

**Untersuchungen zum Einfluss strukturierter
Dichtkontaktflächen auf das Betriebsverhalten von
Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen**

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

von

Dipl.-Ing.

Philipp Marius Schüller

2022

**Untersuchungen zum Einfluss strukturierter
Dichtkontaktflächen auf das Betriebsverhalten von
Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen**

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

von

Dipl.-Ing.

Philipp Marius Schüller

2022

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
2. Referent: Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac
Tag der Promotion: 28.04.2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Ich danke allen, die mich in dieser Zeit begleitet und unterstützt haben.

Meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Poll, dem Leiter des Instituts für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT), danke ich für die Förderung dieser Arbeit durch seine stete, fachliche Unterstützung.

Für die freundliche Übernahme des Koreferats geht mein Dank an Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker. Gleichmaßen danke ich Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ferner danke ich allen Mitarbeitern für die gemeinsame Zeit am Institut, Ihren fachlichen Rat und Ihre Unterstützung. Besonderer Dank gilt allen studentischen Hilfskräften und Studierenden, die mit Fleiß und Engagement an Prüfständen und im Labor gearbeitet oder durch Ihre Projekt- und Abschlussarbeiten zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen haben.

Philipp Marius Schüller

Zusammenfassung

Untersuchungen zum Einfluss strukturierter Dichtkontaktflächen auf das Betriebsverhalten von Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen

Im Rahmen dieser Arbeit wird der axiale, dynamische Dichtkontakt von Rechteckdichtringen (REDR) in Drehdurchführungen von Kfz-Getrieben untersucht. Im Fokus steht der Einfluss strukturierter Dichtkontaktflächen auf Reibung und Verschleiß. Um strukturabhängige Einflussfaktoren zu ermitteln, werden verschieden strukturierte Gegenlaufflächen sowie REDR-Dichtkontaktflanken analysiert. Dies geschieht sowohl auf Basis von Bauteilversuchen als auch theoretischen Betrachtungen. Die Ergebnisse tragen zum verbesserten Verständnis des Reibungs- und Schmierungs Zustands bei und legen Potential zur Reibungsreduktion offen.

In Bauteilversuchen wird zunächst das Reibungsverhalten bei Einsatz konventioneller Rechteckdichtringe und Gegenlaufflächen anhand typischer Kenngrößen Reibmoment, Reibungskoeffizient und Verschleiß beurteilt. In Relation dazu werden nach unterschiedlichen Fertigungsparametern hergestellte Rauheitsstrukturen auf den Gegenlaufflächen sowie makroskopische Taschenstrukturen in den REDR-Kontaktflanken untersucht und deren Einfluss auf Reibung und Verschleiß bestimmt. Die hydrodynamisch-statische Tragfähigkeit der Makrostrukturen wird ergänzend mittels Simulation analysiert, woraus optimierte Strukturen resultieren. Begleitend werden optische Messungen von Schmierfilmhöhen und Kavitationseffekten im Dichtkontakt durchgeführt.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass unter praxisnaher Betriebslast im Dichtkontakt dauerhaft von Mischreibung auszugehen ist. Durch die gezielte Optimierung der Gegenlaufflächenstrukturen können jedoch verschleißfördernde und verlustbehaftete Festkörperreibanteile im Mischreibungsgebiet reduziert und das Einlauf- und Betriebsverhalten verbessert werden. Gleiches erfolgt bei Einsatz makroskopischer Taschenstrukturen, wobei diese ein wesentlich größeres Potential zur Reibungsreduktion aufweisen.

Für den Anwender liefert die Arbeit konkrete Hinweise zur Fertigung verschleißoptimierter Gegenlaufflächen. Zudem ergeben sich Auslegungshinweise sowie ein verbessertes Verständnis zum Einfluss geometrischer Gestaltungsparameter von Makrostrukturen.

Schlagworte:

Drehdurchführung, Rechteckdichtring, Gegenlauffläche

Abstract

Investigations on the Influence of Sealing Contact Topography on the Operating Characteristics in Rotating Connections with Rectangular Shaft Seals

In this thesis, the axial, dynamic sealing contact of rectangular shaft seals in rotating connections of automotive transmissions is investigated. Focusing on the impact of contact surface topography on friction and wear, the effects of different micro-structured counterfaces and macro-structured shaft seal surfaces are analyzed. Therefor experimental as well as theoretical investigations were carried out. The results contribute to a better understanding of lubrication conditions and reveal potential for friction improvement.

In component tests the friction characteristics of conventional seals and counterfaces are determined on the basis of typical parameters like friction torque, coefficient of friction or wear. In comparison the influence of different manufactured counterfaces as well as macroscopic pocket structures in the seal contact is investigated and the influence on friction and wear reduction is determined. The hydrodynamic and hydrostatic load carrying capacity of macrostructures is additionally analyzed by means of numerical simulation, which lead to optimized macrostructures. Optical investigations identify the impact on the fluid film thickness and show the occurrence of cavitation regions in the contact.

According to the test results it can be assumed that typical operating conditions with high pressures lead to mixed lubrication within the sealing contact. However, optimized counterface structures can lead to a significant reduction of abrasive wear as well as a reduced running-in time and stabilized friction characteristics. A significant friction reduction could be obtained with the application of macro-structures.

Finally, this work provides specific information for the user to manufacture wear-optimized counterfaces. It also provides design guidelines and an improved understanding of the influence of geometric design parameters on macrostructures.

Keywords:

Rotating Connection, Rectangular Shaft Seal, Counterface

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
1.1. Ausgangssituation und Problemstellung	1
1.2. Zielsetzung und Vorgehensweise	3
2 Stand von Forschung und Technik	5
2.1. Drehdurchführungen	5
2.2. Tribologie	7
2.2.1. Tribologisches System	7
2.2.2. Reibung und Verschleiß	8
2.2.3. Schmierung und Rheologie	15
2.2.4. Polymertribologie	19
2.3. Dichtungstechnik	22
2.3.1. Einteilung der Dichtungen	23
2.3.2. Dichtwirkung und Leckage	24
2.3.3. Berührende dynamische Dichtungen	25
2.4. Rechteckdichtringe in Kfz-Drehdurchführungen	28
2.4.1. Bauraum, Montage und Werkstoffe	28
2.4.2. Funktionsmechanismen von REDR	30
2.4.3. Forschungsarbeiten	32
3 Experimentelle Untersuchungen	37
3.1. Versuchsobjekte	37
3.1.1. Rechteckdichtringe	38
3.1.2. Gegenauflflächen	40
3.1.3. Versuchsöl	41
3.2. Experimentelle Ausstattung	42
3.2.1. Funktionsprüfstand	42
3.2.2. Optisches Tribometer	44
3.3. Bauteilversuche - Versuchsparameter und -auswertung	45
3.4. Bauteilversuche - mikro-strukturierte Gegenauflflächen	48
3.4.1. Spezifikationen der Gegenauflflächen	48
3.4.2. Dauerlauf- und Einlaufverhalten	53
3.4.3. Verschleiß und Oberflächenkenngrößen	56
3.4.4. Reibungs-/ Betriebsverhalten	68
3.4.5. Gesamtbetrachtung - modifizierte GLF	80
3.5. Bauteilversuche - makro-strukturierte Rechteckdichtringe	86
3.5.1. Spezifikationen der REDR	86

3.5.2.	Dauerlauf- und Einlaufverhalten	87
3.5.3.	Verschleiß	88
3.5.4.	Reibungs-/ Betriebsverhalten	90
3.5.5.	Gesamtbetrachtung - modifizierte REDR	92
3.6.	Optische Untersuchungen	94
3.6.1.	Schmierfilmhöhenmessungen	94
3.6.2.	Kavitation im Dichtkontakt	104
4	Theoretische Untersuchungen	109
4.1.	Simulationsmodell und Berechnungsparameter	110
4.2.	Analyse der REDR-Taschen aus den Bauteilversuchen	114
4.3.	Optimierung der REDR-Flankenstrukturen	116
4.3.1.	Bestimmung von Gestaltungsparametern	116
4.3.2.	Optimierung von Gestaltungsparametern	122
4.4.	Gesamtbetrachtung der Berechnungsergebnisse	128
5	Zusammenfassung und Ausblick	133
6	Literaturverzeichnis	137
7	Anhang	147

Nomenklatur

Lateinisch	Einheit	Benennung
a, b, c	mm	Ellipsoidhalbachsen
A	mm ²	Fläche
b	mm	Breite
c	J/g/K	spezifische Wärmekapazität
d	mm	Durchmesser
el	mm	Ellipsoidgeometrie
F	N	Kraft
gw	-	Grauwert
G	-	hydrodynamische Kennzahl
h	mm, μm	Höhe, Filmhöhe
\bar{h}	μm	gemittelte Schmierfilmhöhe
h_0	μm	Referenzfilmhöhe
\bar{h}_0	μm	gemittelte Referenzfilmhöhe
hz	mm	hydrostatische Zuführungsgeometrie
I	gw	Emissionsintensität
I_0	gw	Emissionsintensität der Ref.aufnahme
k	-	Belastungs-/ Flächenverhältnis
$K_{sp F}$	-	Spaltform-/ K-Faktor
l	mm	Länge
m	-	Richtungskonstante
m	-	Steigung der Kalibrierfunktion
ma	μm	Materialabtrag
M	Nmm	Drehmoment
Mr	%	Materialanteil
n	1/min	Drehzahl
n	-	Anzahl
na	mm	Napfgeometrie
p	MPa	Druck
P	kW	Leistung
Q	g/min	Leckage
r	mm	Radius
Ra	μm	arithmetischer Mittenrauwert
Rk	μm	Kernrautiefe
Rpk	μm	reduzierte Spitzenhöhe

Nomenklatur

Lateinisch	Einheit	Benennung
Rq	μm	quadratischer Mittenrauwert
Rvk	μm	reduzierte Riefentiefe
Rz	μm	gemittelte Rautiefe
s	mm	Spalt
t	mm	Tiefe
ts	mm	T-Strukturgeometrie
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
T_0	$^{\circ}\text{C}$	Versuchs-/ Sumpftemperatur
T_g	$^{\circ}\text{C}$	Glasübergangstemperatur
T_m	$^{\circ}\text{C}$	Schmelztemperatur
TM	$^{\circ}\text{C}$	Kontakttemperatur
u, v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
x	-	Tangentialkoordinate (Gleitrichtung)
y	-	Radialkoordinate
z	-	Höhenkoordinate

Griechisch	Einheit	Benennung
α	$10^{-6}/\text{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\dot{\gamma}$	1/sec	Schergeschwindigkeit
η	Pa·s	dynamische Viskosität
λ	W/m/K	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Reibungskoeffizient
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/dm^3	Dichte
τ	N/mm^2	Schub-/ Scherspannung
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

Index	Benennung
a	außen
adh	adhäsiv
AF	Flankenkontakt-/ Dichtkontaktfläche
BTV	Bauteilversuch
def	deformation(-sbedingt)
dyn	hydrodynamisch
fest	festkörper

Index	Benennung
F	Fase
F	Feder
F	Flanke
ges	gesamt
grenz	grenz
i	innen
krit	kritisch
K	Kontakt
Kav	Kavitation
Ku	Kugel
m	mittel
max	maximal
mess	Messung
min	minimal
M	Mantel
M	Messung
M	Messwert
N	normal
N	Nut
optisch	optische Untersuchung
pl	Plateau
Pr	Profil
r	radial
r	real
R	Reibung
R Pr	Rauheitsprofil
s	spaltöffnend
stat	hydrostatisch
sum	Summe
t	tangential
ts	T-Strukturelement
U	Umgebung
vis	viskos
V	Verlust
W	Welle
X	gesuchter Wert

Abkürzung	Benennung
AT	Automatic Transmission
ATF	Automatic Transmission Fluid
CVT	Continuous Variable Transmission
DCT	Dual Clutch Transmission
EHD	Elastohydrodynamik
μ -EHD	Mikro-Elastohydrodynamik
GGW	Gleichgewicht
GLF	Gegenlauffläche
GLRD	Gleitringdichtung
HT	Hochtemperatur
Kfz	Kraftfahrzeug
LIF	Laser induzierte Fluoreszenz
ME	Maschinenelement
<i>p</i> <i>v</i> -Wert	Belastungskennwert (Produkt: <i>p</i> <i>v</i>)
PAI	Polyamidimid
PEEK	Polyetheretherketon
PI	Polyimid
PTFE	Polytetrafluorethylen
REDR	Rechteckdichtring
RWDR	Radialwellendichtring
VI	Viskositätsindex
VP	Viskosität-Druck
VT	Viskosität-Temperatur

1 Einleitung

Steigende ökologische und ökonomische Anforderungen an technische Anwendungen führen zum stetig wachsenden Bedarf an Optimierung und Innovation. Größere Sicherheit, höhere Lebensdauer und reduzierter Energieverbrauch technischer Komponenten und Systeme bei zeitgleicher Leistungs- und Effizienzsteigerung sind wesentliche Optimierungs- und Forschungsziele. Sie stellen die Motivation zur Entwicklung neuer Technologien und der Optimierung bestehender Systeme dar. In der Automobilbranche werden die Rahmenbedingungen hierfür durch globalen Wettbewerb, das Streben nach Kundenzufriedenheit sowie staatliche Vorgaben festgelegt.

1.1. Ausgangssituation und Problemstellung

Im Hinblick auf den Energieverbrauch technischer Anlagen und Systeme ist Optimierungspotential vor allem dort zu finden, wo energetische Wirkungsgrade durch Reibungsanteile verringert sind. Der Kraftstoffverbrauch eines Pkw ist bspw. zu 33 % durch Reibungsverluste bedingt, von denen die Hälfte zur Fortbewegung überwunden wird, während der verbleibende Teil in Motor und Getriebe in thermische Energie gewandelt wird (Abbildung 1.1).

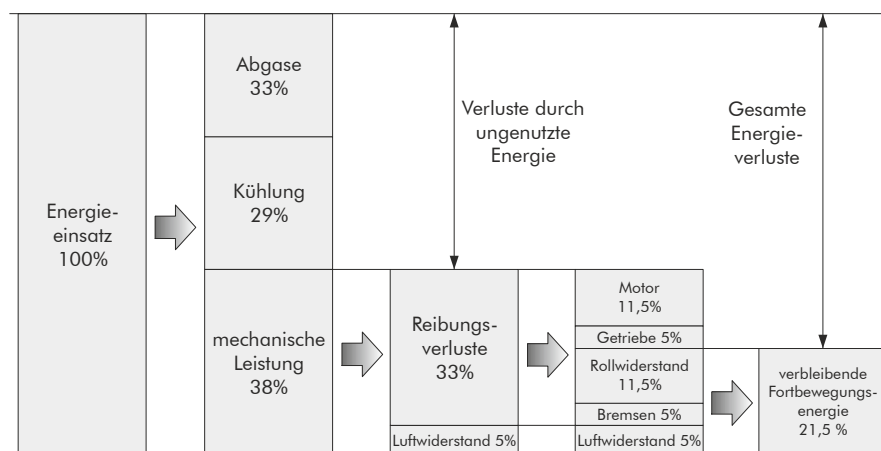


Abbildung 1.1: Kraftstoffverbrauch eines Pkw, nach [HAE12]

Zu den Getriebeverlusten tragen Lager, Zahneingriffe und Dichtungen sowie Kupplungen, Synchronisierungen, Wandler und weitere Anteile bei. 5 % der Verluste sind durch Dichtungsreibung verursacht [HAE12], die auf Abdichtungen, wie Wellendurchführungen, Drehdurchführungen oder Hydraulikdichtungen zurückführbar sind. Hierbei stellen Dichtungen keine Friktionssysteme dar, deren Reibung einem technisch-funktionellen Nutzen dient, wie z. B. bei Bremsen oder Kupplungen. Dichtungsreibung ist im Wesentlichen eine dissipative Größe und trägt damit unmittelbar zur Wirkungsgradminderung bei.

Reibungsverluste von mehreren Kilowatt treten bei der Abdichtung von Drehdurchführungen auf. Sie dienen in Doppelkupplungs- oder Stufenlosgetrieben zur Druckölzuführung von einem ruhenden Getriebeteil in die Getriebewelle, um dort die rotierende Kupplungs- oder Variatoraktorik zu betätigen. Das Prinzip einer radialen Drehdurchführung mit zwei Dichtstellen zeigt Abbildung 1.2. Die Rechteckdichtringe (REDR) liegen jeweils in einer Nut der Welle und reduzieren die Spaltleckage zwischen Welle und Gehäuse. Um eine Schwächung des Wellenquerschnitts zu vermeiden sind Wellendurchmesser und Nuttiefe an der Dichtstelle begrenzt. Übliche Dichtringdurchmesser liegen zwischen 30 und 70 mm. Die Dichtstelle beträgt im Querschnitt meist weniger als 5x5 mm.

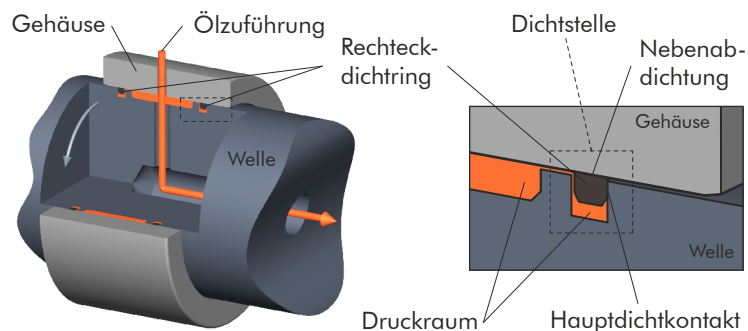


Abbildung 1.2: Abdichtungsschema einer radialen Drehdurchführung mit Rechteckdichtringen in Kfz-Getrieben

Je nach Getriebetyp und -leistung wirken an der Dichtstelle Drehzahlen von bis zu 15.000 1/min und Drücke bis 8 MPa, die im dynamischen Hauptdichtkontakt überwiegend zu Mischreibungszuständen führen. Bereits mit einem Systemdruck von nur 2,5 MPa und 7.500 1/min stellen sich im Kontakt Leistungsdichten von bis zu 2,5 W/mm² ein, womit Kontakttemperaturen mehr als 100 °C oberhalb der Getriebesumpftemperatur erreicht werden. Neben dem Leistungsverlust bringt die thermisch-mechanische Beanspruchung die eingesetzten Polymerwerkstoffe und das Getriebeöl schon heute an ihre Einsatzgrenzen, was mit Materialschädigung und verkürz-

ter Lebensdauer einhergeht. Um über diese Grenzen hinaus steigenden Leistungsanforderungen gerecht zu werden und die thermische Belastung zu kontrollieren, bietet das bestehende Dichtsystem wenig Spielraum. Die Dichtstelle befindet sich zentral von weiteren Wärmequellen umgeben im Getriebe, so dass die Wärmeabfuhr erschwert ist. Zusätzliche Kühlung durch Druckölumlauf oder gezielte Leckage stehen durch hydraulische Verluste mit der geforderten Energieeffizienz und durch konstruktive Änderungen mit dem begrenzten Bauraum in Konflikt, so dass Optimierungen auf den Bereich des Dichtkontaktes beschränkt sind.

Obwohl der Einsatz von Drehdurchführungen gängige Praxis ist, sind Studien und Untersuchungen zur Optimierung nach wie vor Gegenstand aktueller Forschung. Während in der Vergangenheit überwiegend werkstofftechnologische Fortschritte durch den systematischen Einsatz von Dichtringen aus Polymerwerkstoffen erzielt wurden, beruht die Auslegung der berührenden Dichtkontaktflächen vorwiegend auf empirisch ermittelten Werten und Erfahrungen. Insbesondere der Einfluss auf Reibungs- und Schmierzustände durch makro- und mikroskopische Kontaktflächenstrukturen, die bspw. bei Gleitringdichtungen oder Gleitlagern erfolgreich zur Reibungsminderung eingesetzt werden, ist bislang wenig erforscht. Einzelne Arbeiten existieren, in denen makroskopische Strukturelemente an REDR-Kontaktflanken untersucht und auf ihre hydrodynamisch entlastende Wirksamkeit hin beurteilt werden. Hierbei handelt es sich im Wesentlichen um Machbarkeitsstudien, weniger um Untersuchungen im Hinblick auf Anwendbarkeit, Dauerlauf- und Verschleißverhalten. Ebenso liegen keine vergleichenden Analysen zum Einfluss fertigungsbedingter, mikroskopischer Oberflächenstrukturen der Gegenaufläachen vor, so dass sich vor diesem Hintergrund Potential zur Reibungsreduktion abzeichnet.

1.2. Zielsetzung und Vorgehensweise

Mit dem Fokus auf reibungsverursachenden Mechanismen in Drehdurchführungen konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf den dynamischen Hauptdichtkontakt zwischen Rechteckdichtring und Gegenaufläache. Es ist das Ziel, Reibungsverluste durch hydrostatische und -dynamische Entlastung des Dichtkontaktes zu reduzieren, welches durch den gezielten Einsatz makro- und mikrostrukturierter Dichtkontaktflächen angestrebt wird.

Ausgehend von dieser Zielsetzung ist es zunächst erforderlich, die im bestehenden System vorliegenden Reibungszustände und Wirkmechanismen unter Betriebsbedingungen zu ermitteln und da-

rauf aufbauend den Einfluss unterschiedlich strukturierter Dichtkontaktflächen zu identifizieren. An einem Drehdurchführungsprüfstand werden dafür Kontaktflächenpaarungen hinsichtlich Einlauf-, Dauerlauf- und Reibungsverhalten untersucht. Im Vordergrund der Versuche stehen fertigungsbedingte, stochastische Strukturen an den Gegenauflflächen sowie makroskopische, deterministische Strukturen an Rechteckdichtringen. Das Betriebsverhalten wird anhand üblicher Funktionsgrößen wie Reibmoment, Reibungskoeffizient und Dichtkontakttemperatur beurteilt. Materialbeanspruchung und Verschleiß werden anhand von Oberflächen- und Rauheitskenngrößen bewertet. Ein optisches Tribometer wird eingesetzt, um Schmierungs Zustände und Schmierfilmaufbau am Rechteckdichtring und dessen Bewegungsverhalten zu betrachten. Parallel zum experimentellen Teil wird ein Berechnungsmodell eingesetzt, um hydrodynamischen und hydrostatischen Druckaufbau durch Makrostrukturen im Dichtkontakt zu simulieren. Mit Hilfe der Berechnungsergebnisse werden für das betrachtete System entlastend wirkende Strukturgestaltungsparameter identifiziert und abschließend Auslegungsrichtlinien zur reibungsoptimierten Strukturierung der Dichtkontaktflächen abgeleitet.

Die Kombination aus theoretischem und experimentellen Ansatz führt schließlich zu einem verbesserten Verständnis der Reibungs- und Schmierungs Zustände in Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen und liefert darüber hinaus Grundlagen zur reibungsoptimierten Gestaltung der dichtenden Kontaktflächen von Rechteckdichtring und Gegenauflfläche, so dass eine Reibungsreduktion erreicht werden kann.

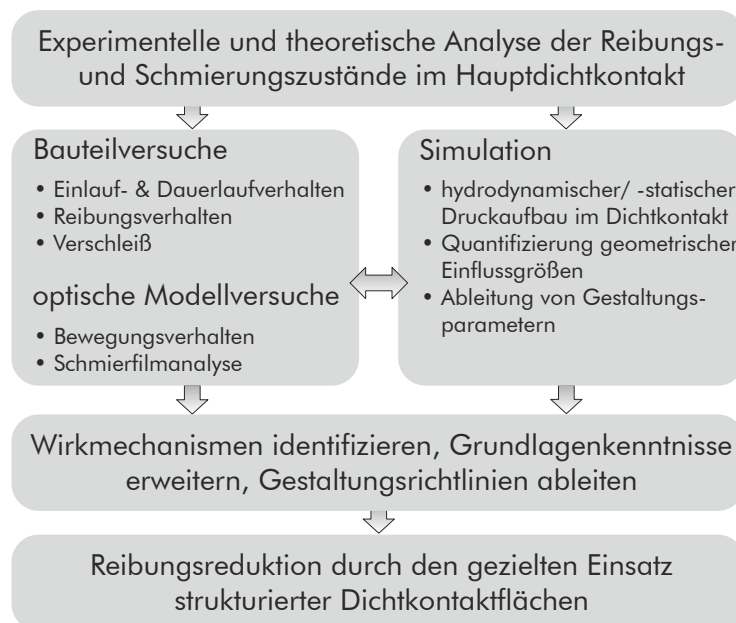


Abbildung 1.3: Vorgehensweise zur Erreichung des Ziels

2 Stand von Forschung und Technik

Im Fokus der vorliegenden Arbeit steht die Analyse der Abdichtung einer Drehdurchführung mit Rechteckdichtringen in ölgeschmierten Kraftfahrzeuggetrieben.

Der folgende Abschnitt gibt einen Einblick in das betrachtete Dichtsystem. Es wird eingangs auf Grundlagen zur Dichtungstechnik und Tribologie eingegangen, die vorrangig die tribologischen Eigenschaften berührender dynamischer Dichtungen behandeln. Abschließend werden Inhalte relevanter Forschungsarbeiten zusammengefasst.

2.1. Drehdurchführungen

Bestimmte Anwendungen erfordern die Übergabe druckbeaufschlagter Medien von einem ruhenden in ein bewegtes System. Diese Aufgabe wird durch Drehdurchführungen gelöst, die ein Fluid einer rotierenden Welle zuführen. Die sich daraus ergebende Problemstellung ist im Wesentlichen an die Abdichtung dieser Übergabestelle und die dort wirkenden Einflussgrößen gebunden.

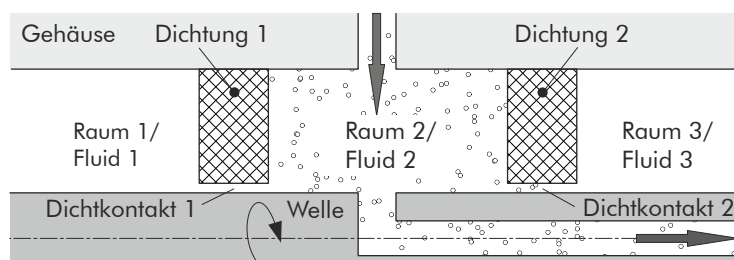


Abbildung 2.1: Schema einer radialen Drehdurchführung mit zwei Dichtstellen

Abbildung 2.1 zeigt das Schema einer radialen Drehdurchführung. Zwei Dichtungen bilden mit den umgebenden Maschinenelementen einen von Raum 1 und 3 abgetrennten Raum 2, dem Fluid durch radiale Bohrungen im Gehäuse zugeführt wird. Durch Bohrungen in der Welle wird das Fluid aus dem Zwischenraum

axial durch die rotierende Welle an seine Wirkstelle transportiert. Der Einsatzbereich reicht von der Hydraulikölversorgung in Baumaschinen über den Transport kritischer Gase in der Chemie- und Verfahrenstechnik bis zur Kühl- und Schmierstoffzuführung in Werkzeugmaschinen. Nicht zuletzt werden Drehdurchführungen auch in der Automobilbranche eingesetzt, um beispielsweise in Kfz-Getrieben rotierende Aktoren hydraulisch zu betätigen.

Je nach Einsatzbereich werden den Anforderungen entsprechend verschiedene Dichtungstypen eingesetzt. In der Prozess- und Anlagentechnik haben sich zur Abdichtung von aggressiven Gasen und Flüssigkeiten unter hohen Drücken, Temperaturen und Relativgeschwindigkeiten Gleitringdichtungen in Drehdurchführungen bewährt. Sie umfassen mehrere Dichtungen und sind ergänzend mit Hilfsaggregaten zur Kühlung und Versorgung mit Spül- und Sperrmedien ausgestattet. Drücke bis zu mehreren 10 MPa und Gleitgeschwindigkeiten bis zu 100 m/s können abgedichtet werden. Daran gemessen sind die Betriebsbedingungen der Drehdurchführung eines automatisierten Handschaltgetriebes moderat. Gleitgeschwindigkeiten bis ca. 20 m/s und Schalldrücke von ca. 2,5 MPa wirken auf das Dichtsystem. Geringe Fließleckage an den getriebeinternen Dichtstellen wird toleriert und das abzudichtende Medium ist ein Getriebeöl, das gute Schmiereigenschaften aufweist. Die Anforderungen der Automobilbranche fokussieren sich vielmehr auf den begrenzten Bauraum und eine schnelle und sichere Dichtungsmontage. Zudem sollten die Dichtungen als Massenartikel günstig zu beziehen und zu fertigen sein. Komplexe Dichtungssysteme mit Hilfsaggregaten stellen keine Option dar, die Drehdurchführung muss kompakt und simpel gestaltet sein. Wenige Komponenten und einfache Herstellung sind neben der Abdichtungsfunktion ebenso bedeutend wie geringe Reibung und Verschleiß.

In Kfz-Getrieben¹ wie Doppelkupplungs- (DCT), mechanischen Stufenlos- (CVT) und Automatikgetrieben (AT) haben sich aufgrund dieser Anforderungen Drehdurchführungen mit Rechteckdichtungen (Abschnitt 2.4) bewährt [SRB03] [Ber05]. Dichtingvarianten aus Polymeren können in großer Stückzahl teilweise im Spritzgussverfahren hergestellt werden. Bei entsprechender Compoundierung hält der Werkstoff hohen Temperaturen, Relativbewegungen und Drücken im Dichtkontakt stand. Rechteckdichtungen gehören der Gruppe der berührenden, dynamischen Dichtungen an (Abschnitt 2.3.3). Sie weisen die Eigenschaften tribologischer Systeme auf (Abschnitt 2.2) und unterliegen den Einflüssen von Reibung und Verschleiß (Abschnitt 2.2.2).

¹ Die Betriebsbedingungen liegen in einem DCT bei ca. 2,5 MPa und 8000 1/min sowie in CVT bei bis zu 8 MPa und 15000 1/min.

2.2. Tribologie

Die *Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT)* beschreibt in [DFS02] die heutige Definition der Tribologie wie folgt:

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“

Bereits *Leonardo da Vinci* (1452 – 1519) befasste sich mit dem Phänomen der Reibung und erkannte die Grundzüge und Zusammenhänge der heutigen Tribologie. Jedoch erst mit den Arbeiten von *Amontons* (1673 – 1705) und später *Coulomb* (1736 – 1806), wurden diese Erkenntnisse durch Studien öffentlich bekannt und diskutiert. Ihre Arbeiten gelten als erste Ansätze zum heutigen Verständnis zur Reibung [PP15]. Der Begriff der Tribologie wurde mit seiner heutigen Bedeutung im Wesentlichen durch *Jost* [Jos66] geprägt. Unter dem Titel *“Lubrication (Tribology) - Education and Research; a Report on the Present Position and Industry’s Needs”* veröffentlichte die englische Regierung 1966 den Bericht seiner Arbeitsgruppe, der umfassend über reibungs- und verschleißbedingte Kosten und Verluste (2 % des Bruttosozialproduktes) für Industrie und Volkswirtschaft aufklärte und ein großes Optimierungspotential offen legte. Die *GfT* beschreibt dies in [DFS02] mit den Worten:

„Tribologie trägt durch Minderung von Verschleiß und Optimierung von Reibungsbedingungen zur Erhaltung von Werten bei.“

Das Ziel in der Triboforschung ist es Ansätze und Lösungen zur Optimierung zu finden, um Reibung und Verschleiß zu reduzieren. Ihre Aufgaben bestehen im Erfassen tribologischer Vorgänge und der qualitativen und quantitativen Beschreibung dieser durch systemspezifische Gesetzmäßigkeiten. [DFS02]

2.2.1. Tribologisches System

Als tribologisches System wird die Gesamtheit aller an tribologischen Vorgängen beteiligten Körper und Elemente, deren Interaktion bzw. Beanspruchung und den daraus resultierenden Systemeigenschaften und zeitlichen Systemveränderungen bezeichnet.

Nach der systematischen Beschreibung des tribologischen Systems von *Czichos* und *Habig* [CH15] besteht die Systemstruktur aus wenigstens vier Triboelementen (Abbildung 2.2). Ein Grundkörper und ein Gegenkörper bilden ein Wirkflächenpaar. Bereiche, in denen diese auf Basis physikalischer und/ oder chemischer Wirkmechanismen interagieren, werden als Wirkorte bezeichnet. Die Interaktion kann durch einen Zwischenstoff und das Umgebungsmedium beeinflusst werden. Ein äußeres Beanspruchungskollektiv wirkt als Eingangsgröße auf das System und führt für die Interaktion erforderliche Energie zu. Es definiert Dauer und Art der Wirkbewegungen, aufgebrauchte Lasten sowie auch Temperaturen und Relativgeschwindigkeiten. Die Eigenschaften der einzelnen Triboelemente führen im Zusammenwirken unter dem Beanspruchungskollektiv zu Reibung und Verschleiß, die sich in mikro- und makroskopischen Oberflächenveränderungen, Materialverlust und Energiedissipation äußern. Als Ausgangsgrößen des tribologischen Systems können Reibungskräfte, -momente und Temperaturerhöhungen auftreten. Zur Erfassung dieser Größen sowie zur quantitativen Beschreibung tribologischer Vorgänge und Eigenschaften werden Tribometer eingesetzt, zu denen auch Simulations- und Berechnungsmodelle zählen (vgl. [DFS02]).

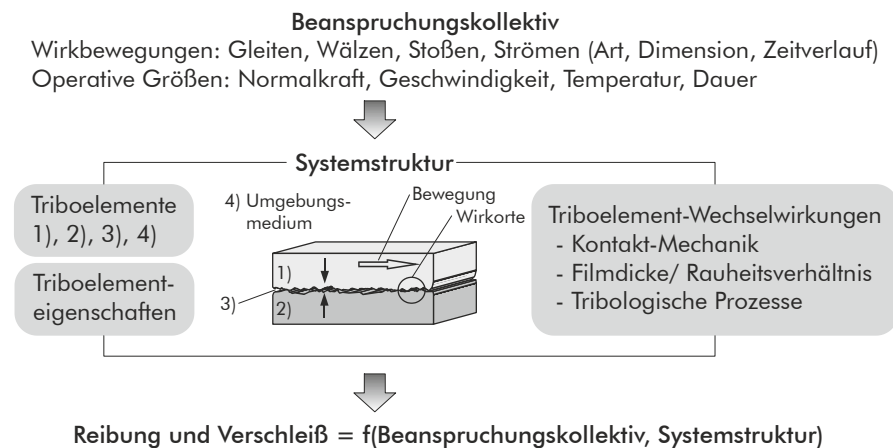


Abbildung 2.2: Tribologisches System und Methodik zur Reibungs- und Verschleißanalyse: 1 - Gegenkörper, 2 - Grundkörper, 3 - Zwischenmedium, 4 - Umgebungsmedium, nach [CH15]

2.2.2. Reibung und Verschleiß

Reibung ist die Folge der Interaktion zweier Wirkflächen. Bei relativbewegten Flächen wirkt sie als Widerstand der Bewegungsrichtung entgegen. Je nach Bewegungsform wird bspw. zwischen den Reibungsarten Gleit-, Roll- oder Wälzreibung unterschieden. Liegt Haftreibung vor, ist der Widerstand groß genug ist, um eine

Relativbewegung vollständig zu verhindern. Die Größe des Widerstandes ist von der Reibungsart und dem Reibungszustand abhängig. Durch unterschiedliche Aggregatzustände der beteiligten Stoffbereiche ergeben sich nach [DFS02] vier Reibungszustände:

- Festkörperreibung: Sie resultiert aus dem direkten Kontakt der Rauheitserhebungen zweier Festkörper.
- Grenzreibung, Grenzschichtreibung: Die Rauheitserhebungen sind durch einen Film molekularer Größenordnung voneinander getrennt. Ursprung des Films können Materialbestandteile von Grund- und Gegenkörper und/ oder eines Zwischenmediums sein, die sich gegenüber ihren ursprünglichen Materialeigenschaften unterscheiden.
- Fluidreibung, viskose Reibung: Die Wirkflächen der Reibpartner sind durch ein flüssiges oder gasförmiges Zwischenmedium vollständig voneinander getrennt. Die Trennung erfolgt durch statischen oder dynamischen Druckaufbau. Die viskose Reibung ist proportional zur Viskosität des Zwischenmediums.
- Mischreibung: Es liegen sowohl Fluid- als auch Grenzreibungsanteile nebeneinander vor.

2.2.2.1. Reibungszustände und -mechanismen

Die Stribeck-Kurve in Abbildung 2.3 zeigt die verschiedenen Reibungszustände eines hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlagers. Das Lager durchläuft vom Anfahren bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl die Zustände der Grenzreibung, Mischreibung und Fluidreibung. Der jeweilige Zustand wird durch den Reibungskoeffizienten μ in Abhängigkeit von der dimensionslosen Gümbel-Hersey-Zahl² ([HSJ94], [MR12]) angegeben:

$$G = \frac{\eta \omega}{p} \quad (2.1)$$

Die Stribeck-Kurve ist ein Maß für den hydrodynamischen Druckaufbau und wird auch außerhalb der Gleitlagertechnik zur Darstellung der Reibungszustände geschmierter Gleitkontakte verwendet. Die nachfolgende Beschreibung des typischen Kurvenverlaufes erfolgt am Beispiel eines Radialgleitlagers: Der Anlauf des

² Im Zusammenhang mit Gleitlagern findet häufig die Bezeichnung Herseyzahl Anwendung, wohingegen Gümbelzahl im Zusammenhang mit der Dichtungs-tribologie üblich ist und daher auch im Folgenden gebraucht wird.

Lagers aus dem Stillstand und der Betrieb bei sehr geringer Gleitgeschwindigkeit sind durch Grenzreibung geprägt. Wird die Drehzahl gesteigert, tragen elasto-hydrodynamische und hydrodynamische Effekte zunehmend dazu bei, dass es zur partiellen Trennung der Rauheitserhebungen kommt und ein Teil der Reibung durch Fluidscherung übertragen wird. In diesem Zustand der Mischreibung verschiebt sich bei weiter steigender Drehzahl das Verhältnis von der Grenz- zur Fluidreibung unter kontinuierlicher Abnahme des Reibungskoeffizienten. Das Reibungsminimum tritt kurz vor dem Erreichen des Ausklinkpunktes bzw. dem Übergang in die reine Fluidreibung auf. Hier überschreitet die Filmhöhe h die Summe der Oberflächenrauheiten der Lagerwirkflächen, so dass diese vollständig durch einen tragenden Schmierfilm getrennt werden. Die Filmhöhe im Ausklinkpunkt wird auch als kritische Schmierfilmdicke h_{krit} bezeichnet. Erst nach einem deutlichen Überschreiten von h_{krit} ist der Dauerbetriebspunkt eines Gleitlagers erreicht, bei dem Lagerschale und Wellenzapfen durch makroskopische Hydrodynamik permanent voneinander getrennt sind, so dass Vollschmierung vorliegt.

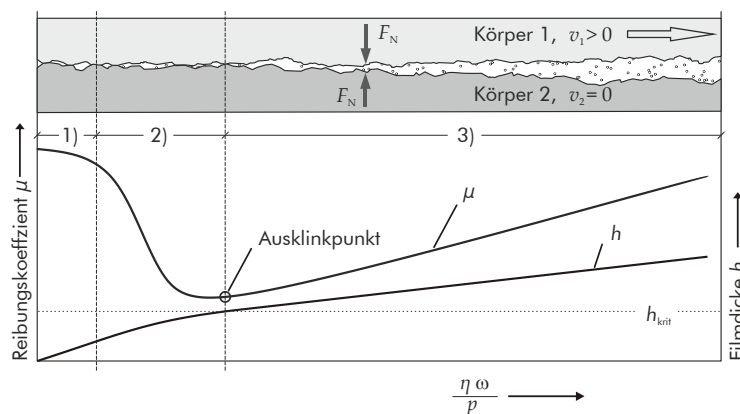


Abbildung 2.3: Stribeck-Kurve eines einhydrodynamisch geschmierten Gleitlagers, Bereich: 1 - Grenzreibung, 2 - Mischreibung, 3 - Fluidreibung

Der Zustand der Vollschmierung wird nicht nur in der Gleitlagertechnik für möglichst verschleißfreien Betrieb angestrebt, sondern auch bei unterschiedlichen Typen dynamischer Dichtungen, wie bspw. Radialwellendichtringen (RWDR) und Gleitringdichtungen (GLRD). Zur Beurteilung der Reibungszustände sind daher in der Dichtungstechnik Abwandlungen der Stribeck-Kurve üblich. Hierbei bleibt jedoch zu beachten, dass insbesondere bei konformen, weichelastischen Dichtkontakten Mikrohydrodynamik und Elastohydrodynamik gegenüber einer makroskopischen Hydrody-

namik überwiegen können und ein Reibungsminimum nicht zwangsläufig den Übergang in die reine Fluidreibung darstellt.

Die Festkörperreibung ungeschmierter Kontakte kann vereinfacht anhand der Arbeiten von *da Vinci*, *Amontons* und *Coulomb* erklärt werden, auf denen die drei empirischen Annahmen/ Gesetzmäßigkeiten zur makroskopischen trockenen Reibung beruhen:

- *Reibung und Normalkraft sind zueinander proportional.*
- *Reibung ist unabhängig von der Kontaktfläche.*
- *Gleitreibung ist unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit.*

Auf zwei im Kontakt stehende Festkörper (Abbildung 2.4), die sich mit der Gleitgeschwindigkeit v in Relativbewegung zueinander befinden, wirkt die Festkörperreibungskraft $F_{R\text{ fest}}$. Sie ist proportional zur Normalkraft F_N , mit der die Oberflächen der Körper aufeinander gepresst werden. Die Proportionalität zwischen Normal- und Reibkraft wird durch den Reibungskoeffizienten μ_{fest} wiedergegeben, der eine Maßzahl für die individuellen Eigenschaften des vorliegenden, ungeschmierten Reibkontaktes ist:

$$F_{R\text{ fest}} = \mu_{\text{fest}} \cdot F_N \quad (2.2)$$

Bei genauer Betrachtung findet die Übertragung der Normalkraft nicht vollflächig, sondern an den sich berührenden Rauheitserhebungen statt, die dadurch deformiert werden. Die Deformationen bilden mikroskopische, lokale Berührflächen, die aufsummiert die reale Kontaktfläche A_r bilden. Die Anzahl der lokalen Berührflächen verhält sich proportional zur Normalkraft, wohingegen die Flächen der einzelnen Kontakte nahezu identisch bleiben. Die reale Kontaktfläche ist um ein vielfaches kleiner als die nominelle Kontaktfläche A mit den Kantenlängen a und b . Das Verhältnis beträgt nach *Deters* $A_r = 10^{-1} \dots 10^{-4} \cdot A$ [Det18], so dass die reale Pressung um ein vielfaches größer ist als die nominelle.

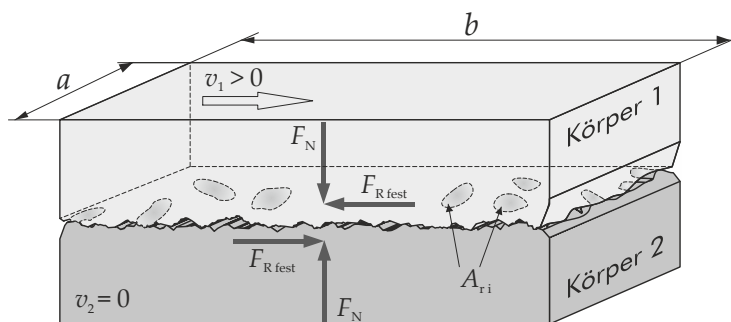


Abbildung 2.4: Festkörperreibung zweier relativbewegter Körper

Die Wechselwirkungen zwischen sich berührenden Kontaktflächen beruhen auf atomar-molekularen und mechanischen Vorgängen, bei denen sich eine Unterteilung in 4 grundlegende Reibungsmechanismen ergibt (Abbildung 2.5).

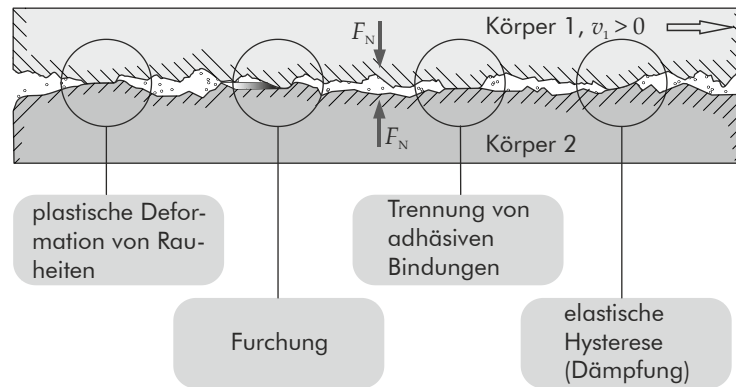


Abbildung 2.5: Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise, nach [Det18]

Zwischen sich eng annähernden Oberflächen bilden sich auf atomarer und molekularer Ebene adhäsive Bindungen aus. Werden diese Bindungen aufgetrennt bzw. die daraus resultierenden Kräfte unter einer Relativbewegung überwunden, spricht man von adhäsiver Reibung. Mechanische Vorgänge sind Furchungen sowie plastische und elastische Deformationen, die auf innerer Reibung beruhen. Hierbei sind plastische Deformation und Furchung die Folge von irreversiblen Materialverschiebungen zwischen sich berührenden Rauheiten. Die Reibungskraft F_R ist die Summe der adhäsiven und der deformationsbedingten Reibungskraft:

$$F_R = F_{adh} + F_{def} \quad (2.3)$$

2.2.2.2. Verschleiß

Aus der Reibungsbeanspruchung eines Körpers resultiert Verschleiß, der sich als Materialverlust aus den Oberflächen der beteiligten Körper äußert. Die *GfT* unterscheidet in [DFS02] vier grundlegende Verschleißmechanismen (Abbildung 2.6):

- Oberflächenzerrüttung,
- Abrasion,
- Adhäsion und
- tribochemische Reaktionen.

Diese Mechanismen treten vorrangig bei unzureichender Schmierung und folglich mangelnder Schmierfilmbildung in Erscheinung. Bei rein viskoser Reibung liegt eine vollständige Trennung beider Körper vor, so dass dieser Reibungszustand als verschleißfrei angesehen werden kann. Eine Ausnahme stellt der Verschleiß durch Erosion dar, die bspw. durch Dampfkavitation oder in einer Strömung mitgeführte Partikel ausgelöst werden [CH15].

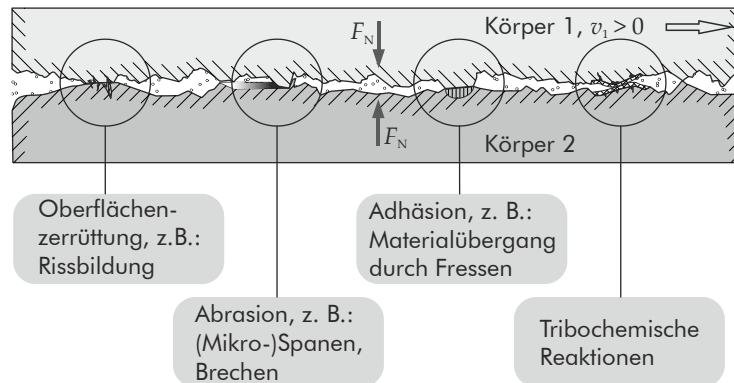






Abbildung 2.6: Grundlegende Verschleißmechanismen bei mikroskopischer Betrachtung, nach [Det18]

2.2.2.3. Beschreibung der Oberflächenbeschaffenheit

Die Reibungs- und Verschleißmechanismen verdeutlichen, dass die Erfassung und Beschreibung der Oberflächenbeschaffenheit der Reibpartner im Hinblick auf tribologische Eigenschaften eine entscheidende Rolle spielt. Makro- und Mikrostrukturen können je nach Ausprägung verschleißfördernd/ -mindernd, reibungserhöhend/ -reduzierend wirken.

DIN 4760 [DIN82] definiert ein Ordnungssystem, das die Gestaltabweichungen von einer idealen Oberfläche in ein System von sechs Kategorien unterteilt (Tabelle 1). Formabweichungen und Welligkeiten gehören hiernach einer makroskopischen Größenordnung an. Rauheiten weisen hingegen mikroskopische Dimensionen auf. Abweichungen der 2. bis 4. Ordnung sind aus tribologischer Sicht besonders relevant, da sie die Wirkflächenwechselwirkungen beeinflussen und auch hydrodynamische Effekte unterstützen. Die quantitative Ermittlung von Gestaltabweichungen der 2. bis 4. Ordnung geschieht durch Mess- und Auswertungsverfahren wie das Tastschnittverfahren. Verschiedene genormte Kenngrößen werden unterschieden. Zu den Rauheitskenngrößen zählen nach DIN EN ISO 4287 [DIN10] der arithmetische Mittenrauwert R_a und die gemittelte Rautiefe R_z . Sie sind als Maß für die Definition von Oberflächengüten in der Fertigung und Fertigungskontrolle verbreitet.

Tabelle 1: Ordnungssystem für Gestaltabweichungen, nach DIN 4760 [DIN82]

	1. Ordnung - Formabweichungen Geradheits-, Ebenheits-, Rundheitsabweichungen
	2. Ordnung - Welligkeit Wellen
	3. Ordnung - Rauheit Rillen
	4. Ordnung - Rauheit Riefen, Schuppen, Kuppen
nicht darstellbar	5. Ordnung - Rauheit Gefügestruktur
nicht darstellbar	6. Ordnung Gitteraufbau des Werkstoffes

Die Aussagekraft dieser Größen hinsichtlich tribologischer Eigenschaften ist jedoch begrenzt³. Geeigneter zur Beschreibung sind die Kenngrößen R_k , R_{vk} und R_{pk} der Materialanteilkurve, welche nach DIN EN ISO 13565-1/ -2 ([DIN97a], [DIN97c]) die prozentuale Materialverteilung M_r entlang einer Schnittlinie im Rauheitsprofil wiedergibt. Die Kernrautiefe R_k steht für die Tiefe des Rauheitskernprofils, die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} für die mittlere Höhe der herausragenden Spitzen über dem Kernprofil und die reduzierte Riefentiefe R_{vk} für die mittlere Tiefe der Profiltäler unterhalb des Kernprofils. Die Summe dieser Kenngrößen wird in der vorliegenden Arbeit als Rauheitsprofilhöhe $h_{R, Pr}$ bezeichnet (vgl. Anhang 10).

R_k kann zur Beurteilung der Tragfähigkeit bzw. Belastbarkeit und R_{pk} zur Beschreibung der abrasiven Eigenschaften einer Oberfläche herangezogen werden (vgl. bspw. [Neu02], [Rai06]). Um hohe Tragfähigkeit und geringe abrasive Wirkung zu gewährleisten, sollten beide Werte klein ausfallen. Mit einem hohen Wert für R_{vk} ist hingegen eine gute Schmierstoffaufnahme der Oberfläche zu erwarten, so dass Schmierstoffzufuhr und -aufnahme den Tribokontakt entlasten (vgl. bspw. [LSB03]).

³ Flitney berichtet in [Fli09] von der Notwendigkeit erweiterter, anwendungsbezogener Oberflächenbeschreibung in der Dichtungstribologie und verweist u. a. auf Raidt, der in [Rai06] die Kenngrößen der Materialanteilkurve zur Beurteilung tribologischer Eigenschaften der GLF von Stangendichtungen betrachtet. Weitere Arbeiten hierzu sind bspw.: [Per98] - Korrelationsbetrachtung zwischen 3-dimensionalen Oberflächenkenngrößen und tribologischen Eigenschaften von Kfz-Synchronisierungen; [Neu02] - Betrachtung der Grenzen von und Anforderungen an bestehende und neue, insbesondere optische Messmethoden zur Oberflächenbeschreibung. [LSB03] - 3-dimensionale Beschreibung der Oberflächenqualität im Tribokontakt von Zylinder- und Kolbenring.

2.2.3. Schmierung und Rheologie

Um Reibung und Verschleiß zu reduzieren, werden Schmierstoffe eingesetzt. Als Zwischenmedium im Tribokontakt fördern sie den Aufbau trennender Schichten zwischen den Wirkflächen der beteiligten Körper und sorgen für Wärmetransport sowie den Transport von Verschmutzungen und Verschleißrückständen. Anforderungen an Getriebeöle sind eine gutes Temperatur- und Druckverhalten sowie eine hohe Scher- und Alterungsstabilität. Darüber hinaus muss der Schmierstoff mit anderen Komponenten, wie bspw. Dichtungswerkstoffen kompatibel sein. [Lau09]

2.2.3.1. Viskosität

Wesentliche rheologische Eigenschaft eines flüssigen Schmierstoffs ist die Viskosität. Sie ist ein Maß für die innere Reibung des Stoffs durch Scherbeanspruchung. Zur Beschreibung der Viskosität werden zwei parallel bewegte Platten mit einem zwischen ihnen haftenden Schmierstoff betrachtet (Abbildung 2.7). Durch die Bewegung wird das viskose Fluid geschert und es bildet sich unter der Annahme, dass $a, b \gg h$ und laminarer Strömung in Bewegungsrichtung vorliegt das Geschwindigkeitsprofil $v(z)$ aus.

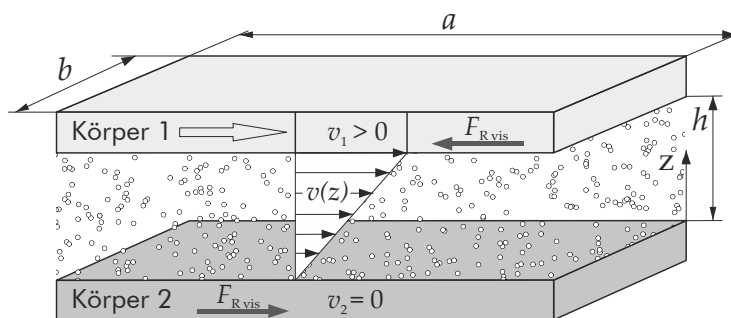


Abbildung 2.7: Viskose Reibung zwischen zwei Körpern durch ein newton'sches Fluid

Der Bewegung wirkt die viskose Reibkraft $F_{R\text{ vis}}$ entgegen. Sie ist abhängig von der Geschwindigkeit v , der Reibfläche A der Spalthöhe z und der dynamischen Viskosität η :

$$F_{R\text{ vis}} = \eta \frac{dv}{dz} A \quad (2.4)$$

Im Schmierstoff herrscht die Schubspannung τ :

$$\tau = \frac{F_{R\text{ vis}}}{A} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.5)$$

mit der Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$:

$$\dot{\gamma} = \frac{dv}{dz} \quad (2.6)$$

Für Mineralöle kann vereinfacht newton'sches Fluidverhalten angenommen werden. Die Viskosität ist unabhängig von der Scherbeanspruchung. Der Quotient aus Schubspannung τ und Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ ergibt dann die dynamische Viskosität η :

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (2.7)$$

Die Kennzeichnung der Viskositätsklassen flüssiger Industrielubrierungsmittel ist in DIN EN ISO 3448 [DIN92] festgelegt. Sie erfolgt durch Angabe der kinematischen Viskosität ν bei 40 °C. Sie beschreibt das Verhältnis der dynamischen Viskosität zur Dichte des Schmierstoffes ρ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.8)$$

Die Viskosität von Schmierölen ist stark temperaturabhängig. In Kfz-Getrieben unterliegen die Schmierstoffe neben thermischen Beanspruchungen durch die Umgebung vor allem den betriebsbedingten hohen Temperaturgradienten. Vom Kaltstart bis zum Dauerbetrieb reicht der typische Einsatzbereich von ca. -40 °C bis 160 °C. Im normalen Dauerbetrieb liegen im Ölsumpf von Kfz-Getrieben nach *Naunheimer* und *Bertsche* [NBL07] Temperaturen zwischen 60 °C und 90 °C vor. Übermäßige Belastung kann zum Anstieg auf bis zu 110 °C und lokal, in besonders beanspruchten Bereichen auf bis zu 160 °C führen. Für die Auswahl geeigneter Schmierstoffe ist daher die Kenntnis über das Viskositäts-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten) von großer Bedeutung. Ein empirischer Ansatz zur Berechnung des VT-Verhaltens newton'scher Mineralöle ist in DIN 51563 nach *Ubbelohde-Walther* definiert:

$$\lg(\lg(\nu_X + 0,8)) = \lg(\lg(\nu_M + 0,8)) - m \cdot \lg\left(\frac{T_X}{T_M}\right) \quad (2.9)$$

Aus zwei bei unterschiedlichen Temperaturen ermittelten Viskositäten wird grafisch oder rechnerisch die Richtungskonstante m , die sogenannte Steigung der VT-Gerade, bestimmt. Mit einem aus Messungen bekannten Wertepaar T_M, ν_M wird das unbekannte Wertepaar T_X, ν_X bestimmt. [DIN11]

Druck- und Scherbeanspruchung können die Viskosität beeinflussen. Das sogenannte Viskositäts-Druck-Verhalten (VP-Verhalten) tritt bei Schmierölen in hochbelasteten, kontraformen Kontakten mit Pressungen von mehreren GPa in Erscheinung und führt dort zum lokalen Anstieg der Viskosität. Verändert sich die Viskosität in Abhängigkeit von der Scherung liegt Strukturviskosität vor. Dieses nicht-newton'sche Verhalten existiert auch bei Schmierölen ist jedoch gegenüber Schmierfetten vergleichsweise gering ausgeprägt und im Wesentlichen durch Additive auf Polymerbasis wie Reibwert- oder VI-Verbesserer geprägt. Für die hier betrachtete Anwendung ist daher die Annahme einer druck- und scherunabhängigen Viskosität ausreichend.

2.2.3.2. Hydrodynamische Schmierung

Hydrodynamische Schmierung bezeichnet die Bildung eines lasttragenden Schmierfilms zwischen zwei Wirkflächen. Die Tragfähigkeit resultiert aus den Viskositätseigenschaften des Schmierstoffs sowie der Relativbewegung und keilförmigen Kontaktgeometrie der Wirkflächen (Abbildung 2.8). Die Flächen bilden einen in Gleitrichtung konvergierenden Spalt, in den durch Wandhaftung Schmierstoff gefördert wird und dort einen positiven Druckaufbau bewirkt, so dass eine Kraft F_N getragen werden kann. Zwischen den Flächen bildet sich ein trennender Schmierfilm.

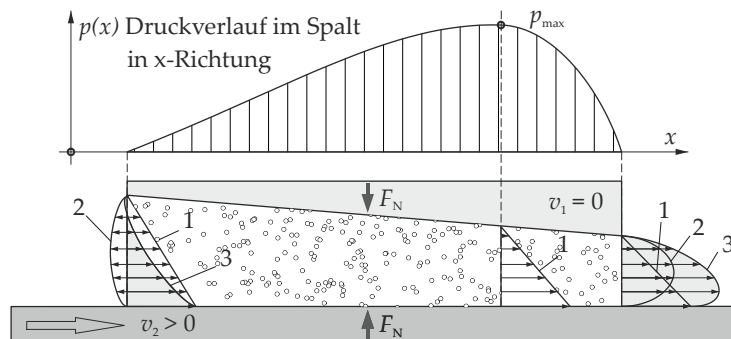


Abbildung 2.8: Hydrodynamischer Druckaufbau am Keilspalt: 1 - Schleppströmung, 2 - Druckströmung, 3 - resultierende Gesamtströmung, nach [Det18]

Bei RWDR bilden sich bereits bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten im Dichtkontakt keilförmige Spalte entlang elastisch deformierter Rauheitserhebungen. Es kommt zum Schmierfilmaufbau durch sogenannte Mikroelastohydrodynamik (vgl. bspw. [Wen16]), während bei GLRD vorrangig makroskopische Welligkeiten zur Keilspalt-/ Schmierfilmbildung beitragen (vgl. bspw. [Leb91]).

Darüber hinaus werden Kontaktflächen auch gezielt strukturiert, um hydrodynamische Schmierung zu erzeugen. Je nach Strukturform kann zwischen uni- und bidirektionaler Wirkrichtung (vgl. Abbildung 2.14) unterschieden werden. Bidirektional wirksame Strukturen sind symmetrisch gestaltet, so dass der hydrodynamische Druckaufbau unabhängig von der Anströmungsrichtung ist. Die Struktur ist dadurch jedoch weniger effizient als eine unidirektionale mit richtungsabhängiger, hydrodynamischer Wirkweise. Die Ursache hierfür zeigt Abbildung 2.9 am Beispiel einer vertikal gespiegelten Rayleigh-Stufe mit den Bereichen 1 und 2.

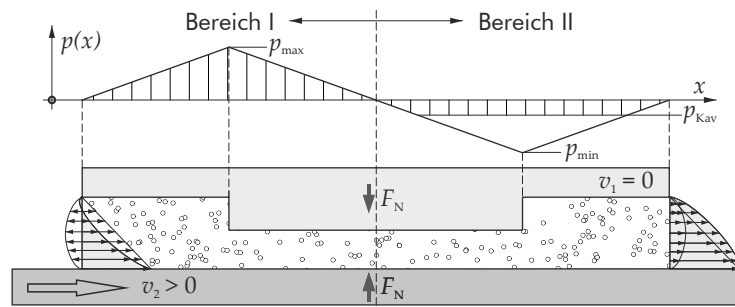


Abbildung 2.9: Schematischer Druckaufbau an einer 2D-Rayleigh-Stufe, nach [KB17]; [Leb87]

Die Anströmung der Querschnittsreduzierung in Bereich I führt zu einem Druckaufbau mit dem Maximum p_{\max} an der vorderen Stufenkante. Im weiteren Verlauf folgt im engen Spalt eine Druckabnahme, die ihr theoretisches Minimum p_{\min} an der Querschnittsaufweitung der hinteren erreicht. Die Druckbilanz wäre unter dieser theoretischen Annahme ausgeglichen und hydrodynamisch nicht tragend. Da die Flüssigkeit jedoch keinen Unterdruck übertragen kann, kommt es zur sogenannten Gaskavitation⁴, bei der sich gasgefüllte Blasen bzw. Hohlräume bilden⁵. Die Ursache sind in der Flüssigkeit gelöste Gase, die bei Unterschreiten des Sättigungsdruckes austreten⁶. Er liegt für Mineralöle geringfügig unterhalb des Atmosphärendruckes p_0 . Im Kavitationsbereich ist der minimale Druck auf den Sättigungsdruck, in diesem Zusammen-

⁴ Gaskavitation ist in verschiedenen flüssigkeitsgeschmierten Gleitkontakten ein bekanntes Phänomen und wurde bspw. 1982 an Radialgleitlagern von *Jacobson* und *Hamrock* in [JH82] optisch untersucht. Optische Grundlagenuntersuchungen zur Entstehung von Gaskavitation und zum Einfluss von Strukturen in axialen Gleitkontakten beschreiben bspw. *Zhang et al.* in [ZM12] und *Bai et al.* in [BMZ16].

⁵ In Folge lokaler Druckminima kann zudem Dampfkavitation auftreten. Hierbei geht das Fluid in die gasförmige Dampfphase über.

⁶ Unter Atmosphärendruck beträgt der Anteil adsorbierter Luft in Mineralöl im gesättigten Zustand bis zu 9 Volumenprozent. [MR12].

hang auch als Kavitationsdruck p_{Kav} bezeichnet, begrenzt, so dass sich im Spalt eine positive Druckbilanz ergibt. Gaskavitation trägt somit zum Druckaufbau entlang symmetrischer Strukturelemente bei und muss dementsprechend auch in numerischen Ansätzen berücksichtigt werden, um positive Druckbilanzen zu erzielen.

Strukturen in Tribokontakten können Reibung sowohl reduzieren als auch erhöhen. Ersteres erfolgt bspw. durch hydrodynamisch und -statisch wirksame Strukturen, die den Schmierstoffzutritt in den Kontakt und den Schmierfilmaufbau unterstützen⁷. Strukturen, die den Schmierstoff aus dem Reibkontakt verstärkt abtransportieren, werden hingegen zur Reibungserhöhung in Frikktionssystemen genutzt⁸. In der Dichtungstechnik werden neben reibungsreduzierenden zudem leakagehemmende Strukturen⁹ eingesetzt, die auch außerhalb tribologisch beanspruchter Bereiche zu finden sind. Neben experimentellen Untersuchungen zum Einfluss makro- und mikrostrukturierter Tribokontakte existiert in der jüngeren Vergangenheit eine stark gestiegene Anzahl numerischer Ansätze zur Beschreibung hydrodynamischer Effekte in axialen und radialen Gleitkontakten von Dichtungen und Lagerungen¹⁰.

2.2.4. Polymertribologie

Aufgrund günstiger tribologischer Eigenschaften, die durch den Zusatz von Schmier- und Verstärkungsfüllstoffen gezielt beeinflusst werden können, finden Polymere vermehrt Einsatz in Tribonanwendungen. Entscheidend hat dazu die Entwicklung der Hochleistungspolymere mit erhöhter thermischer und mechanischer Beständigkeit beigetragen. Sie ermöglichen den Einsatz in hochbeanspruchten Bereichen und können dort metallische Werkstoffe ersetzen. Durch Gewichtersparnis sowie kostengünstige Fertigungsverfahren wie bspw. das Spritzgießen bei Thermoplasten sind diese Werkstoffe für die Automobilindustrie besonders attraktiv und werden dort unter anderem für Lager oder Dichtungen eingesetzt. Im Vergleich zu rein metallischen Tribopaarungen wird das erheblich weichere Polymer bei Metall-Polymer-Kontakten wesentlich stärker durch das äußere Belastungskollektiv und die Wechselwirkungen beansprucht. Das Triboverhalten ist weitaus komplexer

⁷ Hydrostatische und -dynamische Entlastungen an GLRD (vgl. Abschnitt 2.3.3) und REDR (vgl. Abschnitt 2.4.3); Rauheitsstrukturen (vgl. Abschnitt 2.2.2).

⁸ Frikktionssysteme in Umschlingungsgetrieben wie bspw. in [Mac16] oder Synchronisierungen bspw. in [Per98].

⁹ Entwicklung und Untersuchung reibungs- und leakage-reduzierender Strukturen für GLRD wurden bspw. von *Neumann et al.* in [NFS15] und von *Tokunaga et al.* [TIO11] beschrieben.

¹⁰ Einen detaillierten Überblick zu Modellierungsansätzen und Ergebnissen der vergangenen Jahrzehnte bis zur Gegenwart geben *Gropper et al.* in [GWH16].

und folgt in nur sehr wenigen Fällen und meist sehr eingeschränkten Bereichen klar definierten Modellvorstellungen.

Auch für Polymere kann die reine Festkörperreibung nach Gleichung (2.3) vereinfacht in einen Adhäsions- und Deformationsanteil unterteilt werden. Die lokale Deformationskomponente ist bei der Polymerreibung überwiegend durch elastische Hystereseverluste geprägt [Bar10]. Die Verlusthöhe wird im Wesentlichen durch die Materialeigenschaften des weicheren Polymers bestimmt, welches die größere Deformation erfährt. Der Betrag des Adhäsionsanteils ergibt sich aus den adhäsiven Bindungseigenschaften der Materialpaarung und der realen Kontaktfläche, die wiederum das Resultat von Oberflächendeformationen sind [MK18], [TSV89]. Mit zusätzlicher Schmierung und zunehmender Rauheit des härteren Kontaktpartners verliert jedoch der adhäsive Anteil an Einfluss und die Reibung wird hauptsächlich durch viskoelastisches Deformationsverhalten bestimmt [Erh80].

Viskoelastische Werkstoffe weisen viskose und elastische Deformationseigenschaften auf, aus denen ein Deformationsverhalten resultiert, das vom Spannungs-/ Dehnungsbetrag und dessen zeitlicher Änderung abhängt. Eine getrennte Betrachtung elastischer und viskoser Anteile vereinfacht die Herleitung mechanisch-rheologischer Modelle:

Bei rein elastischem Verhalten ist die Dehnung vollständig reversibel und kann durch ein hook'sches Federelement beschrieben werden. Für dessen linear-elastisches Verhalten gilt unter der Dehnung $\varepsilon(t)$:

$$\sigma(t) = E \cdot \varepsilon(t). \quad (2.10)$$

Der viskose Anteil steht für die innere Reibung/ Dämpfung und führt zu einer verlustbehafteten und zeitabhängigen Deformation. Analog zu Gleichung (2.5) gilt für linear-viskoses Verhalten

$$\sigma(t) = \eta \frac{d\varepsilon}{dt}. \quad (2.11)$$

Durch die Kombination linearer Feder- und Dämpferelemente kann das Deformationsverhalten durch mechanische Ersatzmodelle beschrieben werden. Das Burgers-Modell (Abbildung 2.10) beschreibt und veranschaulicht qualitativ das zeitliche viskoelastische Verhalten unter Einwirken konstanter Spannung oder Dehnung. Spannungsrelaxation, Kriechen, plastisches Fließen und elastische Deformation als typische Anteile deformationsbedingter Reibungskomponenten von Polymeren werden treffend wiedergegeben. [KMN14], [UW85]

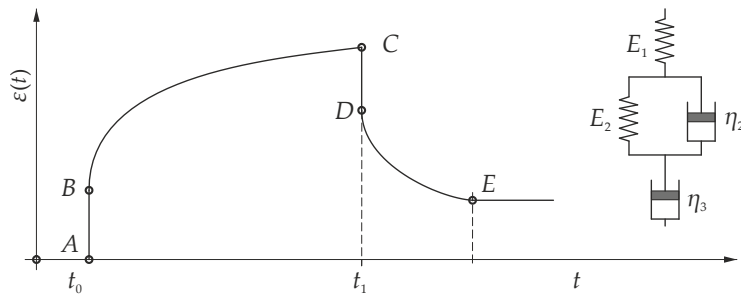


Abbildung 2.10: Verlauf der Dehnung $\varepsilon(t)$ am Burgers-Modell: AB - Aufbringen einer konstanten Last und Auslenken von E_1 zum Zeitpunkt t_0 ; BC - reversibles Kriechen η_2 & E_2 und plastisches Fließen η_3 ; CD - Entlastung E_1 und elastisches Rückstellen zum Zeitpunkt t_1 ; DE - Rückstellen von η_2 & E_2 mit plastischer Deformation an η_3 ; nach [KMN14]

Die Beschreibung der nachfolgenden Einflussgrößen bezieht sich auf den ungeschmierten, trockenen Reibkontakt thermoplastischer Werkstoffe. Sie ist nicht allgemeingültig, sondern gibt vielmehr einen Einblick in die komplexen Wechselwirkungen der Polymertribologie. Zudem unterliegen die einzelnen Einflussgrößen starken Wechselwirkungen, die vorrangig auf thermische Effekte zurückzuführen sind. [FS13], [MK09], [MPG15], [Pop15], [UW85]

Temperatur: Die Eigenschaften thermoplastischer Werkstoffe sind stark temperaturabhängig, so dass die meisten tribologischen Eigenschaften der Polymere durch thermische Prozesse beeinflusst werden. Sowohl äußerer Temperatureinfluss als auch lokale Reibungserwärmung im Kontakt, die durch niedrige Wärmeleitfähigkeit stärker als bei metallischen Komponenten in Erscheinung tritt, beeinflussen das Tribosystem. Eine markante Grenze stellt die Glasübergangstemperatur T_g dar, unterhalb derer Thermoplaste harte-lastisch und oberhalb weichelastisch vorliegen. Durch Erwärmung kommt es bis zum Erreichen von T_g zu einer Reibungszunahme, wobei die deformationsbedingte elastische Reibungskomponente überwiegt. Das Reibungsmaximum wird im Bereich von T_g durch das Maximum an innerer Dämpfung sowie großer Kontaktflächenzunahme erreicht. Über T_g hinaus überwiegen adhäsive Anteile, Kriechen und Fließen nehmen zu, wobei die Reibung geringfügig abnimmt.

