressung	1 MPa
Temperatur	untemperiert
Schmierfett	Isoflex Topas NCA 5051[10]

Bei der Versuchsdurchführung wurde der Ring-Scheibe-Versuchsaufbau initial befettet. Bei einfördernder Strukturausrichtung erfolgte die Befettung am Außendurchmesser der Elastomer-Ringprobe, bei ausfördernder am Innendurchmesser. Die Dauer der Versuchsläufe wurde durch die maximal erreichbare Förderdauer t_F festgelegt. Das Ende der Schmierstoffförderung war durch einen sprungartigen Anstieg des Reibmoments eindeutig bestimmbar, Bild 9.2.

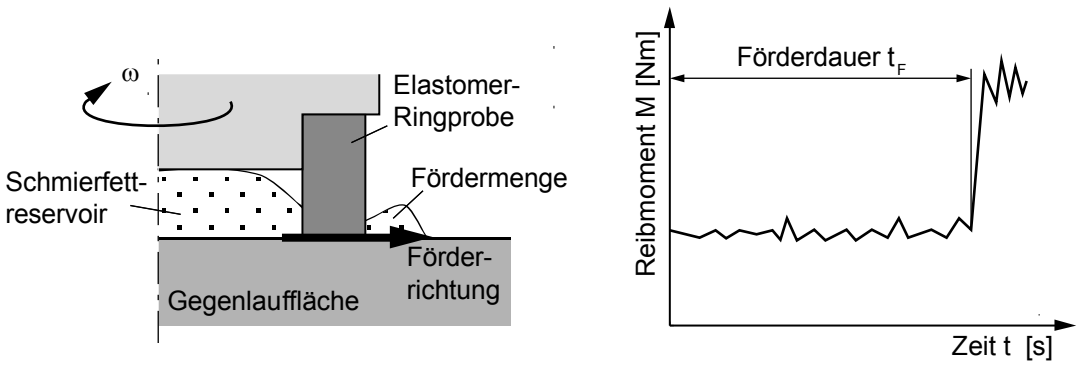


Bild 9.2: Förderwertmessung am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau (ausfördernd)

Die Massenbestimmung der Fördermenge erfolgte durch Aufwischen und Wiegen. Aufgrund der mit der geringen Fördermenge verbundenen Fehleranfälligkeit der Massenbestimmung wurde jeder Versuchslauf viermal durchgeführt.

[10] Hersteller: Klüber Lubrication KG, München

Versuchsergebnisse

Bei allen Versuchsläufen wurde Schmierfett in seiner Gesamtheit gefördert. Es war keine Separation von Grundöl aus dem Schmierfett feststellbar. Die in den Diagrammen dargestellten Fehlerbalken geben den Streubereich der Messwerte wieder, die Datenpunkte die Mittelwerte.

Zur Bewertung des Strukturwinkels sind in Bild 9.3 die Ergebnisse aller Versuchsläufe mit einem Strukturabstand von *40 µm* und vergleichbarer Strukturtiefe dargestellt. Die Referenzgegenlauffläche mit Strukturen in Laufrichtung der Elastomer-Ringprobe ($\lambda = 0°$) zeigte keine Förderwirkung. Mit zunehmendem Strukturwinkel nimmt die Förderrate zu. Es ist eine maximale Förderrate im Bereich des Strukturwinkels von *22,5°* bis *45°* erkennbar. Ab einem kritischen Strukturwinkel nimmt die Förderrate bei Erhöhung des Strukturwinkels ab.

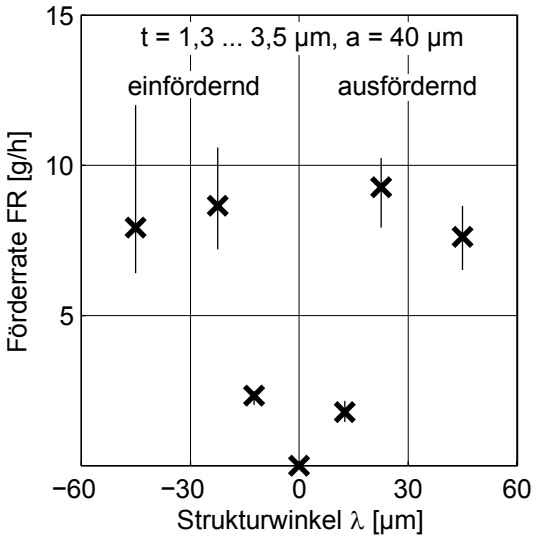


Bild 9.3: Einfluss der Strukturwinkels auf die Förderrate

Ein strukturwinkelabhängiger Rückgang der Förderrate oberhalb eines kritischen Winkels wurde von Jia, Jung et al. [143, 144] ebenso bei der Abdichtung von Ölen festgestellt. Der kritische Winkel wurde bei ölabdichtenden Radial-Wellendichtungen allerdings im Bereich von *10°* gemessen. Der steile Abfall der Förderrate für kleine Winkel stimmt mit der simulativen Betrachtung des Mikrostruktureinflusses auf ölabdichtende Radial-Wellendichtungen von Baitinger [25] überein.

Bild 9.4 gibt den Einfluss des Strukturabstands auf die Förderrate wieder. Es ist ein linearer Rückgang der Förderrate mit steigendem Strukturabstand für beide Förderrichtungen erkennbar. Dies entspricht einer Erhöhung der Förderrate bei einer Erhöhung der Strukturanzahl. Die Steigung der Ausgleichsgeraden beträgt im Mittel ca. *0,12*. Im betrachteten Bereich führt eine Verdopplung der Strukturanzahl zu einem *1,2*-fachen Anstieg der Förderrate. Dieser unterproportionale Anstieg ist mit der Abdichtung von Öl vergleichbar [143, 144].

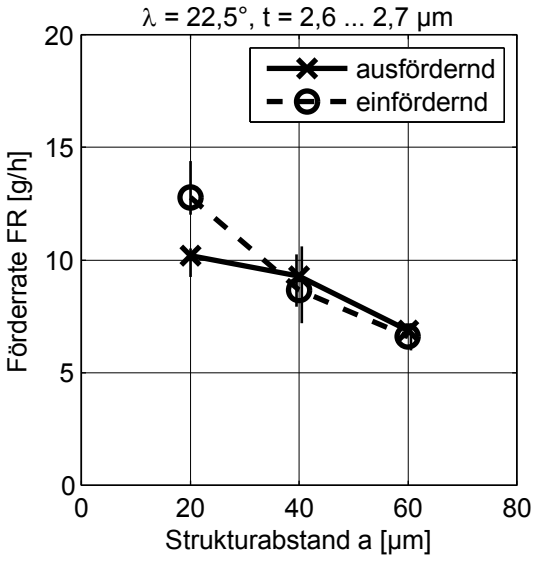


Bild 9.4: Einfluss des Strukturabstands auf die Förderrate

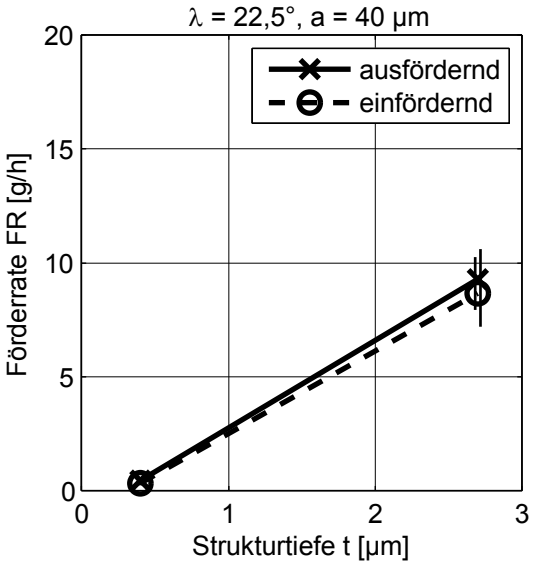


Bild 9.5: Einfluss der Strukturtiefe auf die Förderrate

Der Zusammenhang zwischen Förderrate und Strukturtiefe ist in Bild 9.5 dargestellt. Die Förderrate nimmt mit größer werdender Strukturtiefe zu. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls bei der Abdichtung von Öl gegeben [143, 144]. Ein Einfluss der Förderrichtung ist nicht erkennbar.

Fazit

Die Förderwirkung von Mikrostrukturen in der Gegenlauffläche ist prinzipiell von der Ölabdichtung auf die Fettabdichtung übertragbar. Die Abweichung beim Einfluss des Strukturwinkels zu den Ergebnissen aus dem Bereich der Ölabdichtung ist auf den Versuchsaufbau zurückführbar. Die hier aufgeführten Versuche wurden an einem axial berührenden Ring-Scheibe-Versuchsaufbau und nicht an einer Radial-Wellendichtung durchgeführt. Auf einer Zylinderoberfläche verlaufen geneigte Linienstrukturen entsprechend eines Gewindes parallel. Bei den

verwendeten axialen Gegenlaufflächen nähern sich die Linienstrukturen zur Mitte hin an. Ferner besitzen die verwendeten Elastomer-Ringproben aufgrund der fehlenden Dichtkante im Gegensatz zu Radial-Wellendichtringen keine Förderwirkung. Die Förderwirkung in den hier dargestellten Versuchen wurde allein von den Mikrostrukturen auf der Gegenlauffläche hervorgerufen. Ein Fliehkrafteinfluss auf die Förderwirkung bei der Versuchsdurchführung ist aufgrund der guten Übereinstimmung der Förderrate in beiden Förderrichtungen sowie der Förderneutralität der Referenzgegenlauffläche ausschließbar.

9.1.2 Einfluss von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung

In den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen wurde der Einfluss von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung auf die Förderwirkung von Mikrostrukturen betrachtet.

Versuchsdurchführung

Es wurde eine polierte Gegenlauffläche mit linienförmigen Mikrostrukturen verwendet, Kapitel 9.1.1. Der Strukturwinkel λ betrug *22,5°,* der Strukturabstand *a 40 µm* und die Strukturtiefe *t 2,7 µm*. Die Drehrichtung der Elastomer-Ringprobe führte zu einem ausfördernden Verhalten der Ring-Scheibe-Versuchsumgebung. Die Umfangsgeschwindigkeit wurde bei konstanter Flächenpressung variiert und umgekehrt, Tabelle 9.3.

Tabelle 9.3: Versuchsparameter der Versuche zum Einfluss von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit (Variation bei p = const. = 1 Mpa)	0,5; 1,625; 2,75 m/s
Flächenpressung (Variation bei u = const. = 0,5 m/s)	0,25; 0,5; 1,0; 2,0 MPa
Temperatur	untemperiert
Schmierfett	Isoflex Topas NCA 5051[11]

Jeder Versuchslauf wurde vier Mal durchgeführt. Für alle Versuche wurden dieselbe Gegenlauffläche und dieselbe, eingelaufene Elastomer-Ringprobe verwendet. Alle weiteren Versuchsparameter entsprechen den in Kapitel 6.1 beschriebenen.

[11] Hersteller: Klüber Lubrication KG, München

Versuchsergebnisse

Es wurde kein Einfluss der Flächenpressung festgestellt, Bild 9.6. Die Förderrate verläuft über den gesamten betrachteten Bereich konstant.

Zwischen Umfangsgeschwindigkeit und Förderrate ist ein linearer Zusammenhang gegeben. Ein Erhöhen der Umfangsgeschwindigkeit führt zu einem Anstieg der Förderrate.

Der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit stimmt mit theoretischen und experimentellen Betrachtungen zur Ölabdichtung überein [25, 143, 144]. Die Ergebnisse zum Einfluss der Flächenpressung beziehen sich einzig auf die Förderwirkung der Gegenlauffläche. Deren Förderstrukturen werden durch die Flächenpressung nicht beeinflusst.

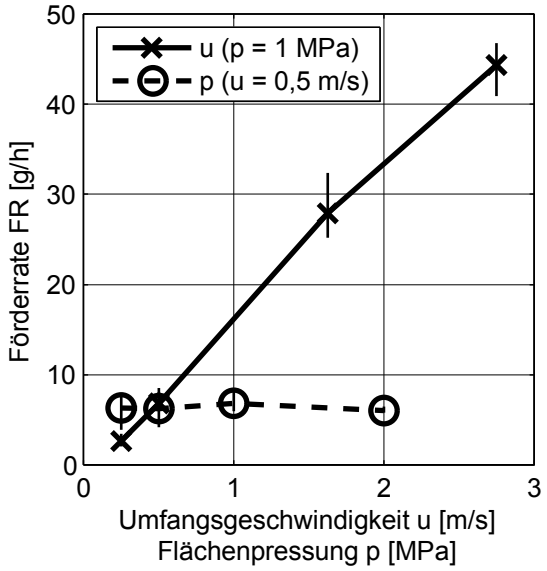


Bild 9.6: Einfluss von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung auf die Förderrate

Auf die Förderwirkung eines Radial-Wellendichtrings ist ein Einfluss der Flächenpressung allerdings wahrscheinlich. Eine Veränderung der Flächenpressung wirkt sich hier quantitativ und qualitativ auf die für die Förderwirksamkeit relevante Verteilung der Flächenpressung aus. Für Öle wies Klaiber [145] eine mit Erhöhung der Radialkraft ansteigende Förderrate nach.

Fazit

Der Einfluss von Mikrostrukturen in der Gegenlauffläche auf das Förderverhalten ist bei Ölen und Schmierfetten vergleichbar.

Aufgrund der komplizierten Fertigung waren keine laserstrukturierten Versuchswellen verfügbar. Es wurden daher keine Versuche zur Übertragbarkeit auf Radial-Wellendichtungen durchgeführt. Das Übereinstimmen der erzielten Ergebnisse mit Versuchen unter Verwendung von ölgeschmierten Radial-Wellendichtungen [25, 143, 144] legt eine Übertragbarkeit jedoch nahe.

9.1.3 Einfluss des Schmierfetts

Ziel der Untersuchungen war es, den Einfluss des Schmierfetts auf die Förderwirkung von Mikrostrukturen zu ermitteln.

Versuchsdurchführung

Zur Durchführung der Versuche wurden geschliffene Gegenlaufflächen verwendet, Bild 9.7.

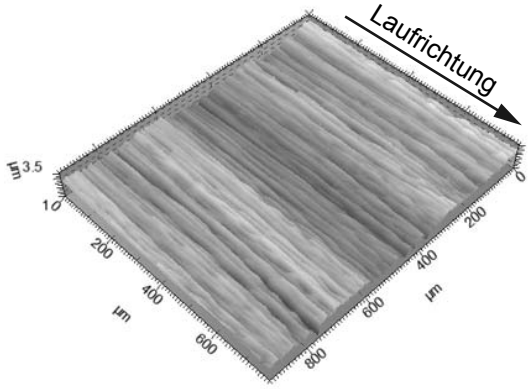


Bild 9.7: Oberflächentopographie einer geschliffenen Gegenlauffläche

Die verwendeten Gegenlaufflächen besitzen eine Förderwirkung. Dies wurde durch Drehrichtungsumkehr der Elastomer-Ringprobe sowie Befettung am Innen- bzw. Außendurchmesser überprüft. Die Schleifriefen verlaufen annähernd konzentrisch, sind also prinzipiell in Laufrichtung der Elastomer-Ringprobe ausgerichtet. Eine exakte Ausrichtung in Laufrichtung wird aufgrund der Förderwirkung nicht angenommen. Die Härte der Gegenlaufflächen beträgt *55 HRC*, die Oberflächenrauheit R_z =*1,5 µm*. Die Oberflächenrauheit wurde anhand eines Tastschriebs

senkrecht zur Ausrichtung der Schleifriefen bestimmt. Die Gegenlaufflächen entsprechen demnach, bis auf die geforderte Drallfreiheit, den Spezifikationen für geschliffene Dichtungsgegenlaufflächen nach DIN 3761-2 [146].

