

**Näherungslösungen für Reibung und Verschleiß
in ölgeschmierten Wälzkontakten
unter Berücksichtigung der realen Rheologie**

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR – INGENIEUR

genehmigte Dissertation
von

JAN TORBEN TERWEY
M.Sc. RWTH

2020

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. GERHARD POLL
2. Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. GEORG JACOBS
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. HANS JÜRGEN MAIER
Tag der Promotion: 26. Oktober 2020

*Approximate Solutions for Friction and Wear
in Oil Lubricated Rolling Contacts
under Consideration of the Real Rheology*

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Mein großer Dank gilt dem Leiter des Institutes und meinem Doktorvater Herrn Professor Gerhard Poll. Die intensive Betreuung, die vielen bereichernden Gespräche und das mir stets entgegengebrachte Vertrauen erleichterten mir die Anfertigung dieser Arbeit ungemein.

Herrn Professor Georg Jacobs vom Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung (MSE) der RWTH Aachen drücke ich für die Übernahme des Koreferats meinen herzlichen Dank aus. Bei ihm habe ich bereits durch die Anfertigung meiner Masterarbeit die Grundlage für die heute vorliegende Dissertation legen können. Ein großer Dank gilt auch Herrn Professor Hans Jürgen Maier vom Institut für Werkstoffkunde (IW) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover für die freundliche Übernahme der Leitung der Prüfungskommission.

Die Finanzierung meiner Tätigkeit am Institut erfolgte im Rahmen des Forschungsprojektes *Tribologische Fluidmodelle II* durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, vertreten durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Gemeinschaftsforschung Otto von Guericke e.V. unter der Organisation der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Stellvertretend für den gesamten projektbegleitenden Ausschuss bedanke ich mich beim Projektleiter Herrn Klaus Meyer von der Robert Bosch GmbH für die stets offene und konstruktive Arbeitsatmosphäre. Des Weiteren bedanke ich mich für die gute Zusammenarbeit bei den Leitern der weiteren an diesem Projekt beteiligten Institute, Herrn Professor Hubert Schwarze vom Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der Technischen Universität Clausthal und Herrn Professor Dirk Bartel vom Institut für Maschinenkonstruktion (IMK) der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

Allen Mitarbeitern und Angehörigen des IMKT sei für die tolle Zusammenarbeit, die spannenden Projekte und die schöne Zeit am Institut gedankt. Stellvertretend für die gesamte Belegschaft seien die Kollegen Timm Coors, Dr. Florian Pape sowie Anna Bock genannt, die mich auf jeweils unterschiedliche Weise bei all meinen Herausforderungen begleitet und unterstützt haben. Für die Unterstützung in der Durchführung experimenteller Untersuchungen bedanke ich mich herzlich bei Hai-Chao Liu, Dr. Norbert Bader sowie den Kollegen aus der mechanischen und elektrischen Werkstatt. Stellvertretend für alle Studenten, die mit der Anfertigung ihrer Abschlussarbeiten oder durch ihre studentischen Tätigkeiten einen großen Anteil am erfolgreichen Gelingen dieser Arbeit hatten, danke ich an dieser Stelle Herrn Mohamed Ali Fourati.

Auch bei den ehemaligen Mitarbeiter des MSE, Dr. Christian Bongardt, Dr. Christoph Hentschke und Sven Berninger möchte ich mich bedanken. Sie haben mich während der frühen Phase meiner fachlichen Vertiefung begleitet und entscheidende Weichenstellungen mitgestaltet.

Der Firma August Rüggeberg in Marienheide möchte ich für die großartige Unterstützung während meiner Ausbildungszeit und der anschließenden Berufstätigkeit danken. Auch dem Kollegium des Abendgymnasiums Rhein-Sieg danke ich für die Unterstützung in den angebotenen Weiterbildungsprogrammen. Ein besonderer Dank gilt dabei Herrn Dr. Michael Vollmer und Herrn Manfred Klein, die mich während meiner Zeit am Abendgymnasium stets gefördert und vorangebracht haben.

Der weitaus wichtigste Dank gilt jedoch meinen Eltern sowie meiner Ehefrau Nina, welche mir in allen Lebenslagen zur Seite standen und zur Seite stehen. Ohne ihre uneingeschränkte Unterstützung, ihr Vertrauen und ihre Geduld wären die Anfertigung der vorliegende Arbeit – aber auch viele weitere berufliche und private Vorhaben – nicht möglich gewesen.

*Torben Terwey
Hannover, Dezember 2020*

Kurzfassung

Für einen sicheren Betrieb von Maschinenelementen auch unter anspruchsvollen Einsatzbedingungen ist nicht nur die Sicherheit gegen mechanisches Versagen nachzuweisen, sondern auch die Funktionsfähigkeit ihrer tribologischen Sub-Systeme. Steigende Anforderungen an einen energieeffizienten – und damit reibungsarmen – Betrieb führen aber in der Praxis vermehrt zum Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe, welche eine geringe innere Reibung aufweisen. Die Senkung der Reibung geht allerdings mit der Bildung eines dünneren Schmierfilms einher, wodurch das Risiko des Auftretens von Mischreibung steigt. Der Schmierfilm ist dann nicht mehr in der Lage, die Kräfte allein zu übertragen, so dass zusätzlich mechanische Kontakte einzelner Rauheitserhebungen auftreten – ein Anstieg des Verschleißes kann die Folge sein. Durch eine detaillierte Analyse solcher Tribosysteme im Bereich der Mischreibung kann nichtsdestotrotz ein sicherer – und damit ein effizienter – Betrieb der eingesetzten Maschinenelemente ermöglicht werden.

Die vorliegende Arbeit behandelt die numerische Berechnung von Tribosystemen im Bereich der Mischreibung. Dazu wird zu Beginn der Arbeit ein Kontaktmodell entwickelt, welches auf Basis der Halbraumtheorie die *Pressungsverteilung* kontaktierender rauher Oberflächen im Bereich der Mischreibung in lokaler Auflösung abbildet. Die Oberflächentopographien werden mittels Lasermikroskopie am realen Objekt ermittelt und numerisch übersetzt. Die Schmierfilmhöhe wird analytisch berechnet und als Abstand der deformierten Rauheitsprofile zueinander interpretiert.

Aufbauend auf der Pressungsverteilung wird unter Berücksichtigung experimentell ermittelter rheologischer Systemparameter die Mischreibung im Kontakt berechnet. Dazu wird die Kontaktzone in die beiden Bereiche *Festkörperreibung* und *viskose Reibung* unterteilt. Die Berechnung der Reibung in den viskosen Bereichen erfolgt anhand bekannter Fluidmodelle und unter Berücksichtigung nicht-NEWTON'scher Fluideigenschaften. Die Modelle werden anschließend auf die Festkörperkontakte erweitert, indem auch dort das Vorliegen eines dünnen Schmierfilms angenommen wird. Der Druck im Fluid entspricht dann der Festkörperpressung zwischen zwei Rauheitshügeln. Die lokale Scherrate ist aufgrund des dünnen lokalen Schmierfilms so hoch, dass die Grenzscherbeanspruchung des Fluids erreicht wird. Die Simulationsergebnisse werden in Form von Traktionskurven anhand von Experimenten am Zwei-Scheiben-Prüfstand validiert.

Abschließend wird die Verschleißbildung im Mischreibungsbetrieb untersucht. Dazu werden ein energetisches Verschleißmodell in lokaler Auflösung entwickelt und anhand von ausgewählten Fallbeispielen die Anwendbarkeit auf reale Systeme aufgezeigt. Auf Basis bereits veröffentlichter Untersuchungen wird zusätzlich ein Vergleich mit experimentell ermittelten Ergebnissen durchgeführt.

Schlagworte: Tribologie, Kontaktmechanik, Reibung, Verschleiß

Abstract

For a safe operation of machine elements even under demanding conditions, not only the resistance against mechanical failure must be proven, but also the safe operation of their tribological systems. In practice, however, additional requirements for energy-efficient and thus low-friction operation increasingly lead to the use of low-viscosity lubricants with low internal friction. The lower friction, however, is accompanied by the formation of a thinner fluid film, which significantly increases the risk of mixed lubrication. Then, the fluid film is no longer capable of transmitting the forces of the tribosystem alone, so that additional mechanical contacts of single asperities occur – increased wear can be the result. A detailed analysis of such tribosystems as well as the knowledge of the relevant influencing parameters can contribute to a safe – and thus to an efficient – operation of such machine elements.

The present work deals with the numerical calculation of tribosystems in the field of mixed lubrication. For this purpose, at first a contact model is developed which, based on the half-space theory, maps the pressure distribution of contacting rough surfaces for the field of mixed lubrication in local resolution. The surface topographies are scanned by laser microscopy on real objects and translated numerically. The fluid film thickness is calculated analytically and interpreted as the distance of the deformed roughness profiles to each other.

Based on the pressure distribution, the mixed friction in the contact is calculated taking into account experimentally determined rheological system parameters. For this purpose, the contact zone is divided into the two areas of solid and viscous friction, respectively. The friction in the viscous parts is calculated using well-known fluid models and taking into account non-NEWTONian fluid properties. The models are then extended to the solid contacts by assuming a presence of a thin fluid film there as well. The fluid pressure corresponds to the contact pressure between two asperities. Due to the thin local fluid film, the local shear rate is so high that the limiting shear stress of the fluid is reached. The simulation results are validated in form of traction curves by means of experiments on a twin-disc test rig.

Finally, the wear formation in mixed friction operation is investigated. For this purpose, an energetic wear model in local resolution is developed and its applicability to real systems is demonstrated by means of selected case studies. Based on already published test results, a comparison with experimentally determined wear patterns is carried out.

Keywords: Tribology, Contact Mechanics, Friction, Wear

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	I
Indizes	V
Abkürzungen	IX
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XIX
1 Einleitung	1
2 Grundlagen der Tribologie	7
2.1 Tribosystem.....	9
2.2 Kontaktmechanik.....	12
2.2.1 Kontaktkinematik.....	12
2.2.2 Kontaktvorgänge.....	13
2.2.3 Raue Oberflächen.....	21
2.3 Reibung.....	26
2.3.1 Trockenreibung.....	28
2.3.2 Flüssigkeitsreibung.....	29
2.3.3 Mischreibung.....	40
2.4 Verschleiß.....	44
2.4.1 Adhäsiiver Verschleiß.....	45
2.4.2 Abrasiver Verschleiß.....	50
2.5 Fluideigenschaften.....	51
2.5.1 Dichte.....	51
2.5.2 Viskosität.....	51
2.5.3 Viskoelastizität.....	55
2.5.4 Grenzs Schubspannung.....	57
2.5.5 Kritische Schubspannung.....	58
2.5.6 Weitergehende Arbeiten.....	59
3 Zielsetzung dieser Arbeit	61
4 Experimenteller Aufbau	67
4.1 Prüfstände.....	69

4.1.1	Zwei-Scheiben-Prüfstand	69
4.1.2	FE8-Prüfstand.....	78
4.2	Prüffluide	79
4.3	Versuchsdurchführung und -auswertung	83
5	Simulationsmodelle.....	91
5.1	Kontaktpressung.....	93
5.1.1	Trockener Kontakt.....	93
5.1.2	Geschmierter Kontakt	99
5.2	Reibung	101
5.2.1	Flüssigkeitsreibung	101
5.2.2	Mischreibung.....	104
5.3	Verschleiß	106
5.3.1	Verschleißkoeffizient.....	106
5.3.2	Verschleißtiefe.....	112
6	Simulations- und Versuchsergebnisse.....	113
6.1	Kontaktpressung.....	115
6.1.1	Kontaktpressung bei rauher Oberfläche.....	115
6.1.2	Analyse der Einflussparameter	123
6.2	Reibung	126
6.2.1	Flüssigkeitsreibung (glatte Scheiben)	126
6.2.2	Mischreibung (raue Scheiben)	136
6.2.3	Übergang von der Misch- zur Flüssigkeitsreibung (STRIBECK-Kurve) ..	151
6.3	Verschleiß	153
6.3.1	Verschleißsimulation (raue Scheiben)	153
6.3.2	Verschleißsimulation und -experiment (Axialzylinderrollenlager)	156
6.3.3	Analyse relevanter Einflussparameter auf den Verschleiß	160
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	163
8	Anhang	169
8.1	Kontaktpressung (Simulation).....	171
8.1.1	Trockener Kontakt (rau)	171

8.1.2	GLYCOL (rau).....	174
8.1.3	DEXRON (rau).....	189
8.2	Reibung (Experiment und Simulation)	209
8.2.1	GLYCOL (glatt).....	209
8.2.2	GLYCOL (rau).....	219
8.2.3	DEXRON (glatt).....	229
8.2.4	DEXRON (rau).....	239
8.3	Verschleiß (Simulation)	250
8.3.1	Trockener Kontakt (rau)	250
8.3.2	GLYCOL (rau).....	251
8.3.3	DEXRON (rau).....	254
8.4	Sonstiges	258
8.4.1	Datenblatt Wägezelle HBM Z6FC3	258
	Literaturverzeichnis	261
	Veröffentlichungen.....	277
	Lebenslauf	281

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
a	m	Lange Halbachse der HERTZ'schen Kontaktelliptipse
b	m	Kurze Halbachse der HERTZ'schen Kontaktelliptipse
c	m J/kgK	Schnittniveau (Materialtraganteil) Spezifische Wärmekapazität
d	m m m ³	Elastische Verformung Elementbreite Teilchengröße
dA	m ²	Schnittfläche
dx	m	Elementbreite in x-Richtung
dy	m	Elementbreite in y-Richtung
e_R^*	Nm/m ³	Scheinbare Reibenergiedichte
f	N	Mikrokräft
g	– m	Parameter (Schmierzustand), Spalthöhe
h, \mathbf{h}	m, [m]	Schmierfilmhöhe, Spalthöhenverteilung
i, j	–	Laufvariable, Index
k, k_{th}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
k_w	–	Gewichtungsfaktor
l	m	Länge (allgemein), effektive Kontaktlänge, Messlänge
m	kg –	Masse Exponent (Scherverdünnung)
\mathbf{m}	–	Schnitttrichtung
n	–	Exponent, Exponent (Scherverdünnung)
p	N/m ²	Druck, (mittlere/nominelle) Pressung
\mathbf{p}	[N/m ²]	Pressungsverteilung
r	m	Radius
s	%	Schlupf, Schritt s
t	s	Zeit
u, v	m/s	Geschwindigkeit
w, \mathbf{w}	m, [m]	Verformung, Verformungsverteilung
x, x', y, y', z, z'	m	Ortsvariablen
x, x', y, y', z, z'	–	Ortsachsen

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
z	m	Höhe, Tiefe, Anzahl Elemente
A	m^2, m	Fläche, Position A
A, B, C	divers	Parameter der SLOTTE-, ANDRADE- und VOGEL-Gleichungen
A, B, C, D, E	divers	Parameter der RODERMUND-Gleichungen
B	m	Grundlänge (Rauheitshügel), Position B
B_{01}, B_{02}, B_1, B_2	$1/K, -, -, 1/K$	Parameter zur TAIT-Gleichung
C	m^3/N	Element der Steifigkeitsmatrix
	–	Korrekturfaktor
C	$[m^3/N]$	Steifigkeitsmatrix
D	–	Schädigungsvariable, DEBORAH-Zahl
D_0	–	Verschiebung (normiert)
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
	–	Relativer Wärmeausdehnungskoeffizient
G	–	Materialparameter (Schmierfilmhöhe)
	N/m^2	Schubmodul
G', G_∞	N/m^2	Speichermodul, - bei theoretisch unendlich hoher Scherfrequenz
H	$N/m^2, -$	Härte, Verfestigungsmodul
H_c	–	Schmierfilmhöhe (normiert)
K	–	ARCHARD-Verschleißkoeffizient
K_e	–	Erweiterter Verschleißkoeffizient
K_1	–	Proportionalitätsfaktor
L	–	Parameter (thermische Korrektur)
M	–	Anzahl der Elemente in x-Richtung, Verfestigungsexponent
N	–	Anzahl der Elemente in y-Richtung, Anzahl zyklischer Wiederholungen
P	–	Leistung
P_A, P_F	–	Flächenanteil (Area), Kraftanteil (Force)
P_t	m	Profiltiefe
R	m	Kehrwert der Krümmungssumme
R_e	N/m^2	Streckgrenze
R_{mr}	m	Materialtraganteil

Zeichen	Einheit	Beschreibung
R_q	m	Quadratischer Mittenrauwert
R_z	m	Gemittelte Rautiefe
$R_{p,i}$	m	Höchster Rauheitshügel (Messstecke i)
$R_{v,i}$	m	Tiefstes Rauheitstal (Messstecke i)
$R_{z,i}$	m	Einzelrautiefe (Messstecke i)
S	m	Weg
T	°C, –	Temperatur, Belastung
U	–	Geschwindigkeitsparameter (Schmierfilmhöhe)
VI	–	Viskositätsindex
W	–	Lastparameter (Schmierfilmhöhe)
	Nm	Arbeit
W_t	m	Wellentiefe
X	[divers]	Eingangsgrößen
Y	[divers]	Verlustgrößen
Z	–	Anzahl
Z	[divers]	Ausgangsgrößen
∂R^1	–	Oberflächenteil
\mathcal{E}	–	Vollständiges elliptisches Integral zweiter Art
\mathcal{F}	–	Vollständiges elliptisches Integral erster Art
α	–	Angriffswinkel
	1/K	Temperatur-Dichte-Koeffizient
α_p	m ² /N	Druck-Viskositäts-Koeffizient
α, β, γ	divers	Parameter der POISSEUILLE-Gleichung
β_{th}	1/K	Temperatur-Viskositäts-Koeffizient
γ	–	Hilfsgröße (Last-Verformungs-Beziehung)
$\dot{\gamma}$	1/s	Schergefälle (Scherrate)
δ	–	Elastische Verformung
$\varepsilon, \boldsymbol{\varepsilon}$	–, [–]	Relativer Fehler, Dehnungstensor
ϑ	–	Kegelwinkel (Rauheitshügel)
κ	–	Elliptizität
λ	–	Spezifische Schmierfilmhöhe
μ	–	Reibungskoeffizient

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
η	Ns/m ²	Dynamische Viskosität
	–	Hilfsgröße (HERTZ'sche Theorie)
ν	–	Querkontraktionszahl
	m ² /s	Kinematische Viskosität
ξ	–	Hilfsgröße (HERTZ'sche Theorie), Proportionalitätsfaktor (Grenzscher- spannung)
π	–	Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	N/m ²	Scher- spannung (Scherspannung)
φ	–	Winkel (allgemein)
ψ	–	Hilfsgröße (HERTZ'sche Theorie)
ψ_D	–	Ableitung der freien Energie
ω	1/s	Umdrehungsfrequenz, Scherfrequenz
Γ	–	WEISSENBERG-Zahl
$\Delta\varepsilon_{p0n}$	–	Grenzdehnung
$\Delta\varepsilon_{p1n}$	–	Plastische Dehnung vor der Belastung in Zyklus n
$\Delta\varepsilon_{pmn}$	–	Plastische Dehnung nach der Belastung in Zyklus n
$\Delta\tau_{1n}$	N/mm ²	Spannung in Zyklus n
$\Delta\tau_{mn}$	N/mm ²	Maximale Spannung in Zyklus n
Λ	–	Proportionalitätsfaktor (Grenzscher- spannung)
$\Sigma\rho$	1/m	Krümmungssumme
Φ	–	Elliptizität
Φ_{ST}	–	Korrekturfaktor für nicht-NEWTON'sches Fluidverhalten
Ω	–	Betrachtetes Oberflächengebiet
Ω_1, Ω_h	–	Iterationsparameter

Indizes

Index	Beschreibung
'	Ersatz-, Alternativ-, effektiv
^	bezogen, im irregulären Netz
~	im regulären groben Netz
—	mittlere
*	Scheinbar, charakteristisch
∞	unendlich
0	Nominell, Zentral, bei geringen Scherraten („Low shear“)
1	Grundkörper, Zustand 1
2	Gegenkörper, Zustand 2
40	bei einer Temperatur von 40 °C
100	bei einer Temperatur von 100 °C
abr	abrasiv
adh	adhäsiv
and	ANDRADE
c	zentral
c, crit	kritisch
char	charakteristisch
def	Deformation
dry	trocken
e	endurance (allgemein), Dauer-, parallel, erweitert
el	Elastisch, Elemente
f	Fluid, Glasübergang
g	glatt
ges	gesamt
geschmiert	geschmiert
gl	gleiten
<i>i</i>	Element <i>i</i>
irr	irregulär
isoth	isotherm
k	kubisch
l	Linienkontakt
längs	längs

Indizes

Index	Beschreibung
lim	limitierend (allgemein), Grenz-, Fließ-, Scher-
line	Linienkontakt
m	Mittlere - , mittel
max	maximal
min	minimal
mix	Mischreibung (mixed lubrication)
p	Punktkontakt
point	Punktkontakt
quer	quer
r	Relativ-, real, rau
rau	rau
rod	RODERMUND
s	Summen-, senkrecht, Festkörper (solid)
step	Schritt
sol	Festkörper (solid)
th	thermisch
tr	trocken
vog	VOGEL
w	Verschleiß (wear)
wk	Wälzkörper
ws	Wellenscheibe
x	in x-Richtung
y	in y-Richtung
z	in z-Richtung
E	Elastizität
EHL	elastohydrodynamisch
F	Fließ-
FK	Festkörper
Fluid	Fluid
G	Gleit-
H	HERTZ, Haft-
N	Normal-
R	Reib-
MR	Mischreibung
N	NEWTON'sch

Index	Beschreibung
NN	nicht-NEWTON'sch
Öl, ein Scheibe	Öleinlass- Scheiben-
V	Geschwindigkeit

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
100Cr6	Wälzlagerstahl 100Cr6 mit 1 % C und 1.5 % Cr
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
EHL	Elastohydrodynamic Lubrication
FK	Festkörper
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, TU München
GfT	Gesellschaft für Tribologie
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
ITR	Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, Technische Universität Clausthal-Zellerfeld
MOCS	Method of Combined Solutions
MR	Mischreibung
MSE	Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung, RWTH Aachen
PAP	Programmablaufplan
P	Pressung
TEHL	Thermal Elastohydrodynamic Lubrication
T	Temperatur
V	Geschwindigkeit

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 – Wandmalerei im Grab des DJEHutihOTEP: Reibungsreduzierung zum Transport einer Statue, circa 1880 v. Chr. [1].....	3
Abbildung 1.2 – Skizzen zur Untersuchung der Reibung von LEONARDO DA VINCI, circa 1500 n. Chr. [2].....	4
Abbildung 2.1 – Tribosystem.....	10
Abbildung 2.2 – Elementarbewegungsformen. a) Gleiten; b) Rollen; c) Bohren; d) Stoßen; e) Strömen [7].....	12
Abbildung 2.3 – Zwischenbewegungsformen. f) Wälzen; g) Gleitbohren; h) Rollbohren [8].....	13
Abbildung 2.4 – HERTZ'sche Kontaktfläche im Punktkontakt.....	14
Abbildung 2.5 – HERTZ'sche Pressungsverteilung im Punktkontakt.....	15
Abbildung 2.6 – HERTZ'sche Pressungsverteilung im Linienkontakt.....	16
Abbildung 2.7 – Elastischer Halbraum [31].....	19
Abbildung 2.8 – Oberflächentopographie und geometrische Abweichungen [45].....	22
Abbildung 2.9 – Oberflächenprofil und seine Bestandteile: a) Gemessenes Profil; b) Rauheit; c) Welligkeit; d) Form [46].....	22
Abbildung 2.10 – Rauheitskennwerte [47]: a) Gemittelte Rautiefe; b) Arithmetischer Mittenrauwert; c) Quadratischer Mittenrauwert; d) Profiltiefe; e) Wellentiefe; f) Materialtraganteil.....	23
Abbildung 2.11 – HERTZ'sche und reale Kontaktfläche, gebildet aus mehreren Mikrokontaktflächen.....	24
Abbildung 2.12 – Reibung ohne (a) und mit (b) Zwischenmedium.....	26
Abbildung 2.13 – STRIBECK-Kurve.....	27
Abbildung 2.14 – Haft- und Gleitreibungskoeffizient [58].....	29
Abbildung 2.15 – Schmierfilmaufbau.....	30
Abbildung 2.16 – Schmierzustände. a) Linienkontakt; b) Punktkontakt ($\kappa = 1$). In Anlehnung an [63] und [66].....	32
Abbildung 2.17 – Schmierfilmhöhen- und Druckverlauf im EHL-Kontakt [68].....	34
Abbildung 2.18 – Mischreibung.....	40
Abbildung 2.19 – Reibungsverhalten im Mischreibungsgebiet nach POLL et al. [139].....	42
Abbildung 2.20 – Bildung von Fluidinseln. In Anlehnung an KANETA et al. [149].....	43
Abbildung 2.21 – Verschleißspuren an einem Wälzkörper eines Kegelrollenlagers (links) und zugehöriger Messschrieb (rechts). Quelle: FAG [156].....	44
Abbildung 2.22 – Verschleißformen. a) Oberflächenzerrüttung [7]; b) Tribochemische Reaktion [7]; c) adhäsiver Verschleiß [7]; d) abrasiver Verschleiß [60].....	45

Abbildung 2.23 – Verschleißmechanismus Adhäsion [157]	46
Abbildung 2.24 – Mikrokontaktfläche	46
Abbildung 2.25 – Verschleißpartikel	47
Abbildung 2.26 – Auf die geleistete Reibarbeit bezogene Verschleißmasse in Abhängigkeit der flächenbezogenen Reibleistung. In Anlehnung an KRAUSE und POLL [169]	50
Abbildung 2.27 – Fließkurven unterschiedlichen Verhaltens: a) NEWTON'sches, b) scherverdünnendes (strukturviskoses), c) scherverdickendes (dilatantes) und d) BINGHAM-Fluid	53
Abbildung 2.28 – MAXWELL-Modell zur Viskoelastizität nicht-NEWTON'scher Fluide	55
Abbildung 2.29 – Verlauf typischer Traktionskurven unter Berücksichtigung des elastischen Anteils. a) Niedrige ($D \ll 1$), b) mittlere ($D < 1$), c) hohe ($D > 1$) und d) höchste ($D \gg 1$) Belastung [215].....	57
Abbildung 2.30 – Fließkurve des Mineralöls LVI 260 bei einer Temperatur von 20 °C und einem Druck von 3000 bar, gemessen am COUETTE-Viskosimeter [217].....	57
Abbildung 2.31 – a) Fließ- und b) Masterkurve eines scherverdünnenden Fluids [84]	58
Abbildung 3.1 – Aufbau der vorliegenden Arbeit.....	64
Abbildung 4.1 – Schematischer Aufbau des Zwei-Scheiben-Prüfstands [221].....	70
Abbildung 4.2 – Zwei-Scheiben-Prüfstand [221]	71
Abbildung 4.3 – Prüfscheiben. a) Glatte Scheibe 1 (ballig, R50); b) Glatte Scheibe 2 (zylindrisch); c) Raue Scheibe 1 (ballig, R100); d) Raue Scheibe 2 (zylindrisch);.....	72
Abbildung 4.4 – Messung der Rauheit im Tastschnittverfahren. a) Perthometer; b) Messung der Rauheit in Querrichtung.....	72
Abbildung 4.5 – Messung der Oberflächenstruktur mit dem Lasermikroskop. a) Lasermikroskop Keyence VK-X100; b) Messung der Oberflächenstruktur der rauhen Scheibe 2	74
Abbildung 4.6 – Oberflächenprofile der glatten Scheiben, gemessen mit dem Lasermikroskop Keyence VK-X100. Oben: 3D-Ansicht; Mitte: Seitenansicht; Unten: Draufsicht. Spalte a) Scheibe 1 (ballig, R50); Spalte b) Scheibe 2 (zylindrisch)	75
Abbildung 4.7 – Materialtraganteil der glatten Scheiben	76
Abbildung 4.8 – Oberflächenprofile der rauhen Scheiben, gemessen mit dem Lasermikroskop Keyence VK-X100. Oben: 3D-Ansicht; Mitte: Seitenansicht; Unten: Draufsicht. Spalte a) Scheibe 1 (ballig, R100); Spalte b) Scheibe 2 (zylindrisch)	77
Abbildung 4.9 – Materialtraganteil der rauhen Scheiben	77
Abbildung 4.10 – Aufbau eines Axialzylinderrollenlagers und kinematische Verhältnisse.....	78
Abbildung 4.11 – FE8-Prüfstand [230].....	78