Gleitgeschwindigkeit: Wird die Erwärmung des Kontaktbereiches durch Reibung zunächst vernachlässigt, so würden bei geringen Geschwindigkeiten und hohem Kontaktdruck viskose Anteile das Reibungsverhalten dominieren, während mit zunehmender Geschwindigkeit elastische Anteile hinzukommen und Letztere schließlich im hohen Geschwindigkeitsbereich überwiegen. Da jedoch mit hohen Gleitgeschwindigkeiten eine nicht unerhebliche

lokale Erwärmung im Kontakt verbunden ist, nehmen bei Temperaturen oberhalb von T_g die viskosen Anteile erneut zu, womit häufig auch eine stärkere Abhängigkeit der Reibung von der Gleitgeschwindigkeit verbunden ist und elastische Anteile gemindert werden. Durch Überlagerung der Effekte ergibt sich oberhalb von T_g mit steigender Gleitgeschwindigkeit meist eine geringe Abnahme der Reibung, während unterhalb ein Anstieg des Reibungskoeffizienten zu erwarten ist. Eine klare Differenzierung thermischer und rein geschwindigkeitsabhängiger Effekte ist in der Regel schwierig.

Normalkraft: Bei statischen Kontaktbedingungen wird unter Steigerung der Normalkraft eine endliche Anzahl an Kontakten gebildet, so dass sich im Vergleich zu Metall-Metall-Kontakten unter identischen Bedingungen erhöhte reale Kontaktflächen ausbilden, die ohne weiteres an die Größenordnung der nominellen Kontaktfläche heranreichen können. Hinzu kommt, dass die reale Kontaktfläche bei Erreichen von T_g meist sprunghaft zunimmt. Das führt unter anderem bei Relativbewegung im Kontakt dazu, dass die Reibungskraft nicht bzw. nur für sehr kleine Normalkraftbereiche linear mit der Normalkraft zusammenhängt und folglich Gleichung (2.2) für die Polymertribologie nicht gültig ist.

Der pv -Wert, das Produkt aus Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit, wird häufig als Beurteilungskriterium für die Grenzbelastbarkeit von Tribosystemen angegeben. Als Folge der komplexen Wechselwirkungen, insbesondere aufgrund der dominierenden thermischen Einflüsse, ist dieser Wert in der Polymertribologie in der Regel keine konstante Größe, weshalb zur Bestimmung von Einsatzgrenzen pv -Kurven gegenüber Einzelwerten bevorzugt werden sollten. Wobei auch hier Einflüsse wie der Verschleiß und Reibleistung unberücksichtigt bleiben. [BHS91], [Rog77], [UW85]

2.3. Dichtungstechnik

In Abbildung 2.11 ist schematisch das Grundprinzip der Abdichtung dargestellt. Durch die Dichtung wird der Fluidaustausch zwischen zwei aneinander angrenzenden Räumen verhindert oder begrenzt. Die Räume werden durch benachbarte Maschinenelemente gebildet, zwischen denen die Dichtung als Barriere für die Fluide wirkt. Der Bereich zwischen Maschinenelement 2 und der Dichtung wird als Dichtkontakt bzw. Dichtspalt und die Oberfläche des Maschinenelements 2 im Bereich des Dichtkontaktes als Gegenfläche bezeichnet. Die Funktion der Dichtung bleibt auch dann erfüllt, wenn sich Gegenfläche und Dichtung in Relativbewegung zu-

einander befinden. Der relativbewegte Dichtkontakt ist durch dynamische Effekte und Dichtungsreibung geprägt.

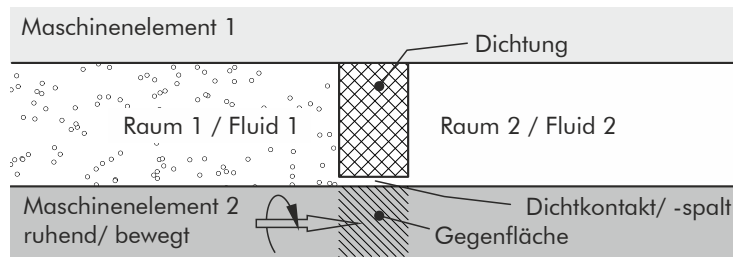


Abbildung 2.11: Grundprinzip der Abdichtung, nach [Mül90]

2.3.1. Einteilung der Dichtungen

Dichtungen werden anhand verschiedener Merkmale unterteilt. Wesentliches Merkmal ist die Relativbewegung im Dichtkontakt. Hiernach wird zwischen

- statischer oder
- dynamischer

Dichtung unterschieden. Befinden sich Dichtung und Gegenfläche relativ zueinander in Ruhe, liegt eine statische Dichtung vor. Erfolgt eine Relativbewegung, handelt es sich um eine dynamische Dichtung. Zudem wird zwischen

- berührenden oder
- berührungslosen

Dichtungen unterschieden. Sind Gegenfläche und Dichtung permanent durch einen festen Spalt getrennt, liegt eine berührungslose Dichtung vor, während eine berührende Dichtung einen geschlossenen Dichtkontakt aufweist (vgl. Abschnitt 2.3.3).

Das Wirkprinzip einer Dichtung kann in aktiv und passiv unterteilt werden (Abbildung 2.12). Eine passive Wirkung liegt unter anderem bei Labyrinth- und Spaltdichtungen vor. Die Strömung des abzudichtenden Fluids entlang des Druckgefälles im Spalt wird durch Umlenkung und kleine Querschnitte gedrosselt. Wird hingegen der Druckströmung durch aktives Pumpen/ Fördern entgegengewirkt, handelt es sich um ein aktives Wirkprinzip, welches bspw. durch Relativbewegungen im Dichtsystem herbeigeführt werden kann. Hierzu zählen unter anderem Gewindewellendichtungen, die bei Rotation gewindeähnlicher Strukturen im Dichtspalt eine Schlepplströmung erzeugen und so eine aktive Rückförderung des abzudichtenden Fluids bewirken.

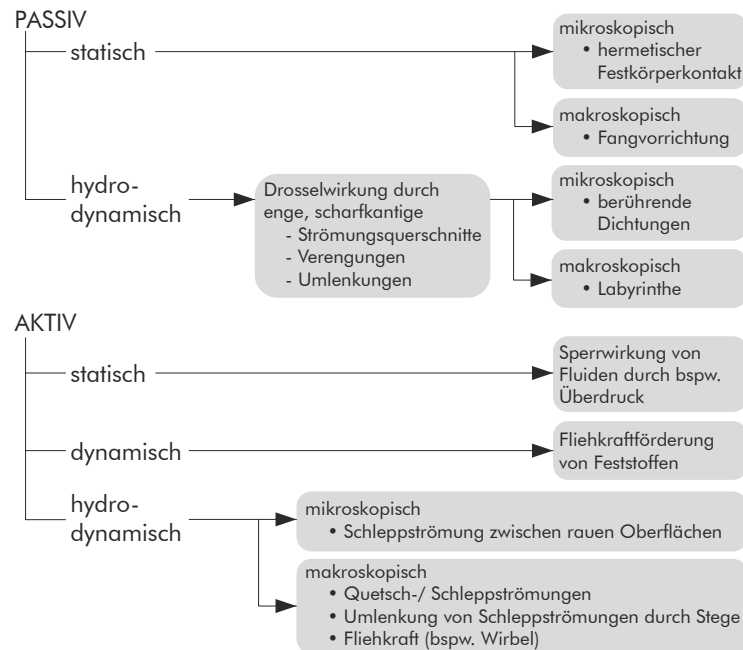


Abbildung 2.12: Wirkprinzipien von Dichtungen, nach [Pol18]

2.3.2. Dichtwirkung und Leckage

Als Leckage wird der Teil des abzudichtenden Mediums bezeichnet, der durch den Dichtkontakt/ -spalt den abzudichteten Raum verlässt. Wie groß die zulässige Leckage sein darf bzw. ob ein System als dicht und oder undicht gilt, hängt von den Anforderungen der betrachteten Anwendung, deren Umgebung und der Gefahr ab, die vom abzudichtenden Medium ausgeht. Eine vollständige Dichtigkeit wird in der Regel nicht erreicht, so dass die austretende Menge als Maßstab zur Beurteilung der Dichtwirkung und -qualität eines Dichtsystems angesehen werden kann. Vom Abtropfen bis hin zum kontinuierlichen Abfließen geringer Mengen kann Leckage auftreten. RWDR gelten bspw. als technisch dicht, wenn sich auf der Dichtungsaußenseite lediglich ein dünner Flüssigkeitsmeniskus bildet, ein Abtropfen jedoch ausbleibt. [Mül90]

Müller unterscheidet drei Formen der Dichtkontaktleckage:

- Diffusions-Leckage findet auf molekularer Ebene statt, so dass selbst durch engste Spalten und Poren von umgebenden Festkörpern kurz- oder langfristig Leckage auftritt.
- Konvektive Leckage ist der Transport von mikroskopischen Fluidbestandteilen durch Luftströme, die beispielsweise durch Spaltdichtungen hindurch auftreten können.

- Druckströmung durch den Dichtspalt entsteht durch die Druckdifferenz zwischen den abzudichtenden Räumen und betrifft sowohl gasförmige als auch flüssige Medien. Sie stellt die häufigste Ursache von Leckagen dar.

Größere Leckagemengen können zudem durch ergänzende Abdichtung oder Leckagerückführung reduziert werden. Solche Maßnahmen fordern jedoch Bauraum und sind nicht universell einsetzbar. Für kleinbauende Dichtstellen sind daher leckagehemmende sowie aktive Rückförderstrukturen im oder nahe dem Dichtkontakt eine mögliche Lösung (vgl. [TIO11], [NFS15]).

2.3.3. Berührende dynamische Dichtungen

Die Abdichtung bewegter Maschinenelemente erfolgt unter anderem durch berührende, dynamische Dichtungen. Die Bezeichnung als berührend ist dabei genau genommen nicht korrekt, da ein berührender, vollständig geschlossener Dichtkontakt nur im Stillstand vorliegt. Bei Relativbewegung stellt sich durch hydrodynamischen Druckaufbau ein dynamischer Dichtspalt von meist wenigen Mikrometern ein, welcher aufgrund seiner reibungs- und verschleißreduzierenden Wirkung ein wichtiger Funktionsmechanismus dynamischer Dichtungen wie bspw. RWDR und GLRD ist. Weitere wesentliche Merkmale und Eigenschaften berührender, dynamischer Dichtungen werden nachfolgend aufgrund der Analogie zur Abdichtung mit REDR am Beispiel einer GLRD erläutert¹¹.

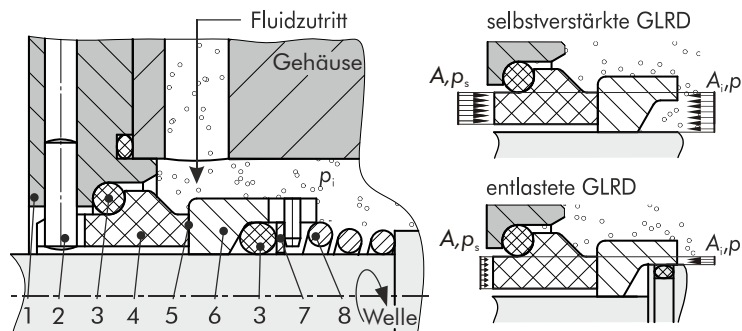


Abbildung 2.13: Aufbau und Druckverhältnisse einer GLRD, nach [Pol18]: 1 - Deckel, 2 - Verdrehsicherung, 3 - Nebenabdichtung, 4 - Gegenring, 5 - Dichtkontakt, 6 - Gleitring, 7 - Stützblech, 8 - Feder

Gleitringdichtungen (Abbildung 2.13) bestehen aus einem mit der Welle rotierenden Gleitring, der axial beweglich ist und einem Gegenring. Zwischen Beiden liegt axial zur Wellenachse der Dicht-

¹¹ Weiterführendes Fachwissen zur allgemeinen Dichtungstechnik ist bspw. in [MN98], [Fli14] und [Sch81] zu finden.

kontakt. Meist werden keramische oder metallische Werkstoffe gepaart mit Ringen aus Kohlegraphit eingesetzt, die eine hohe thermische Resistenz und Verschleißfestigkeit aufweisen. Die Ringe sind gegenüber dem jeweiligen Ringträger gegen Verdrehen gesichert. Die Nebenabdichtungen sind hier mit O-Ringen ausgeführt. Die axiale Beweglichkeit des Gleitrings erfordert eine meist federvorge-spannte Anpressung im Dichtkontakt, die gerade so dimensioniert ist, dass im Stillstand und ohne Systemdruck ein Aufklaffen des Kontaktes verhindert wird und Reibung und Verschleiß dennoch minimal bleiben. Im Dichtkontakt erfolgt eine zusätzliche Anpressung durch den Systemdruck, so dass ein selbstverstärkendes Dichtprinzip vorliegt. Das Verhältnis der druckbelasteten Fläche A_i zur Kontaktfläche A dient bei GLRD auch als Auslegungsgröße und wird als Belastungs-/ Flächenverhältnis k bezeichnet:

$$k = \frac{A_i}{A} \quad (2.12)$$

Mit $k \geq 1$ ist der hydraulisch bewirkte Anteil der Kontaktpres-sung größer als der abzudichtende Druck, so dass eine selbstver-stärkende Dichtwirkung vorliegt. Ist $k < 1$ liegt eine entlastete GLRD vor, wodurch thermische Belastung, Reibung und Verschleiß redu-ziert, jedoch das Aufklaffen des Kontaktes riskiert werden. Für k werden daher Werte zwischen 0,55 und 0,9 [Pol18] empfohlen.

Zur Kontaktentlastung tragen maßgeblich Hydrostatik durch radiales Druckgefälle im Spalt und Hydrodynamik durch Schlepp-strömung in Gleitrichtung entlang makroskopischer Unebenheiten/ Welligkeiten und Rauheiten der Kontaktflächen bei. Elastohydrody-namik spielt bei GLRD eine untergeordnete Rolle [Leb91]. Es ist zudem gängige Praxis die hydrostatische und -dynamische Spalt- und Schmierfilmbildung durch gezielt eingebrachte Strukturen zu unterstützen (Abbildung 2.14). Bedingt durch das radiale Druckge-fälle im Dichtspalt und mangels natürlichem Rückfördermecha-nismus wie bei einem RWDR (vgl. Anhang 1) kommt es im Spalt zu einer Fluidströmung, so dass bei hohen Druckdifferenzen eine Tropf-leckage entstehen kann.

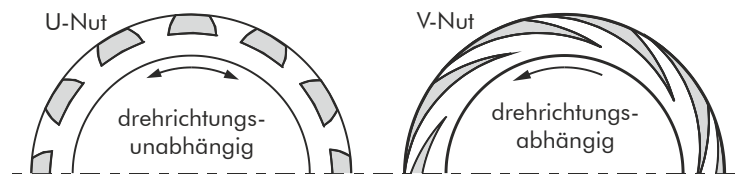


Abbildung 2.14: Strukturen zur dynamischen Spaltbildung gasgeschmierter GLRD, nach [Feo97]

Zur Beschreibung des Funktions- und Betriebsverhaltens dynamischer Dichtungen kann zwischen Ein-, Ausgangs- und Systemgrößen unterschieden werden. Letztere beschreiben die Eigenschaften der beteiligten Komponenten wie Fluide oder Maschinenelemente. Als Ein-/ Ausgangsgrößen werden die von außen einwirkenden und die am System als Reaktion auf innere Wechselwirkungen messbaren Größen bezeichnet. Maßgebend für das Gesamt-systemverhalten ist das Kollektiv aus Eingangs-, System- und Ausgangsgrößen. Einen Überblick gibt Abbildung 2.15.

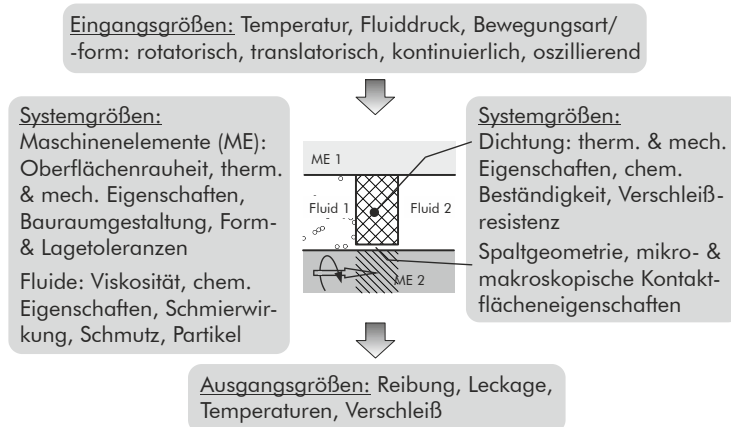


Abbildung 2.15: Funktionelle Größen von Dichtsystemen

Der Wirkungsgrad berührender, dynamischer Dichtungen kann im Wesentlichen anhand der Dichtgüte und der Dichtungsreibung gemessen werden. Beide stehen jedoch durch die dynamische Spaltbildung in Wechselwirkung, die bei gleichzeitiger Forderung nach Leckage- und Reibungsreduktion zu einem Konflikt führt.

Die Dichtungsreibung wird maßgebend durch den Schmierzustand im Dichtkontakt beeinflusst. Liegt hydrodynamische Schmierung vor, bildet das abzudichtende Fluid im Kontakt einen tragenden Schmierfilm, der mit zunehmender Höhe einerseits Reibung und Verschleiß reduziert, andererseits auch Prinzipbedingt die Leckage erhöht. Eine kleine Schmierfilmhöhe bewirkt demgegenüber geringere Leckage, ist jedoch aufgrund eines höheren Anteils an Mischreibung durch erhöhte Reibungsverluste und Verschleiß geprägt. Die Wirkungsgradoptimierung ist daher in einer Vielzahl von Anwendungen ein Kompromiss aus Schmierung und Dichtgüte, der abhängig von den Anforderungen am Einsatzort der Dichtung ist. Lösungsansätze wie Strukturen zur dynamischen Spaltbildung, grenzreibungsoptimierte Werkstoffe oder eine geeignete Schmierstoffauswahl sind daher an das Dichtsystem individuell anzupassen und setzen genaue Kenntnisse zu den Vorgängen im Dichtkontakt voraus.

2.4. Rechteckdichtringe in Kfz-Drehdurchführungen

Analog zur GLRD liegt auch bei REDR ein axialer Hauptdichtkontakt vor. Die Kontaktpressung erfolgt beim REDR durch das Druckmedium. Eine Federvorspannung ist nicht vorhanden, so dass eine selbstverstärkende Dichtwirkung mit $k > 1$ erforderlich ist, um ein Aufklaffen der Hauptkontaktflanken durch eine ausreichende Kontaktpressung zu verhindern (Abbildung 2.16). Der REDR ist zudem ein einteiliges Dichtelement, so dass die Gegenauflflächen durch die jeweils angrenzende Komponente gebildet werden. An der zylindrischen Gehäusemantelfläche erfolgt die Nebenabdichtung. Die Hauptabdichtung erfolgt zwischen Welle und REDR. Die gesamte Abdichtung ist dadurch deutlich kompakter und kostengünstiger als eine GLRD ausführbar und erfüllt damit die Hauptanforderungen für Drehdurchführungen in Kfz-Getrieben.

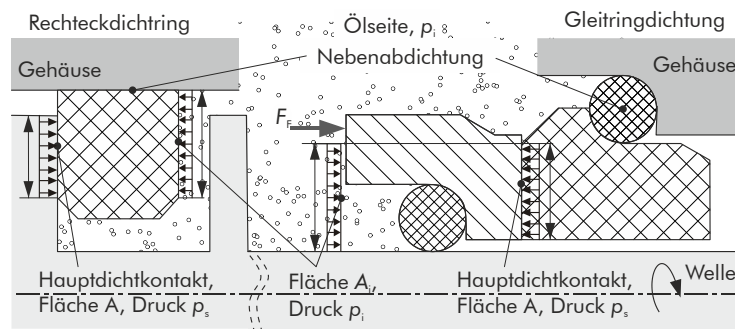


Abbildung 2.16: Abdichtung mittels GLRD und REDR (REDR zur Verdeutlichung vergrößert dargestellt)

2.4.1. Bauraum, Montage und Werkstoffe

Bauraum und Montage sind denen eines Kolbenrings ähnlich. Der REDR besteht aus einem Kreisring mit annähernd rechteckigem Querschnitt, der zur Montage in der Wellennut aufgeweitet wird. Hierfür ist eine Öffnung auf dem Umfang, die sogenannte Stoßstelle, vorgesehen (Abbildung 2.17).

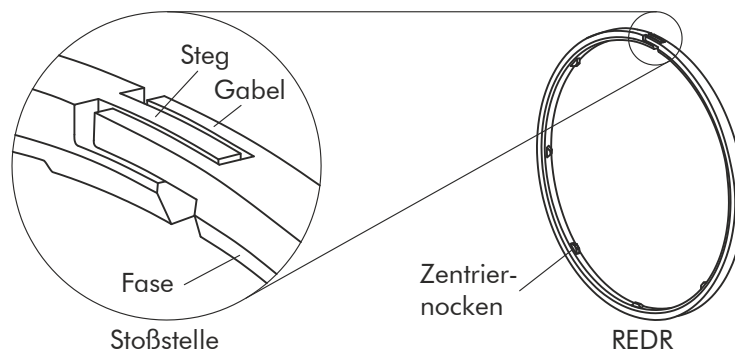


Abbildung 2.17: Rechteckdichtring REDR mit Doppel-T-Stoß

Prinzipbedingt bildet ein Stumpfstoß (Abbildung 2.18) wie bspw. auch bei Kolbenringen üblich einen direkten Leckagepfad von der druckbeaufschlagten Ölseite zum Getriebeinnenraum. Aufgrund hoher Druckgradienten stellt die Stoßleckage den größten Teil der Gesamtleckage dar, die durch den Einfluss von Fertigungstoleranzen sowie werkstoffspezifischen und betriebsbedingten Einflüssen großen Streuungen unterliegt. Durch spezielle Stoßgeometrien sind die Leckageraten jedoch gut kontrollierbar, so dass Forderungen von 50 bis 100 g/min oder weniger erfüllt werden können. Gegenüber der Stoßleckage ist die Spaltleckage entlang des Mantel- und Flankendichtkontaktes mit einem Anteil von ca. 2 % vernachlässigbar gering (vgl [Pfl11]).

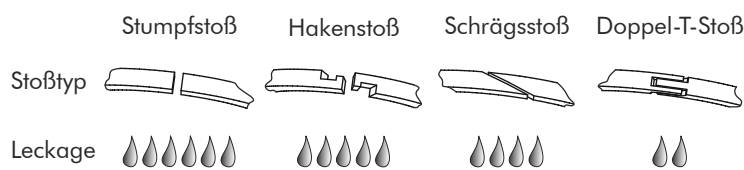


Abbildung 2.18: Ausführungen verschiedener Stoßgeometrien am REDR und qualitative Leckage, nach [Sch81]; [Gro06]; [Pfl11]

Während in den Anfängen der Entwicklung REDR aus Grauguss üblich waren (vgl. [Dre67], [Rog77]), wurden mit Beginn der 90er Jahre verstärkt Polymere, wie Polyetheretherketon (PEEK), Polyamidimid (PAI), Polyimid (PI) oder Polytetrafluorethylen (PTFE) erprobt (vgl. bspw. [KS91], [CMv98], [NSY03], [Ber05], [Gro06]). Gegenüber metallischen Werkstoffen sind die Kunststoffe durch die Zugabe von Füllstoffen hinsichtlich Reibung und Verschleiß einfach modifizierbar und zeigen mit einzelnen Ausnahmen dennoch hohe mechanische, thermische und chemische Beständigkeit. Thermoplastische Compounds wie PEEK und PAI können zudem im Spritzguss verarbeitet werden, so dass in einem Fertigungsschritt auch komplexe Stoßgeometrien wie der Doppel-T-Stoß hergestellt werden können.

Die Nutgestaltung für REDR folgt hersteller- und anwenderspezifischen Angaben, einheitliche Normen existieren nicht¹². Üblich sind gedrehte oder geschliffene Nuten. Die dichtende Kontaktflanke sollte in der Regel eine Oberflächengüte von $3\pm 1 \mu\text{m Rz}$ nicht überschreiten, wobei spezielle Werkstoffkombinationen auch deutlich abweichende Werte zulassen (bspw. $Ra = 2 \mu\text{m}$ in Kombination mit PI-REDR [Vim02]). Für die Form- und Lageabweichungen der Nut gelten die Allgmeintoleranzen.

¹² Die Nutgestaltung für Grauguss-REDR orientiert sich teilweise noch an der 2001 zurückgezogenen DIN 34118 [DIN80] in [OF08].

2.4.2. Funktionsmechanismen von REDR

Abbildung 2.19 zeigt den Querschnitt eines außerspannenden REDR wie er in Kfz-Getrieben (wie DCT, CVT) eingesetzt wird¹³. An den hydraulisch belasteten Flächen A_{iM} und A_{iF} steht der Systemdruck p_i an und ergibt für den jeweiligen Dichtkontakt die spaltschließenden Kräfte F_{iM} und F_{iF} :

$$F_{iF/M} = p_i \cdot A_{iF/M} \quad (2.13)$$

Die spaltschließenden Kräfte bewirken in den Dichtkontakten mit den Kontaktflächen A_M und A_F jeweils die Kontaktpressung p_{sM} und p_{sF} . Das Belastungsverhältnis

$$k_{F/M} = \frac{A_{iF/M}}{A_{F/M}} \quad (2.14)$$

ist im Nebendichtkontakt mit $k_M < 1$ entlastet und im Hauptdichtkontakt mit $k_F > 1$ selbstverstärkend. Die tragenden Druckanteile im Dichtkontakt, die bezogen auf die Kontaktflächen $A_{F/M}$ als Spaltkräfte $F_{sF/M}$ im Gleichgewicht mit den spaltschließenden Kräften $F_{iF/M}$ stehen, werden nachfolgend anhand des Flankendichtkontaktes erläutert.

Unter der Annahme, dass im Kontakt Mischreibung vorliegt, setzt sich der Spaltdruck p_{sF} an der Flanke aus den Anteilen von

- Festkörperkontaktdruck p_{KF} ,
- hydrostatischem Druck $p_{statF} = K_{SpF} \cdot p_i$ und
- hydrodynamischem Druck p_{dynF} zusammen

$$p_{sF} = p_{KF} + K_{SpF} \cdot p_i + p_{dynF} = p_i \cdot \frac{A_{iF}}{A_F} \quad (2.15)$$

Der hydrodynamische Druck tritt als Folge von Schlepplströmung in Umfangsrichtung an tangentialen Spaltverengungen auf. Er bewirkt eine gleitgeschwindigkeitsabhängige, tragende Druckkomponente (vgl. Abschnitt 2.2.3). Der Festkörperkontaktdruck p_{KF} und der Abbau des hydrostatischen Drucks von p_i auf p_U radial entlang des Dichtkontaktes sind von der Spaltform (Abbildung 2.19) abhängig. Der mittlere hydrostatische Spaltdruck kann analog zur Theorie von Gleitringdichtungen [Leb91] durch den Spaltform-

¹³ Radiale Vorspannkraft, Zentripetal- und Reibkräfte durch Rotation und oszillierende Bewegungen an Mantel und Flanke werden nicht berücksichtigt. Weiterführend sei hierzu auf [Gro06] verwiesen.

bzw. K-Faktor K_{spF} approximiert werden. Für einen stabilen Betrieb sollte sich ein konvergenter Spaltverlauf im Kontakt einstellen, $K_{spF} \rightarrow 1$. So wird dieser hydrostatisch entlastet und ausreichend mit Fluid zur Schmierung, Kühlung sowie hydrodynamischem Druckaufbau versorgt. Ein vollständiges Aufklaffen des Kontaktes, wie von divergierenden Spaltformen bekannt, wird vermieden.

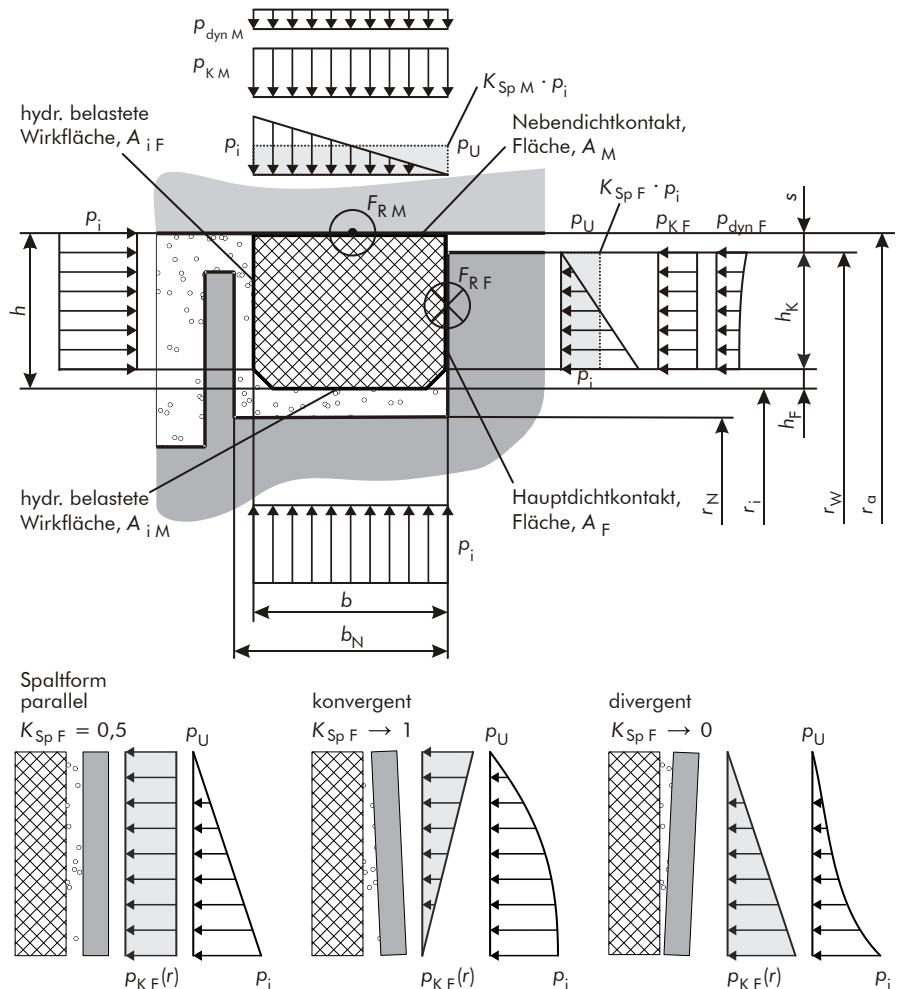


Abbildung 2.19: Druckverhältnisse und Spaltform an einem Rechteckdichtring, nach [Gro06]

Anhand von Bauteilversuchen und numerischen Analysen stellt Gronitzki [Gro06] fest, dass die Ausbildung eines konvergenten Spaltverlaufes bei REDR aus Polymerwerkstoffen dadurch begünstigt wird, dass der Dichtring druck- und temperaturbedingt deformiert wird (vgl. Abbildung 2.20), so dass bei Polymer-REDR ein konvergenter Spaltverlauf immer sichergestellt ist.

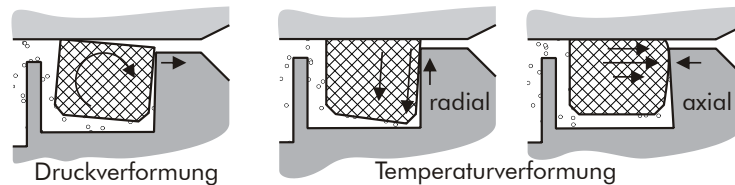


Abbildung 2.20: Druck- und temperaturbedingte Verformungen am REDR und Nutträger, nach [Gro06]

Da REDR keine mechanische Verdrehsicherung besitzen, können Relativbewegungen sowohl an der Flanken- als auch der Mantelfläche auftreten. Um Verschleißbildung an der Mantelfläche zu reduzieren, sollte die Hauptgleitbewegung an der Nutflanke erfolgen. In Anlehnung an *Dressel* [Dre67] empfiehlt *Gronitzki* [Gro06] hierfür eine vergrößerte Dichtringbreite b gegenüber der Dichtringhöhe h . Als Richtwert zur Auslegung sollte ein Verhältnis $b/h > 1,2$ gewählt werden, so dass der Dichtring relativ zum Gehäuse steht. Trotz entsprechender Breiten-Höhenverhältnisse wurde sowohl von *Gronitzki* [Gro06], [GP02] als auch von *Pflüger* [Pfl11] anhand von Bauteiluntersuchungen eine Dichtringrotation von sehr geringer Drehzahl festgestellt. Mittels theoretischer Systemanalyse kommt *Gronitzki* zu dem Schluss, dass diese als Kriechrotation bezeichnete Drehbewegung die Folge einer druck- und drehzahlabhängigen, axialen Dichtringoszillation ist, die aufgrund von Planlaufabweichungen zwischen Nut- und REDR-Flanke auftritt.

2.4.3. Forschungsarbeiten

Erste Grundlagen zur Funktion und Auslegung von Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen aus Gusseisen werden 1967 von *Dressel* [Dre67] und 1977 von *Rogler* [Rog77] erarbeitet.

Dressel empfiehlt zur Abdichtung in Hydraulikanwendungen außerspannende Dichtringe. Um bei dieser Bauform Laufkerben durch Verschleiß im Gehäuse und den Verlust der Dichtwirkung zu vermeiden, sollte das Gleiten laut *Dressel* ausschließlich zwischen Dichtring- und Nutflanke stattfinden. Das Breiten-Höhen-Verhältnis des Dichtringquerschnittes sollte dafür mindestens im Bereich von 1,18 bis 1,3 liegen. Als maßgebend für die Dichtungsleckage gibt *Dressel* die Stoßform an, durch welche mit einem Stumpfstoß bis zu 90 % der Gesamtleckage austritt, welche jedoch durch die Verwendung eines Haken- oder Walzenstoß, reduziert werden kann. Darüber hinaus werden von *Dressel* bereits Dichtringe mit Taschen zur verbesserten Schmierfilmbildung und mit T-förmigem Querschnittsprofil zur hydrostatischen Entlastung, welche eine um 30 % erhöhte Belastbarkeit ermöglichen, untersucht.

Den Erkenntnissen von *Dressel* folgend untersucht *Rogler* außerspannende Dichtringe aus Gusseisen in Kombination mit verschiedenen metallischen Wellenwerkstoffen. Der Fokus seiner Arbeit liegt auf dem Einlaufverhalten sowie den Betriebsgrenzen der untersuchten Werkstoffpaarungen. Mit Hilfe von Verschleißmessungen und Ausfalluntersuchungen ermittelt er Auslegungsdiagramme und kommt zu dem Schluss, dass die Beschreibung von Auslegungsgrenzen durch einen konstanten $p\dot{v}$ -Wert unzureichend ist. Bezüglich des Einlaufverhaltens führen seine Untersuchungen zu der Erkenntnis, dass die ersten Betriebsstunden durch hohe Verschleißraten mit einer Glättung der Reibpartner gekennzeichnet sind und ein langsames Steigern der Belastung in diesem Zeitraum die Ausfallgrenzen hin zu höheren Belastungen verschieben kann. Durch die Messung der Dichtringdrehzahl stellt *Rogler* fest, dass der Dichtring trotz eines Breiten-Höhen-Verhältnisses von $b/h > 1,5$ in nahezu jedem Betriebszustand mit sehr geringer Drehzahl im Gehäuse umläuft. In Verbindung mit Fressverschleiß am Flankenkontakt stellt er sprunghaft hohe Drehzahlanstiege fest.

Die Arbeiten von *Kuroki et al.* [KS91], [KAS92] umfassen die Untersuchung der Leckage und Betriebsfestigkeit von Dichtringen aus ETFE und PTFE. Der Dichtringstoß wird auch hier als Hauptursache für Leckage identifiziert, welche bei Stumpf- und Schrägstoß eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Temperatur zeigt. Die Autoren führen dies auf thermische Längenänderungen und folglich Spaltänderungen am Stoß zurück. Durch den Einsatz von längsorientierten Kohlenstofffasern im ETFE-Dichtring mit Schrägstoß wird eine reduzierte thermische Längenausdehnung erzielt, so dass die Leckage deutlich zurückgeht und weitaus weniger temperaturabhängig ist. Aus Temperaturmessungen nahe dem Dichtkontakt folgern die Autoren, dass ein wesentlicher Beitrag zum Verschleiß nicht-metallischer Dichtringe durch thermische Belastung entsteht. Um diese zu reduzieren setzen die Autoren Schmieraschen mit hydrostatischer Wirkweise ein und erreichen damit eine Verschleiß- und Reibungsreduktion sowie die Steigerung der Belastungsgrenze gegenüber Dichtringen ohne Taschen.

Nakoka et al. [NSY03] setzen erstmalig laser-induzierte Fluoreszenz (LIF) zur Analyse des Dichtkontaktes an PEEK-REDR ein. Sie überprüfen damit die Kontaktverhältnisse eines im Dichtbereich eingebrachten Leckagekanals, durch den abrasive Fremdpartikel aus der Drehdurchführung abgeführt und der Verschleiß an den Aluminiumgegenaufläichen reduziert werden. Ihrer vorausgegangenen Arbeit [NKO01] folgend ist die daraus resultierende Leckageerhöhung tolerierbar, da diese als Maßnahme zur Kühlung des Kontaktbereichs und folglich einer Leistungssteigerung dienlich ist.

Eine umfangreiche Analyse zum Betriebsverhalten von Rechteckdichtringen auf Basis von PEEK und Torlon führt *Gronitzki* [Gro06], [GP07] mittels Bauteilversuchen sowie analytischer und numerischer Betrachtungen durch. Letztere beruhen auf dem von *Lebeck* [Leb04], [Leb05] entwickelten Berechnungsmodell SEALHDLN. Aus den Ergebnissen leitet er Funktionshypothesen ab, welche die Dichtringrotation, die thermisch-mechanische Kontaktdeformation sowie das Reibungsverhalten im Dichtkontakt beschreiben. Darüber hinaus untersucht *Gronitzki* in [GP02] und [Gro06] hydrodynamisch und hydrostatisch wirksame Strukturen und kann durch Letztere eine Reduktion der Reibleistung von bis zu 50 % erzielen. Aus der Arbeit gehen umfangreiche Gestaltungshinweise sowohl für Dichtring- als auch die Bauraumgeometrie hervor.

Pflüger legt den Fokus seinen Arbeiten [PH09], [Pfl11] auf bisher an Rechteckdichtringen wenig untersuchte hydrodynamische Entlastungen, wie sie bereits stichprobenhaft von *Dressel* [Dre67] und *Gronitzki* [Gro06] in Form von Schmiertaschen an REDR untersucht wurden oder in vergleichbaren Tribosystemen eingesetzt werden. Aus Analogiebetrachtungen zu Letzteren, wie bspw. hydrodynamischen Gleitlagern, dynamisch-entlasteten GLRD (vgl. Abbildung 2.14) und RWDR, leitet der Autor Ansätze zur Strukturierung der Dichtkontaktflächen ab. Auf Basis eines Reynoldsansatzes wird numerisch der Einfluss geometrischer Gestaltungsparameter für hydrodynamisch wirksamen Strukturen erarbeitet. Das Ergebnis ist jeweils eine bi- und eine unidirektional wirksame Struktur. Mit Letzterer erzielt der Autor in experimentellen Untersuchungen einen verschleißfreien Dauerbetrieb von 100 h bei einem pv -Wert von 95 MPa m/s, welcher jedoch auf einen konstanten Betriebspunkt mit 10000 1/min beschränkt ist. In Kurzzeitversuchen werden hier pv -Werte von 380 MPa m/s erreicht, während sich mit bidirektional wirksamer Struktur bereits bei 95 MPa m/s Verschleiß einstellt. Wie sich die strukturierten Dichtsysteme bei langandauernder Wechselbelastung mit teils niedrigen Drehzahlen und hohen Drücken verhalten wird nicht betrachtet.

Hydrodynamische Effekte stellen *Gong et al.* in [GLZ15] und [GZC15] fest. Sie untersuchen REDR aus PTFE-, PI- und PEEK-Basismaterial mit unterschiedlichen Fülleranteilen in einem Betriebsbereich von 0,5 bis 2,5 MPa und 50 bis 5000 1/min. Den Autoren folgend stellt sich bei 2 MPa ein stribeck-kurven-förmiger Verlauf des Reibungskoeffizienten ein, den die Autoren auf Hydrodynamik aufgrund von rechteckigen Nuten in der REDR-Kontaktflanke zurückführen. Gestützt wird diese These durch ein analytisch-numerisches Reibungsmodell, das die Autoren nutzen, um zwischen tragendem Festkörper- und Fluiddruck zu unterscheiden. Versuche

mit REDR- unterschiedlicher Rauheit dienen zur Validierung, wobei im Modell und Experiment mit geringer Kontaktflächenrauheit insbesondere im Bereich der Mischreibung reduzierte Reibungskoeffizienten erzielt werden.

In [WYM15], [WST17] analysieren *Watanabe et al.* den Einfluss makroskopischer, hydrodynamisch wirksamer Strukturen in der REDR-Kontaktflanke. Die strukturierten Dichtungen werden experimentell und numerisch mittels Reynoldsansatz mit konventionellen REDR verglichen. Ebenso wird mittels LIF die Schmierfilmdicke im Kontakt bestimmt. Durch die Strukturen kann die Reibung um bis zu 70 % reduziert werden, was die Autoren auf hydrodynamischen Druckaufbau zurückführen. Anhand berechneter und experimentell bestimmter Reibungskoeffizienten und Schmierfilmdicken wird diese Theorie qualitativ bestätigt.

Xue et al. [XWH17a], [XWH17b] betrachten in experimentellen und numerischen Parameterstudien den Einfluss uni- und bidirektionaler Strukturen auf den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau. Zur Beurteilung werden Drehzahlen bestimmt, die den Übergang von der Mischreibung in die Vollschmierung markieren. Für beide Strukturtypen werden optimierte Gestaltungsformen abgeleitet, wobei sich unidirektionale Strukturen als deutlich effizienter erweisen. Begleitend wird ein numerisches Modell validiert, das Mischreibung und Kavitation berücksichtigt. In [XWH17a] wird mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen insbesondere der Kavitationsalgorithmus nach *Elrod* [Elr81] validiert sowie der Einfluss der Kavitation auf die hydrodynamische Entlastung beurteilt.

3 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in Modell- und Bauteilversuche an einer Drehdurchführung. Kontaktflächenpaarungen von modifizierten Gegenläuflächen und Rechteckdichtungen werden untersucht und hinsichtlich Reibungszuständen und -verlusten sowie Verschleiß analysiert.

Nachfolgend werden die experimentelle Ausstattung, die Versuchsobjekte und Versuchsdurchführungen beschrieben. Abschließend werden Untersuchungsergebnisse analysiert und hinsichtlich Optimierungspotential diskutiert.

3.1. Versuchsobjekte

Untersucht wird eine radiale, einkanalige Drehdurchführung mit zwei Dichtstellen. Der Nenndurchmesser beträgt 56 mm. Die Abmaße der Querschnittsgeometrie zeigt Tabelle 2. In Abbildung 3.1 sind exemplarisch eine Prüfwellen des Funktionsprüfstands (vgl. Abschnitt 3.2.1) sowie zwei Rechteckdichtungen dargestellt.



Abbildung 3.1: Rechteckdichtungen und Prüfwellen für Bauteilversuche am Funktionsprüfstand

Tabelle 2: Querschnittsgeometrie der Dichtstelle

Bezeichnung	Zeichen	mm
REDR-Breite	b	2,4
Fasensbreite	b_F	0,3
Nutbreite	b_N	2,6
REDR-Höhe	h	1,9
Fasenshöhe	h_F	0,3
Kontakthöhe	h_K	1,35
REDR-Außenradius	r_a	28,0
REDR-Innenradius	r_i	26,1
Nutgrundradius	r_N	25,3
Wellenradius	r_W	27,75
abdichtender Spalt	s	0,25

3.1.1. Rechteckdichtringe

Die Stoßstelle der REDR ist mit einem Doppel-T-Stoß ausgeführt (vgl. Abschnitt 2.4.1). Die Übergänge von den Flankenflächen zur zylindrischen Innenfläche sind mit $0,3 \times 45^\circ$ -Fasen versehen. Sie erleichtern die Montage und bewirken eine hydrostatische Entlastung, wodurch die spaltschließende Kraft um ca. 15 % reduziert wird. Das Verhältnis von Neben- zu Hauptdichtkontaktfläche A_M/A_F ¹⁴ beträgt 1,82, so dass im Betrieb reines Gleiten an der Kontaktflanke zu erwarten ist. Das radiale Belastungsverhältnis beträgt $k_M = 0,93$, das axiale $k_F = 1,2$. Der radiale Dichtkontakt ist dadurch permanent druckentlastet und der axiale Hauptdichtkontakt selbstverstärkend.

Die Dichtringe bestehen aus gefülltem PEEK, welches der Gruppe der Hochtemperaturthermoplaste angehört. Der Anteil des Füllmaterials beträgt 30 % und besteht zu gleichen Teilen aus Graphit, Kohlenstofffasern und PTFE, wodurch die Eigenschaften für tribologische Anwendungen optimiert sind [VIC14]. Bereits ungefüllt weist der Werkstoff hohe mechanische, thermische und chemische Beständigkeit auf. Darüber hinaus werden Abrieb- und Gleiteigenschaften durch Graphit und PTFE positiv beeinflusst. Graphit erhöht zudem die Wärmeleitfähigkeit [Dom08]. Kohlenstofffasern erhöhen die Steifigkeit und reduzieren die thermische Dehnung. Weitere mechanische und thermische Kennwerte zeigt Tabelle 3.

¹⁴ A_M/A_F wird dem Breiten-Höhenverhältnis b/h vorgezogen, da hierbei der abdichtende Spalt und hydrostatische Entlastungen berücksichtigt werden.

Tabelle 3: Victrex 150FC30 - Werkstoffkennwerte [VIC14]

Bezeichnung	Einheit	Wert
Biegemodul E_f	MPa	12.000
Dichte ρ	kg/dm ³	1,45
Schmelztemperatur T_m	°C	343
Glasübergangstemperatur T_g	°C	143
Wärmeausdehnungskoeffizient α		
Mittel unterhalb T_g	10 ⁻⁶ /K	45
Mittel oberhalb T_g	10 ⁻⁶ /K	110
Wärmeleitfähigkeit λ	W/(mK)	0,85

Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanken werden vor und nach der Versuchsdurchführung im Tastschnittverfahren erfasst (Abbildung 3.2). Die Messungen erfolgen in tangentialer Richtung mit einer Taststrecke von 5,6 mm und werden auf dem Umfang um jeweils 120° versetzt wiederholt. Topografien werden durch radiale, parallel versetzte Mehrfachtastschnitte erstellt. Eine exemplarische Topografie sowie gemittelte Oberflächenkenngrößen¹⁵ der REDR-Kontaktflanken zeigt Abbildung 3.3.

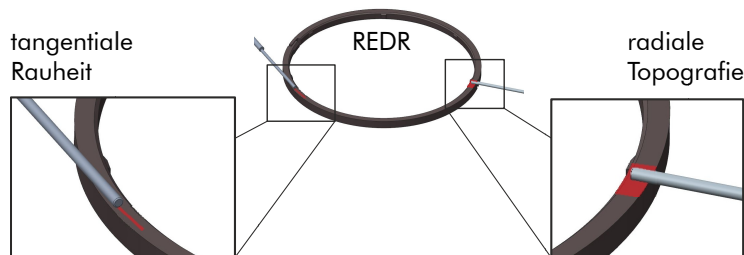


Abbildung 3.2: Tastschnittpositionen der REDR-Kontaktflanke

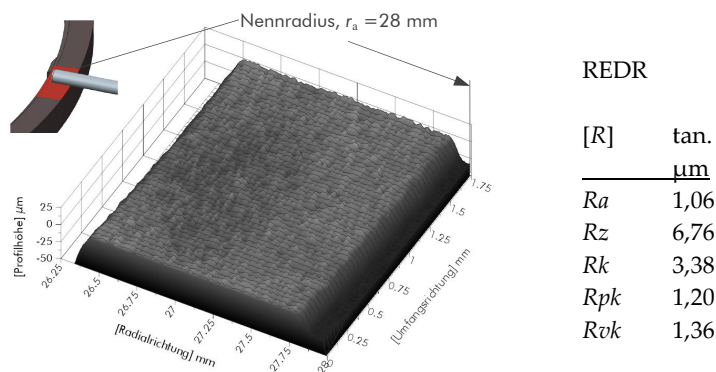


Abbildung 3.3: Topografie und gemittelte Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanken, vor dem Versuch

¹⁵ Zugehörige Messwertspannweiten sind in Anhang 11 angegeben.

In zwei Versuchsreihen (vgl. Abschnitt 3.5) werden Bauteilversuche mit modifizierten REDR durchgeführt. Die Kontaktflanken der REDR werden mittels einer Prägevorrichtung strukturiert (vgl. Anhang 9). Zum Prägen der Taschenstruktur werden Stempel mit je 18 Negativen von 80 µm Höhe genutzt (Abbildung 3.4).

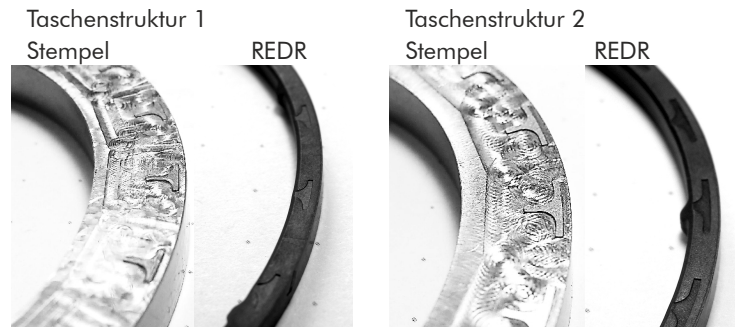


Abbildung 3.4: Prägestempel mit Negativ-Strukturen der Taschen und geprägte REDR-Kontaktflanken

3.1.2. Gegenlaufflächen

Die Flankenscheiben/ Gegenlaufflächen (GLF, Abbildung 3.5) bestehen aus 42CrMo4, einem im Getriebebau üblichen Wellenwerkstoff. Die Scheiben werden auf einen Wert von 58+2 HRC gehärtet und angelassen. Die GLF werden anschließend im Einstich geschliffen oder gedreht. Oberflächenkenngrößen werden mittels Tastschnittverfahren im Kontaktbereich der GLF tangential bzw. radial ermittelt. Kenngrößen, Anzahl an Einzelmessungen und Erfassung der Topografie sind identisch zu denen der REDR. Eine Betrachtung der Messergebnisse erfolgt in Abschnitt 3.4.

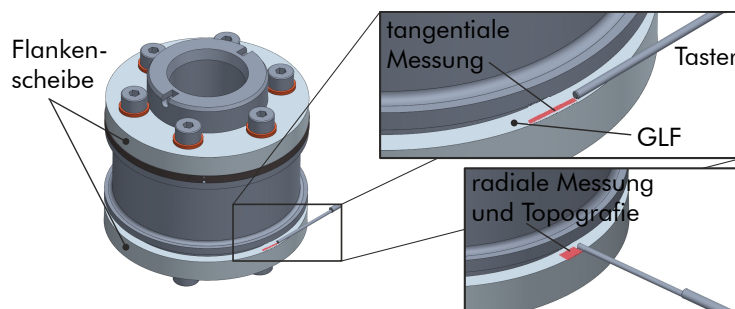


Abbildung 3.5: Tastschnittpositionen an einer GLF der Prüfwellen

Zur Messung der Dichtkontakttemperatur ist in jede Flankenscheibe jeweils ein Thermoelement integriert. Hierbei wird zwischen zwei Messpositionen unterschieden. Zum einen die Messung innerhalb der Flankenscheibe (*TM*, Abbildung 3.6, rechts), das Thermoelement befindet sich innerhalb der Flankenscheibe nahe dem Dichtkontakt. Zum anderen die Messung unmittelbar im Kon-

taktbereich (TM^* , Abbildung 3.6, links). Die Thermoelemente werden hierfür zusammen mit der Gegenauflfläche angeschliffen und bilden eine Ebene mit der Dichtkontaktfläche. Das Messergebnis einer Versuchsreihe wird als gemittelte Kontakttemperatur $TM_{1/2,m}$ bzw. $TM^*_{1/2,m}$ der Dichtkontakte an REDR 1 und 2 angegeben.

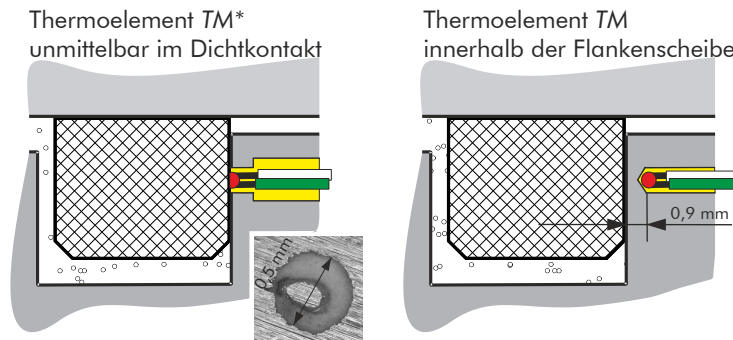


Abbildung 3.6: Temperaturmessstellen der Flankenscheiben/ GLF

3.1.3. Versuchsöl

Für die Versuche wird ein Automatikgetriebeöl (ATF) vom Typ *Shell ATF M 1375.4* eingesetzt. Das mineralische Grundöl ist durch Additivierung an die Anforderungen eines Automatgetriebes angepasst. Im Getriebe sorgt es für die nötige Lager- und Zahnradschmierung sowie den Transport von Reibungswärme. Das Öl dient zudem zum Betrieb der Hydraulikeinheit und der Betätigung der Aktorik. Gegenüber konventionellen Handschaltgetrieben wird das Öl durch hydraulische Leistungsübertragung und Friktionssysteme in Wandler- und Kupplungsbaugruppen zusätzlich erwärmt, was in der Regel eine aktive Kühlung erfordert.

Aufgrund der thermischen Einflüsse kommt dem VT-Verhalten eine große Bedeutung zu. Abbildung 3.7 zeigt die anhand von zwei gemessenen Stützstellen nach Gleichung (2.9) berechnete Temperaturabhängigkeit der kinematischen und dynamischen Viskosität. Ergebnisse einer Ölanalyse sind in Anhang 8 aufgeführt.

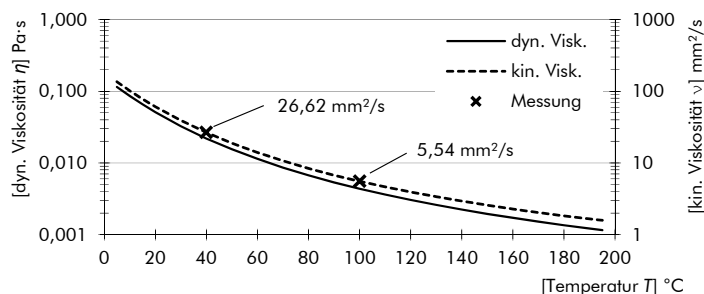


Abbildung 3.7: *ATF M 1375.4* dynamische Viskosität $\eta(T)$, berechnet nach DIN 51563 [DIN11], Stützstellen gemessen nach ASTM D445 [AST17]

3.2. Experimentelle Ausstattung

3.2.1. Funktionsprüfstand

Der Prüfstand¹⁶ ist modular aufgebaut und kann an verschiedene Dichtungstypen und Betriebsbedingungen angepasst werden. Eine Gesamtübersicht zur Antriebseinheit mit Drehmoment- und Temperaturmesstechnik ist in Anhang 2 zu finden. Reibmoment und Wellendrehzahl werden durch eine induktive Drehmomentmesswelle erfasst. Die Lagerung der Prüfspindel (Abbildung 3.8) ist reibungsarm ausgeführt, so dass in Relation zum erwarteten Reibmoment der Dichtungen ein geringer Reibungsverlust auftritt. Mittels Sensortelemetrie werden die Messsignale der Thermolemente der Prüfwellen (vgl. Abbildung 3.6) übertragen. Tabelle 4 gibt einen Überblick zu den Betriebsdaten des Prüfstands.

Tabelle 4: Betriebsdaten des Funktionsprüfstandes

Bezeichnung	Einheit	Wert
Dichtungsinnendurchmesser d	mm	56
Anzahl Zuführungen/ Dichtstellen n	-	1 / 2
Systemdruck p_i	MPa	0...2,5
Prüfdrehzahl n	1/min	0...7500
Versuchs-/ Sumpftemperatur T_0	°C	30...110

Der Prüfkopf (Abbildung 3.8) ist zur Untersuchung einer radialen Zuführung mit zwei Dichtungen, rotierender Welle und stehendem Gehäuse ausgelegt. Zwei REDR liegen in den Nuten der Prüfwellen, die aus einem Nutträger und zwei Flankenscheiben besteht. Die Welle rotiert in einer stehenden Prüfhülse, die in den Außenadapter eingepresst ist. Durch den Prüfkopf werden Druck- und Temperaturöl in den Außenadapter geführt. Der Temperierkreis umströmt die gesamte Drehdurchführung und reguliert die Versuchstemperatur T_0 des Prüfkopfes. Durch den Druckkreis wird das Öl in den Druckraum zwischen Prüfwellen und -hülse gefördert. Beide Kreisläufe sind geregelt temperierbar. Die an den REDR austretende Leckage wird durch den Leckagerücklauf zurück in den Ölkreislauf oder zur Wägevorrichtung transportiert. Hier wird das Öl aufgefangen und mittels Wägezellen die Massezunahme erfasst, was masse- oder zeitgesteuert erfolgt. Bei Letzterer wird nach Ablauf einer definierten Messdauer die absolute Leckagemasse erfasst, während bei der massegesteuerten Messung die Dauer bis zum Erreichen einer definierten Masse ermittelt wird. Dies ist bei hohen

¹⁶ Der Prüfstand entstand im Rahmen der Arbeiten von Gronitzki [Gro06].

Leckageraten von Vorteil, da die Messung nicht durch das Füllvolumen der Messbecher begrenzt wird.

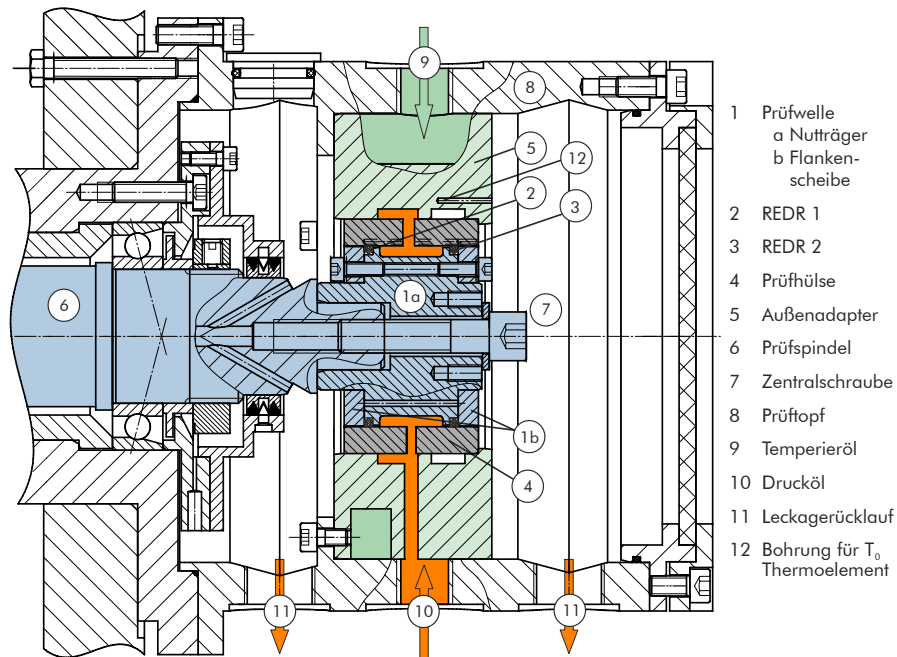


Abbildung 3.8: Detailansicht des Prüfkopfes mit innenrotierender Welle, [Sch17] nach [Gro06]

Die Messung der Gehäuse-/ Sumpftemperatur T_0 erfolgt im Außenadapter nahe der Drehdurchführung (Abbildung 3.8, Position 12). Die Temperaturnehmern $T_{1/2}$ (Abbildung 3.9) befinden sich innerhalb der Prüfhülse¹⁷ jeweils oberhalb der Nebenabdichtung an den zylindrischen Mantelflächen. Die Drucköltemperatur T_3 wird in einer radialen Ölzuführbohrung gemessen.

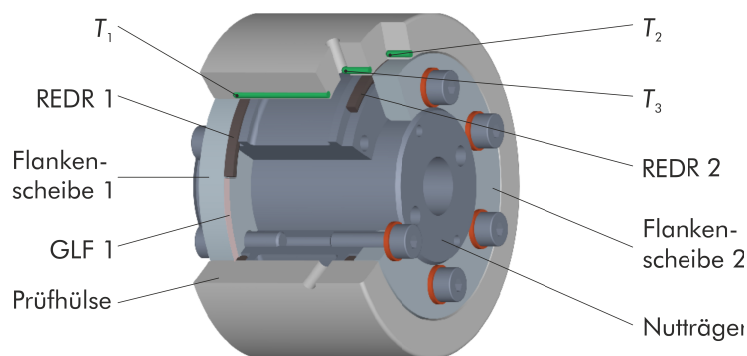


Abbildung 3.9: Drehdurchführung mit Prüfhülse und mehrteiliger Prüfwellen

¹⁷ Die zylindrischen Mantelflächen im Nebendichtkontakt der Prüfhülse sind sowohl am Funktions- als auch am Optikprüfstand fein gedreht (gemittelte Messwerte siehe Anhang 12).

3.2.2. Optisches Tribometer

Die optische Analyse des Dichtkontaktes wird mit einem am IMKT entwickelten Tribometer durchgeführt [Sch17]. Durch eine transparente GLF können in Kombination mit unterschiedlichen Messmethoden Schmierfilmhöhe und Schmierstoffverteilung im Kontaktbereich ermittelt oder das Bewegungsverhalten analysiert werden. (vgl. Abschnitt 3.6).

Der Prüfkopf ist zur Vorderseite hin geöffnet und bildet eine trichterförmige Messkammer, durch die Messtechnik, Sensorik und Beleuchtung eingeführt werden (Abbildung 3.10). Die jeweils verwendete Kamera wird mittels Auflichtmikroskop auf den Messbereich fokussiert. Die Lichtquellen befinden sich außerhalb der Messkammer und sind mittels Lichtwellenleiter an den Messbereich herangeführt. Zur Vermeidung von Reflexionen sind sofern möglich alle Komponenten innerhalb der Messkammer schwarz eloxiert oder brüniert. Die transparente GLF ist als Saphirstufenscheibe ausgeführt, so dass die Querschnittsgeometrie der Dichtstelle exakt nachgebildet wird. Die Kontaktflanke ist feingeschliffen. Schleifstruktur und Oberflächenkenngrößen sind vergleichbar mit denen einer metallischen, im Einstich geschliffenen GLF¹⁸.

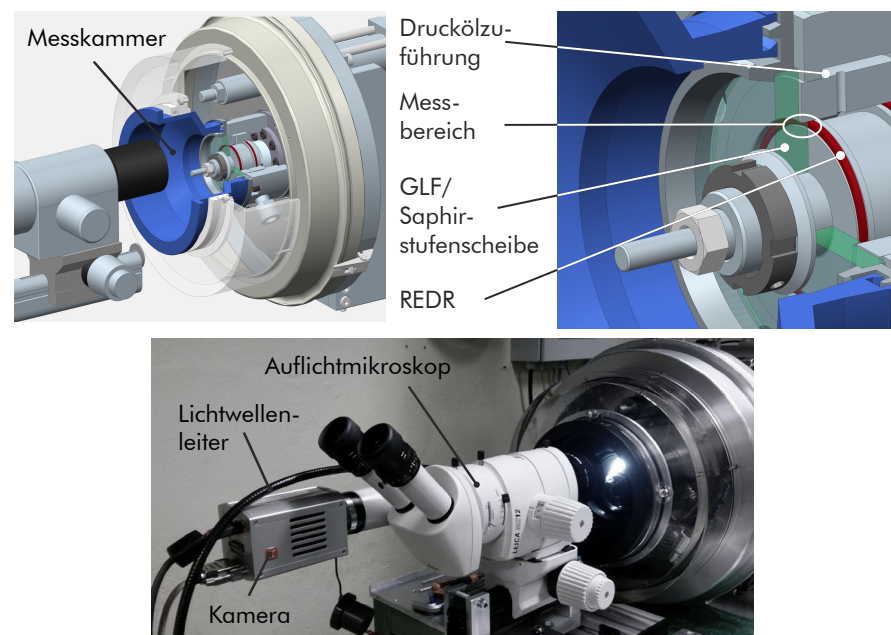


Abbildung 3.10: Optisches Tribometer; Aufbau der Messkammer mit Auflichtmikroskop und CCD-Kamera

¹⁸ Messwerte siehe Anhang 13. Die thermischen Eigenschaften von Saphir sind denen metallischer Werkstoffe ähnlich, so dass der Wärmehaushalt im Kontaktbereich nur geringfügig beeinflusst wird. Eine tabellarische Gegenüberstellung der Eigenschaften von Saphir und 42CrMo4 zeigt Anhang 7.

Tabelle 5: Betriebsdaten des optischen Tribometers

Bezeichnung	Einheit	Wert
Dichtungsnennendurchmesser d	mm	56
Anzahl Zuführungen/ Dichtstellen n	-	1/2
optisch zugängliche Dichtstelle	-	1
Systemdruck p_i	MPa	0...1,0
Prüfdrehzahl n	1/min	0...3000
Versuchs-/ Sumpftemperatur T_0	°C	30...80

3.3. Bauteilversuche - Versuchsparameter und -auswertung

Die Bauteilversuche werden in Versuchsreihen durchgeführt. Eine Reihe besteht aus drei Einzelversuchen, die eine Abfolge von Teilversuchen umfassen. Zu Beginn jeder Versuchsreihe wird ein Leerlaufversuch durchgeführt. Es folgen die Teilversuche Funktionsversuch 1, Dauerlaufversuch und Funktionsversuch 2. Je Einzelversuch wird ein neuer Satz REDR und GLF verwendet. Alle Versuche erfolgen bei einer Sumpftemperatur von $T_0 = 90 \text{ °C}$.

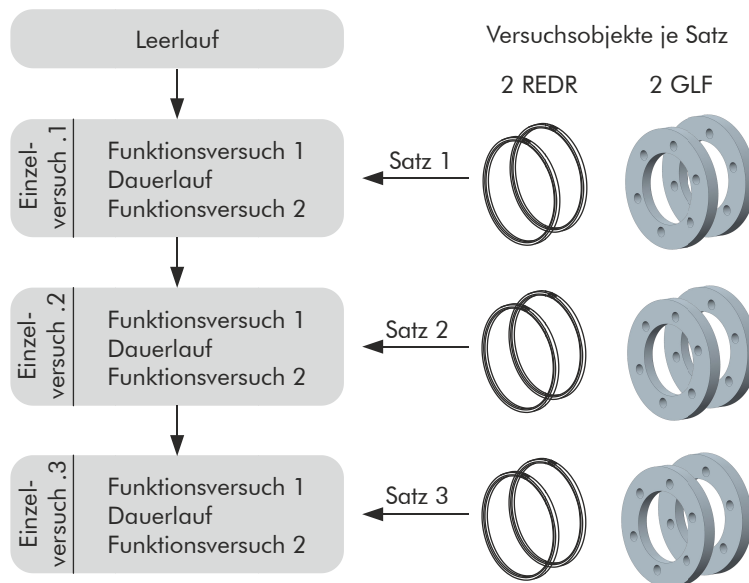


Abbildung 3.11: Abfolge der Einzelversuche einer Versuchsreihe und eingesetzte Versuchsobjekte, nach [Sch17]

Leerlaufversuch: Ein Teil des gemessenen Reibmomentes M_{Rk} wird durch die Wälzlagerung der Hauptspindel verursacht. Dieses sogenannte Leerlaufmoment M_L wird im Versuch ohne Prüfwelle ermittelt, so dass das Reibmoment im Zuge der Auswertung korrigiert werden kann (vgl. Gleichung (3.1)). Versuchsparameter und exemplarische Messwerte sind in Anhang 4 zu finden.

Funktionsversuch: Der Funktionsversuch in Abbildung 3.12 umfasst 36 Laststufen mit einem Druck von 0,5 bis 2,5 MPa und Drehzahlen 0 bis 7500 1/min. Jede Laststufe wird für die Dauer von 270 Sekunden gehalten. Währenddessen werden Temperaturen, Reibmoment und Drehzahl kontinuierlich erfasst und zum Ende jeder Laststufe die Leckage gemessen. Bei ausgewählten Versuchsreihen wird ein erweiterter Funktionsversuch mit 50 Laststufen durchgeführt (vgl. Anhang 5). Die zusätzlichen Stufen liegen in einem Druckbereich von 0,1 bis 0,5 MPa und einem Drehzahlbereich von 100 bis 1500 1/min. Sie dienen zum Abgleich mit Modellversuchen am optischen Tribometer (Abschnitt 3.6).