Das Vorgehen bei der Förderwertmessung entsprach dem in Kapitel 9.1.1 beschriebenen. Es wurde ausschließlich die ausfördernde Drehrichtung betrachtet. Dies erscheint ausreichend, da in Kapitel 9.1.1 kein Einfluss der Förderrichtung festgestellt wurde. Die Versuchsdurchführung erfolgte bei drei verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten, Tabelle 9.4. Vor jeder Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit wurde die geförderte Schmierfettmenge gewogen, die Versuchsumgebung gereinigt und neu befettet. Für jedes Schmierfett wurden eine neue Gegenlauffläche aus derselben Charge und eine neue Elastomer-Ringprobe verwendet. Ziel war die Minimierung eines Verschleißeinflusses auf die gemessenen Förderraten. Die Elastomer-Ringprobe wurde vor der Versuchsdurchführung einem Einlauf unterzogen. Es wurden die zehn Schmierfette auf Basis von Mineralöl 1 und variierender Verdickerart bei vergleichbarer Konsistenz verwendet.

Tabelle 9.4: Versuchsparameter der Förderversuche mit geschliffener Gegenlauffläche

Versuchsparameter	Wert
Umfangsgeschwindigkeit	0,5; 1,625; 2,75 m/s
Flächenpressung	1 MPa
Temperatur	untemperiert
Schmierfett	Alle Schmierfette in Tabelle 5.1

Versuchsergebnisse

In Bild 9.8 sind die gemessenen Förderdauern dargestellt. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Förderdauer ab. Demnach steigt die Förderrate mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit an. Dies spricht für die Vergleichbarkeit zwischen den mit laserstrukturierten Gegenlaufflächen erzielten und hier dargestellten Ergebnissen.

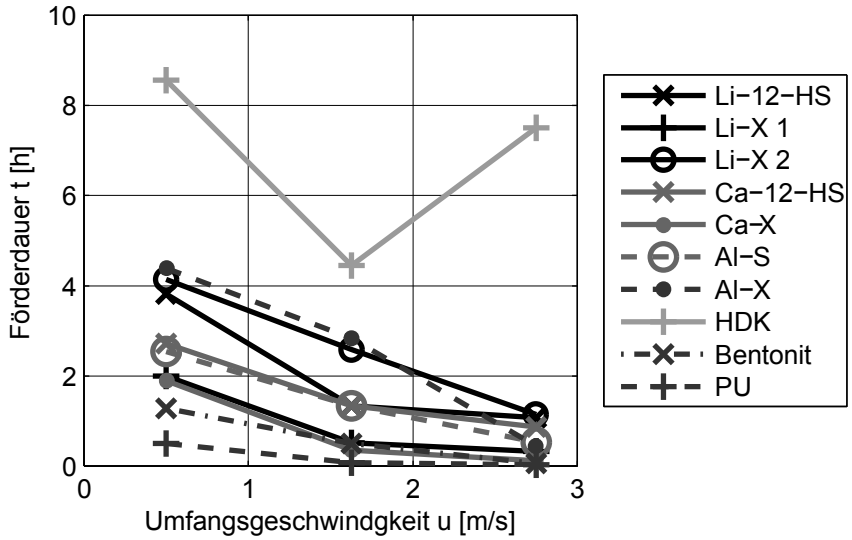


Bild 9.8: Förderdauer in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit und des Schmierfetts

Desweiteren beeinflusst das Schmierfett die Förderdauer. Die gemessene Förderdauer des Schmierfetts mit hochdispersem Kieselsäureverdicker beträgt das *7,7* bis *300*-fache der Förderdauer des mit Polyharnstoff verdickten Schmierfetts. Ein signifikanter Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Fördermenge war bei keinem der Schmierfette messbar. Beim Schmierfett mit Polyharnstoffverdicker war die Fördermenge signifikant kleiner als bei den anderen Schmierfetten. Eine wiederholgenaue Messung dieser kleinen Schmierfettmenge war nicht möglich. Daher kann für dieses Schmierfett keine Förderrate angegeben werden. Bei der höchsten Umfangsgeschwindigkeit steigt die Förderdauer bei Verwendung des Schmierfetts mit Kieselsäureverdicker an. Dies ist auf Verschleiß der Gegenlauffläche bei den vorhergehenden Versuchsläufen mit geringer Umfangsgeschwindigkeit zurückzuführen.

Die über alle drei Umfangsgeschwindigkeiten gemittelten Förderraten sind in Bild 9.9 dargestellt. Für das Schmierfett mit dem Polyharnstoffverdicker war aufgrund der zu geringen Fördermenge keine Förderrate bestimmbar. Die mit dem Schmierfett mit Bentonitverdicker gemessene Förderrate ist um den Faktor zwölf höher als die mit dem kieselsäureverdickten Schmierfett gemessene. Ein Einfluss des Schmierfetts auf die Förderrate ist deutlich erkennbar. In der dargestellten Förderrate für das Schmierfett mit Kieselsäureverdicker ist die erhöhte Förderdauer bei der höchsten Umfangsgeschwindigkeit enthalten. Beim Ausschluss der höchsten Umfangsgeschwindigkeit bei der Berechnung der Förderrate für alle Schmierfette ergibt sich jedoch ein vergleichbares Bild.

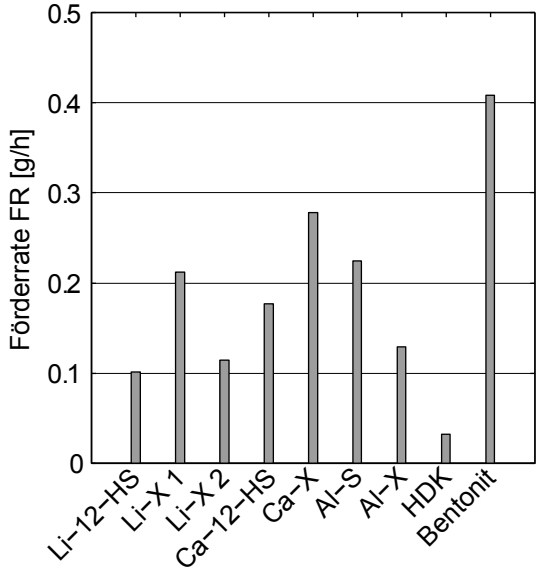


Bild 9.9: Gemittelte Förderrate in Abhängigkeit des Schmierfetts

Aufgrund der unterschiedlichen Förderrate sind die Schmierfette unterschiedlich lange in der Lage, einen ausfördernden Tribokontakt mit Schmierstoff zu versorgen. Der im Tribokontakt befindliche Schmierstoff wird aus diesem herausgefördert. Aufgrund der Konsistenz fließt nur eine begrenzte Menge Schmierfett aus dem Schmierstoffreservoir bis zum Ende der Förderdauer nach. Nach dem Ende der Förderdauer tritt Mangelschmierung auf, Bild 9.10.

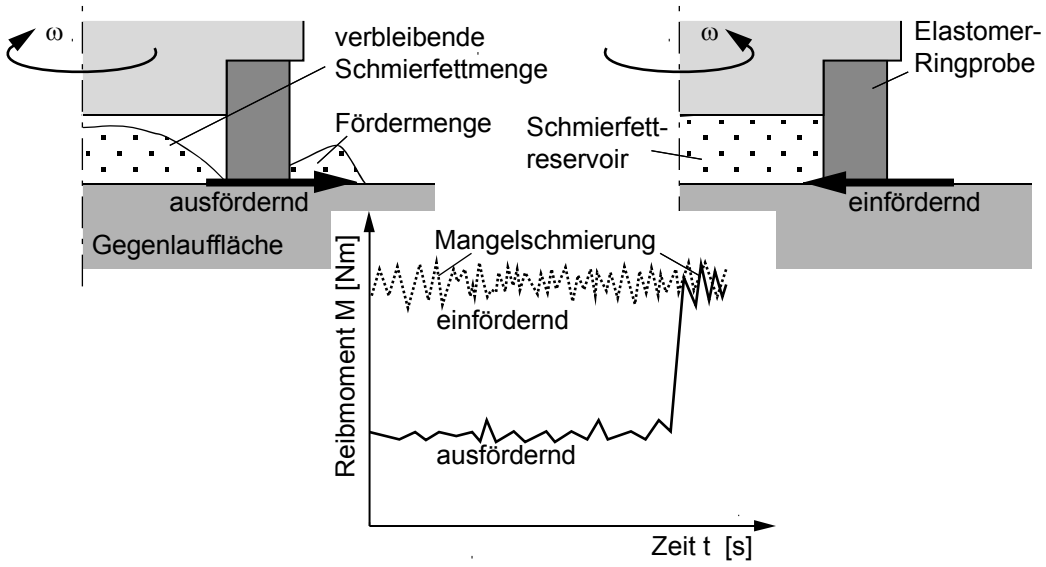


Bild 9.10: Situation bei Förderende und Auftreten von Mangelschmierung aufgrund der Förderwirkung

Eine Umkehr der Drehrichtung und damit eine nach innen gerichtete Förderwirkung führte bei gleicher Befettungsposition bereits zu Versuchsbeginn zu Mangelschmierung. Das Schmierfett wird aus dem Tribokontakt in das Schmierstoffreservoir zurückgefördert. Schmierfett gelangt aufgrund der Förderwirkung nicht aus dem Schmierstoffreservoir in den Tribokontakt.

Diese Beobachtung stützt sich ausschließlich auf die hier verwendeten Gegenlaufflächen. Eine deutlich kleinere Förderwirkung der Gegenlauffläche kann unter Umständen unkritisch sein. Dies ist der Fall, wenn Schmierstoff trotz einfördernder Förderrichtung in den Tribokontakt gelangen kann.

Korrelation mit Schmierfetteigenschaften

Bild 9.11 zeigt den Zusammenhang zwischen Förderrate und Ordnungszahl. Für Schmierfette mit kugel- und plättchenförmigen Verdickerpartikeln nimmt die Förderrate mit steigender Ordnungszahl zu. Schmierfette mit fibrillenförmigen Verdickerpartikeln zeigen ein gegenteiliges Verhalten. Die Förderrate sinkt mit steigender Ordnungszahl.

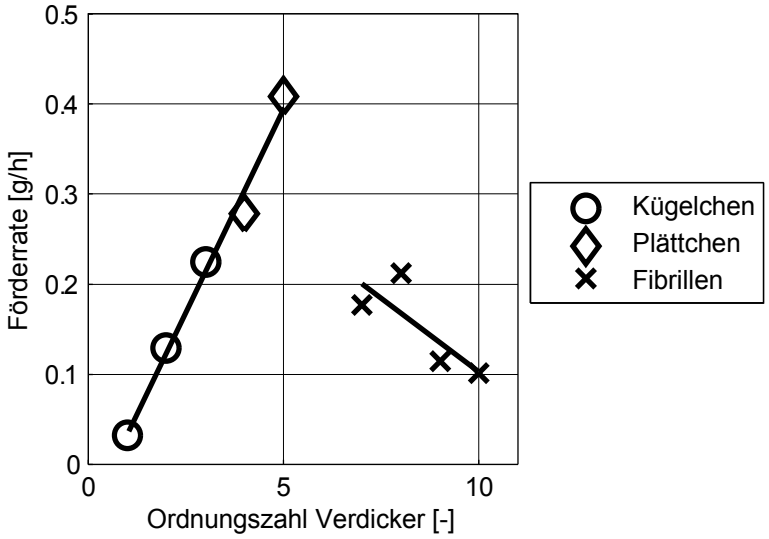


Bild 9.11: Gemittelte Förderrate in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Bild 9.12 zeigt die Korrelation der nach dem Förderende im Schmierfettdepot verbliebenen Schmierfettmenge mit der Steigerung der Konuspenetration infolge von Walken. Eine hohe Steigerung der Konuspenetration entspricht einer geringen Walkstabilität. Bei Schmierfetten mit guter Walkstabilität verbleibt demnach eine größere Menge Schmierfett im Schmierfettdepot. Ferner ist bei Fließfetten eine geringere verbleibende Schmierfettmenge zu erwarten als bei Schmierfetten mit hoher Konsistenz.

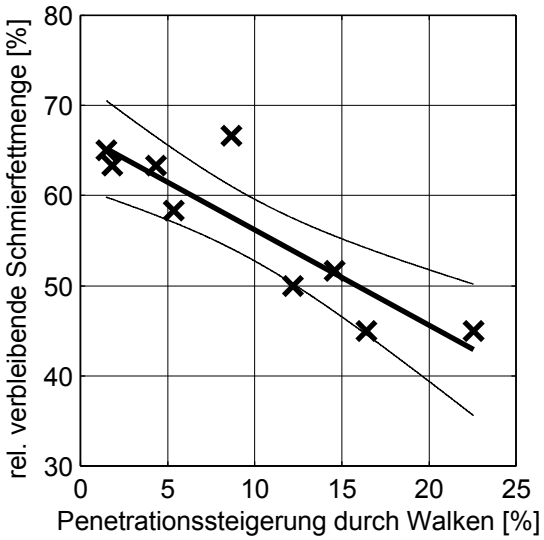


Bild 9.12: Im Schmierfettdepot verbleibende Schmierfettmenge in Abhängigkeit der Penetrationssteigerung durch Walken

Fazit

Das Schmierfett beeinflusst die von Mikrostrukturen auf der Gegenlauffläche hervorgerufene Förderwirkung maßgeblich. Alle betrachteten Schmierfette besitzen dasselbe Grundöl. Der Einfluss auf die Förderwirkung resultiert daher aus dem enthaltenen Verdicker. Hierbei ist die Beschaffenheit der Verdickerpartikel maßgebend. In Abhängigkeit von der Partikelform steigt bzw. sinkt die Förderrate mit zunehmender Partikelgröße.

Ferner ist ein Einfluss der Grundölviskosität auf die Förderrate zu erwarten. Dies lassen die Messungen von Remppis [22] zu ölabdichtenden Radial-Wellendichtungen vermuten.

9.2 Förderwirkung des Radial-Wellendichtrings

Ziel der Untersuchungen war es, den Einfluss des Schmierfetts auf die Förderwirkung eines Radial-Wellendichtrings zu ermitteln. Die Untersuchungen wurden an Radial-Wellendichtungen durchgeführt, da die Elastomer-Ringproben des Ring-Scheibe-Versuchsaufbaus keine Förderwirkung besitzen.

9.2.1 Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung erfolgte am Einzeldichtungsprüfstand, Kapitel 4.2. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 9.5 zusammengefasst. Der Versuchsaufbau

wurde über die Welle auf *80 °C* temperiert. Alle Versuche wurden mit demselben Radial-Wellendichtring und derselben Laufspur durchgeführt. Ziel war das Ausschließen einer Streuung der Messwerte aufgrund von Abweichungen der Versuchsteile.

Die Radial-Wellendichtung lief *4* Stunden unter Fettschmierung (MÖ 2 + *5 %* Li-12-HS) ein. Jeder Versuch wurde bei umgekehrter Drehrichtung wiederholt. Im Förderbetrieb laufen Radial-Wellendichtungen unter Vollschmierung. Es ist daher nicht mit Verschleiß des Dichtsystems zu rechnen. Dies wurde zum Schluss der Versuchsreihe durch einen Kontrollversuch überprüft. Hierzu wurde der erste Versuchslauf wiederholt. Eine signifikante Änderung der Förderrate der Radial-Wellendichtung aufgrund von Verschleiß kann somit ausgeschlossen werden.