Abbildung 4.12 – Prüffluide. Links: GLYCOL; Rechts: DEXRON	79
Abbildung 4.13 – Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskositäten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar: Experiment und VOGEL-Modell (gemessen am ITR)	80
Abbildung 4.14 – Druck- und Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskositäten der Versuchsöle: Experiment und RODERMUND-Modell (gestrichelt: VOGEL-BARUS- Modell). a) GLYCOL; b) DEXRON (gemessen am ITR)	81
Abbildung 4.15 – Temperaturabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar (gemessen am ITR).....	82
Abbildung 4.16 – Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte der Versuchsöle. a) GLYCOL; b) DEXRON (gemessen am ITR).....	82
Abbildung 4.17 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (GLYCOL). Links: Glatte Scheiben. Rechts: Raue Scheiben.....	84
Abbildung 4.18 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (DEXRON). Links: Glatte Scheiben. Rechts: Raue Scheiben.....	85
Abbildung 4.19 – a) Zeitlicher Verlauf der Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben und des Schlupfes während eines Versuchslaufs; b) Zeitlicher Verlauf des Schlupfes und der gemessenen Reibkraft während eines Versuchslaufs	86
Abbildung 4.20 – a) Zeitlicher Verlauf des Schlupfes und der gemessenen Festkörpertemperatur während eines Versuchslaufs; b) Verlauf der gemessenen Festkörpertemperatur als Funktion des Schlupfes während eines Versuchslaufs	86
Abbildung 4.21 – Traktionskurve und Vertikalverschiebung zur Eliminierung des Einflusses der Lagerreibung	87
Abbildung 4.22 – Elastischer Schlupf im trockenen Wälzkontakt. a) vor, b) zu Beginn und c) im Kontakt ($\omega_1 > \omega_2$). In Anlehnung an [231]	87
Abbildung 4.23 – Übergang vom Mikro- in den Makroschlupf. In Anlehnung an [231] .	88
Abbildung 4.24 – Übergang vom Mikro- in den Makroschlupf bzw. vom Haften zum Gleiten. In Anlehnung an [231]	89
Abbildung 4.25 – Steigung der Ursprungstangente, ermittelt durch FE-Rechnung [221]	89
Abbildung 4.26 – Korrektur einer gemessenen Traktionskurve um den Anteil des Festkörperschlupfes. In Anlehnung an [233] und [221].....	90
Abbildung 4.27 – Gemessene Traktionskurve und Horizontalverschiebung durch die Korrektur um den Anteil des elastischen Festkörperschlupfes. Darstellung für den Schlupfbereich von a) 0 bis 15 % und b) 0 bis 0.5 %. Steigung der Ursprungsgeraden: 1.03.....	90
Abbildung 5.1 – a) bis c) Kombiniertes Oberflächenprofil; d) Materialtraganteil im Vergleich.....	94
Abbildung 5.2 – Entstehung eines irregulären Netzes.....	95

Abbildung 5.3 – Assemblierung eines Gesamtergebnisses (Method of Combined Solutions).....	96
Abbildung 5.4 – PAP Schritt (9): Irreguläre Gesamt-Einflussmatrix. In Anlehnung an [54]	97
Abbildung 5.5 – PAP Berechnung der Kontaktpressung (trockener Kontakt).....	98
Abbildung 5.6 – PAP: Verformungs- und Pressungsberechnung (Method of Combined Solutions).....	99
Abbildung 5.7 – Mittellinie der deformierten Oberflächenprofile von Grund- und Gegenkörper als zentrale Schmierfilmhöhe	100
Abbildung 5.8 – GLYCOL: Masterkurven bei Anwendung verschiedener Fluidmodelle	101
Abbildung 5.9 – Eindimensionale Diskretisierung des Tribokontaktes mit der Finite-Differenzen-Methode. In Anlehnung an [84]	102
Abbildung 5.10 – PAP: Flüssigkeitsreibung	103
Abbildung 5.11 – Flüssigkeitsreibung zwischen sich berührenden Rauheitshügeln.	104
Abbildung 5.12 – Schädigung eines Kontrollvolumens [55, 165]	106
Abbildung 5.13 – Zyklische Verfestigung [242]	108
Abbildung 5.14 – ARCHARD-Verschleißkoeffizient als Funktion von Reibungskoeffizient und Härte.....	109
Abbildung 5.15 – Adhäsiiver Verschleiß mit kubischen Rauheitshügeln [157]	109
Abbildung 5.16 – Mikrokontaktfläche zwischen kubischen Rauheitshügeln.....	110
Abbildung 5.17 – PAP: Ortsaufgelöster Verschleißkoeffizient	111
Abbildung 5.18 – PAP: Verschleißberechnung	112
Abbildung 6.1 – Simulierte Spalthöhenverteilung für den rauen Kontakt bei einer mittleren Pressung von 1250 MPa. a) Trockener Kontakt; b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, T = 60 °C, v = 5 m/s).....	116
Abbildung 6.2 – Simulierte Pressungsverteilung für den rauen Kontakt bei einer mittleren Pressung von 1250 MPa. a)/c) Trockener Kontakt; b)/d) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, T = 60 °C, v = 5 m/s).....	116
Abbildung 6.3 – Kontaktfläche. a) Trockener Kontakt; b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, T = 60 °C, v = 5 m/s, p = 1250 MPa).....	118
Abbildung 6.4 – Numerische Annäherung an die Lösung. a) Trockener Kontakt; b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, T = 60 °C, v = 5 m/s, p = 1250 MPa)	119
Abbildung 6.5 – Unterschiedliche Flächenanteile der Festkörperkontakte bei 1250 MPa und 5 m/s (GLYCOL).....	120

Abbildung 6.6 – Flächen- und Kraftanteil des Festkörperkontaktes. a)/c) GLYCOL; b)/d) DEXRON. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s)	120
Abbildung 6.7 – a) Flächen- und b) Kraftanteil der Festkörperkontakte. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s)	122
Abbildung 6.8 – Einfluss der Fließpressung auf den Flächenanteil der Festkörperkontakte bei einer mittleren Pressung von 850 MPa. Die Fließpressungen betragen 1 bis 7.13 GPa. Im letzten Bild ist keine Fließpressung vorgegeben.....	123
Abbildung 6.9 – Flächenanteil der Festkörperkontakte als Funktion der Fließpressung	124
Abbildung 6.10 – Einfluss der Netzfeinheit auf den Flächenanteil der Festkörperkontakte bei einer mittleren Pressung von 850 MPa. Die Profilierung beider Scheiben beträgt 50 mm. Die Elementbreite d beträgt zwischen 0.8 und 10 μm	125
Abbildung 6.11 – Flächenanteil der Festkörperkontakte als Funktion der Elementbreite	125
Abbildung 6.12 – Am ITR gemessene (Rauten) und simulierte (Linien) Grenzschubspannungen für das Tribosystem der glatten Scheiben. a) GLYCOL; b) DEXRON	127
Abbildung 6.13 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Pressung (glatt, $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v = 10\text{ m/s}$). a) GLYCOL ($s = 0...2\%$); b) DEXRON ($s = 0...2\%$); c) GLYCOL ($s = 0...15\%$); d) DEXRON ($s = 0...15\%$)	128
Abbildung 6.14 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe und als Schar der mittleren Pressung (glatt). $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$: a) GLYCOL; b) DEXRON; $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$: c) GLYCOL; d) DEXRON; $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$: e) GLYCOL; f) DEXRON	130
Abbildung 6.15 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur (glatt, $v = 10\text{ m/s}$, $p = 1250\text{ MPa}$). a) GLYCOL ($s = 0...2\%$); b) DEXRON ($s = 0...2\%$); c) GLYCOL ($s = 0...15\%$); d) DEXRON ($s = 0...15\%$)	131
Abbildung 6.16 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe und als Schar der Öleinlasstemperatur (glatt). $p = 850\text{ MPa}$: a) GLYCOL; b) DEXRON; $p = 1000\text{ MPa}$: c) GLYCOL; d) DEXRON; $p = 1250\text{ MPa}$: e) GLYCOL; f) DEXRON	132
Abbildung 6.17 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit (glatt, $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 1250\text{ MPa}$). a) GLYCOL ($s = 0...2\%$); b) DEXRON ($s = 0...2\%$); c) GLYCOL ($s = 0...15\%$); d) DEXRON ($s = 0...15\%$)	133
Abbildung 6.18 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der Pressung und als Schar der Summengeschwindigkeit (glatt). $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$: a) GLYCOL; b) DEXRON; $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$: c) GLYCOL; d) DEXRON; $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$: e) GLYCOL; f) DEXRON	134
Abbildung 6.19 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung	

(glatt). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON	135
Abbildung 6.20 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Pressung (rau, T = 40 °C, v = 10 m/s). a) GLYCOL (s = 0...2 %); b) DEXRON (s = 0...2 %); c) GLYCOL (s = 0...15 %); d) DEXRON (s = 0...15 %).....	138
Abbildung 6.21 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe und als Schar der mittleren Pressung (rau). T = 40 °C: a) GLYCOL; b) DEXRON; T = 60 °C: c) GLYCOL; d) DEXRON; T = 80 °C: e) GLYCOL; f) DEXRON	140
Abbildung 6.22 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur (rau, v = 10 m/s, p = 1250 MPa). a) GLYCOL (s = 0...2 %); b) DEXRON (s = 0...2 %); c) GLYCOL (s = 0...15 %); d) DEXRON (s = 0...15 %).....	141
Abbildung 6.23 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Temperatur (rau). p = 850 MPa: a) GLYCOL; b) DEXRON; p = 1000 MPa: c) GLYCOL; d) DEXRON; p = 1250 MPa: e) GLYCOL; f) DEXRON	143
Abbildung 6.24 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit (rau, T = 40 °C, p = 1250 MPa). a) GLYCOL (s = 0...2 %); b) DEXRON (s = 0...2 %); c) GLYCOL (s = 0...15 %); d) DEXRON (s = 0...15 %).....	144
Abbildung 6.25 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit (rau, T = 80 °C, p = 1250 MPa). a) GLYCOL (s = 0...2 %); b) DEXRON (s = 0...2 %); c) GLYCOL (s = 0...15 %); d) DEXRON (s = 0...15 %).....	146
Abbildung 6.26 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten (rau) als Funktion der Pressung und Schar der Summengeschwindigkeit. T = 40 °C: a) GLYCOL; b) DEXRON; T = 60 °C: c) GLYCOL; d) DEXRON; T = 80 °C: e) GLYCOL; f) DEXRON	147
Abbildung 6.27 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung (rau). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON	148
Abbildung 6.28 – Unterteilung der Mischreibung in drei Anteile.	149
Abbildung 6.29– Einfluss der Reibung an den Festkörperkontakten (DEXRON, rau, T = 40 °C, p = 1250 MPa). a) Die Reibung an den Festkörperkontakten wird modelliert über das Fluidmodell; b) Druckverlauf im Schmierfilm (bei 5m/s, der Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm beträgt 95.02 %.); c) Reibwert $\mu_{FK} = 0$; d) Reibwert $\mu_{FK} = 0.12$;.....	150
Abbildung 6.30– Einfluss der Reibung an den Festkörperkontakten (DEXRON, rau, T = 80 °C, p = 1250 MPa). a) Die Reibung an den Festkörperkontakten wird modelliert über das Fluidmodell; b) Druckverlauf im Schmierfilm (bei 5m/s, der Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm beträgt 44.53 %.); c) Reibwert $\mu_{FK} = 0$; d) Reibwert $\mu_{FK} = 0.12$;.....	151

Abbildung 6.31 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung (rau und glatt). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON	152
Abbildung 6.32 – Simulierter Verschleiß im Zwei-Scheiben-Kontakt (XZ-Ebene). a) Trockener Kontakt; b) Mischreibung.....	153
Abbildung 6.33 – Simulierte Verschleißmassen. GLYCOL	155
Abbildung 6.34 – Simulierte Verschleißmassen. a) GLYCOL; b) DEXRON. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s).....	155
Abbildung 6.35 – Simulierte Verschleißmassen als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe und der Pressung. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s). a) Volle Darstellung (Verschleißmasse bis 1000 mg); b) Teildarstellung (Verschleißmasse bis 3 mg).....	156
Abbildung 6.36 – Simulierte reale Kontaktfläche zwischen Zylinderrolle und Wellenscheibe (trocken)	157
Abbildung 6.37 – Simulation und Experiment zum Verschleiß an Axialzylinderrollenlagern (Verschleißtiefe und -masse). [157] Simulation: a) LF 1 ($pH = 1028 \text{ MPa}$); b) LF 2 ($pH = 1216 \text{ MPa}$); c) LF 3 ($pH = 1383 \text{ MPa}$). Experiment: d) LF 1 ($pH = 1028 \text{ MPa}$); e) LF 2 ($pH = 1216 \text{ MPa}$); f) LF 3 ($pH = 1383 \text{ MPa}$).....	158
Abbildung 6.38 – Verschleißmasse Axialzylinderrollenlager – Simulation und Experiment [157].....	159
Abbildung 6.39 – Verschleißtiefe Axialzylinderrollenlager – Simulation und Experiment [157]	159
Abbildung 6.40 – Übergang vom milden zum heftigen Verschleiß [163]	160
Abbildung 6.41 – ARCHARD-Verschleißkoeffizient als Funktion der lokalen Pressung und als Schar des Reibungskoeffizienten.....	161
Abbildung 6.42 – Entstehung von Pittingschäden infolge von Ermüdungsrissen in Abhängigkeit der Schlupfrichtung [245].....	162

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1 – Modelle zur Beschreibung der zentralen Schmierfilmhöhe im Linienkontakt.....	37
Tabelle 2.2 – Modelle zur Beschreibung der minimalen Schmierfilmhöhe im Linienkontakt.....	37
Tabelle 2.3 – Modelle zur Beschreibung der zentralen Schmierfilmhöhe im Punktkontakt.....	37
Tabelle 2.4 – Modelle zur Beschreibung der minimalen Schmierfilmhöhe im Punktkontakt.....	37
Tabelle 2.5 – Modelle zur thermischen Korrektur der Schmierfilmhöhenberechnung	39
Tabelle 2.6 – Modell zur Beschreibung der Schererwärmung	40
Tabelle 2.7 – Modelle zur Berechnung des adhäsiven Verschleißes	49
Tabelle 2.8 – Modell zur Berechnung des abrasiven Verschleißes	50
Tabelle 2.9 – Modelle zur Beschreibung der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte	51
Tabelle 2.10 – Modelle zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität ...	52
Tabelle 2.11 – Modelle zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität	53
Tabelle 2.12 – Modelle zur Beschreibung der Scherratenabhängigkeit der Viskosität.....	54
Tabelle 2.13 – Modelle zur Beschreibung des elastischen Schubmoduls	56
Tabelle 2.14 – Modelle zur Beschreibung der Grenzscherungsspannung.....	58
Tabelle 4.1 – Zentrale Parameter des Zwei-Scheiben-Prüfstands.....	71
Tabelle 4.2 – Quadratische Mittenrauwerte der Scheiben (Perthometer).....	73
Tabelle 4.3 – Oberflächenkennwerte der Scheiben (Lasermikroskop).....	76
Tabelle 4.4 – Viskositäten der Versuchsöle (gemessen am ITR)	79
Tabelle 4.5 – Temperaturabhängigkeit der Viskositäten der Versuchsöle: VOGEL-Modell (gemessen am ITR)	80
Tabelle 4.6 – Druckabhängigkeiten der Viskositäten der Versuchsöle: BARUS-Modell (gemessen am ITR)	80
Tabelle 4.7 – Druck- und Temperaturabhängigkeiten der Viskositäten der Versuchsöle: RODERMUND-Modell (gemessen am ITR/ermittelt am IMK)	81
Tabelle 4.8 – Temperaturabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar (gemessen am ITR)	81
Tabelle 4.9 – Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle (gemessen am ITR)	82
Tabelle 4.10 – Pressungen und Kräfte am Zwei-Scheiben-Prüfstand	83
Tabelle 4.11 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (GLYCOL)	83

Tabelle 4.12 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (DEXRON).....	84
Tabelle 6.1 – Materialparameter zur Simulation der Kontaktpressung.....	115
Tabelle 6.2 – Fluidparameter zur Simulation der Flüssigkeitsreibung (glatte Scheiben)	127
Tabelle 6.3 – Fluidparameter zur Simulation der Mischreibung (raue Scheiben).....	137
Tabelle 6.4 – Fluid- und Festkörperparameter Schererwärmung [119]	137
Tabelle 6.5 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Pressung. (rau, T = 40 °C, v = 10 m/s)	139
Tabelle 6.6 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur. (rau, v = 10 m/s, p = 1250 MPa).....	142
Tabelle 6.7 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit. (rau, T = 40 °C, p = 1250 MPa).....	145
Tabelle 6.8 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit. (rau, T = 80 °C, p = 1250 MPa).....	145
Tabelle 6.9 – Materialparameter zur Simulation des adhäsiven Verschleißes [157]	153
Tabelle 6.10 – Simulierte maximale Verschleißtiefe und Verschleißmasse	159
Tabelle 6.11 – Experimentell ermittelte maximale Verschleißtiefe und Verschleißmasse	159

1 Einleitung

Introduction

Eines der Kernanliegen heutiger Produktentwicklungsprozesse ist die Reduzierung von Reibung in tribologisch belasteten Systemen. Reibung ist nicht nur selbst eine (meist) unerwünschte Verlustgröße sondern kann auch unerwünschten Verschleiß zur Folge haben, welcher sich als fortschreitender Materialverlust aus der Oberfläche äußert. Verschleiß kann daher die Funktionsfähigkeit eines Maschinenelements signifikant beeinflussen. Die Mechanismen der Reibung und des Verschleißes einschließlich der Wirkung von Schmierstoffen werden im Rahmen der wissenschaftlichen Disziplin *Tribologie* behandelt.

Die Ausprägungen von Reibung und Verschleiß sind nicht allein abhängig von material-spezifischen Kennwerten. Vielmehr sind beide Phänomene abhängig vom Aufbau des jeweiligen tribologischen Systems – oder genauer, vom Aufbau des *Tribosystems*. Ein Tribosystem ist eine abstrahierte Modelldarstellung eines allgemeinen tribologischen Problems und besteht immer aus den Strukturelementen *Grundkörper*, *Gegenkörper*, *Zwischenmedium* und *Umgebungsmedium*. Die Strukturelemente beeinflussen sich sowohl gegenseitig als auch das Reibungs- und Verschleißverhalten des Tribosystems als solches. Als Kernparameter zur Beschreibung eines Tribosystems sind neben der äußeren Belastung vor allem die Parameter des Werkstoffes, die Kontaktgeometrie und die Oberflächenbeschaffenheit zu nennen. Das *Zwischenmedium* (zum Beispiel Öl) kann dabei entweder einen reibungssteigernden oder einen reibungsmindernden Einfluss besitzen.

Bereits aus der Zeit des alten Ägypten ist bekannt, dass einer hohen Reibung mit dem Einsatz von Schmiermitteln entgegnet wurde. So wurde im Grab des altägyptischen Fürsten DJEHUTHIHOPE eine Wandmalerei (circa 1880 v. Chr.) entdeckt, die den Transport einer Statue zu seinen Ehren darstellt [1]. Auf der Malerei ist deutlich zu erkennen, dass einer der Arbeiter einen Schmierstoff vor den Schlitten ausgießt, um augenscheinlich die Reibkraft und somit die von den ziehenden Arbeitern aufzubringende Leistung zu reduzieren (Abbildung 1.1).

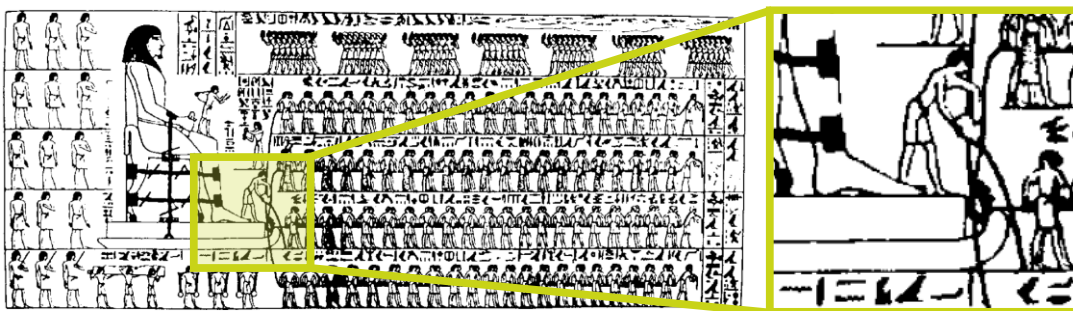


Abbildung 1.1 – Wandmalerei im Grab des DJEHUTHIHOPE: Reibungsreduzierung zum Transport einer Statue, circa 1880 v. Chr. [1]

Frühneuzeitliche Untersuchungen zur Reibung erfolgten unter anderem Ende des 15. Jahrhunderts durch den Universalgelehrten LEONARDO DA VINCI¹ (1452-1519). Aus seinen Untersuchungen (Abbildung 1.2) schlussfolgerte er, dass die Höhe der Reibkraft unabhängig von der Größe der Kontaktfläche ist und nur von der Normalkraft und dem Reibungskoeffizienten beeinflusst wird.

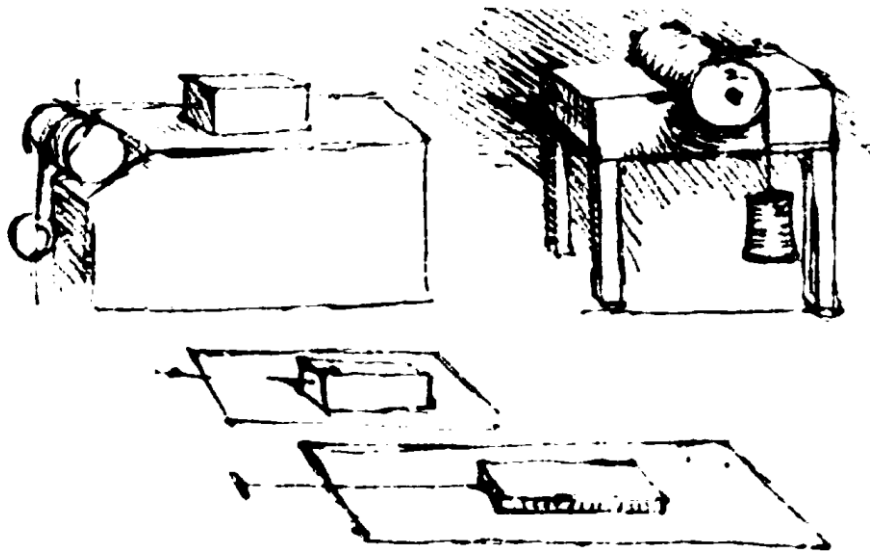


Abbildung 1.2 – Skizzen zur Untersuchung der Reibung von LEONARDO DA VINCI, circa 1500 n. Chr. [2]

Im 17. Jahrhundert wurde dieser Zusammenhang von GUILLAUME AMONTONS² (1663-1705) wiederentdeckt und ist daher heute unter dem Begriff *Erstes AMONTONS'sches Gesetz* bekannt. AMONTONS beschrieb auch die Proportionalität des Zusammenhangs zwischen der Normalkraft und der Reibkraft eines Tribosystems, welche als *Zweites AMONTONS'sches Gesetz* Eingang in die Wissenschaft gefunden hat. Spätere Untersuchungen aus dem 18. Jahrhundert von CHARLES AUGUSTIN DE COULOMB³ (1736-1806) zeigten, dass sich die Reibungskräfte für die beiden Fälle der *Haftreibung* und der *Gleitreibung* unterscheiden können. Diese *äußere Reibung* wird heute als *COULOMB'sche Reibung* bezeichnet. Die *innere Reibung* hingegen beschreibt die in einem gegebenenfalls vorliegenden Schmierfilm hervorgerufene Reibung.

¹ LEONARDO DA VINCI (1452-1519): *Italienischer Maler, Bildhauer, Architekt, Anatom, Mechaniker, Ingenieur und Naturphilosoph. Aufgrund seiner wegweisenden Arbeiten in den verschiedensten Disziplinen gilt er als Prototyp des Universalgelehrten. Neben seiner künstlerischen Aktivität (Mona Lisa, Das Abendmahl) war er vor allem als Erfinder und Ingenieur tätig. So entwarf er unter anderem die erste, schriftlich dokumentierte Version eines Helikopters.*

² GUILLAUME AMONTONS (1663-1705): *Französischer Physiker, welcher sich – neben Arbeiten zum Verhalten von Gasen (ideales Gastgesetz) – auch mit Fragen der Reibung beschäftigte.*

³ CHARLES AUGUSTIN DE COULOMB (1736-1806): *Französischer Physiker, Begründer der Elektro- und Magnetostatik. Im Bereich der Mechanik beschäftigte er sich vor allem mit der Erforschung der Haftreibung sowie der inneren Reibung von Flüssigkeiten.*

Reibung weist eine starke Abhängigkeit von der Normalbelastung auf, welche zu einer elastischen Deformation der Kontaktpartner führt. Zwischen zwei sich berührenden Körpern bildet sich durch die Deformation eine Kontaktfläche und eine Kontaktpressung aus. Eine ausführliche analytische Untersuchung dieser elastischen Deformation erfolgte erstmals im 19. Jahrhundert durch HEINRICH HERTZ⁴ (1857-1894). Er leitete eine analytische Lösung des Kontaktproblems für konvex gekrümmte Körper her, welche in der Praxis noch heute eine breite Verwendung findet und als *HERTZ'sche Theorie* bekannt ist. JOSEPH BOUSSINESQ⁵ (1842-1929) beschrieb im Jahr 1885 analytisch die Verformung von Volumenkörpern, die mit einer Punktlast beaufschlagt werden. Moderne Berechnungsmethoden greifen diese Theorie im Rahmen des *Halbraummodells* auf und können dabei auch lokal unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten berücksichtigen. Darüber hinaus existieren heute diverse Rechen- und Lösungsalgorithmen für allgemeine dreidimensionalen Kontaktprobleme im Rahmen der *Finite-Elemente-Methode*.

Im Bereich der Verschleißmodellierung sollen an dieser Stelle vor allem die Arbeiten von JOHN F. ARCHARD⁶ und GERD FLEISCHER⁷ Erwähnung finden. JOHN F. ARCHARD stellte im Jahr 1953 ein Modell zur Beschreibung der Wechselwirkungen zwischen der Belastung, dem Gleitweg und der Oberflächenhärte auf der einen Seite und dem hervorgerufenem Verschleißvolumen auf der anderen Seite vor. Dieser proportionale Zusammenhang wird dabei durch den – meist empirisch ermittelten und vom Tribosystem abhängigen – *ARCHARD-Verschleißkoeffizienten* beschrieben. Von GERD FLEISCHER wurde Jahr 1980 die Beschreibung von Reibung und Verschleißes mittels eines energiebasierten Ansatzes vorgestellt.