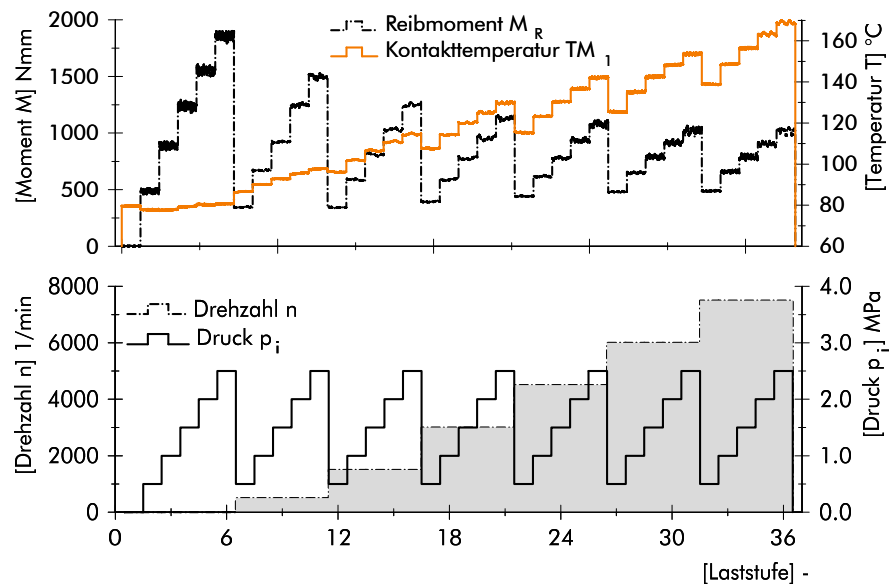


Abbildung 3.12: Funktionsversuch mit 36 Laststufen: Versuchsparameter (unten); exemplarisches Messergebnis für Reibmoment und Kontakttemperatur (oben)

Dauerlaufversuch: Der Dauerlaufversuch erfolgt durch 24-stündige Wiederholung des in Abbildung 3.13 dargestellten Lastzyklus. Bei einer Zyklendauer von 240 Sekunden ergeben sich 360 Zyklen mit einer im Dichtkontakt zurückgelegten Gleitstrecke von 930 km. Die Messwerte werden kontinuierlich erfasst, eine Leckagemessung erfolgt nicht. Der Lastzyklus repräsentiert Belastungen des Dichtsystems durch Schaltvorgänge, die durch eine 5-sekündige Unterbrechung der Druckölzufuhr bei 1000 und 7500 1/min simuliert werden. Abbildung 3.13 zeigt exemplarisch Kontakttemperatur und Reibmoment eines einzelnen Lastzyklus¹⁹.

¹⁹ Mit der Druckunterbrechung sinkt die Kontakttemperatur und das Reibmoment fällt auf einen konstanten Wert ab, der im Wesentlichen auf viskose Verluste in den Zwischenräumen der Drehdurchführung zurückzuführen ist.

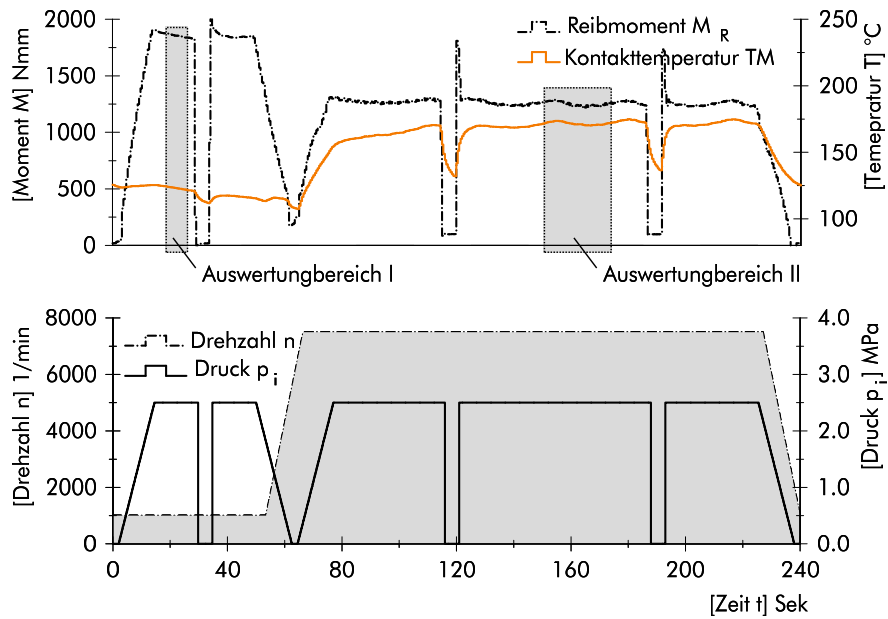


Abbildung 3.13: Lastzyklus des Dauerlaufversuchs: Versuchsparameter (unten); exemplarisches Messergebnis für Reibmoment M_R und Kontakttemperatur TM sowie ausgewertete Messbereiche je Zyklus (oben)

Auswertung: Aus $k = 3$ Einzelversuchen einer Versuchsreihe wird das gemittelte Reibmoment M_{Rm} wie folgt bestimmt

$$M_{Rm} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^3 M_{Rk} - M_L. \quad (3.1)$$

Daraus ergibt sich der gemittelte Reibungskoeffizient μ_m einer einzelnen Dichtstelle:

$$\mu_m = \frac{1}{2} \frac{M_{Rm}}{F_{iF} \cdot r_m}, \quad (3.2)$$

mit der spaltschließenden Kraft F_{iF}

$$F_{iF} = A_{iF} \cdot p_i = \pi \cdot (r_a^2 - (r_i + h_F)^2) \cdot p_i \quad (3.3)$$

und dem mittleren Flankenradius r_m

$$r_m = \frac{2}{3} \frac{r_W^3 - (r_i + h_F)^3}{r_W^2 - (r_i + h_F)^2}. \quad (3.4)$$

Zur Analyse der Dauerlaufversuche werden je Lastzyklus die Messwerte im Bereich I und II (vgl. Abbildung 3.13) gemittelt. Je Zyklus ergeben sich daraus Messwerte für einen Betriebspunkt bei 2,5 MPa und 1000 1/min sowie bei 2,5 MPa und 7500 1/min.

Verschleißbeurteilung: Mikroskopaufnahmen und Topografien der Kontaktbereiche dienen zur qualitativen Beurteilung des Verschleißes. Quantitative Größen umfassen die Messung der Oberflächenkenngrößen sowie die Bestimmung des Materialabtrags ma , der die verschleißbedingte Abnahme der REDR-Profilhöhe h_{pr} gegenüber seinem Ursprungprofil darstellt (Abbildung 3.14). Ein Abtrag bis $30\ \mu\text{m}$ gilt in Anbetracht der Versuchsbelastung als tolerierbar. Zwischen $30\ \mu\text{m}$ und $60\ \mu\text{m}$ liegt erhöhter Verschleiß vor und es kommt teilweise zur Gratbildung an der Nutkante. Oberhalb von $60\ \mu\text{m}$ Materialabtrag liegt ein Dichtungsausfall vor. Hier kommt es bereits zu ersten Beeinträchtigungen von Dichtwirkung und Reibmoment sowie zur Gratbildung entlang der GLF-Nutkante.

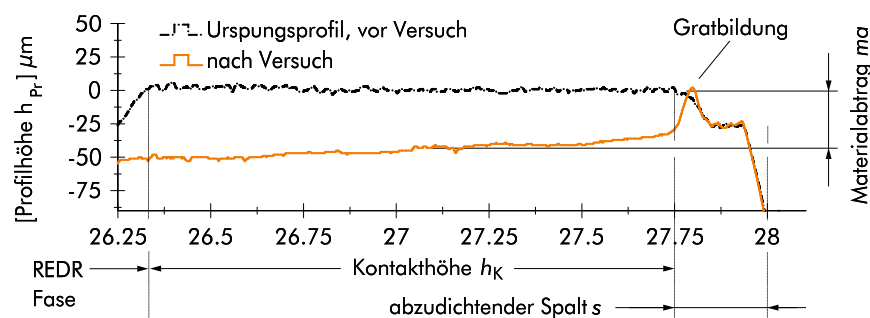


Abbildung 3.14: Profilhöhe der REDR Kontaktflanke, verschleißbedingter Materialabtrag und Gratbildung

3.4. Bauteilversuche - mikro-strukturierte Gegenauflflächen

Um den Einfluss verschiedener Oberflächenstrukturen und -rauheiten auf das Einlauf- und Betriebsverhalten zu untersuchen werden in acht Versuchsreihen modifizierte Gegenauflflächen untersucht. Die REDR entsprechen dem in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Typ und sind in jeder Versuchsreihe identisch. Die Kontakttemperatur T_M wird jeweils innerhalb der Flankenscheibe nahe der Gegenauflfläche (vgl. Abbildung 3.6, links) und die Temperatur T innerhalb der Prüfhülse nahe dem Nebendichtkontakt gemessen (vgl. Abbildung 3.9). Lediglich in der Versuchsreihe V20 wird T_M unmittelbar im Dichtkontakt gemessen (vgl. Abbildung 3.6, rechts).

3.4.1. Spezifikationen der Gegenauflflächen

Die GLF werden durch Schleifen oder Drehen hergestellt und erhalten dadurch für das jeweilige Fertigungsverfahren charakteristische Grundstrukturen. Die Oberflächengüten werden beim Schleifen durch definiertes Abrichten der Schleifscheibe und die Dauer des Ausfunktens erzeugt. Beim Drehen werden hierfür Schnittgeschwindigkeit, Zustellung und Vorschub variiert.

Die GLF-Bearbeitung ist in Anlehnung an die Fertigung im Kfz-Getriebebau gewählt, bei der in der Regel die Rauheitskenngrößen Ra und/ oder Rz als Maß für die Oberflächengüte angegeben werden. Zur Unterscheidung der Versuchsreihen wird daher neben der Versuchsnummer der Messwert für die, vor der Versuchsdurchführung gemessene, Rautiefe Rz angegeben. Ergebnisse der Vorvermessungen folgen in Abbildung 3.15, 3.16 und 3.17. Ein Überblick der Versuchs-GLF ist in Tabelle 6 dargestellt.

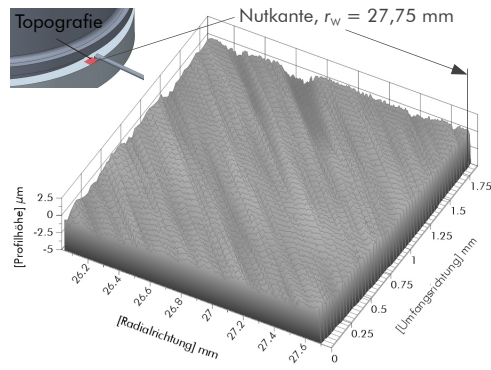
Tabelle 6: Versuchs-GLF mit modifizierten Oberflächenstrukturen

Fertigungsverfahren /Strukturausprägung	Bezeichnung
Längs-Umfangs-Planschliff	V10 Rz2,4
/geradlinige, parallele Riefenstruktur, zur Gleitrichtung ungerichtet (quer)	V11 Rz2,0 V20 Rz1,5
Quer-Seiten-Planschliff (im Einstich) /Kreuzschliffmuster, zur Gleitrichtung ungerichtet (quer)	V05 Rz0,8
Quer-Umfangs-Planschliff /Riefen und Rillen in Umfangsrichtung, in Gleitrichtung gerichtet	V03 Rz3,9r V04 Rz2,1r
Gedreht /Riefen und Rillen in Umfangsrichtung, in Gleitrichtung gerichtet	V13 Rz3,4r V16 Rz1,3r

Die Oberflächenkenngrößen der Schleifstrukturen der GLF V05, V10, V11 und V20 werden tangential entlang der tribologischen Beanspruchungsrichtung ermittelt. Die Tastschnittlänge beträgt 5,6 mm. Messergebnisse der Vorvermessung zeigt Abbildung 3.18, oben. Exemplarisch für die Schleifstrukturen ist die Kontaktflanke einer von sechs GLF aus der Versuchsreihe V05 dargestellt. Die Strukturen der geschliffenen GLF V03 und V04 sowie der gedrehten GLF V13 und V16 weisen Riefen und Rillen in Umfangsrichtung auf. Da die Tastnadel bei tangentialer Messrichtung in der Regel dem umlaufenden Rillental folgt (Schallplatteneffekt) und so deutlich reduzierte Messwerte entstehen, müssen die Rauheitskenngrößen durch radiale (r) Tastschnitte erfasst werden²⁰.

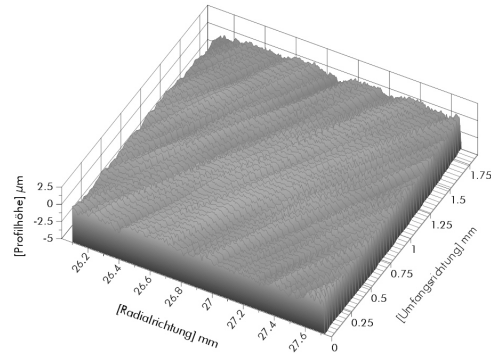
²⁰ Einen Vergleich tangentialer und radialer Messungen an GLF mit umlaufender Rillenstruktur ist in Anhang 14 am Beispiel der GLF V03 und V04 aufgeführt. Darüber hinaus weisen die GLF V13 und V16 nur bedingt plateauartige Oberflächeneigenschaften auf, so dass die Kenngrößen der Materialanteilkurve teilweise nicht korrekt bestimmt werden können. Vgl. DIN EN ISO 13565-2: „Die Kenngrößen [...] sollten nur für „S“-förmige Materialanteilkurven mit einem Wendepunkt [...] berechnet werden. Erfahrungen haben gezeigt, daß dies bei geläpften, geschliffenen oder gehonten Oberflächen immer der Fall ist.“ [DIN97c]. Erst im Betrieb ergeben sich durch Verschleiß an den GLF V13 und V16 Strukturen, die eine Berechnung der Kenngrößen zulässt.

3 · Experimentelle Untersuchungen



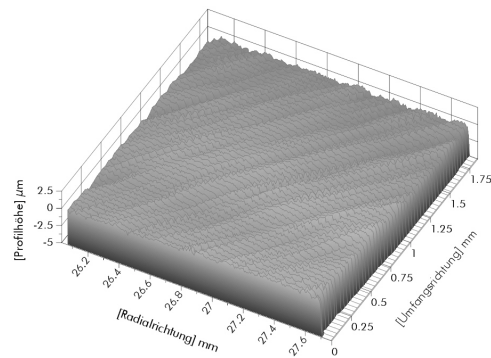
V10 Rz2,4

[R]	tan.
	μm
Ra	0,30
Rz	2,4
Rk	0,89
Rpk	0,24
Rvk	0,64



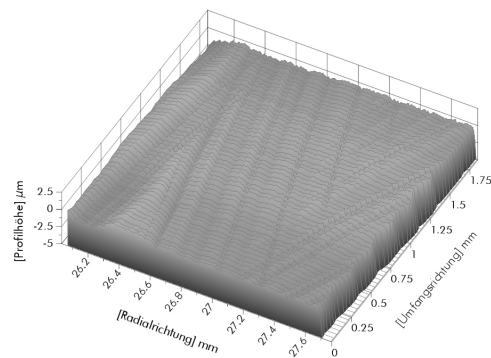
V11 Rz2,0

[R]	tan.
	μm
Ra	0,26
Rz	2,0
Rk	0,80
Rpk	0,23
Rvk	0,51



V20 Rz1,5

[R]	tan.
	μm
Ra	0,18
Rz	1,5
Rk	0,53
Rpk	0,22
Rvk	0,31



V05 Rz0,8

[R]	tan.
	μm
Ra	0,12
Rz	0,8
Rk	0,36
Rpk	0,13
Rvk	0,21

Abbildung 3.15: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der geschliffenen GLF V05, V10, V11, V20; vor dem Versuch

3.4 · Bauteilversuche - mikro-strukturierte Gegenauflflächen

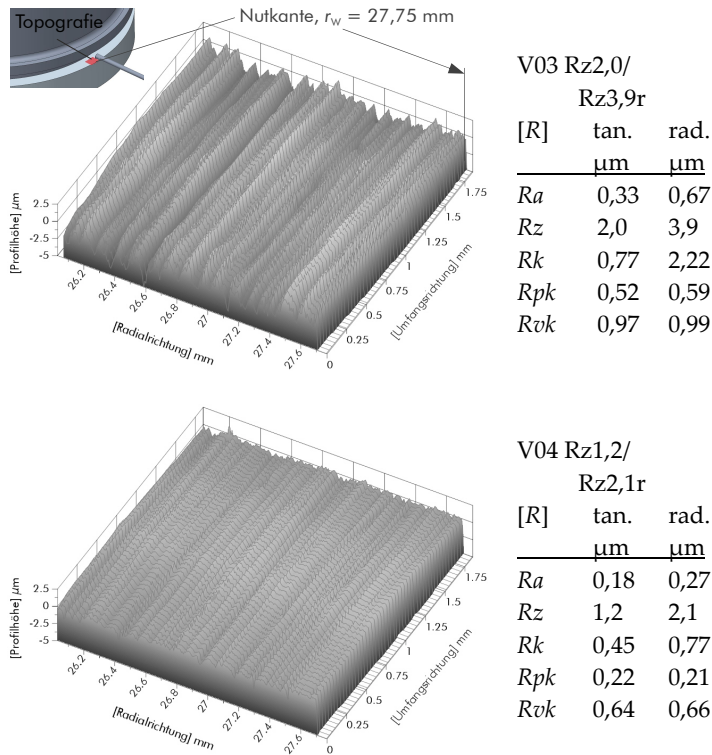


Abbildung 3.16: Topografien und radial/ tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der geschliffenen GLF V03, V04; vor dem Versuch

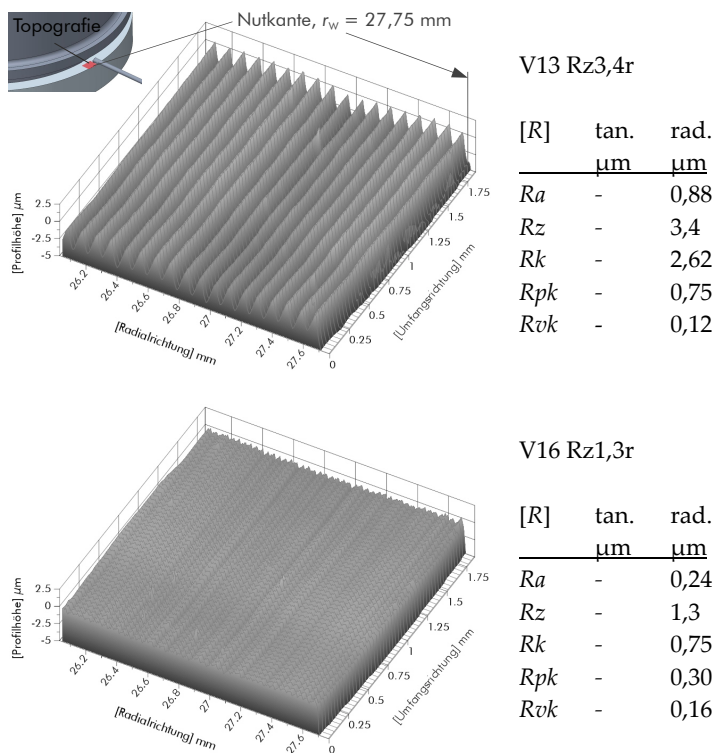


Abbildung 3.17: Topografien und radial erfasste Oberflächenkenngrößen der gedrehten GLF V13, V16; vor dem Versuch

3 · Experimentelle Untersuchungen

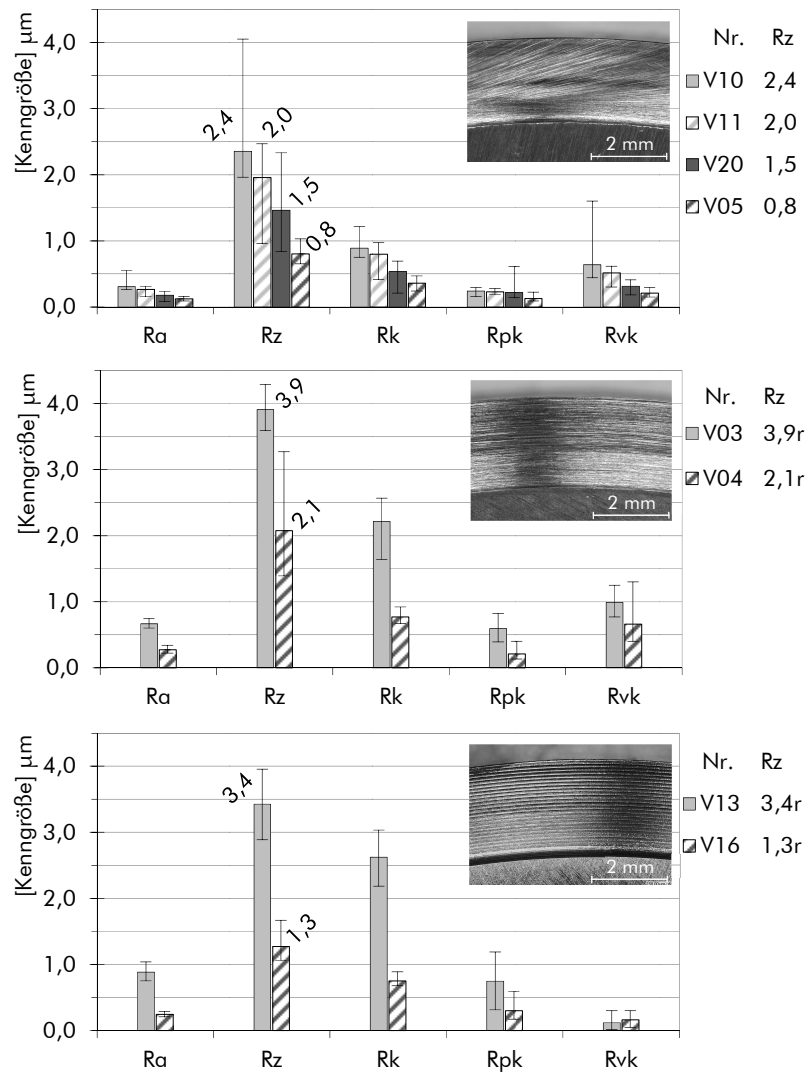


Abbildung 3.18: Oberflächenkenngrößen der GLF vor dem Versuch: geschliffene GLF V05, V10, V11, V20 mit ungerichteter Grundstruktur (oben); geschliffene GLF V03, V04 mit gerichteter Grundstruktur (Mitte); gedrehte GLF V13, V16 mit gerichteter Grundstruktur (unten)

Bedingt durch das Fertigungsprinzip bilden die Drehstrukturen auf der Planfläche ein Gewinde mit geringer Steigung, was sich drehrichtungsabhängig auf die Schmierstoffversorgung im Kontaktbereich auswirken kann. Eine Förderwirkung wie bspw. von drallbehafteten Gegenaufläufen bei RWDR bekannt, kann nicht ausgeschlossen werden. Um vergleichbare Versuchsbedingungen zu sicherzustellen, werden die Gegenaufläufen derart bearbeitet, dass bei Rotation der Prüfwellen in beiden Hauptdichtkontakten eine Förderrichtung, sofern vorhanden, von innen nach außen vorliegt.

3.4.2. Dauerlauf- und Einlaufverhalten

Zu Versuchsbeginn treten in der Regel erhöhte Reibmomente und unstetiges Betriebsverhalten auf. Ursache sind Einlaufvorgänge im Dichtkontakt. Gegenseitiger Verschleiß an GLF und REDR führt zur Anpassung der Gleitflächen, wobei makroskopische Formabweichungen und mikroskopische Rauheitsspitzen überwiegend abrasiv geglättet werden. Nach Abschluss der Einlaufvorgänge folgt im Idealfall eine reduzierte, stetige Verschleißrate, die gleichmäßiges Betriebsverhalten und geringes Reibmoment zur Folge hat.

3.4.2.1. Geschliffene Gegenauflflächen mit ungerichteter Grundstruktur

In den Versuchsreihen V05, V10, V11 und V20 geht das Reibmoment mit steigender Zyklanzahl zurück (Abbildung 3.19), was auf abnehmende Einlaufvorgänge hinweist. Während im ersten Viertel bis Drittel der Versuche sprunghafte Änderungen im Reibungsverhalten auftreten, die bei Versuch V20 am geringsten und bei V05 und V10 am stärksten ausgeprägt sind, gehen diese mit zunehmender Laufzeit zurück, was zu einem konstanten Reibungsniveau führt. Dieser Übergang erfolgt mit zunehmender GLF-Rauheit später und liegt bei V20 im 60. und bei V11 im 225. Zyklus, während bei V10 nur ein geringer Rückgang des Reibmomentes erfolgt. Eine Ausnahme stellt der Versuch V05 dar, bei dem trotz niedrigster Rauheit die Einlaufphase im 105. Zyklus endet. Tendenziell ist erkennbar, dass das Reibungsniveau bei 7500 1/min mit zunehmender Rauheit sinkt, folglich mit der GLF V10 Rz2,4 das geringste und

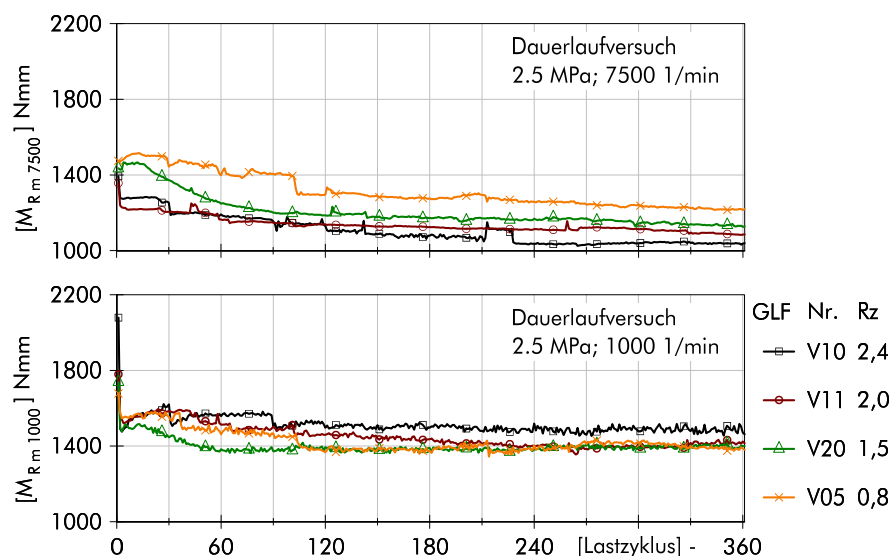


Abbildung 3.19: Dauerlaufversuch mit geschliffenen GLF V05, V10, V11, V20; gemitteltetes Reibmoment M_{Rm} mit 1000 1/min und 7500 1/min bei jeweils 2,5 MPa

und mit V05 Rz0,8 das höchste Reibmoment entsteht. In allen Versuchsreihen tritt zudem REDR-Kriechrotation mit geringer Drehzahl auf. Ausgehend vom Reibmomentverlauf ergibt sich mit allen GLF-Varianten ein stetiges Betriebsverhalten.

3.4.2.2. Geschliffene Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur

Mit den geschliffenen GLF V03 Rz3,4r und V04 Rz2,1r stellt sich ein deutlich erhöhtes Reibungsniveau ein (Abbildung 3.20). Zu Beginn der Versuche sind beide Verläufe durch starke Schwankungen, insbesondere bei 1000 1/min gut erkennbar, gekennzeichnet, die jedoch gegen Ende Versuchs abnehmen. Dennoch stellt sich gegen Ende des Versuchs nur bedingt ein kontinuierlicher Betriebszustand ein. Das letzte Drittel der Versuche ist durch wiederkehrende Reibmomentzu- und -abnahmen gekennzeichnet, was auf ein instabiles Reibungsverhalten hinweist. Als mögliche Ursache wird Dichtringrotation mit hoher Drehzahl angenommen, die in mehreren Einzelversuchen beobachtet und anhand von Temperaturanstiegen nahe dem Nebendichtkontakt (Messstelle T) nachgewiesen werden kann²¹.

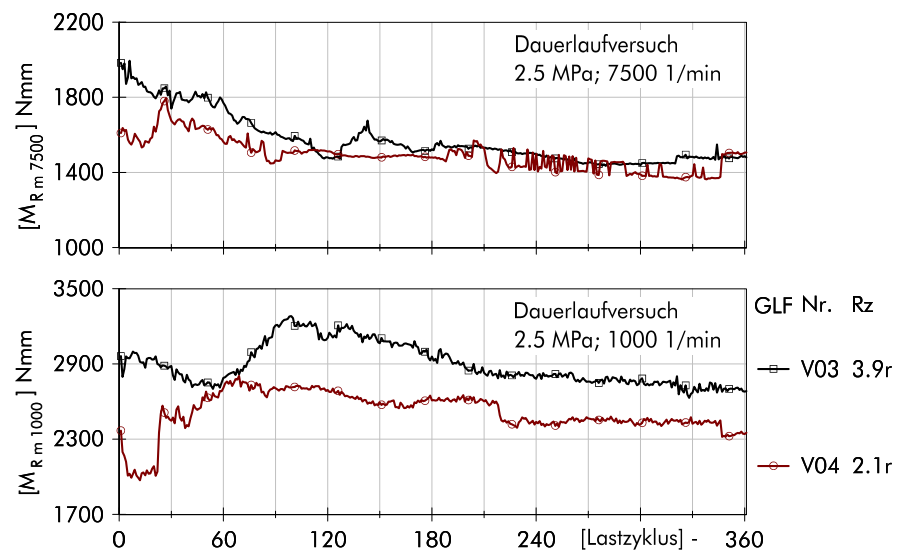


Abbildung 3.20: Dauerlaufversuch mit geschliffenen GLF V03, V04; gemitteltetes Reibmoment M_{R_m} mit 1000 1/min und 7500 1/min bei jeweils 2,5 MPa

²¹ Dieses Verhalten tritt im Einzelversuch V03.1 ab Zyklus 321 ausschließlich an REDR 2 auf und setzt sich sporadisch bis zum Ende des Versuchs fort (vgl. Anhang 21). Bei V03.2 tritt Eigenrotation während der gesamten Versuchsdauer an beiden REDR auf (vgl. Anhang 22), während bei V03.3 keine Eigenrotation festgestellt werden kann. In der Versuchsreihe V04 zeigt lediglich der Einzelversuch V04.2 (vgl. Anhang 23) ähnliches, jedoch weitaus geringer ausgeprägtes Bewegungsverhalten. Die Rotation tritt hier an REDR 1 auf.

3.4.2.3. Gedrehte Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur

In den Versuchsreihen mit den gedrehten GLF V13 Rz3,4r und V16 Rz1,3r liegen die Reibmomente bei 1000 1/min zunächst auf einem identischen Niveau und beginnen mit Zyklus 60 auseinanderzudriften (Abbildung 3.21), wobei das Reibmoment im Versuch V16 abnimmt und bis zum Ende des Versuchs leichten Schwankungen unterliegt. Nach einem anfangs kurzen Anstieg mit V13 Rz3,4r sinken die Reibmomente bei 7500 1/min stetig, so dass sich im weiteren Verlauf ein nahezu konstantes Reibungsniveau einstellt, wobei das Reibmoment mit der GLF V13 Rz3,4r um ca. 200 bis 300 Nmm höher liegt. Mit beiden GLF wird ein stabiler Betrieb im Dauerlaufversuch erreicht.

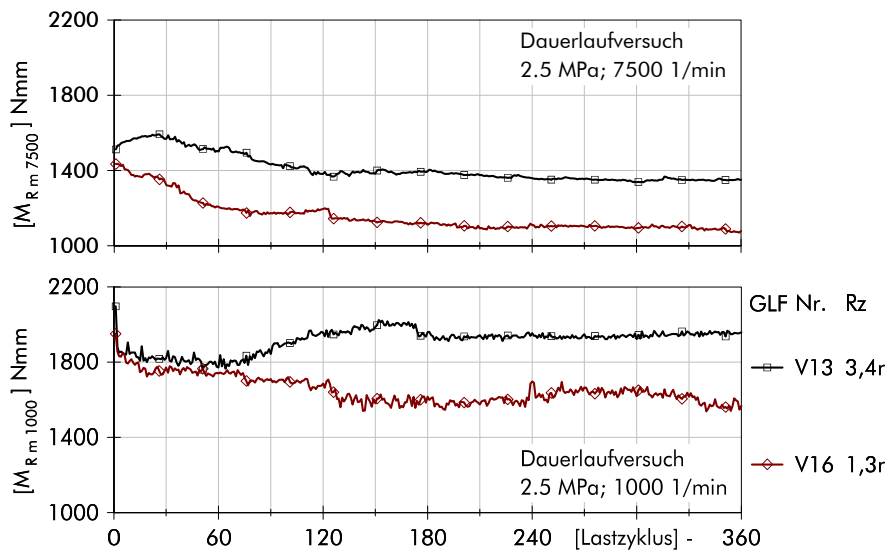


Abbildung 3.21: Dauerlaufversuch mit gedrehten GLF V13, V16; gemitteltes Reibmoment M_{R_m} mit 1000 1/min und 7500 1/min bei jeweils 2,5 MPa

3.4.2.4. Abschließende Bewertung

Gemessen am Dauerlaufverhalten erweisen sich die geschliffenen GLF der Versuchsreihen V05, V10, V11 und V20 mit ungerichteter Grundstruktur als günstig (vgl. Abbildung 3.19). Ausgehend von einem niedrigen Reibmoment ist in beiden Drehzahlbereichen nach einem kurzen Reibmomentrückgang ein stabiler Betrieb zu erkennen. GLF mit in Gleitrichtung gerichteter Grundstruktur (V03, V04, V13) sind weniger geeignet, da mit Ausnahme der gedrehten GLF V16 Rz1,3r mit geringer Rauheit, in den Versuchen aufgrund hoher Reibungsniveaus und unstetiger Reibmomentverläufe auf nicht abgeschlossene Einlaufvorgänge und infolgedessen auf höhere Verschleißraten geschlossen werden kann.

3.4.3. Verschleiß und Oberflächenkenngrößen

3.4.3.1. Geschliffene Gegenlaufflächen mit ungerichteter Grundstruktur - Riefen quer zur Gleitrichtung

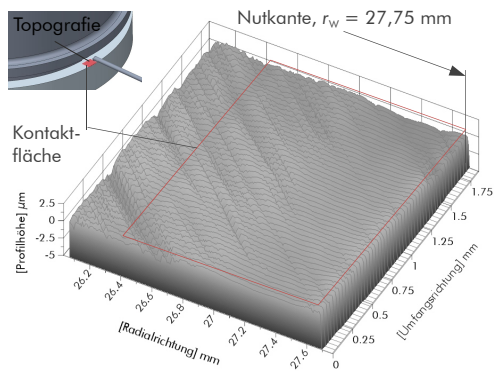
Qualitativ ergibt sich an den GLF V05, V10, V11 und V20 ein qualitativ identisches Verschleißbild, das sich durch Einebnung ursprünglich vorhandener Oberflächenstrukturen im Dichtkontakt äußert (Abbildung 3.22). Im innen liegenden Kontaktbereich, beginnend bei $r \sim 26,2$ mm sind vorwiegend Profilspitzen abgetragen und Riefen größerer Ordnung erhalten. In Richtung der Nutkante sind ursprüngliche Schleifstrukturen verstärkt abgetragen, was bei konvergenter Spaltbildung auf die dort zu erwartende minimale Schmierfilmhöhe und Mischreibung zurückführbar ist. Sofern nicht bereits vor dem Versuch vorhanden, ergeben sich durch den Verschleiß zunehmend plateauartige Grundstrukturen an den GLF.

Der geringste Verschleiß entsteht an den GLF V05 Rz0,8. Bis nah an den Rand der Nutkante sind Riefentäler der ursprünglichen Struktur vorhanden und vorwiegend Profilspitzen abgetragen. An den GLF höherer Rauheit ist der Verschleiß stärker ausgeprägt und erstreckt sich weiter in den innen liegenden Kontaktbereich, was vermutlich auf geringere hydrostatische Entlastung zurückführbar ist. An der Nutkante bildet sich hier zudem ein umlaufender Grat.

An den zugehörigen REDR erstreckt sich der Verschleiß entlang der gesamten Kontakthöhe, zeigt jedoch ebenfalls verstärkten Abtrag im äußeren Randbereich (Abbildung 3.23). Mit abnehmender GLF-Rauheit erfolgt eine geringere Glättung der REDR-Kontaktflanke, was an den REDR zu GLF V05 Rz0,8 und GLF V20 Rz1,5 zu erkennen ist: Hier sind vermehrt Bereiche der ursprünglichen Oberflächentopografie, insbesondere im weiter innen liegenden Kontaktbereich erhalten. Die Flanken der REDR im Gegenlauf mit den GLF höherer Rauheit V10 Rz2,4 und V11 Rz2,0 sind nahezu vollständig eingeebnet. Hier zeichnet sich zudem eine geringe Gratbildung im Übergangsbereich zwischen Nutkante bei $r_w \sim 27,75$ mm und abzudichtenden Spalt s ab.

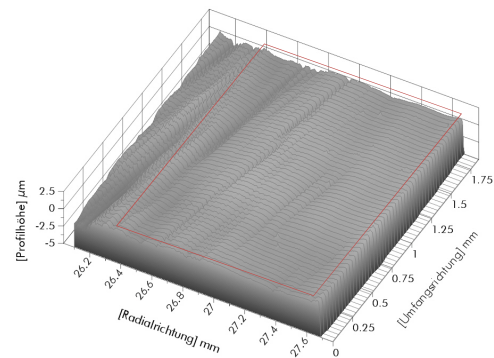
Der Materialabtrag an den REDR beträgt im Mittel weniger als $20 \mu\text{m}$ und liegt damit für alle GLF-Varianten in einem tolerierbaren Bereich von weniger als $30 \mu\text{m}$ (vgl. Tabelle 7). Lediglich an einem REDR der Versuchsreihe V10 entsteht mit einem Abtrag von $56 \mu\text{m}$ erhöhter Verschleiß, der jedoch die Funktion nicht beeinträchtigt. Der geringste Verschleiß stellt sich in Versuchsreihe V20 mit einem Mittel von $9 \mu\text{m}$ ein. Topografien des Kontaktbereichs zeigen bei allen REDR eine umlaufende Verschleißspur nahe der Nutkante und im weiter innen liegenden Kontaktbereich vereinzelt

geglättete Plateaus. Letzteres geht deutlicher aus Mikroskopaufnahmen hervor, die einen größeren Kontaktbereich erfassen. Exemplarische Aufnahmen sind in Anhang 18 dargestellt.



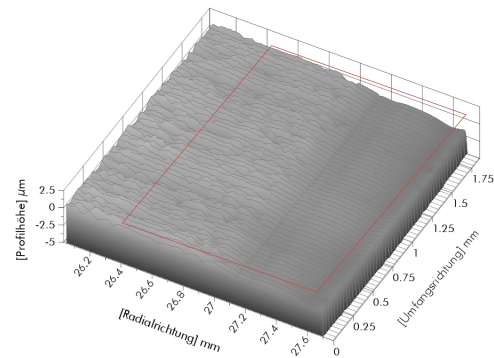
V10 Rz2,4

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	μm	μm
<i>Ra</i>	0,30	0,17
<i>Rz</i>	2,4	1,32
<i>Rk</i>	0,89	0,39
<i>Rpk</i>	0,24	0,08
<i>Rvk</i>	0,64	0,50



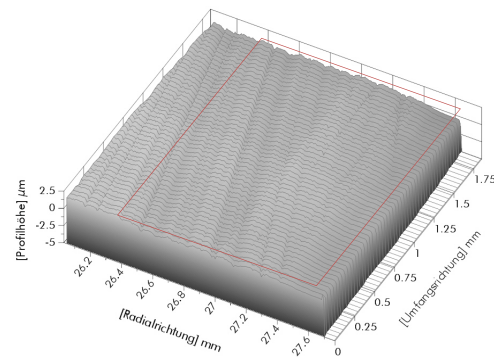
V11 Rz2,0

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	μm	μm
<i>Ra</i>	0,26	0,14
<i>Rz</i>	2,0	1,20
<i>Rk</i>	0,80	0,25
<i>Rpk</i>	0,23	0,08
<i>Rvk</i>	0,51	0,45



V20 Rz1,5

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	μm	μm
<i>Ra</i>	0,18	0,11
<i>Rz</i>	1,5	0,96
<i>Rk</i>	0,53	0,28
<i>Rpk</i>	0,22	0,08
<i>Rvk</i>	0,31	0,28

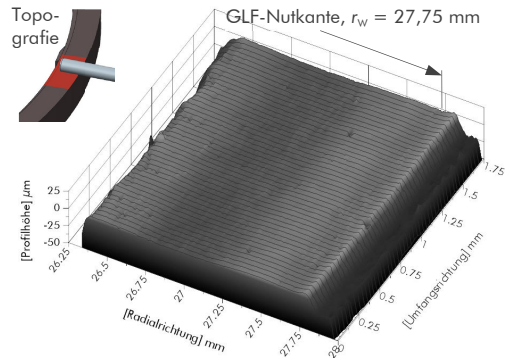


V05 Rz0,8

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	μm	μm
<i>Ra</i>	0,12	0,06
<i>Rz</i>	0,8	0,50
<i>Rk</i>	0,36	0,15
<i>Rpk</i>	0,13	0,05
<i>Rvk</i>	0,21	0,16

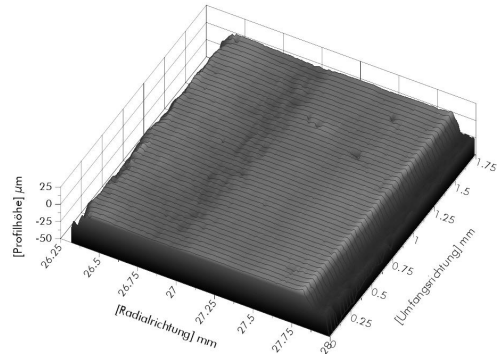
Abbildung 3.22: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der GLF V05, V10, V11, V20; vor und nach dem Versuch

3 · Experimentelle Untersuchungen



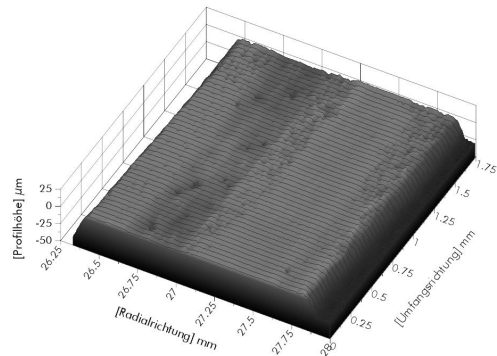
REDR zu V10 Rz2,4

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,25
<i>Rz</i>	6,8	2,15
<i>Rk</i>	3,4	0,70
<i>Rpk</i>	1,2	0,33
<i>Rvk</i>	1,4	0,56



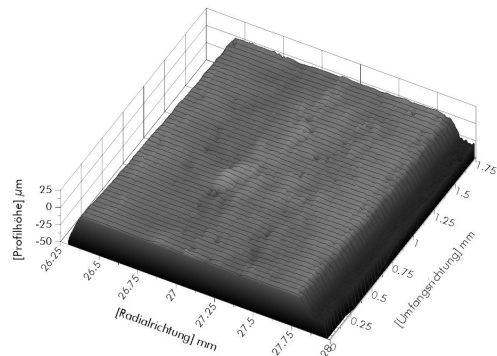
REDR zu V11 Rz2,0

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,21
<i>Rz</i>	6,8	2,03
<i>Rk</i>	3,4	0,51
<i>Rpk</i>	1,2	0,27
<i>Rvk</i>	1,4	0,63



REDR zu V20 Rz1,5

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,41
<i>Rz</i>	6,8	3,36
<i>Rk</i>	3,4	1,05
<i>Rpk</i>	1,2	0,56
<i>Rvk</i>	1,4	1,07



REDR zu V05 Rz0,8

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,54
<i>Rz</i>	6,8	4,22
<i>Rk</i>	3,4	1,06
<i>Rpk</i>	1,2	0,46
<i>Rvk</i>	1,4	1,70

Abbildung 3.23: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanke zu den Versuchs-GLF V05, V10, V11, V20; vor und nach dem Versuch

Tabelle 7: Materialabtrag und Verschleiß an den REDR-Kontaktflanken zu den Versuchs-GLF V05, V10, V11 und V20

REDR zu GLF	[Materialabtrag] μm mittel / (min/max)	erhöhter Verschleiß / Ausfälle
V10 Rz2,4	19 / (4/56)	1 / -
V11 Rz2,0	15 / (3/26)	- / -
V20 Rz1,5	9 / (3/15)	- / -
V05 Rz0,8	10 / (2/29)	- / -

Die qualitative Abstufung der GLF nach ihrem Rz-Wert spiegelt sich auch in den weiteren betrachteten Oberflächenkenngrößen wider (Abbildung 3.24). Eine Ausnahme stellt lediglich die reduzierte Spitzenhöhe *Rpk* dar. Diese ist an den GLF V10, V11, V20 nahezu identisch und beträgt ca. $0,23 \mu\text{m}$, während diese an der GLF V05 $0,13 \mu\text{m}$ beträgt. Verschleißbedingt nehmen alle Kenngrößen im Versuchsbetrieb ab, wobei sich an allen GLF der größte Rückgang mit ca. 65 % bei *Rpk* einstellt. Der Rückgang von *Rk* liegt zwischen 47 % (V20) und 69 % (V11). Den geringsten Rückgang erfährt *Rvk* mit ca. 23 % an den GLF V10 und V05 sowie ca. 11 % an den GLF V11 und V20.

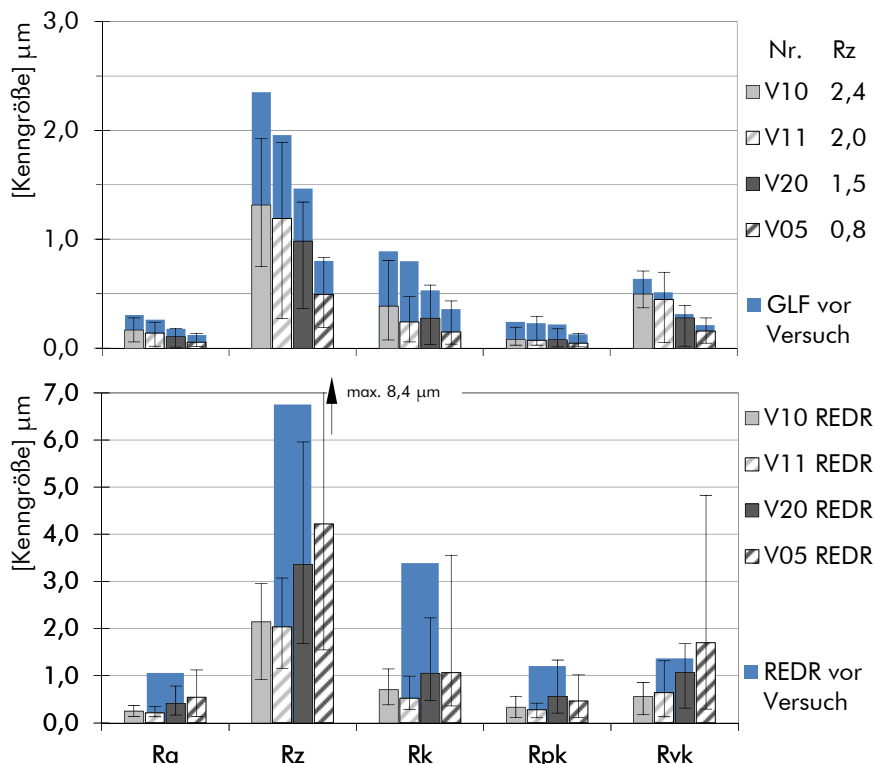


Abbildung 3.24: Tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der Versuchsreihen V05, V10, V11 und V20; vor und nach dem Versuch: GLF-Kontaktflanken (oben); REDR-Kontaktflanken (unten)

Oberflächenkenngrößen der REDR-Flanken sind im Gegenlauf mit GLF niedriger Rauheit (V05) durch einen geringeren Messwertrückgang, vereinzelt sogar durch eine Zunahme geprägt, was anhand der Messwertespannweiten und Rvk deutlich wird (vgl. V05, Abbildung 3.24, unten). Ursache ist, dass der Verschleiß in Bereichen erhabener, inselartiger Plateaus beginnt, so dass das Verschleißbild des REDR durch Glättung dieser Plateaus und in tieferen Profillagen durch Bereiche ursprünglicher REDR-Rauheit geprägt ist. Mit zunehmender Rauheit der GLF, folglich erhöhter abrasiver Wirkung, werden die Plateaus verstärkt bis vollständig abgetragen und es entsteht eine homogene, ganzflächige Glättung am REDR. Die Kenngrößen nehmen stärker ab und weisen eine geringere Messwertespannweite auf (vgl. V10, Abbildung 3.24, unten).

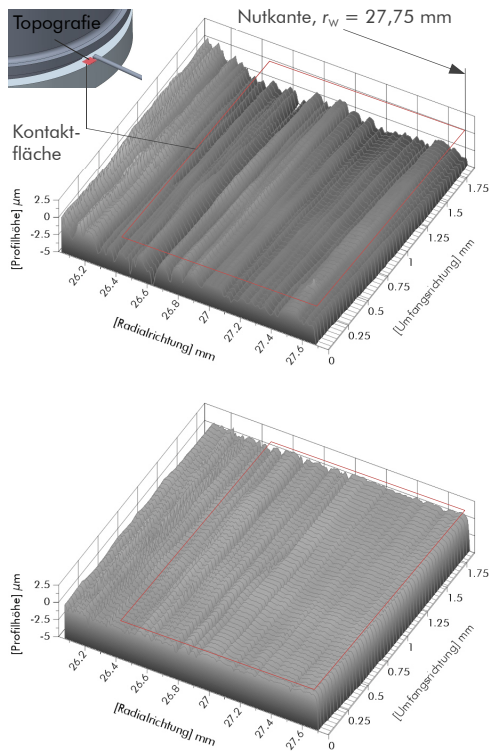
3.4.3.2. Geschliffene Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur - Riefen/ Rillen in Gleitrichtung

An den GLF V03 Rz3,9r tritt entlang des gesamten Kontaktbereichs eine Abnahme der Profilhöhe sowie ein Abtrag der Profilspitzen auf (Abbildung 3.25)²², wobei die Grundstruktur erhalten bleibt. Der Abtrag deutet auf eine im Betrieb ganzflächige, parallele Kontaktgeometrie hin, was auf geringe hydrostatische und -dynamische Entlastung sowie reduzierte Schmierstoffzufuhr schließen lässt. Das Verschleißbild der GLF V04 Rz2,1r zeigt hingegen eine Glättung der Profilspitzen mit einem maximalen Abtrag an der Nutkante, so dass im randnahen Bereich eine plateauartige Oberflächenstruktur mit einem geringen Anteil umlaufender Riefen entsteht, während im innen liegenden Kontaktbereich das Ursprungsprofil erhalten bleibt, was auf konvergente Spaltbildung im Betrieb hindeutet.

An den REDR führt die umlaufende Rillen-/ Riefenstruktur sowie die hohe Rauheit der GLF V03 Rz3,9r zu starkem Materialabtrag. Es bilden sich Laufspuren auf der Kontaktflanke und Polymer extrudiert in den abzudichtenden Spalt (Abbildung 3.26, oben). Der Materialabtrag²³ liegt bei 109 μm (vgl. Tabelle 8), womit an fünf REDR das Ausfallkriterium, ein Materialabtrag $\geq 60 \mu\text{m}$, erreicht wird. An den Flanken werden Kohlenstofffasern freigelegt so dass diese zerklüftet erscheinen (vgl. Anhang 19). Im Versuch V04 ist das REDR-Verschleißbild vergleichbar, jedoch fällt der Materialabtrag deutlich geringer aus und beträgt an den REDR 55 μm . Dennoch wird auch hier an zwei REDR das Ausfallkriterium erreicht. Gratbildung und freigelegte Kohlenstofffasern treten vereinzelt auf.

²² Tangentiale Vor- und Nachvermessungen sind in Anhang 15 dargestellt.

²³ Die Spaltextrusion überschreitet eine einfache Gratbildung deutlich, so dass der Materialabtrag nicht mehr eindeutig bestimmt werden kann und in der Regel größer als im Tastschnitt gemessen ausfällt.



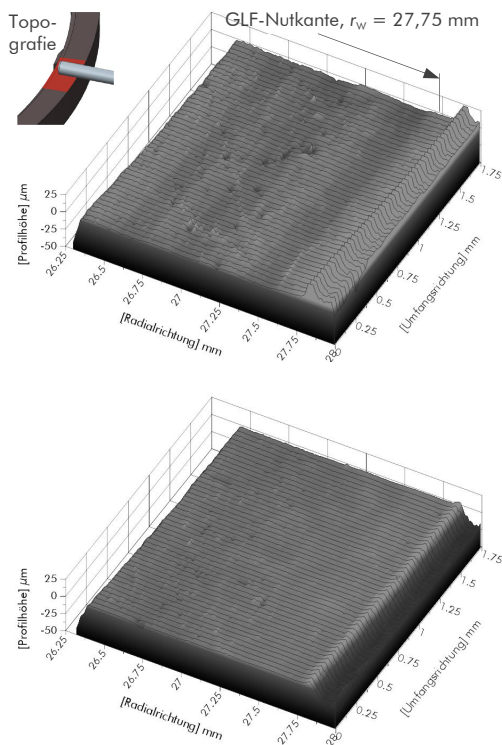
V03 Rz3,9r

[R]	vor	nach
	rad.	rad.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
<i>Ra</i>	0,67	0,46
<i>Rz</i>	3,9	2,52
<i>Rk</i>	2,22	1,36
<i>Rpk</i>	0,59	0,35
<i>Rvk</i>	0,99	0,96

V04 Rz2,1r

[R]	vor	nach
	rad.	rad.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
<i>Ra</i>	0,27	0,22
<i>Rz</i>	2,1	1,54
<i>Rk</i>	0,77	0,53
<i>Rpk</i>	0,21	0,16
<i>Rvk</i>	0,66	0,61

Abbildung 3.25: Topografien und radial erfasste Oberflächenkenngrößen der GLF V03, V04; vor und nach dem Versuch



REDR zu V03 Rz3,9r

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,80
<i>Rz</i>	6,8	6,83
<i>Rk</i>	3,4	1,83
<i>Rpk</i>	1,2	1,51
<i>Rvk</i>	1,4	2,24

REDR zu V04 Rz2,1r

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
<i>Ra</i>	1,1	0,36
<i>Rz</i>	6,8	3,55
<i>Rk</i>	3,4	0,83
<i>Rpk</i>	1,2	0,65
<i>Rvk</i>	1,4	1,01

Abbildung 3.26: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanke zu den Versuchs-GLF V03, V04; vor und nach dem Versuch

Tabelle 8: Materialabtrag und Verschleiß an den REDR-Kontaktflanken zu den Versuchs-GLF V03 und V04

REDR zu GLF	[Materialabtrag] μm mittel / (min/max)	erhöhter Verschleiß / Ausfälle
V03 Rz3,9r	109 / (51/201)	6 / 5 REDR
V04 Rz2,1r	55 / (20/124)	2 / 2 REDR

Die Glättung der GLF fällt in Versuch V04 mit einem Rückgang von 8 % bei Rvk , 22 % bei Rpk und 31 % bei Rk gegenüber Versuch V03 mit einem Rückgang von 3 % bei Rvk , 41 % bei Rpk und 39 % bei Rk geringer aus (Abbildung 3.27, oben)²⁴. Zwar geht die für abrasive Wirkung stehende Kenngröße Rpk zurück, dennoch bleibt diese mit $0,35 \mu\text{m}$ bei V04 und $0,16 \mu\text{m}$ bei V03 auf einem hohen Niveau, so dass in beiden Fällen von einer weiterhin hohen abrasiven Wirkung der GLF ausgegangen werden kann. Dies bestätigt auch der hohe REDR-Materialabtrag (Tabelle 8). Zum Vergleich: In den Versuchsreihen V05, V10, V11, V20 erreicht Rpk maximal $0,08 \mu\text{m}$.

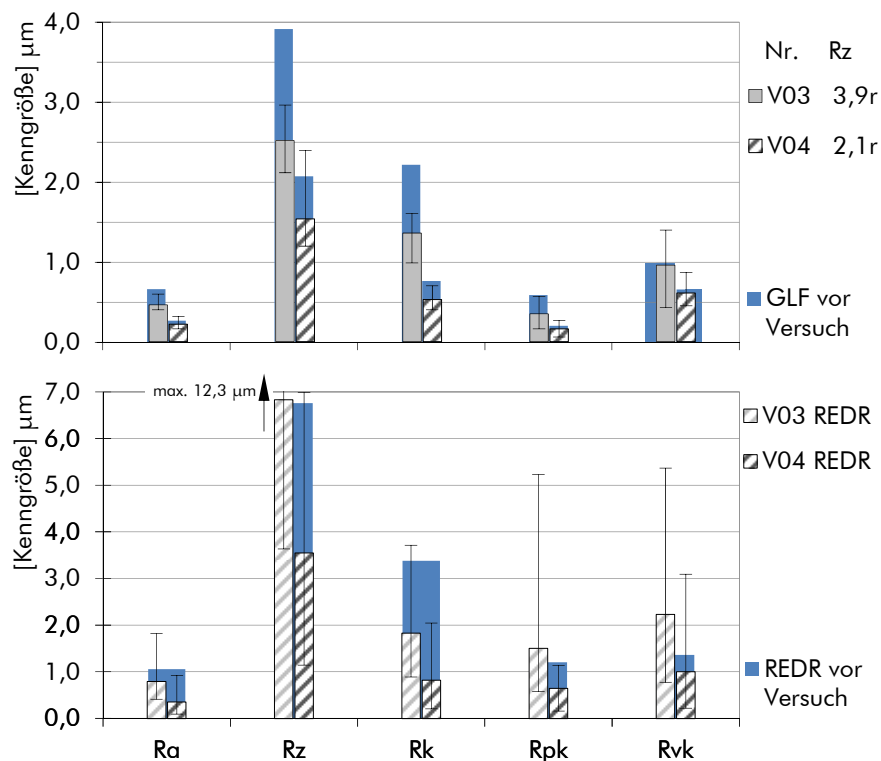


Abbildung 3.27: Oberflächenkenngrößen der Versuchsreihen V03, V04; vor und nach dem Versuch: GLF-Kontaktflanken (oben); REDR-Kontaktflanken (unten)

²⁴ Die Auswertung der GLF-Nachvermessung beschränkt sich auf radial (r) erfasste Kenngrößen, da sich auch hier, wie bereits bei den Vorvermessungen festgestellt (vgl. Abschnitt 3.4.1), deutliche Messwertunterschiede zwischen tangentialer und radialer (r) Messrichtung ergeben (vgl. Anhang 15).

Die REDR-Flanken im Gegenlauf mit den GLF V03 Rz3,9r werden durch Furchung aufgeraut, so dass die Werte der Kenngrößen R_z , R_{pk} und R_{vk} im Mittel bei vergrößerten Messwertspannweiten ansteigen. Im Gegenlauf mit den GLF V04 Rz2,1r gehen die Mittelwerte zwar zurück, dennoch nimmt auch hier die Messwertspannweite zu (Abbildung 3.27, unten). Die streuenden Messergebnisse sind die Folge des hohen, kontinuierlichen Materialabtrags, wodurch Makro- und Mikrokontaktstruktur und folglich das Tribosystem ständigen Veränderungen unterliegen. Dies äußert sich auch im Dauerlaufversuch anhand hoher unstetiger Reibmomentverläufe und andauernder Einlaufvorgänge (vgl. Abbildung 3.20).

3.4.3.3. Gedrehte Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur - Riefen/ Rillen in Gleitrichtung

An den gedrehten GLF V13 Rz3,4r erfolgt im Betrieb eine zur Nutkante zunehmende Glättung der Profilspitzen (vgl. Abbildung 3.28). Der Abtrag fällt gering aus, so dass das Grundprofil erhalten bleibt und auch nach Versuchsabschluss eine erhöhte abrasive Wirkung vorliegt. An den gedrehten GLF V16 Rz1,3r werden die Rauheitsspitzen ganzflächig abgetragen und es entsteht eine Oberfläche mit plateauartigem Charakter. Lediglich im innen liegenden Übergangsbereich vom Dichtkontakt zur REDR-Fase verbleiben einzelne Riefen, während der Abtrag in Richtung der Nutkante zunimmt. Das Verschleißbild deutet darauf hin, dass der äußere Kontaktbereich nahe der Nutkante höher belastet ist, so dass im Betrieb von einer konvergenten Spaltbildung auszugehen ist.

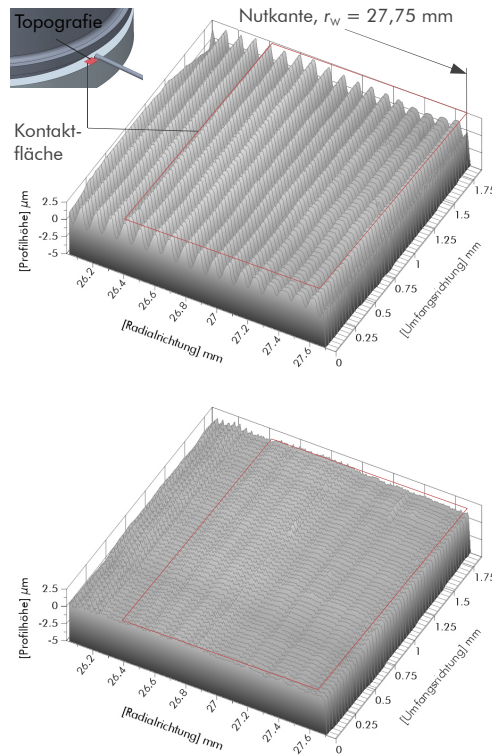
Im Gegenlauf mit den GLF V13 Rz3,4r kommt es zu 2 REDR-ausfällen mit Materialeextrusion in den abzudichtenden Spalt (vgl. Tabelle 9, Abbildung 3.29). Der Abtrag liegt im Mittel bei $31 \mu\text{m}$ und erstreckt sich über den gesamten REDR-Kontaktbereich. Vereinzelt werden Kohlenstofffasern freigelegt, was zu einer zerklüfteten Oberflächenstruktur führt. Der Abtrag an den REDR im Kontakt mit den GLF V16 Rz1,3r beträgt im Mittel $13 \mu\text{m}$ und fällt an einem REDR mit $39 \mu\text{m}$ leicht erhöht aus²⁵.

Tabelle 9: Materialabtrag und Verschleiß an den REDR-Kontaktflanken zu den Versuchs-GLF V13 und V16

REDR zu GLF	[Materialabtrag] μm mittel / (min/max)	erhöhter Verschleiß / Ausfälle
V13 Rz3,4r	25 / (2/78)	2 / 2 REDR
V16 Rz1,3r	13 / (6/39)	1 / - REDR

²⁵ Exemplarische Mikroskopaufnahmen der REDR Kontaktflanken sind in Anhang 20 dargestellt.

3 · Experimentelle Untersuchungen



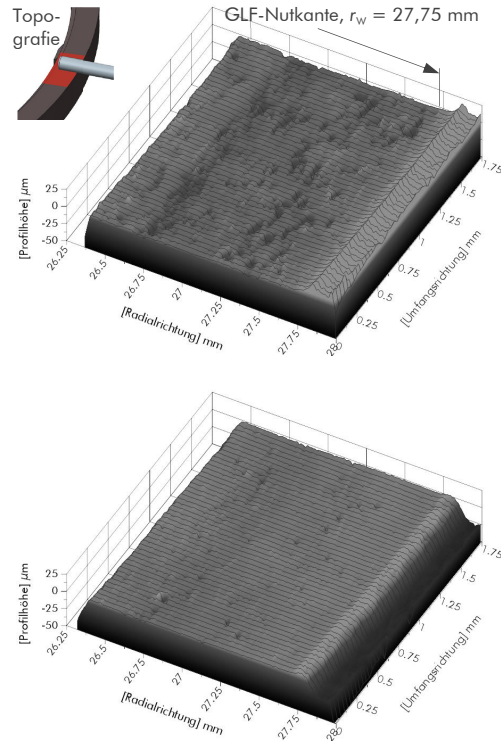
V13 Rz3,4r

[R]	vor	nach
	rad.	rad.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
Ra	0,88	0,62
Rz	3,4	2,32
Rk	2,62	1,78
Rpk	0,75	0,22
Rvk	0,12	0,59

V16 Rz1,3r

[R]	vor	nach
	rad.	rad.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
Ra	0,24	0,21
Rz	1,3	0,70
Rk	0,75	0,31
Rpk	0,30	0,19
Rvk	0,16	0,24

Abbildung 3.28: Topografien und radial erfasste Oberflächenkenngrößen der gedrehten GLF V13, V16; vor und nach dem Versuch



REDR zu V13 Rz3,4r

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
Ra	1,1	0,51
Rz	6,8	5,02
Rk	3,4	1,04
Rpk	1,2	0,55
Rvk	1,4	1,87

REDR zu V16 Rz1,3r

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>µm</u>	<u>µm</u>
Ra	1,1	0,39
Rz	6,8	3,49
Rk	3,4	0,63
Rpk	1,2	0,33
Rvk	1,4	1,28

Abbildung 3.29: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanke zu den Versuchs-GLF V13, V16; vor und nach dem Versuch

Die gedrehten GLF weisen eine vergleichbare Grundstruktur wie die der quer-umfangs-plangeschliffenen GLF V03 und V04 auf²⁶. Trotz vergleichbarer Strukturmerkmale, unterscheiden sich die verschleißbedingten Änderungen der Oberflächenkenngrößen (Abbildung 3.30, oben): Qualitativ äußert sich das in Form einer größeren Glättung der GLF-Kontaktflächen, die im Wesentlichen die Profilspitzen betrifft. Gemessen an den Oberflächenkenngrößen bewirkt dies im Versuch V13 einen Rückgang von 71 % bei Rpk und 32 % bei Rk so-wie im Versuch V16 59 % bei Rk und 38 % bei Rpk , so dass die Glättung an den GLF höher als bei V03 und V04 ausfällt. Rvk nimmt hingegen bei V13 um 402 % und bei V16 um 48 % zu.

Die Oberflächenkenngrößen an den REDR-Flanken gehen in beiden Versuchsreihen im Mittel zurück. Im Gegenlauf mit den GLF V16 Rz1,3r ist der Rückgang stärker ausgeprägt und eine kleine bis mittlere Messwertspannweite lässt auf die Bildung einer gleichmäßigen Oberflächenstruktur schließen. Im Gegenlauf mit den GLF V13 Rz3,4r liegt verstärkter Materialabtrag vor, der zum Freilegen von Kohlenstofffasern und somit einer zerklüfteten Oberflächenstruktur führt. Infolgedessen ergibt sich bei größerer Messwertspannweite im Mittel ein geringerer Kennwertrückgang, während Rvk sogar einen Anstieg erfährt.

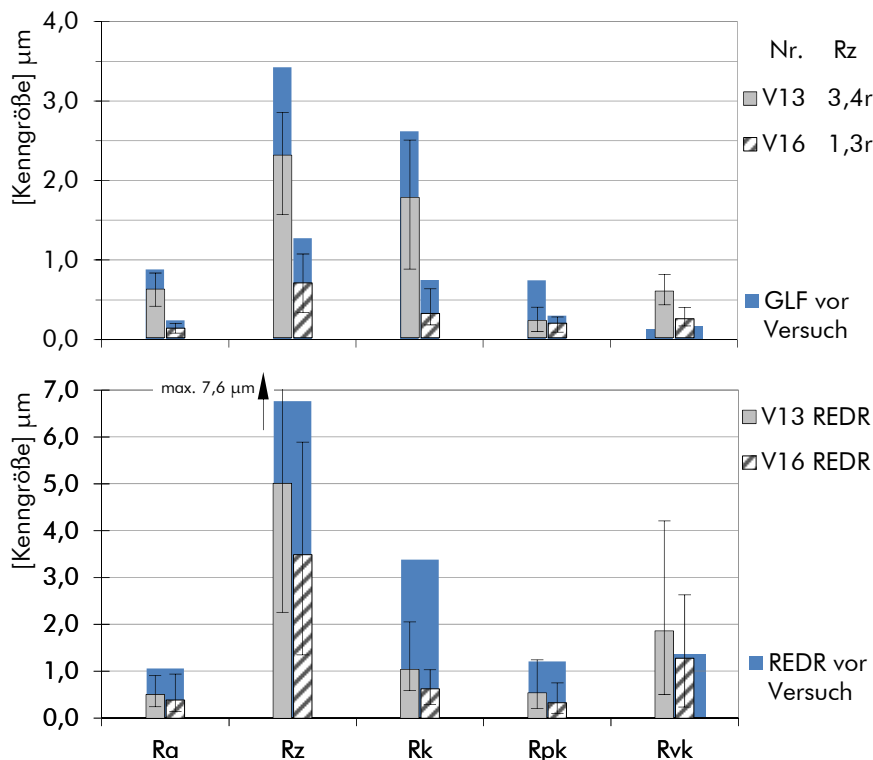


Abbildung 3.30: Oberflächenkenngrößen der Versuchsreihen V13, V16; vor und nach dem Versuch: GLF-Kontaktflanken (oben); REDR-Kontaktflanken (unten)

²⁶ Es werden auch hier lediglich radial erfasste Oberflächenkenngrößen betrachtet.