Tabelle 9.5: Parameter der Versuche zur Förderwertmessung an einer Radial-Wellendichtung

Versuchsparameter	Wert	
Umfangsgeschwindigkeit	2,75 m/s	
Temperatur	80 °C	
Schmierstoff	Schmierfette:	Alle Schmierfette in Tabelle 5.1, MÖ 2 + 5 % HDK; MÖ 2 + 10 % HDK, MÖ 2 + 5 % Li-12-HS, MÖ 2 + 10 % Li-12-HS, MÖ 2 + 15 % Li-12-HS
	Grundöle:	MÖ 1, MÖ 2
Radial-Wellendichtring	BAU4X2 50X65X8, Werkstoff: 72 NBR 902[12]	
	Radialkraft nach Versuch: 21,2 N	
Dichtungsgegenlauffläche	Nadellagerinnenring INA IR45X50X35-EGS[13]	

[12] Hersteller: Freudenberg & Co. KG, Weinheim

[13] Hersteller: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Messung der Förderrate bei Ölschmierung

Die Messung der Förderrate der Grundöle erfolgte nach der Öltropfenmethode nach Hermann und Seffler [17]. Die Radial-Wellendichtung wird dabei bei konstanter Wellendrehzahl von einer geringen Menge des untersuchten Öls von der Ölseite her geschmiert, Bild 9.13.

Zum Zeitpunkt t_0 wird mittels einer Mikroliterpipette ein Ölvolumen von *25 µl* auf der Luftseite angeboten. Dieses Ölvolumen wird von der Radial-Wellendichtung auf die Ölseite gefördert. Die Förderung ist zum Zeitpunkt t_1 abgeschlossen. Während des Förderbetriebs liegt das Reibmoment auf einem niedrigen Niveau. Beginn und Ende des Förderbetriebs können anhand des Reibmomentsignals bestimmt werden. Aus der Förderdauer t_F und dem bekannten Ölvolumen kann die Förderrate bestimmt werden.

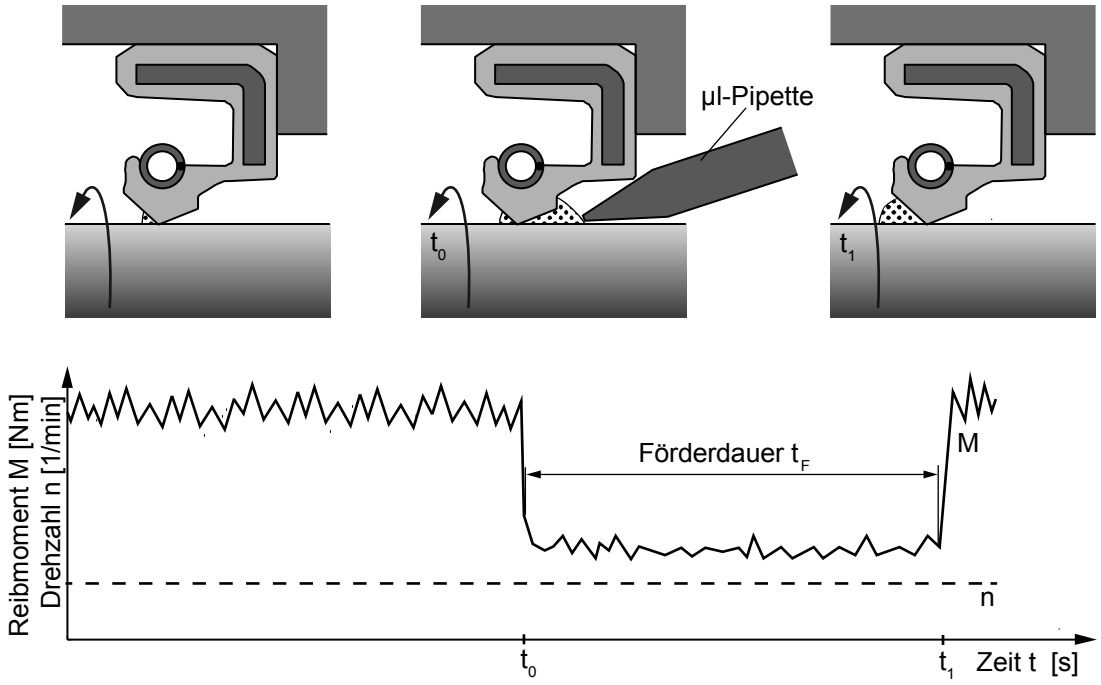


Bild 9.13: Messung der Förderrate bei Ölschmierung: Öltropfenmethode, Darstellung nach [147]

Messung der Förderrate bei Fettschmierung

Bei der Messung der Förderrate bei Fettschmierung wird die Startmenge von *0,5 g* Schmierfett auf die stillstehende Welle aufgebracht, Bild 9.14. Anschließend wird der im RWDR-Halter vormontierte Radial-Wellendichtring in die Messposition geschoben. Die Startmenge wird dabei ein Stück mitgeschleppt bis das Schmierfett den Spalt zwischen Radial-Wellendichtring und Dichtungsgegenlauffläche ausfüllt. Zum Startzeitpunkt t_0 beginnt die Welle umzulaufen. Das Schmierfett wird unter der Dichtkante hindurch gefördert. Das Reibmoment sinkt nach einer kurzen Spitze beim Anlauf auf ein niedriges Niveau. Zum Zeitpunkt t_1 steigt das Reibmoment deutlich an. Das Ende der Förderdauer t_F ist erreicht. Im Gegensatz zur oben beschriebenen Methode bei Ölschmierung wird nicht der gesamte angebotene Schmierstoff gefördert. Es verbleibt ein Schmierfettrest auf der Luftseite. Die Förderrate ergibt sich als Quotient aus der abgewischten, gewogenen Fördermenge und der Förderdauer t_F. Bei geringer Förderrate wurde der Versuch vor dem Erreichen des Förderendes beendet (nach *30 min*) um etwaigen Verschleiß gering zu halten. Die in diesem Zeitraum geförderte Schmierfettmenge reichte in jedem Fall zur Bestimmung der Förderrate aus.

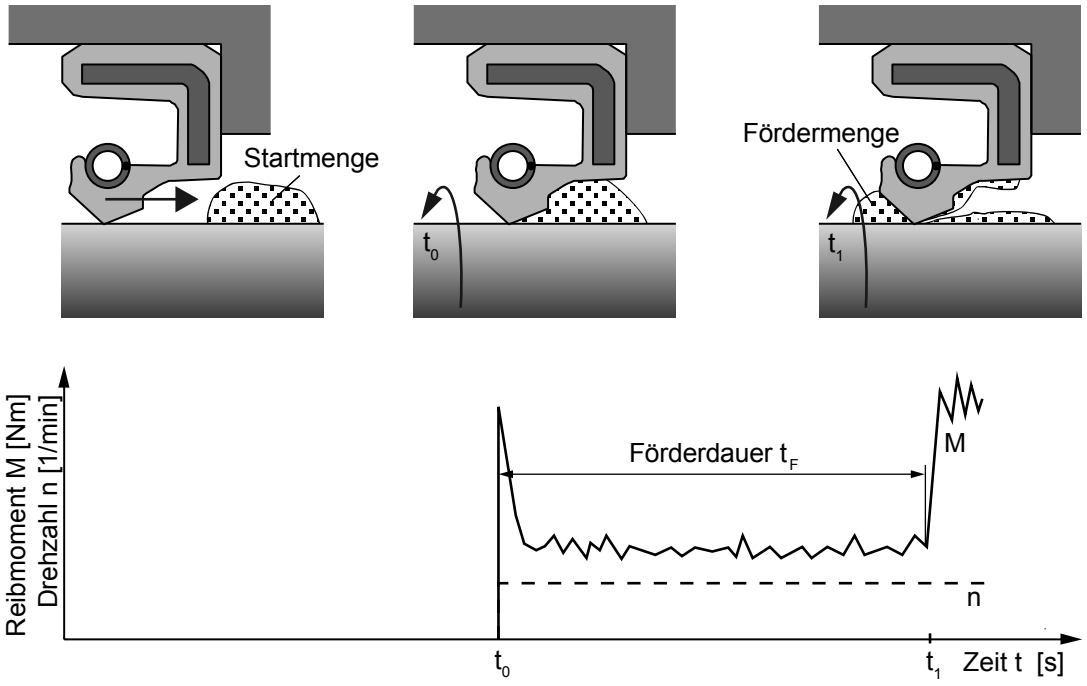


Bild 9.14: Messung der Förderrate bei Fettschmierung

9.2.2 Versuchsergebnisse

Die mit den auf Mineralöl 1 basierenden Schmierfetten sowie dem Grundöl gemessenen Förderraten sind in Bild 9.15 dargestellt.

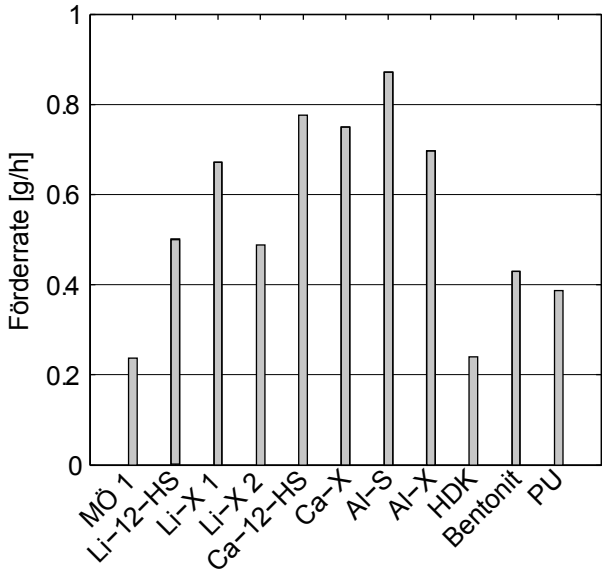


Bild 9.15: Förderraten der Schmierfette mit vergleichbarer Konsistenz

Diese Schmierfette besitzen eine vergleichbare Konsistenz. Die geringsten Förderraten wurden mit dem Grundöl sowie dem mit hochdisperser Kieselsäure verdickten Schmierfett gemessen. Die Förderrate einer Radial-Wellendichtung ist demnach bei Fettschmierung meist größer als bei Schmierung mit dem entsprechenden Grundöl. Die größte Förderrate war beim mit Aluminiumstearat verdickten Schmierfett messbar. Wie bereits in Kapitel 6 auf Seite 70 beschrieben, bildeten sich bei diesem Schmierfett Verdickerklumpen aus. Diese waren lediglich auf der Luftseite, also im ungeförderten Schmierfett, vorhanden. Dieses Schmierfett besitzt den mit Abstand geringsten Tropfpunkt aller betrachteten Schmierfette. Aufgrund der Temperaturüberhöhung im Dichtspalt und dessen unmittelbarer Umgebung wurde vermutlich die thermische Einsatzgrenze dieses Schmierfettes erreicht.

Bild 9.16 zeigt die gemessenen Förderraten für Schmierfette mit unterschiedlichem Verdickeranteil und des zugehörigen Grundöls Mineralöl 2.

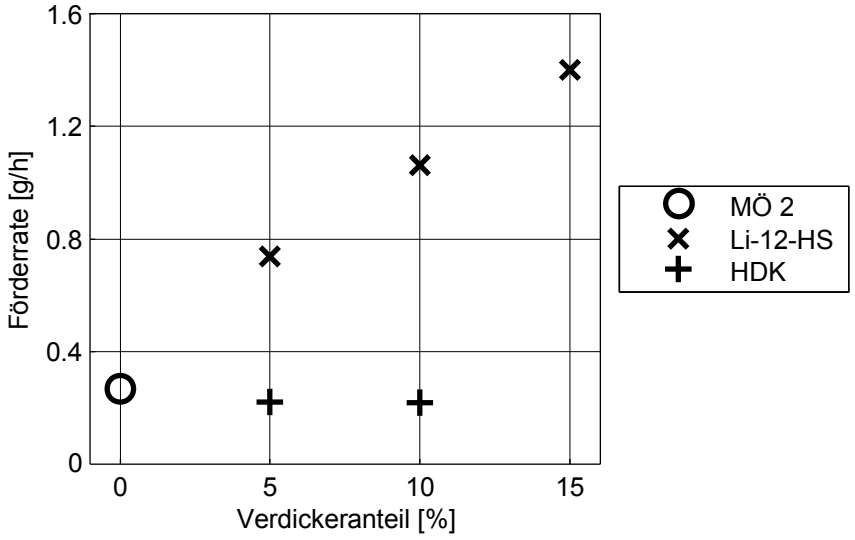


Bild 9.16: Förderraten der Schmierfette mit unterschiedlichem Verdickeranteil

Die Förderrate der mit hochdisperser Kieselsäure verdickten Schmierfette liegt auf dem Niveau derjenigen des Grundöls. Es zeigt sich kein Einfluss des Verdickeranteils. Eine Messung der Förderrate mit dem Schmierfett mit *15 %* hochdisperser Kieselsäure war nicht durchführbar. Die vergleichsweise hohe Konsistenz dieses Schmierfetts behindert ein ausreichendes Nachfließen von Schmierfett in den Dichtspalt. Die aufgrund der sehr kurzen Förderdauer nur sehr geringe geförderte Schmierfettmenge war nicht reproduzierbar messbar. Die Schmierfette mit Li-12-hydroxystearatverdicker zeigen eine Abhängigkeit der Förderrate vom Verdickeranteil. Die Förderrate nimmt mit steigendem Verdickeranteil zu.

Bei beiden betrachteten Schmierfetten nimmt die Viskosität mit steigendem Verdickeranteil zu. Da dies jedoch bei den Schmierfetten mit hochdisperser Kieselsäure keinen Anstieg der Förderrate nach sich zieht, ist die Schmierfettviskosität nicht als Einflussfaktor auf die Förderung von Schmierfetten zu sehen.

Fazit

Die Förderrate einer Radial-Wellendichtung liegt bei Fettschmierung meist höher als bei Ölschmierung. Dies ist von der Verdickerart abhängig. Liegt die Förderrate für ein Schmierfett oberhalb der des Grundöls, steigt sie mit zunehmendem Verdickeranteil an.

9.2.3 Korrelation mit Schmierfetteigenschaften

In Bild 9.17 ist die gemessene Förderrate der Schmierfette mit vergleichbarer Konsistenz über der Ordnungszahl aufgetragen.

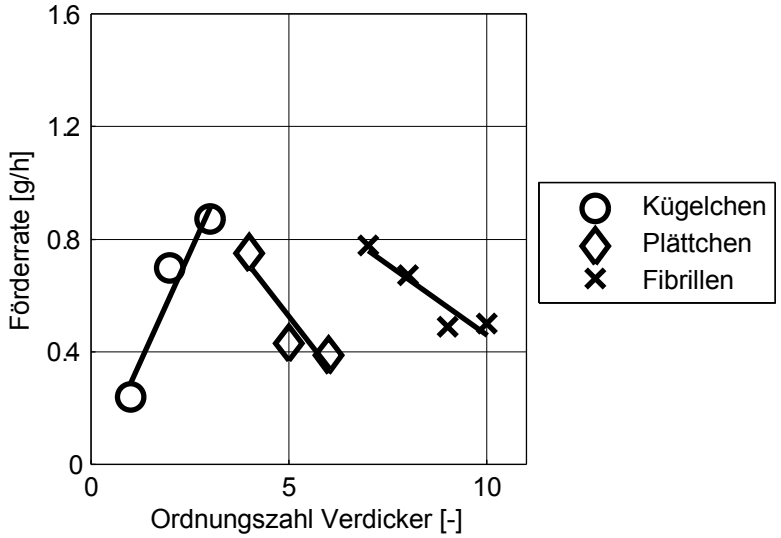


Bild 9.17: Förderrate in Abhängigkeit der Ordnungszahl

Für Schmierfette mit kugelförmigen Verdickerpartikeln steigt die Förderrate mit zunehmender Partikelgröße an. Für Schmierfette mit plättchen- und fibrillenförmigen Verdickerpartikeln sinkt sie hingegen mit zunehmender Partikelgröße ab. Die Zusammenhänge für kugel- und fibrillenförmige Verdickerpartikel stimmen mit denen für die Förderwirkung der Gegenlauffläche am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau überein, Bild 9.11. Die Beobachtungen für plättchenförmige Verdickerpartikel widersprechen denen am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau. Diese Verdickerpartikel haben demnach einen anderen Einfluss auf die Förderwirkung des Radial-Wellendichtrings als auf die Förderwirkung der Dichtungsgegenlauffläche. Es wird eine mit zunehmender Größe steigende Beeinflussung der Rauheitsstrukturen durch die plättchenförmigen Verdickerpartikel vermutet.