Moderne Untersuchungen von Reibungs- und Verschleißvorgängen in tribologischen Kontakten von Maschinenelementen erfolgen hauptsächlich auf zwei ineinandergreifenden Pfaden: Simulation und Versuch. Die große Anzahl möglicher Einflussfaktoren auf das Reibungs- und Verschleißverhalten erschwert dabei das Ableiten universell gültiger Aussagen. Verschiedene Prüfmethode und Prüfkategorien suchen deshalb jeweils die Beschreibung eines Teilgebietes mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden: vom Feldversuch unter realen Bedingungen bis hin zum Modellversuch an stark vereinfachten Modellkontakten. Einige gängige und weit verbreitete Prüfmethode haben dabei Eingang in verschiedene Normen gefunden. Als beson-

⁴ HEINRICH RUDOLF HERTZ (1857-1894): *Deutscher Physiker, der vor allem durch seine Arbeiten auf dem Gebiet der elektromagnetischen Wellen bekannt wurde. Daneben befasste er sich aber auch mit der hier beschriebenen elastischen Verformung im Kontakt zweier konvexer Körper.*

⁵ JOSEPH BOUSSINESQ (1842-1929): *Französischer Mathematiker und Physiker, zeitweise Professor für Differential- und Integralrechnung an der Universität Lille I, später für Physik und Mechanik an der Sorbonne in Paris.*

⁶ JOHN FREDERICK ARCHARD (1918-1989): *Britischer Ingenieur, der vor allem durch seine Arbeiten auf dem Gebiet des Verschleißes bekannt wurde. Er war unter anderem Hochschullehrer (Reader) an der University of Leicester sowie Mitglied der Physical Society of London.*

⁷ GERD FLEISCHER (1927-2018): *Deutscher Ingenieur und Professor für Konstruktions- und Tribotechnik und verantwortlich für die Koordinierung der Grundlagenforschung im Bereich der Tribologie an den Hochschulen der DDR. Herausgeber des Fachbuches „Verschleiß und Zuverlässigkeit“ (1980).*

ders weit verbreitete Bauteil- und Modellprüfstände seien das Wälzlagerschmierstoffprüfgerät FE8, der FZG-Verspannungsprüfstand für Zahnräder und der Zwei-Scheiben-Prüfstand genannt. Sie alle eint, dass sie einen metallischen, geschmierten Tribokontakt bereitstellen, welcher sowohl durch eine Normalkraft als auch durch eine Relativbewegung belastet wird – zwei notwendige Bedingungen für das Auftreten von Verschleiß. Die genormten Prüfungen dienen dabei vorrangig der Untersuchung des Einflusses verschiedener Schmierstoffe auf die Verschleißgefährdung von Maschinenelementen.

Aufgrund der großen Bandbreite verschiedener tribologischer Fragestellungen – welche zudem häufig nicht analytisch zugänglich sind – werden heutzutage meist numerisch basierte Simulationsmodelle entwickelt und verwendet. Sie sollen entweder kosten- und zeitintensive Prüfprozeduren komplett ersetzen oder zumindest deren Umfang verringern und die Interpretation von experimentell ermittelten Ergebnissen erleichtern. Auch die gezielte Auswahl von versuchstechnisch näher zu untersuchenden Betriebspunkten gehört zu den Aufgaben von Simulationsmodellen. Die simulative Vorhersage von Verschleiß gehört aufgrund der komplexen Einflussmechanismen – vor allem aus den Bereichen der Mechanik, Thermodynamik und Chemie – noch immer zu den schwierigsten Gebieten der Tribosimulation. Auch moderne Simulationsmodelle bilden daher immer nur ein Teilgebiet des gesamten Problems ab.

Auf dem Gebiet der Kontinuumsmechanik werden Materialmodelle zur Beschreibung zyklischer Beanspruchungen von Bauteilen oder Volumenelementen entwickelt. MICHAEL M. KHONSARI und ALI BEHESHTI konnten im Jahr 2010 solche Modelle erfolgreich auf den Kontakt zwischen einzelnen Rauheitshügeln der Oberflächen von Grund- und Gegenkörper eines Tribosystems übertragen. Mit Hilfe physikalisch beschreibbarer Materialparameter kann die Wahrscheinlichkeit für das Ablösen eines einzelnen Verschleißpartikels in der Größenordnung eines Rauheitshügels berechnet werden. In Kombination mit der ARCHARD-Gleichung ist somit ein erster *numerischer* Zusammenhang zwischen der Belastung eines Tribosystems und dem entstehenden Verschleißvolumen gegeben, wodurch ein weiterer entscheidender Schritt in Richtung eines umfassenden numerischen Modells gemacht wurde.

2 Grundlagen der Tribologie

Fundamentals of Tribology

Im Kapitel *Grundlagen der Tribologie* werden die Grundlagen der in dieser Arbeit behandelten Thematik aufbereitet und zusammengefasst. Dazu wird zuerst das Tribosystem als zentrales Beschreibungsobjekt der Tribologie definiert. Die Prozesse, die innerhalb des Tribosystems ablaufen, werden in die Bereiche Kontaktmechanik, Reibung und Verschleiß untergliedert. Neben dem Grund- und Gegenkörper tritt in einem Tribosystem der Schmierstoff als Zwischenmedium auf. Seine Eigenschaften sind von besonderem Interesse, da sie sowohl bei Vollschmierung als auch in der Mischreibung das mikro- und makroskopische Verhalten des Tribosystems maßgeblich beeinflussen.

In the chapter Fundamentals of Tribology, the basics of the topic dealt with in this thesis are prepared and summarized. First of all, the tribosystem is defined as the central object of tribological investigations. The processes that take place within the tribosystem are divided into the areas of contact mechanics, friction and wear. In addition to the basic body and counter body, the lubricant acts as an intermediate medium in a tribosystem. Its properties are of particular interest, as they have a decisive influence on the micro- and macroscopic behaviour of the tribosystem in both, full and mixed lubrication.

2.1 Tribosystem

Die wissenschaftliche Disziplin, innerhalb welcher die Mechanismen *Kontaktmechanik*, *Reibung* und *Verschleiß* untersucht werden, wird seit den 1960er-Jahren unter dem Begriff *Tribologie* zusammengefasst. Der Ingenieur PETER JOST⁸ hat mit seinen Untersuchungen zur ökonomischen gesamtwirtschaftlichen Relevanz der Tribologie einen entscheidenden Beitrag zu dieser Begriffsfindung geleistet [3, 4]. Der Begriff *Tribologie* ist aus dem Griechischen abgeleitet und bedeutet wörtlich übersetzt *Reibungslehre* ($\tau\rho\iota\beta\eta$ /*tribein* = reiben und $\lambda\omicron\gamma\omicron\zeta$ /*logos* = Lehre). Von JOST selbst wurde der Begriff folgendermaßen definiert [3]:

„Tribology is the science and technology of interacting surfaces in relative motion and of the practices related thereto.“

Die Wissenschaft der Tribologie behandelt also die qualitative und quantitative Erforschung von Reibung und Verschleiß unter Berücksichtigung der zugehörigen Schmierungs-technik. Von der deutschen *Gesellschaft für Tribologie* (GfT) wurde aufbauend auf JOSTs Definition im Jahr 2002 der Begriff im GfT-Arbeitsblatt 7 [5] wie folgt definiert:

„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.“

Tribologische Problemstellungen treten in einer großen Anzahl von technischen und nicht-technischen Systemen auf. Im Maschinenbau sind vor allem Systeme aus den Bereichen der Gleit- und Wälzlager, der Führungen, der Fertigungs- und Umformtechnik oder der Fluidtechnik von Interesse. Neben der Vermeidung – oder zumindest der Minimierung – von Verschleiß kommt auch der Optimierung von Reibung eine herausragende Bedeutung zu. Der im modernen Maschinen- und Anlagenbau immer größer werdende Bedarf nach einem energieeffizienten Betrieb steigert somit auch den Bedarf nach einer Verringerung von Reibungsverlusten enorm. Eine Expertenstudie der GfT aus dem Jahr 2019 beleuchtete das Potenzial der Tribologie, einen relevanten Beitrag zu der aktuellen Herausforderung zur Reduzierung von CO₂-Emissionen zu leisten [6]. So ließen sich beispielweise die Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren durch tribologische Maßnahmen um bis zu 12.1 % verringern, was hochgerechnet auf die in der Bundesrepublik Deutschland zugelassenen Fahrzeuge einer Reduzie-

⁸ HANS PETER JOST (1921-2016): *Britischer Ingenieur, gilt durch die Verwendung des Begriffes „Tribologie“ in einem Report des „Committee of the British Department (Ministry) of Education and Science“ über die monetären Verluste der Wirtschaft des Vereinigten Königreiches durch Reibung, Verschleiß und Korrosion (ca. 1.4% des BIP) als Begründer der Wissenschaft der Tribologie.*

rung der CO₂-Emissionen um circa 22 Millionen Tonnen entspräche. Alleine durch diese Reibungsreduzierung ließen sich somit bereits 6,4 % der von der Bundesregierung bis zum Jahr 2030 insgesamt angestrebten CO₂-Reduzierung erreichen.

Von der Reibungsreduzierung unberührt bleiben tribologische Systeme, die ohne Reibung nicht funktionieren würden – wie beispielsweise kraftschlüssige Kupplungen, Autoreifen oder Klemmverbindungen. Da tribologische Problemstellungen immer von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst werden (Material, Schmierstoff, Oberflächenbeschaffenheit etc.), sind auch die tribologischen Systeme selbst immer von stark komplexer Natur. Um dennoch einen systematischen Zugang zu ihnen erhalten zu können, werden diese zu sogenannten *Tribosystemen* abstrahiert, welche jeweils aus den vier Elementen *Grundkörper*, *Gegenkörper*, *Zwischenmedium* und *Umgebungsmedium* bestehen (Abbildung 2.1). Durch diese Abstraktion kann jede beliebige tribologische Problemstellung auf ein elementares Tribosystem zurückgeführt und mit ähnlichen Methoden analysiert werden. Das Tribosystem wird dabei durch eine gedachte Systemgrenze von der Umwelt getrennt.

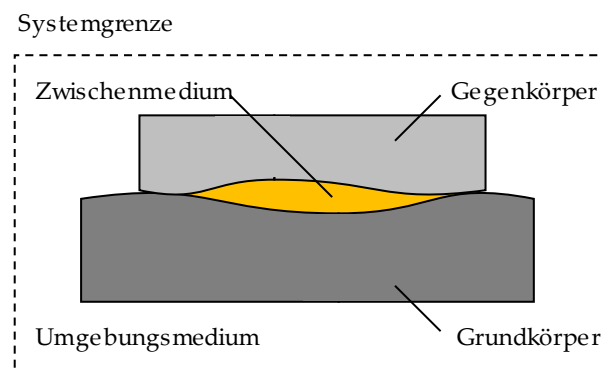


Abbildung 2.1 – Tribosystem

Eine von vielen möglichen Klassifizierungen von Tribosystemen erfolgt anhand ihrer *Funktion* in *offene* und *geschlossene* Systeme. Nach CZICHOS⁹ [7] erfüllen *offene* Tribosysteme eine vorrangig stoffbezogene Funktion. Die beteiligten Strukturelemente können während des Prozesses die Systemgrenze überschreiten oder ihre Rolle in der Struktur mit der Zeit ändern. Die technische Funktionsfähigkeit von offenen Tribosystemen wird nur durch den Verschleißprozess des Grundkörpers bestimmt. *Geschlossene* Tribosysteme zeichnen sich hingegen durch eine hauptsächlich energie- oder signalbezogene Funktion aus. Alle Strukturelemente bleiben während des gesamten Prozesses Teil des Systems. Die Funktionsfähigkeit des Systems wird durch Abnutzungs- und Verschleißprozesse aller Strukturelemente beeinflusst.

Ein Tribosystem wird immer auch durch Umwelteinflüsse beansprucht, welche in das Tribosystem als Eingangsgrößen **X** eintreten und als Ausgangsgrößen **Y** oder Verlustgrößen **Z** wieder austreten. Die tribologischen Prozesse innerhalb des Tribosystems wandeln also in

⁹ HORST CZICHOS (*1937): *Deutscher Ingenieur und Physiker, ehemaliger Leiter der Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung in Berlin sowie Honorarprofessor an der Hochschule für Technik in Berlin.*

einer Funktion $X \rightarrow Y$ beziehungsweise $X \rightarrow Z$ die Eingangs- in Ausgangs- und Verlustgrößen um. Als Eingangsgrößen werden meist Größen wie Kinematik, Normalbelastung, Relativgeschwindigkeit, Summengeschwindigkeit, Temperatur oder Beanspruchungsdauer verstanden. Die Ausgangsgrößen bestehen weitestgehend aus Bewegung, Kraft, Moment, mechanischer Energie, Stoffgrößen und Signalgrößen. Als (meist) unerwünschte Verlustgrößen werden Reibung, Verschleiß, Wärme sowie akustische und elektrische Emissionen angesehen. Die Definition von Ausgangs- und Verlustgrößen kann sich jedoch je nach betrachtetem Tribosystem ändern, da beispielsweise – wie zuvor bereits erwähnt – eine kraftschlüssige Kupplung ihre Funktion nicht ohne das Auftreten von Reibung erfüllen kann und die Reibung daher für dieses System eine Ausgangs-, und keine Verlustgröße darstellt.

2.2 Kontaktmechanik

2.2.1 Kontaktkinematik

Ein Tribosystem wird mindestens durch die beiden Eingangsgrößen Normalbelastung (F_N) und Relativgeschwindigkeit (u_r) beansprucht. Die Relativgeschwindigkeit wird dabei durch eine Relativbewegung hervorgerufen, welche in die *Elementarbewegungsformen* Gleiten, Rollen, Bohren und Stoßen unterteilt werden kann, wie in Abbildung 2.2 dargestellt. Bei flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpern tritt *Strömen* (e) als weitere Bewegungsform auf. *Gleiten* (a) ist durch eine translatorische Bewegung zwischen Grund- und Gegenkörper in der Kontaktfläche gekennzeichnet. *Rollen* (b) beschreibt die Rotation des Gegenkörpers um eine Momentanachse in der Kontaktfläche. Das *Bohren* (c) ist als Rotation des Gegenkörpers senkrecht zur Kontaktfläche definiert. Als *Stoßen* (d) oder Prallen wird der intermittierende Kontakt durch eine translatorische Bewegung senkrecht zur Kontaktfläche bezeichnet.

Meist treten mehrere Elementarbewegungsformen gleichzeitig auf und überlagern sich zu *Zwischenbewegungsformen*. In Abbildung 2.3 sind die Zwischenbewegungsformen *Wälzen* (f), *Gleitbohren* (g) und *Rollbohren* (h) dargestellt. Beim Wälzen handelt es sich um eine Überlagerung von Rollen und Gleiten, was in der Praxis sehr häufig zu beobachten ist (beispielsweise in Wälzlagern oder in Zahnradkontakten). Eine zentrale Größe zur Beschreibung des Wälzens ist der (makroskopische) Schlupf s , welcher als das Verhältnis zwischen der Relativ- und der Summengeschwindigkeit (u_s) definiert ist (engl. *Slide-to-Roll Ratio*):

$$s = \frac{u_r}{u_s} = 2 \frac{u_2 - u_1}{u_1 + u_2} \quad (2.1)$$

Die Größen u_1 und u_2 beschreiben hier jeweils die Geschwindigkeiten von Grund- (1) beziehungsweise Gegenkörper (2).

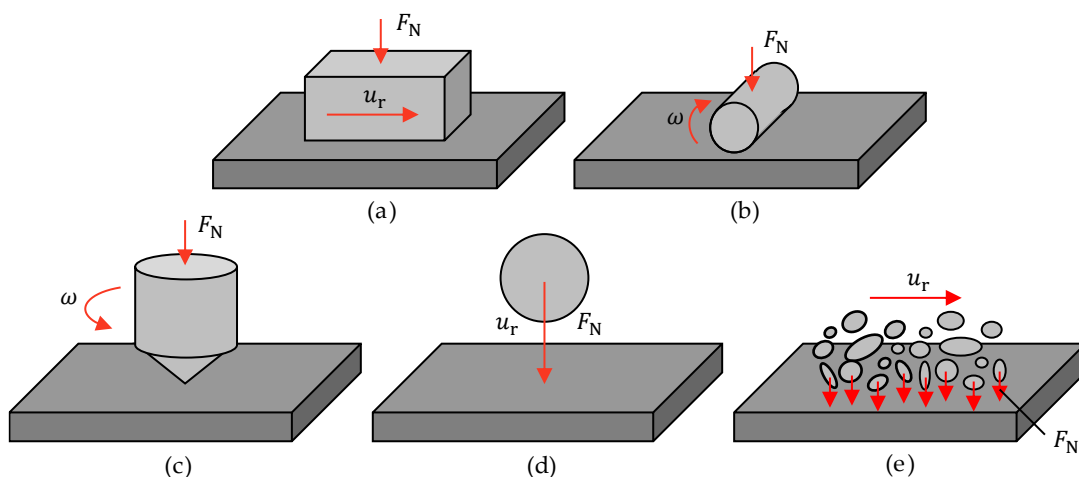


Abbildung 2.2 – Elementarbewegungsformen.

a) Gleiten; b) Rollen; c) Bohren; d) Stoßen; e) Strömen [7]

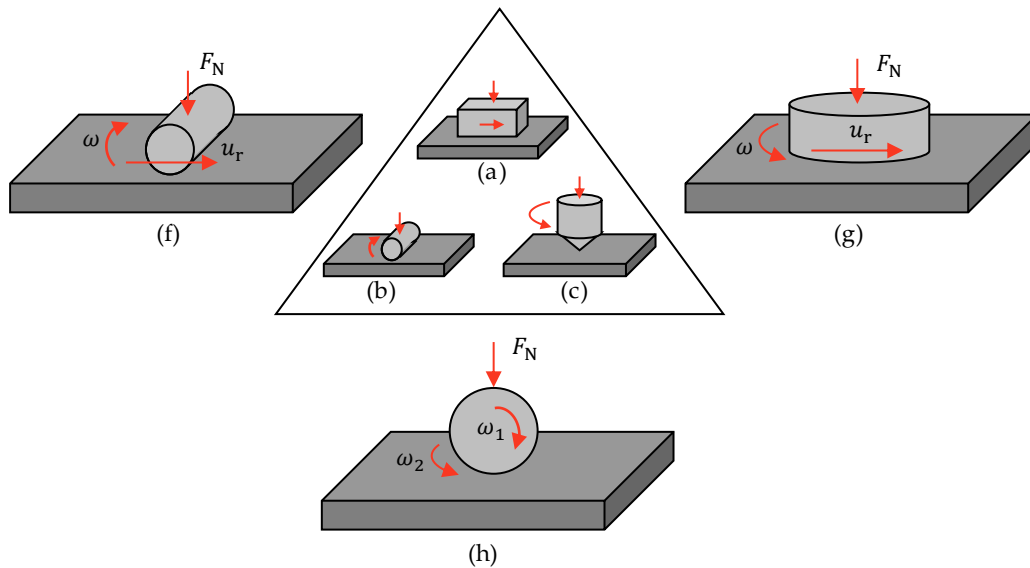


Abbildung 2.3 – Zwischenbewegungsformen.
f) Wälzen; g) Gleitbohren; h) Rollbohren [8]

2.2.2 Kontaktvorgänge

Zur näheren Betrachtung der Vorgänge im Kontakt, finden sowohl analytische als auch diskrete Modelle Anwendung. Zu den analytischen Modellen gehören die HERTZ'sche Theorie, verschiedene Last-Verformungs-Modelle sowie die Halbraumtheorie. Als diskrete Modelle werden meist in eindimensionaler Diskretisierung das Scheibenmodell, in zweidimensionaler Diskretisierung das (diskrete) Halbraummodell und in dreidimensionaler Diskretisierung die Finite-Elemente-Methode verwendet.

HERTZ'sche Theorie

Werden glatte Grund- und Gegenkörper eines Tribosystems durch eine Normalkraft F_N gegeneinander gepresst, verformen sich die oberflächen- und kontaktnahen Werkstoffbereiche elastisch (oder elasto-plastisch) und es bildet sich eine gemeinsame, ebene Kontaktfläche aus. HERTZ [9] beschrieb dieses Phänomen im Jahr 1881 unter der Annahme von glatten konvexen Oberflächen und homogenen Materialeigenschaften ausführlich. Demnach bildet sich für einen Punktkontakt eine ellipsenförmige Kontaktfläche A_0 aus:

$$A_0 = \pi a b \quad , \quad a = \xi \sqrt[3]{\frac{3 F_N}{E' \Sigma \rho}} \quad , \quad b = \eta \sqrt[3]{\frac{3 F_N}{E' \Sigma \rho}} \quad (2.2)$$

Die Ausdehnung dieser „HERTZ'schen“ Kontaktfläche wird durch die beiden charakteristischen Halbachsen der Ellipse, a und b , beschrieben, wie in Abbildung 2.4 dargestellt.

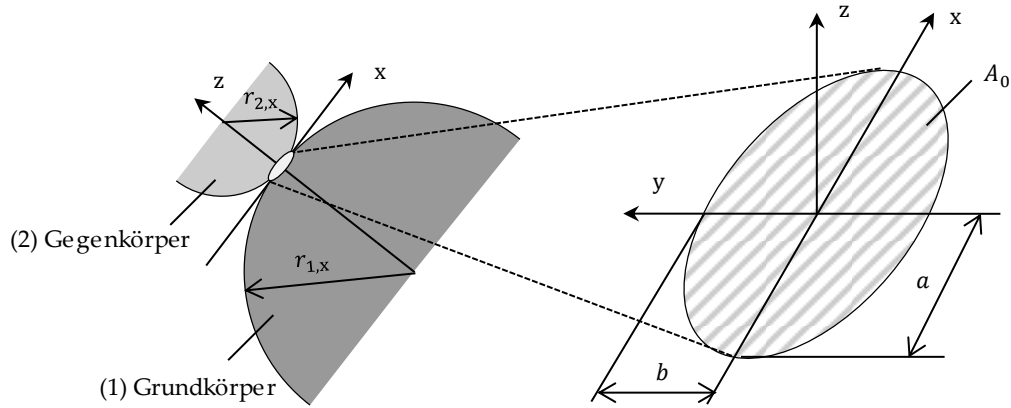


Abbildung 2.4 – HERTZ'sche Kontaktfläche im Punktkontakt

Die Größenbestimmung der beiden Halbachsen erfolgt unter Berücksichtigung der Normalkraft F_N , des Ersatz-Elastizitätsmoduls E' sowie der Krümmungssumme $\sum \rho$. Letztere wird durch die Summe der Krümmungen von Grund- und Gegenkörper in zwei zueinander orthogonalen und in der Kontaktebene liegenden Ebenen gebildet:

$$\sum \rho = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad , \quad \frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{1,x}} + \frac{1}{r_{2,x}} \quad , \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{1,y}} + \frac{1}{r_{2,y}} \quad (2.3)$$

Die Radien $r_{1,x}$ und $r_{1,y}$ sowie $r_{2,x}$ und $r_{2,y}$ beschreiben dabei die Hauptkrümmungsradien der beiden Kontaktpartner in der Kontaktzone – jeweils in der xz - beziehungsweise in der yz -Ebene (Abbildung 2.4). Der Ersatz-Elastizitätsmodul ist eine aus den beiden Elastizitätsmoduln E_1 und E_2 sowie den Querkontraktionszahlen ν_1 und ν_2 von Grund- und Gegenkörper gebildete Ersatzgröße:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.4)$$

Eine etablierte Größe zur Quantifizierung der Form der Kontaktfläche ist die Elliptizität κ . Sie beschreibt das Verhältnis der langen zur kurzen elliptischen Halbachse und kann nach BREWE und HAMROCK (1977) [10] mit Hilfe der Least-Squares-Methode approximiert werden:

$$\kappa = \frac{a}{b} \approx 1.0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.636} \quad (2.5)$$

Die Hilfsgrößen ξ und η können aus Tabellenwerken einschlägiger Literatur entnommen oder mit Hilfe des vollständigen elliptischen Integrals zweiter Art bestimmt werden [11]:

$$\xi = \left(\frac{2\kappa^2 \mathcal{E}}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad , \quad \eta = \left(\frac{2\mathcal{E}}{\pi \kappa} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.6)$$

Das darin enthaltene Integral erster Art (\mathcal{E}) kann ebenfalls mit Hilfe der Least-Squares-Methode approximiert [10] und somit folgendermaßen ausgedrückt [11] werden:

$$\mathcal{E} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{\frac{1}{2}} d\varphi \approx 1.0003 + \frac{0.5968}{\left(\frac{R_y}{R_x} \right)} \quad (2.7)$$

Durch die elastische Deformation der Kontaktpartner und der daraus folgenden Bildung einer ebenen Kontaktfläche nähern sich die Mittelpunkte der beiden Kontaktpartner um einen Betrag δ einander an:

$$\delta = \frac{\psi \sum \rho}{2} \left(\frac{3 F_N}{E' \sum \rho} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.8)$$

Auch die Hilfsgröße ψ kann aus Tabellenwerken entnommen oder mit Hilfe der vollständigen elliptischen Integrale erster und zweiter Art bestimmt werden [11]:

$$\psi = \frac{2\mathcal{F}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2\mathcal{E}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.9)$$

Das vollständige elliptische Integral erster Art (\mathcal{F}) kann erneut mit Hilfe der Least-Squares-Methode approximiert werden [10, 11]:

$$\mathcal{F} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{-\frac{1}{2}} d\varphi \approx 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{R_y}{R_x} \right) \quad (2.10)$$

Die Normalkraft ist auf eine glatte, ebene Fläche verteilt und kann somit in eine mittlere (nominelle) Pressung p überführt werden:

$$p = \frac{F_N}{A_0} \quad (2.11)$$

Aufgrund der Balligkeit der konvexen Kontaktpartner bildet sich eine inhomogene Verformung und eine glockenförmige Pressungsverteilung $p = p(x, y)$ über der Kontaktfläche aus, wie in Abbildung 2.5 dargestellt.

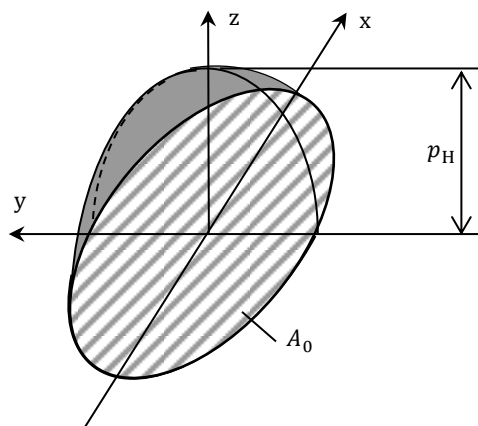


Abbildung 2.5 – HERTZ'sche Pressungsverteilung im Punktkontakt

Bei bekannter Kontaktfläche kann für jeden Punkt (x, y) die zugehörige Pressung bestimmt werden [11]:

$$p(x, y) = \frac{3}{2} \frac{F_N}{A_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.12)$$

Das Maximum liegt in der Mitte der Kontaktfläche an der Position $(x, y) = (0,0)$ und wird als *HERTZ'sche Pressung* p_H bezeichnet:

$$p_H = p(0,0) = \frac{3}{2} \frac{F_N}{A_0} = \frac{3}{2} p \quad (2.13)$$

Ein Sonderfall tritt ein, wenn Grund- und Gegenkörper nicht vollständig konvex sind, sondern beide die Form eines Zylinders aufweisen:

$$\frac{1}{r_{1,x}} \wedge \frac{1}{r_{2,x}} \rightarrow 0 \quad (2.14)$$

In diesem Fall bildet sich aus der ellipsenförmigen eine rechteckige Kontaktfläche (Abbildung 2.6), in welcher die lange Halbachse a durch die Hälfte der effektiven Kontaktlänge l ersetzt wird.