3.4.3.4. Abschließende Bewertung

Im Versuch mit geschliffenen GLF mit ungerichteter Grundstruktur (V05, V10, V11, V20) weisen ein geringer REDR-Materialabtrag, das Verschleißbild an den Kontaktflanken sowie die Veränderung der Oberflächenkenngrößen auf ein günstiges Betriebsverhalten hin. Dies äußert sich anhand der folgenden Merkmale:

- Die abrasive Wirkung der GLF geht nach einer kurzen Einlaufdauer zurück, was sich in einer Abnahme der reduzierten Spitzenhöhe Rpk um ca. 65 % an allen GLF zeigt.
- Der REDR-Materialabtrag und die damit einhergehende Glättung der REDR-Flanke steigen mit zunehmender GLF-Rauheit an. Dennoch bleibt der Abtrag am REDR auch im Gegenlauf mit der höchsten GLF-Rauheit (V10 Rz2,4) in einem tolerierbaren Bereich und liegt im Mittel bei 19 μm .
- Das Verschleißerscheinungsbild und die abnehmende Kernrautiefe Rk bestätigen, dass plateauförmige Kontaktbereiche und folglich die Tragfähigkeit der GLF im Betrieb zunehmen.
- Mit geringer GLF-Rauheit werden die abrasive Wirkung der GLF und folglich Materialabtrag und Glättung der REDR-Flanke reduziert (vgl. V20). Zudem nimmt die Einlaufdauer ab, da bereits geringer Verschleiß an der GLF zum Abtrag von Profilspitzen führt und plateauförmige Kontaktbereiche entstehen. Eine zu geringe GLF-Rauheit (vgl. V05) führt hingegen zum Anstieg der Einlaufdauer, da der erforderliche Einlaufverschleiß an der REDR-Flanke länger andauert. Ein optimales Verhältnis aus GLF- und REDR-Verschleiß stellt sich mit der GLF V20 Rz1,5 ein.
- Der Verschleiß der REDR- und GLF-Flanken deutet auf hydrostatische Entlastung durch konvergente Spaltbildung hin, die mit glatterer GLF (V05 Rz0,8) begünstigt und mit höherer GLF-Rauheit (bspw. V10 Rz2,4) verringert wird. Letzteres äußert sich in Form von breiteren Laufspuren und zunehmend ganzflächigem Materialabtrag am REDR.

Diese Merkmale treffen auch auf die Versuchsergebnisse mit den gedrehten GLF V16 Rz1,3r zu. Hier ergibt sich ein günstiges Betriebsverhalten, obwohl eine Grundstruktur mit Riefen in tribologischer Beanspruchungsrichtung vorliegt, die sich im Versuch mit den GLF V03 Rz3,9r, V04 Rz2,1r und V13 Rz3,4r als besonders nachteilig auf das Verschleißverhalten auswirkt.

Riefen und Rillen in tribologischer Beanspruchungsrichtung führen zu einem hohen REDR-Materialabtrag, der insbesondere mit den gerichteten Schleifstrukturen im Versuch V03 und V04 zu REDR-Ausfällen führt. Gerichtete Drehstrukturen sind demgegenüber weniger verschleißfördernd und führen lediglich bei hoher Rauheit (V13 Rz3,4r) zu starkem Verschleiß und REDR-Ausfällen. Für das Verschleißverhalten scheint die gerichtete GLF-Grundstruktur mit umlaufenden Rillen und Riefen und weniger deren Rauheitsprofilhöhe ausschlaggebend zu sein. So entsteht im Versuch mit den GLF V04 Rz2,1r ein mittlerer REDR-Materialabtrag von 55 μm und es kommt zu zwei REDR-Ausfällen, während mit vergleichbaren Oberflächenkenngrößen²⁷ und ungerichteter Grundstruktur der GLF V11 Rz2,0 keine REDR-Ausfälle und ein mittlerer Materialabtrag von nur 15 μm entstehen. Hier ergibt die Nachvermessung, dass an der ungerichteten Struktur der GLF V11 die Kernrauhtiefe R_k um 69 % und die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} um 65 % zurückgehen, womit die abrasive Wirkung der GLF deutlich ab- und die Tragfähigkeit zunimmt, während der Rückgang dieser Größen an den GLF V04 mit 31 % für R_k und 22 % für R_{pk} 22 % geringer ausfällt, womit eine höhere abrasive Wirkung begründbar ist.

Zusammenfassend kann zu den gerichteten GLF-Grundstrukturen mit Riefen und Rillen in tribologischer Beanspruchungsrichtung Nachfolgendes festgehalten werden:

- Grundstrukturen dieser Art erhöhen die abrasive Wirkung der GLF, so dass es auch bei geringen Oberflächenkenngrößen (vgl. V04 Rz2,1r) zu hohem Materialabtrag an der REDR-Flanke kommt.
- Liegt vor Versuchsbeginn eine sehr geringe Rauheitsprofilhöhe vor (vgl. gedrehte GLF V16 Rz1,3r) ist jedoch auch mit dieser Strukturform ein Betrieb mit tolerierbarem REDR-Materialabtrag möglich.
- Das Tastschnittverfahren eignet sich nur bedingt zur Erfassung der Oberflächenkenngrößen an Grundstrukturen mit umlaufenden Profilkämmen, um daraus im Vorfeld tribologische Eigenschaften der GLF abzuleiten. Die Ursache liegt im Messprinzip (vgl. Abschnitt 3.4.1, Seite 49 unten) und der daraus resultierenden Messrichtung und -strecke relativ zur Beanspruchungsrichtung begründet.

²⁷ Anhang 16 zeigt vergleichend Ergebnisse der Vor- und Nachvermessung der GLF V04 Rz2,1r und V11 Rz2,0. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass jeweils Messergebnisse tangentialer und radialer Tastschnitte im Vergleich zueinander stehen (vgl. Abschnitt 3.4.1, Seite 49).

3.4.4. Reibungs-/ Betriebsverhalten

Im Hinblick auf den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit der GLF erfolgt anhand des Funktionsversuchs 2 eine Analyse des Betriebsverhaltens. Hierfür werden der gemittelte Reibungskoeffizient μ_m und das gemittelte Reibmoment M_{R_m} in Abhängigkeit der Gümbelzahl G betrachtet. Der gemittelte Reibungskoeffizient μ_m wird nach Gleichung (3.2) und die Gümbelzahl G nach Gleichung (2.1) berechnet. Die hierfür erforderliche dynamische Viskosität $\eta_m(T)$ wird mit den Gleichungen (2.8) und (2.9) berechnet. Da die unmittelbar im Dichtkontakt vorliegende Temperatur $TM^*_{1/2_m}$ (vgl. Abbildung 3.6, links) nicht in allen Versuchsreihen mit modifizierten GLF erfasst werden kann²⁸, wird η_m mit der innerhalb der Kontaktflanke gemessenen Kontakttemperatur $TM_{1/2_m}$ (vgl. Abbildung 3.6, rechts) bestimmt²⁹.

3.4.4.1. Geschliffene Gegenauflflächen mit ungerichteter Grundstruktur - Riefen quer zur Gleitrichtung

Abbildung 3.31 zeigt die Reibungskoeffizienten μ_m und Reibmomente M_{R_m} der Versuchsreihen V05, V10, V11 und V20³⁰ über der linear skalierten Gümbelzahl G . Die Messergebnisse für $G \rightarrow 0$ resultieren aus den Laststufen 2 bis 6 des Funktionsversuchs (vgl. Abbildung 3.12), bei denen die Prüfwellen mit maximal 5 1/min rotiert. Ergänzend sind mit $G > 1,5E-6$ linear extrapolierte Werte für μ_m und M_{R_m} bei $p_i = 0,5$ MPa dargestellt.

Bei $G \rightarrow 0$ herrscht Grenzreibung. Es liegen in den Versuchen nahezu identische Reibungskoeffizienten in einem Bereich von ca. 0,06 bis 0,08 vor. Die Reibmomente weisen hier eine deutliche Druckabhängigkeit und eine entsprechend große Spannweite von ca. 500 bis 2600 Nmm auf.

Mit steigender Gümbel- bzw. Drehzahl nehmen beide Größen ab. Die Abnahme der Reibmomente ist bei hohem Druck stärker als bei niedrigem ausgeprägt, so dass sich diese annähern, während zugehörige Reibungskoeffizienten auseinanderdriften (vgl. insb. V10, V11, V20). Im Bereich ausgeprägter Mischreibung mit $G \leq 1E-6$ ist dieses Verhalten charakteristisch für zunehmend hydrodynamisch tragenden Druckaufbau. In Folge dessen der Festkörperkontakt-

²⁸ Das GLF-Fertigungsverfahren, um die Kontakttemperatur $TM^*_{1/2_m}$ unmittelbar im Dichtkontakt zu erfassen, ist nicht mit jedem der eingesetzten Fertigungsverfahren zu vereinbaren (vgl. Abschnitt 3.1.2).

²⁹ Die gemessenen Kontakttemperaturen $TM_{1/2_m}$ und die berechneten dynamischen Viskositäten η_m der Versuchsreihen sind in Anhang 24 ff. dargestellt.

³⁰ Bei V20 werden im erweiterten Funktionsversuch (vgl. Anhang 5) zusätzliche Druckstufen von 0,1 bis 0,3 MPa und Drehzahlen von 100 1/min bis 1000 1/min untersucht.

druck und dementsprechend druckabhängige Grenzreibungsanteile reduziert werden.

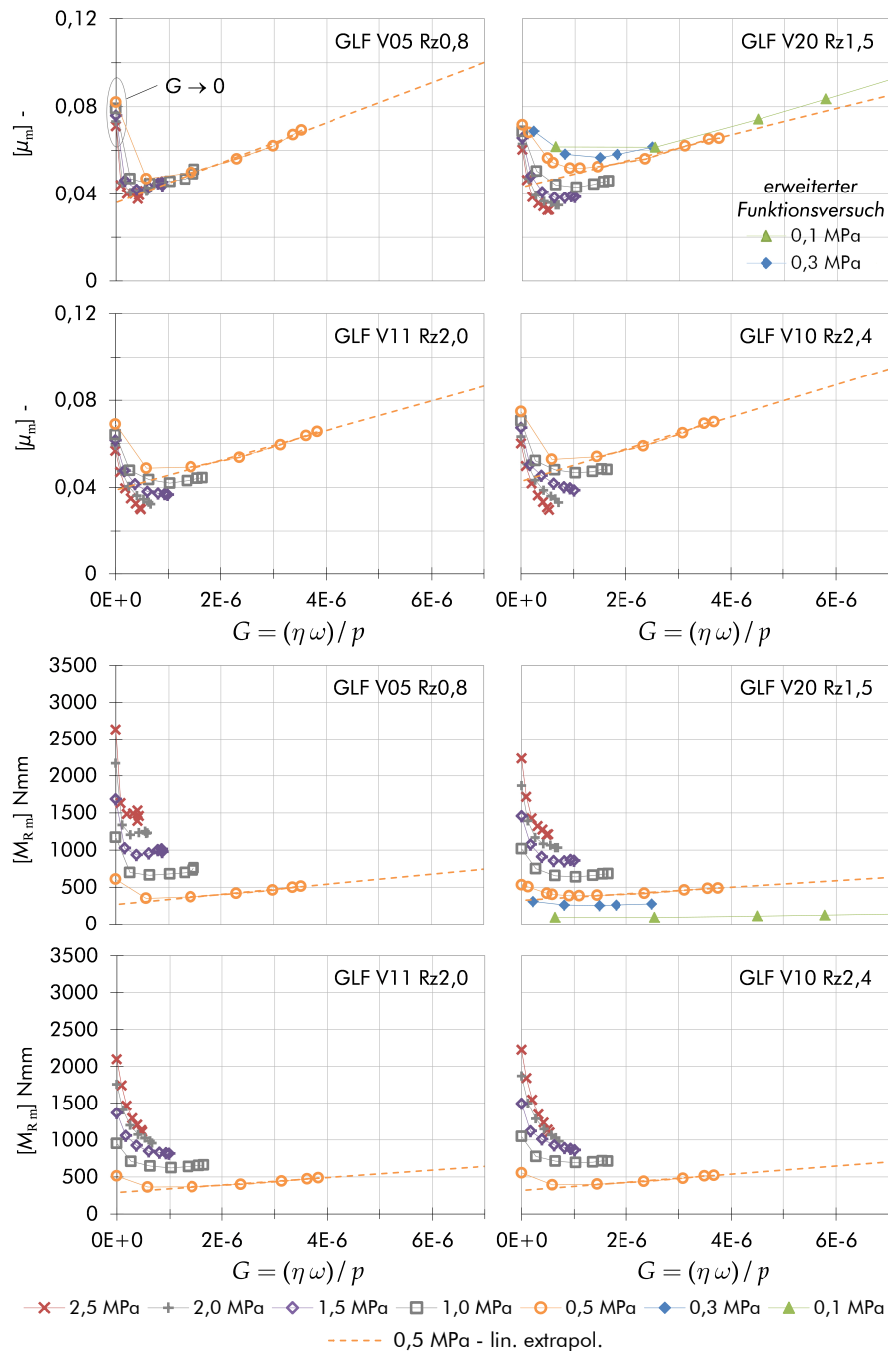


Abbildung 3.31: Funktionsversuch 2 mit geschliffenen GLF V05, V10, V11, V20; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment M_{Rm} (unten) aufgetragen über linear skaliertes Gümbelzahl G ; ergänzend bei 0,5 MPa mit $G > 1,5E-6$ linear extrapolierte Werte von μ_m und M_{Rm}

Bei weiter steigender hydrodynamischer Entlastung mit $G > 1E-6$ und $p_i \leq 1,0$ MPa nehmen viskose Reibungsverluste deutlich zu, was im vorliegenden Fall zu einem nahezu linearen Wiederanstieg von Reibmoment und Reibungskoeffizient führt und den typischen Verlauf einer Stribeck-Kurve ergibt.

Den Rauheitseinfluss der GLF auf die beschriebenen hydrodynamischen Effekte verdeutlicht ein direkter Vergleich der Ergebnisse mit den GLF V10 Rz2,4 und V05 Rz0,8 (Abbildung 3.32): Bis $G \sim 1E-6$ ergeben sich mit der glatteren GLF V05 Rz0,8 druckabhängig parallel versetzte Reibmomentverläufe sowie ein kaum sinkender, fast konstanter Reibungskoeffizient. Hydrodynamik ist hier gering ausgeprägt und der Reibungszustand ist durch einen hohen Anteil deformationsbedingter Festkörperreibanteile geprägt. Mit der GLF höherer Rauheit V10 Rz2,4 weisen die Ergebnisse insbesondere bei hohem Druck aufgrund drehzahlabhängig deutlich sinkender Reibung auf verstärkte hydrodynamische Entlastung hin, die auf eine mikro-hydrodynamische Wirkung der GLF-Rauheitsstrukturen zurückzuführen ist.

Trotz hydrodynamischer Effekte kommt es in keinem der untersuchten Betriebspunkte zu einer vollständigen Trennung der Kontaktflanken. Zwar ergeben sich als Anzeichen steigender Hydrodynamik bei geringem Druck mit $p_i \leq 0,5$ MPa hohe Gümbelzahlen und ein deutlicher Wiederanstieg des Reibungskoeffizienten (vgl. Abbildung 3.31), dennoch deuten die gegenüber dem Ursprung des Koordinatensystems versetzten Verläufe des linear extrapolierten Reibungskoeffizienten auf weiterhin vorhandene Festkörpertrag-/ -reibanteile hin. Eine verschleißfreie Vollschröpfung des Dichtkontakts kann damit für jeden der untersuchten Betriebspunkte, insbesondere bei höheren, praxisrelevanten Systemdrücken mit $p_i \geq 2,0$ MPa, ausgeschlossen werden³¹.

Neben den beschriebenen Zusammenhängen ist in allen Versuchen ein Stagnieren der Gümbelzahl erkennbar, was sich besonders deutlich in Versuch V05 bei einem Druck von 2,5 MPa äußert (vgl. V05, M_{Rm} in Abbildung 3.32): Mit Drehzahlerhöhung steigt die Gümbelzahl zunächst an, beginnt jedoch ab $G \sim 4,0E-7$ (dies entspricht ~ 4500 1/min bei 2,5 MPa) zu stagnieren und nimmt mit Erreichen von 7500 1/min sogar wieder ab. Dieser Effekt tritt bei steigender Belastung in Folge zunehmender Kontakttemperaturen³² und damit abnehmender Viskosität des Schmierstoffs auf (vgl. Glei-

³¹ Dies bestätigen auch die Verschleißuntersuchungen in Abschnitt 3.4.3.1.

³² Die ermittelten Kontakttemperaturen $TM_{1/2}$ m sind in Anhang 24 ff. dargestellt.

chung (2.1)). Inwiefern sich dies auf das Reibungsverhalten auswirkt, wird in Abschnitt 3.4.4.4 betrachtet.

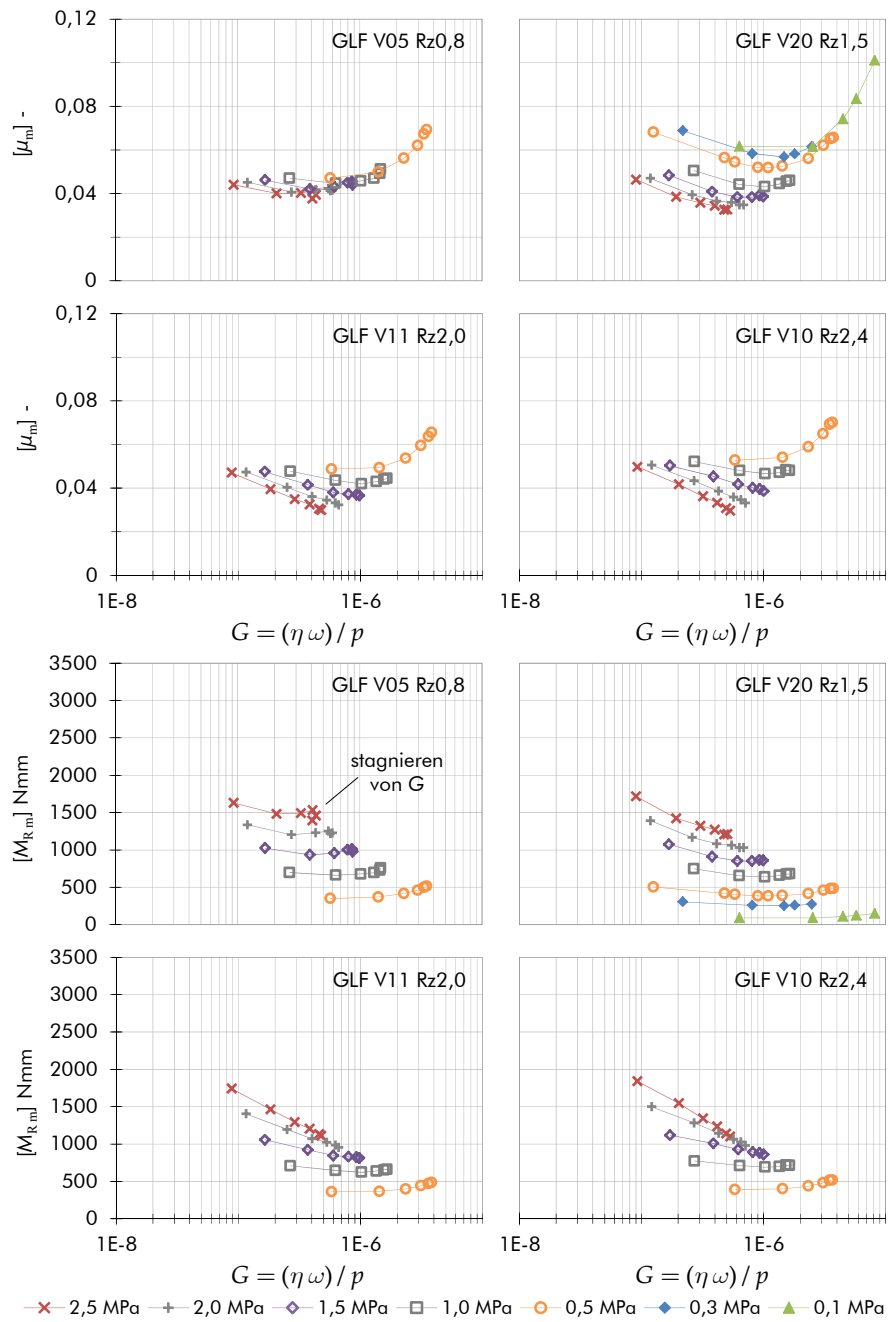


Abbildung 3.32: Funktionsversuch 2 mit geschliffenen GLF V05, V10, V11, V20; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment $M_{R,m}$ (unten) aufgetragen über logarithmisch skalierten Gumbelzahl G

3.4.4.2. Geschliffene Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur - Riefen/ Rillen in Gleitrichtung

Im Versuch mit den GLF V03 Rz3,9r und V04 Rz2,1r stellen sich bei $G \rightarrow 0$ jeweils nahezu identische Reibungskoeffizienten ein (Abbildung 3.33). Diese liegen zwischen 0,08 und 0,10, wobei höhere Werte der GLF V03 mit größerer Rauheit zuzuordnen sind. Die Reibmomente weisen hingegen eine druckabhängig große Spreizung von ca. 650 bis 3350 Nmm auf, was analog zu den Versuchen V05, V10, V11 und V20 auf ausgeprägte Grenzreibung hinweist.

Mit steigender Gümbelzahl nehmen Reibmomente und Reibungskoeffizienten ab. Hierbei nähern sich die Reibmomente mit steigendem Druck an, während die Reibungskoeffizienten auseinanderdriften. Wie bereits anhand V05, V10, V11 und V20 erläutert, ist das auf mikro-hydrodynamische Entlastung durch die GLF-Rauheit zurückführbar, die mit V03 Rz3,9r geringfügig höher ausfällt.

Gegenüber den Versuchen V05, V10, V11 und V20 liegen die Reibmomente in den Versuchen V03 und V04 auf einem höheren Niveau und die Reibmomentabnahme fällt mit steigender Gümbelzahl deutlich steiler aus. Bei identischen Betriebslasten ergeben sich kleinere Gümbelzahlen, die ausschließlich auf höhere Kontakttem-

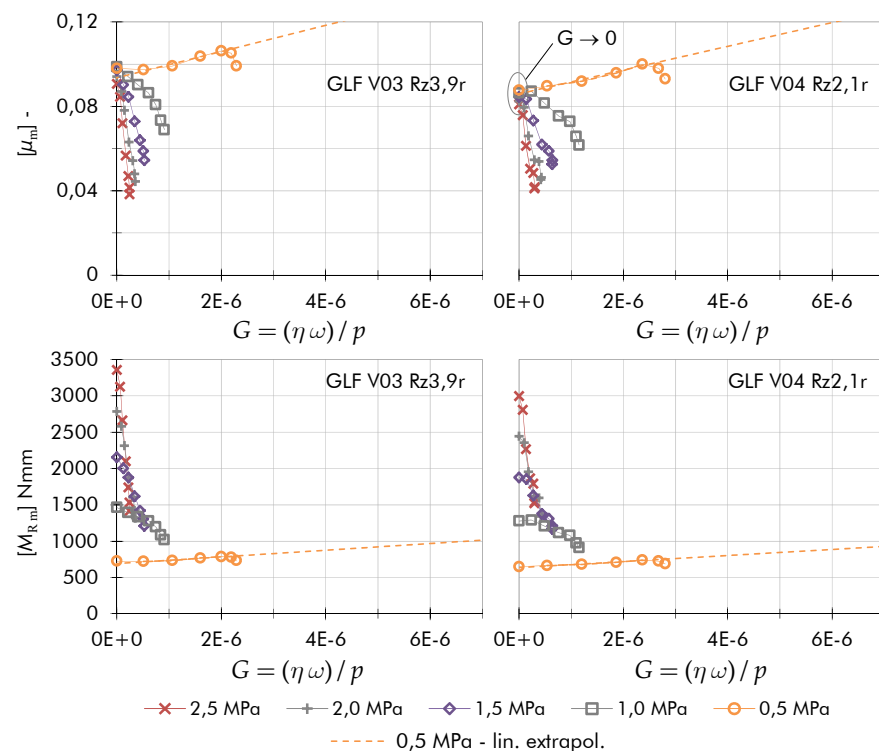


Abbildung 3.33: Funktionsversuch 2 mit geschliffenen GLF V03, V04; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment M_{Rm} (unten) aufgetragen über linear skalierte Gümbelzahl G ; ergänzend bei 0,5 MPa mit $G > 1,5E-6$ linear extrapolierte Werte von μ_m und M_{Rm}

peraturen³³ und folglich niedrigere Viskositäten im Dichtkontakt zurückzuführen sind. Hiermit ist auch das hier verstärkte Stagnieren der Gümbelzahl zu begründen (Abbildung 3.34). Ausschließlich bei der kleinsten Druckstufe von 0,5 MPa kommt es zum Wiederanstieg des Reibungskoeffizienten, der nach dem Überschreiten eines Maximums absinkt, was mit dem Stagnieren der Gümbelzahl zusammenfällt. Dieser, auf die thermische Belastung zurückführbare Effekt, wird näher in Abschnitt 3.4.4.4 betrachtet.

Die lineare Extrapolation bei 0,5 MPa zeigt selbst bei steigender hydrodynamischer Entlastung/viskoser Reibung einen hohen Grenzreibungsanteil an. Obwohl sich die Rauheitsprofilhöhen beider GLF deutlich unterscheiden (vgl. Abbildung 3.25), ergeben sich kaum Unterschiede im Reibungsverhalten, so dass davon auszugehen ist, dass der Haupteinfluss von der Grundstruktur der GLF und weniger von der Rauheitsprofilhöhe ausgeht. Als auffälliges Unterscheidungsmerkmal sind Sattelpunkte im Verlauf des Reibungskoeffizienten von Versuch V04 zu nennen, deren Ursache im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden konnte. Ein Zusammenhang mit der thermischen Belastung des Dichtkontaktes, in Abschnitt 3.4.4.4 erläutert, kann jedoch ausgeschlossen werden

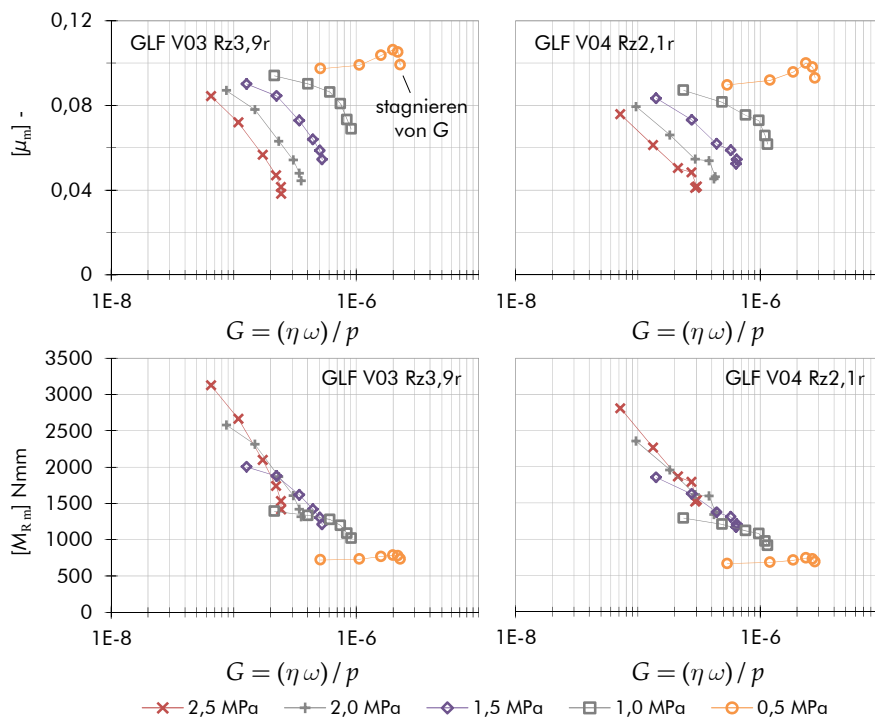


Abbildung 3.34: Funktionsversuch 2 mit geschliffenen GLF V03, V04; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment $M_{R,m}$ (unten) aufgetragen über logarithmisch skaliertes Gümbelzahl G

³³ Die ermittelten Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$ sind in Anhang 29 ff. dargestellt.

3.4.4.3. Gedrehte Gegenauflflächen mit gerichteter Grundstruktur - Riefen/ Rillen in Gleitrichtung

Die gedrehten GLF V13 Rz3,4r und V16 Rz1,3r weisen ebenso wie die geschliffenen GLF V03 Rz3,9r und V04 Rz2,1r eine in Gleitrichtung umlaufende Riefen- und Rillenstruktur auf, woraus qualitativ vergleichbare Merkmale im Reibungsverhalten resultieren (Abbildung 3.35). Hierzu zählen bei hohem und mittlerem Systemdruck mit steigender Gümbelzahl sinkende Reibmomente und Reibungskoeffizienten, die auch hier auf abnehmende Grenzreibung in Folge hydrodynamischer Entlastung hinweisen. Ebenso stellen sich Reibungsmaxima ein, die mit steigendem Druck zu Sattel-/ Wendepunkten abflachen (Abbildung 3.36). Gegenüber V03 und V04 weisen ausgeprägte Minima bei 0,5 und 1,0 MPa auf eine verbesserte hydrodynamische Entlastung hin (vgl. Abbildung 3.33). Diese scheint mit größerer Rauheitsprofilhöhe (V13) leicht erhöht, was sich bei hohen Gümbelzahlen mit $p_i \leq 1,0$ MPa anhand eines geringfügig verstärkten Wiederanstiegs und einem höheren Reibungsmaximum zeigt. Die lineare Extrapolation von μ_m bei 0,5 MPa weist auch hier auf einen hohen Grenzreibungsanteil hin, so dass im gesamten untersuchten Betriebsbereich Mischreibung vorliegt.

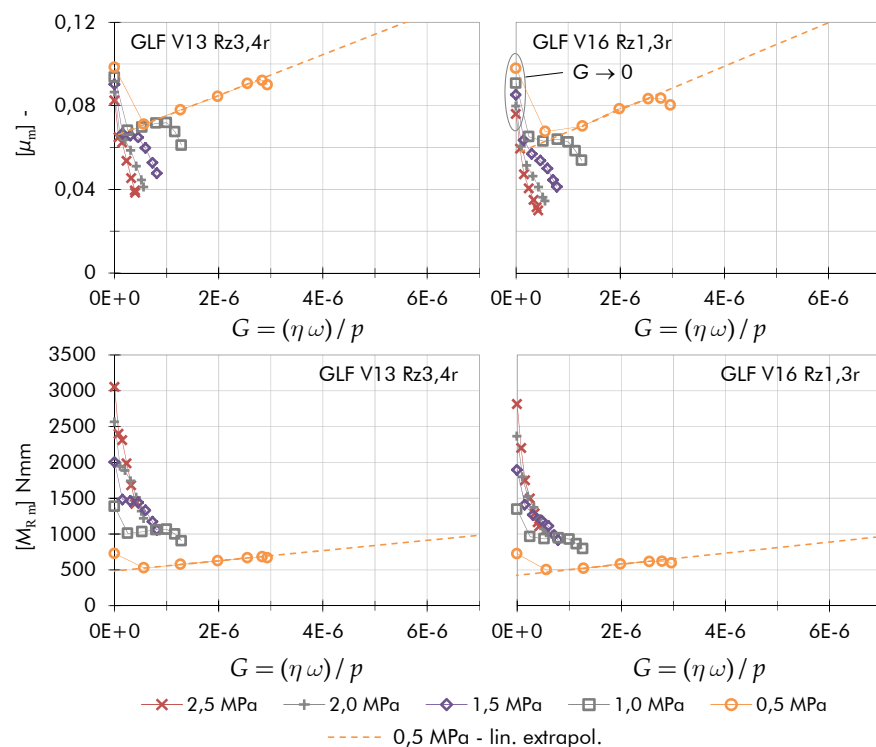


Abbildung 3.35: Funktionsversuch 2 mit gedrehten GLF V13, V16; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment M_{Rm} (unten) aufgetragen über linear skaliertes Gümbelzahl G ; ergänzend bei 0,5 MPa mit $G > 1,5E-6$ linear extrapolierte Werte von μ_m und M_{Rm}

Die Reibungskoeffizienten reichen im Grenzzreibungsgebiet ($G \rightarrow 0$) von 0,075 bis 0,1 und liegen damit auf dem Niveau der GLF V03 und V04 (vgl. Abbildung 3.33) und oberhalb derer aus den Versuchen V05, V10, V11, V20 (vgl. Abbildung 3.31).

Das Reibmoment ist im Vergleich mit den Versuchen V03 und V04 reduziert, was vermutlich auf die gleichmäßigere Topografie der gedrehten GLF zurückzuführen ist (vgl. Abbildung 3.17). Diese ist an den GLF V03 und V04 in ihrer Höhe unregelmäßig und zudem von einer Welligkeit überlagert (vgl. Abbildung 3.16), so dass bei Festkörperkontakt lediglich einzelne Profilkämme den Kontakt-druck tragen und somit stark furchend sowie reibungs- und verschleißfördernd wirken. Die umlaufenden Profilkämme der gedrehten GLF liegen hingegen jeweils auf einem identischen Höhen-niveau und bilden somit bei Festkörperkontakt einen gleichmäßig tragenden Anteil, so dass die Furchung reduziert wird. Ein weiterer entlastender Effekt wird im möglichen Förderverhalten der gewindeförmigen Drehstrukturen vermutet (vgl. Abschnitt 3.4.1, Seite 52), wodurch in den Profiltälern enthaltener Schmierstoff in den Kontakt gefördert wird und dort für hydrodynamischen Druckaufbau zur Verfügung steht.

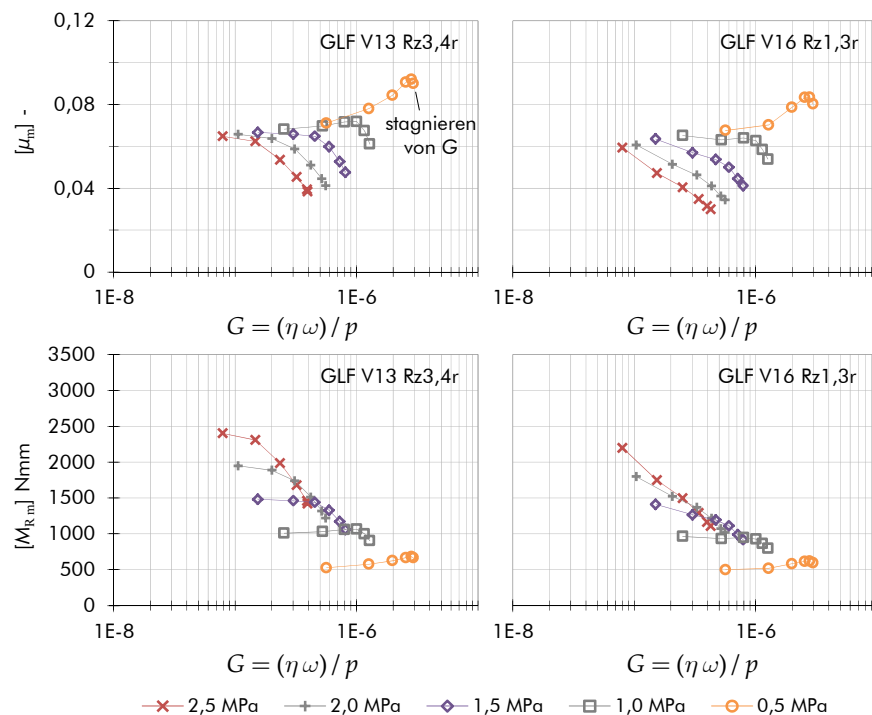


Abbildung 3.36: Funktionsversuch 2 mit gedrehten GLF V13, V16; Reibungskoeffizient μ_m (oben) und Reibmoment M_{Rm} (unten) aufgetragen über logarithmisch skaliertes Gümbelzahl G

3.4.4.4. Einfluss thermischer Effekte

Die thermische Belastung des Dichtsystems ergibt sich aus der Sumpftemperatur $T_0 = 90\text{ °C}$ zuzüglich der durch Reibungsverluste verursachten Erwärmung, so dass im Dichtkontakt Temperaturen entstehen, die um ein Vielfaches die im Sumpf übersteigen (Abbildung 3.37, oben). In Folge dessen verändern sich tribologisch relevante Materialeigenschaften der beteiligten Elemente, wie die Grenzreibeigenschaften des REDR-Werkstoffs PEEK (vgl. Abschnitt 2.2.4) und die Viskosität des Öls (Abbildung 3.37, unten).

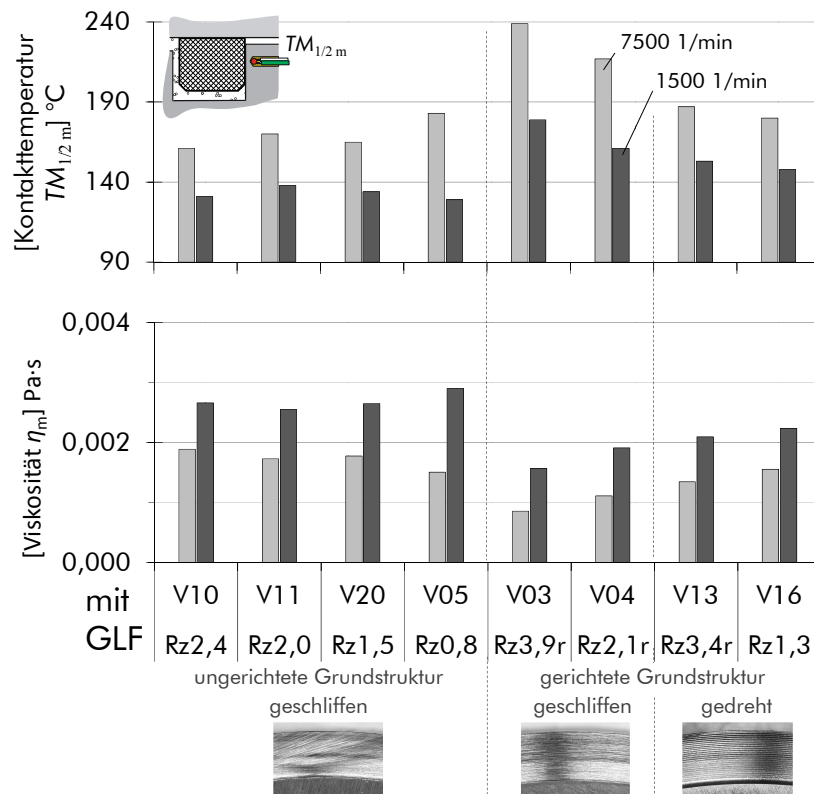


Abbildung 3.37: Mit modifizierten GLF im Funktionsversuch 2 gemessene Kontakttemperaturen $TM_{1/2 m}$; und zugehörige, berechnete Viskositäten η_m bei Drehzahlen von 1500 und 7500 1/min mit einem Systemdruck von jeweils 2,5 MPa

Sowohl das Stagnieren der Gümbelzahl als auch die lokalen Reibungsmaxima (vgl. Abschnitt 3.4.4.1 bis 3.4.4.3) sind Merkmale für thermisch bedingte Veränderungen des Reibungsverhaltens (Abbildung 3.38, oben). Werden ergänzend zum Reibungskoeffizienten Kontakttemperaturen $TM_{1/2 m}$ und Viskositäten $\eta_m(TM_{1/2 m})$ ³⁴

³⁴ Hierbei ist zu beachten, dass an der Temperaturmessstelle $TM_{1/2 m}$ gegenüber der Messstelle unmittelbar im Dichtkontakt $TM_{1/2 m}^*$ reduzierte Werte gemessen werden und somit die Viskosität im Kontakt sowie die Gümbelzahl überschätzt werden.

über der Gümbelzahl aufgetragen und durch Polynome 3. Grades angenähert, zeigt sich, dass der Beginn des Stagnierens mit den Wendepunkten der Polynome im Viskositätsverlauf und folglich einer verstärkten Temperaturzu-/ Viskositätsabnahme zusammenfällt (vgl. exemplarisch 0,5 MPa in Abbildung 3.38). Die Gümbelzahl strebt damit gegen einen Grenzwert, ab dem trotz Drehzahlanstieg keine weitere, wesentliche Steigerung durch hydrodynamische Entlastung zu erwarten ist.

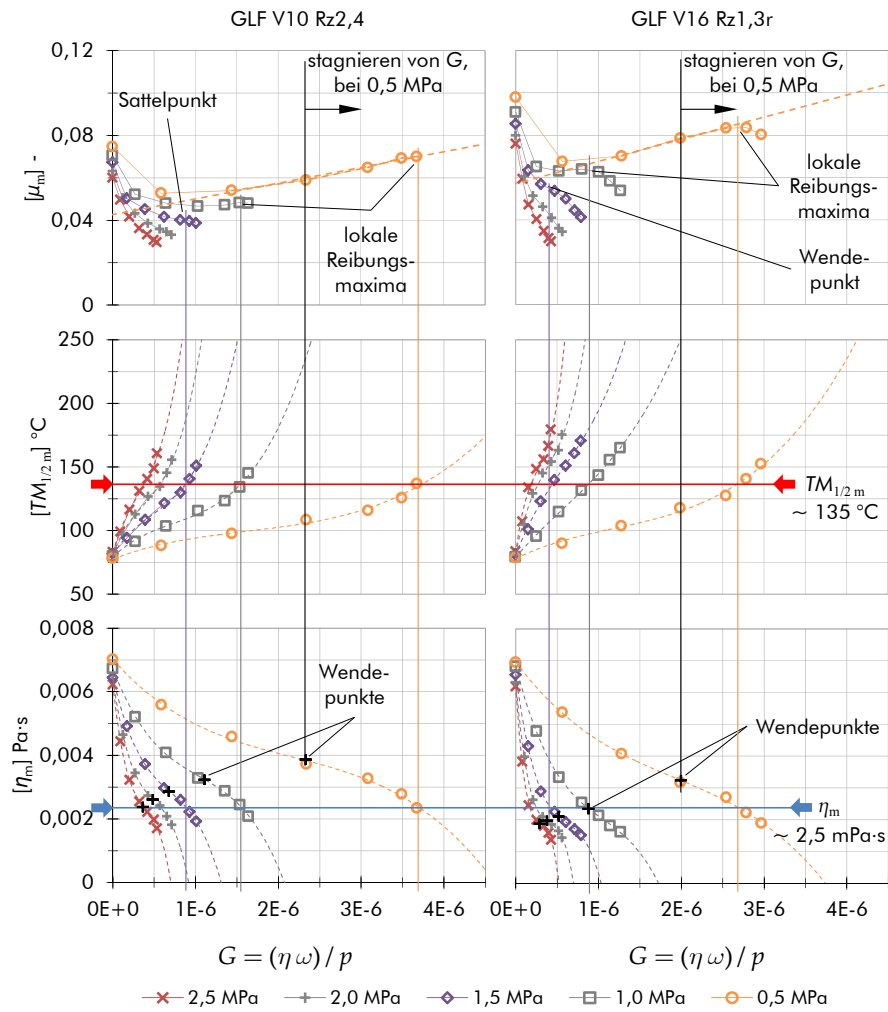


Abbildung 3.38: Funktionsversuch 2 mit geschliffenen GLF V10 und gedrehten GLF V16; Reibungskoeffizient μ_m (oben), Kontakttemperatur $TM_{1/2m}$ (Mitte) und Viskosität $\eta_m(TM_{1/2m})$ (unten) aufgetragen über linear skaliertes Gümbelzahl G

Die lokalen Reibungsmaxima werden unabhängig von der GLF-Variante sowohl bei 0,5 MPa als auch 1,0 MPa mit dem Erreichen einer Kontakttemperatur von $TM_{1/2m} \sim 135^\circ\text{C}$ überschritten (Abbildung 3.38, Mitte). Wird diese Temperatur bei höherem Systemdruck mit $p_i \geq 1,5 \text{ MPa}$ erreicht, treten im Verlauf des stetig sin-

kenden Reibungskoeffizienten an Stelle der Maxima Sattel- und Wendepunkte auf (vgl. Abbildung 3.38, oben). Hier ist der Effekt deutlich abgeschwächt und schließlich bei maximalem Druck von 2,5 MPa nicht mehr erkennbar³⁵.

Die Ursache hierfür liegt im Temperaturanstieg und dem VT-Verhalten des Schmierstoffs begründet. Die Kontakttemperatur steigt oberhalb von 135 °C progressiv an, wobei die Viskosität 0,0025 Pa·s unterschreitet und verstärkt abnimmt (vgl. Abbildung 3.38, unten). Unterhalb dieser Grenzviskosität sinkt die Schubspannung im Fluid trotz Drehzahlanstieg und es kommt zur Abnahme viskoser Reibungsverluste. Im Betriebsbereich mit hohem Flüssigkeitsreibungsanteil, wie er bei 0,5 MPa und 1,0 MPa vorliegt, werden hier die lokalen Reibungsmaxima überschritten. Bei zunehmendem Druck mit $p_i \geq 1,5$ MPa überlagert steigende Grenzreibung den geringen viskosen Reibanteil, so dass das Überschreiten der thermischen Viskositätsgrenze im Verlauf des Reibungskoeffizienten nur noch abgeschwächt bzw. nicht mehr in Erscheinung tritt.

Die ermittelte Grenztemperatur von 135 °C liegt nahe der Glasübergangstemperatur des PEEK mit $T_g = 143$ °C, bei der die Grenzreibmechanismen von Polymerwerkstoffen deutlichen, jedoch in der Regel nicht sprunghaften, Änderungen unterliegen. Es kann daher nicht ausgeschlossen werden, dass bei einer Kontakttemperatur oberhalb von 135 °C sowohl das Grenzreibverhalten als auch viskositätsabhängige Effekte überlagert auftreten. Um die Anteile dieser im Gebiet der Mischreibung überlagerten Effekte zu differenzieren sind die durchgeführten Bauteilversuche nur bedingt geeignet. Um insbesondere die temperaturabhängigen Grenzreibigenschaften des PEEK zu analysieren sind Tribometerversuche vorzuziehen. Hier besteht die Möglichkeit unter kontrollierten thermischen Bedingungen Verschleißfortschritt und -mechanismen sowie die Temperatur unmittelbar im Dichtkontakt kontinuierlich zu ermitteln.

3.4.4.5. Abschließende Bewertung

In allen Versuchen tritt bereits bei kleinen, ansteigenden Gümbelzahlen eine hydrodynamische Entlastung auf, die den Grenzreibungsanteil reduziert. Letzterer ist bei kleinem Systemdruck gering, so dass sich aufgrund erhöhter viskoser Reibung stribeck-kurven-förmige Reibungsverläufe ergeben. Dennoch entsteht auch bei hohen Drehzahlen kein hydrodynamisch tragender

³⁵ Auch anhand der anderen Versuchsreihen mit modifizierten GLF ergeben sich die gleichen Grenzwerte. Von einer separaten Betrachtung wird daher an dieser Stelle abgesehen.

Fluidfilm, der zur vollständigen Trennung der Kontaktflanken führt, so dass weiterhin tragende Festkörperkontakte vorliegen (vgl. bspw. V20 mit $p_i \leq 1,0$ MPa, Abbildung 3.31). Bei hohem Systemdruck kommt es ebenfalls zur hydrodynamischen Kontaktentlastung, jedoch fällt diese in Relation zum tragenden Festkörperkontaktgedruck geringer aus, so dass der Reibungskoeffizient bis zum Erreichen hoher Drehzahlen stetig fällt, ohne dabei ein Reibungsminimum zu erreichen (vgl. bspw. V16 mit $p_i \geq 2,0$ MPa, Abbildung 3.35). Daraus folgt, dass in jedem untersuchten Betriebspunkt, mit jeder GLF Mischreibung vorliegt. Hierbei ist davon auszugehen, dass Mischreibungsverluste vorwiegend auf Kontaktdeformation und viskose Reibung im Schmierstoff zurückzuführen sind, während adhäsive Reibungsanteile im ölgeschmierten System gering ausfallen.

Sowohl die GLF-Grundstruktur als auch die Rauheitsprofilhöhe beeinflussen das Reibungsverhalten:

Optimales Verhalten wird mit einer ungerichteten Schleifstruktur erreicht (vgl. V05, V10, V11, V20 in Abbildung 3.31). Ein großer Anteil quer zur tribologischen Beanspruchungsrichtung verlaufender Riefen fördert einerseits den Schmierstoffzutritt in den Dichtkontakt und bietet andererseits Angriffsfläche für den Aufbau von hydrodynamischem Staudruck. Die durch Einlaufverschleiß zunehmend plateauformige GLF-Kontaktflanke reduziert plastische Deformation und Furchung an der REDR-Flanke, so dass selbst bei hohem Grenzreibungsanteil die elastische und damit weniger verschleißfördernde Festkörperreibungskomponente überwiegt.

Im Versuch mit gerichteten Grundstrukturen (vgl. V03, V04, V13, V16), mit Riefen und Rillen ausschließlich in tribologischer Beanspruchungsrichtung, kommt es hingegen zu deutlich höheren Reibungsverlusten, die auf eine geringere hydrodynamische Entlastung und, wie der deutlich erhöhte abrasive Verschleiß bestätigt (vgl. Abschnitt 3.4.3.4), plastische Deformation der REDR-Flanke zurückzuführen sind. Weniger stark ist dieses Verhalten mit gedrehten GLF ausgeprägt, bei denen sich bei ausreichend kleiner Rauheitsprofilhöhe (V16 Rz1,3r) ein vergleichbares Reibungsverhalten wie mit ungerichteten Schleifstrukturen einstellt.

Der Einfluss der GLF-Rauheitsprofilhöhe auf das Reibungsverhalten ist insbesondere bei den Versuchsreihen V05, V10, V11, V20 identifizierbar³⁶. Mit zunehmender Profilhöhe steigt die Entlastung aufgrund mikro-hydrodynamischer Wirkung der Rauheit,

³⁶ Ebenso trägt die REDR-Rauheit/-Topografie zum Reibungsverhalten bei. Durch den Einsatz identischer REDR ist jedoch sichergestellt, dass Unterschiede im Reibungsverhalten auf den Einfluss der GLF zurückgeführt werden können.

während diese mit der vergleichsweise glatten GLF deutlich geringer ausfällt (vgl. V05 Rz0,8 und V10 Rz2,4 in Abbildung 3.31). Da jedoch zu keinem Zeitpunkt eine vollständige Trennung der Kontaktflanken erfolgt, kommt es insbesondere bei hohem Druck und geringer Drehzahl mit steigender Rauheit zum Verschleißanstieg (vgl. Tabelle 7). Dieser ist jedoch selbst bei maximaler Rauheit mit den GLF V10 rz2,4 tolerierbar, wohingegen bei ungünstiger, gerichteter GLF-Struktur trotz geringerer Rauheitsprofilhöhe (V04 Rz2,1r, vgl. Abbildung 3.33) höhere Reibungsverluste und Verschleiß entstehen.

Für das eingesetzte Öl ergibt sich unterhalb einer Grenzviskosität von 0,0025 mPa·s eine deutliche Abnahme viskoser Reibungsverluste. Insbesondere in Versuchen mit hohem Flüssigkeitsreibranteil zeigt sich das Unterschreiten dieser Grenze in einem deutlichen Rückgang des Reibungskoeffizienten, nachdem dieser zuvor den typischen Verlauf einer Strick-Kurve beschreibt (vgl. Abbildung 3.38). Das VT-Verhalten spiegelt sich auch anhand der Gümbelzahl wider, die bereits vor dem Erreichen der Viskositätsgrenze zu stagnieren beginnt und damit auf abnehmende hydrodynamische Tragfähigkeit in Folge sinkender Viskosität hindeutet.

Da der Hauptleckagestrom entlang der Stoßgeometrie auftritt, kann im Zuge der Untersuchungen kein maßgeblicher Einfluss der GLF-Beschaffenheit auf die Leckagerate Q_m festgestellt werden. Im Funktionsversuch 2 stellen sich nach dem Dauerlauf bei 2 MPa und 3000 1/min im Mittel Werte von $Q_m \sim 55 \dots 100$ g/min ein (vgl. Anhang 38). Abweichende Ergebnisse treten vereinzelt bei erhöhtem Materialabtrag an der REDR-Flanke auf (bspw. V03, Anhang 38), wenn sich Verschleißrückstände in der Stoßgeometrie ansammeln und den Strömungsquerschnitt des Hauptleckagepfads reduzieren (vgl. V03, Anhang 19).

3.4.5. Gesamtbetrachtung - modifizierte GLF

Das Dichtsystem wird im wesentlichen durch die GLF-Grundstruktur, deren Ausrichtung relativ zur Gleitrichtung sowie die Rauheitsprofilhöhe und deren Materialanteile beeinflusst. Eine Gegenüberstellung der wesentlichen Ergebnisse zeigt Abbildung 3.39 anhand des jeweils im letzten Zyklus des Dauerlaufversuchs gemessenen Reibmoments bei 7500 1/min (oben), 1000 1/min (Mitte) und des Materialabtrags an den zugehörigen REDR (unten):

Im Gesamtvergleich führen ungerichtete GLF-Grundstrukturen mit quer zur Gleitrichtung verlaufenden Riefen und Rillen, wie die geschliffenen GLF aus den Versuchen V05, V10, V11 und

V20, zu einem niedrigen Reibmoment. Mit zunehmender GLF-Rauheit stellt sich bei 7500 1/min eine leichte Reibungsreduktion ein ($M_{Rm 7500}$ in Abbildung 3.39, oben), die auf eine mit steigender Rau-

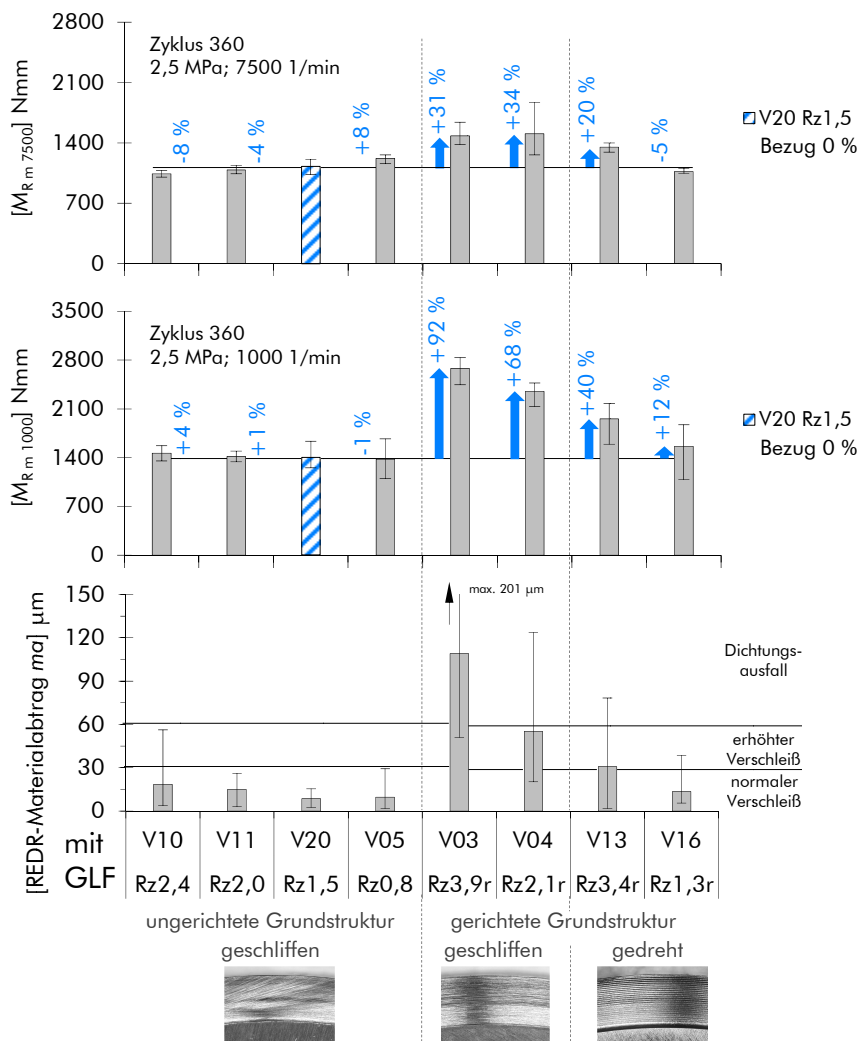


Abbildung 3.39: Mit modifizierten GLF zum Abschluss des Dauerlaufversuchs gemitteltetes Reibmoment M_{Rm} : mit 2,5 MPa bei 7500 1/min (oben) und 1000 1/min (Mitte); mittlerer Materialabtrag an den zugehörigen REDR-Flanken (unten)

heitsprofilhohe zunehmende mikro-hydrodynamische Wirkung der GLF zurückgeführt werden kann. Zeitgleich ist mit höherer Rauheit (V10 Rz2,4) auch ein steigender Materialabtrag an der REDR-Flanke verbunden (Abbildung 3.39, unten), der jedoch mit ungerichteter Grundstruktur in einem tolerierbaren Rahmen bleibt. Insgesamt ist das Betriebsverhalten jedoch gegenüber Rauheitsunterschieden weitestgehend unempfindlich.

Gerichtete Grundstrukturen mit Riefen und Rillen in Richtung der tribologischen Beanspruchung, wie sie bei den geschliffe-

nen GLF in Versuch V03 und V04 sowie den gedrehten GLF in Versuch V13 und V16 vorliegen, führen zu erhöhtem Reibmoment und Verschleiß. So fällt das Reibmoment zum Ende des Dauerlaufversuchs mit den GLF V04 Rz2,1r gegenüber jenen mit ungerichteter Grundstruktur V11 Rz2,0 trotz vergleichbarer Rauheitsprofilhöhe³⁷ um bis zu 67 % höher aus und es entsteht nicht tolerierbarer Materialabtrag an den REDR-Flanken. Geringes Reibmoment und tolerierbarer Materialabtrag werden lediglich mit den gedrehten GLF V16 Rz1,3r erzielt. Dennoch liegt auch hier das Reibmoment gegenüber den geschliffenen GLF V20 Rz1,5 mit ungerichteter Struktur um bis zu 12 % höher.

Kurze Einlaufzeiten und ein stabiles Reibmoment ergeben sich in den Versuchsreihen V05, V11 und V20 mit ungerichteter Schleifstruktur (Abbildung 3.40). Ausgehend vom Reibmomentverlauf stellt sich hier ein stetiger Betrieb nach maximal 120 Zyklen ein,

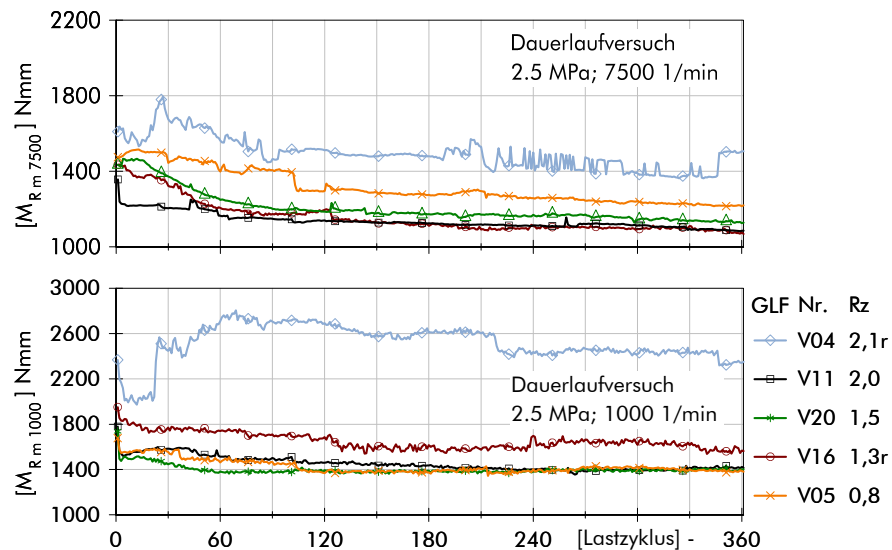


Abbildung 3.40: Dauerlaufversuch mit modifizierten GLF V04, V05, V11, V16 und V20; gemitteltetes Reibmoment M_{Rm} mit 1000 1/min und 7500 1/min bei jeweils 2,5 MPa

was einer Betriebsdauer von ca. 8 Stunden entspricht. Mit Ausnahme der gedrehten GLF V16 Rz1,3r wird mit den GLF mit Riefen und Rillen in tribologischer Beanspruchungsrichtung kein stabiler Betrieb erreicht, wie in Abbildung 3.40 der Verlauf der Reibmomente von V16 und V04 verdeutlicht.

³⁷ Es ist zu berücksichtigen, dass Messergebnisse tangentialer und radialer Tastschnitte im Vergleich zueinander stehen (vgl. Abschnitt 3.4.1, Seite 49).

Der GLF-Verschleiß führt an allen GLF zu einer Abnahme der Rauheitsprofilhöhe $h_{R\ Pr}$ (Abbildung 3.41, oben), was sich bei allen untersuchten GLF in einem Rückgang von Rk und Rpk äußert.

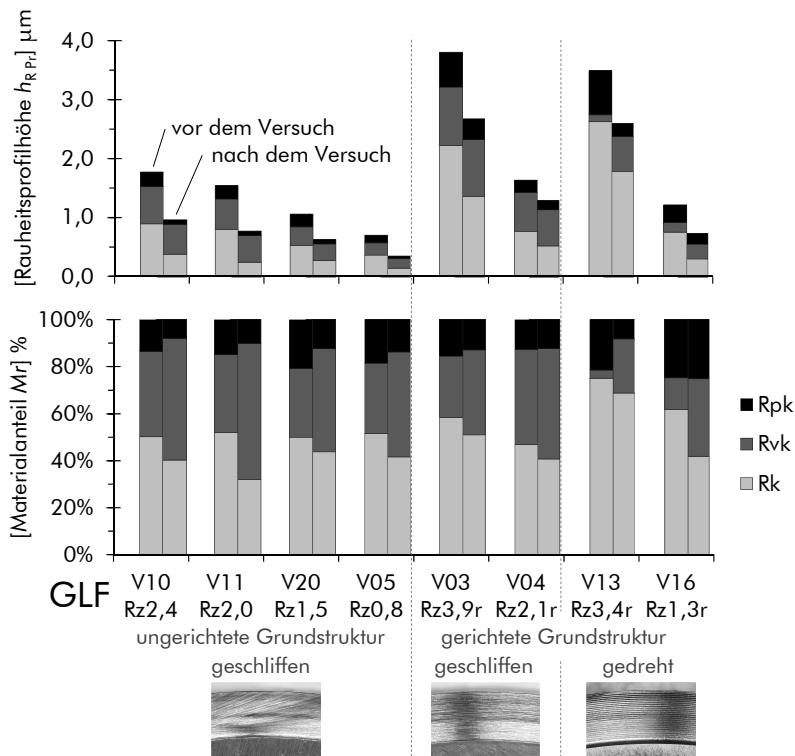


Abbildung 3.41: Oberflächenkenngrößen der GLF³⁸: Anteile von Rvk , Rk und Rpk an der Rauheitsprofilhöhe $h_{R\ Pr}$ der linearisierten Materialanteilkurve: absolute (oben) und prozentuale Anteile (unten)

An den GLF V05, V10, V11 und V20 geht $h_{R\ Pr}$ zwischen 40 % und 50 % zurück. Das Verhältnis der Materialanteile verlagert sich zugunsten von Rvk , so dass ein Profil mit steigender Tragfähigkeit und sinkender abrasiver Wirkung entsteht. Im Profil verbleibende Riefen reichen von der Druckseite her in den Dichtkontakt und gewährleisten die Schmierstoffzufuhr, während geringe Rauheitsprofilhöhen ($h_{R\ Pr\ V05} = 0,36\ \mu\text{m}$ bis $h_{R\ Pr\ V10} = 0,97\ \mu\text{m}$) und reduzierte Spitzenhöhen ($Rpk_{\max} = 0,08\ \mu\text{m}$) dazu führen, dass der Materialabtrag am REDR gering ausfällt (vgl. Abbildung 3.39).

An den GLF der Versuchsreihen V03, V04, V13 und V16 kommt es zu einer ähnlichen Verschiebung der Materialanteile. Jedoch geht $h_{R\ Pr}$ im Mittel nur um 29 % zurück und erreicht nach dem Versuch ein Minimum von $h_{R\ Pr\ V16} = 0,74\ \mu\text{m}$ und ein Maximum von $h_{R\ Pr\ V03} = 2,67\ \mu\text{m}$. Rpk verbleibt mit Werten von $0,16\ \mu\text{m}$ bis $0,35\ \mu\text{m}$ sowie Rk mit $0,31\ \mu\text{m}$ bis $1,36\ \mu\text{m}$ auf einem hohen Niveau. Die

³⁸ Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanke vor und nach dem Versuch sind in Anhang 17 dargestellt.

abrasive Wirkung dieser GLF wird daher nur geringfügig reduziert, womit der hohe Materialabtrag an den REDR-Flanken begründet werden kann. Lediglich mit den GLF V16 Rz1,3r ergibt sich ein tolerierbarer Materialabtrag am REDR (vgl. Abbildung 3.39), dessen Ursache weniger in einem günstigen Einlauf der GLF als in der bereits vor dem Versuch geringen Rauheitsprofilhöhe von $h_{R\ Pr} = 1,22 \mu\text{m}$ liegt.

Das Tastschnittverfahren sowie die abgeleiteten Oberflächenkenngrößen der Materialanteilkurve eignen sich im Zuge von Vor- und Nachvermessungen vorwiegend, um qualitative Tendenzen hinsichtlich Einlaufverhalten, Materialverschleiß sowie tribologisch günstiger GLF-Grundstrukturen zu erkennen. Letzteres erfordert ergänzend die topografische Erfassung der GLF-Grundstruktur. Quantitative Aussagen insbesondere bezüglich im Betrieb vorherrschender bzw. zu erwartender Reibungszustände sind nur bedingt möglich. Erschwerend kommt hinzu, dass bspw. gedrehte GLF vor dem Versuch keine plateauförmige Grundstruktur aufweisen, so dass die Ableitung der Kenngrößen der Materialanteilkurve im Vorfeld eingeschränkt ist (vgl. Abschnitt 3.4.1, Seite 49). Darüber hinaus erweist sich das Tastschnittverfahren für den zuvor genannten Zweck als eingeschränkt praxistauglich, da im Vorfeld Kenntnisse über das Fertigungsverfahren und daraus resultierende Grundstrukturen vorliegen müssen, um eine geeignete Tastrichtung und -länge festzulegen. Darüber hinaus schränkt die Abhängigkeit der Messrichtung von der Grundstruktur die Vergleichbarkeit der Ergebnisse ein. So erfordert bspw. die geringe Nuttiefe bei radialer Messrichtung von der Norm abweichende Messbedingungen.

3.5. Bauteilversuche - makro-strukturierte Rechteckdichtringe

In den Versuchsreihen V17 und V21³⁹ werden REDR mit makroskopisch strukturierten Kontaktflanken untersucht. Der Fokus liegt auf der Analyse hydrostatischer und -dynamischer Effekte und deren Einfluss auf den Reibungszustand. Die eingesetzten GLF sind analog zu den GLF V10, V11 und V20 längs-umfangs-plan-geschliffen. Eine Betrachtung der Oberflächenkenngrößen an GLF- und REDR-Flanke erfolgt nicht, lediglich der Materialabtrag am REDR sowie der optisch erkennbare Verschleiß werden beurteilt.

3.5.1. Spezifikationen der REDR

Die Taschenstrukturen sind im Prägeverfahren (vgl. Abschnitt 3.1.1) mit einer Tiefe von jeweils 20 μm und 75 μm gefertigt. Abbildung 3.42 zeigt die laterale Ausdehnung der Strukturen: Mit einem Winkelversatz von 18° sind auf dem Umfang 18 Elemente verteilt, wodurch die REDR-Flanke in ein Plateau und die tiefer liegende Tasche unterteilt wird. Eine 0,5 mm breite Öffnung zur Druckseite bildet eine Schmierstoffzuführung in das Tascheninnere, so dass gegenüber einem REDR ohne Taschen eine hydrostatische Reduktion der spaltschließenden Kraft von $\sim 9\%$ erreicht wird. Durch die Verjüngung der Struktur entlang des Radius R1 soll zudem eine hydrodynamische Entlastung begünstigt werden.

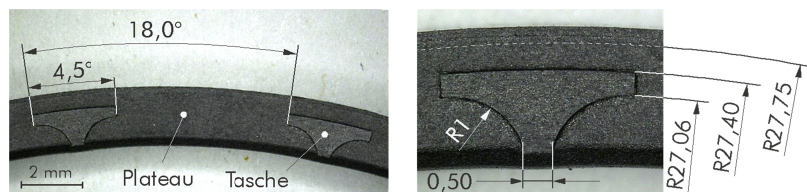


Abbildung 3.42: Geometrie der Taschenstruktur 1 in den Versuchsreihen V17 und V21, Maßangaben ohne Einheit in mm

Während das Prägens treten im Randbereich der Struktur Spannungen auf, wodurch sich das angrenzende REDR-Plateau absenkt und verrundete Übergänge zwischen dem REDR-Plateau und dem Taschenrand entstehen (Abbildung 3.43). Diese sogenannte Plateauabsenkung wirkt sich insbesondere auf den dichtenden Steg zwischen druckbeaufschlagtem Tascheninnenraum und der Umgebung aus, so dass die GLF- und REDR-Flanke in diesem Bereich nicht dichtend im Kontakt stehen. Es ergibt sich ein Spalt von ca. $5\text{ }\mu\text{m}$, der sich erst nach ausreichendem Einlaufverschleiß schließt.

³⁹ Der Versuchsreihe V21 liegen die Einzelversuche V21.1 und V21.2 zugrunde.