10 Funktionsmodell fettabdichtender Radial-Wellendichtungen

Aufbauend auf den Ergebnissen der Kapitel 5 bis 9 wurde ein Funktionsmodell fettabdichtender Radial-Wellendichtungen erstellt. Dieses Funktionsmodell berücksichtigt den Einfluss des Verdickers auf hydrodynamische Schmierung, Verschleiß und Förderwirkung einer Radial-Wellendichtung. Ebenso wird der Einfluss des Schmierfetts auf die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts berücksichtigt.

10.1 Schmierstoffversorgung des Dichtspalts

Die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts ist von zentraler Bedeutung. Eine unzureichende Schmierstoffversorgung führt zu Mangelschmierung und einem stark erhöhten Verschleiß des Dichtsystems.

Bei einer ausreichenden Schmierstoffversorgung liegt im Dichtspalt Vollschmierung vor. Die Dichtkante wird bei genügend großer Umfangsgeschwindigkeit von einem hydrodynamischen Schmierfilm getragen, Bild 10.1.

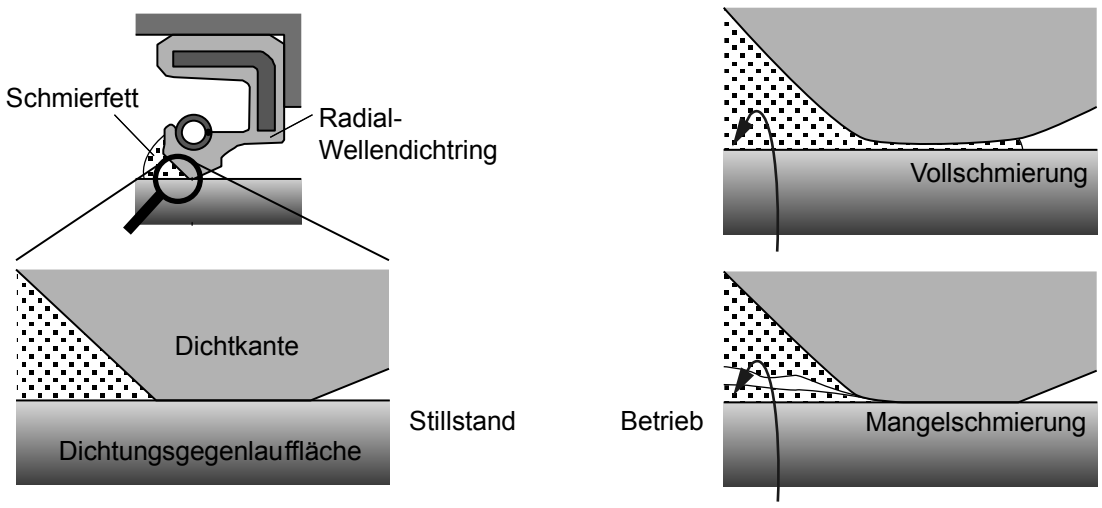


Bild 10.1: Schmierstoffversorgung des Dichtspalts

Eine ausreichende Schmierstoffversorgung ist jedoch selbst bei direkt neben dem Dichtspalt vorhandenem Schmierfett nicht unbedingt gewährleistet. Schmierfett mit zu geringer Mobilität gelangt nicht in den Dichtspalt. Dies sind insbesondere Schmierfette mit hoher Konsistenz bzw. NLGI-Klasse. In diesem Fall baut sich kein hydrodynamischer Schmierfilm auf.

Eine mangelgeschmiert betriebene Radial-Wellendichtung kann durch Erhöhen der Schmierstoffmobilität in Vollschmierung übergehen. Eine Mobilitätserhöhung kann zum Beispiel durch eine Temperaturerhöhung auftreten. Ebenso kann eine vollgeschmierte Radial-Wellendichtung in Mangelschmierung übergehen. Dies ist bei einer Verringerung der Schmierstoffmobilität möglich, wie sie bei einer Temperatursenkung auftritt. In der Schmierfettalterung und der mit dem Ölausbluten verbundenen Zunahme des Verdickeranteils wird ein weiterer negativer Einflussfaktor auf die Schmierstoffversorgung vermutet.

10.2 Mechanismen im Dichtspalt

Im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen liegt ein Schmierfilm aus Grundöl und Verdicker vor. Die weit verbreitete Meinung, dass nur das Grundöl schmiert ist nicht zutreffend. Aufgrund der hohen Scherraten wird die Verdickerstruktur vollständig zerstört. Die lose im Schmierfilm vorhandenen Verdickerpartikel beeinflussen Reibung, Verschleiß und Förderwirkung maßgeblich. Ihr Einfluss hängt dabei hauptsächlich von Partikelform und –größe ab. Die Größe der Verdickerpartikel kann je nach Verdickertyp in der Größenordnung des Dichtspalts liegen.

10.2.1 Reibung

Der Verdickeranteil eines Schmierfetts trägt wesentlich zur Schmierfettviskosität, nicht aber zum Reibwert der Radial-Wellendichtung bei. Dies legt den Schluss nahe, dass sich im Dichtspalt eine vom Verdickeranteil des Schmierfetts nahezu unabhängige Verdickerkonzentration einstellt.

Der Verlauf der Gümbelkurven gleicht dem Verlauf für ölabdichtende Radial-Wellendichtungen. Auch für fettabdichtende Radial-Wellendichtungen ist von Mischreibung bei geringen und hydrodynamischer Reibung bei hohen Gümbelzahlen auszugehen.

Mischreibung

Die im Dichtspalt vorliegenden Verdickerpartikel reduzieren, mit wenigen Ausnahmen, bei Mischreibung den Reibwert, Bild 10.2. Der Reibwert ist dabei umso niedriger, je kleiner die Verdickerpartikel sind. Die kleinsten Verdickerpartikel besitzen einen Durchmesser von ca. *35 nm*. Bei rein metallischen Reibkontakten ist die reibungsreduzierende Wirkung von Nanopartikeln im Mischreibungsgebiet bekannt [148]. Die Nanopartikel begünstigen die Bildung eines dünnen Schmierfilms. Mit steigender Größe der Verdickerpartikel nimmt der Reibwert zu. Dies wird auf eine zunehmende mechanische Hinderung der Rauheitserhebungen durch die Verdickerpartikel am Abgleiten zurückgeführt. Im Falle großer Plättchen und langer Fibrillen liegt der Reibwert über dem von Schmierung mit dem reinen Grundöl.

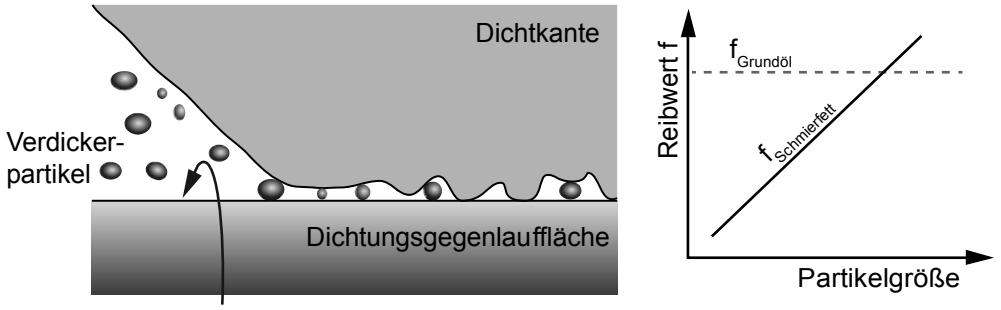


Bild 10.2: Verdickerpartikel im Dichtspalt bei Mischreibung

Die Höhe des Reibwerts bei Mischreibung korreliert mit der reduzierten Viskosität η_{red}, vgl. S. 61, des Schmierfetts. Verdickerpartikel die aufgrund ihrer Beschaffenheit eine große Steigerung der dynamischen Viskosität bewirken, führen auch zu einem höheren Reibwert der Radial-Wellendichtung. Es nimmt sowohl die Hinderung der Schmierfettscherung als auch des Abgleitens der Rauheitserhebungen zu.

Hydrodynamische Reibung

Der Übergang von Misch- zu hydrodynamischer Reibung findet, außer bei Schmierfetten mit sehr kleinen Verdickerpartikeln, bei geringeren Gümbelzahlen statt als bei Schmierung mit dem Grundöl. Insbesondere kleine Plättchen bzw. große Kügelchen begünstigen die Ausbildung eines Schmierfilms bei kleinen Gümbelzahlen. Die Gümbelzahl beim Übergang von Misch- in hydrodynamische Reibung korreliert mit dem Verlustfaktor tan δ, vgl. S. 16. Schmierfette mit einem größeren viskosen Anteil am komplexen Schubmodul führen bei kleineren Gümbelzahlen zu

hydrodynamischer Schmierung als Schmierfette mit einem vergleichsweise geringen viskosen bzw. hohen elastischen Anteil. Ein hoher viskoser Anteil ist mit einer großen Dissipation von Scherenergie gleichzusetzen. Bei newtonschen Fluiden liegt eine mit steigender dynamischer Viskosität zunehmende Dissipation von Scherenergie vor. Im Falle newtonscher Fluide begünstigt eine hohe Viskosität das Ausbilden von hydrodynamischer Schmierung in Gleitkontakten bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten [149]. Bei newtonschen Fluiden bleibt die Gümbelzahl beim Übergang zur Hydrodynamik jedoch in etwa konstant, da bei ihrer Bildung der Viskositätseinfluss berücksichtigt wird. Dies ist beim Verlustfaktor von Schmierfetten nicht der Fall.

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} \qquad \text{Gl. 10.1}$$

Bei hydrodynamischer Reibung liegt der Reibwert fettabdichtender Radial-Wellendichtungen oberhalb des Reibwerts bei Abdichtung des Grundöls, Bild 10.3.

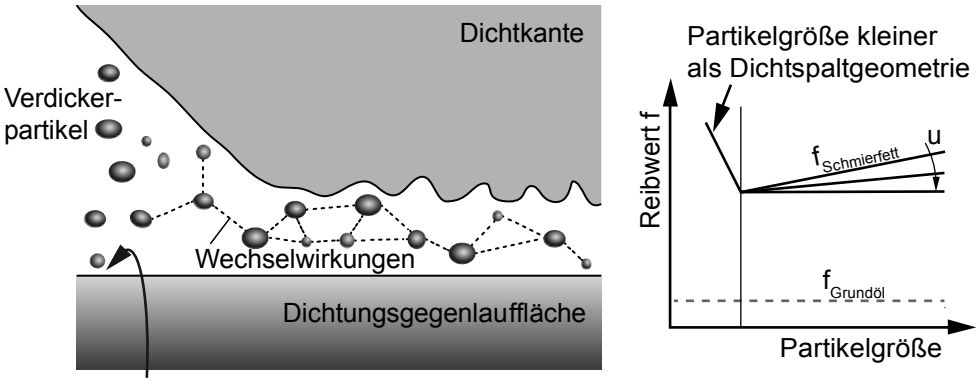


Bild 10.3: Verdickerpartikel im Dichtspalt bei hydrodynamischer Reibung

Die Höhe des Reibwerts hängt dabei von der Größe der Verdickerpartikel ab. Verdickerpartikel die kleiner als die Dichtspalthöhe sind können sich in diesem frei bewegen. Die kleinen Partikel im Dichtspalt führen durch Wechselwirkungen untereinander zu einer im Vergleich zum Grundöl erhöhten Schmierstoffviskosität.[14] Dieser Einfluss ist umso größer, je kleiner die Partikel sind. In Dispersionen steigt

[14] In kolloiden Dispersionen führen Wechselwirkungen der dispergierten Partikel untereinander zu einer Viskositätserhöhung [150].

der Scherwiderstand bei konstantem Volumenanteil mit sinkender Größe der dispergierten Partikel an [151]. Viele kleine Partikel bilden mehr Wechselwirkungen aus als wenige große.

Liegt die Größenordnung der Verdickerpartikel im Bereich der Dichtspalthöhe oder darüber kann nicht von einer freien Bewegung der Verdickerpartikel im Dichtspalt ausgegangen werden. In einem laufenden, vom Verfasser bearbeiteten Forschungsvorhaben werden die Modellfette in einem $5\ \mu m$ hohen Scherspalt bei Scherraten von bis zu $10^6\ s^{-1}$ geschert [152]. Spalthöhe und Scherrate entsprechen demnach annähernd den Bedingungen im Dichtspalt. Es zeigt sich kein eindeutiger Zusammenhang zwischen den gemessenen Viskositäten und dem in der vorliegenden Arbeit untersuchten Betriebsverhalten. Es kann also nicht von rein viskoser Reibung im Dichtspalt ausgegangen werden.

Prinzipiell richten sich plättchenförmige Verdickerpartikel unter Scherung in Strömungsrichtung aus [34]. Faserförmige Bestandteile, wie fibrillenförmige Verdickerpartikel, werden in Strömungsrichtung gestreckt [153]. Die Verdickerpartikel bilden keine Verdickerstruktur mehr, sondern liegen als einzelne Partikel vor. Diese Partikel erhöhen den Reibwert durch Hinderung der Strömung im Dichtspalt sowie durch Wechselwirkung mit den Dichtspaltwänden. Diese Effekte nehmen mit der Größe der Verdickerpartikel zu. Dieser Größeneinfluss wird mit steigender Umfangsgeschwindigkeit allerdings zusehends geringer.

10.2.2 Verschleiß

In Abhängigkeit der Beschaffenheit der Verdickerpartikel kann auftretender Verschleiß kleiner oder größer als bei Schmierung mit dem Grundöl sein. Dies wird auf unterschiedliche Wechselwirkungen der Verdickerpartikel mit den Reibpartnern zurückgeführt, Bild 10.4. Bei großen Kügelchen ist der Verschleiß im Vergleich zum Grundöl reduziert. Miteinander in Kontakt tretende Rauheitserhebungen können auf den dazwischen befindlichen Kügelchen abrollen. Somit werden die Schubspannungen auf die Rauheitserhebungen reduziert.

Bei zu geringer Größe der Kügelchen findet kein Abrollen mehr statt. Die lokal hohe Flächenpressung führt zu einem Einbetten der Kügelchen in die im Vergleich zur Dichtungsgegenlauffläche weiche Dichtkante. Dies führt zu erhöhtem abrasivem Verschleiß der Dichtungsgegenlauffläche.

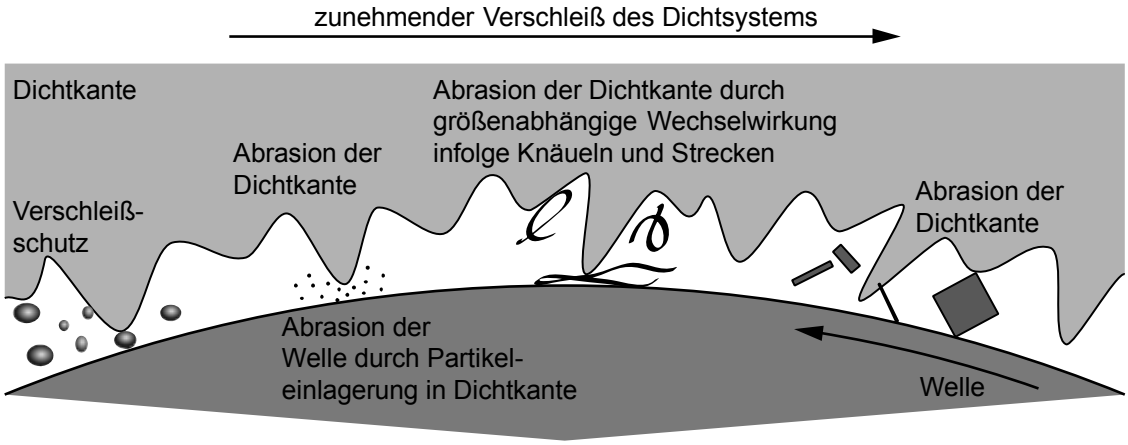


Bild 10.4: Einfluss von Verdickerpartikeln auf den Verschleiß einer Radial-Wellendichtung

Bei fibrillenförmigen Verdickerpartikeln nimmt der Verschleiß mit zunehmender Fibrillenlänge zu. Die Fibrillen werden bei Scherung gestreckt. Die Größe des gestreckten Knäuels hängt dabei von der Fibrillenlänge ab. Eine lange Fibrille führt zu einem großen Knäuel und einer starken Verzerrung der Elastomer-Rauheitserhebung. Dies führt zu einem stärkeren Verschleiß als bei einer kürzeren Fibrille. Bei Fibrillen gleicher Länge nimmt der Verschleiß mit steigendem Fibrillendurchmesser ab. Dies ist analog zu kugelförmigen Verdickerpartikeln.