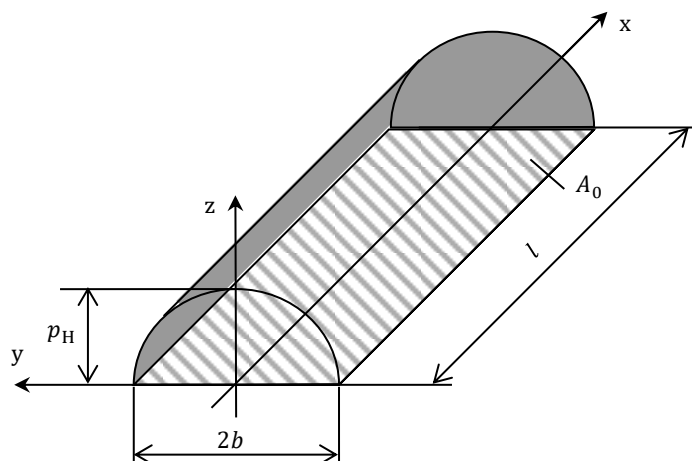


Abbildung 2.6 – HERTZ'sche Pressungsverteilung im Linienkontakt

Die Kontaktbreite b ergibt sich aus der Normalbelastung, den Kontaktradien, dem Ersatz-Elastizitätsmodul und der effektiven Kontaktlänge:

$$a = \frac{l}{2}, \quad b = \sqrt{\frac{8 F_N}{\pi l E' \Sigma \rho}} \quad (2.15)$$

Die nominelle Kontaktfläche eines Linienkontaktes ergibt sich zu:

$$A_0 = 2bl \quad (2.16)$$

Die ortsaufgelöste Pressung ist nur noch eine Funktion der Ortsvariable y :

$$p(y) = \frac{4}{\pi} \frac{F_N}{A_0} \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.17)$$

Der Maximalwert der Pressungsverteilung für den Linienkontakt wird auch hier als *HERTZ'sche Pressung* p_H bezeichnet und berechnet sich zu:

$$p_H = p(0) = \frac{4 F_N}{\pi A_0} = \frac{4}{\pi} p \quad (2.18)$$

Zahlreiche neuere Untersuchungen haben sich damit beschäftigt, die Höhe der HERTZ'schen Pressung beziehungsweise die daraus folgende Beanspruchung des Volumens unterhalb der Oberfläche mit der Betriebsfähigkeit des tribologisch beanspruchten Bauteils zu verknüpfen. Für einen vollgeschmierten Kontakt, in welchem ein die Oberflächen trennender Schmierfilm vorliegt, wird die Ermüdung des Volumens unterhalb der Oberfläche als der entscheidende Schadensmechanismus angesehen (Grübchenbildung) [12]. Eine rechnerische Bestimmung der zu erwartenden Lebensdauer erfolgt beispielsweise über die Berechnung der statistischen Wahrscheinlichkeit für die Initiierung und Ausbreitung von Rissen [13], wobei die Initiierung häufig auf eine im Material vorliegende Fehlstelle zurückgeführt werden kann [14]. Eine Übertragung dieser Ansätze auf die Tribokontakte in Wälzlagern erfolgte unter anderem von LUNDBERG und PALMGREN (1947) [15] und ermöglicht die rechnerische Abschätzung der Lebensdauer dieser Maschinenelemente.

Last-Verformungs-Beziehungen für den Linienkontakt

Untersuchungen zur elastischen Verformung glatter Kontaktpartner im Linienkontakt wurden durch diverse Autoren durchgeführt und veröffentlicht. Von LUNDBERG (1939) [16] wurde ein analytischer Ansatz zur Berechnung der Verformung im Linienkontakt veröffentlicht. Dabei nimmt er für den Bereich außerhalb der eigentlichen Kontaktzone einen sich unendlich ausdehnenden Halbraum an. Er beschreibt in seiner Arbeit, dass im einfachen Kontakt zwischen einem Zylinder und einer Ebene an den Enden des Zylinders überhöhte Kontaktpressungen auftreten, was noch heute ein häufiges Problem darstellt – beispielsweise für Zylinderrollenlager. Als Gegenmaßnahme schlug er eine logarithmische Profilierung des Zylinders vor, welche den Belastungsverlauf widerspiegeln und somit das Auftreten von Kantenspannungen vermeiden soll. Die logarithmische Rollenprofilierung und die von LUNDBERG entwickelte Last-Verformungs-Beziehung für den Linienkontakt haben den Weg in die internationale Normung gefunden [17].

Von LUNDBERG und SJÖVALL (1979) [18] wurde die elastische Verformung δ als Funktion der Last sowie der Geometrie- und Materialparameter ausgedrückt:

$$\delta = \frac{2 F_N}{\pi l E'} \ln \left(\frac{\pi l^2 E'}{F_N (1+\gamma)} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.19)$$

Auch PALMGREN (1959) [19] betrachtete in seinen Arbeiten die Last-Verformungs-Beziehungen in linienförmigen Kontakten und fokussierte sich dabei gezielt auf die Berechnung von Kontaktvorgängen in Zylinderrollenlagern. Aufbauend auf den Arbeiten von LUNDBERG be-

trachtete KUNERT (1961) [20] zusätzlich die Spannungen unterhalb der Oberfläche – unter Berücksichtigung der Spannungsüberhöhungen an den Enden der Zylinder. Aus den dadurch ebenfalls erhöhten Spannungen unterhalb der Oberfläche leitete er eine Verminderung der Lebensdauer von Wälzlagern ab und entwickelte sowohl eine Last-Verformungs-Beziehung, als auch eine Empfehlung zur Korrektur der Zylinderrollenprofilierung. TRIPP (1985) [21] berücksichtigte in der Berechnung der elastischen Einfederung eines Zylinders in eine glatte Ebene zusätzlich die Dicke eben dieser Ebene. Sein Modell lässt sich auf das Last-Verformungs-Verhalten von Wälzlagerkontakten unter Berücksichtigung der Dicke der Lagerringe beziehungsweise der Gehäusewand übertragen. Von HOUPERT (2001) [22, 23] wurden verschiedene Last-Verformungs-Modelle miteinander verglichen. Er kam zu dem Schluss, dass der Ansatz nach TRIPP die genauesten Ergebnisse liefere. Zusätzlich erarbeitete er approximierte Lösungen zur Auflösung nicht-linearer Last-Verformungs-Beziehungen nach der Belastung. Von BRANDAU und POLL (2002) [24] wurden asymmetrische Schienenprofilierungen und deren Auswirkung auf die Ausbildung von Verschleiß im Rad-Schiene-Kontakt untersucht. Als weitere Autoren, die sich mit dem Last-Verformungs-Verhalten beschäftigt haben, seien an dieser Stelle REUSNER (1977) [25], ROTHBART (1985) [26] sowie YOUNG und ROARK (1989) [27] genannt.

Theorie des elastischen Halbraums

Eine weitere Methode zur analytischen Beschreibung von Kontaktvorgängen ist die Überführung der geometrisch endlichen Kontaktkörper in ein Modell des in zwei Raumrichtungen unendlichen elastischen Halbraums, was ausführlich von CERRUTI¹⁰ (1882) [28], BOUSSINESQ (1885) [29] und LOVE¹¹ (1929) [30] behandelt wurde. Im Allgemeinen sind dabei vor der Lösung des Problems sowohl die reale Kontaktfläche, als auch die reale Pressungsverteilung nicht bekannt, weshalb die Näherungslösung über ein iteratives Vorgehen ermittelt werden muss. Dazu werden zuerst die Verformung d an der Stelle (x, y) und die Pressung p an der Stelle (x', y') durch ein die Wechselwirkung beschreibendes Gleichungssystem miteinander in Verbindung gebracht [31]:

$$d(x, y) = \left[\frac{(1-\nu^2)}{\pi E} \int_{(\Omega)} \int \frac{dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} \right] p(x', y') \quad (2.20)$$

Eine entscheidende Rolle spielt somit – neben den Materialparametern E und ν – der direkte Abstand $\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}$ zwischen zwei jeweils betrachteten Punkten, wie in Abbildung 2.7 schematisch dargestellt.

¹⁰ VALENTINO CERRUTI (1850-1909): *Italienischer Physiker und Professor für rationale Mechanik an der Universität Rom. Er beschäftigte sich vor allem mit Problemstellungen der Elastizitätstheorie, war nebenbei jedoch als Generalsekretär des Bildungsministeriums auch politisch tätig.*

¹¹ AUGUST EDWARD HOUGH LOVE (1863-1940): *Englischer Mathematiker, Professor für theoretische Physik an der Universität Oxford. Er betätigte sich mit seinen Forschungsarbeiten hauptsächlich auf dem Gebiet der theoretischen Kontinuumsmechanik.*

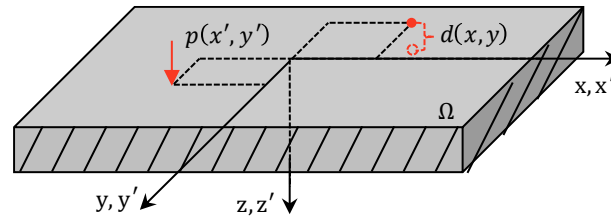


Abbildung 2.7 – Elastischer Halbraum [31]

Die Materialparameter und Geometrievariablen des Gleichungssystems können zur Einflussmatrix C zusammengefasst werden:

$$C(x, y, x', y') = \frac{(1-\nu^2)}{\pi E} \int_{(\Omega)} \int \frac{dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} \quad (2.21)$$

Für unveränderliche Materialparameter reduziert sich die Einflussmatrix zu einer Funktion der absoluten Abstände $|x - x'|$ und $|y - y'|$. Der Zusammenhang (2.20) reduziert sich dann auf das folgende Gleichungssystem:

$$d(x, y) = C(|x - x'|, |y - y'|) p(x', y') = Cp \quad (2.22)$$

Diskretisierung des Kontaktes

Eindimensionale Diskretisierung durch das Scheibenmodell

Vor allem für Linienkontakte und unter der Annahme von glatten Oberflächen kann eine Kontakt-Diskretisierung vereinfachend in nur einer Dimension erfolgen. Der Grundkörper wird dabei als ebene Fläche betrachtet, während der (zylinderförmige) Gegenkörper in einzelne Scheiben konstanter oder variierender Dicke unterteilt wird. Die einzelnen Scheiben sind elastisch miteinander verbunden und beeinflussen sich gegenseitig in ihrer Lastaufnahme und Verformung. Durch die Diskretisierung in einer Raumrichtung können auch asymmetrische Profile oder Lastverteilungen sowie eine Schiefstellung des Gegenkörpers betrachtet werden.

Von HARRIS (1969) [32] wurden mittels eines Scheibenmodells die Auswirkungen von Schiefstellungen auf die Lastverteilung entlang der Rollen eines Zylinderrollenlagers untersucht. VESSELINOV (2003) [33] nutzte ebenfalls ein Scheibenmodell, nahm für die Geometrie der einzelnen Scheiben jedoch keine zylinderförmige Kontur an, sondern berücksichtigte auch für jede diskrete Scheibe die reale Profilierung der betrachteten Rolle. Von TEUTSCH und SAUER (2004) [34] sowie ausführlicher von TEUTSCH (2005) [35] wurde ein erweitertes Scheibenmodell vorgestellt, welches die Wechselwirkung zwischen den Scheiben durch eine Verbindung mittels elastischer Federelemente berücksichtigt. Durch TERWEY und BERGRATH (2015) [36] wurden simulativ für verschiedene Anwendungsfälle optimierte Rollenprofilierungen für Hybrid-Zylinderrollenlager bestimmt. Allen Ansätzen ist gemein, dass sie lediglich in eine Raumrichtung diskretisieren und somit einen Rechenzeit-Vorteil gegenüber mehrdimensionalen Diskretisierungsmethoden erlangen.

Zweidimensionale Diskretisierung durch das Halbraummodell

Für eine zweidimensionale Diskretisierung eines Kontaktes wird meist das Halbraummodell verwendet, für welches keine analytischen Lösungen vorliegen. Aufbauend auf den Arbeiten von JOHNSON (1985) [37] zeigte BARTEL (2010) [31] einen Weg, wie das Kontaktproblem im elastischen Halbraum numerisch gelöst werden kann. Dazu wird das zu betrachtende Kontaktgebiet in gleichmäßig verteilte und gleich große Rechtecke unterteilt. Die Steifigkeitsmatrix aus Gleichung (2.21) kann dann für Elementbreiten dx und dy folgendermaßen in diskreter Form dargestellt werden:

$$C(\hat{x}, \hat{y}) = \frac{1-\nu^2}{\pi \cdot E} \cdot \left\{ \begin{array}{l} (\hat{x} + a) \cdot \ln \left[\frac{(\hat{y}+b) + \sqrt{(\hat{y}+b)^2 + (\hat{x}+a)^2}}{(\hat{y}-b) + \sqrt{(\hat{y}-b)^2 + (\hat{x}+a)^2}} \right] + \\ (\hat{y} + b) \cdot \ln \left[\frac{(\hat{x}+a) + \sqrt{(\hat{y}+b)^2 + (\hat{x}+a)^2}}{(\hat{x}-a) + \sqrt{(\hat{y}+b)^2 + (\hat{x}-a)^2}} \right] + \\ (\hat{x} - a) \cdot \ln \left[\frac{(\hat{y}-b) + \sqrt{(\hat{y}-b)^2 + (\hat{x}-a)^2}}{(\hat{y}+b) + \sqrt{(\hat{y}+b)^2 + (\hat{x}-a)^2}} \right] + \\ (\hat{y} - b) \cdot \ln \left[\frac{(\hat{x}-a) + \sqrt{(\hat{y}-b)^2 + (\hat{x}-a)^2}}{(\hat{x}+a) + \sqrt{(\hat{y}-b)^2 + (\hat{x}+a)^2}} \right] \end{array} \right\} \quad (2.23)$$

$$a = \frac{dx}{2} \quad , \quad b = \frac{dy}{2} \quad (2.24)$$

$$\hat{x} = |x - x'| \quad , \quad \hat{y} = |y - y'| \quad (2.25)$$

Durch ein iteratives Vorgehen können die beiden unbekanntenen Vektoren der Pressungs- und Verformungsverteilung numerisch bestimmt werden.

Weitere entscheidende Arbeiten zur numerischen Lösung des Kontaktproblems wurden von LUBRECHT (1987) [38] und darauf aufbauend von VENNER (1991) [39] beziehungsweise von VENNER und LUBRECHT (2000) [40] veröffentlicht. In allen drei Arbeiten wurde der Kontakt in mehreren Dimensionen und in unterschiedlichen Netzfeinheiten diskretisiert, um Rechenschritte und damit Rechenzeit einsparen zu können. Neben der Ermittlung der Kontaktpressung erfolgte auch die Berechnung der Schmierfilmhöhe. Eine experimentelle Validierung dieses *Mehrgitterverfahrens* erfolgte unter anderem durch SMEETH und SPIKES (1997) [41]. Sie konnten zeigen, dass die numerische Lösung der minimalen Schmierfilmhöhe im Bereich von Pressungen unter 2.44 GPa leicht unterhalb experimentell ermittelter Vergleichswerte liegt, während sich dieses Verhältnis für höhere Drücke umkehrt.

Dreidimensionale Diskretisierung durch die Finite-Elemente-Methode

Eine dreidimensionale Diskretisierung des Kontaktes wurde beispielsweise durch DE MUL et al. (1986) [42] durchgeführt. Sie nutzten einige vereinfachende Annahmen, um auf Basis des Halbraummodells die dritte finite Dimension der Kontaktkörper hinzuzufügen und verglichen ihre Simulationsergebnisse mit Rechnung auf Basis der Finite-Elemente-Methode. SCHWACK (2020) [43] nutzte die Finite-Elemente-Methode zur Bestimmung der Pressungs- und Schlupfverteilung in Schrägkugellagern und Rotorblattlagern von Windenergieanlagen. REI-

CHERT (2020) [44] berücksichtige in seinem Finite-Elemente-Modell zusätzlich die Oberflächenrauigkeiten der Kontaktpartner und berechnete das Reibungs- und Verschleißverhalten an Gleitlagern in Mischreibung.

Eine dreidimensionale Diskretisierung eines Tribokontaktes bietet sich auch an, wenn elastische Umgebungsstrukturen berücksichtigt werden sollen. Dies ist vor allem dann von Relevanz, wenn die Umgebungsstrukturen als relativ weich angesehen werden müssen und somit relativ große elastische Verformungen erlauben. Als nachteilig erweist sich der um ein Vielfaches höhere Berechnungsaufwand, was beispielsweise eine Berücksichtigung lokaler Rauheitsstrukturen auf Mikrometerebene erschwert.

2.2.3 Raue Oberflächen

Oberflächencharakterisierung

Im Rahmen der HERTZ'schen Theorie wird angenommen, dass die kontaktierenden Oberflächenbereiche ideal glatt sind. Reale Oberflächen sind jedoch nicht ideal glatt sondern weisen geometrische Abweichungen und Unebenheiten in unterschiedlichen Größenordnungen auf. Diese Abweichungen von der geometrischen Idealform werden in die fünf Gruppen Formabweichung, Fehlstellen, Riefen, Welligkeit und Rauheit unterteilt, wie in Abbildung 2.8 schematisch dargestellt [45]. Die *Formabweichung* beschreibt großwellige Abweichungen der Ist-Geometrie vom Ideal (beispielsweise weicht die Ellipse von einer ideal kreisförmigen Kontur ab). *Fehlstellen* sind unbeabsichtigte Unterbrechungen einer ansonsten weitgehend homogenen Oberflächenstruktur, wie zum Beispiel Hiebmarken oder feste Ablagerungen. *Riefen* werden durch eine mechanisch-spanende Bearbeitung der Oberfläche erzeugt und weisen meist eine langwellige, sich wiederholende Struktur auf. Sind die zyklischen Wiederholungen von kurzweiliger Natur, spricht man von *Welligkeit* (oder Makrorauheit). Auch die Welligkeit kann durch eine spanende Bearbeitung hervorgerufen werden, wobei elastische Verformungen des Werkzeugs und des Werkstücks oder Vibrationen und Temperatureinflüsse mögliche Ursachen darstellen. Bei der (Nano- und Mikro-)Rauheit handelt es sich um sehr kurzweilige Abweichungen, welche als regel- oder unregelmäßige Abwechslung von *Hügeln* und *Tälern* auftreten. Diese Abweichungen treten meist im Mikrometerbereich auf und sind mit dem bloßen Auge nicht zu erkennen.

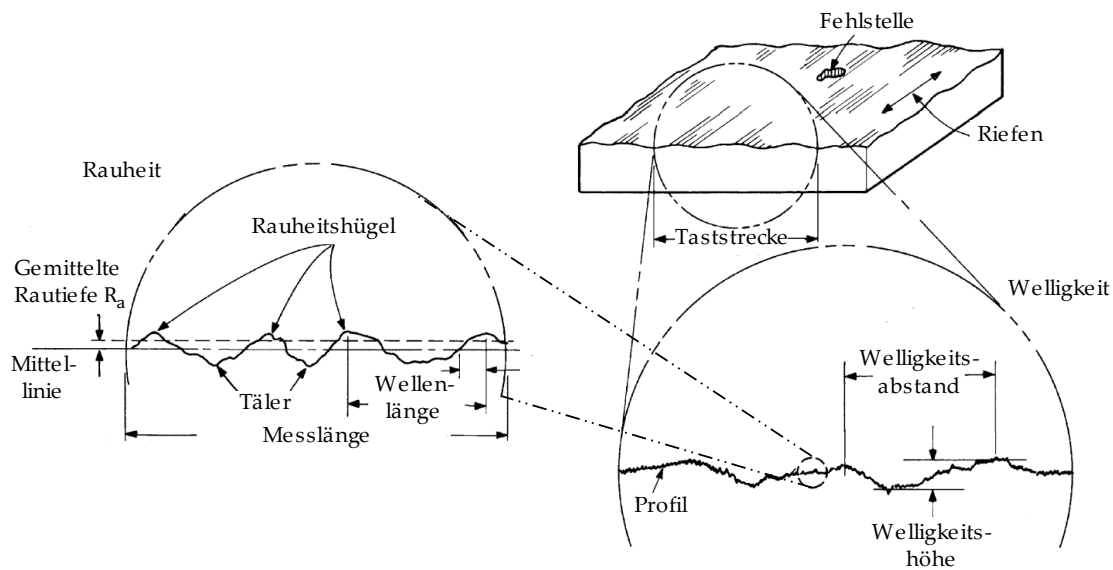


Abbildung 2.8 – Oberflächentopographie und geometrische Abweichungen [45]

Durch geeignete Wellenfilter kann aus einer zweidimensional abgetasteten Oberfläche die Formabweichung, die Welligkeit und die Rauheit abstrahiert werden, wie in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt.

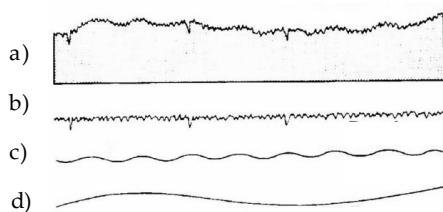


Abbildung 2.9 – Oberflächenprofil und seine Bestandteile:
 a) Gemessenes Profil;
 b) Rauheit;
 c) Welligkeit;
 d) Form [46]

Zur Charakterisierung von technischen Oberflächen haben sich verschiedene Messgrößen und -verfahren etabliert, welche in Abbildung 2.10 zusammenfassend dargestellt sind. Ein noch immer gängiger, jedoch nicht mehr genormter Kennwert zur Charakterisierung der (Mikro-)Rauheit ist die *gemittelte Rautiefe* R_z . Sie bildet den Mittelwert aus fünf Einzelrautiefen $R_{z,i}$, welche jeweils den Abstand zwischen dem höchsten Hügel $|R_{p,i}|$ zum tiefsten Tal $|R_{v,i}|$ einer zugehörigen Teilmessstrecke repräsentieren. Ein weiterer Kennwert ist der *arithmetische Mittenrauwert* R_a . Er bildet sich aus dem Integral der abgetasteten Strecke über der Messlänge l . Aufbauend auf dem arithmetischen Mittenrauwert hat sich der *quadratische Mittenrauwert* R_q aufgrund seiner geringeren Sensibilität gegenüber Ausreißern etabliert. Die *Profil-tiefe* P_t beschreibt den Abstand des höchsten Rauheitshügels zum tiefsten Tal. Werden kurzwellige Abweichungen herausgefiltert, entsteht aus dem Rauheitsprofil ein Welligkeitsprofil, aus welchem die *Wellentiefe* W_t bestimmt werden kann. Ein weiterer Kennwert ist der *Materialtraganteil* R_{mr} (auch ABBOTT-Kurve genannt). Er beschreibt das Verhältnis der Längen von „durchschnittenen“ Hügeln zur Gesamtmessstrecke auf einem zugehörigen Schnittniveau c .

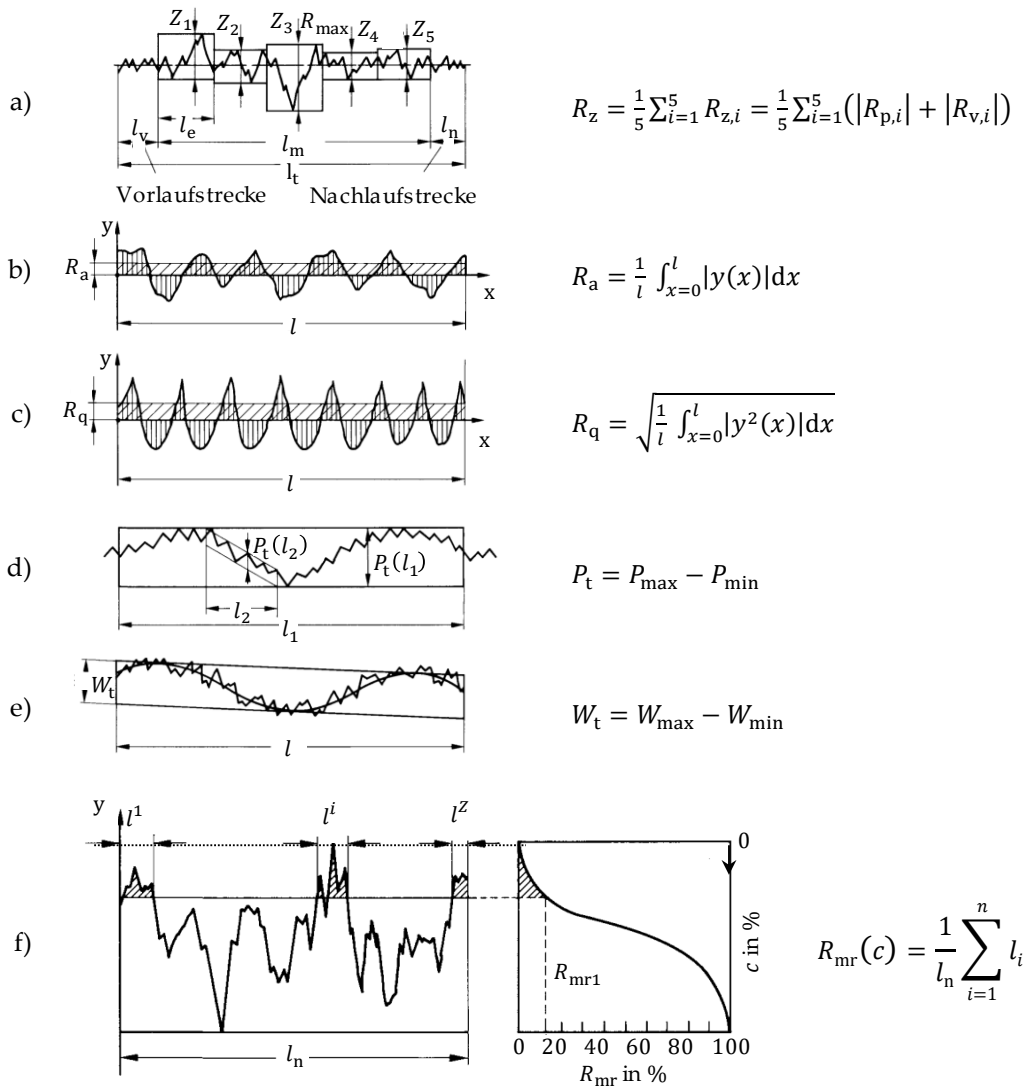


Abbildung 2.10 – Rauheitskennwerte [47]:

- a) Gemittelte Rautiefe; b) Arithmetischer Mittenrauwert;
- c) Quadratischer Mittenrauwert; d) Profiltiefe; e) Wellentiefe; f) Materialtraganteil

Kontaktpressung

Treten zwei raue Oberflächen in Kontakt, berühren sich ihre Oberflächen nicht vollflächig, wie in der HERTZ'schen Theorie vereinfachend angenommen, sondern es treten lediglich einzelne Rauheitshügel miteinander in Kontakt. Die wirklich kraftübertragende reale Kontaktfläche A_r besteht dann aus einer Vielzahl von Mikrokontaktflächen A^i , deren Summe kleiner ist, als die *scheinbare* HERTZ'sche Kontaktfläche A_0 . Aufgrund des Kräftegleichgewichts ist die an einem einzelnen Rauheitshügel i wirkende Kraft f^i im Allgemeinen höher, als eine entsprechende lokal wirkende Kraft bei vollflächiger Auflage, wie in Abbildung 2.11 schematisch dargestellt.