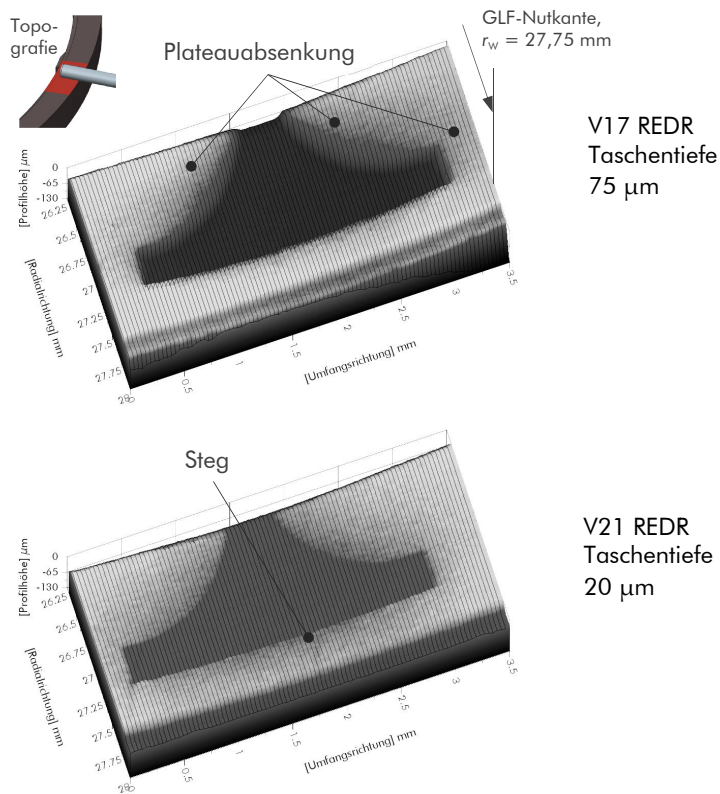


Abbildung 3.43: Topografien der REDR-Kontaktflanke der Versuchsreihen V17, V21; vor dem Versuch

3.5.2. Dauerlauf- und Einlaufverhalten

Die Plateaubsenkung entlang der Taschenstruktur führt zu einer erhöhten Leckage, die jedoch verschleißbedingt während des Dauerlaufversuches abnimmt. Im Versuch V21 liegt diese gegenüber unstrukturierten REDR um 150 bis 300 % höher (vgl. Anhang 38), so dass in den Versuchen der Solldruck von 2,5 MPa nicht erreicht wird. Aufgrund der daraus resultierenden, reduzierten Kontaktbelastung ist kein quantitativer Reibmomentvergleich der Dauerlaufversuche V17 und V21 möglich (vgl. Abbildung 3.44).

Qualitativ betrachtet ergibt sich mit beiden Taschenvarianten ein stetiger und gleichmäßiger Reibmomentverlauf ohne merkliche Einlaufeffekte (vgl. Abbildung 3.44). Das Betriebsverhalten ist von Beginn des Versuchs an stabil und es treten keine Sprünge im Reibmomentverlauf auf. In Versuch V21 verläuft das Reibmoment bei 7500 1/min nahezu konstant, wohingegen in Versuch V17 mit steigender Zyklenanzahl ein leichter Rückgang erfolgt. Bei 1000 1/min steigt das Reibmoment in beiden Versuchsreihen zunächst an und erreicht bei V17 ab Zyklus 180 und bei V21 ab Zyklus 90 ein dauerhaft konstantes Niveau. Trotz des geringeren Drucks von $\sim 2,4 \text{ MPa}$ fällt das Reibmoment in Versuch V21 bei 1000 1/min höher aus, was

hauptsächlich auf eine höhere GLF-Rauheit von $R_z = 2,8 \mu\text{m}$ zurückzuführen ist⁴⁰.

Mit einer Taschentiefe von $20 \mu\text{m}$ wird in V21 bei hoher Drehzahl das geringere Reibmoment erreicht, was eine erhöhte hydrodynamische Wirkung der flacheren Taschen vermuten lässt. Der eingangs erwähnte, reduzierte Ist-Druck $p_{i\text{IST}}$ kann jedoch als Ursache für das reduzierte Reibmoment nicht ausgeschlossen werden. Für einen quantitativen Vergleich wird daher auf die Ergebnisse der Funktionsversuche in Abschnitt 3.5.4 mit Druckstufen $< 2,5 \text{ MPa}$ verwiesen.

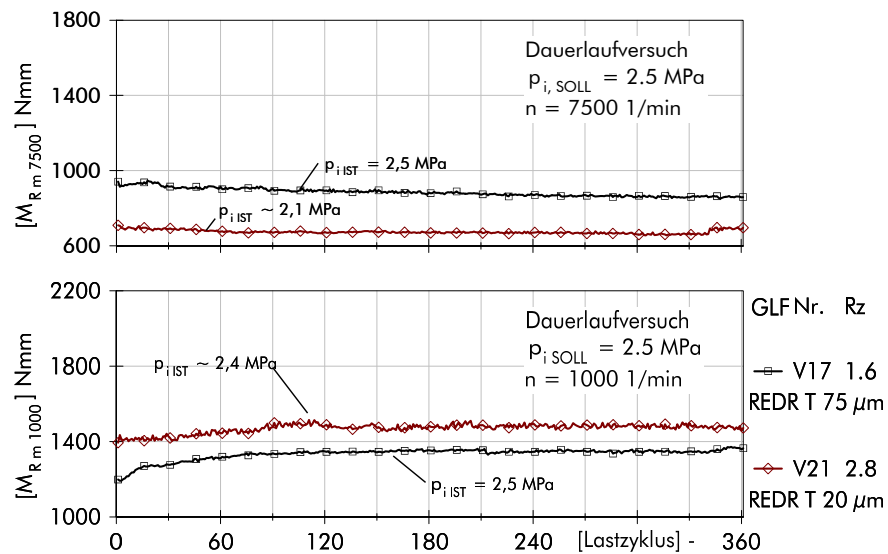


Abbildung 3.44: Dauerlaufversuch mit REDR mit Taschenstruktur, V17 T $75 \mu\text{m}$, V21 T $20 \mu\text{m}$, gemitteltes Reibmoment M_{Rm} mit 1000 1/min und 7500 1/min bei einem Soll-Druck von jeweils $2,5 \text{ MPa}$

3.5.3. Verschleiß

Der Materialabtrag an den REDR-Flanken beider Versuchsserien beträgt im Mittel weniger als $3 \mu\text{m}$ (Tabelle 10) und ist im Wesentlichen auf die Glättung erhabener Plateaus beschränkt, so dass die Taschen davon unberührt und über den gesamten Versuchszeitraum erhalten bleiben. Im Randbereich nahe der Nutkante kommt es auf dem Umfang vereinzelt zur Gratbildung, die jedoch sehr gering ausfällt und daher grafisch nicht darstellbar ist. In Relation zum Materialabtrag an unstrukturierten REDR im Gegenlauf mit GLF vergleichbarer Rauheit (Tabelle 10: V10 $R_z 2,4$, V20 $R_z 1,5$) wird der Abtrag durch die Taschen deutlich reduziert.

⁴⁰ Die Rauheit der GLF beträgt bei V17 vor dem Versuch $R_z = 1,6 \mu\text{m}$, nach dem Versuch $R_z = 1,3 \mu\text{m}$. Bei V21 beträgt diese vorher $R_z = 2,8 \mu\text{m}$ und nach dem Versuch $R_z = 2,1 \mu\text{m}$.

Tabelle 10: Materialabtrag und Verschleiß an den REDR-Kontaktflanken aus den Versuchen V17 und V21 mit Taschen im Vergleich mit REDR ohne Taschen aus den Versuchen V10 und V20 mit vergleichbarer GLF-Rauheit

REDR zu GLF	Tasche	[Materialabtrag] μm mittel / (min/max)	erhöhter Verschleiß / Ausfälle
V17 Rz1,6	75 μm	3 / (1/13)	- / -
V20 Rz1,5	ohne	9 / (3/15)	- / -
V21 Rz2,8	20 μm	2 / (1/7)	- / -
V10 Rz2,4	ohne	19 / (4/56)	1 / -

Abbildung 3.45 zeigt Verschleißbilder der REDR-Flanken anhand exemplarischer Mikroskopaufnahmen: Der Verschleiß erstreckt sich gleichmäßig entlang der gesamten radialen Kontakthöhe, so dass im Betrieb hauptsächlich von einer parallelen Spaltbildung auszugehen ist.

In beiden Versuchsreihen weist lediglich das REDR-Plateau eine Glättung auf, die entlang der Plateauabsenkung zur Tasche hin abnimmt. Im Bereich des Stegs ist bei den REDR aus Versuch V17 eine Glättung zu erkennen, so dass davon auszugehen ist, dass dieser im Betrieb dichtend mit der GLF in Kontakt steht. An den Flanken der REDR aus V21 ist dies nicht der Fall, so dass hiermit die erhöhte Leckage bei V21 gegenüber V17 begründet werden kann (vgl. Anhang 38).

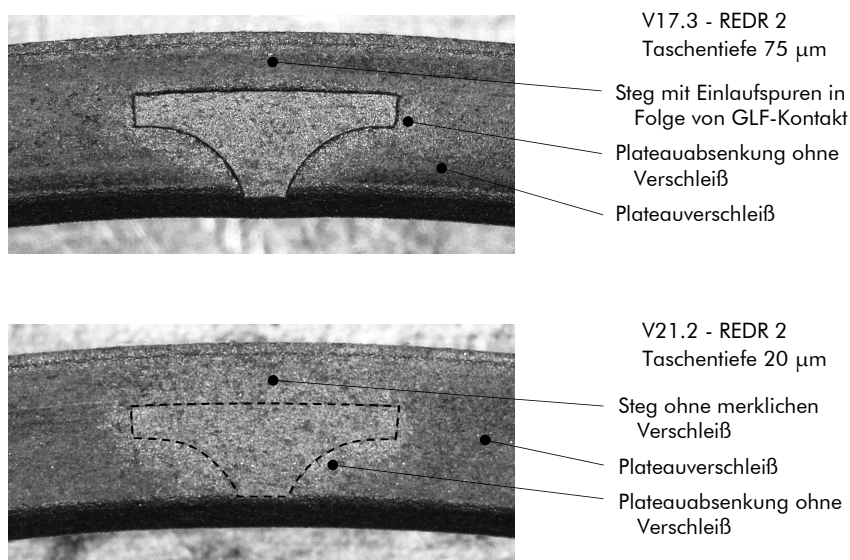


Abbildung 3.45: exemplarische Mikroskopaufnahmen der REDR-Kontaktflanken mit Taschen aus den Versuchsreihen V17, V21 mit typischen Verschleißbildern. Taschenkonturen bei V21.2 zusätzlich grafisch hervorgehoben

3.5.4. Reibungs-/ Betriebsverhalten

In den Versuchen V17 und V21⁴¹ stellt sich der typische Verlauf einer Stribeck-Kurve ein (Abbildung 3.46, oben), was auf eine hydrodynamische Entlastung des Dichtungskontakts durch die Makrostrukturen zurückzuführen ist.

Ausgehend vom Grenzübergangsbereich bei $G \rightarrow 0$ führt die hydrodynamische Entlastung mit steigender Gümbelzahl zu einem Rückgang des Reibungskoeffizienten, der bei V21 geringfügig stärker ausgeprägt ist. Das Minimum liegt in beiden Versuchen bei $\mu_m \sim 0,02$ und wird mit einer Taschentiefe von $20 \mu\text{m}$ (V21: $G \sim 0,7\text{E-}6$) etwas früher als mit einer Tiefe von $75 \mu\text{m}$ (V17: $G \sim 1\text{E-}6$) erreicht. Mit abnehmendem Druck verlagern sich die Minima hin zu größeren Gümbelzahlen, was sich insbesondere bei V21 im erweiterten Funktionsversuch mit $0,3$ und $0,1$ MPa zeigt. Oberhalb von $G \sim 1\text{E-}6$ überwiegt aufgrund steigender Schmierfilmhöhe Flüssigkeitsreibung und viskose Verluste steigen mit der Gümbelzahl an. Wie der linear extrapolierte Reibungsanstieg verdeutlicht, kommt es in beiden Versuchsreihen auch bei geringer Drucklast und hoher Drehzahl zu einem verbleibenden Grenzübergangsanteil. Dieser geht im Versuch V21 mit flachen Taschen nahezu gegen Null, was gegenüber den tiefen Taschen auf eine erhöhte Entlastung schließen lässt. Darüber hinaus ist kein maßgeblicher Einfluss der Taschentiefe auf die Hydrodynamik und Hydrostatik erkennbar.

Im Vergleich mit unstrukturierten REDR und GLF vergleichbarer Rauheit (vgl. V10 und V20 in Abschnitt 3.4.4), bei denen Mikro-Hydrodynamik mit steigender Gümbelzahl druckabhängig zu einem Auseinanderdriften der Reibungskoeffizienten führt, ergeben sich mit Taschen bei unterschiedlichen Drucklasten nahezu identische Reibungskoeffizienten. Dementsprechend scheint der Einfluss der GLF-Rauheit in den Versuchen V17 und V21 durch die Makro-Hydrodynamik der Taschen reduziert.

Die thermische Belastung des Kontaktbereichs ist in beiden Versuchsreihen reduziert, was größtenteils auf die Entlastung durch die Taschen jedoch auch auf die erhöhte Leckage und die damit verbundene Wärmeabfuhr zurückzuführen ist. Die maximale Kontakttemperatur $TM_{1/2,m}$ ⁴² beträgt $132 \text{ }^\circ\text{C}$ (V17: 7500 1/min; $2,5$ MPa), womit die thermische Viskositätsgrenze nicht überschritten wird (vgl. Abschnitt 3.4.4.4). Reibungsmaxima und stag-

⁴¹ In der Versuchsreihe V21 wird aufgrund erhöhter Leckage die Druckstufe mit einem Sollwert von $2,5$ MPa nicht erreicht (vgl. Anhang 37). Vergleichbare Betriebslasten ergeben sich für alle Betriebspunkte mit $p_i \leq 2,0$ MPa.

⁴² Da die Messstellen bei V21 unmittelbar im Dichtkontakt liegen (vgl. Anhang 36) sind deren Messwerte $TM^*_{1/2,m}$ auf Basis empirischer Annahmen auf die Messstellen $TM_{1/2,m}$ innerhalb der Flankenscheibe reduziert (vgl. Anhang 35).

nierende Gümbelzahlen bleiben damit aus und die hydrodynamische Tragfähigkeit des Schmierstoffes bleibt erhalten.

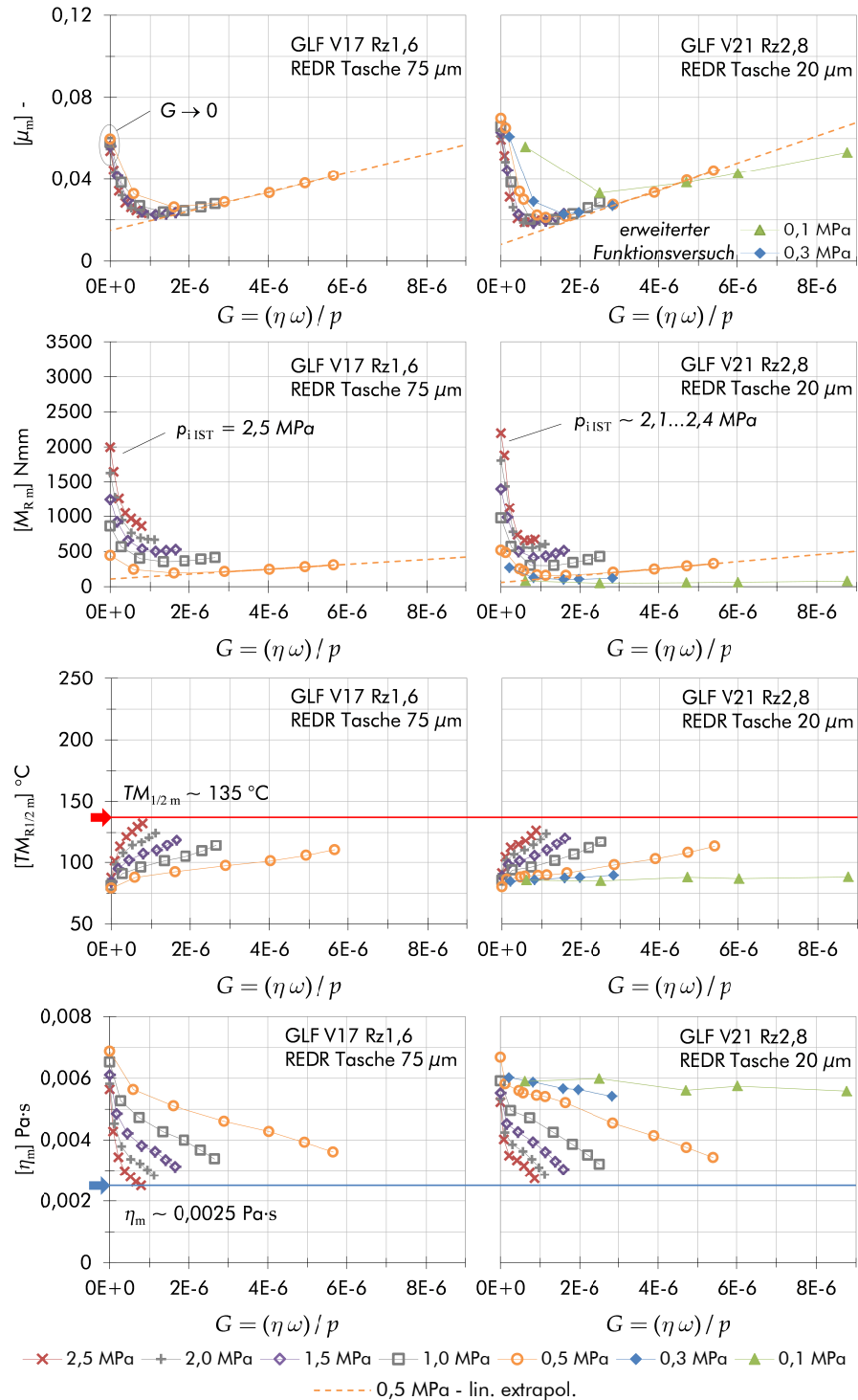


Abbildung 3.46: Funktionsversuch 2 - V17 und V21 mit Taschenstrukturen in den REDR-Flanken; Reibungskoeffizient μ_m und Reibmoment M_{Rm} (oben), Kontakttemperatur $TM_{1/2m}$ und Viskosität η_m (unten), aufgetragen über linear skaliertes Gümbelzahl G ; ergänzend bei 0,5 MPa mit $G > 1,5E-6$ linear extrapolierte Werte von μ_m und M_{Rm}

3.5.5. Gesamtbetrachtung - modifizierte REDR

Die REDR mit Taschen bewirken gegenüber unstrukturierten REDR ein stabileres Betriebsverhalten auf einem von Versuchsbeginn an reduzierten Reibungsniveau⁴³ (Abbildung 3.47, links). Einlaufvorgänge sind schwächer ausgeprägt, so dass Unterschiede zwischen den Funktionsversuchen vor und nach dem Dauerlauf geringer ausfallen⁴⁴ und ein sehr geringer Materialabtrag am REDR entsteht (vgl. Tabelle 10). Im Bereich hoher Drehzahlen ist zudem das Temperaturniveau merklich reduziert (Abbildung 3.47, rechts). Die Taschenvarianten selbst unterscheiden sich im Reibungsverhalten nur geringfügig (vgl. Abbildung 3.46). Ein Einfluss der verschiedenen Taschentiefen kann daraus nicht abgeleitet werden.

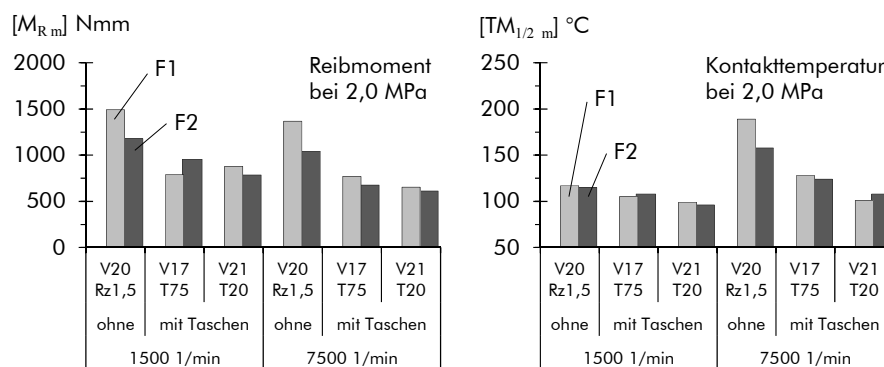


Abbildung 3.47: Versuchsreihen V17 und V21 mit Taschenstruktur im Vergleich mit V20 ohne Taschen: Gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$ (links) und gemittelte Kontakttemperatur $TM_{1/2,m}$ (rechts) der Funktionsversuche vor (F1) und nach (F2) dem Dauerlaufversuch

Ein Vergleich des Betriebsverhaltens der Versuche V17 mit und V20 ohne Taschen zeigt, dass die hydrostatische und -dynamische Entlastung der Taschenstruktur im gesamten Betriebsbereich zu einer Reduktion der Reibungsverluste führt (Abbildung 3.48).

Aufgrund der Makro-Hydrodynamik wird der Rauheitseinfluss der GLF-Struktur insbesondere im praxisrelevanten Betriebsbereich mit $G \leq 2E-6$ bei ausgeprägter Mischreibung abgeschwächt, wie die reduzierte Spreizung des Reibungskoeffizienten zeigt (Abbildung 3.48, oben). Nach dem Reibungsminimum folgt mit steigender Gümbelzahl aufgrund zunehmender Flüssigkeitsrei-

⁴³ Wang und Kato stellten bei der Untersuchung makroskopisch strukturierter GLRD-Dichtkontakte in [WK02] vergleichbaren Einfluss der Strukturen auf das Reibungsverhalten fest. Auch hier ergaben sich mit Strukturen ein stabileres Reibungsverhalten und ein reduziertes Reibungsniveau.

⁴⁴ Auch die Entwicklung der Reibmomente im Dauerlaufversuch bestätigt diese Tendenz (vgl. V20 in Abbildung 3.19, V17 und V21 in Abbildung 3.44).

bungsanteile sowohl mit als auch ohne Taschen ein qualitativ vergleichbarer Anstieg des Reibungskoeffizienten, wobei der verbleibende Grenzreibungsanteil mit Taschen deutlich reduziert ist.

Neben den hydrodynamischen Effekten ist die Reibungsreduktion auch auf die hydrostatische Wirkung der Taschen zurückzuführen. Diese reduziert die Spaltkraft F_{sF} um $\sim 9\%$, während durch die reduzierte Fläche des REDR-Plateaus die Kontaktpressung p_{sF} um $\sim 2\%$ leicht ansteigt (vgl. Abschnitt 2.4.2). In Folge der Kontaktkraftreduktion sinkt das Reibmoment im gesamten Betriebsbereich. Die erhöhte Kontaktpressung bewirkt bei niedrigen Drehzahlen im Grenz- und Mischreibungsgebiet den Anstieg von Furchungs- und Deformationsverlusten, die jedoch bei hohem Druck und Drehzahlanstieg bis zum Erreichen des Reibungsminimums verstärkt zurückgehen. Im praxisrelevanten Betriebsbereich mit $p_i \geq 2,0$ MPa wird die Reibung um insgesamt 19 % (1500 1/min) bis 35 % (7500 1/min) reduziert und eine um bis zu 22 % geringere thermische Belastung erreicht.

Ein analoger Vergleich der Versuchsreihen V21 mit und V10 ohne Taschen führt zu denselben Erkenntnissen. Die Ergebnisse sind in Anhang 39 dargestellt.

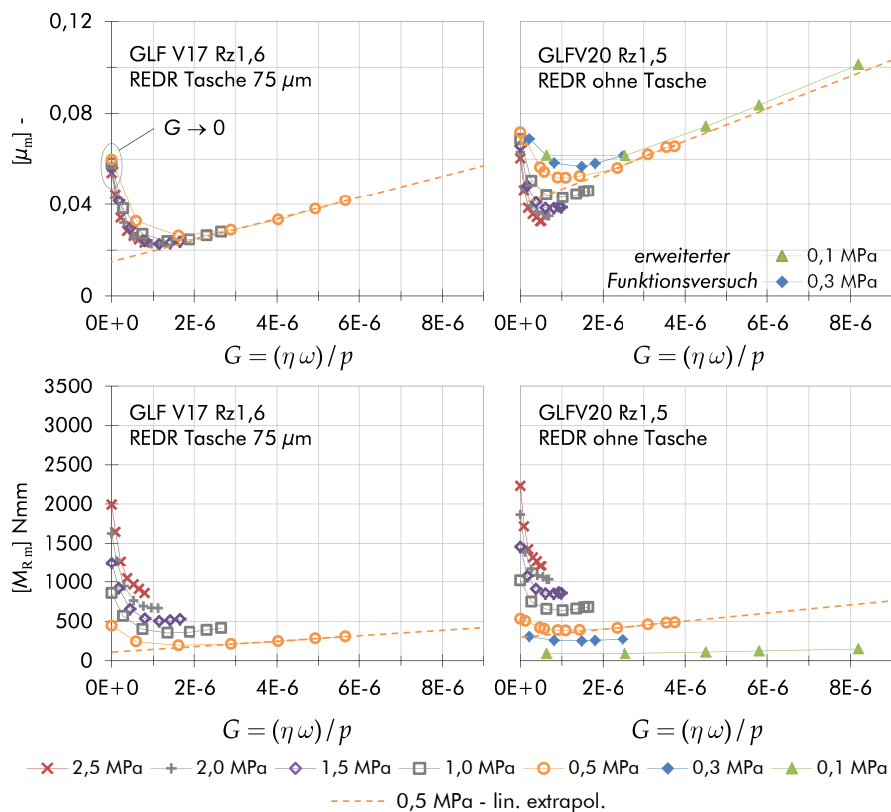


Abbildung 3.48: Funktionsversuch 2 - V17 mit 75 μm tiefen Taschen und V20 ohne Taschen; Reibungskoeffizient μ_m (oben); Reibmoment M_{Rm} (unten)

3.6. Optische Untersuchungen

Am optischen Tribometer aus Abschnitt 3.2.2 werden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen durchgeführt und Schmierfilmhöhen bestimmt. Um hierbei das betriebstypische Bewegungsverhalten des REDR nicht zu beeinflussen, erfolgt die Beheizung sowie die Anpressung im Dichtkontakt durch das Drucköl (Abbildung 3.49).

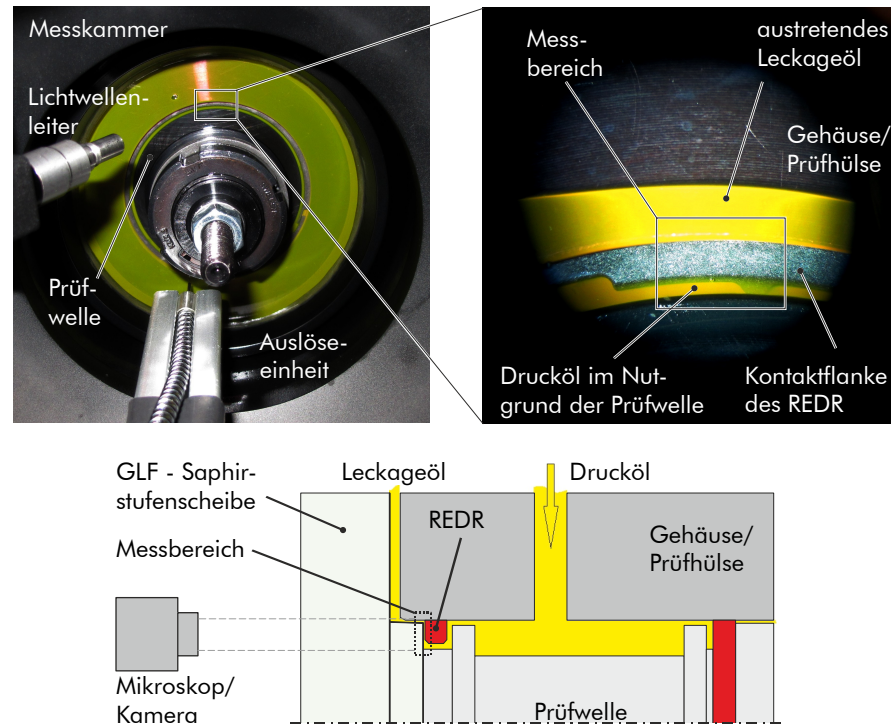


Abbildung 3.49: Optisches Tribometer [Sch17]; Messkammer mit Lichtwellenleiter und Auslöseeinheit (oben links); Ausschnitt des Messbereichs mit Blick auf den axialen Dichtkontakt (oben rechts); Querschnitt der Drehdurchführung am Tribometer (unten)

3.6.1. Schmierfilmhöhenmessungen

Schmierfilmhöhen werden nach der Fluoreszenzmethode bestimmt, wofür der Schmierstoff selbst oder ein zusätzlicher Farbstoff Fluoreszenzeigenschaften aufweisen muss, um unter Anregung mit energiereichem Licht spontan Lichtwellen zu emittieren⁴⁵. Hierfür ist im Versuchsöl der Fluoreszenzfarbstoff *Solvent Red 175* gelöst⁴⁶. Als Lichtquelle wird ein Xenon-Blitz verwendet, dessen Lichtwellenlänge mittels Bandpassfilter auf die Anregungswellenlänge von 500...540 nm gefiltert wird (Filter A, Abbildung 3.50). Die Anregung der Öl-Farbstoff-Kombination im Messbereich führt zur

⁴⁵ Das physikalische Phänomen der Fluoreszenz wird in Anhang 40 beschrieben.

⁴⁶ Details zur Wahl der Öl-Farbstoff-Kombination sind in Anhang 42 aufgeführt.

Fluoreszenzemission, die gegenüber dem Anregungslicht zum roten, energieärmeren Lichtspektrum verschoben ist⁴⁷. Ein weiterer Bandpassfilter (Filter E - 570...600 nm) lässt das Emissionslicht passieren und blockiert Anregungs-, Streu- und Reflexionslicht. Da zwischen Anregung und Emission nur wenige Nanosekunden liegen, eignet sich die Methode für Momentaufnahmen bewegter Systeme wie dynamischen Dichtkontakten⁴⁸. Die Aufnahme erfolgt mittels CCD-Kamera, die die Emissionsintensität als Graustufenbild mit einer Farbtiefe von 16bit erfasst. Während einer Aufnahme ist die Messkammer vollständig abgedunkelt. Der Messbereich wird bei einer Kamerabelichtungszeit von 6 s für 0,8 ms belichtet.

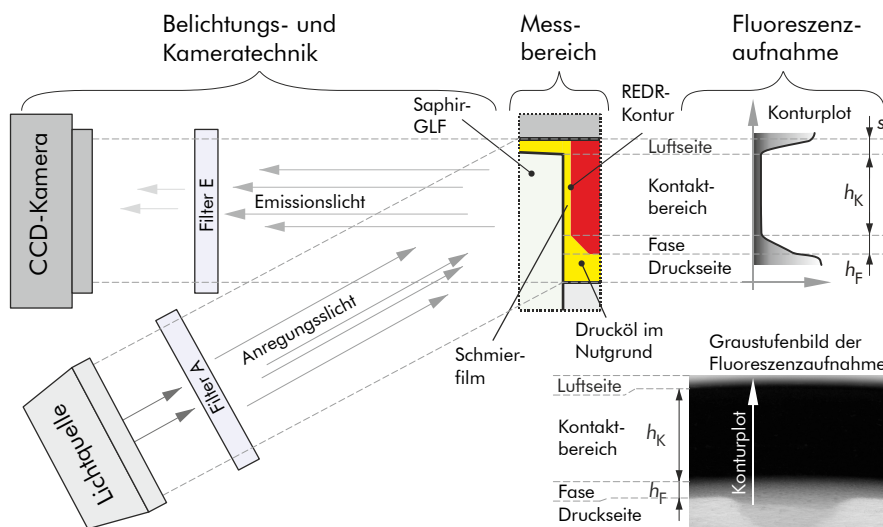


Abbildung 3.50: Prinzip der Schmierfilmhöhenmessung nach der Fluoreszenzmethode am REDR-Dichtkontakt

Neben der Schmierfilmhöhe wird die Emissionsintensität im verwendeten System im Wesentlichen durch die Faktoren Kontakttemperatur, Anregungsintensität und Lichtabsorption beeinflusst, die sich wie folgt auf die Emission auswirken:

Die Absorption des Anregungslichtes nimmt nach dem *Beer-Lambert*'schen Gesetz mit steigender Schmierfilmhöhe zu⁴⁹. Bei kleinen Schmierfilmhöhen durchdringt das Anregungslicht sämtliche Filmschichten und es kommt zu nahezu vollständiger Fluoreszenzanregung des im Kontakt vorhandenen Farbstoffs. In diesem Be-

⁴⁷ Während des Anregungs- und Emissionsvorgangs bewirken minimale Verluste durch Schwingungsanregung die Emissionsverschiebung zum energieärmeren Lichtspektrum, dem sogenannten Stokes-Shift. [SHE11]

⁴⁸ Die Methode wird neben Dichtsystemen (bspw. Kolbendichtungen in [Wig14]) auch in Friktionssystemen (bspw. Lamellenkupplungen in [WSP10]) oder zur Grundlagenforschung an Gleitkontakten (bspw. in [MRS10]) eingesetzt.

⁴⁹ Die Zusammenhänge beschreibt bspw. *Wennhorst* detailliert in [Wen16].

reich ist das emittierte Licht linear von der Schmierfilmhöhe abhängig (vgl. Anhang 41). Bei großen Filmhöhen wird das Anregungslicht vor Erreichen tieferer Filmschichten vollständig absorbiert, so dass Farbstoff in tieferen Schichten keine Fluoreszenz-anregung erfährt. In diesem Sättigungsbereich ist die Emission ausschließlich von der Anregungsintensität abhängig, während der Einfluss der Schmierfilmhöhe vernachlässigbar ist. Zwischen beiden Bereichen liegt nach *Poll et al.* ein Übergangsbereich, in dem die Emission von Filmhöhe und Anregungsintensität abhängt. Es ergibt sich ein degressiver Kurvenverlauf. [PGB92]

Mit steigender Temperatur kommt es aufgrund zunehmender Molekülbeweglichkeit zu verstärkter Stoßlöschung, woraus bei identischer Filmhöhe und Anregungsintensität eine Abnahme der Emissionsintensität resultiert (vgl. [GS15], Anhang 42). *Sato et al.* verdeutlichen dies in [STN00] anhand von Schmierfilmmessungen an RWDR, bei denen sich eine temperaturabhängige Abnahme insbesondere oberhalb von 60 °C zeigt.

3.6.1.1. Kalibrierung

Um die Eignung der Fluoreszenzmethode am optischen Tribometer zu untersuchen und Erkenntnisse zur Auswahl einer geeigneten Kalibriermethode zu gewinnen, werden zunächst Aufnahmen des Dichtkontaktes mit einer 33 µm tiefen, pyramidenförmigen Referenzgeometrie im REDR-Plateau erzeugt (Abbildung 3.51). Die Aufnahmen erfolgen bei stehender Prüfzelle, so dass ein Anstieg der Kontakttemperatur TM gegenüber der Sumpftemperatur T_0 und hydrodynamischer Schmierfilmaufbau im Kontakt ausgeschlossen sind. Für die Kontakttemperatur gilt dann $TM = T_0$. Durch einen anstehenden Systemdruck von $p_i = 0,5$ MPa kann die Schmierfilmhöhe im Bereich sich berührender Rauheiten mit $h = 0$ µm angenommen werden.

Abbildung 3.52 zeigt die Emissionsintensität $I_{TM}(x)$ und die Höhe des Profils $h(x)$ bei unterschiedlicher Sumpf-/ Kontakttemperatur TM . Als Bezugshöhe bei $h = 0$ µm dient die als ideal glatt angenommene GLF. Im Bereich der Kalibriergeometrie bewirkt die zunehmende Profiltiefe einen Intensitätsanstieg, während der zwischen den Rauheitserhebungen von GLF und REDR-Plateau eingeschlossene Schmierstoff trotz berührender Kontaktflächen die nahezu konstante mittlere Restintensität \bar{I}_{TM} hervorruft.

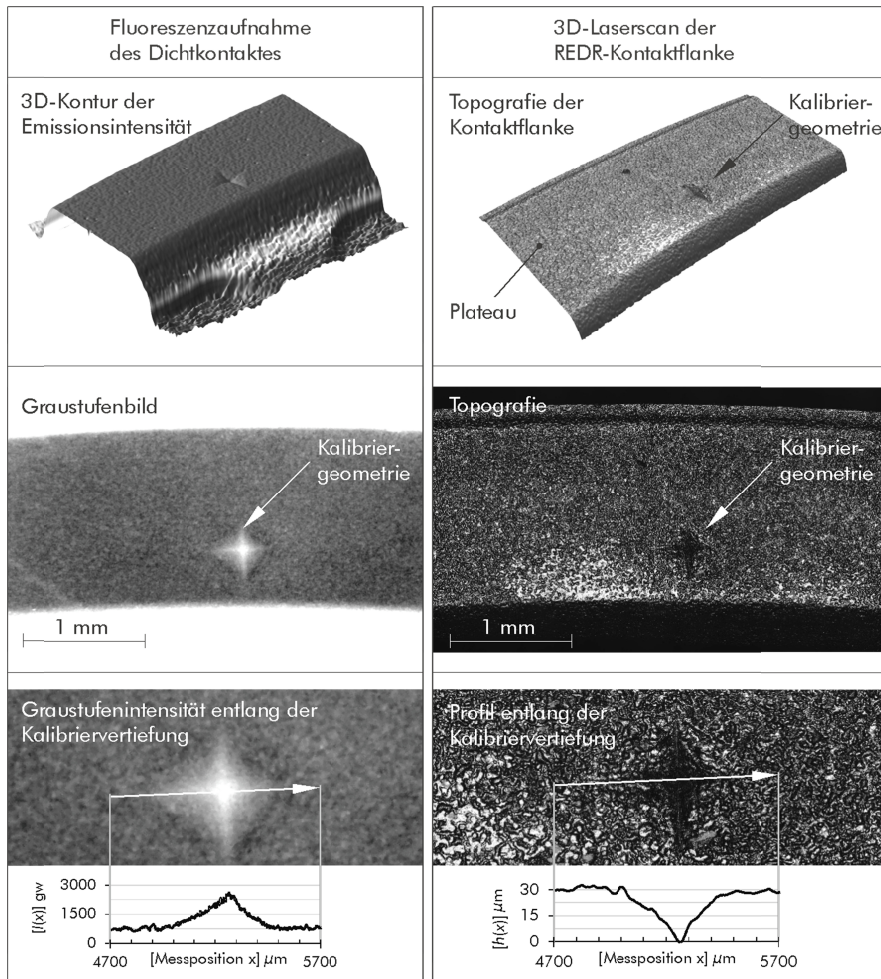


Abbildung 3.51: Fluoreszenzaufnahme des Dichtkontaktes (links) und mittels Laserscan erfasste Topografie der REDR-Flanke (rechts)

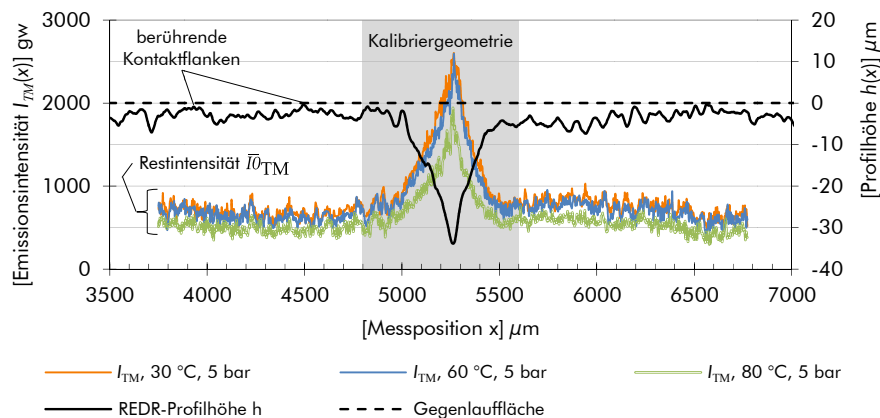


Abbildung 3.52: Emissionsintensität $I_{TM}(x)$ und REDR-Profilhöhe $h(x)$ entlang der Kalibriergeometrie bei Kontakttemperaturen von 30 °C, 60 °C und 80 °C

Die Darstellung der Emissionsintensität I_{TM} über der REDR-Profilhöhe h ergibt im Bereich der Kalibriergeometrie einen linearen Verlauf (Abbildung 3.53), dessen Steigung m_{TM} und mittlere Restintensität \bar{I}_{TM} von der Kontakttemperatur TM abhängen. Sofern die Messbedingungen vollständig reproduzierbar sind, können aus diesen Daten auf weitere Fluoreszenzaufnahmen übertragbare Kalibrierfunktionen abgeleitet werden. Exemplarische Auswertungen⁵⁰ zeigen jedoch, dass diese Methode aus den nachfolgenden Gründen für diese Anwendung nicht geeignet ist:

- Im Versuch entstehen Kontakttemperaturen weit oberhalb der maximalen Kalibriertemperatur, so dass lineare Extrapolation zur Überschätzung der Schmierfilmhöhe führt.
- Die Alterung der Öl-Farbstoffkombination hat Einfluss auf die Fluoreszenzeigenschaften (vgl. Anhang 42), so dass die Kalibrierfunktion aufgrund von Ölalterung ungültig wird.
- Durch Montage und Demontage des Versuchsaufbaus sind die Messbedingungen, insbesondere die Anregungsintensität, nicht vollständig reproduzierbar und unterliegen geringen Schwankungen.

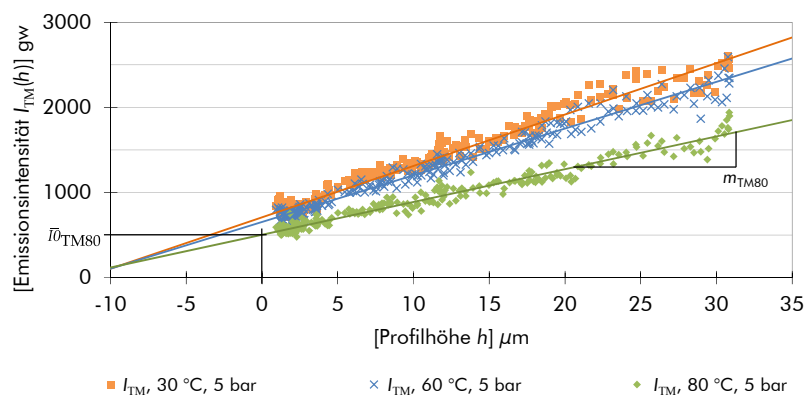


Abbildung 3.53: Emissionsintensität I_{TM} als Funktion der Kalibriergeometrietiefe bei Kontakttemperaturen von 30 °C, 60 °C und 80 °C

In der vorliegenden Arbeit wird daher der Ansatz nach *Poll* und *Gabelli* [PGB92] verfolgt, bei dem Merkmale der vorhandenen Kontaktgeometrie zur Kalibrierung genutzt werden, so dass auf zusätzlich eingebrachte Kalibriergeometrien, die gegebenenfalls den Schmierfilmaufbau stören bzw. verändern, verzichtet werden kann.

⁵⁰ Anhang 43 beschreibt die Ableitung der Kalibrierfunktionen am Beispiel einer linearen Kalibrierung für Kontakttemperatur und Schmierfilmhöhe. Anhang 44 zeigt exemplarisch temperaturkalibrierte Schmierfilmhöhen.

Als geometrische Kalibriermerkmale dienen Riefen oder Vertiefungen im Messbereich, die verschleiß- bzw. rauheitsbedingt in der REDR-Kontaktflanke liegen und sowohl in einer topografischen Messung als auch der Fluoreszenzaufnahme eindeutig identifizierbar sind⁵¹. Die Topografie wird mittels Laserscan an einem um 170° zur Stoßgeometrie versetzten Ausschnitt der REDR-Kontaktflanke erfasst (Abbildung 3.54, oben). Vom selben Ausschnitt wird am optischen Tribometer bei stehender Welle eine Fluoreszenzaufnahme als Referenz erzeugt. Diese Referenzaufnahme wird kalibriert (vgl. Abbildung 3.55), indem die im Bereich des Merkmals gemessene Emissionsintensität (hier 630 gw) zu deren geometrischer Tiefe (hier 12,4 µm) ins Verhältnis gesetzt wird. Die so kalibrierte Aufnahme repräsentiert die Referenzfilmhöhe h_{0TM} , die aus der Emissionsintensität I_{0TM} hervorgeht. Die mittlere Referenzfilmhöhe \bar{h}_{0TM} ist proportional zur mittleren Restintensität \bar{I}_{0TM} des zwischen den Rauheiten von GLF und REDR eingeschlossenen Schmierstoffs und wird aus einem Segment (vgl. Abbildung 3.57) im Bereich des Plateaus abgeleitet⁵².

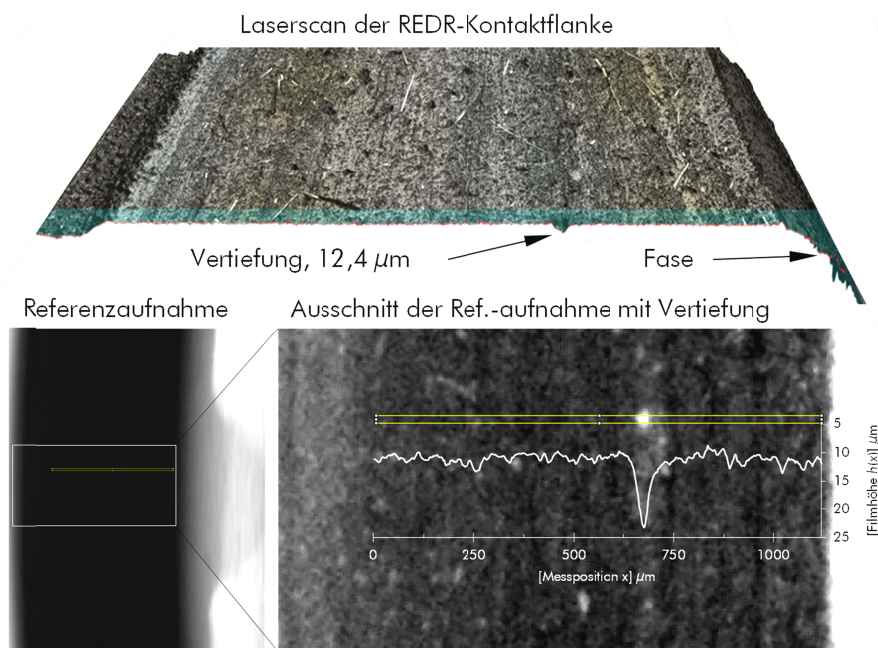


Abbildung 3.54: Kalibrierung der Referenzaufnahme des Kontaktbereichs der REDR-Flanke: Profilschnitt entlang einer Vertiefung (oben); auf Profil-/ Filmhöhe kalibrierte Emissionsintensität (unten)

⁵¹ Von einer Nutzung der Fase bzw. des Fasenwinkels als Kalibriergeometrie wird abgesehen, da sich die hierfür erforderliche Kalibriertiefe über mehrere 100 µm erstreckt und damit weit oberhalb einer zu erwartenden Schmierfilmhöhe von ca. 10 µm liegt.

⁵² Diese Größe wird Vorfeld einmalig je untersuchter REDR-Variante ermittelt und dient zur Restintensitätskorrektur der einzelnen Messaufnahmen.

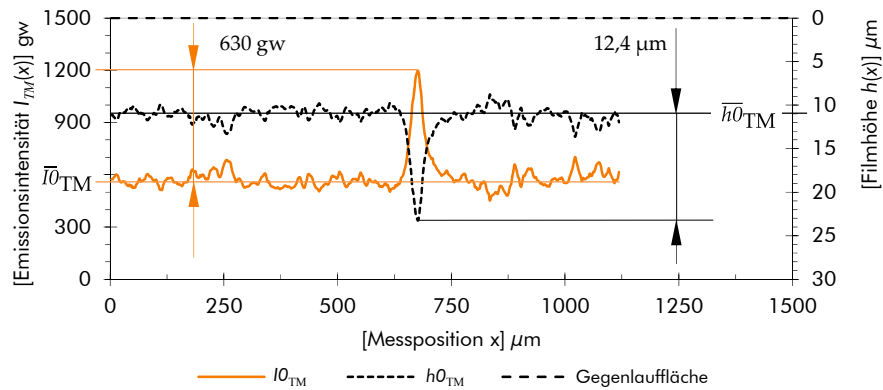


Abbildung 3.55: Emissionsintensität I_{TM} entlang einer Vertiefung von $12,4 \mu\text{m}$, aus der Referenzaufnahme abgeleitete Filmhöhe h_{0TM}

Analog wird die jeweilige Filmhöhe h_{TM} der Messaufnahmen kalibriert. Die Differenz aus Filmhöhe h_{TM} und rauheitsabhängiger Referenzfilmhöhe \bar{h}_{0TM} ergibt die restintensitätskorrigierte Schmierfilmhöhe h im Dichtkontakt (Abbildung 3.56), aus der als quantitative Vergleichsgröße die mittlere Schmierfilmhöhe \bar{h} abgeleitet wird.

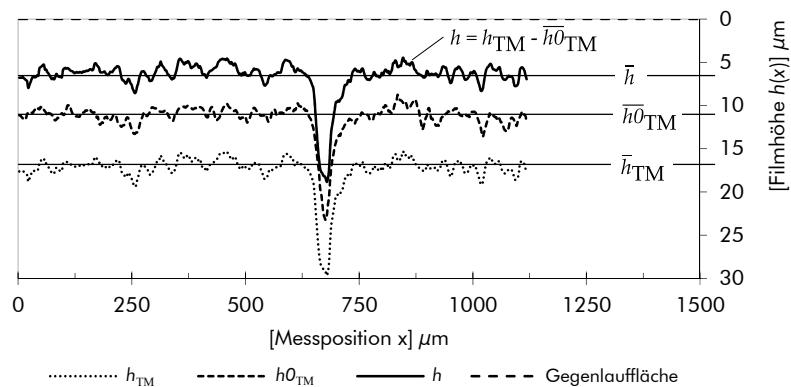


Abbildung 3.56: Filmhöhe h_{TM} einer Messaufnahme, Referenzfilmhöhe h_{0TM} sowie restintensitätskorrigierte Filmhöhe h bzw. Schmierfilmhöhe \bar{h}

3.6.1.2. Auswahl der REDR und Versuchsbedingungen

In den Bauteilversuchen mit Taschenstrukturen wird eine deutliche Reibungsreduktion erzielt (vgl. Abschnitt 3.5). Inwiefern hierzu ein optimierter Schmierfilmaufbau beiträgt, wird im Zuge der Schmierfilmhöhenmessungen betrachtet. Es wird jeweils der REDR 1 aus den Bauteilversuchen V20.2 ohne und V21.1 mit Taschen untersucht. Der Messbereich zur Schmierfilmhöhenmessung liegt um ca. 170° versetzt zur Stoßgeometrie oberhalb einer Zentriernocke und befindet sich am REDR aus Versuch V21.1 mittig zwischen zwei Taschen (Abbildung 3.57⁵³).

⁵³ Höhenskalierte Darstellungen der Kontaktflanken beider Versuchs-REDR sind in Anhang 46 und Anhang 47 aufgeführt.

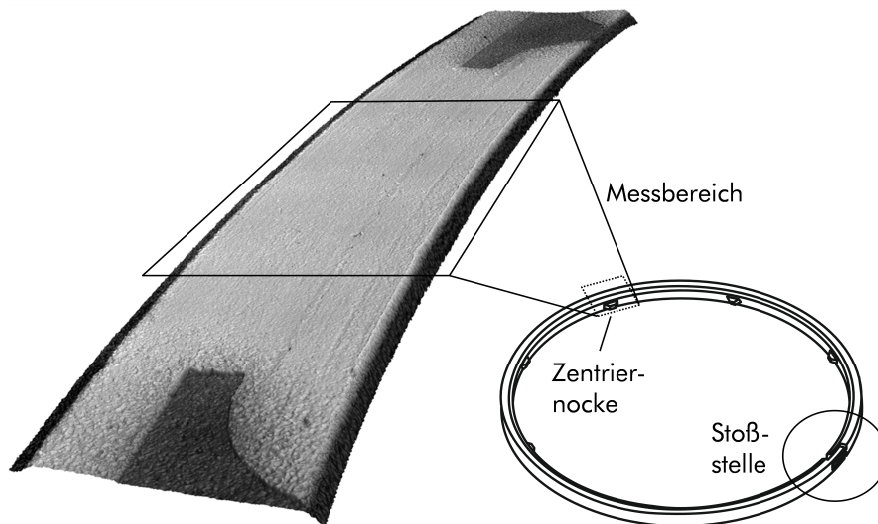


Abbildung 3.57: Kontaktflanke des REDR 1 aus V21.1 mit 20 µm tiefen Taschen, Messbereich zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen

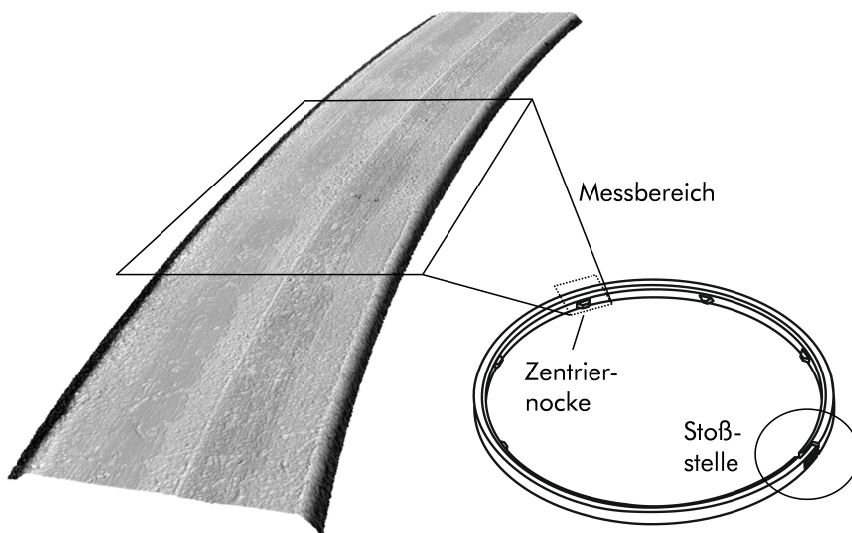


Abbildung 3.58: Kontaktflanke des REDR 1 aus V20.2 ohne Taschen, Messbereich zur Bestimmung von Schmierfilmhöhen

Die Messungen werden bei 0,3, 0,5 und 0,7 MPa durchgeführt, während die Drehzahl jeweils von 100 auf 3000 1/min erhöht wird. Die Sumpftemperatur beträgt 80 °C, steigt jedoch mangels aktiver Kühlung mit zunehmender Drehzahl und Versuchsdauer stetig an. Da die Kalibrierung jedoch nach dem im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Prinzip erfolgt, hat der Temperaturanstieg keinen Einfluss auf das Kalibrierergebnis. Zur Bestimmung der Restintensität im geschlossenen Dichtkontakt werden von den untersuchten REDR Referenzmessungen bei 0 1/min vorgenommen.

3.6.1.3. Ergebnisse

Abbildung 3.59 und Abbildung 3.60 zeigen die gemessenen Schmierfilmhöhen \bar{h} . Zudem ist die am optischen Tribometer gemessene Sumpftemperatur $T_{0 \text{ optisch}}$ und die aus den zugehörigen Bauteilversuchen abgeleitete Kontakttemperatur TM_{optisch} angegeben. Diese wird unter der Voraussetzung, dass für die Temperaturen der Bauteilversuche $TM_{1/2 \text{ m BTV}} > T_{0 \text{ BTV}}$ gilt, wie folgt bestimmt:

$$TM_{\text{optisch}} = T_{0 \text{ optisch}} + TM_{1/2 \text{ m BTV}} - T_{0 \text{ BTV}} \quad (3.5)$$

Für $TM_{1/2 \text{ m BTV}} \leq T_{0 \text{ BTV}}$ gilt die Annahme $TM_{\text{optisch}} = T_{0 \text{ optisch}}$.

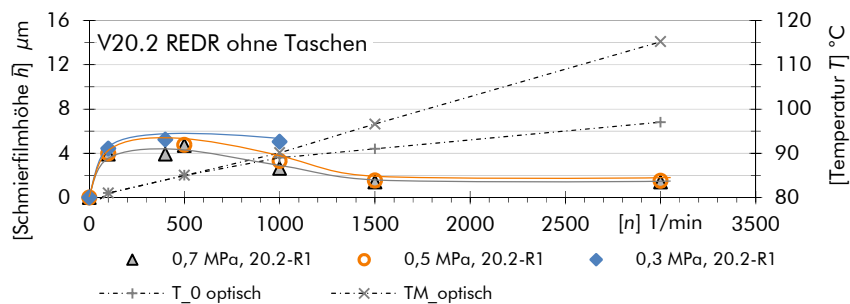


Abbildung 3.59: Schmierfilmhöhen \bar{h} , Kontakttemperatur TM_{optisch} und Sumpftemperatur $T_{0 \text{ optisch}}$ mit REDR 1 aus Versuch V20.2 ohne Taschen

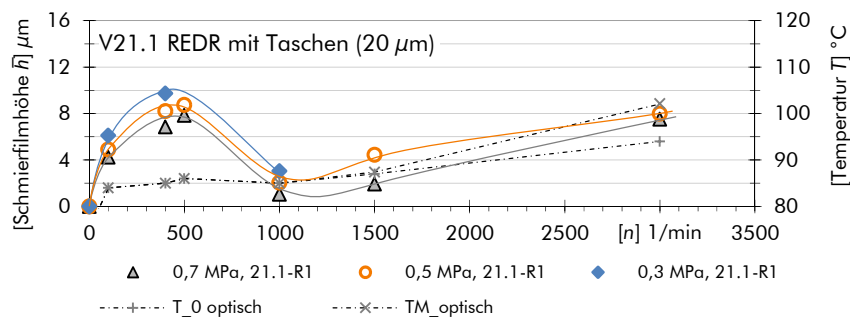


Abbildung 3.60: Schmierfilmhöhen \bar{h} , Kontakttemperatur TM_{optisch} und Sumpftemperatur $T_{0 \text{ optisch}}$ mit REDR 1 aus Versuch V21.1 mit 20 µm tiefen Taschen

In beiden Versuchen ergibt sich im Bereich kleiner, zunehmender Drehzahlen zunächst ein Anstieg der Schmierfilmhöhe. Oberhalb von ~ 500 1/min geht diese trotz steigender Drehzahl zurück und erreicht im Versuch mit Taschen bei ~ 1000 1/min ein Minimum. Ohne Taschen liegt dieses bei ~ 1500 1/min. Bei weiterem Drehzahlanstieg verbleibt die Schmierfilmhöhe ohne Taschen auf einem konstant niedrigen Niveau, während es mit Taschen zu einem Wiederanstieg kommt. Mit einer Höhe von ~ 8 µm liegt die Schmierfilmhöhe mit Taschen bei 3000 1/min deutlich oberhalb der

dreifachen Summenrauheit⁵⁴ von Gegenauflfläche und REDR-Kontaktflanke, so dass von einem trennenden Schmierfilm ausgegangen werden kann. Unter identischen Betriebsbedingungen stellt sich ohne Taschen eine Höhe von weniger als $2\ \mu\text{m}$ ein, bei der keine dauerhafte Trennung der Kontaktflanken zu erwarten ist und sich berührende Rauheitserhebungen weiterhin zu Mischreibung führen.

Die Ergebnisse der zugehörigen Bauteilversuche bestätigen die verstärkte hydrodynamische und -statische Entlastung durch die Taschenstruktur anhand des reduzierten Reibungsniveaus (Abbildung 3.61). Dennoch ergeben sich auch mit Taschen verbleibende Mischreibungsanteile (vgl. linear extrapoliertes Reibungsanstieg), die vermutlich auf den Störeinfluss der Stoßgeometrie zurückzuführen sind, in dessen Bereich keine hydrodynamische Tragfähigkeit entsteht.

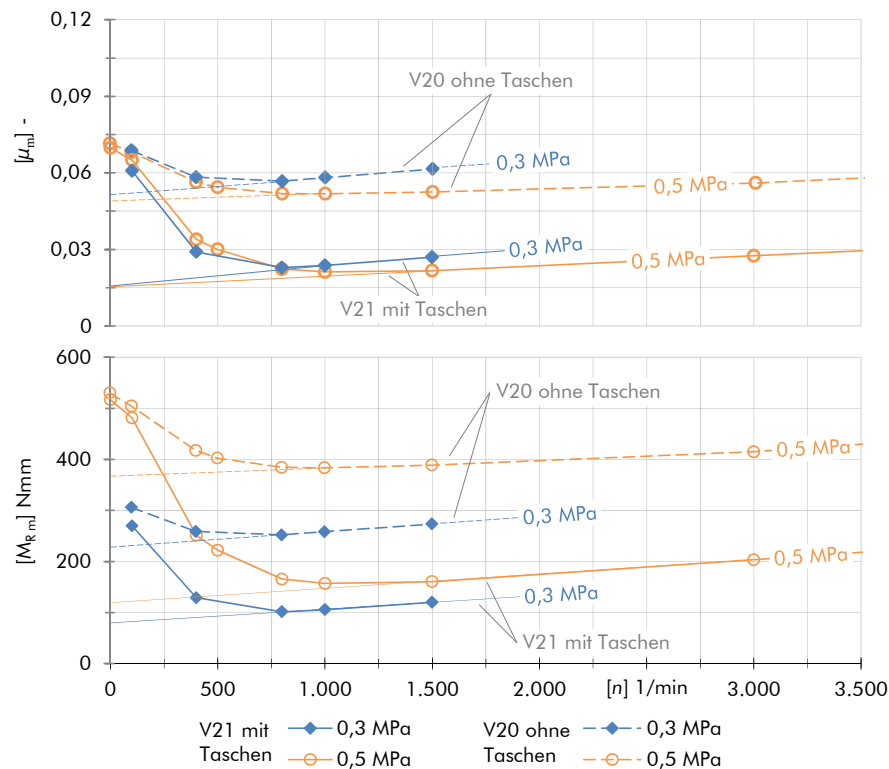


Abbildung 3.61: erweiterter Funktionsversuch 2 - V21 mit $20\ \mu\text{m}$ tiefen Taschen und V20 ohne Taschen; Reibungskoeffizient μ_m (oben); Reibmoment M_{Rm} (unten)

Auffälliges Merkmal der drehzahlabhängigen Schmierfilmdicken beider Versuche ist der Höhenanstieg bis $\sim 750\ 1/\text{min}$ und die darauf folgende Abnahme. Hierfür können lokale Temperaturanstiege im Dichtkontakt die Ursache sein, die mit den hier eingesetz-

⁵⁴ Die Summenrauheit Rq_{sum} dient zur näherungsweise Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} , ab der es durch Hydrodynamik zur Trennung der berührenden Kontaktflächen kommt (vgl. Gleichung (4.8), Seite 114).

ten Temperaturmessmethoden nicht erfasst werden, so dass eine Viskositätsabnahme im Dichtkontakt messtechnisch unbemerkt bleibt, jedoch zu reduzierter Tragfähigkeit und der beobachteten Schmierfilmabnahme führt.

3.6.2. Kavitation im Dichtkontakt

Während der Schmierfilmhöhenmessungen kommt es im Dichtkontakt zu Gaskavitation (Abbildung 3.62). Die unter lokalem Druckabfall entstehende gasförmige Phase verdrängt Schmierstoff aus dem Kontakt, so dass Kavitationsbereiche durch reduzierte Emissionsintensität in den Fluoreszenzaufnahmen hervortreten⁵⁵.

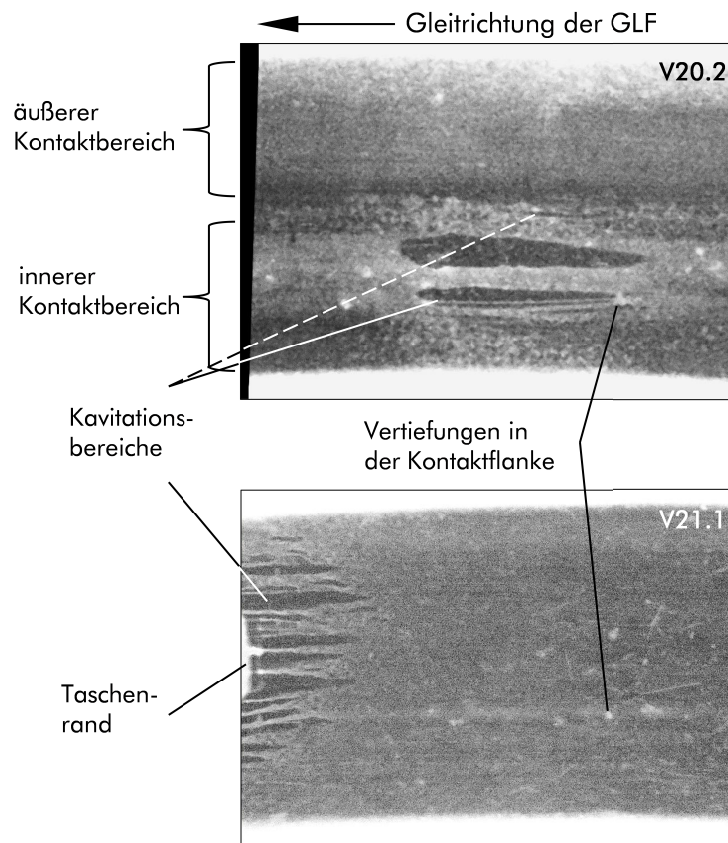


Abbildung 3.62: Fluoreszenzaufnahme mit Kavitation im Messbereich zur Schmierfilmhöhenmessung bei 0,3 MPa und 1000 1/min

Am REDR ohne Taschen aus V20.2 haben die Kavitationsbereiche ihren Ursprung an Vertiefungen oder Riefen der REDR-Kontaktflanke, die einen divergierenden Höhenunterschied entlang der

⁵⁵ Die Bestimmung der Schmierfilmhöhen in Abschnitt 3.6.1 erfolgt ausschließlich in Bereichen ohne sichtbare Kavitation. Es kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass optisch nicht wahrnehmbare Kavitationsbereiche, bspw. aufgrund mikroskopischer Ausdehnung, im Messbereich vorliegen.

Gleitrichtung aufweisen (Abbildung 3.63). Es bilden sich vereinzelt Blasen, die in Gleitrichtung gestreckt den Kontaktbereich füllen und mit steigender Drehzahl insbesondere in Gleitrichtung zunehmen. Mit zunehmender Glättung der Kontaktflanke bleiben Kavitations-effekte aus, so dass diese lediglich im inneren Kontaktbereich, mit geringerem Verschleiß und höherem Rauheitsprofil auftreten. Ab ~500 1/min bilden sich zwischen äußerem und inneren Kontaktbereich vermehrt aderförmige Kavitationskanäle größerer Länge, die als solche schwer zu identifizieren sind und mit steigender Drehzahl verstärkt auftreten (Abbildung 3.62, gestrichelte Linie).

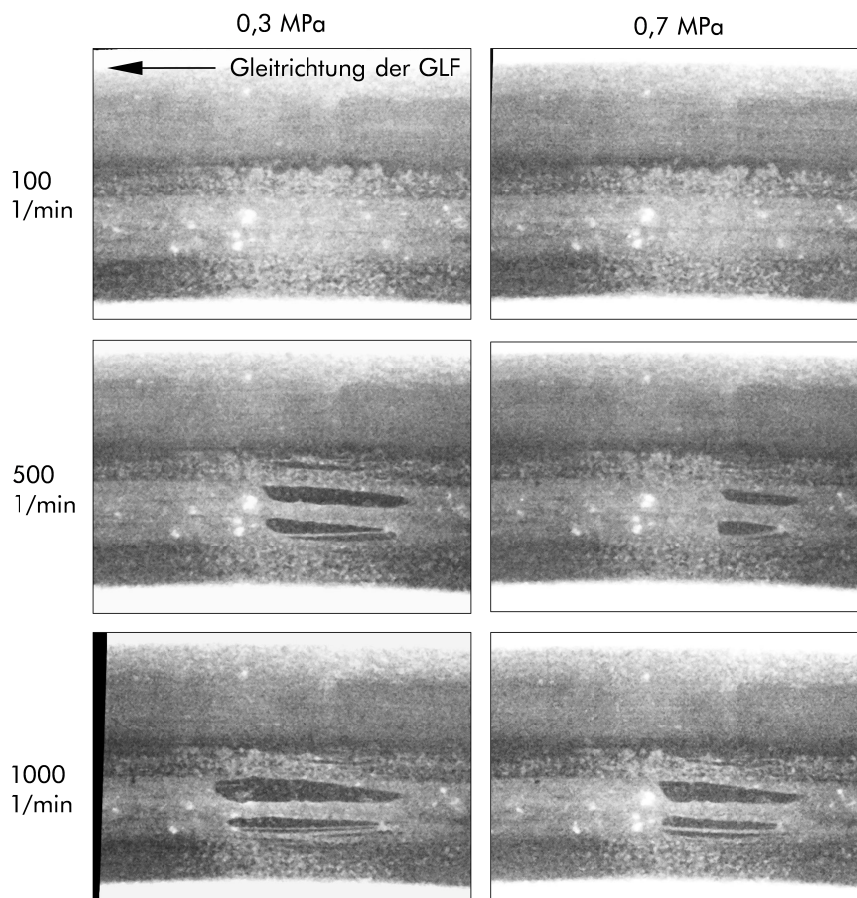


Abbildung 3.63: Fluoreszenzaufnahmen an REDR 1 aus V20.2 ohne Taschen, Kavitation abhängig von Druck und Drehzahl

Am REDR aus V21.1 tritt Kavitation lediglich im Bereich der Taschen (Abbildung 3.62, unten) und nicht im Messbereich zwischen den Taschen auf. Um Kavitation im Bereich der Taschen zu analysieren, werden weitere Fluoreszenz- und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen mit der Taschenstruktur 2 durchgeführt, bei der sich 18 Taschen mit einer Tiefe von ~40 μm in der REDR-Kontaktflanke befinden (Abbildung 3.64).

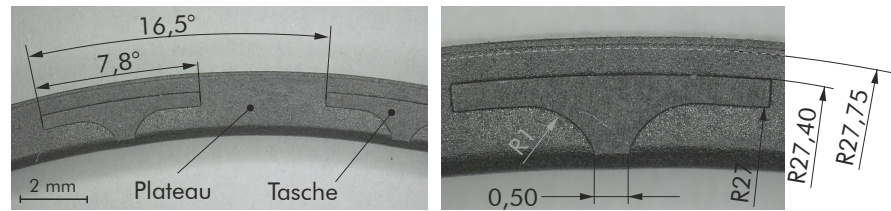


Abbildung 3.64: Geometrie der Taschenstruktur 2 für Fluoreszenz- und Hochgeschwindigkeitsmessungen, Maßangaben ohne Einheit in mm

Die Ergebnisse zeigt Abbildung 3.65. Die Kavitationsbereiche bilden sich entlang der divergierenden Plateauabsenkung aus, die die Taschen umgeben⁵⁶. Die überlagerte Darstellung von REDR-Höhenprofil und Kavitationsbereichen zeigt den Kavitationsbeginn deutlich vor der Tasche, im Bereich kleiner in Gleitrichtung divergierender Spalte, wobei auch hier Vertiefungen im REDR-Plateau den Ursprung bilden. Der Kavitationsbereich endet in einem Bogen, der entlang einer Isolinie des REDR-Höhenprofils verläuft. Mit zunehmender Drehzahl verlagert sich das Kavitationsende weiter entlang der Gleitrichtung hin zu Isolinien geringerer Höhe bzw. im Kontakt größerer Spalte und überragt bei ausreichender Drehzahl schließlich die Tasche. Hier wird das Kavitationsgebiet aufgrund des in der Tasche anstehenden Systemdruckes entgegen der Gleitrichtung gemindert. Der Kavitationsbereich selbst setzt sich aus einer Vielzahl einzelner länglicher Blasen zusammen, die sich mit steigender Drehzahl zunehmend in Gleitrichtung strecken. Auch in größeren Kavitationsgebieten wird dieses in Gleitrichtung von ölgefüllten Bereichen unterbrochen.