Bei plättchenförmigen Verdickerpartikeln nimmt der Verschleiß mit steigender Plättchengröße zu. Die unter Scherung einsetzende Ausrichtung in Strömungsrichtung wird durch die Rauheitserhebungen gestört. Plättchen in der Größenordnung des Dichtspalts führen durch Verzerrung der Elastomer-Rauheitserhebungen zu einem erhöhten Verschleiß.

Der Verschleiß korreliert mit der reduzierten Viskosität η_{red}, vgl. S. 61, des Schmierfetts. Verdickerpartikel die aufgrund ihrer Beschaffenheit eine große Steigerung der dynamischen Viskosität bewirken, führen auch zu einem höheren Verschleiß der Radial-Wellendichtung. Es nimmt sowohl die Hinderung der Schmierfettscherung durch einzelne Verdickerpartikel als auch ihre verschleißfördernde Wirkung auf die Radial-Wellendichtung zu.

10.2.3 Förderwirkung

Mit Ausnahme von Schmierfetten mit sehr kleinen Verdickerpartikeln liegt die Förderrate bei Schmierung mit Schmierfett oberhalb derjenigen bei Schmierung mit dem Grundöl. Die Förderrate steigt, mit Ausnahme der Schmierfette mit sehr kleinen Verdickerpartikeln, bei Erhöhung des Verdickeranteils an. Bei Ölschmierung führt eine höhere Viskosität zu einer höheren Förderrate [22]. Die Erhöhung der Schmierfettförderrate durch Erhöhung des Verdickeranteils ist nicht allein durch die damit verbundene Steigerung der Schmierfettviskosität erklärbar. Dies kann aus der Unabhängigkeit der Förderrate vom Verdickeranteil des Kieselsäurefetts geschlossen werden.

Die Verdickerpartikel gelangen mit dem Grundöl in den Dichtspalt. Dort bewegen sie sich im Schmierfilm in Umfangsrichtung und werden an den Rauheitserhebungen axial umgelenkt. Die umgelenkten Verdickerpartikel nehmen das umgebende Grundöl durch schwache Wechselwirkungen mit und führen somit zu einer erhöhten Förderrate, Bild 10.5.

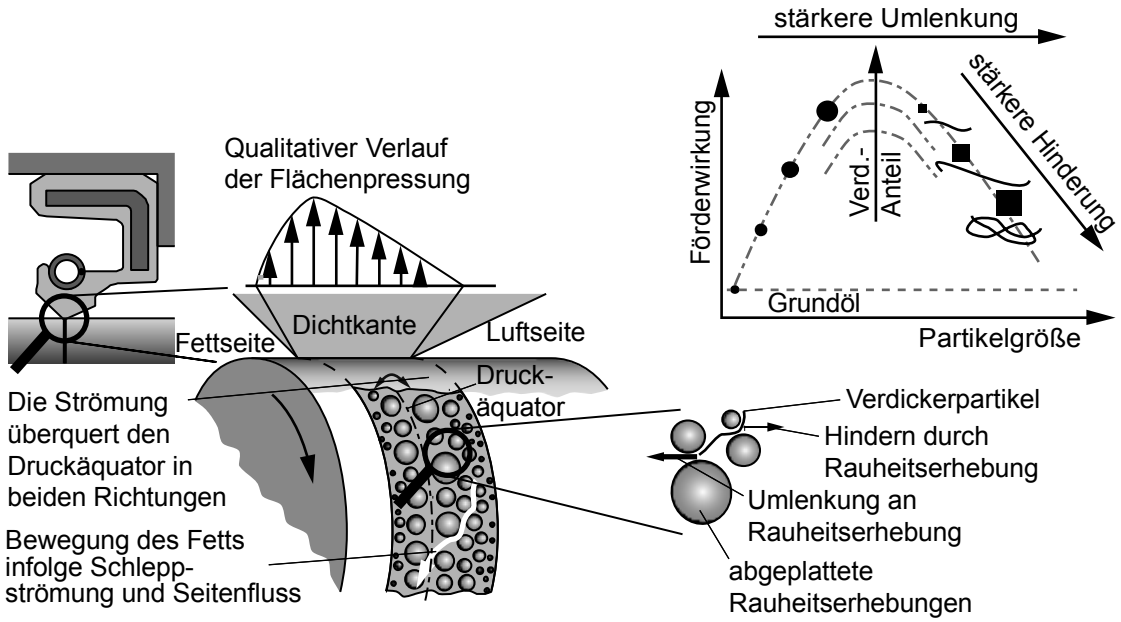


Bild 10.5: Einfluss von Verdickerpartikeln auf die Förderwirkung

Mit zunehmender Partikelgröße steigt die Anzahl an Berührungen zwischen Rauheitserhebungen und Verdickerpartikeln an. Dies führt bei kugelförmigen Verdickerpartikeln zu einer mit der Partikelgröße steigenden Ablenkung und Förderrate.

Bei Fibrillen und Plättchen wirkt der axialen Bewegung der Verdickerpartikel eine hemmende Kraft entgegen. Mit zunehmender Fibrillenlänge bzw. Plättchengröße wird die Bewegung im Dichtspalt erschwert. Die Förderrate sinkt daher mit zunehmender Partikelgröße ab. Bei sämtlichen betrachteten fibrillen- bzw. plättchenförmigen Verdickertypen liegt die Förderrate jedoch über der bei Schmierung mit dem Grundöl. Die axiale Umlenkung ist also stärker als die Hinderung. Diese Hinderung ist bei plättchenförmigen Verdickerpartikeln bei einer reinen Förderung durch eine geschliffene Dichtungsgegenlauffläche nicht gegeben. Die Hinderung entsteht bei plättchenförmigen Verdickerpartikeln durch Verkeilen in den feinen Rauheitsstrukturen der Dichtkante und bei fibrillenförmigen Verdickerpartikeln durch mit der Länge zunehmendes Haften an den Oberflächen.

Eine erhöhte Förderwirkung wird mit einer erhöhten Dichtsicherheit in Verbindung gebracht. Im Gegenzug steigt mit ihr das Risiko von Mangelschmierung.

11 Praxisbedeutung und Diskussion

Die nach wie vor verbreitete Vorstellung, Schmierfett halte das Grundöl wie einen Schwamm und gebe dieses zur Schmierung an den Dichtspalt frei, greift zu kurz. Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchungen zeigen die Existenz von Verdickerpartikeln im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen und deren dominanten Einfluss. Demnach sind alle Schmierfettbestandteile an der Schmierung beteiligt und müssen bei der Auslegung des Dichtsystems berücksichtigt werden.

Die Ergebnisse tragen zum Verständnis der Mechanismen im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen bei. Es steht erstmalig ein Modell zur Verfügung, das den Einfluss von Verdickerpartikeln auf die tribologischen Verhältnisse berücksichtigt. Dieser Einfluss kann in Abhängigkeit von Form und Größe der Verdickerpartikel bzw. der in der Arbeit formulierten Ordnungszahl beschrieben werden. Das Verständnis über die Wirkung der Verdickerpartikel im Dichtspalt ist zur Gestaltung von auf den Anwendungsfall abgestimmten Dichtsystemen erforderlich. Eine Interpretation von Betriebszuständen und Schadensfällen wird durch die gewonnenen Erkenntnisse vereinfacht bzw. erst ermöglicht.

Es wurden Zusammenhänge zwischen rheologischen Schmierfetteigenschaften und tribologischem Verhalten ermittelt. Eine geringe reduzierte Viskosität η_{red} führt zu einem geringen Reibwert bei Mischreibung und einem niedrigen Verschleiß. Ein großer Verlustfaktor tan δ führt bereits bei vergleichsweise geringen Gümbelzahlen zu hydrodynamischer Reibung. Mit Hilfe vergleichsweise einfacher rheologischer Prüfverfahren sind Schmierfette im Hinblick auf ihre tribologischen Eigenschaften vergleichbar. Es lassen sich die Höhe des Reibwerts bei Mischreibung und die Gümbelzahl beim Übergang zur hydrodynamischen Reibung charakterisieren. Aufwändige Prüfstandsversuche bei der Gestaltung von Dichtsystemen bzw. bei der Schmierstoffentwicklung können reduziert werden.

Die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts wird maßgeblich von der temperaturabhängigen Schmierstoffkonsistenz beeinflusst. Eine hohe Konsistenz führt infolge der damit verbundenen geringen Schmierstoffmobilität zu einem hohen Risiko von Mangelschmierung. Kritische Betriebszustände wie Kaltstarts müssen daher bei der Auslegung von Dichtsystemen bzw. bei der Festlegung von Prüfbedingungen

berücksichtigt werden. Um eine gute Schmierung des Dichtsystems zu gewährleisten, ist eine möglichst geringe Schmierfettkonsistenz zu wählen.

Die durchgeführten Versuche zum Förderverhalten von Radial-Wellendichtungen zeigen einen starken Einfluss des Schmierfetts. Die luftseitige Befettung bei Versuchsdurchführung ist mit der Befettung einer Staubschutzlippe von Radial-Wellendichtringen vergleichbar. Das Schmierfett zwischen Dichtkante und Staubschutzlippe wird unter der Dichtkante hindurch in den abzudichtenden Raum gefördert. Das Ausmaß dieser Förderung ist von der Schmierfettzusammensetzung abhängig. Bei Schmierfetten mit vergleichbarer Konsistenz wirkt sich eine gute Walkstabilität positiv auf die auf der Luftseite verbleibende Schmierfettmenge aus. Dies ist im Hinblick auf eine langanhaltende Schmierung der Staubschutzlippe wünschenswert.

Die entwickelte Modellvorstellung ist vorerst nur in den Grenzen der durchgeführten experimentellen Arbeiten gültig. Dies gilt zum einen für die betrachteten Umfangsgeschwindigkeiten, Flächenpressungen und Temperaturen. Insbesondere bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten sind Auswirkungen auf die Schmierstoffversorgung zu erwarten, da hohe Fliehkräfte und Scherraten auf das Schmierfett in der Depotzone einwirken. Dies kann zu einer Umverteilung des Schmierfetts [102] und langfristig einem erhöhten Ausbluten von Grundöl [104, 105] führen. Hierdurch ist eine verschlechterte Schmierstoffversorgung wahrscheinlich, da Schmierstoff aus der Depotzone verdrängt wird.

Zum anderen wurde die Auswirkung der Grundölviskosität noch nicht betrachtet. Hier ist ebenfalls ein Einfluss auf das Reib- und Verschleißverhalten einer Radial-Wellendichtung zu erwarten. Ebenso hängt die Beschaffenheit der Verdickerpartikel bei im Grundöl synthetisierten Verdickern von der Grundölviskosität ab. Es wurden unadditivierte Modellfette verwendet. Bei der Verwendung kommerzieller Schmierfette ist mit einem zusätzlichen Einfluss von Additiven auf das Betriebsverhalten zu rechnen.

Um den Einfluss des Verdickertyps zu ermitteln, wurden Schmierfette mit vergleichbarer Konsistenz verwendet. Die Verdickeranteile dieser Schmierfette weichen daher voneinander ab. Eine Überlagerung von Einflüssen von Verdickertyp

und –anteil ist folglich nicht ausschließbar. Dies ist insbesondere bei den Ergebnissen zur Förderwirkung zu berücksichtigen, da hier ein Einfluss von Verdickertyp und –anteil feststellbar war.

Schmierfette unterliegen ferner einer Alterung. Diese Alterung führt zur Änderung von Schmierfetteigenschaften und –zusammensetzung. Durch Ausbluten von Grundöl [58, 84], Oxidation [85] sowie Veränderungen in der Verdickerstruktur [86] können sich die Betriebseigenschaften einer fettgeschmierten Radial-Wellendichtung erheblich verändern.

Die vorliegenden Ergebnisse sind für Radial-Wellendichtungen gültig. Der Großteil der Arbeiten wurde dabei mit einem Ring-Scheibe-Versuchsmodell durchgeführt. Daher wird von einer Übertragbarkeit der gewonnenen Grundlagenergebnisse auf andere fettgeschmierte Elastomer-Stahl-Reibpaarungen ausgegangen. Hier sind unter anderen Wälzlagerabdichtungen, V-Ringdichtungen und Pneumatikdichtungen zu nennen. Bei Pneumatikdichtungen ist der große Einfluss des Schmierfetts auf die Reibkraft bekannt [154]. Das in Kapitel 10 vorgestellte Modell liefert hierfür einen neuen Erklärungsansatz. Neben Dichtsystemen mit Elastomerdichtkörpern ist eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auch auf PTFE-Manschettendichtungen denkbar.

12 Zusammenfassung und Ausblick

Radial-Wellendichtungen sind für die Abdichtung von Schmierölen optimierte Dichtsysteme. Ihr weit verbreiteter Einsatz bei der Abdichtung von Schmierfetten führt aufgrund der nicht anwendungsgerechten Auslegung häufig zu Problemen. Die Funktionsmechanismen bei der Abdichtung von Schmierfetten sind nicht bekannt. Die erforderliche funktionsgerechte Auslegung ist daher nicht möglich.

Eine Vielzahl an Einflussfaktoren erschwert experimentelle Untersuchungen zum Betriebsverhalten fettabdichtender Radial-Wellendichtungen. In der vorliegenden Arbeit wurden aus diesem Grund Untersuchungen an einem vereinfachten Ring-Scheibe-Versuchsaufbau unter der Verwendung von Modellfetten bekannter Zusammensetzung durchgeführt. Die Ergebnisse wurden an klassischen Radial-Wellendichtungen aus Elastomer verifiziert. Ziel war die Bewertung des Einflusses von rheologischen Schmierstoffeigenschaften, Verdickertyp und –anteil auf das Betriebsverhalten einer Radial-Wellendichtung.

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Verdickerpartikel und nicht wie seither allgemein angenommen das Grundöl, der dominante Einflussfaktor auf die Mechanismen im Dichtspalt fettabdichtender Radial-Wellendichtungen sind. Auf dieser Erkenntnis aufbauend wurde ein Funktionsmodell erstellt, welches diese Mechanismen beschreibt.

Das Reibverhalten bei Vollschmierung wird hauptsächlich vom Verdickertyp beeinflusst. Im Dichtspalt wird die Verdickerstruktur zerstört und einzelne, interagierende Verdickerpartikel nehmen Einfluss auf die Schmierung. Der Verdickeranteil und damit die Schmierstoffkonsistenz sind aufgrund der hohen Scherraten im Dichtspalt von geringer Bedeutung. Bei Mischreibung ist der Reibwert bei Fettschmierung meist niedriger als bei Schmierung mit dem Grundöl. Er ist umso geringer, je kleiner die im Schmierfett enthaltenen Verdickerpartikel sind. Im Falle hydrodynamischer Schmierung ist der Reibwert bei Fettschmierung höher als bei Schmierung mit dem Grundöl. Der Reibwert ist in diesem Fall umso höher, je kleiner die Verdickerpartikel sind. Der Verlauf der Gümbelkurve korreliert mit vergleichsweise einfach zu bestimmenden rheologischen Kennwerten. Eine geringe reduzierte Viskosität η_{red} des Schmierfetts führt zu einem geringen Reibwert bei Mischreibung. Ein großer Verlustfaktor tan δ führt zur Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms bei geringer Gümbelzahl.