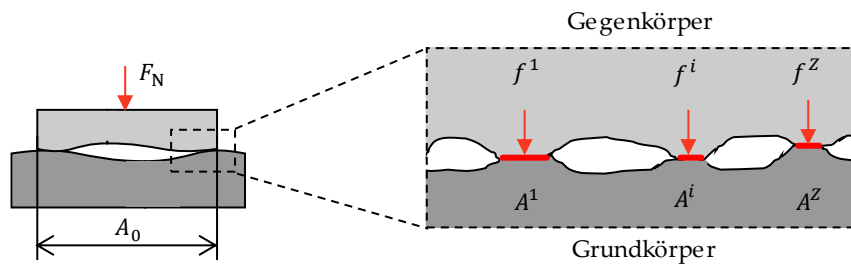


Abbildung 2.11 – HERTZ'sche und reale Kontaktfläche, gebildet aus mehreren Mikrokontaktflächen

Analog zur mittleren Pressung p kann eine reale Pressung p_r definiert werden, welche im Allgemeinen einen deutlich höheren Betrag aufweist:

$$A_r = \sum_{i=1}^Z A^i < A_0 \quad (2.26)$$

$$F_N = \sum_{i=1}^Z f^i \quad (2.27)$$

$$p_r = \frac{F_N}{A_r} \gg p \quad (2.28)$$

Bedingt durch die lokal erhöhten Kräfte und die gleichzeitig sehr kleinen Mikrokontaktflächen A^i (in der Größenordnung der Rauheitshügel) steigen auch die lokal wirkenden Mikropressungen p^i an. Die Mikropressungen stehen in direkter Wechselwirkung mit den lokalen Verformungen der einzelnen Rauheitshügel, welche sich wiederum gegenseitig beeinflussen. Dieser Zusammenhang kann – im Gegensatz zur analytisch lösbaren HERTZ'schen Theorie – nach heutigem Stand der Technik nur numerisch gelöst werden.

Die reale Kontaktfläche und die sich daraus ergebende Lastverteilung kann beispielsweise mittels eines stochastischen Ansatzes nach GREENWOOD und WILLIAMSON (1966) [48] ermittelt werden. GREENWOOD und WILLIAMSON untersuchten in ihren Arbeiten die Auswirkung unterschiedlicher Oberflächenprofile auf die sich ausbildende reale Kontaktfläche. Ein weiterer, deterministischer Ansatz geht auf die Arbeiten von WEBSTER und SAYLES (1986) [49] zurück. Sie berücksichtigten in ihrem Modell zur Last- und Flächenverteilung und zur elastischen Verformung eingeleasene reale Oberflächentopographien. Auch BAILEY und SAYLES (1991) [50] sowie später SAYLES (1996) [51] nutzten einen deterministischen Ansatz um die Pressungsverteilung in rauen Kontakten zu bestimmen. Der Fokus ihrer Arbeiten lag dabei auf der Bestimmung der Spannungsverteilung unterhalb der Oberfläche und der Auswirkung auf die Lebensdauer von Tribokontakten unter reiner Rollbeanspruchung. REN und LEE (1994) [52] betrachteten den rauen Kontakt unter besonderer Berücksichtigung der als *Performance Variables* bezeichneten Parameter *mittlere Spalthöhe* und *mittlere Mikropressung*. Sie untersuchten dazu numerisch eine große Bandbreite künstlich erzeugter Rauheitsprofile, werteten die Ergebnisse aus und fitteten sie mit Gleichungen. Weitergehende Untersuchungen zur Pressungs- und Spannungsverteilung im rauen Wälzkontakt wurden von GLEß (2009) [53] durchgeführt. Neben der simulativen Bestimmung der Werkstoffbeanspruchung und der daraus abgeleiteten

Lebensdauer des Bauteilvolumens führte er experimentelle Untersuchungen am Wälzkontakt zwischen zwei Scheiben durch.

Von BRECHER et al. (2016) [54] wurde eine Methode zur Berechnung der orts aufgelösten Pressung für großflächige raue Kontakten vorgestellt, welche einen besonderen Fokus auf die Durchführbarkeit der Berechnung auch mit geringer Speicherkapazität des verwendeten Rechners legt. Dazu wird die Kontaktfläche nur in einem kleinen, definierten Bereich fein diskretisiert, während der Rest der Fläche mit groben Elementen abgebildet wird. Die dann auf Basis des Halbraummodells durchgeführte Berechnung liefert in einem ersten Berechnungsschritt ein Ergebnis für nur genau den fein diskretisierten Teil der Kontaktfläche. Durch ein mehrmaliges Wiederholen der Berechnung für einen jeweils anderen fein diskretisierten Teilbereich der Oberfläche kann die Gesamtlösung aus mehreren Teillösungen zusammengesetzt werden. Diese als *Method of Combined Solutions* bezeichnete Methode wurde auch von TERWEY et al. (2020) [55] verwendet. TERWEY et al. untersuchten und verglichen die Größen realer Kontaktflächen für einen trockenen Kontakt und einen Kontakt im Bereich der Mischreibung. In derselben Arbeit wurde die Auswirkung der unterschiedlichen Anteile von Festkörperreibung auf den auftretenden adhäsiven Verschleiß simulativ untersucht.

Auch WANG und SCHIPPER (2020) [56] beschäftigten sich mit der Bestimmung der Kontaktpressung und der realen Kontaktfläche im rauen Kontakt. Sie verwendeten dabei eine semi-analytische Methode auf Basis des elasto-plastischen Halbraums und untersuchten sowohl numerisch generierte raue Oberflächen als auch eingelezene reale Oberflächentopographien am Kontakt zwischen einer Kugel und einer ebenen Oberfläche.

2.3 Reibung

Die *Gesellschaft für Tribologie* definiert den Begriff der *Reibung* wie folgt [5]:

„Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen.“

Reibung ist einer der zentralen Parameter eines Tribosystems. Sie kann verstanden werden als eine Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme, wobei mehrere Mechanismen zeitgleich eine Rolle spielen. Liegt im Tribosystem zusätzlich zum Grund- und Gegenkörper ein Zwischenmedium vor (beispielsweise Öl), bildet sich bei ausreichend hoher Viskosität und ausreichend hoher hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit ein (elasto-)hydrodynamischer Schmierfilm mit der Höhe h_0 (EHL-Film), welcher die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper vollständig voneinander trennt, wie in Abbildung 2.12 schematisch dargestellt.

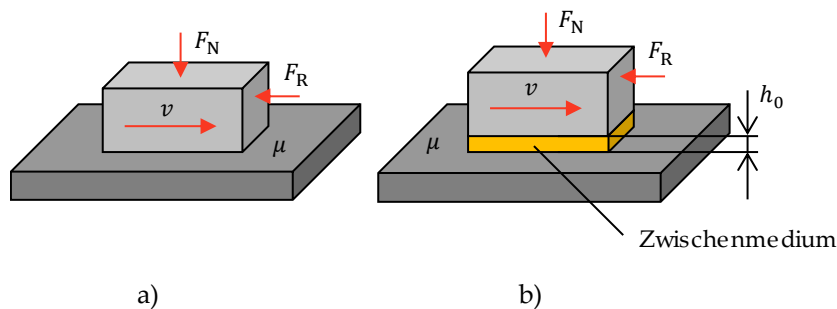


Abbildung 2.12 – Reibung ohne (a) und mit (b) Zwischenmedium

Anhand der sich bildenden Schmierfilmdicke können verschiedene *Reibungszustände* definiert werden. Dazu wird die theoretische Schmierfilmdicke auf die quadratische Oberflächenrauheit der beiden Körper bezogen und in Form der *spezifischen Schmierfilmdicke* λ ausgedrückt:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2}} \quad (2.29)$$

Ist kein Zwischenmedium vorhanden, liegt reine *Festkörper-* beziehungsweise *Trockenreibung* vor, was mit einer hydrodynamisch wirksamen Schmierfilmdicke von null gleichgesetzt werden kann ($\lambda = 0$). Liegt ein Zwischenmedium vor, die Viskosität und/oder die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit sind aber nicht ausreichend, um die Festkörperkontakte durch Bildung eines trennenden Schmierfilms zu entlasten, liegt *Grenzreibung* vor (circa $\lambda < 0.25$). Der Schmierstoff und seine Additive können dann zwar chemische Veränderungen der Grenzschicht von Grund- und Gegenkörper bewirken, welche auch den Reibungskoeffizienten beeinflussen, bilden aber keinen signifikant an der Kraftübertragung beteiligten hydrodynamischen Druck. Im Gebiet der *Mischreibung* (circa $0.25 \leq \lambda < 2 \dots 3$) wird dieser Druck zwar ausgebildet, er reicht aber noch nicht aus, die Oberflächen vollständig voneinander zu trennen. Der EHL-Film trägt aber bereits zur Kraftübertragung zwischen Grund- und

Gegenkörper bei und entlastet somit die Festkörperkontakte. Die zwischen den Kontaktpartnern übertragenen Kräfte werden dann teilweise durch sich berührende Rauheitshügel und teilweise über den hydrodynamisch gebildeten Schmierfilm übertragen. Auch die Reibung des Gesamtsystems wird in Teilen durch den Festkörperkontakt und in Teilen durch den Schmierfilm verursacht. Die reine *Flüssigkeitsreibung* (circa $\lambda \geq 2 \dots 3$) entspricht einer vollständigen Trennung der Oberflächen voneinander. Die Kraftübertragung erfolgt nur noch über den Schmierfilm und die Reibung wird rein durch Schmierfilmscherung erzeugt [47].

Die Andeutung des Vorliegens eines *Übergangsbereichs* von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung bei $\lambda = 2 \dots 3$ soll darauf hinweisen, dass dieser Übergang nicht scharf definiert ist und sich im Allgemeinen nicht eindeutig identifizieren lässt. So ist davon auszugehen, dass sich die Verengung des Mikropaltes zwischen zwei nah beieinander befindlichen Rauheitshügel unterschiedlicher Oberflächen auch dann noch auf die Reibung auswirkt, wenn sich die Rauheitshügel nicht mehr direkt mechanisch berühren.

Wird die Summengeschwindigkeit u_s vom Stillstand ausgehend kontinuierlich erhöht, durchläuft ein Tribosystem nacheinander alle zuvor genannten Reibungszustände – von der Trockenreibung bis zur Flüssigkeitsreibung. Dieser Zusammenhang wurde bereits im Jahr 1902 durch STRIBECK¹² ausführlich untersucht [57], weshalb die graphische Repräsentation als *STRIBECK-Kurve* bezeichnet wird (Abbildung 2.13). Der *Ausklippunkt* beschreibt dabei den (theoretischen) Übergang von der Misch- zur Flüssigkeitsreibung.

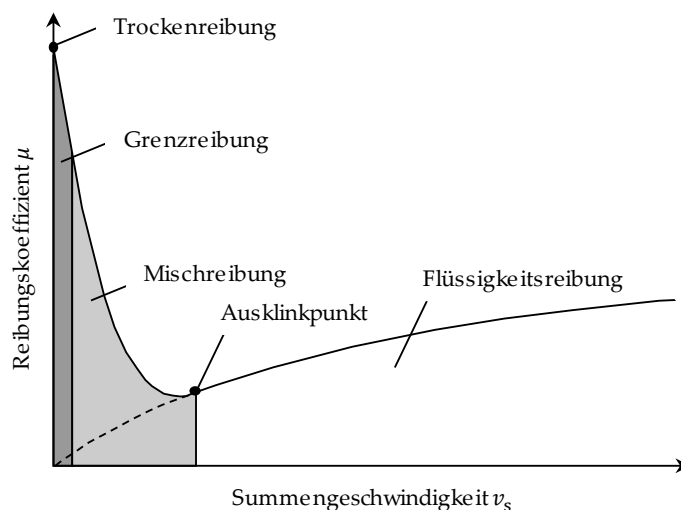


Abbildung 2.13 – STRIBECK-Kurve

¹² RICHARD HERMANN STRIBECK (1861-1950): Deutscher Maschinenbau-Ingenieur, zuerst Professor an der Baugewerkschule Stuttgart, dann Professor für Maschineningenieurwesen an der TH Darmstadt und schließlich Professor für Maschinenkunde an der TH Dresden.

2.3.1 Trockenreibung

Theoretische Arbeiten

Das *Erste AMONTONS'sche Gesetz* sagt aus, dass die Höhe der Reibkraft F_R unabhängig von der Größe der Kontaktfläche ist. Sie verhält sich dabei gemäß des *Zweiten AMONTONS'schen Gesetzes* proportional zur aufgebrachten Normalkraft F_N , wobei der auftretende Proportionalitätsfaktor als *Reibungskoeffizient* μ bezeichnet wird. Die Reibkraft wirkt entgegen der Bewegungsrichtung. Der Reibungskoeffizient ist unter anderem Abhängig von der Materialpaarung, der Oberflächenbeschaffenheit, dem Zwischenmedium und dem Umgebungsmedium. Für eine Paarung von metallischen Körpern wird ein Reibungskoeffizient in Höhe von 0.1 ... 0.8 erwartet [47, 58]. Der Reibungskoeffizient kann dabei in einen adhäsiven und einen Verformungsanteil aufgeteilt werden [59]. Der adhäsive Reibungsanteil kann näherungsweise aus der Fließpressung p_{lim} und der Scherfestigkeit τ_{lim} des weicheren Kontaktpartners bestimmt werden. Nach BOWDEN et al. (1954) [59] erfährt aufgrund der geringen Größe der einzelnen Mikrokontaktflächen *jeder* in Kontakt stehende Rauheitshügel i eine Belastung in Höhe der Fließpressung, wodurch der adhäsive Reibungskoeffizient folgendermaßen ausgedrückt werden kann:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \mu_{adh} + \mu_{def} \quad (2.30)$$

$$\mu_{adh}^i = \frac{f_R^i}{f^i} = \frac{f_R^i A^i}{A^i f^i} = \frac{\tau_{lim}}{p_{lim}} = \mu_{adh} \quad (2.31)$$

Werden die Fließpressung und die Scherfestigkeit in Abhängigkeit der Streckgrenze R_e des Materials definiert [31], kann eine Näherungsgleichung und ein Näherungswert für den adhäsiven Reibungskoeffizienten hergeleitet werden:

$$p_{lim} = 3R_e \quad , \quad \tau_{lim} = \frac{1}{2}R_e \quad , \quad \mu_{adh} = \frac{\tau_{lim}}{p_{lim}} = \frac{1}{6} \approx 0.167 \quad (2.32)$$

In [60] wird von ZUM GAHR in ähnlicher Vorgehensweise eine adhäsiver Reibungskoeffizient in Höhe von $\mu_{adh} \approx 0.2$ hergeleitet.

Nach selbiger Quelle kann auch der Verformungsanteil des Reibungskoeffizienten näherungsweise angegeben werden als:

$$\mu_{def} = \frac{\tau_F \cdot A}{F_N} \quad , \quad A = \frac{B^2 \cdot \sin(\alpha)}{\tan(\vartheta)} \quad (2.33)$$

Die Scherfestigkeit des Materials wird dabei durch die Variable τ_F beschrieben. Der Parameter α ist der Angriffswinkel zwischen den Rauheitshügeln und der als eben angenommenen Gegenfläche. Die Parameter ϑ und B beschreiben die Geometrie der als pyramidenförmig angenommenen Rauheitshügel.

Eine weitere Unterteilung der Reibung kann anhand der unterschiedlichen Bewegungszustände in verschiedene *Reibungsarten* erfolgen. Die *Haftreibung* beschreibt den Zustand der

Kraftübertragung ohne makroskopische Relativbewegung, während die *Bewegungsreibung* erst nach Überwindung der Haftreibung unter einer Relativbewegung auftritt. Die *Bewegungsreibung* wird weiter unterteilt in die Formen der *Gleitreibung*, *Rollreibung* und *Bohrreibung* sowie in verschiedene Mischformen. Eine häufig auftretende Mischform ist die *Wälzreibung* (analog zur Bewegungsform Wälzen, Kapitel 2.2.1). Der Betrag des Reibungskoeffizienten unterscheidet sich in den Fällen der Haft- und der Bewegungsreibung, wobei der Betrag des Gleitreibungskoeffizienten μ_G im Allgemeinen kleiner ist als der des Haftreibungskoeffizienten μ_H :

$$\mu_G < \mu_H \quad (2.34)$$

Der Übergang von Haft- zu Gleitreibung kann in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit ausgedrückt werden [58]. Ein möglicher Verlauf dieses Übergangs ist in Abbildung 2.14 dargestellt.

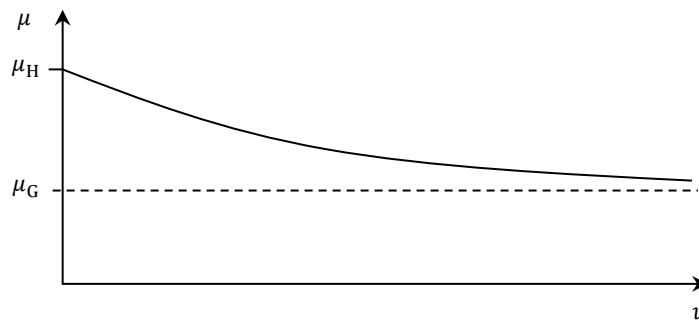


Abbildung 2.14 – Haft- und Gleitreibungskoeffizient [58]

Experimentelle Arbeiten

Neuere experimentelle Untersuchungen zum Reibungsverhalten trockener Kontakte wurden unter anderem durch BADER et al. (2015) [61] durchgeführt. BADER et al. untersuchten das Gleitreibungsverhalten zwischen einer Kugel aus 100Cr6 und einer Axiallagerscheibe gleichen Materials an einem Mikro-Pin-on-Disk-Tester. Der gemessene Reibungskoeffizient betrug 0.089. Von PAPE et al. (2016) [62] erfolgten am gleichen Tribometer Untersuchungen zum Reibungskoeffizienten unter variierender Last.

2.3.2 Flüssigkeitsreibung

Schmierfilmaufbau und Schmierzustände

Schmierfilmaufbau

Im Falle reiner Flüssigkeitsreibung bildet sich zwischen Grund- und Gegenkörper ein die beiden Körper trennender Schmierfilm aus, welcher alleinig die Reibung im Tribosystem bestimmt. Im Schmierfilm stellt sich die Schmierfilmhöhe h_0 ein und es bildet sich eine lineare Geschwindigkeitsverteilung $u = u(z)$ aus. Die Steigung der Geschwindigkeitsverteilung wird

als Schergefälle $\dot{\gamma}$ bezeichnet, welche vereinfachend als das Verhältnis zwischen der Summengeschwindigkeit und der Schmierfilmhöhe ausgedrückt werden kann. Durch das Schergefälle bildet sich im Fluid eine Schubspannung τ aus, welche mit dem Schergefälle durch einen Proportionalitätsfaktor verknüpft ist. Die Proportionalität entspricht dabei der *dynamischen Viskosität* η_0 des Fluids. Das Verhältnis der Schubspannung zum Fluiddruck (beziehungsweise zur aufgetragenen Pressung) bildet dann den EHL-Reibungskoeffizient μ_{EHL} :

$$\dot{\gamma} = \frac{du}{dz} = \frac{u_s}{h_0} \quad (2.35)$$

$$\tau = \eta_0 \dot{\gamma} \quad (2.36)$$

$$\mu_{\text{EHL}} = \frac{\tau}{p} \quad (2.37)$$

In Abbildung 2.15 ist der Aufbau eines Schmierfilms bei bewegtem Körper 1 und stillstehendem Körper 2 dargestellt.

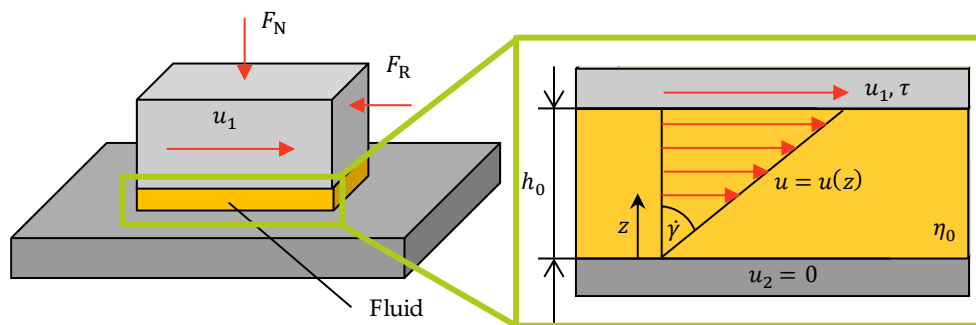


Abbildung 2.15 – Schmierfilmaufbau

Je nach Schmierbedingung und Beschaffenheit des Fluids kann der Reibungskoeffizient auf bis zu $\mu_{\text{EHL}} = 0.001$ sinken [47]. Die rheologischen Eigenschaften des Schmierstoffs und die örtlich unterschiedlichen Belastungsbedingungen innerhalb der Kontaktzone besitzen für die Reibung im geschmierten Kontakt eine enorme Bedeutung. Sie werden in Kapitel 2.5 näher erläutert.

Schmierungszustände

Die Flüssigkeitsreibung kann nach JOHNSON¹³ [63] unter Berücksichtigung der Werkstoff- und Fluideigenschaften in verschiedene *Schmierungszustände* eingeteilt werden. Die Einteilung basiert auf zwei einheitenlosen Parametern, welche jeweils den Einfluss der elastischen Verformung der Kontaktpartner beziehungsweise die Druckabhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffs beschreiben. Für den Linienkontakt gibt JOHNSON den Elastizitätsparameter g_E und den Viskositätsparameter g_V wie folgt an:

¹³ KENNETH LANGSTRETH JOHNSON (1925-2015): *Britischer Professor für Mechanik an der Universität Cambridge.*

$$g_{E,\text{line}} = \sqrt{\frac{F_N^2}{l^2 \eta_0 u_s R E'}} \quad (2.38)$$

$$g_{V,\text{line}} = \sqrt{\frac{F_N^3 \alpha_p^2}{l^3 \eta_0 u_s R^2}} \quad (2.39)$$

Für den Punktkontakt werden folgende Zusammenhänge angegeben:

$$g_{E,\text{point}} = \left(\frac{F_N^4}{\eta_0^3 u_s^3 R^5 E'} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.40)$$

$$g_{V,\text{point}} = \left(\frac{F_N^3 \alpha_p}{\eta_0^2 u_s^2 R^4} \right) \quad (2.41)$$

Der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_p in den Gleichungen (2.39) und (2.41) beschreibt die Druckabhängigkeit der Viskosität, wie sie in Kapitel 2.5.2 näher erläutert wird. Mit Hilfe einer Unterscheidung in starre und elastische (g_E) sowie in piezo- und isoviskose (g_V) Regime können vier verschiedene Schmierzustände definiert werden [64]:

- *Isoviskos-starr:* Der Druck im aufgebauten Schmierfilm ist weder groß genug, um die viskosen Eigenschaften des Fluids zu beeinflussen, noch um eine signifikante elastische Verformung von Grund- und Gegenkörper zu bewirken. Dieser Zustand tritt in leicht belasteten Tribokontakten mit hoher hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit auf.
- *Piezoviskos-starr:* Der Druck im Schmierfilm ist groß genug, um eine Veränderung der Schmierstoffviskosität zu verursachen, jedoch noch nicht ausreichend, um auch eine signifikante elastische Verformung der Kontaktpartner hervorzurufen. Auch dieser Zustand ist eher im Bereich hoher Geschwindigkeiten vorzufinden, wobei jedoch die Schmierstoffviskosität eine ausgeprägte Druckabhängigkeit aufzeigt.
- *Isoviskos-elastisch:* Verfügen Grund- und/oder Gegenkörper über niedrige Elastizitätsmoduln und sind die Körper somit leicht verformbar, kann der Schmierfilmdruck ausreichend hoch sein, diese zu verformen, ohne dabei die Schmierstoffeigenschaften signifikant zu verändern. Dieser Zustand tritt beispielsweise im Kontakt zwischen Wellen und Elastomerdichtungen auf und wird als *soft EHL* bezeichnet.
- *Piezoviskos-elastisch:* In diesem Zustand ist der Druck im Schmierfilm so hoch, dass er sowohl die Eigenschaften des Fluids verändert, als auch zu einer elastischen Verformung der Kontaktpartner führt. Er tritt hauptsächlich in konzentrierten Kontakten auf, wie sie beispielsweise in Wälzlagern oder Zahnradkontakten herrschen. In Analogie zur *soft EHL* wird dieser Zustand auch als *hard EHL* [65], *full EHL* oder einfach nur als *EHL* bezeichnet.

In Abbildung 2.16 werden die verschiedenen Schmierzustände schematisch dargestellt. Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt im Bereich der (*hard*) EHL, also auf piezoviskos-elastischen Systemen.

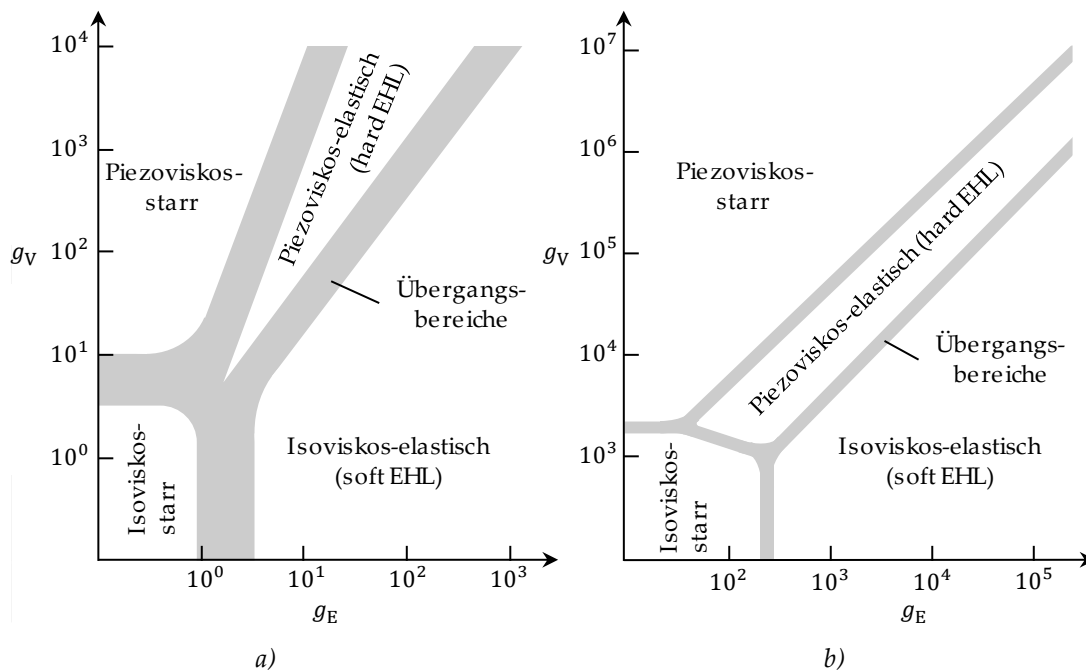


Abbildung 2.16 – Schmierzustände. a) Linienkontakt; b) Punktkontakt ($\kappa = 1$). In Anlehnung an [63] und [66]

EHL-Theorie

Zur Beschreibung des elasto-hydrodynamischen Schmierfilmaufbaus in EHL-Systemen führte REYNOLDS¹⁴ [67] bereits im Jahr 1886 Untersuchungen zur Pressungsverteilung in dünnen Schmierfilmen durch. Er entwickelte den heute als REYNOLDS-Gleichung bekannten Zusammenhang, welcher eine Vereinfachung der NAVIER¹⁵-STOKES¹⁶-Gleichung zur Beschreibung von Strömungen ist. Im Unterschied zur NAVIER-STOKES-Gleichung ist die REYNOLDS-Gleichung aufgrund einiger vereinfachenden Annahmen analytisch zugänglich. Unter den Annahmen

¹⁴ OSBORNE REYNOLDS (1842-1912): Britischer Physiker und Professor für Bauingenieurwesen und Maschinenbau am Owens College in Manchester. Er befasste sich hauptsächlich mit Fragestellungen aus dem Bereich der Strömungsmechanik.