Der Ort der Kavitationsentstehung lässt darauf schließen, dass der hydrodynamische Druckaufbau an den REDR mit Taschen (vgl. Abschnitt 3.5.4) nicht durch die Taschen selbst, sondern durch die Plateauabsenkung hervorgerufen wird, die die Taschen umgibt (vgl. Abschnitt 3.5.1). Während die flachen divergierenden Spalte zur Kavitationsentstehung beitragen, bewirken gegenüberliegend in Gleitrichtung konvergierende Spalte den hydrodynamischen Druckaufbau. Die Tasche selbst bewirkt lediglich eine hydrostatische Entlastung, so dass die untersuchten Taschentiefen keinen Einfluss auf die hydrodynamische Entlastung haben.

⁵⁶ In der Umgebung der Taschen bewirkt das Prägen ein Absenken des angrenzenden REDR-Plateaus, so dass in Richtung der Taschen keilförmig divergierende Spalte zwischen GLF- und REDR-Flanke entstehen. In Abschnitt 3.5.1 wird am Beispiel der Taschenstruktur 1 detaillierter auf die Entstehung und Folgen für die Abdichtung eingegangen.

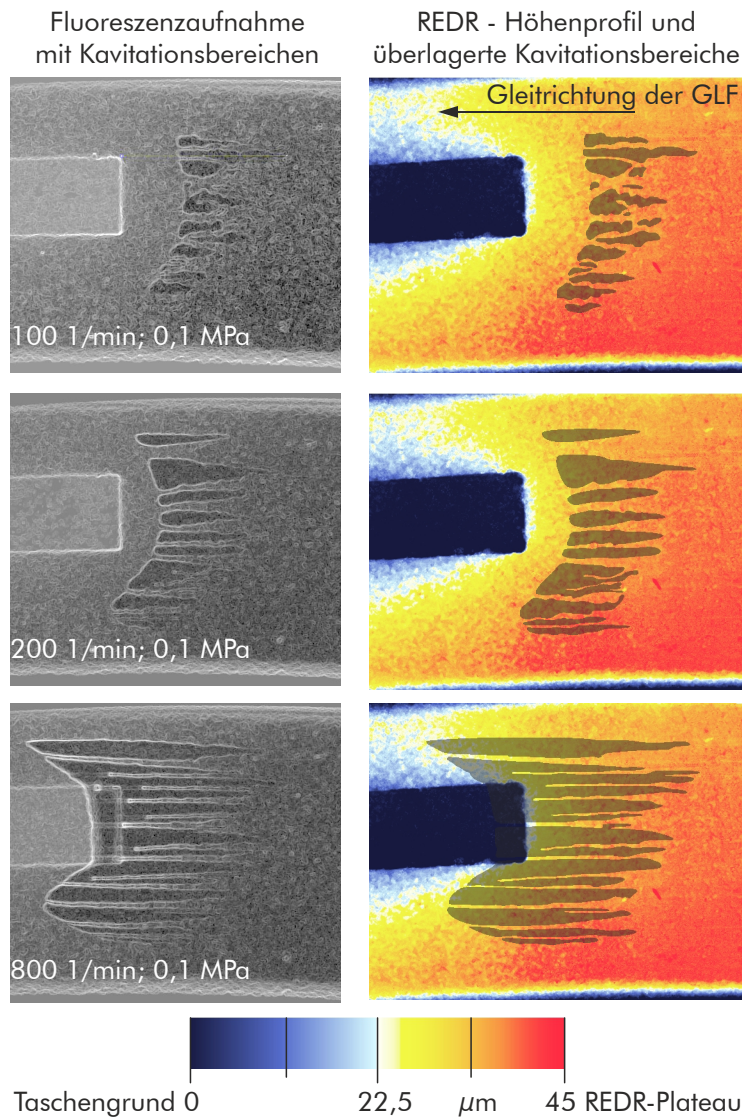


Abbildung 3.65: Fluoreszenzaufnahmen bei 0,1 MPa mit Taschenstruktur 2, REDR-Höhenprofil überlagert mit Kavitationsbereichen

Bezüglich des Bewegungsverhaltens ergeben sich anhand der ergänzend durchgeführten Hochgeschwindigkeitsaufnahmen keine Effekte, die insbesondere auf den Einfluss der Taschen zurückzuführen wären. Sowohl mit als auch ohne Taschen tritt Kriechrotation mit vergleichbarer Drehzahl auf, wobei der subjektive Eindruck entsteht, dass diese mit Tasche gleichmäßiger ist. Eigenrotation, also hohe Umlaufdrehzahlen der REDR, tritt nicht auf.

Weitere Aufnahmen bei Drehzahlen von 100 bis 1500 1/min sowie 0,1 und 0,3 MPa bestätigen die aus Abbildung 3.65 abgeleiteten Erkenntnisse (vgl. Anhang 48). Auch hier zeigen sich die, bereits anhand der Fluoreszenzaufnahmen festgestellten, Kavitationsbereiche sowie eine identische Druck- und Drehzahlabhängigkeit.

4 Theoretische Untersuchungen

Die numerische Analyse des Dichtkontaktes umfasst die Simulation hydrodynamischer und -statischer Effekte zwischen den Kontaktflanken von REDR und GLF mittels Reynoldsansatz.

Nachfolgend werden Grundlagen, Modellaufbau und Berechnungsdurchführung erläutert. Es folgt eine qualitative und quantitative Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich des ermittelten Optimierungspotentials durch Strukturen sowie eine Beurteilung der Simulationsmethode selbst.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen sowie der Stand der Technik verdeutlichen, dass die Kontaktgeometrien von REDR und GLF sowohl in mikro- als auch makroskopischer Dimension das tribologische System beeinflussen. Da Makrostrukturen auf den Kontaktflächen gegenüber fertigungsbedingten, mikroskopischen, stochastischen Strukturen größeren Gestaltungsspielraum bieten, sind diese besonders geeignet, um Dichtkontakte gezielt zu entlasten.

Um den Einfluss solcher Makrostrukturen auf die Kontaktentlastung zu untersuchen und Strukturgestaltungsmerkmale zu bestimmen, wird ein numerisches Simulationsmodell eingesetzt, mit dem der spaltöffnende, hydrostatische und -dynamische Druck im Kontaktbereich des Dichtsystems berechnet wird. Das Modell basiert auf der Open Source Software *Elmer Multiphysics* [RM13] und löst für einen Ausschnitt des Dichtkontakts die Reynold'schen Differentialgleichungen. Der so berechnete Druck im Dichtkontakt dient als Maßstab für die hydrodynamische und -statische Tragfähigkeit bzw. Effizienz der jeweils betrachteten Struktur.

4.1. Simulationsmodell und Berechnungsparameter

Die Berechnungsgeometrie leitet sich, sofern nicht abweichend angegeben, von der Grundgeometrie der Drehdurchführung ab (vgl. Tabelle 2). Aus dem kreisringförmigen Flankenkontakt zwischen REDR und GLF wird ein Bogensegment betrachtet (vgl. Abbildung 4.1). Nicht berücksichtigt sind der Gehäusespalt und die Fase, da hier keine hydrodynamischen Effekte zu erwarten sind. Unter der Voraussetzung, dass das Verhältnis von Kontakthöhe h_K zum Wellenradius r_W klein ist, kann aus dem Bogensegment ein rechteckiges Kontaktsegment mit der Breite $b_y = h_K$ und der Länge l_x abgeleitet werden. Die Länge l_x ist proportional zum Winkel des Bogensegmentes. Die Erstellung der Berechnungsstrukturen sowie deren Vernetzung erfolgt in *Matlab*.

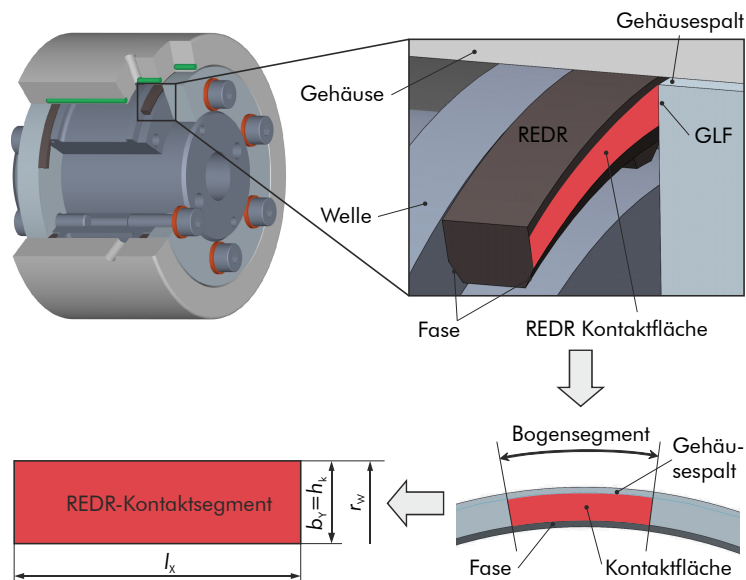


Abbildung 4.1: Ableitung der Ausgangsgeometrie zur Simulation spaltöffnender Kräfte im Dichtkontakt

Abbildung 4.2 zeigt das REDR-Kontaktsegment bestehend aus dem rot markierten REDR-Plateau mit der Fläche A_{pl} und hier exemplarisch der T-Struktur mit der Fläche A_{ts} . Die Schmierfilmhöhe h verläuft in z -Richtung zwischen dem REDR-Plateau und der Gegenläuferfläche A_{GLF} . Die Gleitrichtung der GLF wird entlang der x -Koordinate angenommen. In Gleit-/ Umfangsrichtung angrenzende Segmente werden an den Flächen A_{x1} und A_{x2} durch eine periodische Randbedingung simuliert, so dass für die Randdrücke $p_{x1} = p_{x2}$ gilt. An der Fläche A_{y1} wird der Systemdruck p_i angenommen, der in radialer Richtung entlang der y -Koordinate an der Fläche A_{y2} auf den Umgebungsdruck p_U abfällt. Auf der Systemdruckseite befindet sich zudem die hydrostatische Zuführung.

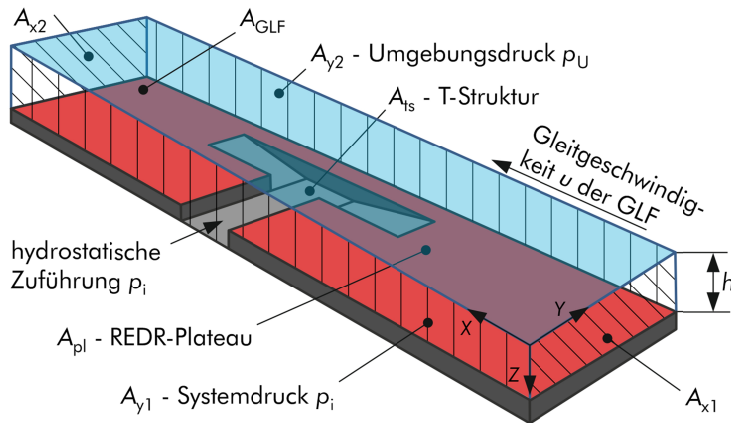


Abbildung 4.2: Randbedingungen am Kontrollvolumen über dem betrachteten REDR-Kontaktsegment

Die Gleitgeschwindigkeit u der GLF ist das Produkt aus mittlerem Radius r_m und der Drehzahl n :

$$u = r_m \cdot 2\pi n = \frac{2}{3} \frac{r_W^3 - (r_i + h_F)^3}{r_W^2 - (r_i + h_F)^2} \cdot 2\pi n \quad (4.1)$$

Die Berechnung des Spaltdrucks über dem Kontaktsegment beruht auf der Lösung der Reynold'schen Differentialgleichung⁵⁷. Für das Modell gelten die folgenden Bedingungen:

- Das Fluid weist newton'sches Verhalten auf und ist sowohl isoviskos als auch inkompressibel.
- Die Strömung im Kontakt ist laminar und voll ausgeprägt.
- Die Oberflächen sind ideal glatt und an ihnen haftet das Fluid schlupffrei.
- Die Schmierfilmhöhe ist um ein vielfaches kleiner als die laterale Ausdehnung des Kontaktes.
- Trägheits- und Schwerkkräfte sind vernachlässigbar.

Diese Bedingungen vorausgesetzt, kann die Reynold'sche Differentialgleichung auf die folgende Form reduziert werden:

$$\frac{\delta}{\delta x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\delta p}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\delta p}{\delta y} \right) = \frac{u}{2} \cdot \frac{\delta h}{\delta x} \quad (4.2)$$

⁵⁷ Zur vollständigen Herleitung der Reynold'schen Differentialgleichungen aus den Navier-Stokes Gleichungen wird auf [HSJ94] verwiesen.

Die Kavitationsberechnung erfolgt nach *Swift-Stieber* [Sti33], [Swi32]. Für den Druck im Kavitationsgebiet gilt:

$$\frac{\delta p}{\delta x} = \frac{\delta p}{\delta y} = 0, \quad \text{mit } p = p_{\text{Kav}} \quad (4.3)$$

Die Übergänge zum Kavitationsgebiet sind stetig, so dass Masseerhaltung im flüssigkeitsgefüllten Gebiet erfüllt ist. Dies gilt nicht für das Kavitationsgebiet selbst. Gegenüber massekonservativen Algorithmen wie nach *Elrod* [Elr81] kommt es mit *Swift-Stieber* zur Unterschätzung des Kavitationsgebietes und damit zur Überschätzung hydrodynamischer Tragfähigkeit (vgl. bspw. [XWH17a]). Bedingt durch die hydrostatische Druckölführung in das jeweilige Strukturelement mit dem Systemdruck p_i ist die Abweichung im Hinblick auf die berechnete Tragfähigkeit jedoch gering.

Abbildung 4.3 zeigt beispielhaft den berechneten Spaltdruckverlauf p_{sF} über dem Kontaktsegment. Relativ zur Gleitrichtung bildet sich im divergierenden Bereich der bidirektional wirksamen Struktur eine Saug- und über dem konvergierenden Bereich eine Druckseite aus.

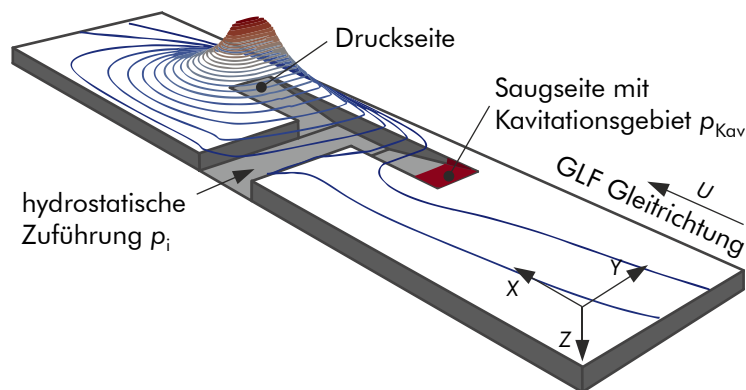


Abbildung 4.3: Berechneter Spaltdruckverlauf über einem Kontaktsegment mit T-Struktur

Mit einer Schmierfilmhöhe $h > 0$ befindet sich das System immer in Vollschmierung. Der Festkörperkontaktdruck p_{KF} an der Flanke entfällt (vgl. Gleichung (2.15)) und der Spaltdruck p_{sF} setzt sich aus dem hydrostatischen p_{statF} und -dynamischen Druck p_{dynF} zusammen. Der Spaltdruck ist dann von den Parametern Schmierfilmhöhe, System-/ Umgebungs-/ Kavitationsdruck, Gleitgeschwindigkeit und Viskosität abhängig:

$$p_{sF} = p_{statF}(p_i, p_u, \eta, h) + p_{dynF}(u, \eta, h) \quad (4.4)$$

Werden alle Parameter außer der Gleitgeschwindigkeit u als konstant angenommen, stellt sich der Spaltdruck p_{sF} und proportional dazu die spaltöffnende Kraft F_{sF} als Funktion von u ein. Aus der Differenz von spaltschließender F_{iF} und -öffnender Kraft $F_{sF}(u)$ kann die theoretische hydraulische Tragfähigkeit der Struktur abgeleitet werden. Für diese gilt:

$$F_{sF}(u) - F_{iF} = p_{sF}(u) \cdot A_F - p_i \cdot A_{iF} > 0 \quad (4.5)$$

$$\text{mit } F_{sF}(u) = F_{\text{stat}F}(u) + F_{\text{dyn}F}(u) \quad (4.6)$$

Bei negativer Bilanz nach Gleichung (4.5) ist die Struktur hydraulisch nicht tragfähig. Der Fehlbetrag muss durch tragenden Festkörperkontakt bzw. μ -EHD ausgeglichen werden (vgl. Gleichung (2.15)), was im genutzten Modell nicht berücksichtigt ist.

In der realen Anwendung wird die hydraulische Kräftebilanz so weit wie möglich durch die Anpassung der Schmierfilmhöhe $h(u)$ ausgeglichen, bis es aufgrund zu hoher Last oder zu geringer Drehzahl zum Festkörperkontakt kommt. Den Zusammenhang zeigt Abbildung 4.4 schematisch am Tragverhältnis F_{sF}/F_{iF} . Wird die Gleitgeschwindigkeit von u_1 auf u_2 erhöht, übersteigt die spaltöffnende Kraft $F_{sF}(u_2, h_1)$ zunächst die spaltschließende F_{iF} , so dass die Schmierfilmhöhe ansteigt. Infolgedessen nimmt die spaltöffnende Kraft ab, bis sich das Kräftegleichgewicht (GGW) bei h_2 mit $F_{sF}(u_2, h_2)$ erneut einstellt⁵⁸. Bei Abnahme der Gleitgeschwindigkeit ergibt sich die umgekehrte Abfolge. In beiden Fällen gilt:

$$\frac{F_{sF}(u_1, h_1)}{F_{iF}} = \frac{F_{sF}(u_2, h_2)}{F_{iF}} = 1 \quad (4.7)$$

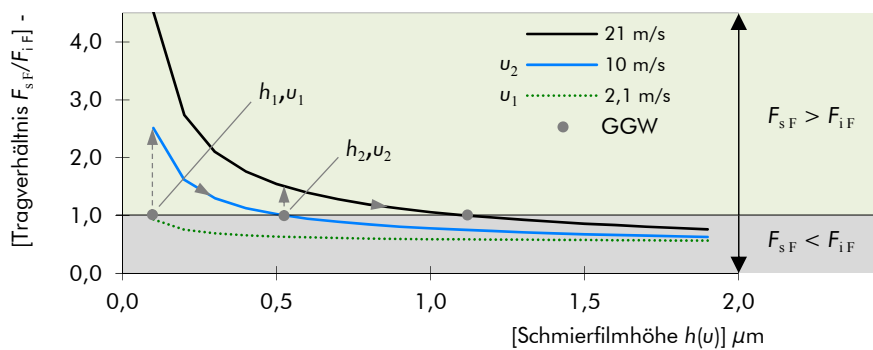


Abbildung 4.4: Tragverhältnis $F_{sF}(u, h)/F_{iF}$ für ein Kontaktsegment mit T-Struktur in Abhängigkeit der Kontakthöhe

⁵⁸ Befindet sich das System im Gleichgewichtszustand kann aus dem berechneten Spaltdruckverlauf die Druckströmung und folglich die Leckage in radialer Richtung bestimmt werden. Dies wurde in der vorliegenden Arbeit nicht weiter verfolgt, da der gewählte Kavitationsalgorithmus nicht masseerhaltend ist.

4.2. Analyse der REDR-Taschen aus den Bauteilversuchen

In den Bauteilversuchen der Versuchsreihen V17 und V21 wurde mit Taschen in den REDR-Flanken eine deutliche Reibungsreduktion erzielt (vgl. Abschnitt 3.5.5). Um den Beitrag der Taschen zu hydrodynamisch und -statisch entlastendem Traganteil zu bestimmen, wird nachfolgend die hydraulische Wirksamkeit der Taschen theoretisch analysiert.

Die Berechnungsgeometrie entspricht den Taschen aus Abbildung 3.42. Die Kontaktflächen sind ideal glatt. Für den jeweils betrachteten Betriebspunkt sind Systemdruck, Gleitgeschwindigkeit und Viskosität⁵⁹ konstant. Die Berechnung erfolgt nach dem in Abbildung 4.4 dargestellten Prinzip. Kommt es zur hydrostatisch/dynamischen Tragfähigkeit, ergibt sich im Gleichgewichtszustand die Schmierfilmhöhe h . Für die minimal zulässige Schmierfilmhöhe h_{\min} , bei der es unter Berücksichtigung von Mischreibung zu tragenden Rauheitskontakten kommen würde, gilt näherungsweise:

$$h_{\min} > 3 \cdot Rq_{\text{sum}} = 3 \cdot \sqrt{Rq_{\text{GLF}}^2 + Rq_{\text{REDR}}^2} \quad (4.8^{60})$$

Rq_{sum} ist die Summenrauheit der berührenden Kontaktflanken von REDR und GLF, die sich nach der Versuchsdurchführung im eingelaufenen Zustand einstellt. Die Summenrauheit sowie die berechneten Schmierfilmhöhen sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Schmierfilmhöhen $h \leq 0,1 \mu\text{m}$ werden nicht angegeben.

Tabelle 11: Berechnete Schmierfilmhöhe in μm für die Taschenstrukturen der Versuchsreihen V17 und V21

[h] μm	V21, Tasche 20 μm $3 \cdot Rq_{\text{sum}} = 1,71 \mu\text{m}$				V17, Tasche 75 μm $3 \cdot Rq_{\text{sum}} = 3,03 \mu\text{m}$			
	0,1	0,3	0,5	1	0,1	0,3	0,5	1
MPa \ 1/min								
7500	12,4	4,3	1,2	-	-	-	-	-
6000	11,3	3,7	0,3	-	-	-	-	-
4500	9,8	2,8	-	-	-	-	-	-
3000	7,8	0,8	-	-	-	-	-	-
1500	4,2	-	-	-	-	-	-	-
1000	1,9	-	-	-	-	-	-	-
800	0,3	-	-	-	-	-	-	-
500	-	-	-	-	-	-	-	-

⁵⁹ Die Kontaktviskosität η_m wird je Betriebspunkt anhand der jeweils zugehörigen Kontakttemperaturen $TM_{1/2m}$ der Versuchsreihen V17 und V21 bestimmt.

⁶⁰ Diese vereinfachte Annahme gilt unter der Voraussetzung, dass beide Rauheitsprofile statistisch unabhängig und normalverteilt sind.[Bar10].

Im berechneten Betriebsbereich wird mit einer Taschentiefe von $75\ \mu\text{m}$ kein hydrodynamischer Druckaufbau erzielt, der zu einer Trennung der Kontaktflanken führt. Lediglich mit einer Taschentiefe von $20\ \mu\text{m}$ und bei niedrigem Druck wird eine hydraulische Tragfähigkeit erreicht. Die mittels *Elmer* berechnete Schmierfilmhöhe $h_{\text{ber Elmer}}$, das berechnete Reibmoment $M_{\text{Rm ber Elmer}}$ sowie das gemessene Reibmoment $M_{\text{Rm mess}}$ sind in Abbildung 4.5 exemplarisch bei einem Systemdruck von $0,1\ \text{MPa}$ dargestellt.

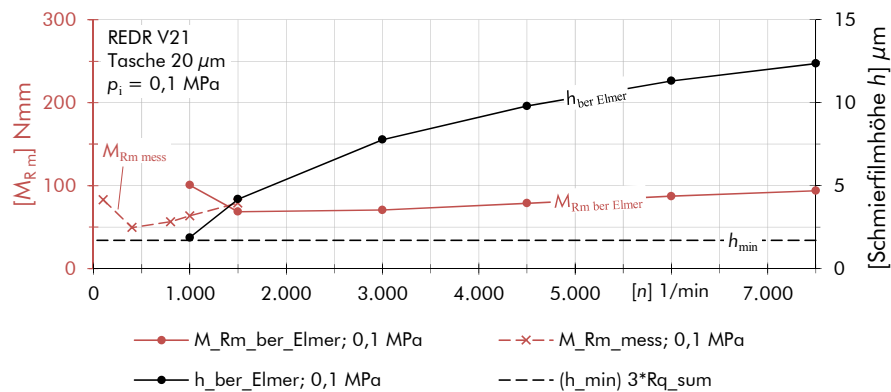


Abbildung 4.5: Berechnete Schmierfilmhöhe h_{ber} sowie berechnetes und gemessenes Reibmoment $M_{\text{Rm ber/mes}}$ mit einer Taschentiefe von $20\ \mu\text{m}$

Rechnerisch kommt es ab $1000\ 1/\text{min}$ mit steigender Drehzahl zu einer Trennung der Kontaktflanken, worauf die berechnete Schmierfilmhöhe $h_{\text{ber Elmer}}$ bis auf $\sim 12,4\ \mu\text{m}$ ansteigt. Die berechnete, viskose Reibung $M_{\text{Rm ber Elmer}}$ erreicht bei $1500\ 1/\text{min}$ ein Minimum und setzt darauf bei steigender Drehzahl den Verlauf des gemessenen Reibmomentes $M_{\text{Rm ber Elmer}}$ in guter Näherung fort. Unterhalb von $1500\ 1/\text{min}$ führen abnehmende Drehzahlen rechnerisch zum Wiederanstieg des viskosen Reibmoments, was jedoch auf die geringe hydrodynamische Tragfähigkeit der Tasche und daher auf unrealistisch kleine Schmierfilmhöhen zurückzuführen ist⁶¹. Der Wiederanstieg des gemessenen Reibmomentes $M_{\text{Rm mess}}$ unterhalb von $\sim 500\ 1/\text{min}$ ist hingegen auf Mischreibung zurückzuführen.

Die rechnerisch geringe hydraulische Tragfähigkeit der Taschen bestätigt die Vermutung, dass die in den Bauteilversuchen ermittelte hydrodynamische Entlastung (vgl. Abschnitt 3.5.5) weniger auf die Taschen selbst, sondern vielmehr auf deren Formabweichungen, die sogenannten Plateauabsenkungen, zurückzuführen ist (s. a. Kavitationsentstehung in Abschnitt 3.6.2, Seite 106).

⁶¹ Im rein hydrodynamisch/ -statischen Modell kommt es bei unzureichender Tragfähigkeit zu sehr kleinen Filmhöhen und damit zu einem unverhältnismäßig hohen Anstieg viskoser Reibung, was nicht mit steigender Mischreibung zu verwechseln ist, selbst wenn der Kurvenverlauf einer Stribeck-Kurve gleich kommt.

4.3. Optimierung der REDR-Flankenstrukturen

Ausgehend von der mangelnden hydrodynamischen Tragfähigkeit der untersuchten Taschen werden im Zuge weiterer Berechnungen Gestaltungsparameter zur Taschen-/ Strukturoptimierung bestimmt und im Hinblick auf ihre hydrodynamische Wirksamkeit optimiert. Für diese Berechnungen werden Systemdruck, Schmierfilmhöhe sowie die Viskosität konstant gehalten. Die Gleitgeschwindigkeit ist variabel.

Die getroffenen Annahmen sollen den praxisnahen Betriebsbereich widerspiegeln, so dass in Relation zu den durchgeführten Bauteilversuchen eine mittlere Kontakttemperatur von 150 °C festgelegt wird und sich damit eine Kontaktviskosität von 0,002 Pa·s ergibt. Aufgrund des hohem Systemdrucks und der geringen Viskosität wird eine Schmierfilmhöhe von 1 µm gewählt. Die Bewertung der hydrodynamischen Tragfähigkeit erfolgt anhand des Tragverhältnisses F_{sF}/F_{iF} . Sofern nicht abweichend angegeben, gelten die Berechnungsparameter aus Tabelle 12.

Tabelle 12: allgemeine Parameter der Berechnungsreihen

Bezeichnung	Einheit	Wert
Gleitgeschwindigkeit u	m/s	0...21,3
Umgebungsdruck p_U	MPa	0,0
Systemdruck p_i	MPa	2,4
dyn. Viskosität $\eta(TM = 150^\circ\text{C})$	Pa·s	0,002
Kontaktsegmentlänge l_x	mm	5,29
Kontaktsegmentbreite b_y	mm	1,35
Schmierfilmhöhe h	µm	1,0

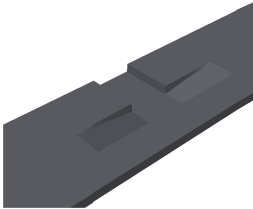
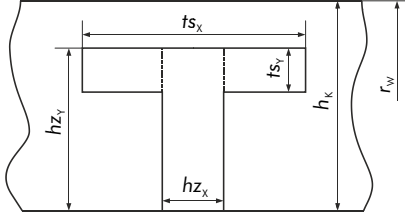
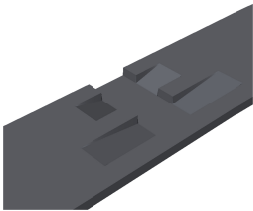
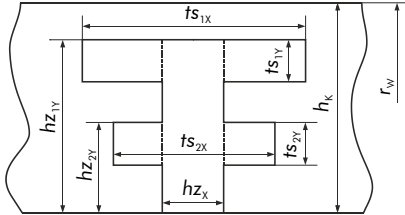
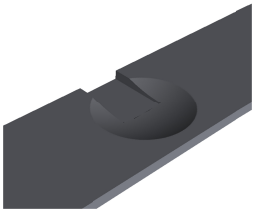
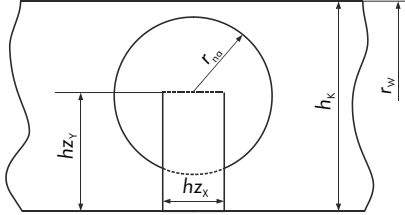
4.3.1. Bestimmung von Gestaltungsparametern

Analysiert werden eine T-, eine Doppel-T- und eine Napfstruktur (Tabelle 13). Die Strukturen sind durch die radiale, hydrostatische Zuführung hz an den Systemdruck p_i angeschlossen. Die T- und Doppel-T-Strukturen werden durch die T-Elemente mit der Länge t_s angrenzend an die hydrostatische Zuführung definiert, deren Übergang vom Strukturgrund zum REDR-Plateau linear erfolgt. Die Napfstruktur mit der Tiefe $t_{z\max}$ und dem Napfradius r_{na} wird durch ein Kugelsegment mit dem Radius r_{Ku} beschrieben:

$$r_{Ku} = \frac{1}{2} \frac{r_{na}^2 + t_{z\max}^2}{t_{z\max}} \quad (4.9)$$

Ausgehend von der jeweiligen Basisgeometrie werden in den Berechnungen jeweils die radiale Position hz_y , die Tiefe $t_{z \max}$ sowie die Anzahl n an Strukturen auf der REDR-Flanke variiert.

Tabelle 13: Basisgeometrie I und jeweilige Varianten der Strukturen

T-Struktur			
			
Basisgeometrie I	Einheit	Varianten	
ts_x	2,00	mm	-
ts_y	0,34	mm	-
hz_x	0,51	mm	-
hz_y	0,97	mm	0,50; 0,66; 0,81; 1,13
Tiefe $t_{z \max}$	110	μm	10; 30; 50; 70; 90
Anzahl n	32	-	36; 42; 50; 61; 79
Doppel-T-Struktur			
			
Basisgeometrie I	Einheit	Varianten	
ts_{1x}	2,00	mm	-
ts_{1y}	0,34	mm	-
ts_{2x}	1,25	mm	-
ts_{2y}	0,34	mm	-
hz_x	0,51	mm	-
hz_{1y}	1,13	mm	-
hz_{2y}	0,56	mm	-
Tiefe $t_{z \max}$	110	μm	10; 30; 50; 70; 90
Anzahl n	32	-	-
Napfstruktur			
			
Basisgeometrie I	Einheit	Varianten	
r_{na}	0,53	mm	-
hz_x	0,51	mm	-
hz_y	0,68	mm	-
Tiefe $t_{z \max}$	110	μm	10; 30; 50; 70; 90
Anzahl n	32	-	-

T-Struktur: Die radiale Position hz_y des T-Elements bewirkt mit zunehmendem Wert eine Verschiebung des hydrodynamisch wirksamen Elements von der System- zur Umgebungsdruckseite. Hiermit ist auch eine Vergrößerung der hydrostatischen Zuführung verbunden. Abbildung 4.6 zeigt den Einfluss auf das Tragverhältnis, das für alle Varianten < 1 ist und keine Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit aufweist. Demzufolge ergibt sich unter den angenommenen Randbedingungen keine hydrodynamische Tragfähigkeit, so dass das Tragverhältnis ausschließlich durch hydrostatische Entlastung geprägt ist, die mit Erhöhung der radialen Position geringfügig zunimmt.

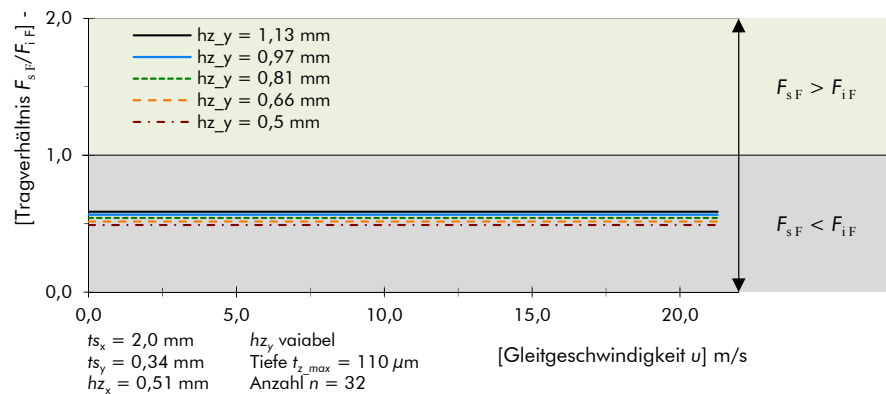


Abbildung 4.6: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I der T-Struktur mit Variation der radialen Position hz_y

Berechnungen mit unterschiedlicher Strukturanzahl ergeben vergleichbare Ergebnisse wie bei Variation der radialen Position. Das Tragverhältnis bleibt von der Steigerung der Gleitgeschwindigkeit unbeeinflusst und es überwiegt Hydrostatik, die mit der Erhöhung der Strukturanzahl zunimmt (Abbildung 4.7).

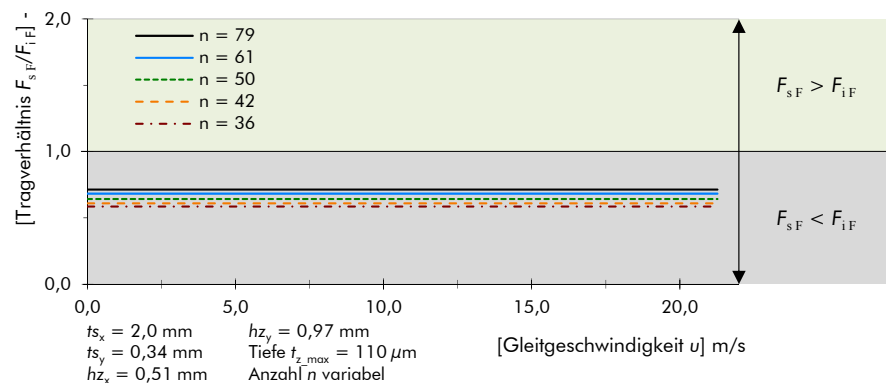


Abbildung 4.7: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I der T-Struktur mit Variation der Strukturanzahl n

Wird die Strukturtiefe $t_{z\max}$ reduziert, kommt es mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit zum hydrodynamischen Druckaufbau (Abbildung 4.8). In Folge dessen kommt es mit Strukturturen $\leq 30 \mu\text{m}$ zum Anstieg des Tragverhältnisses, das bei einer Tiefe von $10 \mu\text{m}$ ab ca. 20 m/s ein Tragverhältnis > 1 erreicht. Zusammen mit dem Anstieg des Tragverhältnisses kommt es im Saugbereich der Struktur zum Auftreten von Kavitation. Sowohl bei der Variation der radialen Position als auch der Strukturanzahl bleibt dieser Effekt aus.

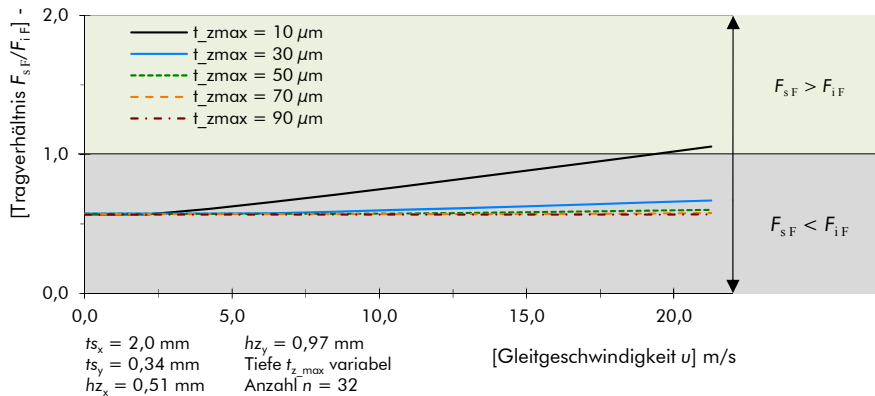


Abbildung 4.8: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I der T-Struktur mit Variation der Strukturtiefe $t_{z\max}$

Napfstruktur: Der Napfradius r_{Na} ist bei der Berechnung konstant, während die Tiefe $t_{z\max}$ variiert. Die hydrodynamische Wirksamkeit setzt bei dieser Parametervariation ab einer Tiefe $\leq 30 \mu\text{m}$ ein. Deutlich erkennbar wird der gleitgeschwindigkeitsabhängige Anstieg der spaltöffnenden Kraft bei einer Tiefe von $10 \mu\text{m}$. Ein Tragverhältnis > 1 wird jedoch nicht erreicht (Abbildung 4.9).

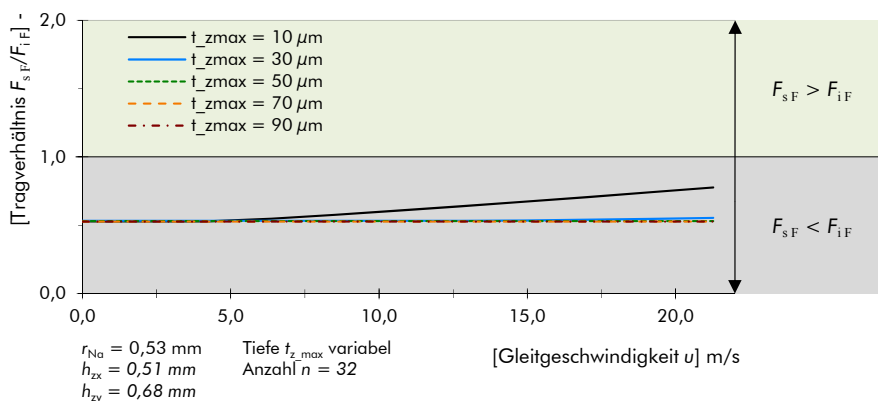


Abbildung 4.9: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I der Napfstruktur mit Variation der Strukturtiefe $t_{z\max}$

Doppel-T-Struktur: Die Doppel-T-Struktur ist um das zusätzliche T-Element ts_2 erweitert. Das Element ts_1 ist hierfür weiter zum äußeren Radius r_w verlagert, wodurch sich zusammen mit dem Element ts_2 gegenüber der einfachen T-Struktur eine erhöhte hydrostatische Entlastung ergibt. In der Berechnung wird ein hydrodynamischer Druckaufbau erst mit hinreichend flacher Strukturtiefe erreicht und ein Tragverhältnis > 1 stellt sich oberhalb von ca. 17 m/s ein (Abbildung 4.10).

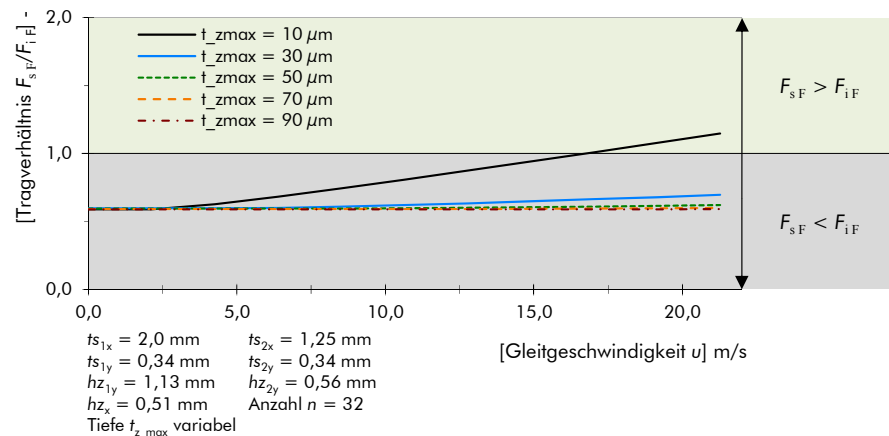


Abbildung 4.10: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I der Doppel-T-Struktur mit Variation der Strukturtiefe $t_{z,max}$

Die analysierten Strukturen sind hydrodynamisch insgesamt wenig effizient. Bezogen auf die betrachteten Gestaltungsparameter wird ein hydrodynamischer Druckaufbau ausschließlich durch verringerte Strukturturen erreicht, wobei es zum Auftreten von Kavitation kommt. Abbildung 4.11 zeigt das Tragverhältnis der Strukturen im Vergleich mit einer Tiefe von jeweils 10 und 110 μm . Die hydrodynamische und -statische Entlastung von T- und Doppel-T-Struktur überwiegt gegenüber der Napfstruktur. Zudem werden Tragverhältnisse > 1 ausschließlich bei hohen Gleitgeschwindigkeiten mit der T- und der Doppel-T-Struktur erreicht, die sich in ihrer Wirksamkeit selbst jedoch kaum unterscheiden, da der hydrodynamische Anteil durch das zusätzliche T-Element gering ist.

Die unterschiedlichen hydrodynamischen Traganteile können im Wesentlichen auf die lateralen Proportionen der jeweiligen Strukturen⁶² zurückgeführt werden, was anhand der Spaltdruckverläufe in Abbildung 4.12 deutlich wird: Während sich am Napfelement auf der Druckseite ein flacher, sichelförmiger Druckverlauf

⁶² Das Längen-Breitenverhältnis beträgt für die T-Elemente $ts = 5,9$, während dieses geometriebedingt für das Napfelement immer 1 beträgt.

einstellt, bewirken T-Elemente ausgeprägte Maxima. Hierzu tragen die in Gleitrichtung stärker konvergierenden Keilspalte der T-Elemente bei, deren Länge um ein vielfaches ihre Breite überschreitet. Begünstigt wird der Druckaufbau zudem durch die, in radialer Richtung steil ansteigenden, Seitenflanken der T-Elemente, die das radiale Abfließen von angestautem Fluid reduzieren, so dass ein besserer hydrodynamischer Druckaufbau möglich ist.

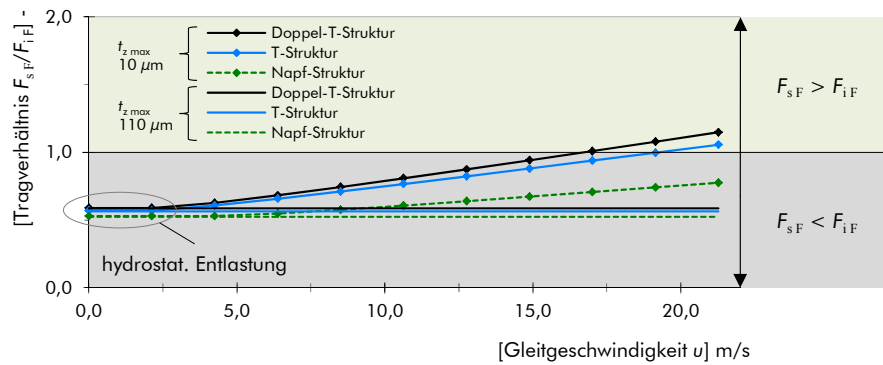


Abbildung 4.11: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Vergleich von Napf-, T- und Doppel-T-Struktur mit einer Tiefe $t_{z,max} = 10 \mu\text{m}$, 32 Strukturen

Des Weiteren zeigt der Vergleich des Tragverhältnisses in Abbildung 4.11 bei niedrigen Drehzahlen, dass durch eine Reduzierung der Tiefe von $110 \mu\text{m}$ auf $10 \mu\text{m}$ die hydrostatische Entlastung der Struktur nicht bzw. vernachlässigbar gering abnimmt.

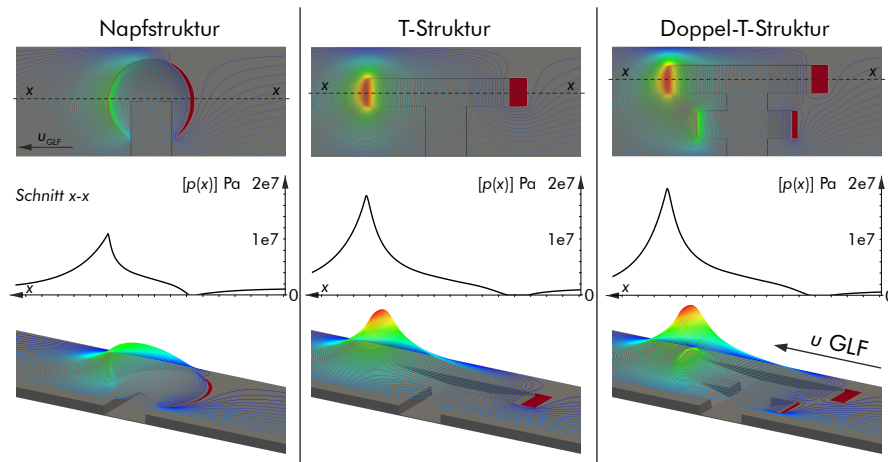


Abbildung 4.12: Spaltdruckverläufe und Kavitationsbereiche über den Kontaktsegmenten, Napf-, T- und Doppel-T-Struktur; $u = 14,9 \text{ m/s}$; $t_{z,max} = 10 \mu\text{m}$

4.3.2. Optimierung von Gestaltungsparametern

Weiterführende Analysen werden mit der T-Struktur (Tabelle 14) und ergänzend mit einer Ellipsoidstruktur (Tabelle 15) durchgeführt. Um eine erhöhte hydrodynamische Wirksamkeit zu erzielen, fließen die Erkenntnisse aus Abschnitt 4.3.1 in die Strukturgestaltung ein.

Für die Basisgeometrie II ergeben sich daraus folgende Änderungen: Die Berechnungen erfolgen mit einer reduzierten Strukturtiefe von $t_{z \max} = 10 \mu\text{m}$ und mit $hz_y = 1,13 \text{ mm}$ zum Radius r_w hin verlagerten Strukturelementen. Zudem wird der Übergang vom Strukturgrund zum REDR-Plateau, im Folgenden als Keilform bezeichnet, als Einflussgröße betrachtet. Eine Ellipsoidstruktur wird analysiert, deren laterale Ausdehnung gegenüber der Napfstruktur in Gleitrichtung größer als in radialer Richtung ist, so dass sich einerseits ein verlängerter Keilspalt und andererseits eine scharfkantige, radiale Begrenzung ergibt. Die Ellipsoidstruktur wird durch ein Ellipsoidsegment mit den Halbachsen a , b und c mit dem Tiefenverlauf $t_z(x,y)$ im Kontaktsegment beschrieben:

$$t_z(x, y) = t_{z \max} - \sqrt{\left(\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}\right)} \cdot c^2 \quad (4.10)$$

Gegenüber der T-Struktur weist die Ellipsoidstruktur eine mit der Gleitrichtung abnehmende Elementbreite el_y auf. Zudem werden Saug- und Druckseite der Ellipsoidstruktur um den Winkel β in der Kontaktebene rotiert. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Struktur dadurch jedoch drehrichtungsabhängig wird.

Tabelle 14: Basisgeometrie II und Varianten der T-Struktur

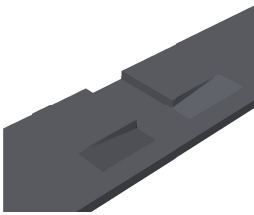
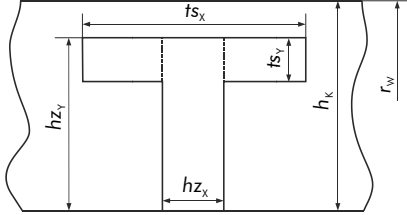
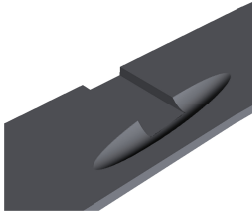
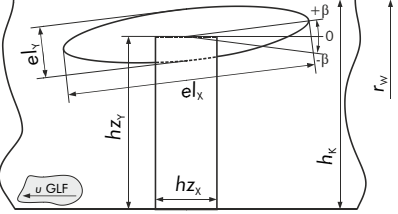
T-Struktur			
			
Basisgeometrie II	Einheit	Varianten	
ts_{x32S}	2,00 mm	1,44; 2,18; 2,94; 3,69; 4,44; 5,19	
ts_{x64S}	2,00 mm	1,28; 1,47; 1,66; 1,84; 2,22	
ts_y	0,34 mm	-	
hz_x	0,51 mm	-	
hz_y	1,13 mm	-	
$t_{z \max}$	10 μm	-	
Anzahl n	32/64	36; 42; 50; 61; 79	

Tabelle 15: Basisgeometrie II und Varianten der Ellipsoidstruktur

Ellipsoidstruktur			
			
Basisgeometrie II	Einheit	Varianten	
el_x	2,00	mm	1,62; 2,37; 2,74; 3,18
el_y	0,34	mm	siehe el_x/el_y
el_x/el_y	5,8	mm	3,1; 3,9; 4,9; 7,2
β	0	rad	$-\pi/16$; $-\pi/32$; $\pi/32$; $\pi/16$
h_{z_x}	0,51	mm	-
h_{z_y}	1,13	mm	-
$t_{z_{max}}$	10	μm	-
Anzahl n	32	-	-

T-Struktur: Die Strukturanzahl n wurde bereits in Abschnitt 4.3.1 analysiert. Aufgrund der Strukturtiefe von $110 \mu\text{m}$ ergab sich jedoch keine hydrodynamische Entlastung. Eine reduzierte Strukturtiefe von $10 \mu\text{m}$ steigert die hydrodynamische Wirksamkeit, so dass Effekte in Abhängigkeit der Strukturanzahl deutlich hervortreten. Die Berechnungsergebnisse mit der Basisgeometrie II und variabler Strukturanzahl zeigt Abbildung 4.13: Bei $u = 0 \text{ m/s}$ zeigt sich der Einfluss auf die hydrostatische Entlastung, die sich proportional zur Strukturanzahl verhält und zwischen 55 und 75 % zur tragenden Kraft beiträgt. Gleitgeschwindigkeitsabhängig steigt das Tragverhältnis bis zu einer Anzahl von 61 Strukturen zunehmend steiler an. Darüber hinaus flacht der Verlauf wieder ab, so dass eine Strukturanzahl zwischen 50 und 79 Strukturen zur maximalen hydrodynamischen Entlastung führen muss.

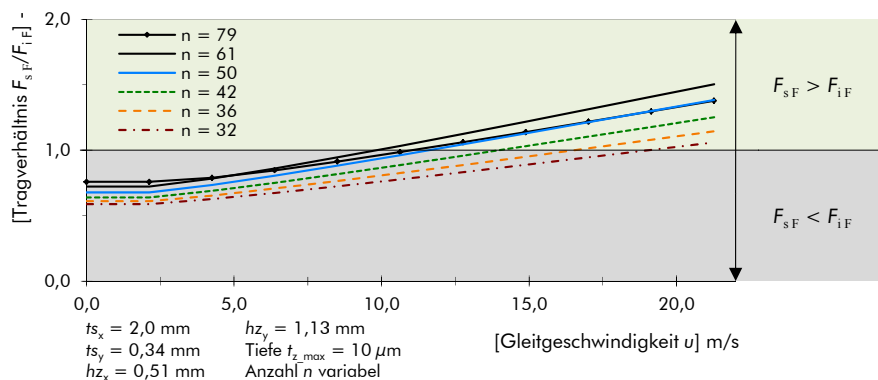


Abbildung 4.13: Tragverhältnis $F_{s,F}(u)/F_{i,F}$, Basisgeometrie II der T-Struktur mit Variation der Strukturanzahl n

Zur Bestimmung der optimalen Strukturanzahl wird im Folgenden der rein hydrodynamisch tragende Kraftanteil $F_{\text{dyn F}}$ des Spaltdrucks bestimmt. Da thermisch-mechanische Deformation des Kontaktbereichs im Modell nicht berücksichtigt wird, ist der hydrostatisch tragende Kraftanteil $F_{\text{stat F}}$ unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit u . Bleiben des Weiteren die Parameter p_v , η und h konstant, kann $F_{\text{stat F}}$ nach Gleichung (4.6) bestimmt werden, so dass sich die rein hydrodynamische Tragkraft $F_{\text{dyn F}}(u)$ ergibt:

$$F_{\text{dyn F}}(u) = F_{\text{s F}}(u) - F_{\text{stat F}} = F_{\text{s F}}(u) - F_{\text{s F}}(u = 0) \quad (4.11)$$

Wird das Tragverhältnis aus hydrodynamischer und spalt-schließender Kraft $F_{\text{dyn F}}/F_{\text{i F}}$ gebildet und über der Strukturanzahl aufgetragen (Abbildung 4.14), ergibt sich bspw. bei $u = 21,3$ m/s eine maximale Tragfähigkeit mit 64 Strukturen. Eine größere Anzahl bewirkt bei dieser Gleitgeschwindigkeit keine Steigerung. Der abnehmende Abstand der T-Elemente fördert die Wechselwirkungen der jeweils benachbarten Saug- und Druckseite zweier T-Elemente, so dass der tragende Spaltdruck sinkt. Prinzipbedingt nimmt dieser Effekt mit höheren Gleitgeschwindigkeiten zu, da es verstärkt zur Überlappung von Saug- und Druckbereichen kommt, die sich gegenseitig kompensieren. Bei einer optimalen Strukturzahl von $n = 64$, ergibt sich für die hier betrachtete T-Struktur ein Abstand zwischen Saug- und Druckseite von 0,66 mm.

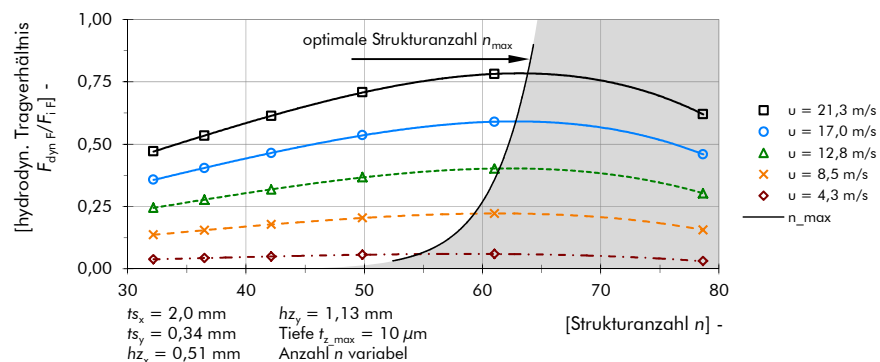


Abbildung 4.14: Hydrodynamisches Tragverhältnis $F_{\text{dyn F}}/F_{\text{i F}}$, Basisgeometrie II der T-Struktur mit Variation der Strukturanzahl n

Bei einer Variation der T-Elementlänge ts_x sind aus den bisherigen Berechnungen zwei Effekte zu erwarten: Einerseits wird die Effizienz der Struktur mit zunehmender Länge ansteigen, andererseits ist die maximale Länge durch den Abstand der benachbarten Strukturen begrenzt. Berechnungen mit 32 und 64 Elementen sowie jeweils variabler Elementlänge bestätigen dies anhand des hydrodynamischen Tragverhältnisses (Abbildung 4.15).

Bei einer Gleitgeschwindigkeit von 21,3 m/s und einer Anzahl von 32 T-Strukturen ergibt sich das maximale hydrodynamische Tragverhältnis⁶³ mit einer Elementlänge von $t_{s_{x32S}} = 4,73$ mm. Der Abstand zwischen 2 Strukturen liegt dann bei 0,56 mm, was ca. 12 % der Elementlänge entspricht. Mit 64 Strukturen liegt die optimale Elementlänge bei $t_{s_{x64S}} = 2,26$ mm, woraus ein Elementabstand von 0,38 mm resultiert, dies entspricht ca. 17 % der Elementlänge. Optimale Länge, Anzahl und Abstand der Strukturen stehen über deren hydrodynamische Wirksamkeit in Wechselwirkung und sind zudem abhängig vom betrachteten Betriebspunkt sowie der Struktur selbst, so dass für Detailoptimierungen anderer Strukturen immer eine Einzelbetrachtung für den Anwendungsfall erfolgen sollte. Für die hier untersuchte Struktur ist ein Mindestabstand von ca. 15 % der Elementlänge eine gute Empfehlung, um maximale hydrodynamische Entlastung zu erzielen. Darüber hinaus zeigt der Vergleich in Abbildung 4.15, dass die Elementlänge gegenüber der Strukturanzahl die deutlich effektivere Stellgröße ist, um eine hydrodynamisch optimierte Struktur zu erhalten.

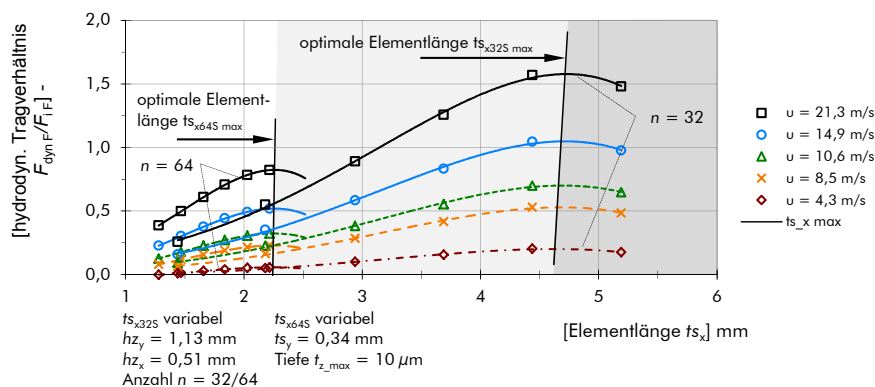


Abbildung 4.15: Hydrodynamisches Tragverhältnis $F_{\text{dyn } F} / F_{i F_r}$ Basisgeometrie II der T-Struktur mit Variation der Elementlängen $t_{s_{x32S}}$ und $t_{s_{x64S}}$

Ellipsoidstruktur: Länge und Breite der Ellipsoidstruktur sind unabhängig voneinander variabel, so dass laterale Längen-Breitenverhältnisse ähnlich der T-Struktur realisierbar sind. Während die T-Struktur über der gesamten Länge eine konstante Elementbreite aufweist, verjüngt bzw. verbreitert sich das Ellipsoidelement in Gleitrichtung, so dass die Möglichkeit besteht hiermit die Wirksamkeit gegenüber der T-Struktur zu steigern.

Um den Einfluss der Elementlänge el_y zu untersuchen, wird eine Berechnung mit konstanter Elementbreite $el_x = 0,34$ mm durch-

⁶³ Anhang 50 zeigt das Tragverhältnis $F_{sF}(u) / F_{iF}$ für 32 T-Strukturen, Anhang 51 jenes für 64 T-Strukturen.

geführt⁶⁴. Die Ergebnisse in Abbildung 4.16 zeigen, dass die Ellipsoidstruktur analog zur T-Struktur mit zunehmender Länge steigenden hydrodynamischen Druck aufbaut und gegenüber der Napfstruktur effizienter ist. Im Vergleich mit einer T-Struktur gleicher Länge, Breite und Tiefe fällt das Tragverhältnis jedoch geringer aus. Der Einfluss auf den Staudruck durch die in Gleitrichtung abnehmende Elementbreite ist somit vernachlässigbar. Das legt die Vermutung nahe, dass die hydrodynamische Wirksamkeit überwiegend durch den Übergang vom Strukturgrund zum REDR-Plateau, die so genannte Keilform, beeinflusst wird. Letztere ist bei der T-Struktur durch einen linearen Anstieg gekennzeichnet, während diese bei dem Ellipsoidelement durch einen konkaven, scharfkantigen Übergang zum REDR-Plateau geprägt ist (Abbildung 4.17).

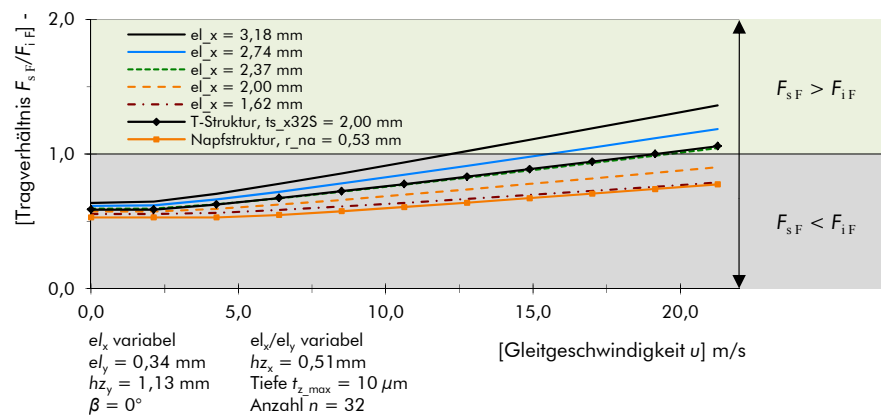


Abbildung 4.16: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie II der Ellipsoidstruktur mit Variation der Elementlänge el_x

Keilform: Die vorangegangenen Berechnungen zeigen, dass der hydrodynamische Druckaufbau durch den Übergang vom Strukturgrund zum REDR-Plateau beeinflusst wird. Bspw. ergibt sich mit längeren T-Strukturelementen eine flachere Keilform und eine bessere hydrodynamische Entlastung (vgl. Abbildung 4.15). Strukturen mit einem in Umfangsrichtung konkaven, scharfkantigen Übergang zum REDR-Plateau wie die Ellipsoid-, Napf- oder Taschenstrukturen der Bauteilversuche bewirken hingegen einen geringeren Druckaufbau (Abbildung 4.16).

In einer Berechnung mit 32 T-Strukturen der Basisgeometrie II wird dieser Effekt für verschiedene Keilformen (Abbildung 4.17) untersucht. Neben der linearen und konkaven Keilform werden die

⁶⁴ Berechnungsergebnisse mit verschiedenen Ellipsoidelementwinkeln $\beta \neq 0^\circ$ sind in Anhang 52 angeführt. Die Ergebnisse fließen jedoch nicht in die Gesamtbewertung der hydrodynamischen Effizienz ein, da einerseits die bidirektionale Wirksamkeit verloren geht und andererseits nur sehr geringer Einfluss auf den hydrodynamischen Druckaufbau besteht.

konvexen Varianten A bis E, mit zunehmend flachem und tangentialem Übergang zum REDR-Plateau betrachtet.

Die Ergebnisse zeigt Abbildung 4.18: Erwartungsgemäß ergibt sich mit der konkaven Keilform das geringste Tragverhältnis. Mit zunehmend konvexer Form nimmt die hydrodynamische Wirksamkeit zu. Das maximale Tragverhältnis wird mit der Form D erreicht. Mit der Form E sinkt das Tragverhältnis wieder ab. Die Keilform wirkt sich auch auf die hydrostatische Entlastung aus, die maximal bei konkaver Ausführung und minimal mit konvexer Form E ausfällt (vgl. Anhang 53). Zwar unterscheiden sich minimale und maximale hydrostatische Entlastung um ~8 %, dies wird jedoch mit konvexer Keilform bereits bei geringer Gleitgeschwindigkeit durch erhöhte Hydrodynamik kompensiert. Bei maximaler Gleitgeschwindigkeit liegt die Wirksamkeit der Form D gemessen am Tragverhältnis um 56 % höher als die der konkaven Form. Jedoch wird auch bereits ohne optimierte Keilform mit einem einfachen linearen Übergang gegenüber der konkaven Keilform eine Steigerung von 25 % erreicht.

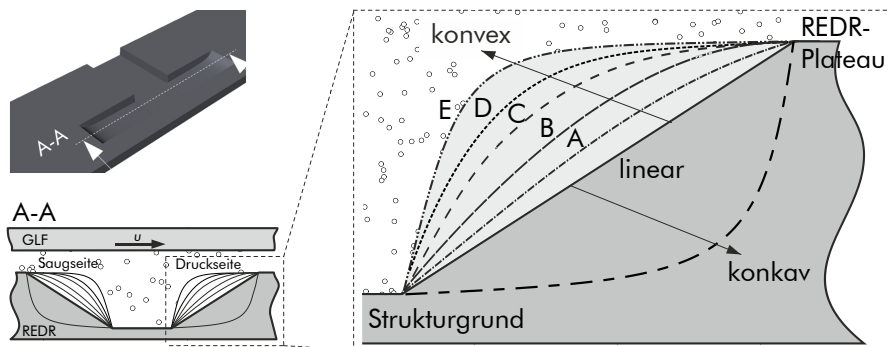


Abbildung 4.17: Schematische Darstellung der untersuchten Keilformen an T-Strukturen mit Basisgeometrie II

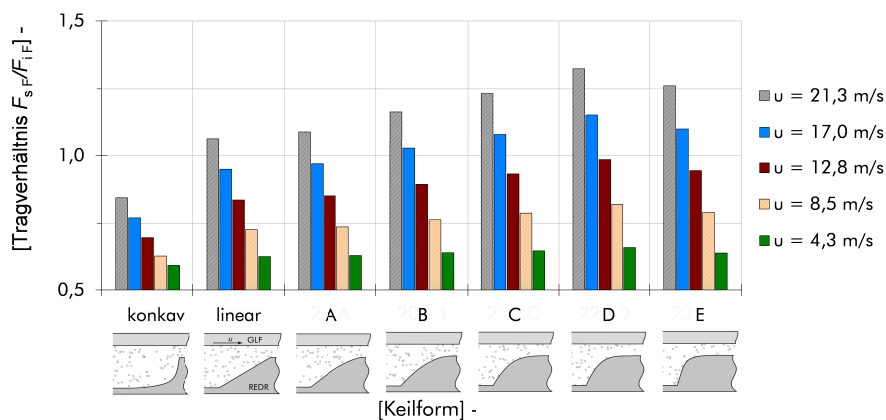


Abbildung 4.18: Tragverhältnis $F_{s,F}(u)/F_{1,F}$, Basisgeometrie II der T-Struktur mit Variation der Keilform

4.4. Gesamtbetrachtung der Berechnungsergebnisse

Sowohl die Berechnungen als auch die Bauteilversuche mit Taschenstrukturen aus den Versuchsreihen V17 und V21 führen zu der Erkenntnis, dass die stufenförmige Strukturform im Wesentlichen eine hydrostatische Wirksamkeit aufweist. Lediglich bei sehr geringem Systemdruck kommt es in der Berechnung zu tragendem Druckaufbau durch Hydrodynamik. Um jedoch auch im praxisrelevanten Betriebsbereich bei hohem Systemdruck bidirektionale Wirksamkeit an symmetrischen Taschen bzw. Strukturen zu erzielen, sollten als Ergebnis der theoretischen Gestaltoptimierung, die nachfolgenden Gestaltungsempfehlungen beachtet werden.

Als besonders effizient erweisen sich nicht zu tiefe Strukturen mit einem großen Längen-Breiten-Verhältnis wie bspw. Doppel-T-, T- und Ellipsoidstrukturen. Positiv wirken sich bei diesen Strukturen zudem die in radialer Richtung steil ansteigenden, Seitenflanken aus (vgl. Seite 121), die ein seitliches Abfließen des Schmierstoffs aus dem Staudruckbereich verhindern. In Umfangsrichtung sollte der Übergang vom Strukturgrund zum REDR-Plateau möglichst stetig und mit tangentialem Anschluss an das REDR-Plateau erfolgen. In Gleitrichtung ergibt dies eine konvergierende Keilform, die zum optimalen Druckaufbau führt. Scharfkantige, stufenförmige Übergänge, vergleichbar mit einer Rayleigh-Stufe oder der Taschenstruktur aus den Bauteilversuchen, entfalten bei symmetrischer Ausführung kaum bidirektionale Wirksamkeit und führen nicht zur erwünschten hydrodynamischen Kontaktentlastung.

In Kombination mit einer günstigen Keilform erweist sich die Strukturtiefe als relevante Optimierungsgröße. Nur mit einer Tiefe $\leq 30 \mu\text{m}$ wird neben einer hydrostatischen auch eine nennenswerte hydrodynamische Entlastung erzielt. In Anbetracht der umgebenden Rauheit der REDR-Flanke und auch als Sicherheit gegen Strukturverschleiß sollten Tiefen von $10 \mu\text{m}$ jedoch nicht unterschritten werden, selbst wenn mit geringeren Werten theoretisch höhere Entlastung möglich ist.

Im Hinblick auf die Strukturlänge und -anzahl ergibt sich zwischen Saug- und Druckseite benachbarter Strukturelemente ein nicht zu unterschreitender Mindestabstand, der für die untersuchten T-Strukturen nicht weniger als 15 % der jeweiligen Elementlänge betragen sollte. Für andere Strukturtypen können sich durchaus abweichende Werte ergeben, da bspw. mit sinkender hydrodynamischer Wirksamkeit geringere Abstände möglich sind. Für eine gesteigerte hydrodynamische Wirkung sind längere Elemente mit kleinerer Anzahl vorzuziehen, während für eine vorrangig hydrostatische Entlastung eine große Anzahl kleiner und dicht benachbarter Elemente sinnvoll ist.