Die zum Verschleißverhalten durchgeführten Untersuchungen zeigen ebenfalls einen Einfluss der Verdickerpartikel. Diese können sowohl verschleißmindernd als auch verschleißfördernd sein. Ein geringer Verschleiß ist mit kugelförmigen Verdickerpartikeln bzw. einem Schmierfett mit geringer reduzierter Viskosität η_{red} erzielbar. Hochdisperser Kieselsäureverdicker nimmt dabei aufgrund der starken abrasiven Wirkung auf die Gegenlauffläche eine Sonderstellung ein.

Die Förderwirkung einer Radial-Wellendichtung wird von der Beschaffenheit der Verdickerpartikel sowie dem Verdickeranteil beeinflusst. Schmierfette mit Verdickerpartikeln mittlerer Größe und hohem Verdickeranteil führen zu einer hohen Förderrate. Eine hohe Förderrate führt zu einer hohen Dichtsicherheit. Gleichzeitig ist allerdings das erhöhte Mangelschmierungsrisiko zu beachten. Dies ist bei der Gestaltung und Entwicklung von Radial-Wellendichtungen zu berücksichtigen. Hierbei ist anwendungsabhängig ob eine höhere Dichtsicherheit oder ein geringeres Mangelschmierungsrisiko zu priorisieren ist.

Mittels der vom Verfasser eingeführten Ordnungszahl wurde eine Klassifizierung des Einflusses der Verdickerpartikel auf Reibung, Verschleiß und Förderwirkung vorgenommen. Diese Einflüsse sind mit rheologischen Messgrößen nach dem Stand der Technik nur bedingt bewertbar. Ausnahmen bilden der Verlustfaktor $\tan\delta$ für die Gümbelzahl am Reibwertminimum und die vom Verfasser von der Definition von Polymerlösungen abgeleiteten reduzierten Viskosität η_{red} im Zusammenhang mit Reibwert und Verschleiß.

Die Schmierstoffversorgung des Dichtspalts ist von zentraler Bedeutung. Eine unzureichende Schmierstoffversorgung führt zu Mangelschmierung und einem erhöhten Verschleiß. Für eine gute Schmierstoffversorgung ist eine hohe Schmierstoffmobilität relevant. Diese liegt vorwiegend bei Schmierfetten geringer Konsistenz vor.

Die gewonnenen Erkenntnisse tragen entscheidend zum Verständnis fettabdichtender Radial-Wellendichtungen bei. Sie sind nach dem Stand der Technik nicht in der Literatur zu finden und ermöglichen eine völlig neue Betrachtungsweise fettabdichtender Systeme. Daher eröffnen sie neue Möglichkeiten bei der Gestaltung von Radial-Wellendichtungen und der Entwicklung von Schmierfetten. Ziel künftiger Arbeiten sollte es sein, die Mechanismen bei der Schmierstoffversorgung, vor allem bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, besser zu verstehen. Ferner ist eine

Erweiterung der Ergebnisse auf additivierte Schmierfette sowie Grundöle unterschiedlicher Viskosität anzustreben. Nach Dürnegger [100] ist ein signifikanter Einfluss der Grundölviskosität zu erwarten.

Die am Ring-Scheibe-Versuchsaufbau durchgeführten Arbeiten besitzen grundlegenden Charakter. Eine Übertragung der Ergebnisse auf weitere Dichtungstypen wie PTFE-Manschettendichtungen und Pneumatikdichtungen sowie andere tribologische Systeme erscheint vielversprechend.

Das aufgestellte Modell liefert einen neuen Ansatz zur simulativen Untersuchung fettgeschmierter tribologischer Systeme. In bisherigen Ansätzen wurde stets von einem homogenen Schmierfilm ausgegangen und ein rein rheologischer Ansatz verwendet [70, 155]. Wie die erzielten Ergebnisse zeigen, ist jedoch eine Berücksichtigung des Partikeleinflusses unbedingt erforderlich. Dies führt zu einer komplexen Problemstellung. Mit den gezeigten Zusammenhängen zwischen tribologischem Verhalten und reduzierter Viskosität η_{red}, dem Verlustfaktor tan δ sowie der Ordnungszahl wird gleichzeitig jedoch ein vergleichsweise einfaches Modell zur überschlägigen Berechnung des Betriebsverhaltens ermöglicht.

13 Literatur

[1] **Sommer, M. ; Haas, W.:** Fette mittels Radialwellendichtung zuverlässig abdichten II, FKM-Forschungsheft 314, Frankfurt/Main, 2012.

[2] **Dornhöfer, G.:** Verwertbarkeit von Herstellerangaben auf Schmierfett-Datenblättern, 53. Tribologie Fachtagung, Göttingen, 2012.

[3] **Balan, C.:** The rheology of lubricating grease, Jonroo Costra; European Lubricating Grease Institute, Amsterdam, 2000.

[4] **Czichos, H. ; Habig, K.-H.:** Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 3. Auflage, Vieweg und Teubner, Wiesbaden, 2010.

[5] **Müller, H.-K.:** Abdichtung bewegter Maschinenteile, Waiblingen, 1990.

[6] **DIN 3760:** Radial-Wellendichtringe. Beuth, Berlin, 1996.

[7] **DIN 3761-1:** Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge. Beuth, Berlin, 1984.

[8] **Jagger, E.:** Rotary shaft seals: the sealing mechanism of synthetic rubber seals running at atmospheric pressure. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 171 (1), S. 597–616, 1957.

[9] **Hirano, F. ; Ishiwata, H. ; Kambayashi, H.:** Friction and sealing characterisitcs of oil seals. International Conference of Oil Sealing, Paper A4, 1961.

[10] **Jung, S.:** Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012.

[11] **Jagger, E. ; Walker, P.:** Further studies of the lubrication in synthetic rubber rotary shaft seals. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 181 (1), S. 191-204, 1966.

[12] **Schouten, M.:** Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Erweiterung der EHD-Theorie auf praxisnahe und instationäre Bedingungen, FKM-Forschungsheft 72, Frankfurt/Main, 1978.

[13] **Binnington, P.:** The measurement of rotary shaft seal film thickness, Dissertation, Durham University, 1991.

[14] **Gabelli, A. ; Poll, G.:** Formation of lubricant film in rotary sealing contacts: Part 1 - lubricant film modeling. Journal of Tribology, 114 (2), S. 280–289, 1992.

[15] **Gabelli, A. ; Poll, G.:** Formation of lubricant film in rotary sealing contacts: Part 2 - a new measuring principle for lubricant film thickness. Journal of Tribology, 114 (2), S. 290–297, 1992.

[16] **van Leeuwen, H. ; Wolfert, M.:** The sealing and lubrication principles of plain lip seals. 23. Leeds Lyon Symposium on Tribology, S. 219–232, 1997.

[17] **Hermann, W. ; Seffler, H.-W.:** Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von RWDR. Automobiltechnische Zeitschrift, 87 (9), S. 475-484, 1985.

[18] **Kammüller, M.:** Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen, Dissertation, Universität Stuttgart, 1986.

[19] **Schallamach, A.:** On the abrasion of rubber. Proceedings of the Physical Society. Section B, 67 (12), S. 883–891, 1954.

[20] **Müller, H.-K.:** Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals, 11th Int. Conf. on Fluid Sealing (BHRA), Cannes, 1987.
[21] **Jenisch, B.:** Abdichten mit Radial-Wellendichtungen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen, Dissertation, Universität Stuttgart, 1991.
[22] **Remppis, M. ; Bauer, F. ; Haas, W.:** Rechnerische Abschätzung der Dichtgüte von Radial-Wellendichtungen durch Kenntnis der Systemparametereinflüsse, FVA-Heft 1066, 2013.
[23] **Oliveira, S.:** Das nichtnewtonsche Verhalten von Fluiden bei hohen Schergefällen als Erklärung der Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtringen, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1995.
[24] **Kunstfeld, T.:** Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2005.
[25] **Baitinger, G.:** Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlaufflächen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2011.
[26] **DIN 51825:** Schmierfette K. Beuth, Berlin, 1990.
[27] **Mang, T. ; Dresel, W.:** Lubricants and lubrication, 2. Auflage, Wiley-VHC, Weinheim, 2007.
[28] **DIN 51818:** Konsistenz-Einteilung für Schmierfette. Beuth, Berlin, 1981.
[29] **DIN ISO 2137:** Schmierfett und Petrolatum - Bestimmung der Konuspenetration. Beuth, Berlin, 1997.
[30] **DIN 51817:** Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen. Beuth, Berlin, 1998.
[31] **DIN ISO 2176:** Schmierfette - Bestimmung des Tropfpunktes. Beuth, Berlin, 1997.
[32] **DIN 1342-1:** Viskosität - Teil 1: Rheologische Begriffe. Beuth, Berlin, 2003.
[33] **DIN 13343:** Linear-viskoelastische Stoffe. Beuth, Berlin, 1994.
[34] **Mezger, T.:** Das Rheologie-Handbuch: Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern, 2. Auflage, Vincentz Network, Hannover, 2006.
[35] **DIN 51810-2:** Prüfung von Schmierstoffen - Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten - Teil 2: Bestimmung der Fließgrenze mit dem Oszillationsrheometer und dem Messsystem Platte/Platte. Beuth, Berlin, 2011.
[36] **Bartz, W.:** Schmierfette: Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung, Expert Verlag, Renningen-Maimsheim, 2000.
[37] **Couronné, I. ; Blettner, G. ; Vergne, P.:** Rheological behavior of greases: Part I - effects of composition and structure. Tribology Transactions, 43 (4), S. 619–626, 2000.
[38] **Schrader, R.:** Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten im elastohydrodynamischen Wälzkontakt, Dissertation, Universität Hannover, 1988.
[39] **Palacios, J. ; Palacios, M.:** Rheological properties of grease in ehd contacts. Tribology International, 17 (3), S. 167–171, 1984.

[40] **Delgado, M. et al.:** Influence of soap concentration and oil viscosity on the rheology and microstructure of lubricating greases. Industrial & Engineering Chemistry Research, 45 (6), 1902–1910, 2006.
[41] **van den Tempel, M.:** Effect of droplet flocculation on emulsion viscosity, Rheology of emulsions: Proceedings of a symposium, held by the British Society of Rheology, Harrogate, 1963.
[42] **DIN EN ISO 862:** Grenzflächenaktive Verbindungen - Begriffe. Beuth, Berlin, 1995.
[43] **Falbe, J. ; Regitz, M.:** Römpp Chemielexikon, Band 4, Georg Thieme, Stuttgart, 1996.
[44] **Papenhuijzen, J.:** The role of particle interactions in the rheology of dispersed systems. Rheologica Acta, 11 (1), S. 73–88, 1972.
[45] **Herschel, W. ;** Bulkley, R.: Konsistenzmessungen von Gummi-Benzollösungen. Kolloid-Zeitschrift, 39 (4), S. 291–300, 1926.
[46] **de Waele, A.:** Viscometry and plastometry. Journal of Oil and Color Chemists' Association, 6, S. 33-38, 1923.
[47] **Ostwald, W.:** Ueber die Geschwindigkeitsfunktion der Viskosität disperser Systeme. I. Kolloid-Zeitschrift, 36 (2), S. 99–117, 1925.
[48] **Bingham:** An investigation of the laws of plastic flow. U. S. Government Printing Office, 13 (2), 1917.
[49] **Czarny, R.:** Einfluß der Thixotropie auf die rheologischen Eigenschaften der Schmierfette. Tribologie und Schmierungstechnik, 36 (3), S. 134–140, 1989.
[50] **Lugt, P. M.:** Grease lubrication in rolling bearings, John Wiley, Hoboken, N.J, Chichester, 2013.
[51] **Czarny, R.:** Effects of changes in grease structure on sliding friction. Industrial Lubrication and Tribology, 47 (1), 3–7, 1995.
[52] **Bair, S.:** The high-pressure rheology of a soap-thickened grease. Tribology Transactions, 37 (3), S. 646–650, 1994.
[53] **DIN 51563:** Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m. Beuth, Berlin, 2011.
[54] **Delgado, M. et al.:** Thermorheological behaviour of a lithium lubricating grease. Tribology Letters, 23 (1), 47–54, 2006.
[55] **Bauer, W. ; Finkelstein, A. ; Wiberley, S.:** Flow properties of lithium stearate-oil model greases as functions of soap concentration and temperature. Tribology Transactions, 3 (2), S. 215–224, 1960.
[56] **Sánchez, M. et al.:** Atomic force microscopy and thermo-rheological characterisation of lubricating greases. Tribology Letters, 41 (2), S. 463–470, 2011.
[57] **Rieling, T.:** Rheometrischer Überblick zu temperaturabhängigen Struktureigenschaften von Schmierfetten, 54. Tribologie Fachtagung, Göttingen, 2013.
[58] **Baker, A.:** Grease bleeding - a factor in ball bearing performance. NLGI Spokesman, 22 (9), S. 271-277, 1958.

[59] **Cann, P.:** Grease degradation in a bearing simulation device. Tribology International, 39 (12), S. 1698–1706, 2006.
[60] **Spiegel, K. ; Fricke J.:** Zusammenhang zwischen Penetration und Fließgrenze bei Schmierfetten. Tribologie und Schmierungstechnik, 38 (6), S. 326-331, 1991.
[61] **Yonggang, G.:** Effect of temperature in grease penetration. Natural Gas and Oil, 28 (6), S. 46-48, 2010.
[62] **Cann, P. ; Williamson, B. ; Coy, R. ; Spikes, H.:** The behavior of greases in elastohydrodynamic contacts. Journal of Physics D: Applied Physics, 25 (1A), S. A124-A132, 1992.
[63] **Cann, P.:** Grease lubrication of rolling element bearings — role of the grease thickener. Lubrication Science, 19 (3), S. 183–196, 2007.
[64] **Eriksson, P. ; Wikström, V. ; Larsson, R.:** Grease passing through an elastohydrodynamic contact under pure rolling conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 214 (4), S. 309–316, 2000.
[65] **Cann, P. ; Lubrecht, A.:** The effect of transient loading on contact replenishment with lubricating greases. Tribology Series, 222 (1), S. 745–750, 2011.
[66] **Kuhlmann, J.:** Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen, Dissertation, Universität Hannover, 2009.
[67] **Cann, P. ; Lubrecht, A.:** Bearing performance limits with grease lubrication: the interaction of bearing design, operating conditions and grease properties. Journal of Physics D: Applied Physics, 40 (18), S. 5446–5451, 2007.
[68] **Mérieux, J.-S. ; Hurley, S. ; Lubrecht, A. ; Cann, P.:** Shear-degradation of grease and base oil availability in starved EHL lubrication. Tribology Series, 38, S. 581–588, 2000.
[69] **Hurley, S. ; Cann, P.:** Starved lubrication of EHL contacts - relationship to bulk grease properties. NLGI Spokesman, 64 (2), S. 15-23, 2000.
[70] **Nagata, Y.:** EHD phenomena in grease lubricated contacts, Dissertation, University of Sussex, 2011.
[71] **Nagata, Y. ; Kalogiannis, K. ; Glovnea, R.:** Track replenishment by lateral vibrations in grease-lubricated ehd contacts. Tribology Transactions, 55 (1), S. 91–98, 2012.
[72] **Couronné, I. et al.:** Effects of grease composition and structure on film thickness in rolling contact. Tribology Transactions, 46 (1), S. 31–36, 2003.
[73] **Cousseau, T. et al.:** Film thickness in a ball-on-disc contact lubricated with greases, bleed oils and base oils. Tribology International, 53, S. 53–60, 2012.
[74] **Lugt, P.:** A review on grease lubrication on rolling bearings. Tribology & Lubrication Technology, 66 (7), S. 44–56, 2010.
[75] **Lubrecht, T. ; Mazuyer, D. ; Cann, P.:** Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsions and greases. Comptes rendus de