¹⁵ CLAUDE LOUIS MARIE HENRI NAVIER (1785-1836): Französischer Mathematiker und Physiker. Er war zeitgleich Professor für Mechanik an der École des Ponts et Chaussées in Champs-sur-Marne und Professor für Analysis und Mechanik an der École Polytechnique in Paris. Neben seinen Arbeiten auf dem Gebiet der Strömungsmechanik beschäftigte er sich auch mit Statik und Festigkeitslehre.

¹⁶ GEORGE GABRIEL STOKES (1819-1903): Irischer Mathematiker und Physiker. Er war zeitgleich LUCASischer Professor für Mathematik an der Universität Cambridge und Professor für Physik an der Government School of Mines in London. Des Weiteren vertrat er die Universität Cambridge von 1897-1891 als Mitglied des britischen Unterhauses, dem House of Commons.

- eines NEWTON'schen¹⁷ Fluids,
- einer geringen Schmierfilmhöhe (im Vergleich zur Länge des Schmierspalt),
- homogener Fluideigenschaften in Höhenrichtung und
- einer laminaren Strömung

kann die REYNOLDS-Gleichung wie folgt ausgedrückt werden [68, 69]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \underbrace{12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}}_{\text{Verdrängung}} + \underbrace{12 u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 v_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial y}}_{\text{Schleppströmung}} \quad (2.42)$$

Hier sind die Dichte ρ und die Viskosität η jeweils als Funktion des Drucks p einzusetzen. Der erste Term der rechten Seite beschreibt die Verdrängung, die letzten beiden Terme die Schleppströmung.

Zusätzlich zur REYNOLDS-Gleichung, welche den Fluidteil der Elastohydrodynamik beschreibt, kann der mechanische Teil in Form einer sich bildenden Schmierfilmhöhe für jeden Punkt der elastisch deformierten Oberfläche als Summe einer zuvor undeformierten Oberfläche approximiert werden [69, 70]:

$$h(x, y) \approx a_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + d(x, y) \quad (2.43)$$

Die Konstante a_0 beschreibt dabei die elastische Annäherung zweier weit entfernter Punkte der beiden Kontaktpartner (diese sind so weit voneinander entfernt, dass sie nicht mehr durch die elastische Verformung im Kontaktbereich beeinflusst werden) und kann über das Kräftegleichgewicht von Trägheits-, Druck- und Normalkräften iterativ bestimmt werden [40, 70]:

$$m \frac{\partial^2 a_0}{\partial t^2} + \iint_{\Omega} p(x, y) dx dy = F_N(t) \quad (2.44)$$

Die Lösung des gesamten Kontaktproblems erfolgt durch eine gleichzeitige (iterativ-numerische) Lösung der elastischen Deformation (2.22), der REYNOLDS-Gleichung (2.42), der Schmierfilmhöhengleichung (2.43) und des Kräftegleichgewichts (2.44) [38, 40, 71].

Ein beispielhaftes Ergebnis einer resultierenden Pressungs- und Schmierfilmhöhenverteilung in einem tribologischen Kontakt ist in Abbildung 2.17 dargestellt. Die Schmierfilmhöhe entspricht über den größten Teil der Kontaktzone der zentralen Schmierfilmhöhe h_c , welche der Summe der einzelnen elastischen Deformationen d_1 und d_2 von Grund- und Gegenkörper entspricht. Der Schmierspalt verengt sich jedoch auf der Auslaufseite auf eine minimale Schmierfilmhöhe h_{\min} , einhergehend mit einer Erhöhung des EHL-Drucks kurz vor dieser Stelle, welche als *PETRUSEVICH-Spitze* bezeichnet wird [40, 68, 72]. An dieser Stelle federt der

¹⁷ SIR ISAAC NEWTON (1643-1727): *Englischer Naturforscher, Philosoph und Verwaltungsbeamter. Er gilt als einer der bedeutendsten Wissenschaftler aller Zeiten. Zu seinen wichtigsten Werken zählen die „Philosophiae Naturalis Principia Mathematica“, mit denen er die Grundlage der klassischen Mechanik legte. Neben der Entdeckung des Gravitations- und Bewegungsgesetze entwickelte er (zeitgleich mit, aber unabhängig von Gottfried Wilhelm Leibniz) die Infinitesimalrechnung.*

Festkörperwerkstoff elastisch zurück und der Spalt verengt sich, was aufgrund der physikalisch notwendigen Einhaltung der Kontinuitätsgleichung zu einem Anstieg des Drucks führt [73].

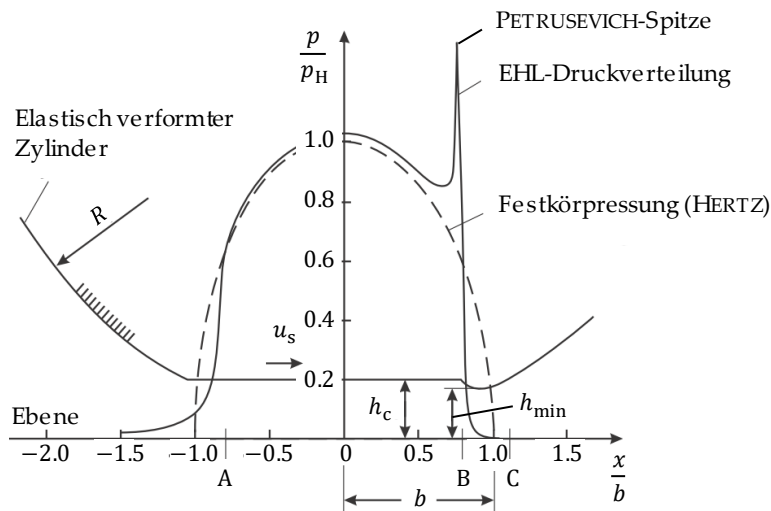


Abbildung 2.17 – Schmierfilmhöhen- und Druckverlauf im EHL-Kontakt [68]

Eine weiterführende Übersicht und tiefgehende Betrachtung der Modellierung von Tribokontakten und der EHL-Theorie auf Basis der Finite-Elemente-Methode erfolgte unter anderem in HABCHI (2018) [74].

Bestimmung der Schmierfilmhöhe

Vereinfachte analytische Lösungen der REYNOLDS-Gleichung

Zahlreiche Autoren haben sich mit der analytischen Berechnung der Schmierfilmhöhe auf Basis der REYNOLDS-Gleichung beschäftigt. Dabei werden grundsätzlich zwischen Linien- und Punktkontakt sowie zwischen der zentralen und der minimalen Schmierfilmhöhe unterschieden.

ERTEL¹⁸ [75] veröffentlichte 1984 seine theoretischen Arbeiten zur Elastohydrodynamik aus dem Jahre 1945, die 1949 bereits von GRUBIN [76] publiziert worden waren [77–79]. Er drückte die *zentrale* Schmierfilmhöhe eines *Linienkontaktes* als Funktion der druckabhängigen Viskosi-

¹⁸ ALEXANDER MICHAILOVITCH MOHRENSTEIN-ERTEL (1913-2001): *Russischer Wissenschaftler deutscher Abstammung. ERTEL beendete 1941 sein Studium der theoretischen Physik an der Lomonossow-Universität in Moskau und arbeitete anschließend am Institut für Maschinenwesen in der Abteilung Reibung und Verschleiß, zeitweise zusammen mit dem Leiter des Laboratoriums für Lager, A.N. GRUBIN. Dort fertigte er unter anderem einen Bericht für seine Abteilung an – unter dem Titel „Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung“. Nach Ende des Krieges ging ERTEL im Auftrag des Ministeriums für Schwermaschinenbau nach Berlin und übernahm die Leitung des Laboratoriums für Reibung und Schmierung. Im Jahr 1946 flüchtete er unter Vortäuschung eines Selbstmordes nach Westdeutschland. Seine zuvor in Moskau angefertigten Berichte wurden 1949 unter Annahme seines Todes von GRUBIN ohne Kenntlichmachung der wahren Urheberschaft veröffentlicht. ERTEL arbeitete zwischenzeitlich für verschiedene Forschungsinstitutionen und Unternehmen in Westdeutschland unter dem Tarnnamen ALEXANDER VON MOHRENSTEIN. Erst 1984 erschien die Veröffentlichung seiner frühen Arbeiten durch ERTEL selbst – in deutscher Sprache. ERTEL gilt mittlerweile aufgrund seiner bereits frühzeitigen Arbeiten zur Elastohydrodynamik als Begründer dieses Forschungsgebietes.*

tät, der Geschwindigkeiten und Elastizitätsmoduln beider Kontaktpartner, der Normalbelastung sowie der Kontaktgeometrie aus, wie in Tabelle 2.1 zusammengefasst. Die elastische Deformation der Kontaktpartner wurde dabei anhand der HERTZ'schen Theorie berücksichtigt, das Druck-Viskositäts-Verhalten über den Koeffizienten α_p . Gleichungen für die minimale Schmierfilmhöhe oder für den Punktkontakt wurden von ERTEL nicht veröffentlicht. Von CROOK wurde 1958 [80] beziehungsweise 1961 [81] eine ähnliche Darstellung vorgeschlagen, wobei er zusätzlich durch experimentelle Untersuchungen an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand die Gültigkeit seines Modells für den Bereich $(u_s \eta_0) \in [0.02 \text{ N/m} \dots 0.45 \text{ N/m}]$ nachweisen konnte. Zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe betrachtete er den elastisch verformten Kontakt als elektrischen Plattenkondensator und verknüpfte den Abstand der Platten zueinander mit der elasto-hydrodynamischen Schmierfilmhöhe. DOWSON und TOYODA [82] gaben 1978 einen vereinfachten Zusammenhang an, indem sie die kinematischen, geometrischen und materiellen Einflussparameter jeweils in die dimensionslosen Größen *Geschwindigkeitsparameter* (U), *Materialparameter* (G) und *Lastparameter* (W) zusammenfassten. Diese Darstellung wurde 1994 von HAMROCK [83] weiterentwickelt und die Parameter so angepasst, dass auch Pressungen bis zu 4 GPa berücksichtigt werden können [84].

Für die Berechnung der *minimalen* Schmierfilmhöhe im *Linienkontakt* wurde von DOWSON¹⁹ und HIGGINSON [85] 1961 eine Gleichung in ähnlicher Form vorgeschlagen. Die dabei eingeführten Faktoren wurden 1968 von DOWSON [86] überarbeitet. Eine weitere Gleichung mit angepassten Faktoren wurde von HAMROCK (2004) [83] veröffentlicht. Nach BARZ (1994) [87] kann die minimale Schmierfilmhöhe mit 75 % der zentralen Schmierfilmhöhe angenähert werden.

Von ARCHARD und COWKING [88] wurde 1965 eine Gleichung zur Berechnung der *zentralen* Schmierfilmhöhe im *Punktkontakt* veröffentlicht. Neben den auch im Linienkontakt Beachtung findenden Einflussparametern wird dort zusätzlich die Elliptizität ϕ der Kontaktfläche berücksichtigt. Von DOWSON [86] wurde 1968 ohne Berücksichtigung der Elliptizität und unter Zusammenfassung verschiedener Einflussparameter eine vereinfachte Gleichung veröffentlicht. In der Arbeit von HAMROCK und DOWSON [89] von 1981 wurde erneut die Elliptizität der Kontaktfläche berücksichtigt. Auch CHITTENDEN et al. [90] ermittelten 1985 eine Gleichung, welche es auch erlaubt – im Unterschied zu den vorangegangenen Gleichungen – den Schmierfilmaufbau für eine Bewegung entlang der längeren Halbachse der Kontaktzone zu bestimmen.

Die Berechnung der *minimalen* Schmierfilmhöhe im *Punktkontakt* wurde unter anderem von HAMROCK und DOWSON (1977) [91] beschrieben. Von CHITTENDEN et al. [90, 92] wurden im Jahr 1985 ähnliche Gleichungen vorgestellt, welche die Krümmungsradien senkrecht (R_s) und

¹⁹ DUNCAN DOWSON (1928-2020): *Britischer Ingenieur und Professor für Fluidmechanik und Tribologie an der Universität Leeds in Großbritannien. Nach ihm ist der Duncan-Dowson-Preis der britischen Institution of Mechanical Engineers benannt.*

parallel (R_e) zur Bewegungsrichtung berücksichtigen. Weitere wichtige Arbeiten auf dem Gebiet der Modellierung der Schmierfilmhöhe wurden unter anderem durch GUPTA et al. (1992) [93] durchgeführt.

In den Tabellen auf der folgenden Seite findet sich eine Übersicht der beschriebenen analytischen Lösungsgleichungen zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe.

Tabelle 2.1 – Modelle zur Beschreibung der zentralen Schmierfilmhöhe im Linienkontakt

ERTEL-GRUBIN (1949) [75, 76, 88]	$h_{c,l} = 1.13 [\alpha_p \eta_0 (u_1 + u_2)]^{8/11} \left[\frac{F_N}{l} (E_1 + E_2) \right]^{-1/11} R^{-4/11}$
CROOK (1958) [88]	$h_{c,l} = 2.12 (\alpha_p \eta_0 u_s)^{3/4} (E')^{1/8} R^{3/8} \left(\frac{F_N}{l} \right)^{-1/8}$
DOWSON und TOYODA (1978) [82]	$h_{c,l} = 3.06 R U^{0.69} G^{0.56} W_1^{-0.10}$
HAMROCK (2004) [83] [84]	$h_{c,l} = 2.922 R U^{0.692} G^{0.470} W_1^{-0.166}$

Tabelle 2.2 – Modelle zur Beschreibung der minimalen Schmierfilmhöhe im Linienkontakt

DOWSON und HIGGINSON (1961) [85]	$h_{\min,l} = 1.6 R U^{0.7} G^{0.6} W_1^{-0.13}$ $U = \frac{\eta_0 u_s}{E' R}, \quad G = \alpha_p E', \quad W_1 = \frac{F_N}{l E' R}$
DOWSON (1968) [86]	$h_{\min,l} = 2.65 R U^{0.7} G^{0.54} W_1^{-0.13}$
HAMROCK (2004) [83] [84]	$h_{\min,l} = 1.714 R U^{0.694} G^{0.568} W_1^{-0.128}$
BARZ (1994) [87]	$h_{\min,l} \approx 0.75 h_{c,l}$

Tabelle 2.3 – Modelle zur Beschreibung der zentralen Schmierfilmhöhe im Punktkontakt

ARCHARD und COWKING (1965) [88]	$h_{c,p} = 2.04 \phi^{0.74} (\alpha_p \eta_0 u_s)^{0.74} \left(\frac{E'}{F_N} \right)^{0.074} R^{0.407} \left(\frac{F_N}{l} \right)^{-1/11}$ $\phi = \left(1 + \frac{2 R_x}{3 R_y} \right)^{-1}$
DOWSON (1968) [86]	$h_{c,p} = 1.40 R U^{0.74} G^{0.74} W_p^{-0.074}, \quad W_p = \frac{F_N}{E' R^2}$
HAMROCK und DOWSON (1981) [89]	$h_{c,p} = 2.69 R U^{0.67} G^{0.53} W_p^{-0.067} (1 - 0.61 e^{-0.73 \kappa})$
CHITTENDEN et al. (1985) [90]	$h_{c,p} = 4.31 R U^{0.68} G^{0.49} W_p^{-0.073} \left(1 - e^{-1.30 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{\frac{2}{3}}} \right)$

Tabelle 2.4 – Modelle zur Beschreibung der minimalen Schmierfilmhöhe im Punktkontakt

HAMROCK und DOWSON (1977) [91]	$h_{\min,p} = 3.63 R U^{0.68} G^{0.49} W_p^{-0.073} (1 - 0.61 e^{-0.68 \kappa})$
CHITTENDEN et al. (1985) [90]	$h_{\min,p} = 3.64 R U^{0.68} G^{0.49} W_p^{-0.073} \left(1 - e^{-0.67 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{\frac{2}{3}}} \right)$
CHITTENDEN et al. (1985) [92]	$h_{\min,p} = 3.68 R U^{0.68} G^{0.49} W_p^{-0.073} \left(1 - e^{-0.67 \left(\frac{R_s}{R_e} \right)^{\frac{2}{3}}} \right)$ $\frac{1}{R_s} = \frac{\sin^2 \theta}{R_x} + \frac{\cos^2 \theta}{R_y}, \quad \frac{1}{R_e} = \frac{\cos^2 \theta}{R_x} + \frac{\sin^2 \theta}{R_y}$
BARZ (1994) [87]	$h_{\min,p} \approx 0.75 h_{c,p}$

Schererwärmung und thermische Korrektur der Schmierfilmhöhenberechnung

Aufgrund von Scherung erwärmt sich der Schmierstoff während des Durchlaufens eines Kontaktes und die Bestimmung der Schmierfilmhöhe auf Basis der Öleintrittstemperatur wird ungenau. Eine Erweiterung der klassischen EHL-Theorie erfolgt durch die Berücksichtigung der Erwärmung des Schmierstoffs durch die innere Reibung, was eine temperaturbedingte Änderung der Viskosität zur Folge hat. Die frühesten Arbeiten zu dieser als *Thermische Elastohydrodynamik (TEHL)* bezeichneten Theorie basieren auf der Berechnung von Wandtemperaturen mittels der Blitztemperaturhypothese, wie beispielsweise bei BLOK (1937) [94] oder CARSLAW und JAEGER (1958) [95]. MURCH und WILSON [96] führten 1975 einen linearen thermischen Korrekturfaktor C_{th} ein, um eine thermisch korrigierte zentrale und minimale Schmierfilmhöhe zu bestimmen, wie in Tabelle 2.5 zusammengefasst. Die Parameter k_{th} und β_{th} beschreiben dabei die Wärmeleitfähigkeit beziehungsweise den Temperatur-Viskositäts-Koeffizienten des Fluids. Ein auf Arbeiten von ZHU und CHENG zurückzuführender Korrekturfaktor wurde 1991 von ZHU und HOEPRICH [97] veröffentlicht. In dieser Arbeit wird neben dem Schlupf auch die HERTZ'sche Pressung berücksichtigt. Von HSU und LEE [98] wurde 1994 eine leichte Anpassung des Korrekturfaktors vorgeschlagen.

Von HSIAO (1992) [99] sowie HSIAO und HAMROCK (1992, 1994) [100, 101] wurden Lösungen für ideal glatte Linienkontakte und für nicht-NEWTON'sche Fluide vorgestellt. SUI und SADEGHI (1991) [102] haben aufbauend auf den Arbeiten von CARSLAW und JAEGER isotherme und anisotherme Ergebnisse für Schlupfraten bis zu 20 % miteinander verglichen und die Temperaturänderung im Verlaufe des Kontaktes beobachtet. Eine dreidimensionale Lösung der Energiegleichung wurde von KIM und SADEGHI (1992, 1993) [103, 104] vorgestellt, welche es ermöglicht, die Temperatur im Schmierfilm auch in Höhenrichtung zu berechnen. In ihren Untersuchungen wurde auch das Sinken des Reibungskoeffizienten mit steigendem Schlupf (nachdem er zuvor ein globales Maximum erreicht hat) als *Scherverdünnung* (vergleiche Kapitel 2.5.2) identifiziert. Von MA und WANG (1996) [105], DAMA und CHANG (1997) [106] sowie PANDEY und GHOSH (1998) [107] wurden weitere Arbeiten veröffentlicht, die unter Annahme einer vorliegenden HERTZ'schen Pressungsverteilung die Temperaturverteilung mit numerischen Verfahren approximieren. Von OLVER und SPIKES (1998) [108] wurden Untersuchungen zur Berechnung der Fluidreibung unter Berücksichtigung eines Wärmetransfers in die Festkörper durchgeführt. Eine gekoppelte Temperaturberechnung beider Oberflächen eines Tribosystems und des dazwischen befindlichen Schmierstoffs wurde von ZHAI und CHANG (2000) [109] vorgestellt.

Um nicht-NEWTON'sche Fluideigenschaften in die Schmierfilmhöhenberechnung zu integrieren, wurde von BAIR (2005) [110] ein weiterer Korrekturfaktor Φ_{ST} eingeführt. Dieser berücksichtigt neben dem Schlupf auch die WEISSENBERG-Zahl Γ , welche das viskoelastische Verhalten des Fluids berücksichtigt [111]. Dabei beschreiben G den Schermodul des Fluids

und h_N die Schmierfilmhöhe unter Annahme eines NEWTON'schen Fluids. Mit Hilfe des Korrekturfaktors lässt sich die NEWTON'sche Schmierfilmhöhe in eine nicht-NEWTON'sche Schmierfilmhöhe h_{NN} überführen.

LIU et al. (2019) [112] untersuchten numerisch die Auswirkung der Schererwärmung und der Festkörpertemperatur auf die Bildung des elastohydrodynamischen Schmierfilms und auf die Traktion. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass bei moderaten Summengeschwindigkeit die Öleinlasstemperatur vernachlässigt werden kann, da der Schmierstoff bereits vor Eintritt in den Tribokontakt die Temperatur von Grund- und Gegenkörper annimmt. Für hohe Summengeschwindigkeiten spielen jedoch vor allem die Schererwärmung am Eintritt in den Tribokontakt sowie die Kompressionserwärmung eine entscheidende Rolle. Weitere neuere Arbeiten auf dem Gebiet der TEHL und auf Basis der *Computational Fluid Dynamics (CFD)* existieren unter anderem von TOŠIĆ et al. (2019) [113].

Tabelle 2.5 – Modelle zur thermischen Korrektur der Schmierfilmhöhenberechnung

MURCH und WILSON (1975) [96]	$h_{c,th} = C_{th} h_{c,isoth}$
	$h_{min,th} = C_{th} h_{min,isoth}$
	$C_{th} = \frac{1}{1+0.254 L^{0.62}} \quad , \quad L = \frac{\eta_0 \beta_{th} u_s^2}{k_{th}}$
ZHU und HOEPRICH (1991) [97]	$C_{th} = \frac{1-13.2 \left(\frac{P_H}{E'}\right) L^{0.42}}{1+0.213 (1+2.33 s^{0.83}) L^{0.64}}$
HSU und LEE (1994) [98]	$C_{th} = \frac{1}{1+0.0766 G^{0.687} W^{0.447} L^{0.527} e^{0.875 s}}$
BAIR (2005) [110]	$h_{NN} = \frac{1}{\Phi_{ST}} h_N$
	$\Phi_{ST} = \left\{ 1 + 0.79 [(1+s) \Gamma]^{\frac{1}{1+0.25}} \right\}^{3.6 (1-n)^{1.7}} \quad , \quad \Gamma = \eta_0 G \frac{u_s}{h_N}$

Experimentelle Untersuchungen zur Schererwärmung

SCHRADER (1988) [114] untersuchte sowohl am Zwei-Scheiben-Prüfstand als auch an Axialzylinderrollenlagern mittels kapazitiven Dünnschicht-Messwertaufnehmern die Schmierfilmbildung von additivierten Mineralölen, synthetischen Schmierflüssigkeiten sowie Schmierfetten. Weitere experimentelle Untersuchungen am selben Prüfstand wurden von BAUEROCHS (1989) [115] durchgeführt. BAUEROCHS nutzte gesputterte Dünnschichtmesswertaufnehmer zur Bestimmung der Druck- und Temperaturverläufe im Kontakt mittels Widerstandsverfahren. Zusätzlich führte er Versuche an Radial-Zylinderrollenlagern durch. Von BARZ (1996) [87] wurden ebenfalls Untersuchungen an Maschinenelementen durchgeführt. Er untersuchte die Schmierfilmbildung fettgeschmierter Spindellager mit Hilfe kapazitiver Messverfahren. DEETERS und BOSSE (2004) [116] entwickelten ein Online-Messverfahren auf Basis der Übergangswiderstandsmessung, welches die In-Situ-Messung des Schmierregimes im Betrieb von Gleit- und Wälzlagern erlaubt. HENTSCHKE und JACOBS (2012) [117] untersuchten die Schmierfilmbildung und die Reibung in dünnen Schmierfilmen (kleiner 200 nm) experimentell am Kugel-Scheibe-Tribometer sowie an Axialzylinderrollenlagern.

Ein auf ARCHARD (1959) [118] zurückgehender Ansatz wurde von SPIKES und JIE (2014) [119] in einem die Geschichte der Tribologie zusammenfassenden Artikel aufgegriffen. Demnach kann die mittlere Erhöhung der Fluidtemperatur während des Durchlaufens eines EHL-Kontaktes annähernd durch die in Tabelle 2.6 aufgeführte Gleichung beschrieben werden. Dabei beschreibt k_s die Wärmeleitfähigkeit des Grund- beziehungsweise Gegenkörpers. Die thermischen und physikalischen Eigenschaften des Fluids werden über die Wärmeleitfähigkeit k_{fluid} , die spezifische Wärmekapazität c und die Dichte ρ berücksichtigt. Die mittlere Scherspannung $\bar{\tau}$ beschreibt die im EHL-Schmierfilm herrschende Scherbelastung.

Tabelle 2.6 – Modell zur Beschreibung der Schererwärmung

ARCHARD (1959) [118]	$\Delta\bar{T} = \left(\frac{1}{(2\pi k_s \rho c)^{0.5}} t_i^{0.5} h + \frac{1}{8k_{\text{fluid}}} h^2 \right) \bar{\tau} \dot{\gamma}$
----------------------	--

WITTEK (2017) [120] führte Untersuchungen zur Schmierfilmbildung in Rillenkugellagern durch und nutze dafür kapazitive Messverfahren. Weitere experimentelle Arbeiten zur Schererwärmung sowie zur Rückwirkung auf das Reibungsverhalten von Fluiden wurden unter anderem durch BADER et al. (2017) [121] durchgeführt. In dieser Arbeit wurde die ortsaufgelöste Temperatur in einem mit dem mineralischen Referenz-Schmierstoff FVA3 geschmierten Kontakt zwischen einer Scheibe aus 100Cr6 und einer Hohlwelle aus Saphir mit einer Thermokamera erfasst und ausgewertet. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 7 m/s, einer mittleren Pressung von 900 MPa, einer Öleinlasstemperatur von 50 °C und einem Schlupf von 11 % konnte ein Temperaturanstieg im Kontakt von über 8 °C nachgewiesen werden.

2.3.3 Mischreibung

Im Bereich der Mischreibung ($0.25 \leq \lambda < 2 \dots 3$) treten gleichzeitig sowohl Festkörperkontakte als auch mit Fluid gefüllte Hohlräume im Kontakt auf. Die Gesamtreibung setzt sich aus zwei Anteilen zusammen – einem Teil der Trocken-/Grenzreibung an den sich berührenden Rauheitshügeln, und einem Teil der Flüssigkeitsreibung, welche in den verbleibenden Hohlräumen auftritt (Abbildung 2.18). Einen entscheidenden Einfluss darauf, ob Mischreibung vorliegt – und wenn ja, mit welcher Intensität – haben die Schmierstoffviskosität und die Oberflächentopographien der beiden Kontaktpartner.