Tabelle 16 zeigt qualitativ die mögliche Einflussnahme auf die Tragfähigkeit durch die jeweils untersuchten Gestaltungsparameter bzw. den vergleichenden Einfluss der Strukturen. Bspw. fördert eine flachere T-Struktur (,reduzierte Tiefe t_{z_max}) die Kavitationsentstehung und Hydrodynamik, trägt jedoch nicht zur hydrostatischen Entlastung bei. Ein Verschieben des hydrodynamisch wirksamen Bereichs der T-Struktur zur Umgebungsdruckseite (,vergrößerte radiale Position hz_y) bewirkt hingegen einen geringen Anstieg von Hydrostatik und begünstigt zudem das Auftreten von Kavitation⁶⁵.

Kavitation ist ein wichtiges Merkmal für die hydrodynamischen Eigenschaften der untersuchten, bidirektionalen Strukturen, da sich in den durchgeführten Berechnungen nur mit dem Auftreten von Kavitation eine hydrodynamische Wirkung einstellt. Hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, dass in dem eingesetzten Modell ideal glatte Kontaktflanken angenommen werden und kein Rauheitseinfluss berücksichtigt wird. Dieser kann jedoch einen großen Anteil zur Entlastung durch Mikrohydrodynamik beitragen und steht damit, unter anderem nach *Brunetière* und *Tournerie*, in Wechselwirkung mit der Wirksamkeit makroskopischer Strukturen⁶⁶.

Tabelle 16: Qualitativer Vergleich zum Einfluss der untersuchten Gestaltungsparameter auf die Tragfähigkeit

Tragfähigkeit →		Kavitation	Hydrostatik	Hydrodynamik	Tragverhältnis
Struktur	Parameter				
T	vergrößerte radiale Pos. hz_y	↑	↑	↑	< 1
	reduzierte Tiefe t_{z_max}	↑↑	-	↑↑	> 1
	erhöhte Anzahl n	-	↑↑	-	> 1
	vergrößerte Länge ts_x	↑↑	-	↑↑	> 1
	konvexe Keilform D	↑↑	-	↑↑	> 1
Doppel-T	im Vergleich zur T-Struktur	↑	↑	↑	> 1
Napf		↓	↓	↓	< 1
Ellipse		↓	↓	↓	> 1

⁶⁵ Aufgrund des radialen Druckabfalls entlang des Dichtkontakts wird die Struktur mit größerer Nähe zur Umgebungsdruckseite in einen Bereich geringeren hydrostatischen Druckes verlagert, so dass es auf der Saugseite der Struktur früher zum Unterschreiten des Kavitationsdruckes kommt.

⁶⁶ *Brunetière* und *Tournerie* untersuchten in [BT12] mittels Reynoldsansatz mit massenkonservativem Kavitationsalgorithmus die hydrodynamische Wechselwirkung makroskopischer Napfstrukturen und mikroskopischer Rauheit des axialen Dichtkontakts an GLRD. Sie stellten fest: Trägt rauheitsinduzierte Hydrodynamik einen großen Anteil zur Tragfähigkeit bei bzw. ist diese allein schon tragfähig, so ist der Entlastungseffekt durch Makrostrukturen gering. Weist die Rauheit hingegen eine geringe Tragfähigkeit auf, verbessern zusätzliche Napfstrukturen die Tragfähigkeit und reduzieren Reibungsverluste. In beiden Fällen bewirken die Strukturen ein stabileres Reibungsverhalten.

Werden die optimierten Strukturen im Vergleich mit den Taschen der Bauteilversuche betrachtet, führt die Gestaltoptimierung zu einer deutlichen Steigerung der hydrodynamischen Tragfähigkeit (Abbildung 4.19). Bei einer Gleitgeschwindigkeit von 21,3 m/s (~ 7500 1/min) stellt sich mit optimierter Struktur bei einer Schmierfilmhöhe von ca. $1,15 \mu\text{m}$ ein Tragverhältnis von 1 ein, während dies mit den Taschen aus V21 nicht erreicht wird. Bei niedriger Gleitgeschwindigkeit von 2,1 m/s (~ 750 1/min) ergibt sich lediglich mit der T-Struktur mit konvexer Keilform D (vgl. Abbildung 4.17) eine theoretische Tragfähigkeit bei einer Schmierfilmhöhe von lediglich ca. $0,2 \mu\text{m}$, während die Taschen aus den Bauteilversuchen hier keine erkennbare hydrodynamische Wirkung entfalten. Zudem zeigt sich, dass mittels Detailoptimierung der Keilform eine Veränderung der hydrodynamischen Kennlinie möglich ist.

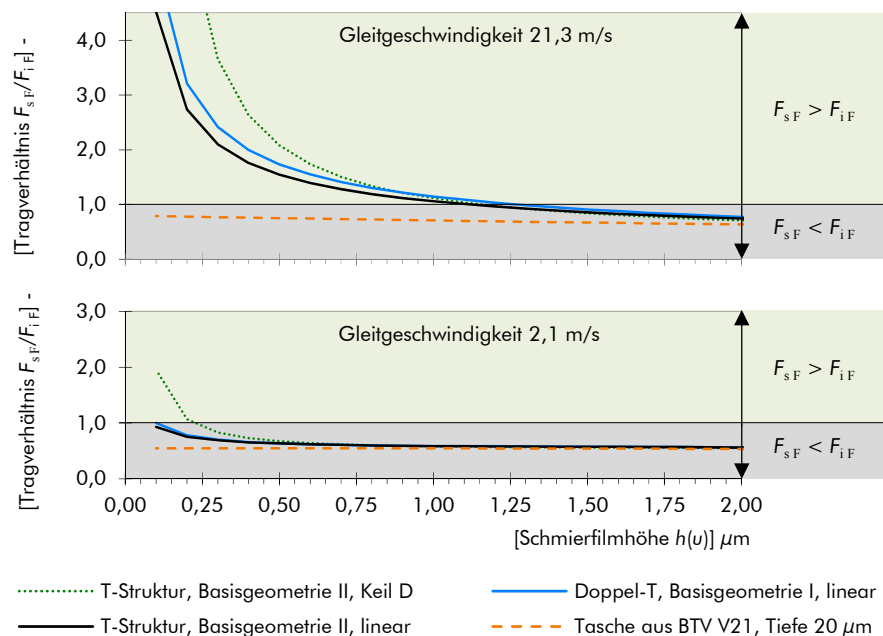


Abbildung 4.19: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$ bei variabler Schmierfilmhöhe, optimierte T- und Doppel-T-Strukturen im Vergleich mit der Taschenstruktur aus der BTU Versuchsreihe V21

Wird für das Erreichen einer vollständigen Trennung der Kontaktflanken, also den Übergang der Misch- in die reine Flüssigkeitsreibung, die aus der Summenrauheit resultierende, minimale Schmierfilmhöhe $h_{\min} = 1,71 \mu\text{m}$ der Versuchsreihe V21 angenommen (vgl. Tabelle 11), wird mit keiner der Strukturen eine vollständige Trennung der Kontaktflanken erreicht. Dies führt zu dem Schluss, dass insbesondere unter praxisnahen Betriebsbedingungen die Rauheit einen entscheidenden Anteil zur Tragfähigkeit beiträgt, sei

es durch tragende Festkörperkontakte oder Mikrohydrodynamik. Neben der Kombination hydrodynamischer und -statischer Entlastung sollte daher auch die Wechselwirkung mit der umgebenden Rauheit in weiterführende Betrachtungen einbezogen werden.

In Abgrenzung zu den Bauteilversuchen bzw. der realen Anwendung bleibt abschließend festzuhalten, dass im Berechnungsmodell ein geometrisch idealer, glatter Kontakt betrachtet wird. Formabweichungen der beteiligten Kontaktpartner, die ebenfalls zum Aufbau einer hydrodynamischen Tragfähigkeit führen können (vgl. bspw. Abschnitt 3.5.1) sowie thermisch mechanische Deformationen oder bspw. die REDR-Stoßgeometrie als Störstelle werden nicht berücksichtigt.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Abdichtung von Drehdurchführungen in Kfz-Getrieben führt Reibung an den dynamischen Dichtstellen zu Leistungsverlusten von bis zu mehreren Kilowatt. Der Getriebewirkungsgrad wird dadurch reduziert und die eingesetzten Rechteckdichtringe, in der Regel aus Polymerwerkstoffen, werden thermisch-mechanisch hoch belastet. Die Folgen sind Verschleiß und eine reduzierte Dichtungslebensdauer. Vor dem Hintergrund steigender ökologischer und ökonomischer Anforderungen ist dies nicht tolerierbar und eine reibungsoptimierte Gestaltung der beteiligten Dichtungskomponenten wünschenswert.

Die vorliegende Arbeit knüpft an dieser Stelle an und befasst sich mit dem Einfluss makro- und mikroskopischer Oberflächenstrukturen auf Reibung und Verschleiß im axialen, dynamischen Hauptdichtkontakt von Rechteckdichtring und Gegenlauffläche. Im Vordergrund steht die Identifikation strukturabhängiger Einflussgrößen auf hydrodynamische und -statische Effekte, um diese gezielt zur Reduktion verschleißfördernder und verlustbehafteter Festkörperreibanteile einzusetzen.

In einem theoretisch-experimentellen Forschungsansatz werden deterministische Makrostrukturen in den Kontaktflanken der Dichtringe sowie verschiedene stochastische Rauheitsstrukturen der Gegenlaufflächen untersucht. Hierfür wird im Zuge von Bauteilversuchen das Reibungs- und Betriebsverhalten anhand typischer Kenngrößen wie Reibmoment, Reibungskoeffizient und Verschleiß bewertet und lastabhängige Reibungszustände ermittelt. Ergänzend werden Schmierfilmhöhenmessungen und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen im Dichtkontakt durchgeführt, um hydrodynamische Tragfähigkeit und Kavitationseffekte im Zusammenhang mit den untersuchten Strukturen zu beurteilen. Begleitend erfolgt mittels Reynoldsansatz eine theoretische Analyse der hydraulischen Tragfähigkeit der experimentell untersuchten, makroskopischen Taschenstrukturen. Des Weiteren wird das Simulationsmodell genutzt, um den Einfluss geometrischer Gestaltungsparameter auf die hydrodynamisch-statische Entlastung bidirektional wirksamer Makrostrukturen zu identifizieren.

Die Ergebnisse der Untersuchungen tragen zu einer erweiterten Grundlagenkenntnis über Reibungsmechanismen in Drehdurchführungen bei und liefern Hinweise zur reibungsoptimierten

Gestaltung der Oberflächen im Dichtkontakt von Gegenauflfläche und REDR-Kontaktflanke.

Mikroskopische Rauheitsstrukturen, wie sie durch typische Fertigungsverfahren der Gegenauflflächen wie Drehen und Schleifen entstehen, tragen bei günstiger Gestaltung vorrangig zur Verschleißreduktion bei. Eine entscheidende Rolle spielt die Ausrichtung der Mikrostruktur relativ zur tribologischen Beanspruchungsrichtung. So tragen Riefen und Rillen in Gleitrichtung des Dichtkontaktes, so genannte gerichtete Strukturen, verstärkt zu plastischer Deformation und Verschleiß am REDR bei, während diese mit ungerichteten Strukturen reduziert wird. Das Potential zur Reibungsreduktion ist gegenüber makroskopischen Strukturen gering, der Einfluss auf den Verschleiß jedoch erheblich. Daher sollte der Schwerpunkt bei der Gegenauflflächengestaltung auf der Herstellung einer verschleiß-/mischreibungsoptimierten Grundstruktur liegen. Diese sollte einen hohen Anteil quer zur tribologischen Beanspruchungsrichtung verlaufender Riefen aufweisen, wobei die Rauheitsprofilspitzen möglichst klein ausgeprägt sein sollten, so dass ein zügiger Einlauf begünstigt und Flankenverschleiß am REDR von Beginn an gering ausfällt. Dies ist im Hinblick auf eine praxistaugliche Fertigung u. a. durch Quer-Seiten-Planschliff der Nutflanken zu erreichen.

Eine deutliche Reibungsreduktion wird mittels Makrostrukturen erreicht, wie im Bauteilversuch anhand einer simplen Taschenstruktur nachgewiesen wird. Im Bereich kleiner Gümbelzahlen wirken die Taschen grenzreibungsreduzierend und mit zunehmender Gümbelzahl verstärkt schmierfilmaufbauend, was auch durch die optische Analyse des Dichtkontaktes bestätigt wird. Durch Makrostrukturen kommt es gegenüber unstrukturierten REDR zu größeren Schmierfilmhöhen, das Betriebsverhalten wird stabilisiert und Einlaufvorgänge verkürzt. Zudem zeichnet sich ein reduzierter Einfluss der Gegenauflflächenrauheit auf das Reibungsverhalten ab, was sich auch in Form verringerten Verschleißes am REDR äußert. Aufgrund geringerer Reibleistung wird zudem die thermische Belastung verringert.

Da auch mit dem Einsatz von Taschenstrukturen unter hohen Drucklasten weiterhin Mischreibung vorherrscht, werden mittels Simulation die hydrodynamische und -statische Tragfähigkeit weiterer Makrostrukturen wie Ellipsen-, Napf-, oder T-Strukturen sowie deren Gestaltungsparameter analysiert. Für eine erhöhte hydrodynamische Kontaktentlastung erweisen sich insbesondere T-Strukturen als effektiv. Diese sollten möglichst flach, jedoch die umgebende Rauheit nicht unterschreitend, ausgeführt sein. Stetige keilförmige Übergänge vom Strukturgrund zum REDR-Plateau sind bei

symmetrischer Strukturausführung besonders effizient, während stufenförmige Übergänge, vergleichbar mit einer Rayleigh-Stufe wenig wirksam sind. Allgemein lässt sich festhalten, dass mit wenigen Elementen von größerer Länge eine verbesserte hydrodynamische Tragfähigkeit und mit kurzen Elementen in hoher Anzahl hingegen hydrostatische Entlastung überwiegt.

Bauteilversuche, optische Untersuchungen sowie auch die Simulationsergebnisse führen zu dem Schluss, dass Mischreibung und damit die Kontaktrauheit im untersuchten System entscheidend zum Reibungsverhalten beiträgt. Mikro-Elasto-Hydrodynamik, Grenzreibeigenschaften des Polymers sowie auch Wechselwirkungen zwischen Makrostrukturen und mikroskopischer Rauheit sind diesbezüglich wesentliche Faktoren, die im Rahmen weiterer Untersuchungen näher betrachtet werden sollten.

Hierfür sollte das Simulationsmodell um einen massekonservativen Kavitationsalgorithmus und um die Möglichkeit zur Fluid-Struktur-Interaktion mit realen Kontaktrauheiten erweitert werden. Denkbar sind zudem Tribometerversuche mittels derer thermisch-mechanische Grenzreibeigenschaften des Polymerwerkstoffs sowie dessen Wechselwirkungen mit verschiedenen Rauheitsstrukturen im Hinblick auf die vorliegende Anwendung systematisch bestimmt werden können.

6 Literaturverzeichnis

- [AST10] ASTM D2270, 2010: *Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity at 40 °C and 100 °C*
- [AST17] ASTM D445, 2017: *Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and Calculation of Dynamic Viscosity)*
- [AST18] ASTM D7279, 2018: *Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids by Automated Houillon Viscometer*
- [BMZ16] Bai, L.; Meng, Y.; Zhang, V.: *Experimental Study on Transient Behavior of Cavitation Phenomenon in Textured Thrust Bearings*. In: *Tribology Letters* 63, 2016, Aufsatznr. 27
- [Bar10] Bartel, D.: *Simulation von Tribosystemen*, 2010
- [Ber05] Bergmann, P.: *Polyimid-Komponenten für stufenlose Getriebe*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 107, 2005, S. 534–537
- [BHS91] Beringer, H.-P.; Heinke, G.; Strickle, E.: *Lösung tribotechnischer Probleme mit Hilfe von Polymerwerkstoffen*. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 22, 1991, S. 168–173
- [BT12] Brunetière, N.; Tournier, B.: *Numerical analysis of a surface-textured mechanical seal operating in mixed lubrication regime*. In: *Tribology International*, 2012, S. 80–89
- [CMv98] Crawford, S. A.; McMahan, T. A.; van Ryper, R. G.: *Improving Automatic Transmission Quality with High Performance Polyimide Rotary Seal Rings*. In: *SAE Technical Paper Series*, 1998, Nr. 980734
- [CH15] Czichos, H.; Habig, K.-H.: *Tribologie-Handbuch - Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*, 2015

- [Det18] Deters, L.: *Reibung, Verschleiß und Schmierung*. In: Sauer, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*, 2018
- [DFS02] Deters, L.; Fischer, A.; Santner, E.; Stolz, U.: *GfT Arbeitsblatt 7 - Tribologie - Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung*, 2002
- [DIN80] DIN 34118, 1980: *Kolbenringe für den Maschinenbau: R-Ringe, Rechteckringe mit 30 bis 200 mm Nenndurchmesser für die Abdichtung bei rotierender Bewegung*
- [DIN82] DIN 4760, 1982: *Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem: Begriffe, Ordnungssystem*
- [DIN92] DIN EN ISO 3448, 1992: *Flüssige Industrie-Schmierstoffe: ISO-Viskositätsklassifikation*
- [DIN97a] DIN EN ISO 13565-1, 1997: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS), Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren: Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 1: Filterung und allgemeine Meßbedingungen*
- [DIN97b] DIN EN ISO 4288, 1997: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS), Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren: Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit*
- [DIN97c] DIN EN ISO 13565-2, 1997: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS), Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren: Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve*
- [DIN10] DIN EN ISO 4287, 2010-07: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS), Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren: Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*
- [DIN11] DIN 51563, 2011-04: *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen: Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m*

- [Dom08] Domininghaus, H.: *Synthetische Kunststoffe*. In: Domininghaus, H.; Elsner, P.; Eyerer, P.; Hirth, T. (Hrsg.): *Kunststoffe - Eigenschaften und Anwendungen*, 2008, S. 164–1230
- [Dre67] Dressel, U.: *Kolbenringe als Dichtelemente in der Hydraulik - Kolbenringe als Wellenabdichtung*, 1967
- [Elr81] Elrod, H. G.: *A Cavitation Algorithm*. In: *Journal of Lubrication Technology* 103, 1981, S. 350–354
- [Erh80] Erhard, G.: *Zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Polymerwerkstoffen*. Universität Karlsruhe. Dissertation, 1980
- [Feo97] FEODOR BURGMANN DICHTUNGSWERKE GMBH & CO.: *Gasgeschmierte Gleitringdichtungen*, 1997
- [Fli09] Flitney, R.: *Manufacturers agree to work towards improved texture specifications*. In: *Sealing Technology*, 2009, S. 11–12
- [Fli14] Flitney, R.: *Seals and Sealing Handbook*, 2014
- [FS13] Friedrich, K.; Schlarb, A. K. H.: *Tribology of Polymeric Nanocomposites - Friction and Wear of Bulk Materials and Coatings*, 2013
- [GLZ15] Gong, R.; Liu, M.; Zhang, H.; Xu, Y.: *Experimental investigation on frictional behavior and sealing performance of different composites for seal application*. In: *Wear* 342-343, 2015, S. 334–339
- [GZC15] Gong, R.; Zhou, C.; Che, H.; Zhu, M.; Xu, X.: *Analytical and experimental study on the sliding contact of the sealing ring in the wet clutch*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 229, 2015, S. 1628–1637
- [Gro06] Gronitzki, M.: *Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtungen für Drehdurchführungen*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Dissertation, 2006

- [GP02] Gronitzki, M.; Poll, G.: *Betriebsverhalten und Optimierungsmöglichkeiten von Dichtungen für kleinbauende Drucköldrehdurchführungen*. In: *Radialwellendichtringe, IV. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium Dynamische Dichtungen*, 2002, S. 5–16
- [GP07] Gronitzki, M.; Poll, G.: *Optimization of the Tribological Performance of Rectangular Seals in Automotive Transmissions*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 221, 2007, S. 259–270
- [GWH16] Gropper, D.; Wang, L.; Harvey, T. J.: *Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings*. In: *Tribology International* 94, 2016, S. 509–529
- [GS15] Gruszczynski, K. S.; Schüller, P. M.: *Inbetriebnahme und Kalibrierung einer optischen Messeinrichtung zur Untersuchung von axialen Dichtkontakten*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Projektarbeit, 2015
- [HSJ94] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 1994
- [Hoe00] Hoepke, E.: *Dichtungstechnik mit gummielastischen Dichtungen und Formteilen im Fahrzeug- und Maschinenbau - Das Zusammenwirken von Bauformen, Werkstoffen und Betriebsstoffen - praxisnah dargestellt ; mit 24 Literaturstellen*, 2000
- [HAE12] Holmberg, K.; Andersson, P.; Erdemir, A.: *Global energy consumption due to friction in passenger cars*. In: *Tribology International* 47, 2012, S. 221–234
- [JH82] Jacobson, B. O.; Hamrock, B. J.: *High-Speed Motion Picture Camera Experiments of Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings*. 1982
- [Jos66] Jost, H. P.: *Lubrication (Tribology) - Education and Research; a Report on the Present Position and Industry's Needs*, 1966

- [KB17] Khonsari, M. M.; Booser, E. R.: *Applied Tribology - Bearing Design and Lubrication*, 2017
- [KMN14] Koltzenburg, S.; Maskos, M.; Nuyken, O.: *Polymere: Synthese, Eigenschaften und Anwendungen*, 2014
- [KAS92] Kuroki, T.; Abe, Y.; Sowa, M.; Kitade, A.: *Durability Upgrading and Frictional Torque Lowering of the Seal Ring Used for Automatic Transmissions*. In: *SAE Technical Paper Series*, 1992, Nr. 920720
- [KS91] Kuroki, T.; Sowa, M.: *Investigation of Leakage Phenomena and Improvement of Sealing Performance of Seal Rings Used for Rotary Shafts of Automatic Transmissions*. In: *SAE Technical Paper Series*, 1991, Nr. 910534
- [Lau09] Laukotka, E. M.: *Schmierstoffe - Ein kurzer Überblick über Herstellung, Anforderungen und Eigenschaften*. Hannover, 2009
- [Leb87] Lebeck, A. O.: *Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime. Part 2 – Evaluation of the Mechanisms*. In: *Journal of Tribology* 109, 1987, S. 196–205
- [Leb91] Lebeck, A. O.: *Principles and design of mechanical face seals*, 1991
- [Leb04] Lebeck, A. O.: *Face Seal Leakage and Performance Prediction - FSLK (FSLEAK) - User Manual*, 2004
- [Leb05] Lebeck, A. O.: *SEAL Heat Transfer and Deflection Analysis LiNear - SEALHDNL - User Manual*, 2005
- [LSB03] Lemke, H.-W.; Seewig, J.; Bodschwinn, H.; Brinkmann, S.: *Kenngrößen der Abbott-Kurve zur integralen Beurteilung dreidimensional gemessener Zylinderlaufbahn-Oberflächen*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 64, 2003, S. 438–444
- [Mac16] Mach, N.: *Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Dissertation, 2016
- [MR12] Matthies, H. J.; Renius, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik*, 2012

- [Mül90] Müller, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile - Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung*, 1990
- [MN98] Müller, H. K.; Nau, B. S.: *Fluid Sealing Technology - Principles and Applications*, 1998
- [MRS10] Myant, C.; Reddyhoff, T.; Spikes, H. A.: *Laser-induced fluorescence for film thickness mapping in pure sliding lubricated, compliant, contacts*. In: *Tribology International* 43, 2010, S. 1960–1969
- [MK18] Myshkin, N. K.; Kovalev, A.: *Polymer mechanics and tribology*. In: *Industrial Lubrication and Tribology* 70, 2018, S. 764–772
- [MK09] Myshkin, N. K.; Kovalev, A. V.: *Adhesion and Friction of Polymers*. In: Sinha, Sujeet K.; Briscoe, Brian J.; Briscoe, B. J.; Sinha, Sujeet Kumar (Hrsg.): *Polymer Tribology*, 2009, S. 3–37
- [MPG15] Myshkin, N. K.; Pesetskii, S. S.; Grigoriev, A. Ya: *Polymer Tribology: Current State and Applications*. In: *Tribology in Industry* 37, 2015, S. 284–290
- [NKO01] Nakaoka, S.; Kameike, M.; Ono, S.; Abiko, T.; Takeda, T.: *Wear and Leakage in Seal Ring Design*. In: *SAE Technical Paper Series*, 2001, Nr. 2001-01-0685
- [NSY03] Nakaoka, S.; Sato, Y.; Yasudomi, T.; Takeda, T.: *Visualization of the Contact Condition and Lubricant Flow Between a Seal Ring and a Shaft for Automatic Transmissions*. In: *SAE World Congress & Exhibition*, 2003, Nr. 2003-01-0472
- [NBL07] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.; Ryborz, J.: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, 2007
- [NFS15] Neumann, S.; Feldermann, A.; Straßburger, F.; Jacobs, G.: *Funktionalisierung der Gleitflächen von Gleitringdichtungen durch Mikrostrukturen zur Reduzierung von Reibung und Leckage*. In: Riedl, A. (Hrsg.): *XIX. Dichtungskolloquium - Schadensfälle und ihre Vermeidung*, 2015
- [Neu02] Neuschaefer-Rube, U.: *Optische Oberflächenmesstechnik für Topografie und Material*, 2002

- [OF08] Ofterdinger, M.; Frey, D.: *Entwicklungstendenzen bei Druckölzuleitungen*. In: *15th International Sealing Conference - Internationale Dichtungstagung, 2008*
- [Per98] Perponcher, C.: *Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen*. Technische Universität München. Dissertation, 1998
- [Pfl11] Pflüger, C. G.: *Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche: Berechnung - Untersuchung - Gestaltung*. Universität Stuttgart. Dissertation, 2011
- [PH09] Pflüger, C. G.; Haas, W.: *Die perfekte Delle für die Dichtung - Gleitflächen tribologisch richtig strukturieren*. In: *Antriebstechnik, 2009*
- [Pol18] Poll, G.: *Dichtungen*. In: Sauer, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 2018, S. 195–234*
- [PGB92] Poll, G.; Gabelli, A.; Binnington, P. G.; Qu, J.: *Dynamic Mapping of Rotary Lip Seal Lubricant Films by Fluorescent Image Processing*. In: Moreau, R.; Nau, B. S. (Hrsg.): *Fluid Sealing, 1992, S. 55–77*
- [Pop15] Popov, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung, 2015*
- [PP15] Popova, E.; Popov, V. L.: *The research works of Coulomb and Amontons and generalized laws of friction*. In: *Friction 3, 2015, S. 183–190*
- [RM13] Råback, P.; Malinen, M.: *Elmer Finite Element Solver for Multiphysics and Multiscale Problems*. In: Kondov, I.; Sutmann, G. (Hrsg.): *Multiscale Modeling Methods for Applications in Material Science - Lecture Notes, 2013, S. 101–113*
- [Rai06] Raidt, A.: *Erweiterter Ansatz zur Einstufung der Qualität von Gegenlaufflächen*. In: *14th International Sealing Conference - Internationale Dichtungstagung, 2006, S. 322–334*

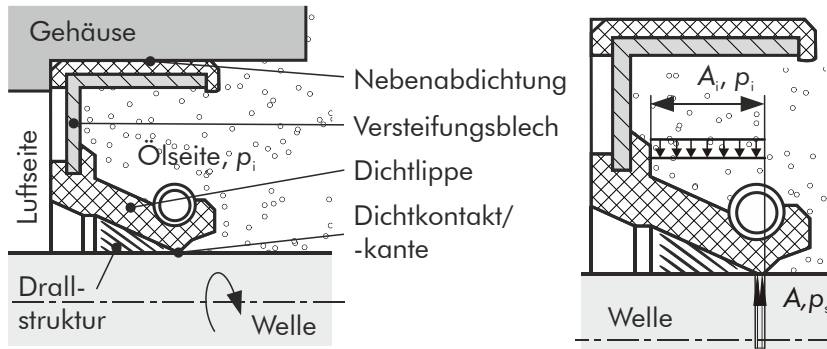
- [Rog77] Rogler, H.: *Untersuchungen zu Betriebsverhalten und Auslegungsgrenzen von Kolbenringdichtungen für die radiale Druckmittelzuführung in umlaufende Wellen mit Hilfe von Radionuklidmeßverfahren* - FVA-Heft 55, 1977
- [STN00] Sato, N.; Toda, A.; Nakamura, K.; Yamamoto, Y.: *Measurement of the Lubricant Film Thickness of Radial Shaft Seals using Laser Induced Fluorescent Method*. In: *Proc. Int. Tribology Conf. Nagasaki*, 2000, S. 71–86
- [SHE11] Sauer, M.; Hofkens, J.; Enderlein, J.: *Handbook of Fluorescence Spectroscopy and Imaging: From Single Molecules to Ensembles*, 2011
- [Sch81] Schmid, E.: *Handbuch der Dichtungstechnik*, 1981
- [SRB03] Schreiber, W.; Rudolph, F.; Becker, V.: *Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 105, 2003, S. 1022–1039
- [Sch17] Schüller, P. M.: *Reibungsreduktion Drehdurchführungen - Optimierung und Reibungsreduzierung von Drehdurchführungen - Abschlussbericht zu Forschungsvorhaben Nr. 678 I*, FVA-Heft 1207, 2017
- [Sti33] Stieber, W.: *Das Schwimmlager - Hydrodynamische Theorie des Gleitlagers*, 1933
- [Swi32] Swift, H. W.: *The Stability of Lubricating Films in Journal Bearings*. In: *Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers* 233, 1932, S. 267–288
- [TSV89] Tewari, U. S.; Sharma, S. K.; Vasudevan, P.: *POLYMER TRIBOLOGY*. In: *Journal of Macromolecular Science, Part C: Polymer Reviews* 29, 1989, S. 1–38
- [TIO11] Tokunaga, Y.; Inoue, H.; Okada, K.; Uemura, N.; Yamamoto, Y.: *Improvement in sealing performance and friction reduction by laser surface texturing for mechanical seal*. In: Flitney, R. (Hrsg.): *Papers presented at 21st International Conference on Fluid Sealing 2011 - Milton Keynes, UK*, 2011, S. 91–102
- [Tro10] Trockel, J.: *Bestimmung dünner Ölschichten auf Stahloberflächen mit Hilfe der Fluoreszenzspektroskopie*. Universität Duisburg-Essen. Dissertation, 2010

- [UW85] Uetz, H.; Wiedemeyer, J.: *Tribologie der Polymere - Grundlagen und Anwendungen in der Technik ; Reibung - Verschleiss - Schmierung ; mit 51 Tafeln*, 1985
- [VIC14] VICTREX®: *High Performance PAEK Polymers - Victrex® PEEK 150FC30 - Material Properties – Überprüfungsdatum 06.2014*
- [Vim02] Vimic, S.: *VespeL Konstruktionshandbuch - VESPEL S LINE*, 2002
- [WK02] Wang, X.; Kato, K.: *Micro-Pit Effect on Anti-Seizure Ability of SiC Seal in Water*. In: *International Tribology Colloquium 13*, 2002, S. 2243–2248
- [WST17] Watanabe, K.; Seki, K.; Tadano, H.; Kaiser, F.: *A Study on the Friction Reduction of Seal Ring for Automatic Transmission by Applying Surface Texture*. In: *Tribology Online 12*, 2017, S. 151–154
- [WYM15] Watanabe, K.; Yoshida, Y.; Matsuri, N.; Hosoe, T.: *A Study on the Friction Reduction of Seal Ring with Surface Texture for Automotive Transmission*. In: *International Tribology Conference, Tokyo*, 2015
- [WSP10] Weber, N.; Skubacz, T.; Poll, G.; Fahl, J.; Elfrath, T.: *Fluorescence-based Investigations into the Friction Contact of wet Disc-Clutches*. In: *Getriebe in Fahrzeugen 2010 - Internationaler VDI-Kongress, Friedrichshafen*, 2010, Nr. 2081
- [Wen16] Wennehorst, B.: *On Lubrication and Friction in Soft Rough Conformal Sliding Contacts: Experimental and theoretical contributions to the discussion on elastomer shaft seal tribology*. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Dissertation, 2016
- [WP09] Wennehorst, B.; Poll, G.: *Investigations Into the Tribological Characteristics of Radial Lip Seals - LIF and Friction Measurements*. In: Flitney, R. (Hrsg.): *Papers presented at 20th International Conference on Fluid Sealing - Nottingham, UK*, 2009, S. 213–229

- [Wig14] Wigger, S.: *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz*. Universität Duisburg-Essen. Dissertation, 2014
- [XWH17a] Xue, B.; Wei, C.; Hu, J. B.: *Study of Separation Characteristics of Micro-groove Rotary Seal Considering Different Cavitation Boundary Conditions*. In: *Tribology Letters* 65, 2017, Aufsatznr. 119
- [XWH17b] Xue, B.; Wei, C.; Hu, J. B.; Zhao, Y. M.: *Numerical and experimental study on the separation characteristics of microgroove rotary seals*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 231, 2017, S. 963–972
- [ZM12] Zhang, J.; Meng, Y.: *Direct Observation of Cavitation Phenomenon and Hydrodynamic Lubrication Analysis of Textured Surfaces*. In: *Tribology Letters* 46, 2012, S. 147–158

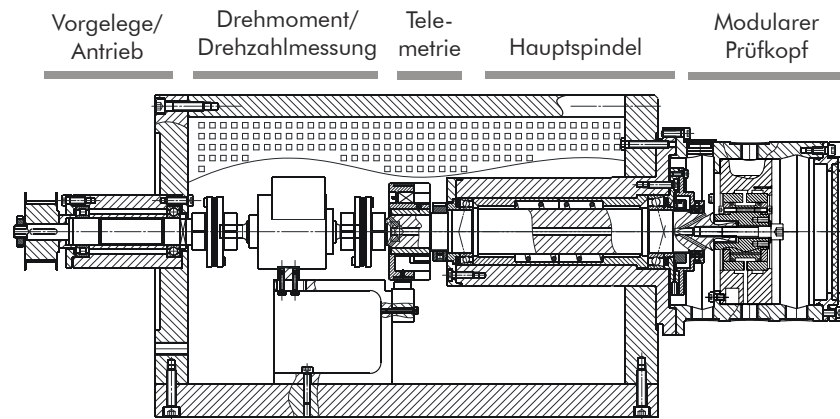
7 Anhang

Anhang 1: Aufbau und Druckverhältnisse eines Radialwellendichtrings

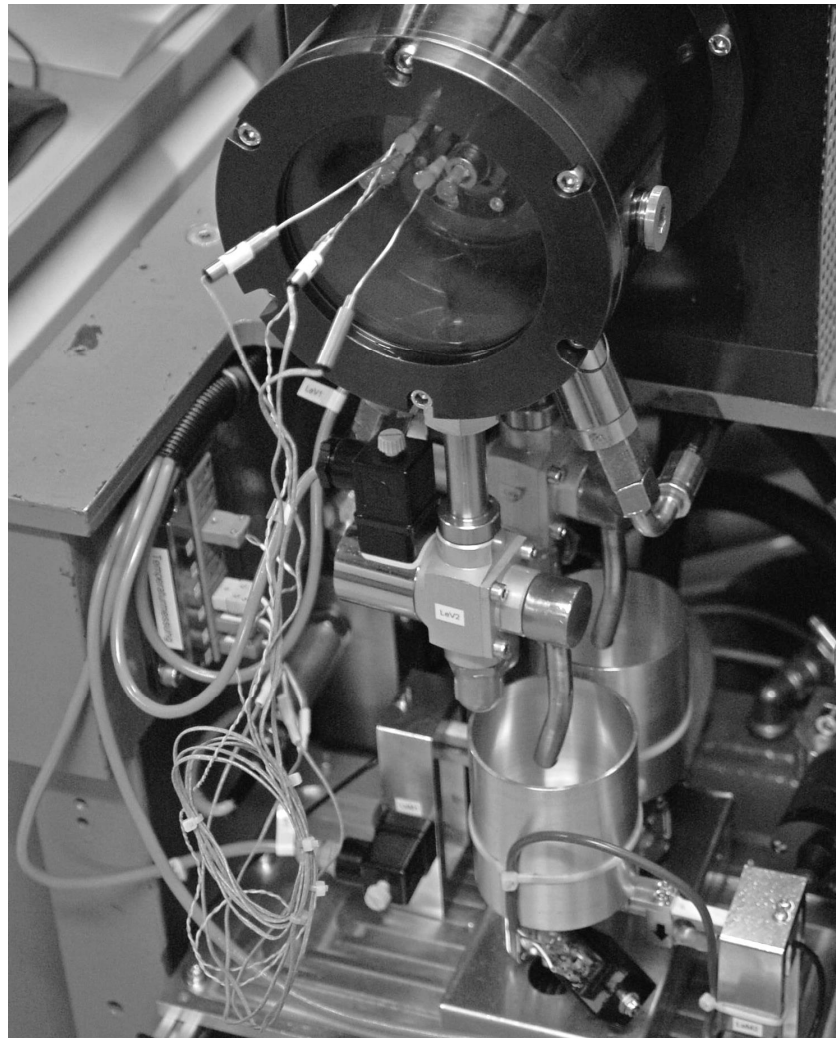


Der Radialwellendichtring (RWDR) ist vor allem im Getriebebau verbreitet und eignet sich zum Abdichten rotierender Wellen gegenüber weitestgehend drucklosen Medien. Radial zur Wellenachse zwischen der Mantelfläche von Welle und Dichtung liegt der Hauptdichtkontakt. Die Nebenabdichtung erfolgt gegenüber dem Gehäuse durch Lacke oder eine zusätzliche Elastomerschicht. Eine Feder in der Dichtlippe und ein geringes Übermaß der Dichtkante gegenüber der Welle bewirken eine Anpressung im Hauptdichtkontakt, die für die statische und dynamische Dichtheit erforderlich ist. Die Fläche A_i ist um ein Vielfaches größer als die Dichtkontaktfläche A , so dass ein Systemdruck p_i auf der Ölseite zur übermäßigen Verstärkung der Anpressung im Dichtkontakt führt. Daher eignen sich RWDR vorzugsweise zur Abdichtung geringer Drücke bis ca. 0,1 MPa. Bei Wellenrotation kommt es bereits bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten im Dichtkontakt zu dynamischer Spaltbildung durch hydrodynamischem Druckaufbau (vgl. Abschnitt 2.2.3), welcher auf mikroskopischer Ebene in den Bereichen elastisch deformierter Rauheitserhebungen entsteht und daher auch als Mikro-Elastohydrodynamik (μ -EHD) bezeichnet wird (vgl. u. a. [Wen16]). Dieser Effekt unterstützt die Reduktion von Grenzreibung durch partielle Trennung der Kontaktflächen und entlastet diese zunehmend bei steigender Gleitgeschwindigkeit. Der Leckage durch den Dichtspalt wirkt ein aktiver, drehrichtungsunabhängiger Mechanismus entgegen, der bei RWDR als natürlicher Pump- oder Rückfördermechanismus bezeichnet wird. Durch makroskopische Einfach- oder Wechseldrallstrukturen (vgl. [Hoe00]) auf der Luftseite der Dichtlippe kann der natürliche Rückfördermechanismus unterstützt werden.

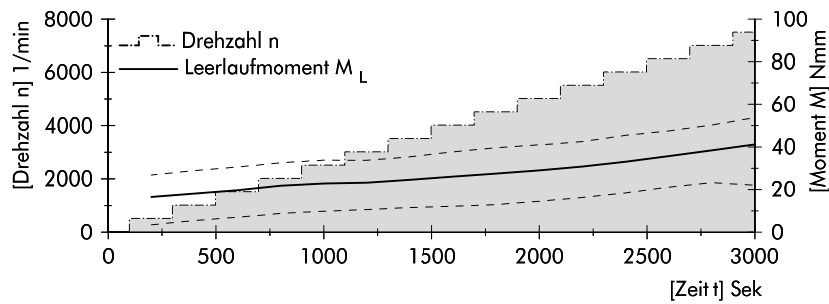
Anhang 2: Funktionsprüfstand zur Untersuchung von Drehdurchführungen mit Rechteckdichtringen, [Gro06]



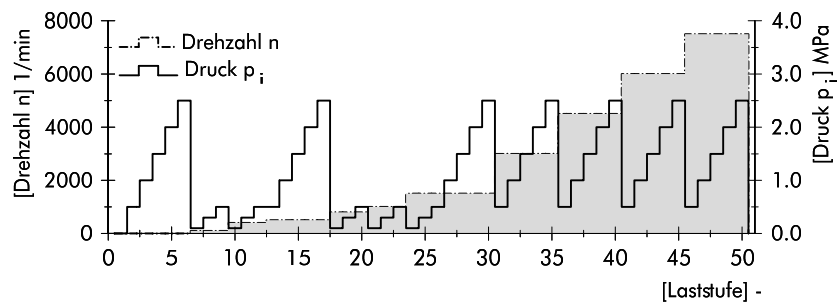
Anhang 3: Prüfkopf mit darunterliegender Leckage-Wägevorrichtung



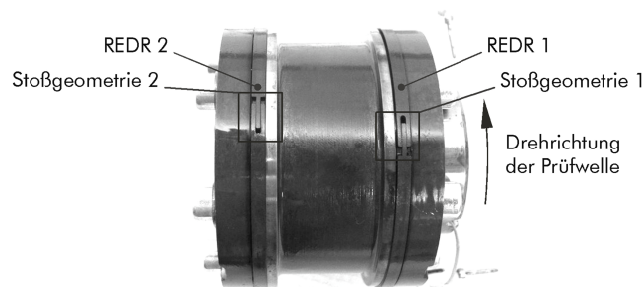
Anhang 4: Mittleres Leerlaufmoment $M_{L,m}$ der Hauptspindel bei einer Prüfkopftemperatur von $T_0 = 90\text{ °C}$



Anhang 5: Erweiterter Funktionsversuch mit 50 Laststufen



Anhang 6: Anordnung der REDR-Stoßgeometrie in den Nuten der Prüfwelle



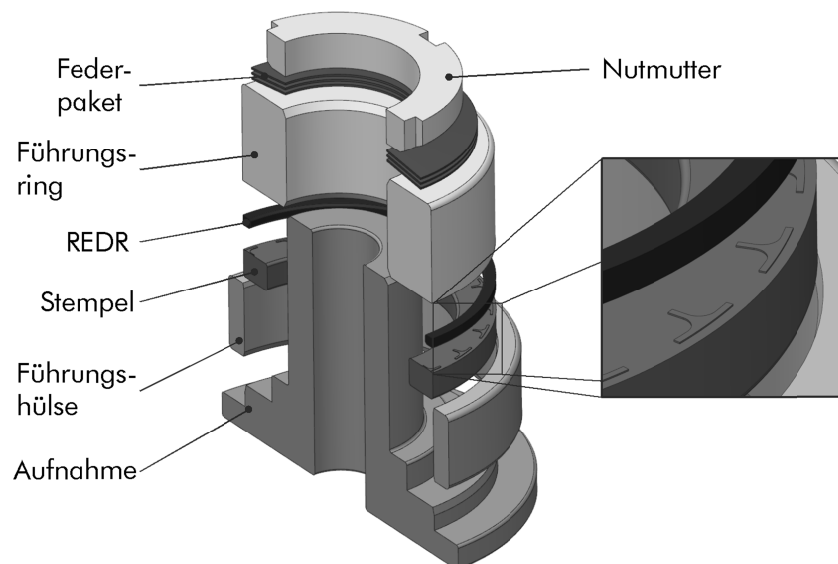
Anhang 7: Werkstoffeigenschaften von Saphir und 42CrMo4

Eigenschaften	Einheit	42CrMo4	Saphir
Elastizitätsmodul E	GPa	210	360 - 450
Dichte ρ	kg/dm ³	7,72	3,98
Wärmeleitfähigkeit λ_{25}	W/m/K	42,6	40
Wärmeleitfähigkeit λ_{400}	W/m/K	-	12
spez. Wärmekapazität c	J/g/K	0,470	0,764
Ausdehnung α (\perp c-Achse)	10 ⁻⁶ /K	12,1	5,0
Ausdehnung α (= c-Achse)	10 ⁻⁶ /K	12,1	6,7

Anhang 8: Analyseergebnisse einer Frischölprobe, Viskositätsdaten nach ASTM D2270 [AST10] und ASTM D7279 [AST18]

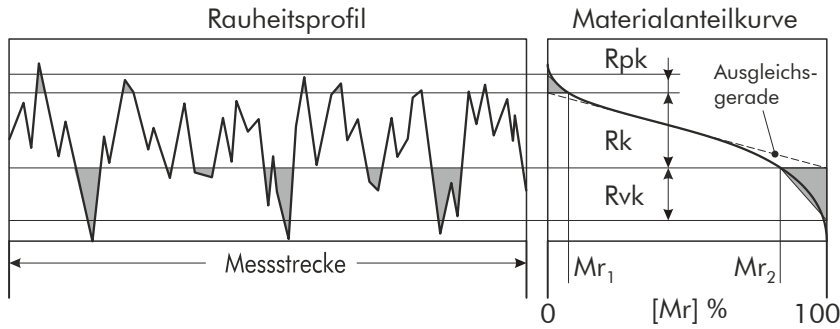
Bezeichnung	Einheit	Wert
Dichte ρ_{15}	kg/dm ³	8,40
spez. Wärmekapazität c_{40}	J/g/K	1,90
spez. Wärmekapazität c_{100}	J/g/K	2,07
Viskositätsindex VI	-	153
kinematische Viskosität ν_{40}	mm ² /s	26,62
kinematische Viskosität ν_{100}	mm ² /s	5,54
dynamische Viskosität η_{40}	Pa·s	0,022
dynamische Viskosität, η_{100}	Pa·s	0,0044

Anhang 9: Explosionsdarstellung der Prägevorrichtung



Zur Herstellung der Taschenstrukturen wird eine Prägevorrichtung verwendet: Die Prägekraft wird durch Federvorspannung aufgebracht. Anschließend wird die gesamte Vorrichtung in einem Ofen aufgeheizt. Der Vorgang wird beendet, wenn der Stempel eine Temperatur von $T = 160\text{ °C}$ erreicht hat. Die Prägetiefe wird durch Passscheiben zwischen Aufnahme und Führungsring eingestellt. Gegenüber einer Laserstrukturierung (vgl. [Pfl11]) verbleiben Füllstoffe bei dieser Methode unterhalb einer PEEK-Deckschicht und werden nicht durch Materialabtrag freigelegt.

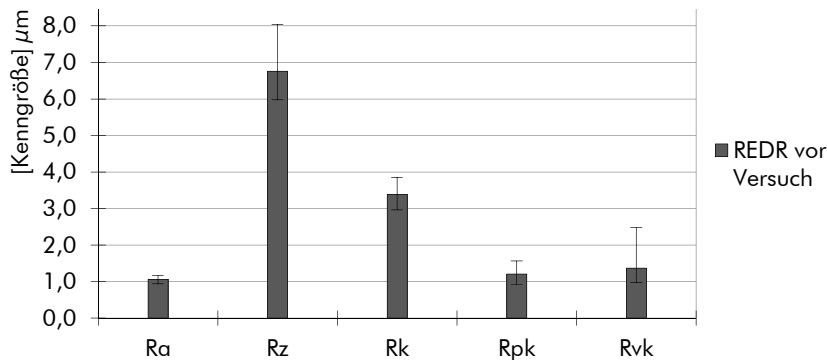
Anhang 10: Oberflächenkenngrößen auf Basis der linearisierten Materialanteilkurve nach DIN EN ISO 13565-1/-2 [DIN97a][DIN97b]



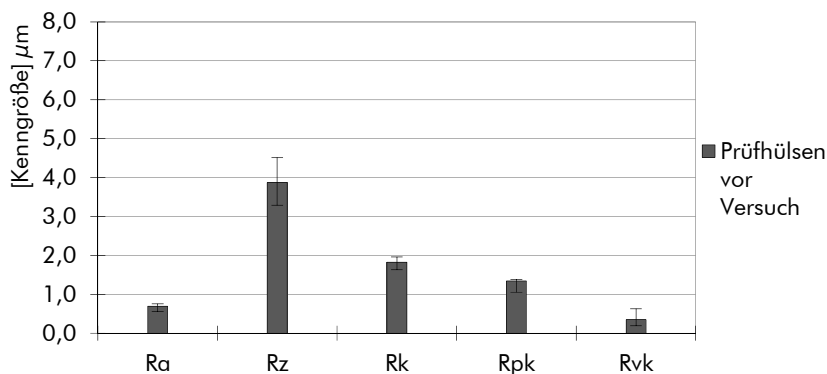
Das Rauheitsprofil ergibt sich durch Filterung des Primärprofils mit Riefenunterdrückung [DIN97a]. Aus der Ableitung der linearisierten Materialanteilkurve resultiert eine Oberflächenbeschreibung durch ein Höhenmodell mit 3 Anteilen bestehend aus Profilspitzen, -kern und -tälern [DIN97c]. Die Summe der Kenngrößen wird in dieser Arbeit als Rauheitsprofilhöhe $h_{R_{Pr}}$ bezeichnet:

$$h_{R_{Pr}} = R_{pk} + R_k + R_{vk} \quad (7.1)$$

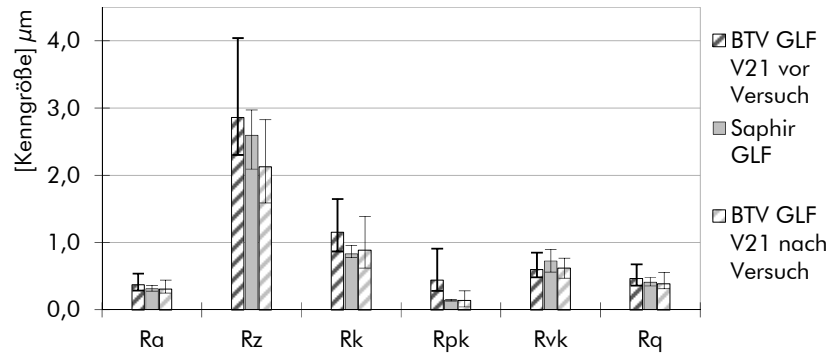
Anhang 11: Gemittelte Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanken, vor der Versuchsdurchführung



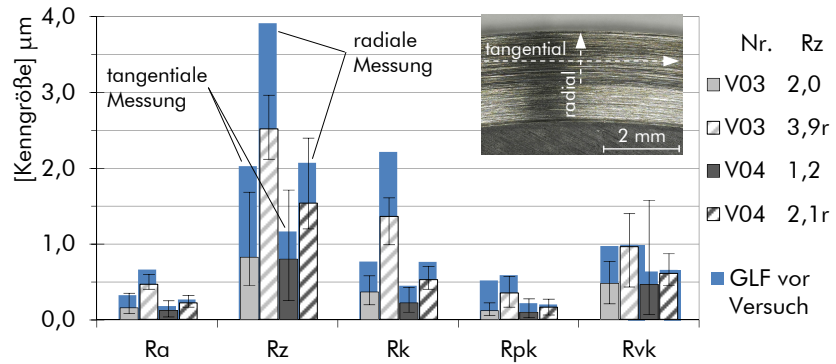
Anhang 12: Gemittelte Oberflächenkenngrößen im Nebendichtkontakt der Prüfhülsen am Optik- und Funktionsprüfstand, vor der Versuchsdurchführung



Anhang 13: Gemittelte Oberflächenkenngrößen der Saphir- und Bauteilversuchs-GLF V21 Rz2,9

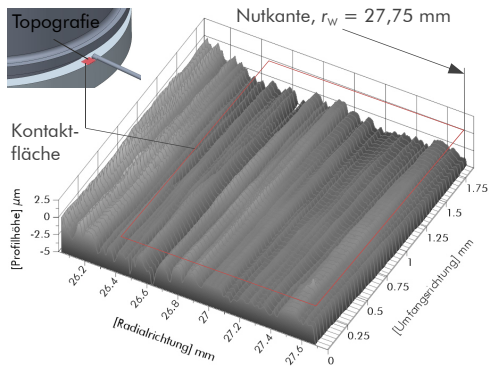


Anhang 14: An den GLF V03 und V04 jeweils vor und nach der Versuchsdurchführung radial und tangential ermittelte Oberflächenkenngrößen



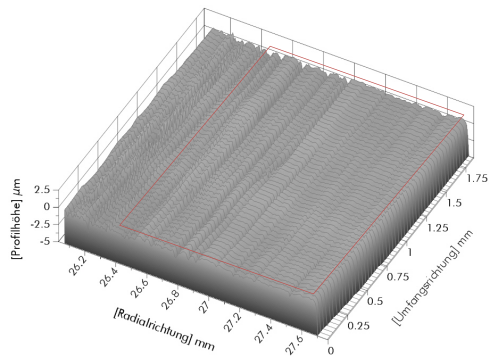
Der Vergleich radial und tangential ermittelter Messergebnisse verdeutlicht die Unterschiede am Beispiel der GLF V03 und V04. Die radiale Messrichtung verläuft senkrecht zur Riefen-/ Rillenrichtung und liefert somit den größeren Messwert der Senkrechtkenngößen R_a und R_z (vgl. [DIN97b]). Auch wenn in Anbetracht der tribologischen Beanspruchungsrichtung eine tangentielle Messung vorzuziehen wäre, zumal in radialer Tastrichtung ein verkürzter Messweg von weniger als 2 mm zur Verfügung steht, ergibt die radiale Messung reproduzierbare Profilinformatoren und wird daher bei umlaufender Riefen-/ Rillenstruktur vorgezogen.

Anhang 15: Topografien und tangential erfasste Oberflächenkenngrößen der GLF V03, V04; vor und nach dem Versuch



V03 Rz2,0/
Rz3,9r

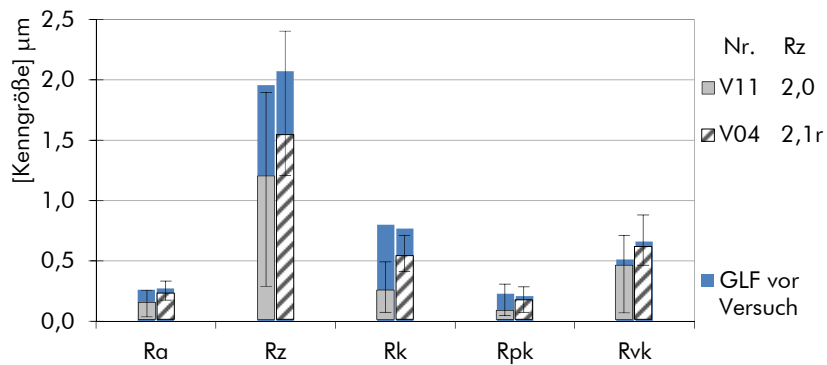
[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
Ra	0,33	0,15
Rz	2,0	0,83
Rk	0,77	0,37
Rpk	0,52	0,12
Rvk	0,97	0,48



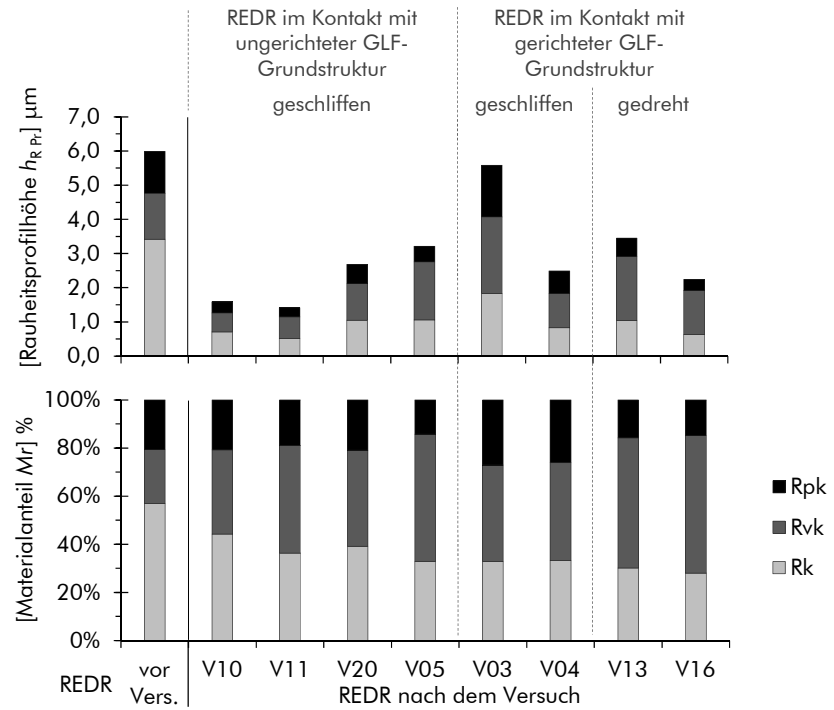
V04 Rz1,2/
Rz2,1r

[R]	vor	nach
	tan.	tan.
	<u>μm</u>	<u>μm</u>
Ra	0,18	0,12
Rz	1,2	0,80
Rk	0,45	0,22
Rpk	0,22	0,10
Rvk	0,64	0,46

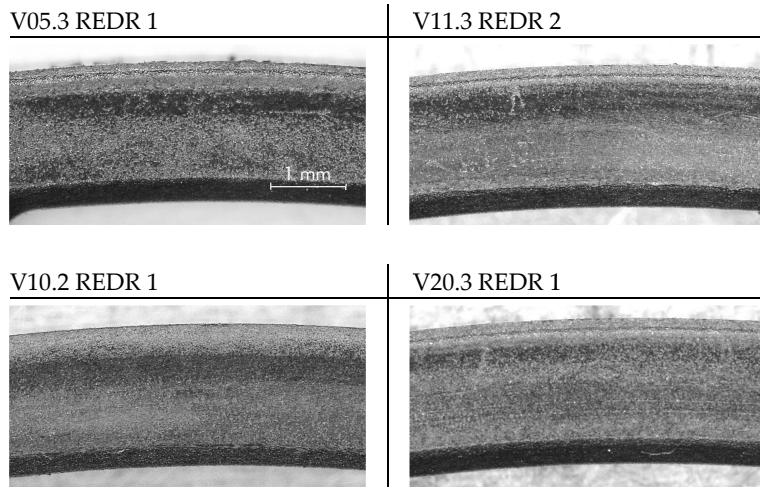
Anhang 16: Oberflächenkenngrößen der GLF-Kontaktflanke der Versuchsreihen V04, und V11; vor und nach dem Versuch



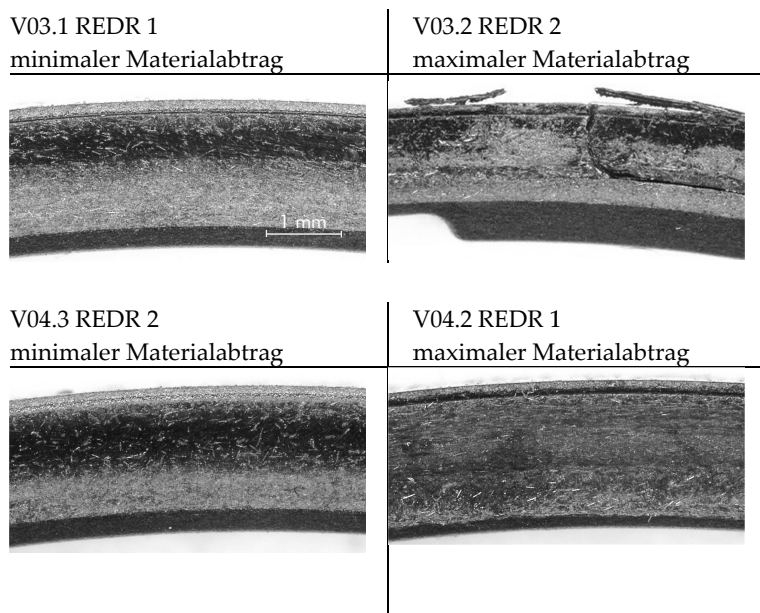
Anhang 17: Oberflächenkenngrößen der REDR-Kontaktflanken vor und nach dem Versuch: Anteile von Rvk , Rk und Rpk am Gesamtprofil der linearisierten Materialanteilkurve; absolute (oben) und prozentuale Anteile (unten)



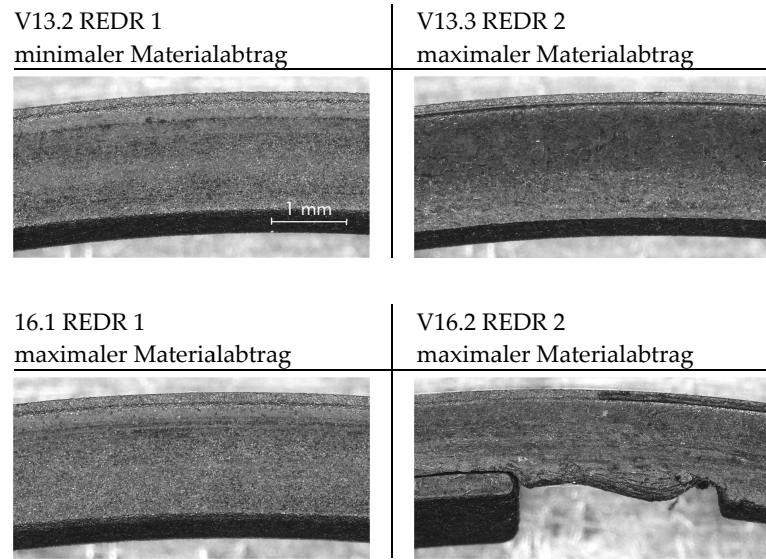
Anhang 18: Mikroskopaufnahmen der REDR-Kontaktflanken aus den Versuchsreihen V05, V10, V11 und V20 mit typischen Verschleißbildern



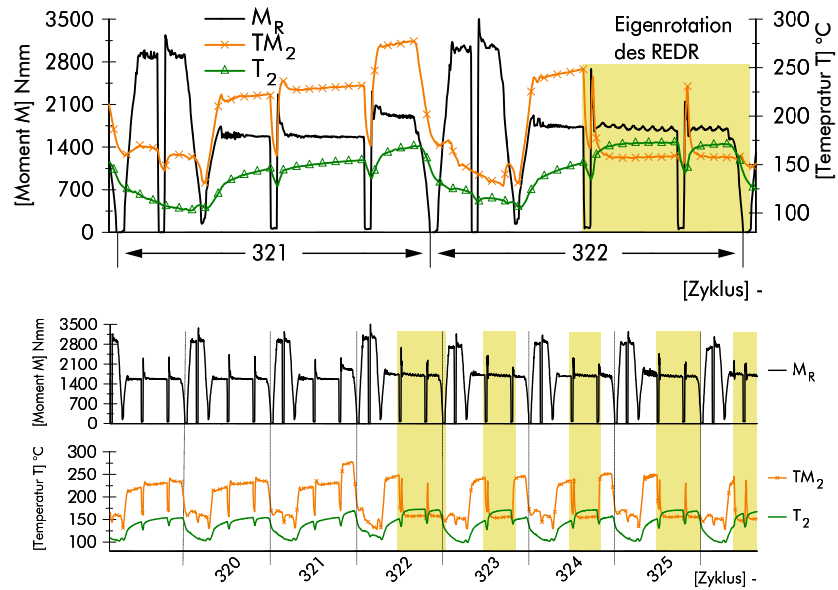
Anhang 19: Mikroskopaufnahmen der REDR-Kontaktflanken aus den Versuchsreihen V03 und V04 mit jeweils minimalem (links) und maximalem (rechts) Materialabtrag am REDR; oben rechts: Spaltextrusion und Ablagerung des REDR-Werkstoffes in der Stoßgeometrie



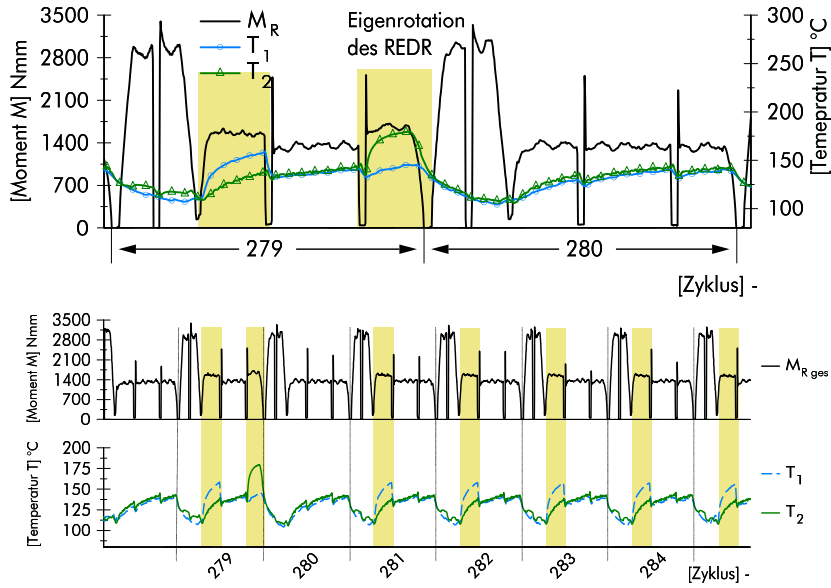
Anhang 20: Mikroskopaufnahmen der REDR-Kontaktflanken aus den Versuchsreihen V13 und V16 mit jeweils minimalem (links) und maximalem (rechts) Materialabtrag am REDR; Ablagerung des REDR-Werkstoffes in der Stoßgeometrie (unten rechts)



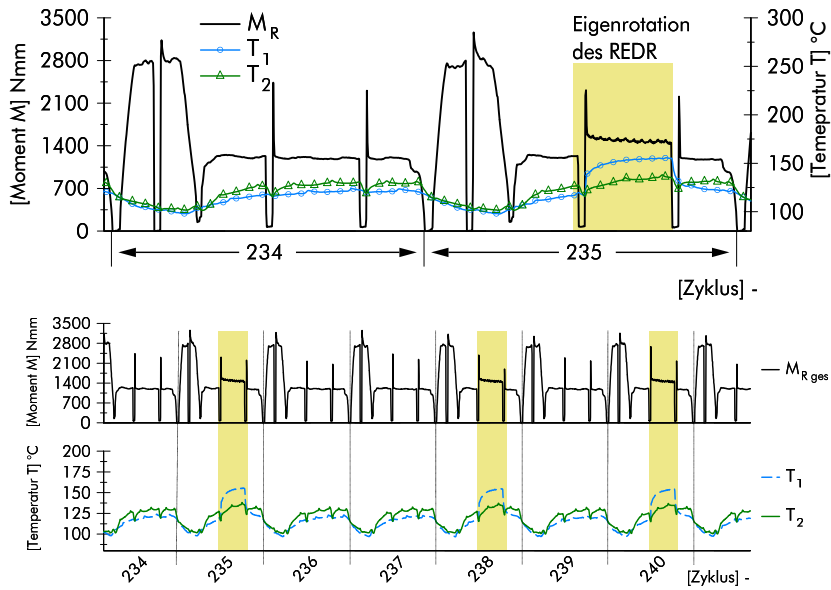
Anhang 21: Dauerlaufversuch V03.1: Zyklus 321/ 322 (oben); Zyklus 320 bis 325 (unten); Reibmoment M_R und Temperaturen T_2 / TM_2 , $T_0 = 90\text{ °C}$



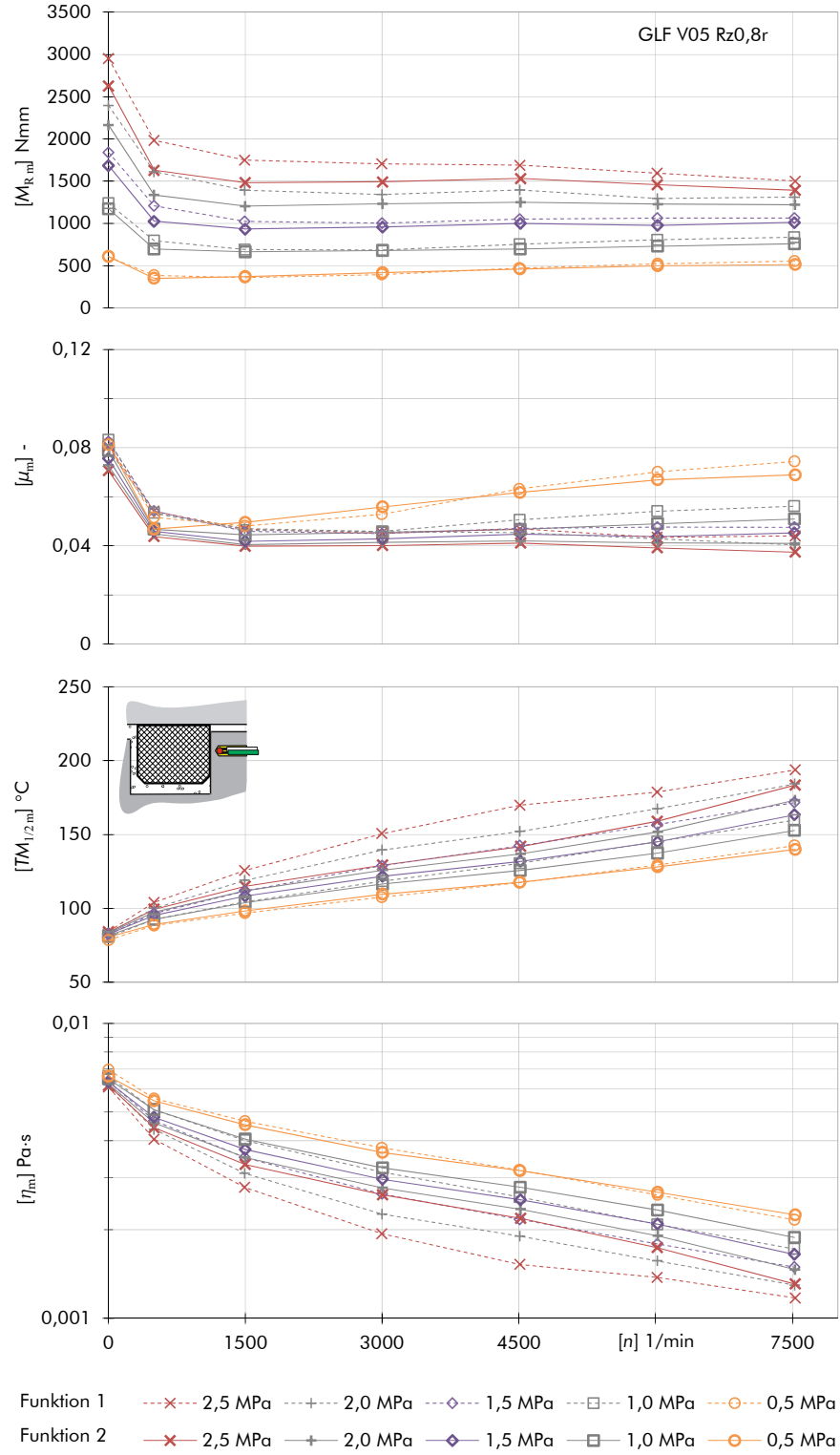
Anhang 22: Dauerlaufversuch V03.2: Zyklus 279/ 280 (oben); Zyklus 279 bis 284 (unten); Reibmoment M_R und Temperaturen $T_{1/2}$, $T_0 = 90\text{ °C}$