l'Academie des Sciences, Serie IV Pysique Astrophysique (2), S. 717-728, 2001.
[76] **Muennich, H. ; Gloeckner, H.:** Elastohydrodynamic lubrication of grease-lubricated rolling bearings. A S L E Transactions, 23 (1), S. 45–52, 1980.
[77] **Wilson, A.:** The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 193 (1), S. 185–192, 1979.
[78] **Kaneta, M. ; Ogata, T. ; Takubo, Y. ; Naka, M.:** Effects of a thickener structure on grease elastohydrodynamic lubrication films. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 214 (4), S. 327–336, 2000.
[79] **Couronné, I. et al.:** Nature and properties of the lubricating phase in grease lubricated contact. Tribology Transactions, 46 (1), S. 37–43, 2003.
[80] **Cann, P.:** Thin-film grease lubrication. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 213 (5), S. 405–416, 1999.
[81] **Eriksson, P. ; Wikström, V. ; Larsson, R.:** Grease soap passing through an elastohydrodynamic contact under side slip conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 214 (4), S. 317–325, 2000.
[82] **Venner, C. ; van Zoelen, M. ; Lugt, P.:** Thin layer flow and film decay modeling for grease lubricated rolling bearings. Tribology International, 47, S. 175–187, 2012.
[83] **Authier, D. ; Herman, A.:** Calcium sulfonate carbonate greases: a solution to water resistance. Eurogrease (3), S. 19 - 35, 2013.
[84] **Cann, P. ; Doner, J. ; Webster, M. ; Wikstrom, V.:** Grease degradation in rolling element bearings. Tribology Transactions, 44 (3), S. 399–404, 2001.
[85] **Cann, P. et al.:** Grease degradation in R0F bearing tests. Tribology Transactions, 50 (2), S. 187–197, 2007.
[86] **Couronné, I. ; Vergne, P.:** Rheological behavior of greases: Part II - effect of thermal aging, correlation with physico-chemical changes. Tribology Transactions, 43 (4), S. 788–794, 2000.
[87] **Kuhlmann, J. ; Poll, G.:** Schmutzgeschützte Rillenkugellager, FVA Heft 627, Frankfurt/Main, 2001.
[88] **Zhou, X. ; Barbera, S.:** WO 2011110360 A1, Low-friction seal, 2011.
[89] **Liang, B. ; Peuschel, T. ; Schwappach, A. ; Reugels, M.:** WO 2011 012667 A1, Wälzlageranordnung mit einem Radialwellendichtring, 2011.
[90] **Barth, S.:** WO 2012 103467 A1, Reinforced seal for rotary shafts, 2012.
[91] **Finck, P.:** WO 2013 090997 A1, Earth and/or sealing assembly for electric motors, 2013.
[92] **Baart, P.:** WO 2013 026711 A1, Lubricated seal with axial lip, 2013.
[93] **Beck, J.:** EP 2615322 A1, Dichtungsanordnung, 2013.
[94] **Assmann, J.:** WO 2013 076196 A1, Seal assembly, 2013.
[95] **Wennehorst, B. ; Poll, G.:** Schutzdichtungen für Wälzlager, FVA Heft 867, Frankfurt/Main, 2008.

[96] **Ottink, K. ; Poll, G.:** Schutzdichtungen für Wälzlager II, FVA-Heft Nr. 1053, Frankfurt a. M., 2013.
[97] **Sommer, M.:** Übertemperatur im Dichtspalt fettgeschmierter RWDR, unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2009.
[98] **Freudenberg Simrit GmbH:** Katalog Simmerringe und Rotationsdichtungen, Weinheim, 2007.
[99] **KACO GmbH + Co. KG Dichtungswerke:** Katalog RADIA-Wellendichtringe, 2004.
[100] **Dürnegger, W. ; Haas W.:** Fette mittels Radial-Wellendichtung zuverlässig abdichten, FKM-Forschungsheft 302, Frankfurt/Main, 2009.
[101] **Baart, P. ; Lugt, P. ; Prakash, B.:** Non-newtonian effects on film formation in grease-lubricated radial lip seals. Tribology Transactions, 53 (3), S. 308–318, 2010.
[102] **Baart, P.:** Grease lubrication mechanisms in bearing seals, Dissertation, Luleå University of Technology, 2011.
[103] **Baart, P. ; van der Borst, B. ; Lugt, P. ; van Ostayen, R**.: Oil-bleeding model for lubricating grease based on viscous flow through a porous microstructure. Tribology Transactions, 53 (3), S. 340–348, 2010.
[104] **Baart, P. ; van Zoelen, M. ; Lugt, P.:** Film thickness model for grease-lubricated bearing seals with an axial contacting lip. Tribology Transactions, 56 (1), S. 109–114, 2013.
[105] **Baart, P. ; van Zoelen, M. ; Lugt, P.:** WO 2013 011086 A1, Method of determining when a critical film thickness will be reached in a grease lubricated seal, 2013.
[106] **Narten, M. ; Haas, W.:** Abdichtung von Fließfetten, IGF-Nr. 15703, FVA-Heft Nr. 1016, Frankfurt/Main, 2012.
[107] **Kümmel, J. ; Haas, W.:** Berührungsfreie Wellendichtungen mit Fettfüllung zur Schmutzabdichtung, FKM-Forschungsheft 311, Frankfurt/Main, 2011.
[108] **Wangenheim, M. ; Kozma, M. ; Mate, L.:** Friction behavior of grease lubricated seals, 15th ISC, 2008.
[109] **Wangenheim, M.:** Untersuchungen zu Reibmechanismen an Pneumatikdichtungen, Dissertation, Universität Hannover, 2012.
[110] **Nowak, M.:** Konstruktion einer Prüfkammer für das Rheometer, unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2010.
[111] **DIN 51810-1:** Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Scherviskosität von Schmierfetten mit dem Rotationsviskosimeter - Teil 1: Messsystem Kegel/Platte. Beuth, Berlin, 2007.
[112] **DIN 53019-1:** Viskosimetrie - Messung von Viskositäten und Fließkurven mit Rotationsviskosimetern - Teil 1: Grundlagen und Messgeometrie. Beuth, Berlin, 2008.
[113] **DIN 3761-9:** Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge - Prüfung Radialkraft-Meßgerät-Digital. Beuth, Berlin, 1984.

[114] **DIN EN ISO 3274:** Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten. Beuth, Berlin, 1998.
[115] **DIN EN ISO 4287:** Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Beuth, Berlin, 2010.
[116] **MBN 31 007-7:** Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit - Mess- und Auswerteverfahren zur Bewertung von drallreduzierten dynamischen Dichtflächen, DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 2008.
[117] **Klüber Lubrication München KG:** Isoflex Topas NCA 5051, Datenblatt, 2001.
[118] **National Lubricating Grease Institute:** Grease production survey report, J&A Consultants, Kansas City, Missouri, 2008.
[119] **Stratco, D.:** Critical variables in lithium complex grease manufacturing. Eurogrease (4), S. 37 - 44, 2013.
[120] **Kuhn, E.:** Zur Tribologie der Schmierfette: Eine energetische Betrachtungsweise des Reibungs- und Verschleißprozesses, Expert Verlag, Renningen, 2008.
[121] **Salomonsson, L. ; Stang, G. ; Zhmud, B.:** Oil/thickener interactions and rheology of lubricating greases. Tribology Transactions, 50 (3), S. 302–309, 2007.
[122] **Delgado, M. et al.:** Relationship among microstructure, rheology and processing of a lithium lubricating grease. Chemical Engineering Research and Design, 83 (9), S. 1085–1092, 2005.
[123] **Franco, J. et al.:** Mixing rheometry for studying the manufacture of lubricating greases. Chemical Engineering Science, 60 (8-9), S. 2409–2418, 2005.
[124] **ChemicalBook Inc.:** Chemical Book, www.chemicalbook.com, aufgerufen am 20.2.2014.
[125] **Coe, C.:** Deleterious particles in lubricating greases. Tribology & Lubrication Technology, 70 (1), S. 28 - 35, 2014.
[126] **Wacker Chemie AG:** Da steckt mehr drin, als man denkt: HDK - Pyrogene Kieselsäure, München, 2013.
[127] **Whitby, D.:** Polyurea Greases - A three step process is used to manufacture these versatile and tough greases. Tribology & Lubrication Technology, 70 (3), S. 88, 2014.
[128] **Farrington, B.:** The fine structure of lubricating greases. Annals of the New York Academy of Sciences, 53 (4), S. 979–986, 1951.
[129] **Paszkowski, M.:** Some aspects of grease flow in lubrication systems and friction nodes, In: Tribology - fundamentals and advancements (Hrsg: J. Gegner), InTech, 2013.
[130] **Dornhöfer, G.:** Wechselwirkung Schmierstoff-Kunststoff dargestellt anhand von Beispielen aus der KFZ-Ausrüstung, TAE-Seminar Tribologie der Kunststoffe, Ostfildern, 2013.

[131] **Feldmeth, S. ; Bauer, F. ; Haas, W.:** Temperaturbestimmung bei Radial-Wellendichtungen mittels CHT-Simulation., 53. Tribologie Fachtagung, Göttingen, 2012.
[132] **National Lubricating Grease Institute:** Lubricating grease guide, 2. Auflage, NLGI, Kansas City, 1987.
[133] **Canter, N.:** Key trends in bearing lubrication. Tribology & Lubrication Technology, 68 (4), S. 34-43, 2012.
[134] **Delgado, M. ; Franco, J. ; Kuhn, E.:** Effect of rheological behaviour of lithium greases on the friction process. Industrial Lubrication and Tribology, 60 (1), S. 37–45, 2008.
[135] **Elias, H.-G.:** Makromoleküle: Band 2 - Technologie, 5. Auflage, Hüthig & Wepf, Basel, 1992.
[136] **Baitinger, G. ; Haas, W.:** Strukturanalyse – Drall- und Mikrostrukturanalyse zur funktionalen Bewertung von Dichtringgegenlaufflächen, FKM-Forschungsheft 312, Frankfurt/Main, 2011.
[137] **Voigt, U.:** Methoden zum Ermitteln von Schädigungsgrenzen an Radialwellendichtungen, Dissertation, Universität Rostock, 1973.
[138] **Schnürle, F.:** Beitrag zur Beurteilung der Einflußgrößen auf Schmierungszutand u. Betriebsverhalten, insbesondere Verschleiß und Lebensdauer, von Radial-Wellendichtringen, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1975.
[139] **Lugt, P. ; Velickov, S. ; Tripp, J.:** On the chaotic behavior of grease lubrication in rolling bearings. Tribology Transactions, 52 (5), S. 581–590, 2009.
[140] **Bertsche, B. ; Lechner, G.:** Zuverlässigkeit in Maschinenbau und Fahrzeugtechnik: Ermittlung von Bauteil- und System-Zuverlässigkeiten, 3. Auflage, Springer, Berlin, 2004.
[141] **GFT Arbeitsblatt 7:** Tribologie: Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung, Arbeitsblatt der Gesellschaft für Tribologie e. V., 2002.
[142] **King, R. ; Lancaster, J.:** Wear of metals by elastomers in an abrasive environment. Wear, 61 (2), S. 341-352, 1980.
[143] **Jia, X. ; Jung, S. ; Haas, W. ; Salant, R.:** Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by laser structured shafts with rotary lip seals. Tribology International, 44 (5), S. 651–659, 2011.
[144] **Jia, X. ; Jung, S. ; Haas, W. ; Salant, R.:** Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by plunge ground shafts with rotary lip seals. Tribology International, 48 (4), S. 155–161, 2012.
[145] **Klaiber, M.:** Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2013.
[146] **DIN 3761-2:** Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge - Anwendungshinweise. Beuth, Berlin, 1983.
[147] **Buhl, S.:** Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
[148] **Ghaednia, H. et al.:** The effect of nanoparticle additives in the elastohydrodynamic lubrication regime. Tribology & Lubrication Technology, 69 (12), S. 18-21, 2013.

[149] **Affenzeller, J. ; Gläser, H.:** Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, In: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren (Hrsg: H. List, A. Pischinger), Springer-Verlag, 1996.
[150] **Kleinermanns, K.:** Gase, Nanosysteme, Flüssigkeiten, Lehrbuch der Experimentalphysik, Vol. 5, De Gruyter, Berlin, 2006.
[151] **Zecha, H.:** Einfluß von Konzentration, Teilchengrößen und Grenzflächenschichten auf die Viskosität von Polymerdispersionen. Acta Polymerica, 36 (1), S. 58-59, 1985.
[152] **Laufendes FKM-Forschungsvorhaben:** Verhalten von Schmierfetten im engen Dichtspalt berührender Dichtsysteme - Beispiel: Radial-Wellendichtung, AiF-Nr. 17452.
[153] **Smith, D.:** Single-polymer dynamics in steady shear flow. Science, 283 (5408), S. 1724–1727, 1999.
[154] **Papatheodorou, T.:** Einfluss von Schmierstoffen auf das Betriebsverhalten von Pneumatikdichtungen. KEM, 44 (2), 2007.
[155] **Greenwood, J. ; Kauzlarich, J.:** Elastohydrodynamic film thickness for shear-thinning lubricants. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 212 (3), S. 179–191, 1998.