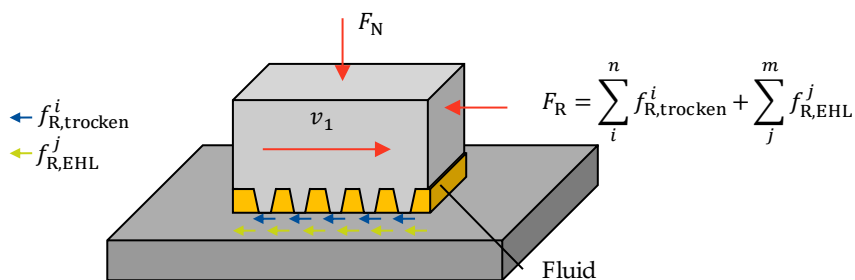


Abbildung 2.18 – Mischreibung

Theoretische und simulative Arbeiten

Maßgebende theoretische und simulative Ansätze zur Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeiten für die Bildung eines Druckprofils im Schmierfilm wurden von PATIR und CHENG (1978) [122] veröffentlicht. In ihrer Arbeit wurden auf Basis der REYNOLDS-Gleichung Flussfaktoren ermittelt, welche das lokale Umströmen von Rauheitshügeln wiedergeben. Je nach Lage, Anordnung und Geometrie der Rauheitshügel werden die Flussrichtung des Fluids geändert und der Druckaufbau gestört. Ein Vorteil dieser Methode ist, dass die Flussfaktoren lediglich für ein repräsentatives Oberflächenelement bestimmt werden müssen und dann auf die gesamte Kontaktfläche angewendet werden können. Nachteilig hingegen wirkt sich die nur unzureichende lokale Auflösung des erzielten Ergebnisses aus, da lediglich ein integraler Druckverlauf bestimmt werden kann. Eine Erweiterung der Berechnung mittels Flussfaktoren auf den Bereich der elasto-hydrodynamischen Schmierung erfolgte unter anderem in den Arbeiten von TRIPP und HAMROCK (1985) [123], EFFENDI (1987) [124], ZHU und CHENG (1988) [125] sowie SADEGHI und SUI (1989) [126]. Von CHANG (1995) [127] wurden einzelne Rauheitshügel sowie sinusförmige Rauheitsstrukturen untersucht. Eine Erweiterung auf eingelebte reale Oberflächen erfolgte von JIANG et al. (1999) [128], HU und ZHU (2000) [129] sowie von REDLICH et al. (2000) [130]. Dabei standen die Bestimmung der Flächenanteile von Festkörper- und Flüssigkontakten, die Anteile der Kraftübertragung durch Festkörper und Flüssigkeit sowie die sich einstellende Schmierfilmdicke im Fokus der Arbeiten. WEINHAEUSER (1996) [131] berechnete den Reibungsanteil der Festkörperkontakte auf Basis eines energetischen Ansatzes durch die Deformation der Rauheitshügel. Eine Kombination aus dem Flussfaktoren-Modell von PATIR und CHENG mit dem Festkörperkontaktmodell von GREENWOOD und WILLIAMSON [48] erfolgte von MAKINO et al. (1999) [132]. Von GELINCK (1999) [133] wurden stochastische Modelle zur Berechnung von STRIBECK-Kurven eingesetzt. Weitere, vor allem auf dem Modell der Flussfaktoren aufbauende Arbeiten für hydrodynamisch geschmierte Systeme in der Mischreibung wurden von ELROD (1979) [134], TEALE und LEBECK (1980) [135], TRIPP (1983) [136] und RIENÄCKER (1995) [137] veröffentlicht.

Die Übertragung der EHL-Theorie auf den Mikrokontakt zwischen zwei Rauheitshügeln gelang unter anderem in den Arbeiten von GUANGTENG et al. (2000) [138]. Sie kamen dabei zu dem Ergebnis, dass künstlich erzeugte raue Oberflächen eher zu einer Erhöhung der Schmierfilmdicke führen, während reale raue Oberflächen zu einem gegenteiligen Effekt führen. Auch POLL et al. (2000) [139] betrachteten die Bildung eines Mikro-EHL-Schmierfilms zwischen zwei sich berührenden Rauheitserhebungen und die Auswirkung auf die Reibung des Gesamtsystems (am Beispiel von Synchronisierungen). Dazu teilten sie die Gesamtreibung in eine Reibung zwischen Grenzschichten, eine Reibung im Fluid und eine Reibung im Mikro-EHL-Kontakt auf (Abbildung 2.19).

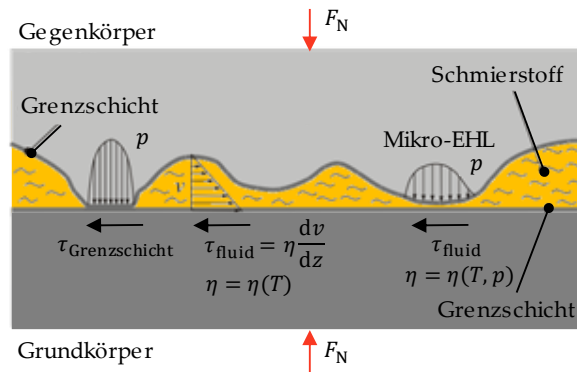


Abbildung 2.19 – Reibungsverhalten im Mischreibungsbereich nach POLL et al. [139]

Weitere Untersuchungen wurden unter anderem von REDLICH (2002) [140] durchgeführt. Er erweiterte Simulationsmodelle aus dem Bereich der Vollschmierung, so dass diese auch im Bereich der Mischreibung Gültigkeit besitzen. Dazu implementierte er die REYNOLDS-Gleichung unter Berücksichtigung sinusförmiger Rauheitshügel und identifizierte die sich einstellenden Festkörperkontakte. Die Systemreibung setzte er zusammen aus Anteilen von Flüssigkeits- und Festkörperreibung. Eine experimentelle Validierung seiner Ergebnisse erfolgte im Rahmen von Untersuchungen am Kugel-Scheibe-Tribometer. Auch SOLOVYEV (2006) [141] untersuchte das Reibungs- und Temperaturverhalten bei Festkörper- und Mischreibungskontakten theoretisch und experimentell am Kugel-Scheibe-Tribometer. Mit einem verstärkten Anwendungsbezug zu Umformprozessen untersuchte HOL (2013) [142] mittels eines Multiskalen-Finite-Elemente-Modells die Reibung im Bereich der Grenz- und Mischreibung. Von NEUBERT et al. (2013) [143] wurde ein Modell zur Beschreibung der Mischreibung für raue Linienkontakte entwickelt. Der Festkörperkontakt zwischen einzelnen Rauheitshügeln wurde dabei über das Halbraummodell abgebildet, während der vom Schmierfilm übertragene Kraftanteil mit Hilfe eines Skalierungsfaktors ermittelt wurde. Eine experimentelle Validierung wurde mittels Versuchen an Wälzlagern und Freiläufen sowie am Tribometer für mittlere Kontaktpressungen bis 2500 MPa durchgeführt. ZHANG et al. (2016) [144] untersuchten die Reibung von Wälzkontakten im Mischreibungsbereich numerisch. Dazu überlagerten sie die vom Schmierfilm hervorgerufene Fluidreibung mit der Festkörperreibung einzelner in Kontakt stehender Rauheitshügel. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass eine höhere Last zu einem größeren Gesamtreibungskoeffizienten führt. Eine Untersuchung verschiedener Oberflächen mit unterschiedlichen Rauheiten führte zu dem Ergebnis, dass sowohl der Reibungskoeffizient im Bereich der Flüssigkeits- als auch im Bereich der Mischreibung mit steigender Rauheit größer wird. Weiterhin konnten sie zeigen, dass sich eine steigende hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit aufgrund der steigenden Schmierfilmhöhe reibungsreduzierend auswirkt. BRUNETIÈRE und FRANCISCO (2018) [145] entwickelten ein Multiskalen-Finite-Elemente-Modell zur zeiteffizienten Simulation des Fließverhaltens von Fluiden in rauen Kontakten. JAITNER et al. (2018) [146] entwickelten auf Basis eines Finite-Elemente- und Mehrkörperdynamik-

mik-Modells eine Methode zur Berechnung der Erwärmung von Festkörpern in der Umgebung konformer Mischreibungskontakte. Auch REICHERT (2020) [44] untersuchte das Reibungs- und Verschleißverhalten im Bereich der Mischreibung mittels der Finite-Elemente-Methode.

Experimentelle Arbeiten

Experimentelle Arbeiten zur Auswirkung von rauen Oberflächen auf die Bildung eines elasto-hydrodynamischen Schmierfilms wurden unter anderem von WEDEVEN und CUSANO (1979) [147] durchgeführt. Sie untersuchten die Auswirkung von Oberflächenschäden auf die Bildung eines EHD-Schmierfilms und die Druckänderung in der Umgebung der durch die Schädigungen erzeugten Aufwürfe. Von DE SILVA et al. (1985) [148] wurden Untersuchungen zur Schmierfilmbildung bei reinem Rollen sowie unter Wälzbewegung mit definiertem Schlupf für verschiedene Oberflächentopographien durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass Oberflächenwelligkeiten quer zur Bewegungsrichtung die Schmierfilmdicke vergrößern, längs zur Bewegungsrichtung diese jedoch verringern. Zu ähnlichen Ergebnissen kamen KANETA et al. (1993) [149], welche eine Bildung von Fluidinseln innerhalb des Plateaus eines einzelnen Rauheitshügels annahmen (Abbildung 2.20). Durch den zusätzlichen Druckaufbau innerhalb der Fluidinseln steigt die Schmierfilmhöhe.

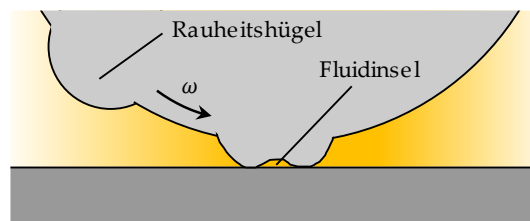


Abbildung 2.20 – Bildung von Fluidinseln. In Anlehnung an KANETA et al. [149]

Weitere experimentelle Untersuchungen zur Bildung von Schmierfilmen in Wälzkontakten wurden von SCHMIDT (1985) [150] am Zwei-Scheiben-Prüfstand durchgeführt. Er nutzte gesputterte Dünnschichtmesswertaufnehmer zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe im Kontakt mittels eines kapazitiven Messverfahrens. Auch KREIL (2008) [151] nutzte einen Zwei-Scheiben-Prüfstand mit integrierten Dünnschichtsensoren zur Messung der Schmierfilmdicke und des Druckverlaufs im Mischreibungskontakt. Untersuchungen zum Reibungsverhalten von Maschinenelementen im Bereich der Mischreibung erfolgten unter anderem an Axialwälzlagern durch FLÜGGEN (1990) [152] sowie an Stahllamellen durch BÄSE (2016) [153]. Die Auswirkung von Mischreibungszuständen auf die Bildung von White Etching Cracks in Axialzylinderrollenlagern wurde unter anderem von PAPE et al. (2018) in [154] und [155] untersucht.

2.4 Verschleiß

Verschleiß wird von der *Gesellschaft für Tribologie* als fortschreitender Materialverlust definiert [5]:

„Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust eines festen Körpers (Grundkörper), hervorgerufen durch mechanische Ursachen, das heißt Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“

Verschleiß tritt in unterschiedlichsten Formen und in diversen technischen Anwendungsgebieten auf. Im Bereich des Maschinenbaus spielt er vor allem in tribologisch belasteten Maschinenelementen wie Zahnrädern, Kupplungen oder Wälzlagern eine große Rolle. So ist der in Abbildung 2.21 dargestellte Wälzkörper eines Kegelrollenlagers aufgrund von Mangelschmierung stark verschlissen, wie der rechts dargestellte Messschrieb deutlich zeigt.

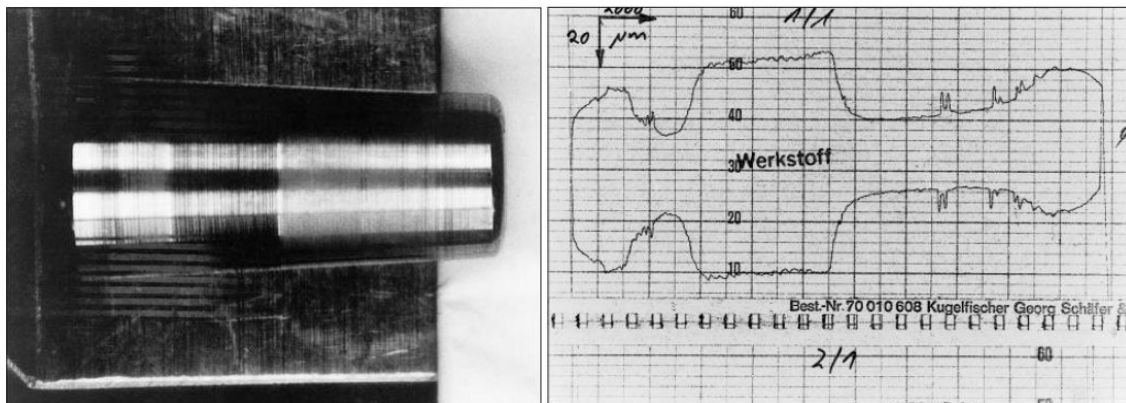


Abbildung 2.21 – Verschleißspuren an einem Wälzkörper eines Kegelrollenlagers (links) und zugehöriger Messschrieb (rechts). Quelle: FAG [156]

Der Verschleiß als fortschreitender Materialverlust eines Tribosystems kann in die vier elementaren Verschleißmechanismen Oberflächenzerrüttung, abrasiver Verschleiß, tribochemische Reaktion und adhäsiver Verschleiß unterteilt werden. Die *Oberflächenzerrüttung* (auch *Grübchen* oder *Pitting*) beschreibt eine wechselnde Beanspruchung eines Tribosystems, welche zu Rissbildung und anschließendem Risswachstum führt, bis hin zu einer Abtrennung von Verschleißpartikeln. Beim *abrasiven Verschleiß* wird der Grundkörper durch die Rauheitshügel des (härteren) Gegenkörpers oder durch Partikel als Zwischenmedium mikrozerspant. Bei der *tribochemischen Reaktion* erfahren die oberflächennahen Bereiche von Grund- und Gegenkörper eine chemische Veränderung durch Bestandteile von Zwischen- und/oder Umgebungsmedium infolge reibbedingter thermo-chemischer Aktivierung. Der *adhäsive Verschleiß* beschreibt das lokale Verschweißen von Oberflächenelementen verschiedener Kontaktpartner, verbun-

den mit einer anschließenden Trennung der Oberflächen in einer anderen Ebene. In Abbildung 2.22 sind die Ausprägungen der verschiedenen Verschleißmechanismen an metallischen Oberflächen anhand von Mikroskopaufnahmen dargestellt.

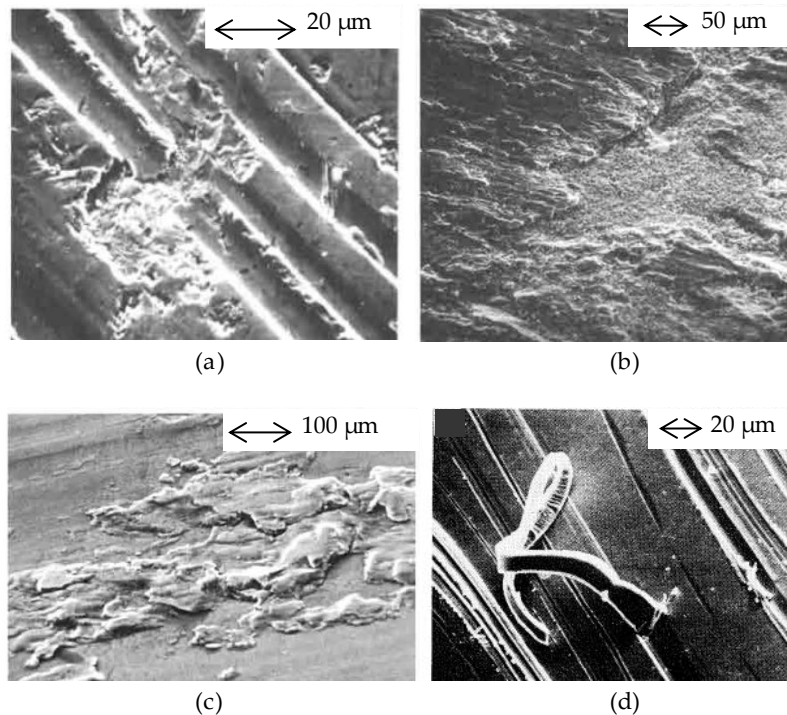


Abbildung 2.22 – Verschleißformen. a) Oberflächenzerrüttung [7]; b) Tribochemische Reaktion [7]; c) adhäsiver Verschleiß [7]; d) abrasiver Verschleiß [60]

2.4.1 Adhäsiver Verschleiß

Das ARCHARD-Modell

Treten im Kontakt von Rauheitshügeln lokal erhöhte Pressungen auf, können diese die HERTZ'sche Pressung um ein Vielfaches übersteigen. Dies kann zu einem sofortigen örtlichen Erreichen der Fließgrenze des Werkstoffes führen, wodurch sich Mikroverschweißungen zwischen den kontaktierenden Rauheitshügeln bilden. Diese neugeformten Bindungen können dann eine höhere Scherfestigkeit aufweisen, als das Grundmaterial, so dass sich die Oberflächen bei fortlaufender Relativbewegung nicht mehr in der ursprünglichen Grenzfläche trennen, sondern innerhalb des Grundmaterials. Der so entstehende Materialübertrag kann auf dem Gegenkörper haften bleiben oder sich als Verschleißpartikel aus dem Tribosystem lösen. In Abbildung 2.23 ist der zeitliche Ablauf dieses als *adhäsiver Verschleiß* bezeichneten Vorgangs schematisch dargestellt – vor (a), während (b) und nach (c) dem Kontakt zweier Rauheitshügel.

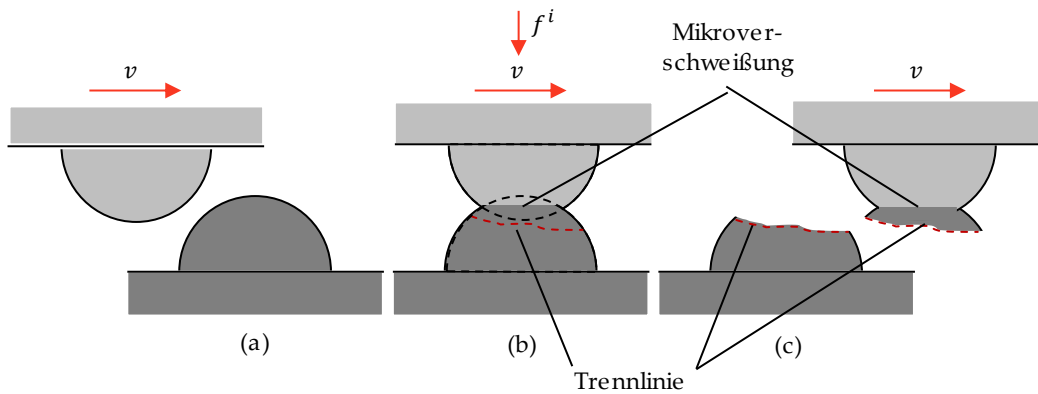


Abbildung 2.23 – Verschleißmechanismus Adhäsion [157]

ARCHARD leitete 1953 auf Grundlage dieses Verschleißverständnisses ein Modell zur Vorhersage des Verschleißvolumens eines Tribosystems her [158]. Die sich zwischen je zwei berührenden Rauheitshügeln bildende Mikrokontaktfläche A^i (Abbildung 2.24) wird dabei als so klein angenommen, dass in Verbindung mit der lokal zu übertragenden Last f^i die wirkende Mikropressung p^i die Fließgrenze p_{lim} des weicheren Kontaktpartners sofort erreicht.

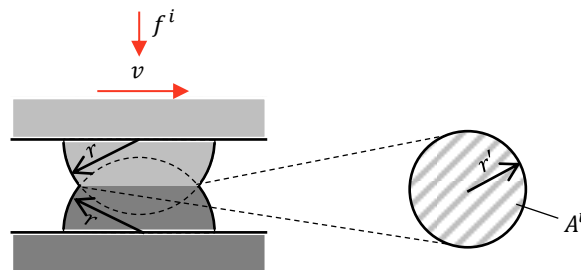


Abbildung 2.24 – Mikrokontaktfläche

Diese Mikropressung kann als Quotient aus der Kraft und der Fläche angegeben werden und entspricht im oberflächennahen Bereich des Werkstoffes der Härte H [159]. Werden die Rauheitshügel als Halbkugeln mit einem Radius r angenommen, bildet sich eine Mikrokontaktfläche A^i mit dem Radius r' aus. Wird weiterhin angenommen, dass sich durch Adhäsion die halbkugelförmigen Rauheitshügel als Verschleißpartikel ablösen, und die Trennlinie im Fuß der Rauheitshügel verläuft, bildet sich ein Verschleißpartikel mit dem Volumen einer Halbkugel, wie in Abbildung 2.25 schematisch dargestellt.

$$p^i = p_{lim} = \frac{f^i}{A^i} = H \quad (2.45)$$

$$A^i \approx \pi r'^2 \quad (2.46)$$

$$V_w^i = \frac{2}{3} \pi r^3 \quad (2.47)$$

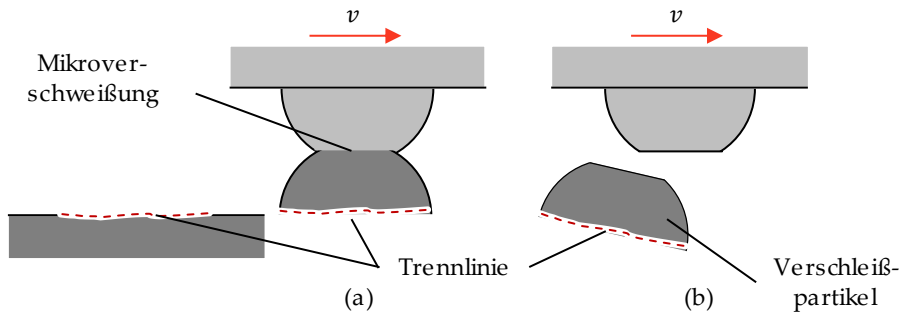


Abbildung 2.25 – Verschleißpartikel

Bei einem Verschleißweg S_w^i in der Größe des Durchmessers der Mikrokontaktfläche von $2r$ ergibt sich ein auf den Verschleißweg bezogenes Verschleißvolumen, welches einem Drittel der Mikrokontaktfläche entspricht:

$$\frac{V_w^i}{S_w^i} = \frac{2\pi r^3}{6r} = \frac{1}{3}\pi r^2 \Leftrightarrow \frac{V_w^i}{S_w^i} = \frac{1}{3}A^i = \frac{1}{3}\frac{f^i}{H} \quad (2.48)$$

Zur Bestimmung des Gesamtverschleißvolumens im betrachteten Tribosystem wird dieser Zusammenhang über die Anzahl Z der in Kontakt stehenden Rauheitshügel aufsummiert:

$$\frac{V_w}{S_w} = \sum_{i=1}^Z \frac{V_w^i}{S_w^i} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^Z \frac{f^i}{H} = K_1 \frac{1}{3} \frac{F_N}{H} \quad (2.49)$$

Die Variable S_w entspricht dabei dem Gesamt-Verschleißweg und der hier eingeführte Proportionalitätsfaktor K_1 wird als Wahrscheinlichkeit für die Ablösung eines Verschleißpartikels definiert. Unter Verwendung einer Vereinfachung folgt für das Gesamtverschleißvolumen V_w des Tribosystems:

$$K = \frac{1}{3} K_1 \quad (2.50)$$

$$V_w = K \frac{F_N S_w}{H} \quad (2.51)$$

Der Zusammenhang (2.51) ist bekannt als *ARCHARD-Gleichung*, der Proportionalitätsfaktor K wird als *ARCHARD-Verschleißkoeffizient* bezeichnet. Er wird meist aus Versuchen abgeleitet und erstreckt sich für Metalle über einen Bereich von circa $K = 10^{-8} \dots 10^{-3}$ [58].

Das RABINOWICZ-Modell

Nach RABINOWICZ (1958) [160] kann ein Verschleißpartikel von der Oberfläche nur dann abgelöst werden, wenn die elastische Energie des Teilchens größer ist, als die Oberflächenenergie in der Kontaktzone. Aus dieser Annahme leitet RABINOWICZ ab, dass es eine kritische Teilchengröße geben muss, unterhalb derer sich keine Verschleißpartikel bilden:

$$d \geq d_{\text{crit}} = \frac{30 EW}{R_e^2} \quad (2.52)$$

Dabei beschreiben E den Elastizitätsmodul, R_e die Streckgrenze und W die geleistete Adhäsionsarbeit. Der Durchmesser eines halbkugelförmigen Verschleißpartikels wird mit d bezeichnet. Die Gültigkeit des sogenannten *RABINOWICZ-Kriteriums* konnte durch quasi-molekulare Simulationen in der Arbeit von AGHABABAEI et al. (2016) [161] bestätigt werden (AWM-Modell). POPOV und POHRT (2018) [162] modifizierten und generalisierten das daraus entstandene stochastische RABINOWICZ-AWM-Modell und erarbeiteten ein deterministisches „Asperiten-freies“ Verschleiß-Kriterium. Dadurch wurde es möglich, Oberflächen mit verschiedenen großen Rauheitshügeln zu betrachten und verschiedene Verschleißregime zu modellieren: Regime des *geringsten*, des *milden* und des *schweren* Verschleißes. Auch von TERWEY et al. (2019) [157] konnten auf Basis der Arbeit von WOLF (2008) [163] und im Rahmen von experimentellen Untersuchungen die Regime des milden und des schweren Verschleißes identifiziert werden.

Das FLEISCHER-Modell

Ein weiteres Modell zur Beschreibung des adhäsiven Verschleißes wurde von FLEISCHER (1980) [164] vorgestellt. Diesem Modell liegt ein energetischer Ansatz zu Grunde, welcher die durch Reibung an der Oberfläche hervorgerufene und in das Material eindiffundierende Reibenergie als Ursache für den Verschleiß annimmt. Die Intensität des Verschleißes wird über die *scheinbare Reibenergiedichte* e_R^* abgebildet, welche die Verknüpfung zwischen der Reibarbeit und dem globalem Verschleißvolumen herstellt. Es lässt sich zeigen, dass ein starker Zusammenhang zwischen der Darstellung des Verschleißes im Modell nach ARCHARD und der Darstellung im Modell nach FLEISCHER existiert und die scheinbare Reibenergiedichte als Funktion des ARCHARD-Verschleißkoeffizienten ausgedrückt werden kann (und umgekehrt):

$$W_R = \mu F_N S_W \quad (2.53)$$

$$V_W = \frac{1}{e_R^*} W_R \quad (2.54)$$

$$e_R^* = \frac{1}{K} \mu H \leftrightarrow K = \frac{1}{e_R^*} \mu H \quad (2.55)$$

Bestimmung des Verschleißkoeffizienten mit Hilfe der Kontinuumschädigungsmechanik

BEHESHTI und KHONSARI (2010) [165] stellten eine Methode vor, auf Basis der Kontinuumschädigungsmechanik den ARCHARD-Verschleißkoeffizienten für den trockenen Kontakt numerisch zu bestimmen. Dazu werden die Rissbildung und der Rissfortschritt anhand eines Modells von kubischen Rauheitshügeln numerisch modelliert. Anhand der Ermittlung einer kritischen Lastspielzahl für jeden lokalen Rauheitshügel (bis zum Ablösen des Rauheitshügels als Verschleißpartikel) lässt sich ein orts aufgelöster Verschleißkoeffizient bestimmen. Die Vorgehensweise basiert somit ebenfalls auf einem energetischen Ansatz und ist mit dem FLEISCHER-Modell vergleichbar. LIJESH und KHONSARI (2018) [166] erweiterten die Methode um die Möglichkeit, Lastkollektive zu berücksichtigen. Von GHATREHSAMANI und AKBARZADEH (2018) [167] folgten auf dieser Basis Untersuchungen zur Vorhersage der Reibungs- und

Verschleißkoeffizienten. Sie modellierten dabei die Rauheitshügel als Kegelstümpfe mit unterschiedlichen Durchmessern, Winkeln und Höhen. Von TERWEY et al. (2019) [157] folgte eine Umsetzung des von BEHESHTI und KHONSARI vorgestellten Modells auf den Tribokontakt in einem Axialzylinderrollenlager. Dazu wurde das Verschleißvolumen in eine lokale Verschleißtiefe z_w^i an der Stelle i umgerechnet, welche von einem lokalen Verschleißkoeffizienten $K^i(\tau^i)$ und der Anzahl an Lastwechseln n_{load} abhängig ist. Neben der Berechnung der orts aufgelösten Verschleißtiefe erfolgte eine Validierung des Modells anhand von Verschleißuntersuchungen am FE8-Prüfstand (siehe Kapitel 4.1.2). In TERWEY et al. (2020) [55] wurde dieses Verschleißmodell unter Berücksichtigung eines sich bildenden elastohydrodynamischen Schmierfilms auf den Bereich der Mischreibung erweitert. Auch WINKLER et al. (2020) [168] untersuchten simulativ das Verschleißverhalten von Axialzylinderrollenlagern im Bereich der Mischreibung, allerdings unter Verwendung eines FE-basierten EHL-Modells. Sie berücksichtigten dabei auch die sich durch den Verschleiß kontinuierlich verändernde Kontaktgeometrie und die sich damit ebenfalls verändernden Schmierungseigenschaften. In Tabelle 2.7 ist eine Übersicht der vorgestellten Modelle zur Beschreibung des adhäsiven Verschleißes gegeben.