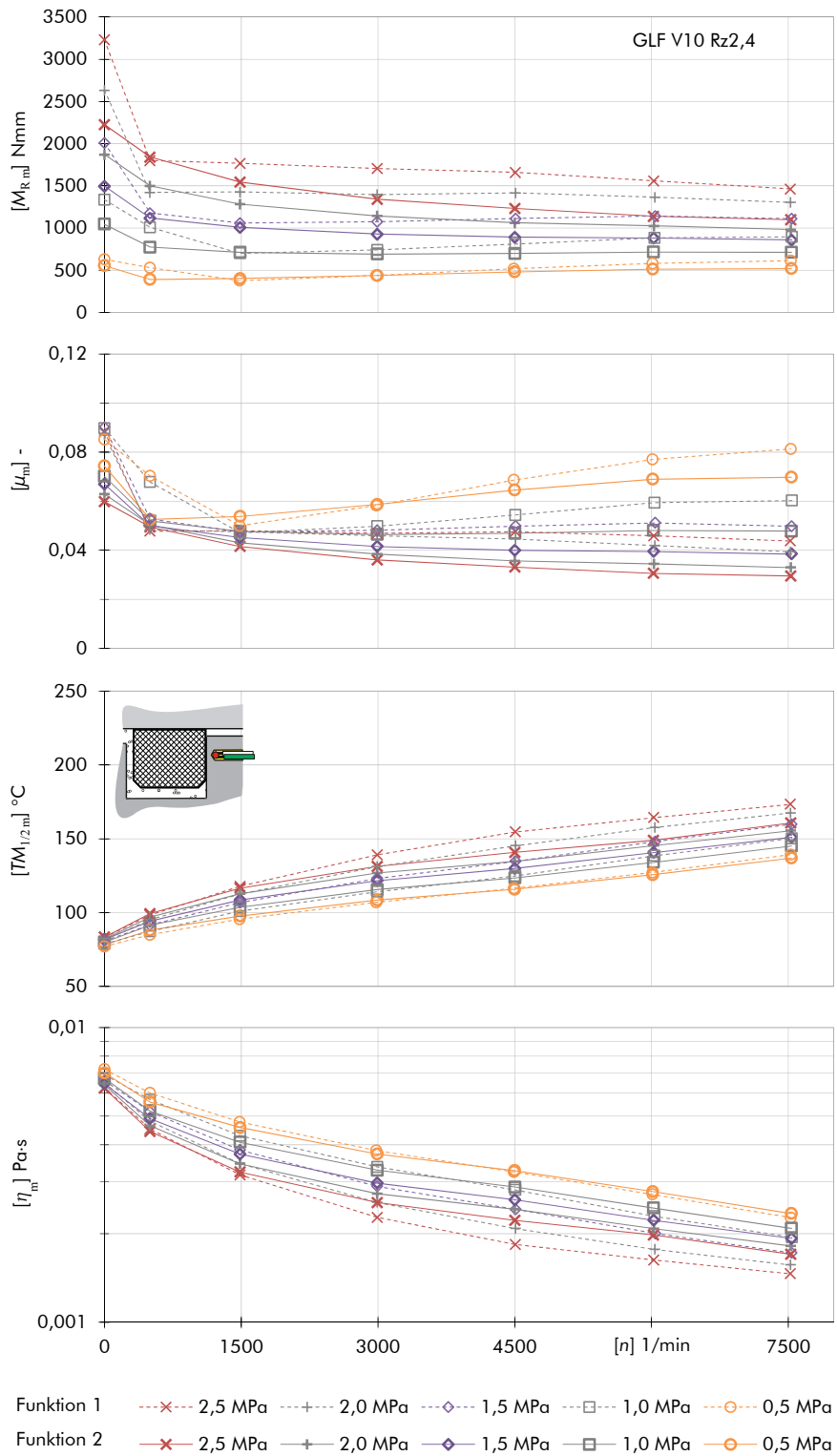
Anhang 23: Dauerlaufversuch V04.2: Zyklus 234 und 235 (oben); Zyklus 234 bis 240 (unten), Reibmoment M_R und Temperaturen $T_{1/2}$, $T_0 = 90\text{ °C}$



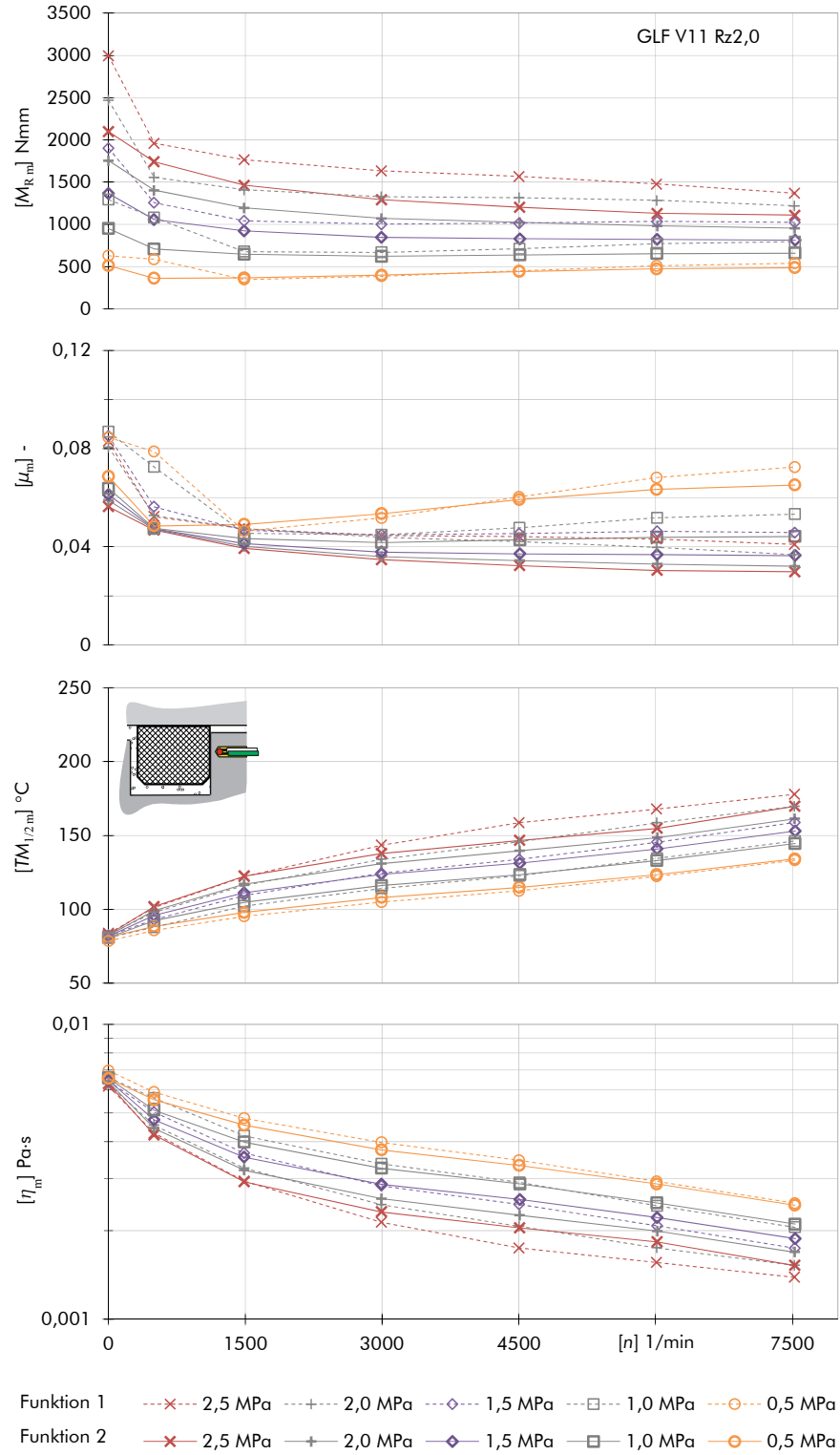
Anhang 24: Versuchsreihe V05, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemitteltetes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ °C})$



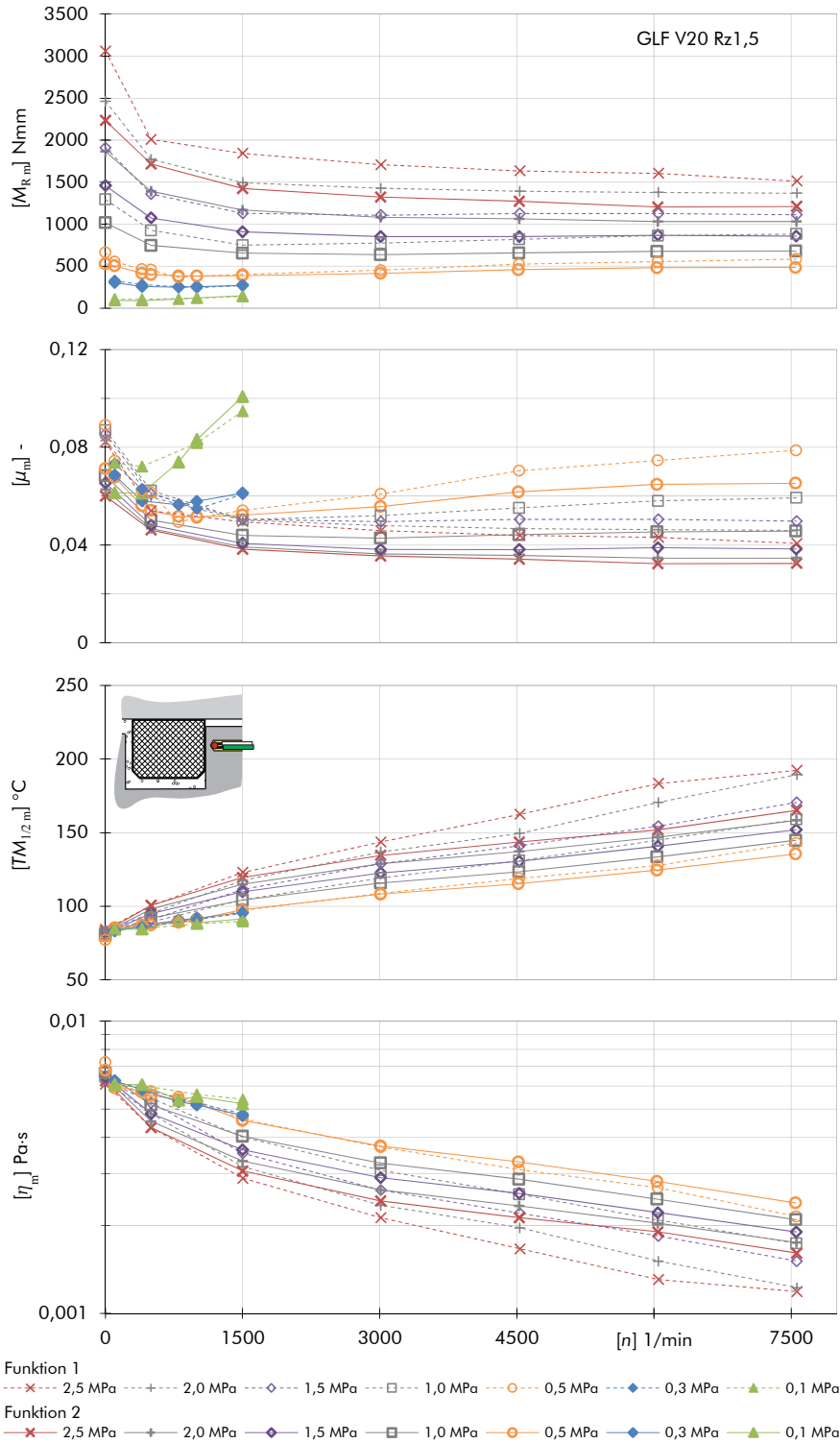
Anhang 25: Versuchsreihe V10, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ °C})$



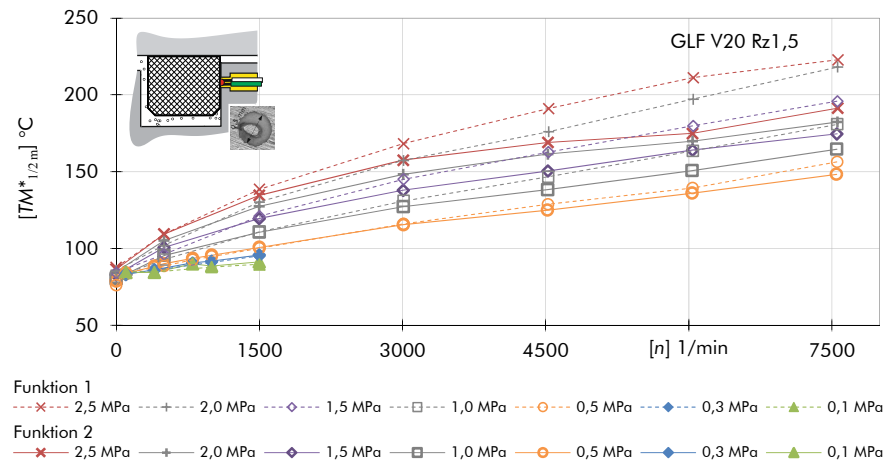
Anhang 26: Versuchsreihe V11, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m})$, $T_0 = 90\text{ °C}$



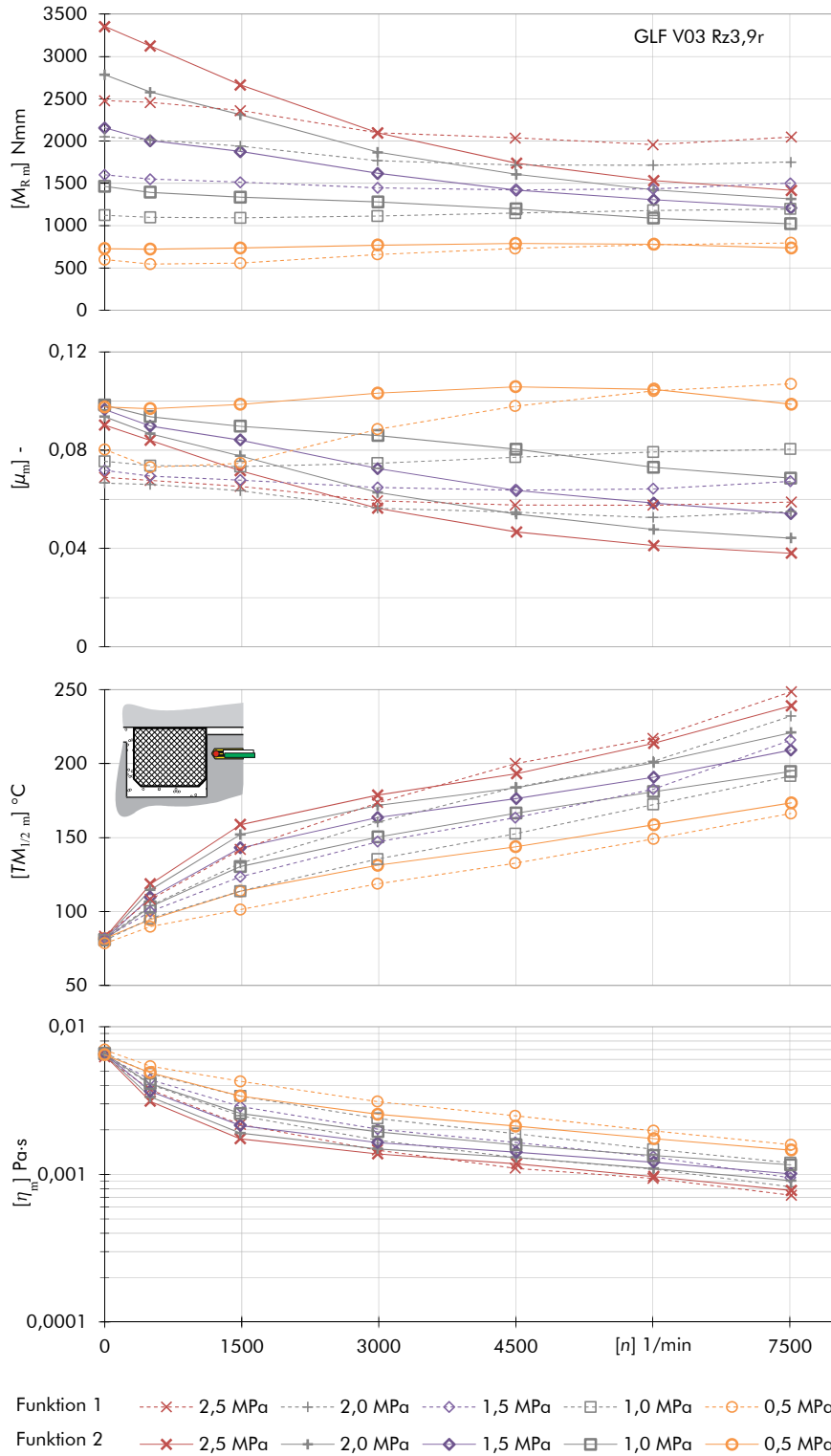
Anhang 27: Versuchsreihe V20, erweiterter Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemitteltetes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; empirisch ermittelte Kontakttemperatur $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m})$, $T_0 = 90\text{ °C}$



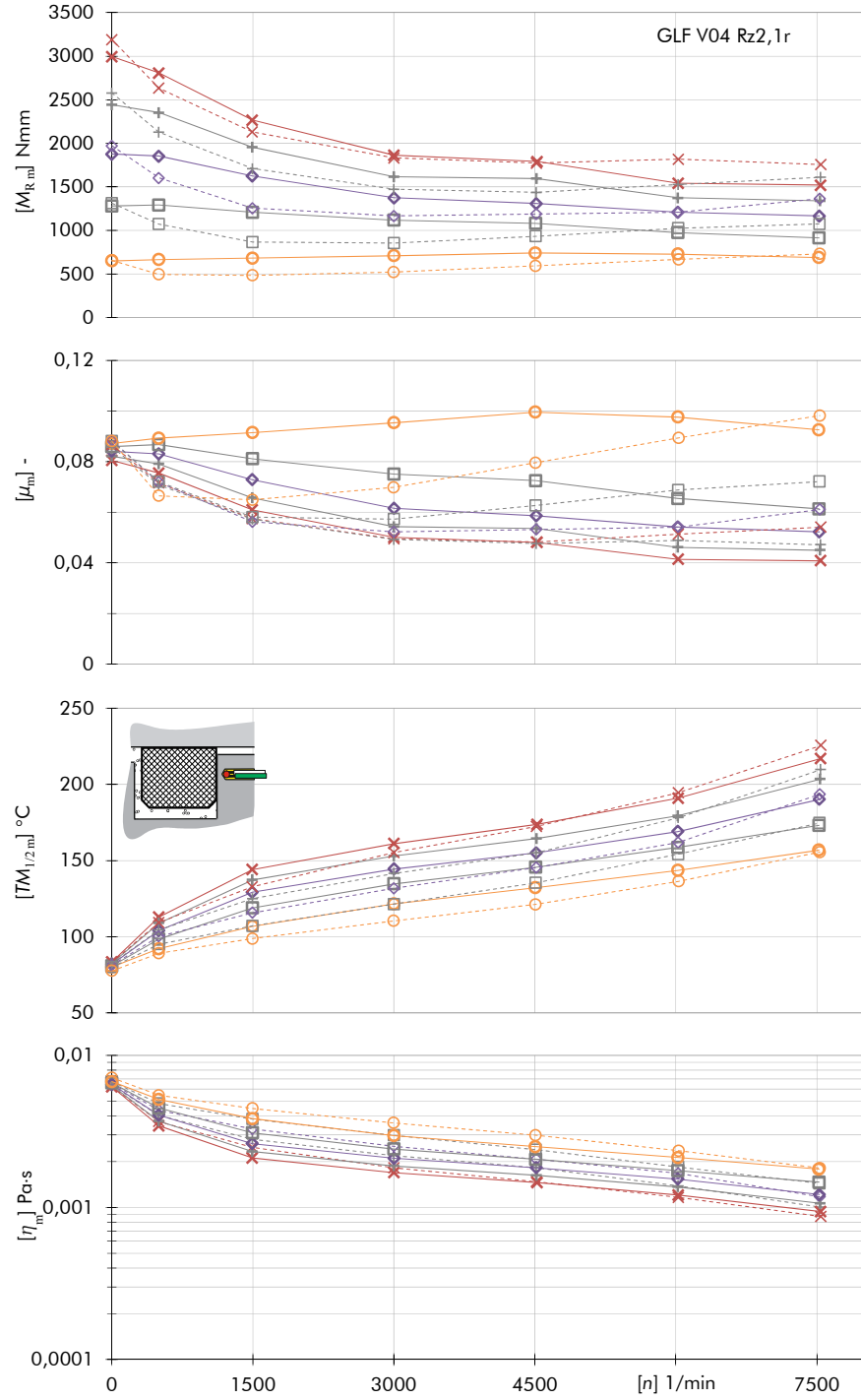
Anhang 28: Versuchsreihe V20, erweiterter Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, gemittelte Kontakttemperaturen $TM^*_{1/2}$; Messstelle unmittelbar im Dichtkontakt, $T_0 = 90\text{ °C}$



Anhang 29: Versuchsreihe V03, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m})$, $T_0 = 90\text{ °C}$

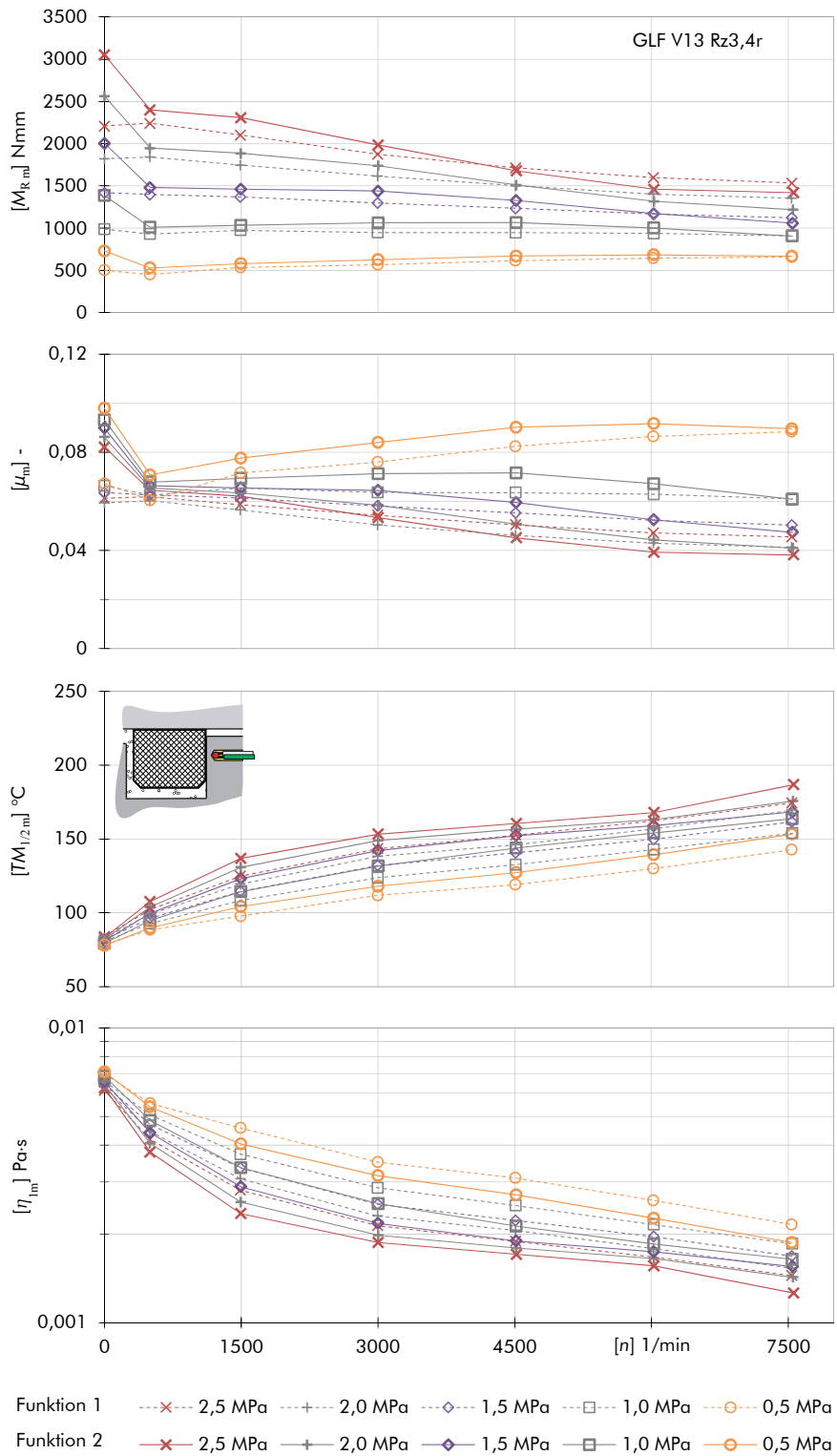


Anhang 30: Versuchsreihe V04, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemitteltetes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ °C})$

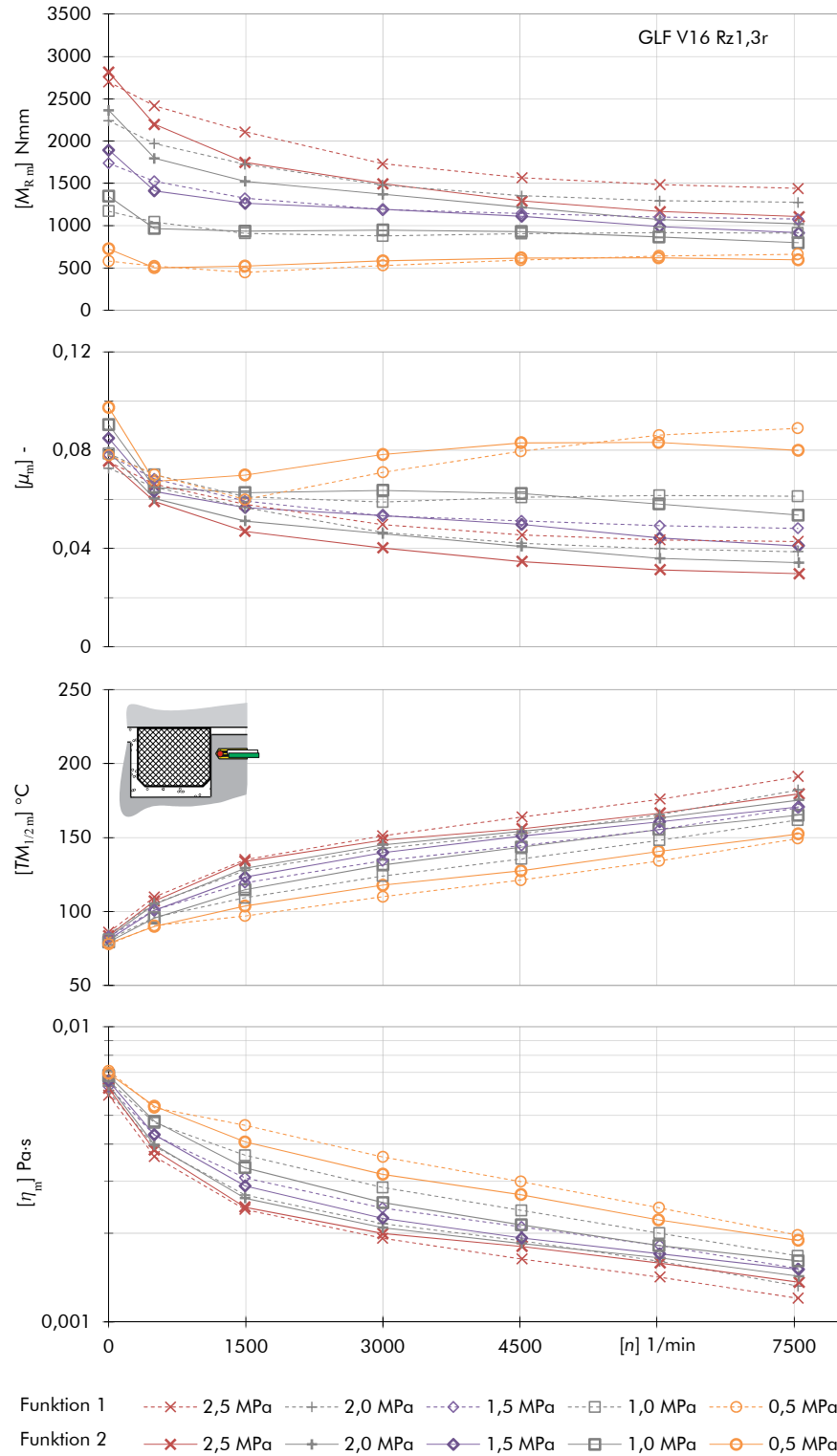


Funktion 1 ---x--- 2,5 MPa ---+--- 2,0 MPa ---◇--- 1,5 MPa ---□--- 1,0 MPa ---○--- 0,5 MPa
 Funktion 2 ---x--- 2,5 MPa ---+--- 2,0 MPa ---◇--- 1,5 MPa ---□--- 1,0 MPa ---○--- 0,5 MPa

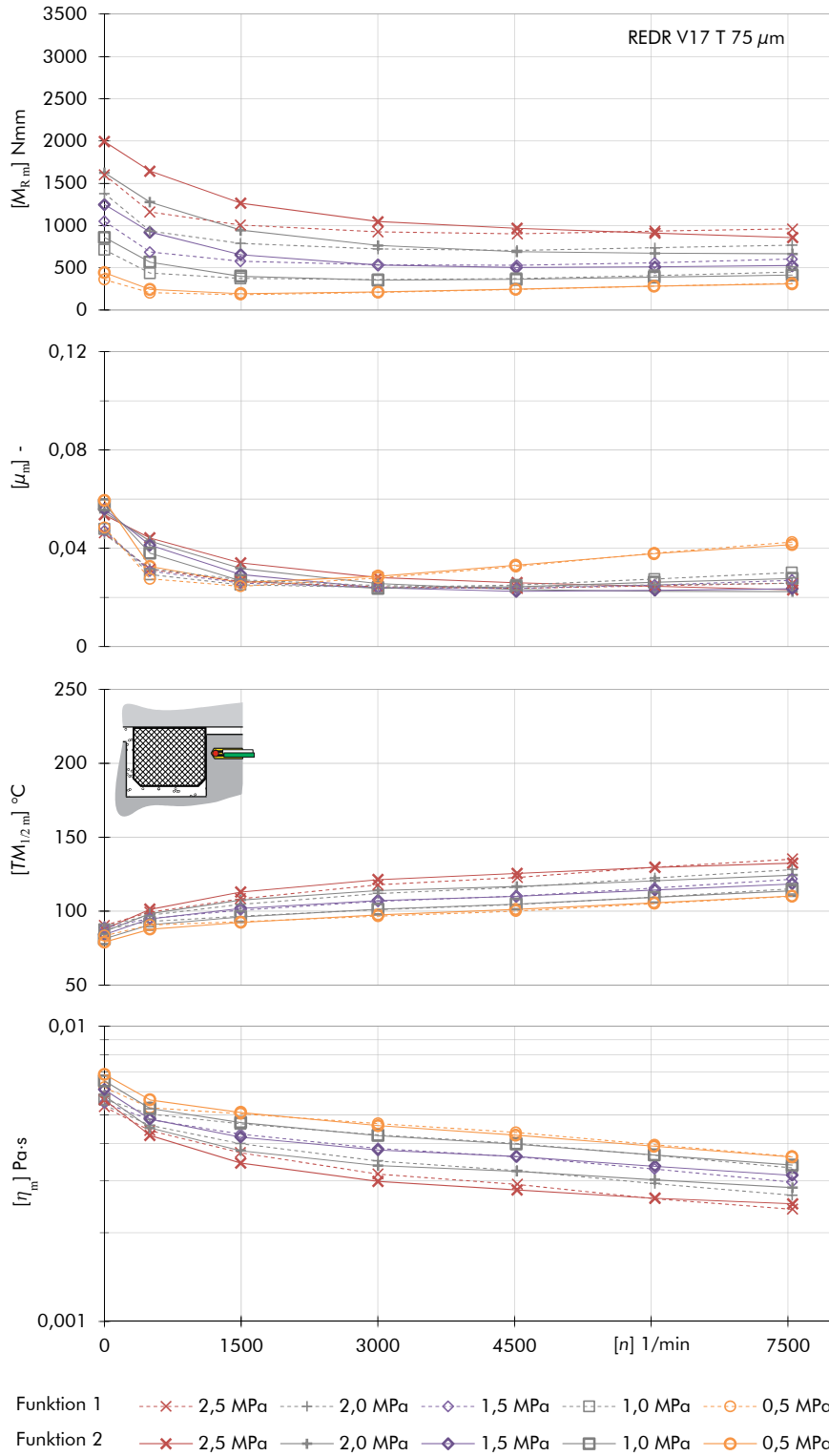
Anhang 31: Versuchsreihe V13, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ }^\circ\text{C})$



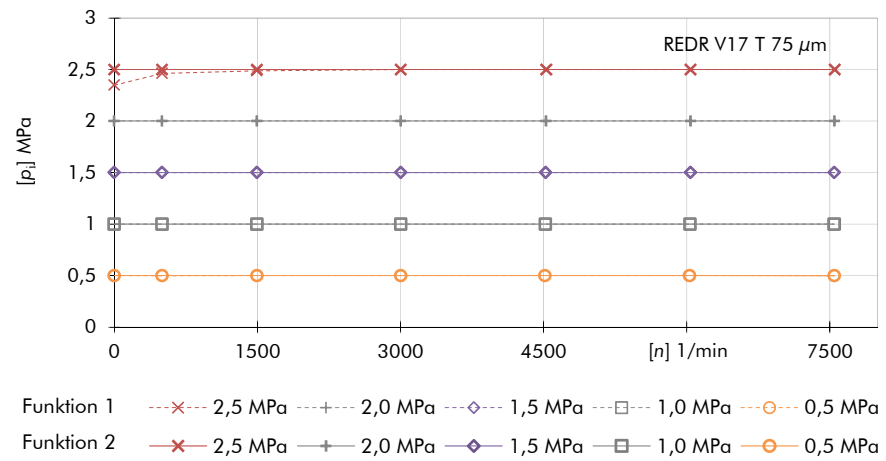
Anhang 32: Versuchsreihe V16, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemitteltetes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ °C})$



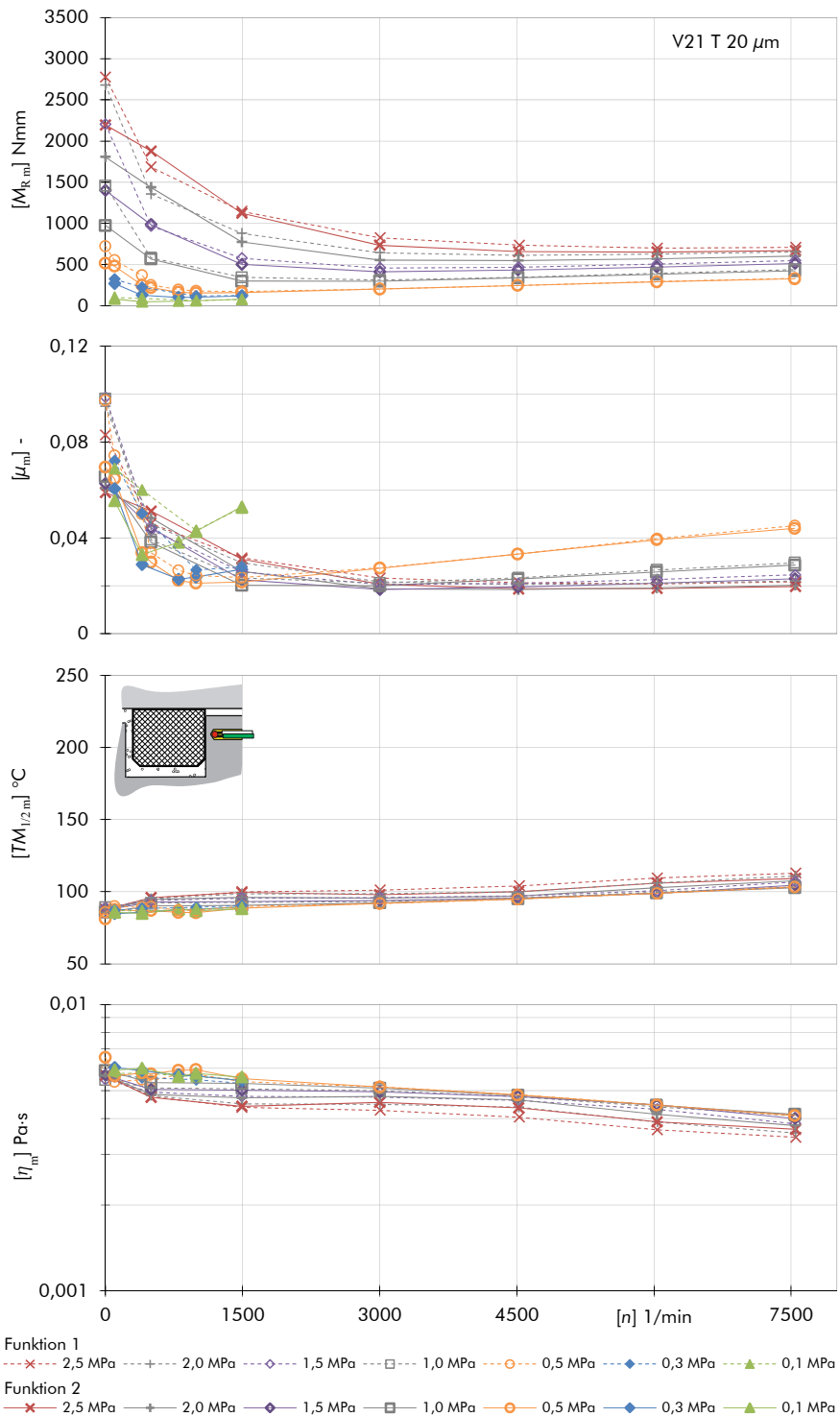
Anhang 33: Versuchsreihe V17, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemittelttes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; gemittelte Kontakttemperaturen $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m}, T_0 = 90\text{ °C})$



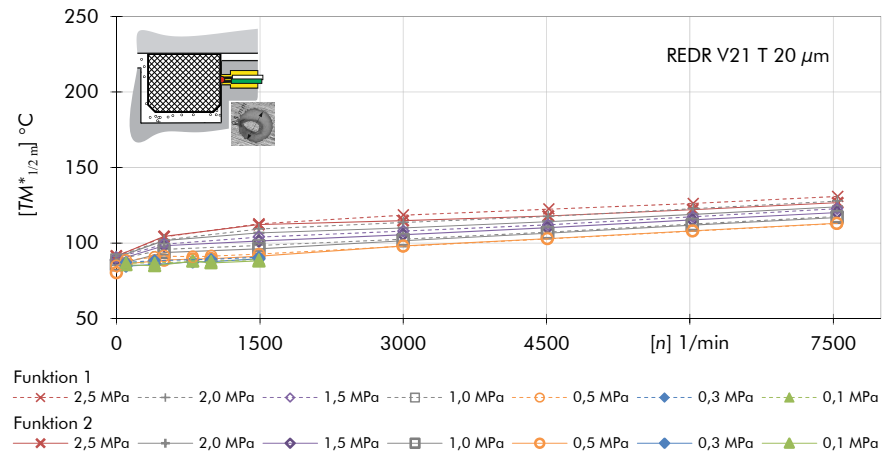
Anhang 34: Versuchsreihe V17, Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, erreichte Druckstufen p_v , $T_0 = 90\text{ °C}$



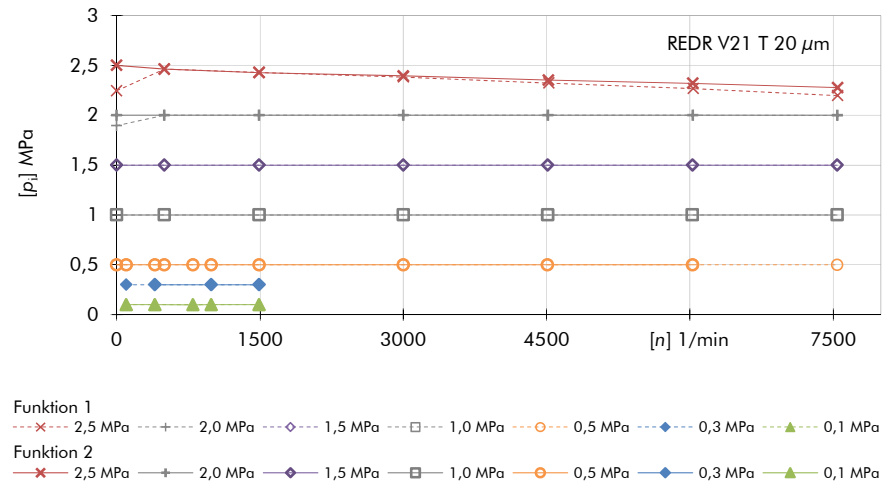
Anhang 35: Versuchsreihe V21, erweiterter Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, von oben absteigend: gemitteltetes Reibmoment $M_{R,m}$; Reibungskoeffizient μ_m ; empirisch ermittelte Kontakttemperatur $TM_{1/2,m}$; dynamische Viskosität $\eta(TM_{1/2,m})$, $T_0 = 90\text{ }^\circ\text{C}$



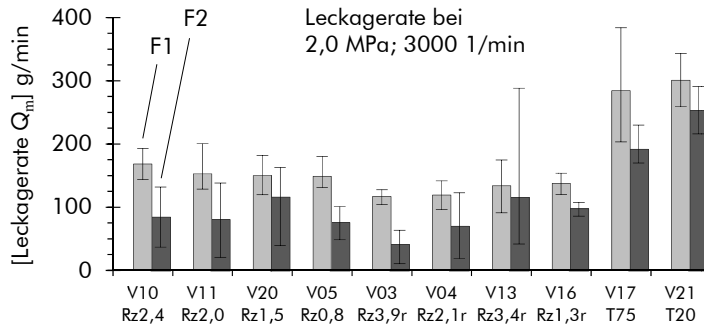
Anhang 36: Versuchsreihe V21, erweiterter Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, gemittelte Kontakttemperaturen $TM^*_{1/2}$; Messstelle unmittelbar im Dichtkontakt, $T_0 = 90\text{ °C}$



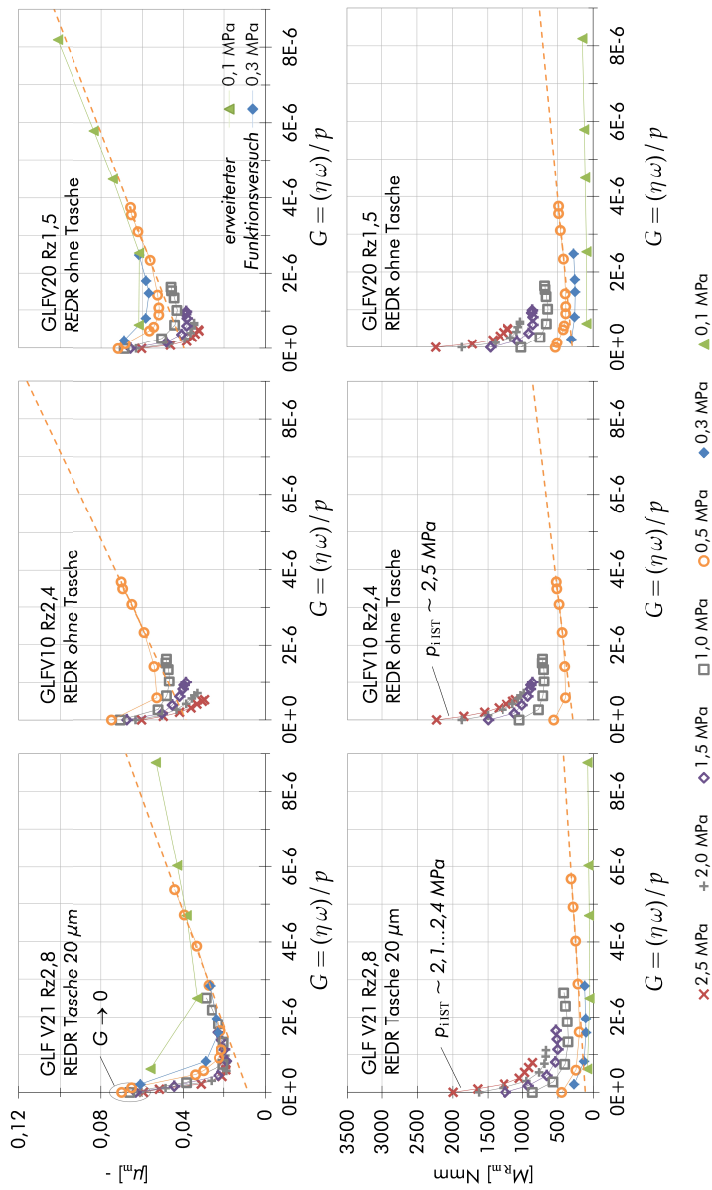
Anhang 37: Versuchsreihe V21, erweiterter Funktionsversuch 1 vor und 2 nach dem Dauerlaufversuch, erreichte Druckstufen p_i , $T_0 = 90\text{ °C}$



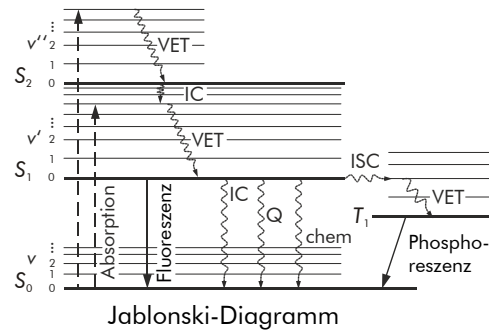
Anhang 38: Gemittelte Leckagerate Q_m in Funktionsversuch F1 vor und F2 nach dem Dauerlaufversuch



Anhang 39: Funktionsversuch 2 - V21 mit 20 μm tiefen Taschen sowie V10 und V20 ohne Taschen; Reibungskoeffizient μ_m (oben); Reibmoment M_{Rm} (unten)



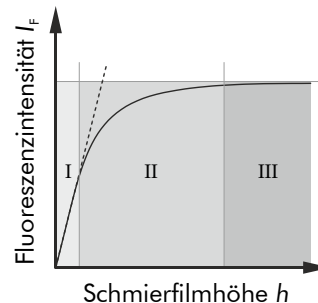
Anhang 40: Jablonski Diagramm, nach [SHE11] und [Tro10]



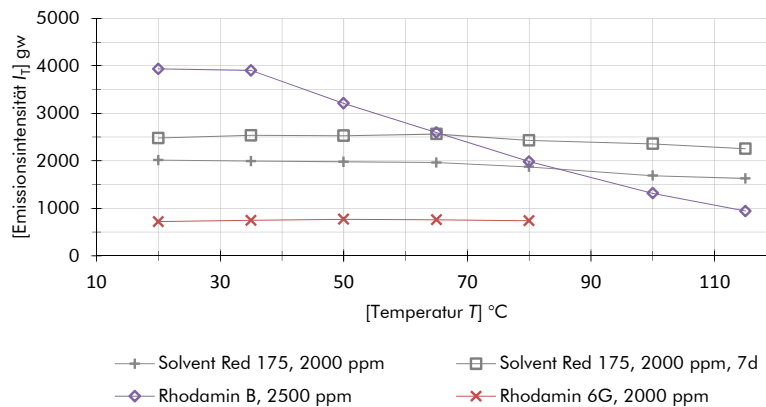
Jablonski-Diagramm

Fluoreszenz bezeichnet die Eigenschaft eines Moleküls unter Anregung mit elektromagnetischer Strahlung bestimmter Wellenlänge eine Strahlung größerer Wellenlänge spontan zu emittieren. Hierbei wird das Molekül durch Absorption eines Photons aus dem elektronischen Grundzustand S_0 innerhalb von ca. 10^{-15} s in einen elektronisch angeregten Zustand (S_1, S_2, \dots) gehoben und nimmt dort ein Schwingungsniveau (v'_1, v'_2, \dots) ein (Jablonski Diagramm). Die Desaktivierung des Moleküls kann auf unterschiedliche Weise ablaufen: Durch Schwingungsrelaxation (engl. Vibrational Energy Transfer, VET) wird Energie durch inter- oder intramolekulare Stoßvorgänge dissipiert, wobei das unterste Schwingungsniveau eines elektronisch angeregten Zustandes (bspw. $S_1(v'_0)$) innerhalb von ca. $10^{-10} \dots 10^{-12}$ s erreicht wird. Innere Umwandlung (engl. Internal Conversion, IC) bezeichnet den Wechsel des elektronisch angeregten Zustandes (bspw. $S_2 \rightarrow S_1$) und erfolgt innerhalb von ca. $10^{-11} \dots 10^{-14}$ s. Beide Vorgänge erfolgen strahlungslos. Die Rückkehr in den Grundzustand S_0 geht bei der Fluoreszenz immer vom untersten Schwingungsniveau v'_0 des ersten angeregten Zustandes S_1 unter Emission eines Photons aus und dauert ca. 10^{-9} s. Durch einen Interkombinationsübergang (engl. Intersystem Crossing, ISC) kann das Molekül in den Triplettzustand ($S_1 \rightarrow T_1$) gelangen und von dort ebenfalls durch Strahlungsemission den Grundzustand S_0 erreichen. Der Vorgang dauert ca. $10^{-1} \dots 10^2$ s und wird als Phosphoreszenz bezeichnet. Ebenso sind strahlungslose Übergänge in den Grundzustand möglich. Hierbei wird die Energie durch innere Umwandlung (IC), Quenching (Q) oder als Anregungsenergie für chemische Reaktionen (chem) abgegeben. [SHE11], [Tro10]

Anhang 41: Zusammenhang von Fluoreszenzintensität und Schmierfilmhöhe, nach [PGB92] und [WP09]



Anhang 42: Temperaturabhängige Emissionsintensität verschiedener Farbstoffe gelöst in ATF M1375.4 bei einer konstanten Filmhöhe von 50 µm, nach [GS15]



Die Eigenschaften einer Öl-Farbstoff-Kombination und deren Abhängigkeit von inneren und äußeren Störeinflüssen werden anhand der folgenden Bewertungskriterien beurteilt:

- Anregungs- und Emissionswellenlänge/ -intensität
- Temperaturabhängigkeit der Fluoreszenz
- Intensität der Fluoreszenz bei definierten Konzentrationen
- Löslichkeit und Homogenität der Mischung
- Zeitbeständigkeit der Mischung

In ex-situ Untersuchungen mit verschiedenen Öl-Farbstoff-Kombinationen erzielten *Gruszczynski* und *Schüller* [GS15] hinsichtlich der vorgenannten Bewertungskriterien optimale Resultate mit dem Farbstoff *Solvent Red 175*. Der Farbstoff ist Bestandteil einer zur Leckagedetektion eingesetzten Lösung vom Typ *Helling-Fluo-H800*, welche mit einem Anteil von 2000 ppm im Versuchsöl ATF M1375.4 gelöst ist. Diese Öl-Farbstoff-Kombination weist eine vergleichsweise geringe Temperaturabhängigkeit auf, zeigt jedoch mit steigender Lagerungs- und Anwendungsdauer eine verminderte Emissionsintensität. Nach einer Lagerungsdauer von 7 Tagen ergibt sich eine deutliche Reduktion der Emissionsintensität (*Solvent Red 175*, 2000 ppm, 7d).

Unabhängig von den Fluoreszenzeigenschaften erweisen sich die Farbstoffe *Rhodamin 6G* und *Rhodamin B* insbesondere hinsichtlich ihrer Löslichkeit als ungeeignet.

Anhang 43: Inter- und Extrapolation temperaturabhängiger Kalibrierkurven (oben); temperaturabhängige Steigung m_{TM} und Restintensität I_{0TM} (unten)

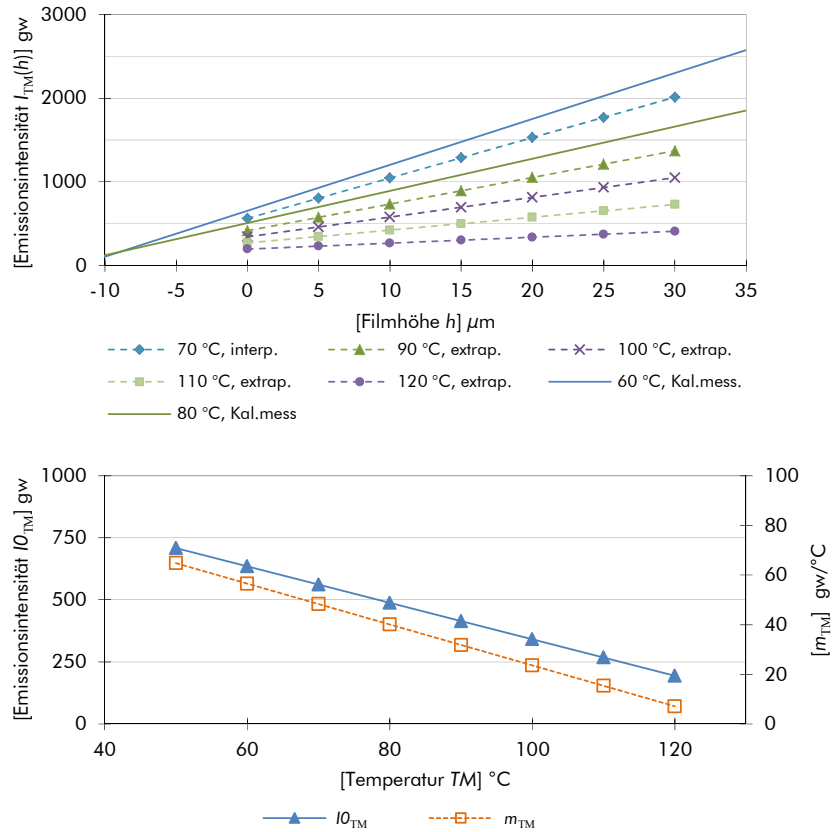


Abb. oben: Unter der Annahme, dass die Emissionsintensität zwischen 60 °C und 115 °C bei konstanter Filmhöhe nahezu linear verläuft (s. a. Anhang 42), ergibt sich durch lineare Inter- und Extrapolation der Kalibriermessungen bei 60 °C und 80 °C die dargestellte Kurvenschar. Diese wird durch die lineare temperaturabhängige Kalibrierfunktion $I_{TM}(h)$ beschrieben:

$$I_{TM}(h) = m_{TM} \cdot h + I_{0TM} \quad (7.2)$$

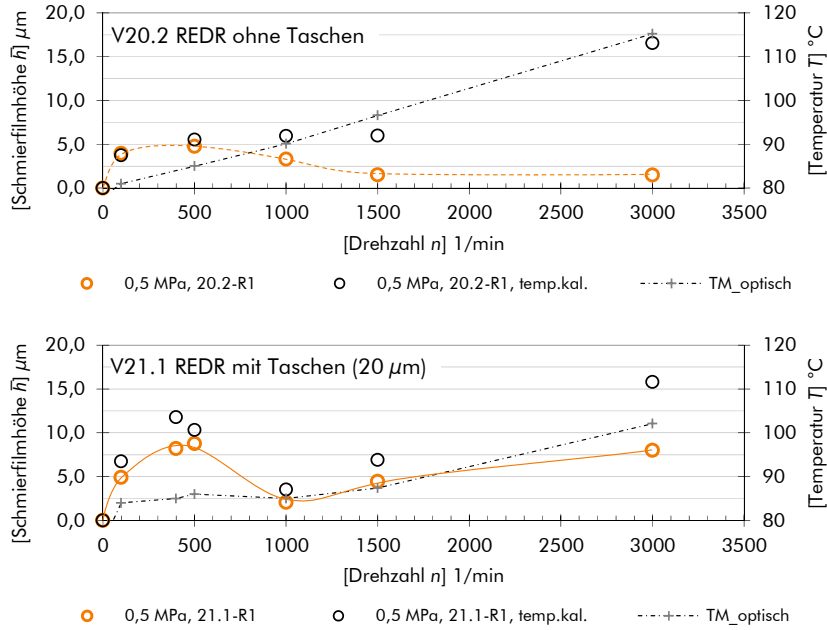
Abb. unten: Aus der bei 60 °C und 80 °C gemessenen Steigung m_{TM} und Restintensität I_{0TM} ergeben sich durch Extrapolation die linearen, temperaturabhängigen Funktionen:

$$m_{TM} = -82,4E-2 \cdot TM + 106 \quad (7.3)$$

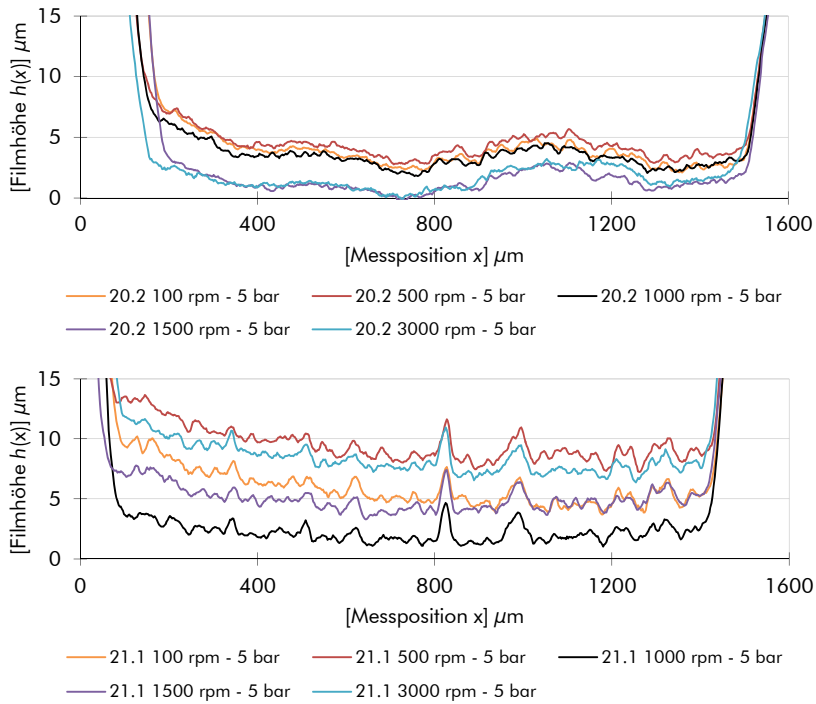
$$I_{0TM} = -7,35 \cdot TM + 1076 \quad (7.4)$$

Bei konstanter Anregungsintensität und stabilen Fluoreszenzeigenschaften kann durch Einsetzen der Gleichungen (7.3) und (7.4) in Gleichung (7.2) bei bekannter Kontakttemperatur TM und gemessener Emissionsintensität I_{TM} die Schmierfilmhöhe h bestimmt werden.

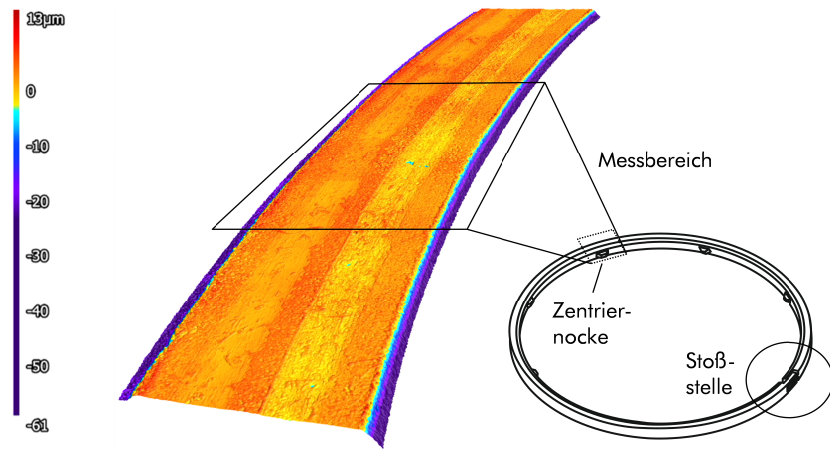
Anhang 44: exemplarischer Vergleich temperatur- und geometriekalibrierter Schmierfilmhöhen \bar{h} bei 0,5 MPa: an REDR 1 aus V20.2 ohne Taschen (oben); an REDR 1 aus V21.1 mit Taschen (unten)



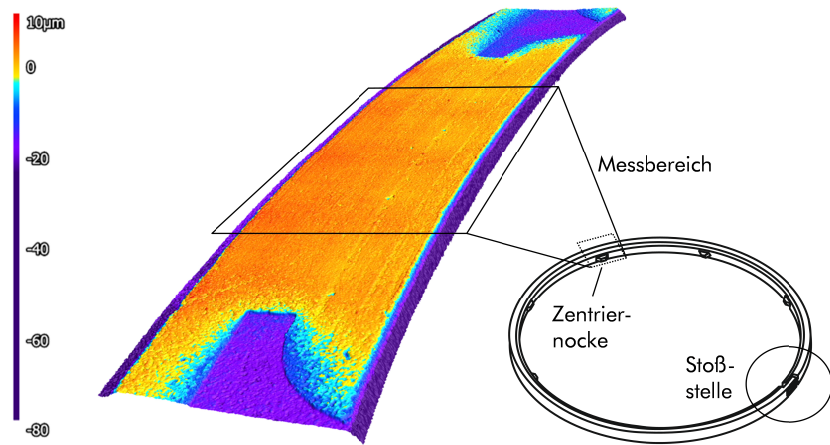
Anhang 45: exemplarische Gegenüberstellung des radialen Filmhöhenprofils $h(x)$ entlang der REDR-Kontaktflanke bei 0,5 MPa: an REDR 1 aus V20.2 ohne Taschen (oben); an REDR 1 aus V21.1 mit Taschen (unten)



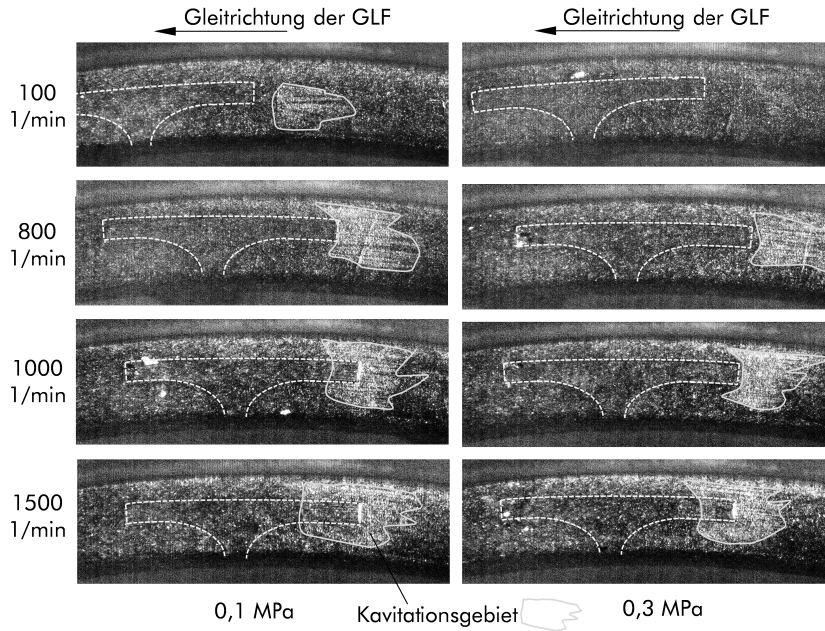
Anhang 46: Höhenskalierte Kontaktflanke des REDR 1 aus V20.2



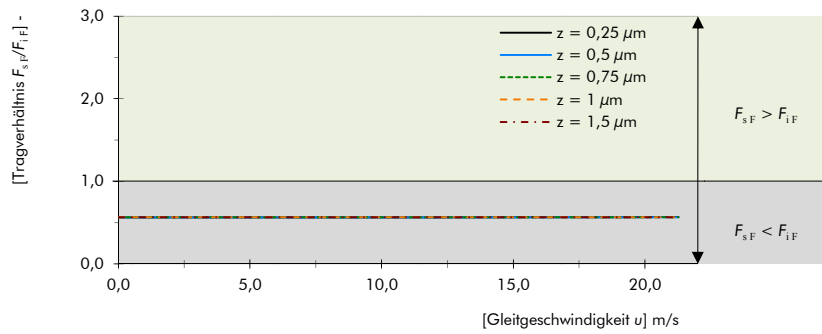
Anhang 47: Höhenskalierte Kontaktflanke des REDR 1 aus V21.1



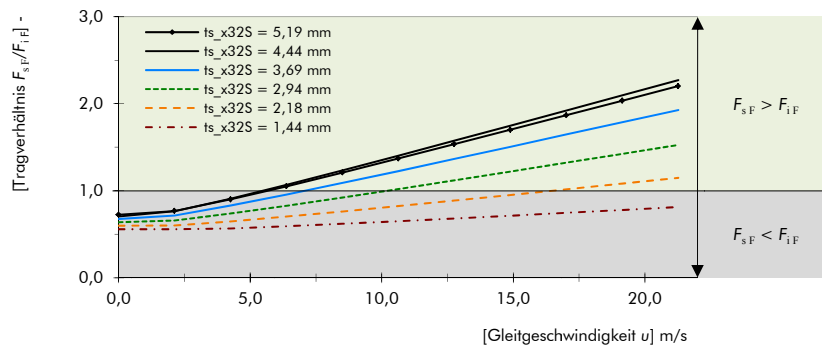
Anhang 48: Veränderung des Kavitationsgebietes entlang der Taschenstruktur 2 in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl, Taschenkonturen zusätzlich grafisch hervorgehoben; nach [Sch17]



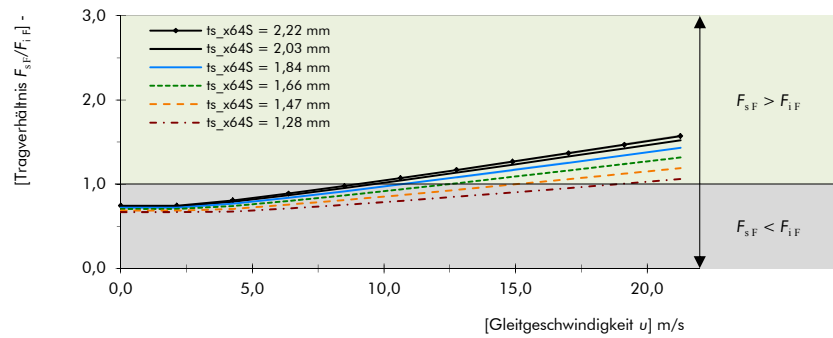
Anhang 49: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie I mit Variation der Schmierfilmhöhe h



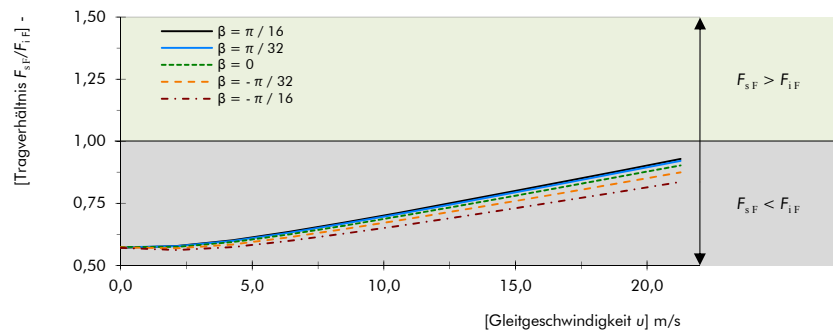
Anhang 50: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, 32 T-Strukturen der Basisgeometrie II mit Variation der Elementlänge $t_{s_{x32S}}$



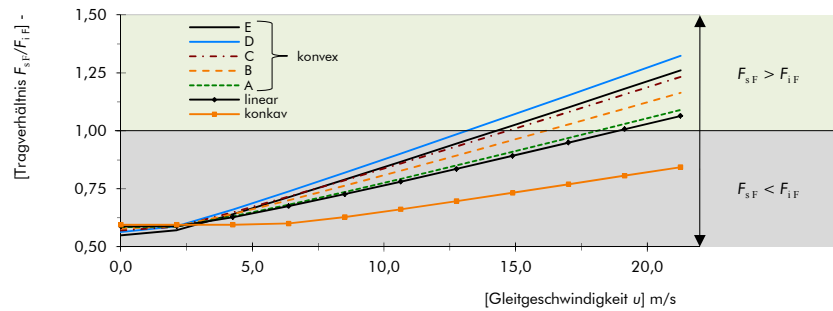
Anhang 51: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, 64 T-Strukturen der Basisgeometrie II mit Variation der Elementlänge ts_{x64S}



Anhang 52: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie II der Ellipsoidstruktur mit Variation des Strukturwinkels β



Anhang 53: Tragverhältnis $F_{sF}(u)/F_{iF}$, Basisgeometrie II der T-Struktur mit Variation der Keilform



Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Philipp Marius Schüller
Geburtsdatum, -ort: 30.01.1980, Hildesheim
Nationalität: deutsch

Berufstätigkeit

11.2016 - heute Witte Pumps & Technology GmbH,
Forschung und Entwicklung, Tornesch
08.2010 - 03.2016 Institut für Maschinenkonstruktion
und Tribologie (IMKT),
Wissenschaftlicher Mitarbeiter,
Leibniz Universität Hannover (LUH)

Studium

10.2001 - 04.2010 Studium des Maschinenbaus an der
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität
Hannover, Abschluss Diplom-
Ingenieur

Schulbildung

08.1992 - 06.2000 Gymnasium Michelsenschule,
Hildesheim, Abschluss Abitur