14 Anhang

14.1 Dynamische Viskosität

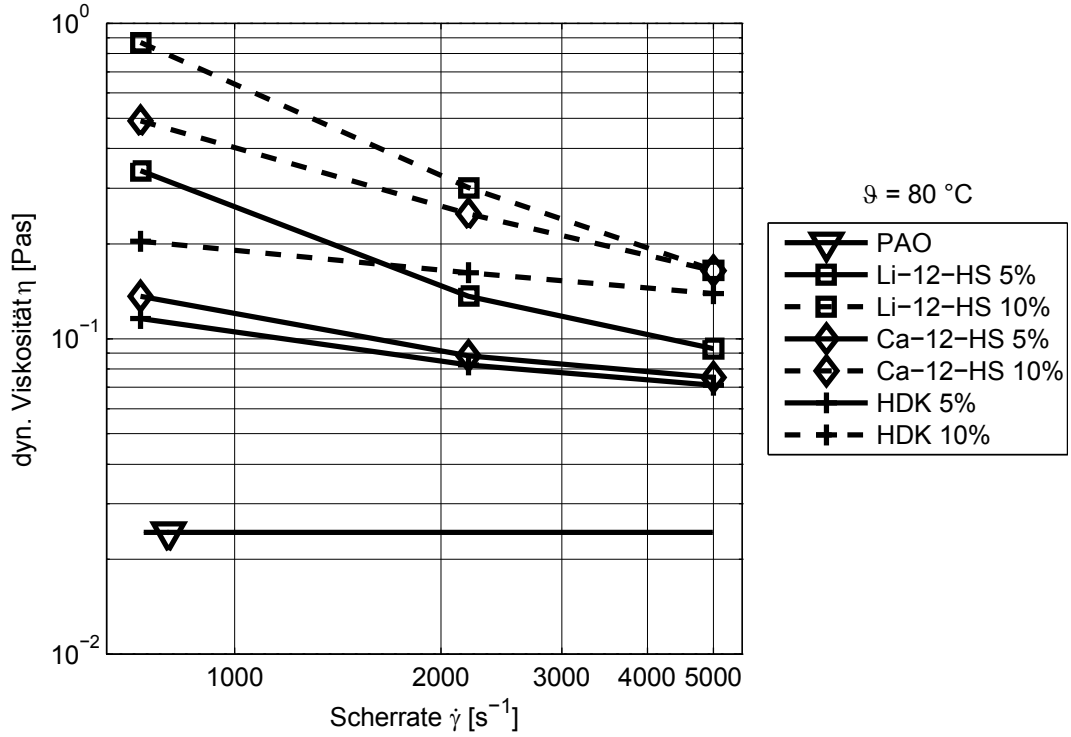


Bild 14.1: Dynamische Viskosität der Schmierfette auf PAO-Basis bei 80 °C

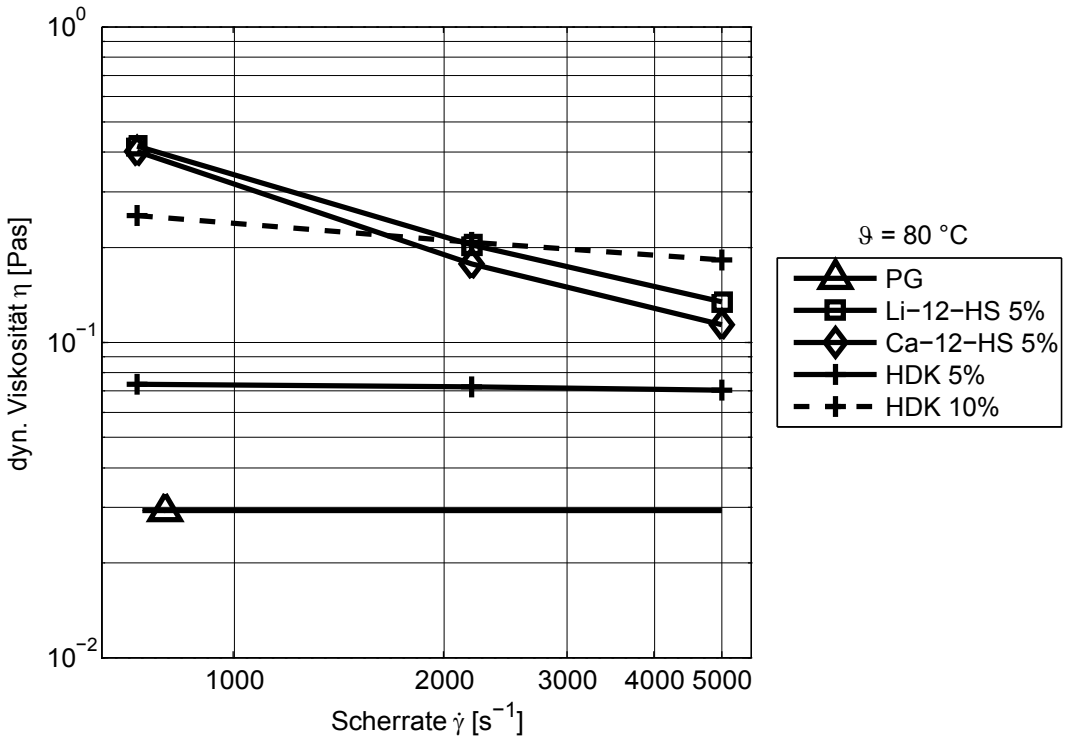


Bild 14.2: Dynamische Viskosität der Schmierfette auf PG-Basis bei 80 °C

14.2 Schmierfetteigenschaften der Modellfette

14.2.1 Schmierfette zur Bewertung des Verdickereinflusses

Tabelle 14.1: Statische Schmierfettkennwerte

Schmierfett	Tropfpunkt [°C]	Ölabscheidung 18h; 40 °C [Gew-%]	Ölabscheidung 7d; 40 °C [Gew-%]
Li-12-HS	193	6,1	18,0
Li-X 1	208	4,2	10,5
Li-X 2	205	2,6	8,1
Ca-12-HS	144	3,1	9,5
Ca-X	>255	1,7	5,8
Al-S	104	2,5	8,5
Al-X	165	2,4	7,5
HDK	255	2,0	5,3
Bentonit	237	0,5	1,8
PU	255	2,0	5,5

Tabelle 14.2: Linear-viskoelastische Schmierfettkennwerte (80°C)

Schmierfett	Nachgebe-grenze τ_y [Pa]	Fließgrenze τ_F [Pa]	Speichermo-dul G' [Pa]	Verlustmodul G'' [Pa]	Verlustfaktor tan δ [-]
Li-12-HS	6,31	277,3	6835	1294	0,1893
Li-X 1	7,71	267,2	12990	1839	0,1416
Li-X 2	15,09	374,4	10620	1243	0,1171
Ca-12-HS	11,55	264,3	9528	2148	0,2255
Ca-X	3,28	96,46	4001	850,2	0,2125
Al-S	46,66	325,7	7311	697	0,0954
Al-X	26,15	385,7	16990	1615	0,0951
HDK	60,53	191,1	13300	574,3	0,0432
Bentonit	47,5	274,5	6587	755,4	0,1147
PU	45,32	286	7079	850,6	0,1203

14.2.2 Schmierfette zur Bewertung von Verdickeranteil und Grundölart

Tabelle 14.3: Statische Schmierfettkennwerte (Verdickeranteil 15 %)

Verdicker	Grundöl	Tropfpunkt [°C]	Ölabscheidung 18h; 40 °C [Gew-%]	Ölabscheidung 7d; 40 °C [Gew-%]
Li-12-HS	MÖ2	188	0,2	0,54
	PG	185	0,01	0,01
	PAO	184	0,02	0,04
Ca-12-HS	MÖ2	130	0,16	0,76
	PG	140	0,1	0,1
	PAO	139	2,13	5,92
HDK	MÖ2	-	0,04	0,43
	PG	-	1,18	2,79
	PAO	-	0,05	0,06

Tabelle 14.4: Linear-viskoelastische Schmierfettkennwerte (80 °C, Verdickeranteil 15 %)

Verdicker	Grundöl	Nachgebe-grenze τ_y [Pa]	Fließgrenze τ_F [Pa]	Speichermo-dul G' [Pa]	Verlustmodul G'' [Pa]	Verlustfaktor tan δ [-]
Li-12-HS	MÖ2	124	917,8	124300	12380	0,09967
	PG	29,19	217,7	44560	2631	0,05908
	PAO	85,5	779,9	84660	4740	0,05601
Ca-12-HS	MÖ2	81,4	529,4	171300	22450	0,1311
	PG	42	222,7	60350	7049	0,1168
	PAO	19,3	119	23080	2737	0,1188
HDK	MÖ2	612	1574	131400	5189	0,03962
	PG	10,4	98,1	14600	1462	0,1002
	PAO	612	1842	118100	3585	0,03052

14.3 Gümbelkurven

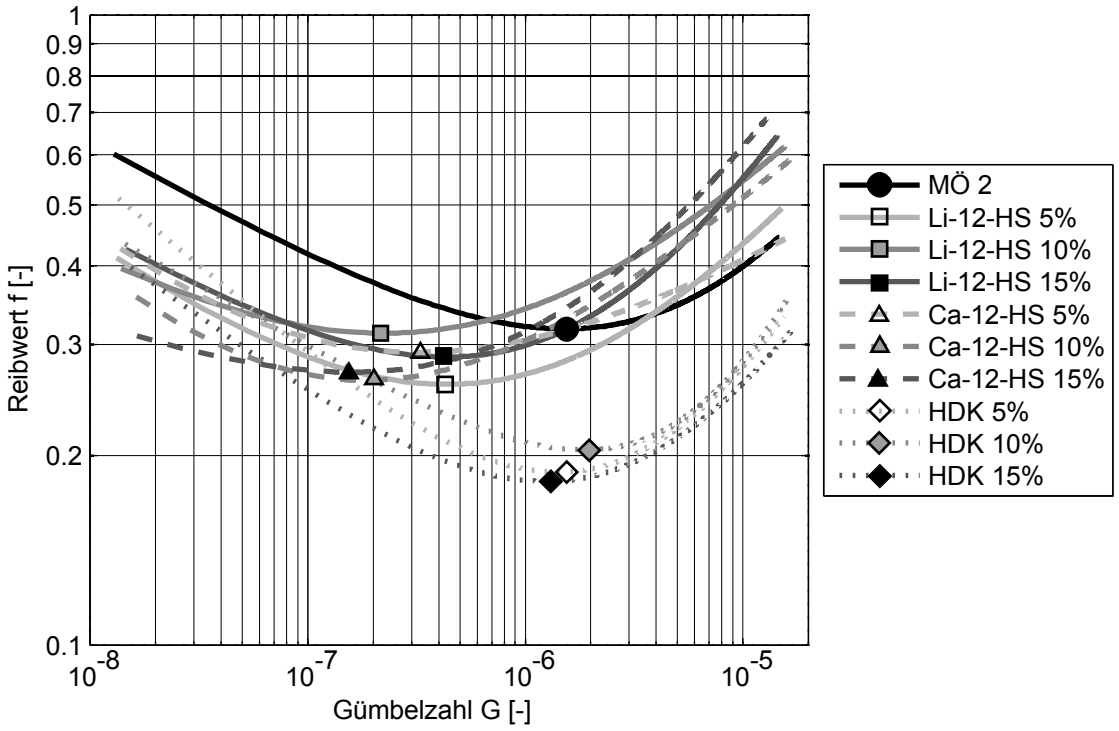


Bild 14.3: Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve, Grundöl: Mineralöl 2

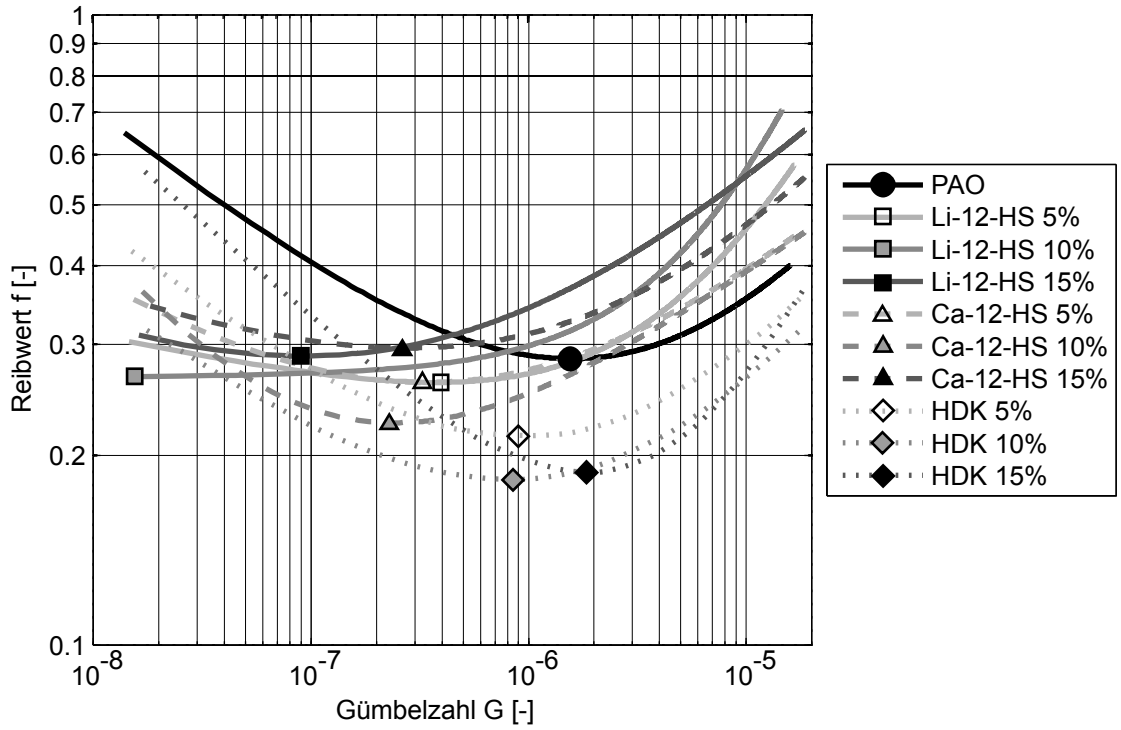


Bild 14.4: Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve, Grundöl: PAO

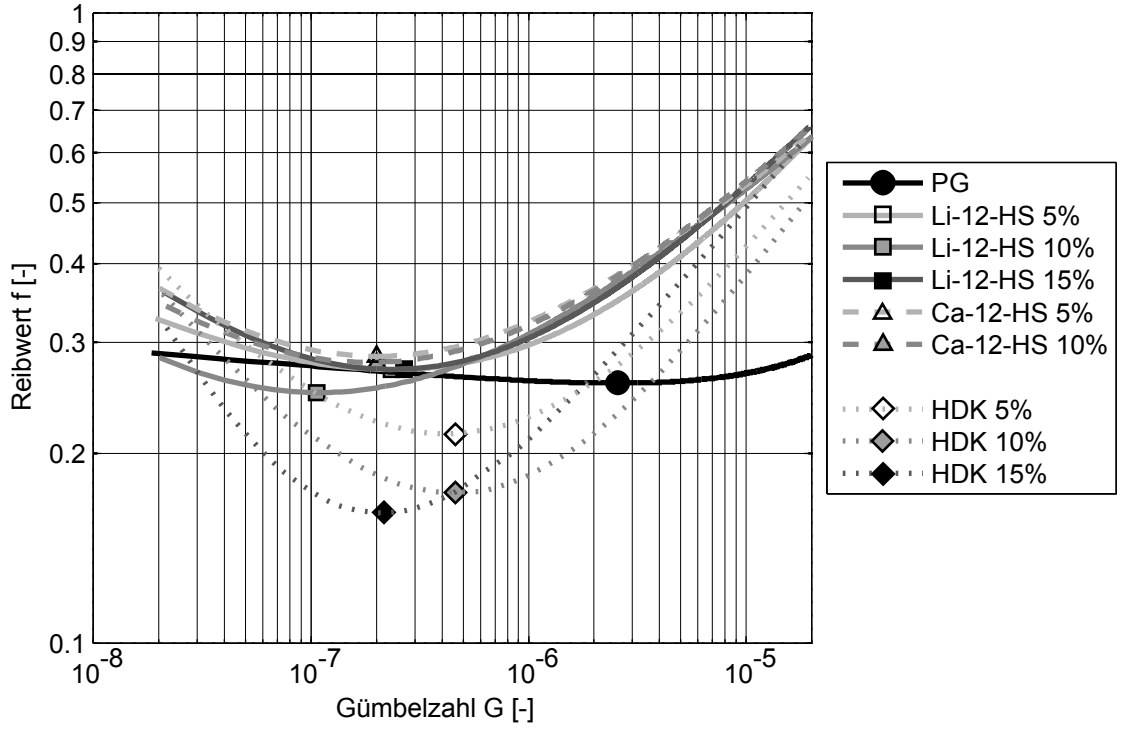


Bild 14.5: Einfluss des Verdickeranteils auf die Gümbelkurve, Grundöl: PG

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Max Sommer
Geburtsdatum/-ort:	12. April 1985, Ulm

Schulbildung

09/1991 – 07/1995	Grundschule Thalfingen
09/1995 – 06/2004	Bertha-von-Suttner-Gymnasium Neu-Ulm

Studium

10/2004 – 05/2010	Maschinenwesen an der Universität Stuttgart Schwerpunkte: Konstruktionstechnik, Thermische Strömungsmaschinen, Abschluss: Dipl.-Ing.

Praktische Tätigkeit

07/2004 – 08/2004	Praktikant MAKA - Max Mayer Maschinenbau GmbH, Nersingen
01/2007 – 03/2008 10/2008 – 03/2009 03/2010 – 05/2010	Studentische Hilfskraft Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart
09/2009 – 02/2010	Praktikant MAN Turbo AG Schweiz, Zürich

Berufstätigkeit

Seit 06/2010	Akademischer Mitarbeiter Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszylinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnen mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteilsuchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächendichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnradpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätsinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeugschleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinthe
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräserherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlaufflächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminderung durch Makrostsrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn
157	D. J. Maier	Sensorlose online Zustandserfassung von Vorschubantriebskomponenten in Werkzeugmaschinen
158	J.-P. Reibert	Statisches Abdichten auf nicht idealen Dichtflächen in der Antriebstechnik