Tabelle 2.7 – Modelle zur Berechnung des adhäsiven Verschleißes

ARCHARD (1953) [158]	$V_w = K \cdot \frac{F_N \cdot S_w}{H}$
RABINOWICZ (1958) [164]	$d \geq d_{\text{crit}} = \frac{30 \cdot E \cdot W}{R_g^2}$
FLEISCHER (1980) [164]	$V_w = \frac{1}{e_R} \cdot W_R$
BEHESHTI und KHONSARI (2010) [165]	$V_w = K \cdot \frac{F_N \cdot S_w}{H} \text{ (ARCHARD)}; K = \frac{1}{3 \cdot N_c}$
TERWEY et al. (2019) [157]	$z_w^i = K^i(\tau^i) \cdot n_{\text{load}}$

Weitere experimentelle Arbeiten

KRAUSE und POLL (1986) [169] untersuchten den Zusammenhang verschiedener tribologischer Belastungsparameter mit der Verschleißmasse. Sie führten dazu sowohl umfangreiche eigene experimentelle Untersuchungen durch, sammelten und analysierten aber auch systematisch zuvor in der Literatur veröffentlichte Arbeiten. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass sich das Verschleißvolumen beziehungsweise die Verschleißmasse proportional zur im Tribosystem geleisteten Reibarbeit verhält. Der Proportionalitätsfaktor wird dabei vor allem durch die Struktur des Tribosystems und die Temperatur der kontaktierenden Oberflächen bestimmt. Die Temperatur selbst ist eine Funktion des kumulierten Lastkollektivs und wird hauptsächlich durch die flächenbezogene Reibleistung beeinflusst. Durch die Definition der flächenbezogenen Reibleistung konnten sie weiterhin zwischen mildem zu heftigem Verschleiß differenzieren. In Abbildung 2.26 ist eine ihrer Auswertungen des Verschleißverhaltens eines Tribokontaktes am Zwei-Scheiben-Prüfstand dargestellt. Die Abbildung zeigt die auf die Reibarbeit bezogene Verschleißmasse in Abhängigkeit der flächenbezogenen Reibleistung. Während die gemessene relative Verschleißmasse bis zu einer relativen Reibleistung von etwa 4 W/mm^2

nahezu konstant bleibt, steigt sie nach Überschreiten dieser Grenze steil auf ein höheres Niveau. Für höhere Reibleistungen bleibt die relative Verschleißmasse erneut auf einen nun höher liegenden und nahezu konstanten Wert. KRAUSE und POLL leiteten aus diesen Ergebnissen das Vorliegen eines Bereichs des milden und eines Bereichs des heftigen Verschleißes ab.

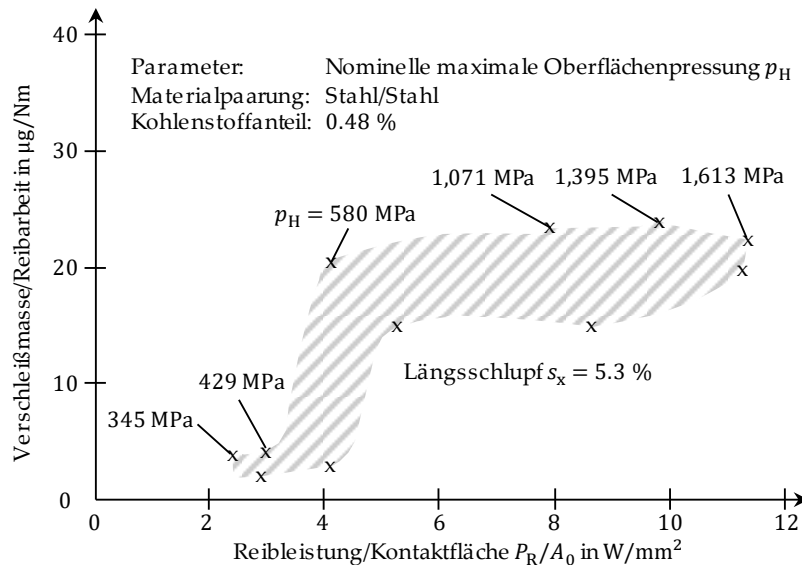


Abbildung 2.26 – Auf die geleistete Reibarbeit bezogene Verschleißmasse in Abhängigkeit der flächenbezogenen Reibleistung. In Anlehnung an KRAUSE und POLL [169]

Von LÖSCHE et al. (1998) [170] wurden experimentelle Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Synchronisierungen mit Berechnungsergebnissen aus einem daraus abgeleiteten semi-empirischen Modell verglichen. Mit diesem Modell war es möglich, das Verschleißverhalten sowohl im Bereich des milden als auch des heftigen Verschleißes zu beschreiben. Weitergehende experimentelle Untersuchungen zum Verschleiß- und Temperaturverhalten von Synchronisierungen wurden später von SPRECKELS (2001) [171] durchgeführt.

2.4.2 Abrasiver Verschleiß

RABINOWICZ (1965) [172] leitete einen der ARCHARD-Gleichung ähnlichen Zusammenhang für den abrasiven Verschleiß her (Tabelle 2.8). Dabei werden die Rauheitshügel als kegelförmig angenommen und der Verschleißkoeffizient in Abhängigkeit des Kegelwinkels ausgedrückt. Der abrasive Verschleißkoeffizient K_{abr} erstreckt sich für Metalle über einen Bereich von circa $K_{abr} = 10^{-3} \dots 10^{-1}$. SIN et al. (1979) [173] untersuchten theoretisch und experimentell den Einfluss der Korngröße des Materials auf das abrasive Verschleißverhalten. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass der nach klassischen Theorien berechnete abrasive Verschleißkoeffizient um eine bis zwei Größenordnungen höher liegt, als der von ihnen jeweils experimentell ermittelte.

Tabelle 2.8 – Modell zur Berechnung des abrasiven Verschleißes

RABINOWICZ (1965) [172]	$V_{w,abr} = K_{abr} \cdot \frac{F_N \cdot S_w}{H}$
-------------------------	---

2.5 Fluideigenschaften

2.5.1 Dichte

Die Dichte ρ eines Fluids ist sowohl temperatur- als auch druckabhängig. Die Abhängigkeit von der Temperatur kann über ein lineares Dichte-Temperatur-Modell abgebildet werden, wobei die Referenztemperatur T_0 zu 288.15 K gesetzt wird (Tabelle 2.9). Der Dichte-Temperatur-Koeffizient α ist ein schmierstoffabhängiger Parameter. Eine gleichzeitige Berücksichtigung der Druck- und Temperaturabhängigkeit wird durch die TAIT-Gleichung ermöglicht.

Tabelle 2.9 – Modelle zur Beschreibung der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte

Lineares Modell	$\rho(T) = \rho(T_0) [1 - \alpha (T - T_0)]$
TAIT	$\rho(p, T) = \frac{\rho(p_0, T)}{1 - B_0(T) \ln\left(\frac{B(T)+p}{B(T)+p_0}\right)}$
	$B(T) = B_1 e^{B_2 T} \quad , \quad B_0(T) = B_{01} + B_{02} T$

2.5.2 Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die Zähflüssigkeit eines Fluids und verknüpft die Scherrate innerhalb eines Schmierfilms mit der im Schmierfilm herrschenden Scherspannung. Im Allgemeinen wird zwischen der *dynamischen Viskosität* η und der *kinematischen Viskosität* ν unterschieden. Beide Größen sind durch die Dichte ρ miteinander verknüpft. Die Viskosität ist dabei keine konstante Größe sondern zeigt vielmehr eine starke Abhängigkeit von den drei Einflussgrößen *Temperatur, Druck und Scherrate*.

$$\eta = \eta(T, p, \dot{\gamma}) = \nu(T, p, \dot{\gamma}) \cdot \rho(T, p) \quad (2.56)$$

Temperaturabhängigkeit der Viskosität

Die Viskosität ist stark temperaturabhängig. Die erste moderne Beschreibung dieses Verhaltens wurde durch POISSEUILLE²⁰ im Jahre 1840 veröffentlicht [174–176]. POISSEUILLE stellte eine Annäherungsformel in Form einer Potenzreihenentwicklung vor, wie sie in Tabelle 2.10 aufgelistet ist. Von SLOTTE (1881, 1892) [177, 178] wurde eine ähnliche Gleichung zur Beschreibung dieses Verhaltens vorgeschlagen, wobei er jedoch die Potenzreihe nach dem linearen Glied abbricht. REYNOLDS (1886) [67] schlug einen mit der Temperatur exponentiell sinkenden Verlauf der Viskosität vor. Auch VOGEL (1921) [179–182] veröffentlichte eine Gleichung mit einem exponentiellen Verlauf, welche in dieser Form bis heute weite Verbreitung findet. Die

²⁰ JEAN LÉONARD MARIE POISSEUILLE (1797-1869): *Französischer Physiker, welcher sich vor allem mit der Physiologie des Blutkreislaufes beschäftigte, wobei er unter anderem ein Quecksilbermanometer zur Messung des Blutdrucks entwickelte. Weiterhin veröffentlichte er Arbeiten zum Strömungsverhalten von Flüssigkeiten in Röhren. Eine der bekanntesten von ihm mitentwickelten Gleichungen ist das HAGEN-POISSEUILLE-Gesetz zur Beschreibung des Volumenstroms bei laminarer und stationärer Strömung. Ihm zu Ehren ist eine mittlerweile nicht mehr in Verwendung stehende Bezeichnung für die Viskosität mit „Poiseuille“ beziehungsweise später mit „Poise“ benannt worden.*

Ermittlung der darin enthaltenen Parameter erfolgt in Anlehnung an HARRIS und KOTZALAS [11] auf empirische Weise anhand von Messungen bei drei verschiedenen Temperaturen. ANDRADE (1930) [183] schlug eine vereinfachte zwei-parametrischen Variante der VOGEL-Gleichung vor. FALZ (1931) [184] beschreibt die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur mittels eines Potenzterms. Weitere wichtige Arbeiten zur Temperaturabhängigkeit der Viskosität wurden unter anderem durch ROST (1955) [185] durchgeführt. In Tabelle 2.10 sind die verschiedenen Modelle aufgelistet. Im Rahmen dieser Arbeit wird das VOGEL-Modell verwendet.

Tabelle 2.10 – Modelle zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität

POISSEUILLE (1840) [174–176]	$\eta_0(T) = \frac{1}{\alpha + \beta T + \gamma T^2}$
SLOTTE (1881, 1892) [177, 178]	$\eta_0(T) = \frac{c}{A+T} - B$
REYNOLDS (1886) [67]	$\eta_0(T) = \eta_0(T_0) e^{-\beta(T-T_0)}$
VOGEL (1921) [179–182]	$\eta_0(T) = A_{\text{vog}} e^{\left(\frac{B_{\text{vog}}}{T+C_{\text{vog}}}\right)}$
(HARRIS und KOTZALAS (2007) [11])	$A_{\text{vog}} = \eta_{01} e^{-\left(\frac{B_{\text{vog}}}{T_1+C_{\text{vog}}}\right)}$
	$B_{\text{vog}} = \frac{(T_2+C_{\text{vog}})(T_1+C_{\text{vog}})}{T_2-T_1} \ln\left(\frac{\eta_{01}}{\eta_{02}}\right)$
	$C_{\text{vog}} = \frac{(T_3-T_2)}{(T_2-T_1)} \ln\left(\frac{\eta_{01}/\eta_{02}}{\eta_{02}/\eta_{03}}\right)$
ANDRADE (1930) [183]	$\eta_0(T) = A_{\text{and}} e^{\left(\frac{B_{\text{and}}}{T}\right)}$
FALZ (1931) [184]	$\eta_0(T) = \frac{0.336}{(0.1T)^{2.6}}$

Eine weitere Kenngröße zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität ist der Temperatur-Viskositäts-Koeffizient. Dieser kann für zwei bekannte Viskositäten η_1 und η_2 bei zugehörigen unterschiedlichen Temperaturen T_1 und T_2 wie folgt bestimmt werden:

$$\beta_{\text{th}} = \frac{\ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)}{T_2 - T_1} \quad (2.57)$$

Druckabhängigkeit der Viskosität

Die Viskosität von Schmierstoffen steigt mit dem Schmierstoffdruck stark an. Die BARUS²¹-Gleichung [186] aus dem Jahr 1893 beschreibt die exponentielle Abhängigkeit der Viskosität vom Druck mittels eines exponentiellen Terms (Tabelle 2.11). Allgemein lässt sich mit dieser Gleichung das Fluidverhalten bei moderaten Drücken beziehungsweise Pressungen (bis circa 200 MPa) abbilden. Ein weiteres Modell, welches sowohl die Druck- als auch die Temperaturabhängigkeit berücksichtigt ist 1975 von RODERMUND [187] veröffentlicht worden. Weiterhin

²¹ CARL BARUS (1856-1935): US-amerikanischer Physiker und Professor für Physik an der Brown University.

ist in diesem Modell die Berücksichtigung einer mit dem Druck degressiv ansteigenden Viskosität möglich. Auch das YASUTOMI-Modell (1984) [188, 189] berücksichtigt eine Druck- und Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Dieses beinhaltet die Glasübergangstemperatur T_g und die Viskosität η_g , welche bei dieser Temperatur vorliegt. Die dimensionslose Größe F beschreibt den relativen Wärmeausdehnungskoeffizienten des freien Volumens, wobei die Parameter A_1 , A_2 , b_1 und b_2 für jedes Fluid separat bestimmt werden müssen. In Tabelle 2.11 sind die verschiedenen Modelle zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität aufgelistet. Im Rahmen dieser Arbeit wird das RODERMUND-Modell verwendet.

Tabelle 2.11 – Modelle zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität

BARUS (1893) [186]	$\eta_0(p, T) = \eta_0(p_0, T) e^{(\alpha_p p)}$
RODERMUND (1975) [187]	$\eta_0(p, T) = A \cdot e^{\left[\frac{B}{c+T} \left(\frac{p}{p_0} + 1 \right)^{\left(D + \frac{E \cdot B}{c+T} \right)} \right]}$
YASUTOMI (1984) [188, 189]	$\eta_0(p, T) = \eta_g \cdot e^{\left(\frac{-2.303 C_1 (T - T_g) F}{c_2 + (T - T_g) F} \right)}$
	$T_g = T_{g0} + A_1 \cdot \ln(1 + A_2 p)$
	$F = (1 + b_1 p)^{b_2}$

Scherratenabhängigkeit der Viskosität

Anders als vom NEWTON'schen Modell (a) abgebildet, weisen reale nicht-NEWTON'sche Fluide eine ausgeprägte Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate auf. Wie in Abbildung 2.27 dargestellt, kann sich diese Abhängigkeit in Form einer *Scherverdünnung* (b), einer *Scherverdickung* (c) oder in Form eines Anfangswiderstands (d) ausdrücken (BINGHAM-Fluid).

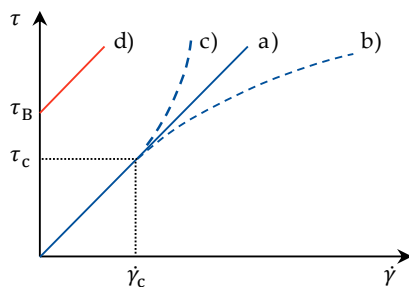


Abbildung 2.27 – Fließkurven unterschiedlichen Verhaltens:

- a) NEWTON'sches,
- b) scherverdünnendes (strukturviskoses),
- c) scherverdickendes (dilatantes)
- und d) BINGHAM-Fluid

Mineralische und synthetische Schmieröle weisen meist ein *scherverdünnendes Verhalten* auf. Dieses Verhalten wurde von zahlreichen Autoren theoretisch und experimentell untersucht und in Form von Fließmodellen in mathematischen Zusammenhängen ausgedrückt. Mit dem Potenz-Ansatz nach OSTWALD-DE WAELE (Potenzgesetz) können sowohl scherverdünnende ($m < 1$) als auch scherverdickende Fluide ($m > 1$) beschrieben werden (Tabelle 2.12). Der Grenzfall $m = 1$ beschreibt eine NEWTON'sche Flüssigkeit. Das Potenzgesetz ist numerisch gut handhabbar und stellt in doppeltlogarithmischer Darstellung eine Gerade dar, in der Nähe des Ursprungs treten jedoch Anomalien auf. Ein weiterer Nachteil ist die physikalische Dimension des Parameters K , welche sich mit dem Exponenten m ändert. Die Gleichung nach

RABINOWITSCH (Polynomgesetz) ist im Gegensatz zum Potenzgesetz physikalisch widerspruchsfrei und liefert im Bereich geringer Scherraten gute Annäherungen an gemessene Verläufe. Für größere Scherraten verliert die Gleichung jedoch ihre Gültigkeit. Mit dem PRANDTL-EYRING-Ansatz (sinh-Gesetz) können scherverdünnende Verläufe dargestellt werden. Die analytische Zugänglichkeit ist jedoch beschränkt. In abgewandelter Form wurde von EYRING (1936) [190] die Viskosität direkt als Funktion der Scherrate ausgedrückt. Ein weiteres weit verbreitetes Modell zur Abbildung der Scherverdünnung ist das CARREAU²²-Modell [191] aus dem Jahr 1972. Ein ebenfalls vereinfachtes Modell nach BAIR und WINER (1979) [192] findet auch heute noch häufig Anwendung. Eine verallgemeinerte Version der CARREAU-Gleichung wurde von YASUDA et al. (1981) [193] vorgeschlagen, wobei der konstante Wert des Exponenten in einen allgemeinen Parameter a übergeht. Im Rahmen dieser Arbeit wird das BAIR-WINER-Modell verwendet.

Tabelle 2.12 – Modelle zur Beschreibung der Scherratenabhängigkeit der Viskosität

OSTWALD-DE WAELE	$\tau(\dot{\gamma}) = K\dot{\gamma} \cdot \dot{\gamma} ^{m-1}$
RABINOWITSCH	$\frac{\dot{\gamma}}{a} = \frac{\tau}{b} + \left(\frac{\tau}{c}\right)^3$
PRANDTL-EYRING	$\frac{\dot{\gamma}}{e} = \sinh\left(\frac{\tau}{f}\right)$
EYRING (1936) [190]	$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{\tau_c}{\dot{\gamma}} \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{\dot{\gamma} \cdot \eta_0(T,p)}{\tau_0}\right)$
CARREAU (1972) [191]	$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{\eta_0(T,p)}{\left[1 + \left(\frac{\eta_0(T,p) \cdot \dot{\gamma}}{\tau_c}\right)^2\right]^{\frac{1-n}{2}}}$
BAIR und WINER (1979) [192]	$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{\eta_0(T,p)}{1 + \left(\frac{\eta_0(T,p) \cdot \dot{\gamma}}{\tau_{\text{lim}}}\right)}$
YASUDA et al. (1981) [193]	$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{\eta_0(T,p)}{\left[1 + \left(\frac{\eta_0(T,p) \cdot \dot{\gamma}}{\tau_c}\right)^a\right]^{\frac{1-n}{a}}}$

Weitere wichtige Arbeiten zur Scherratenabhängigkeit der Viskosität wurden unter anderem von GECIM und WINER (1980) [194], LEE und HAMROCK (1990) [195], IIVONEN und HAMROCK (1991) [196] sowie ELSHARKAWY und HAMROCK (1991) [197] durchgeführt. SIMO KAMGA et al. (2018) [198] untersuchten simulativ auf Basis der Finite-Volumen-Theorie das Traktionsverhalten des Referenz-Schmierstoffs FVA3 unter verschiedenen Öleinlasttemperaturen und Summengeschwindigkeiten. Sie verwendeten dabei das Scherverdünnungsmodell nach CARREAU. Eine experimentelle Validierung erfolgte am Zwei-Scheiben-Prüfstand. Von JADHAO und ROBBINS (2019) [199] wurde die Scherratenabhängigkeit der Viskosität für das Modellfluid Squalan mit Hilfe eines molekulardynamischen Simulationsmodells beschrieben.

²² PIERRE J. CARREAU (*1939): *Kanadischer Rheologe und Professor an der École Polytechnique in Montreal. Das von ihm entwickelte Modell zur Beschreibung der scherratenabhängigen Viskosität wurde ursprünglich für Polymere entwickelt und validiert.*

2.5.3 Viskoelastizität

Im Bereich hoher Drücke steigt die Viskosität des Fluids stark an. Diese Viskositätssteigerung ist auch als eine Verfestigung interpretierbar und führt dazu, dass sich das Fluid teilweise wie ein Festkörper verhält. Die Scherspannung, welcher ein durch Scherung beanspruchtes nicht-NEWTON'sches Fluid unter hohem Druck ausgesetzt wird, ist dann nicht mehr nur abhängig von der Viskosität des Fluids, sondern auch von einer zeitabhängigen elastischen Scherung. Dieses als *Viskoelastizität* bezeichnete Verhalten wurde von diversen Autoren mit verschiedenen Modellen beschrieben. Zu den am weitest verbreiteten gehören das MAXWELL-Modell (1867) [200], das KELVIN-VOIGT-Modell [201], das OLDROYD-Modell (1950) [202] und das PHAN-THIEN-TANNER-Modell (1977) [203]. Im Rahmen dieser Arbeit wird das MAXWELL-Modell verwendet.

Im MAXWELL-Modell wird das viskoelastische Verhalten von nicht-NEWTON'schen Fluiden durch die Analogie einer Reihenschaltung einer Feder und eines Dämpfers beschrieben.

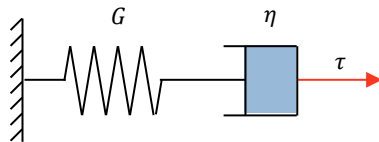


Abbildung 2.28 – MAXWELL-Modell zur Viskoelastizität nicht-NEWTON'scher Fluide

Die Steifigkeit der Feder entspricht dabei dem elastischen Anteil der Scherung, welcher durch den elastischen Schubmodul G ausgedrückt wird. Der Dämpfer spiegelt den viskosen Anteil wider und wird durch die Viskosität des Fluids beschrieben. Die Scherrate des Fluids kann dann in Anlehnung an die Beschreibung eines NEWTON'schen Fluids (Gleichung (2.36)) um einen zeitabhängigen elastischen Anteil erweitert werden. Der elastische Schubmodul G entspricht dabei dem Speichermodul G' bei theoretisch unendlich hoher Scherfrequenz ω [64].

$$\dot{\gamma} = \underbrace{\frac{\tau}{\eta}}_{\text{viskoser Anteil}} + \underbrace{\frac{1}{G} \cdot \frac{d\tau}{dt}}_{\text{elastischer Anteil}} \quad (2.58)$$

$$G = G_{\infty} = \lim_{\omega \rightarrow \infty} G'(\omega) \quad (2.59)$$

Von unterschiedlichen Autoren wurden Modelle und Ansätze zur Bestimmung des elastischen Schubmoduls veröffentlicht (Tabelle 2.13). Von BARLOW et al. (1967) [204, 205] wurde ein vereinfachtes Modell für den Zusammenhang zwischen dem elastischen Schubmodul und der Pressung beziehungsweise dem Druck im Fluid vorgeschlagen (Tabelle 2.13). Unter Berücksichtigung einer zusätzlichen Temperaturabhängigkeit wurde von DYSON (1970) [206] ein empirisch ermittelter Zusammenhang vorgeschlagen. Von HUTTON und PHILLIPS (1972) [207] wurde eine andere Formel vorgeschlagen, deren Gültigkeit für Di(2-ethylhexyl)phtalat empirisch nachgewiesen werden konnte. Von HOUVERT [208] wurde 1980 ein Modell vorgeschlagen, welches analog zur Beschreibung der Viskosität formuliert wurde. Das Modell von BARLOW et al. wurde von EVANS und JOHNSON (1986) [209] generalisiert. BAIR und WINER (1992) [210] schlugen ebenfalls einen parametrischen Ansatz vor. Weitere wichtige Arbeiten zur

Scherraten- und Zeitabhängigkeit der Viskosität wurden von JOHNSON und TEVAARWERK (1977) [211], TICHY (1996) [212] sowie SAWYER und TICHY (1998) [213] veröffentlicht.

Tabelle 2.13 – Modelle zur Beschreibung des elastischen Schubmoduls

BARLOW et al. (1967) [204, 205]	$G_{\infty} = 0.5 \text{ GPa} + 2.45 \cdot p$
DYSON (1970) [206]	$G_{\infty} = \frac{3p}{2.54+0.024 \cdot T}$
HUTTON und PHILLIPS (1972) [207]	$G_{\infty} = \frac{1.29 \cdot 10^7}{(T-92.8 \text{ K})^2} + \frac{1.74 \cdot 10^5 \cdot p}{(T+16.7 \text{ K})}$
HOUPERT (1980) [208]	$G_{\infty} = G_0 \cdot e^{\left(\alpha_G \cdot p + \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right)}$
EVANS und JOHNSON (1986) [209]	$G_{\infty} = A + B \cdot p$
BAIR und WINER (1992) [210]	$G_{\infty} = (a - b \cdot T) \cdot p$

HABCHI und BAIR (2019) [214] behandelten die Frage, ob die Viskoelastizität eines Schmierstoffs zur Vorhersage der Flüssigkeitsreibung im EHL-Kontakt überhaupt berücksichtigt werden muss. In ihren Untersuchungen kamen sie zum dem Ergebnis, dass der Einfluss der Viskoelastizität vernachlässigbar sei, während aber ein Einfluss des Kriechens der beteiligten Festkörper Berücksichtigung finden müsse. Ob das viskoelastische Fluidverhalten für den Tribokontakt von Bedeutung ist, lässt sich nach EVANS und JOHNSON (1986) [215] anhand der sogenannten DEBORAH-Zahl D abschätzen, welche die Relaxationszeit des Fluids (η/G_{∞}) mit der Durchlaufzeit eines Fluidteilchens durch den betrachteten Tribokontakt ($t/(2b)$) in Relation setzt:

$$D = \frac{\eta t}{G_{\infty} 2b} \quad (2.60)$$

Bei hohen Scherraten sowie für sehr kleine DEBORAH-Zahlen ($D \ll 1$) wird von einer Vernachlässigbarkeit des elastischen Fluidverhaltens ausgegangen. Bei geringen Scherraten oder sehr großen DEBORAH-Zahlen ($D \gg 1$) muss es mitberücksichtigt werden, um das Fluidverhalten vollständig abbilden zu können. Aufgrund der Druckabhängigkeit der Viskosität ist auch die DEBORAH-Zahl eine Funktion des Drucks. Ein Tribosystem kann in Bezug auf das Fließverhalten in die folgenden vier Bereiche unterteilt werden:

- a) Niedrige Belastung ($D \ll 1$): Rein NEWTON'sches Fließverhalten.
- b) Mittlere Belastung ($D < 1$): Nicht-NEWTON'sches Fließverhalten ohne Elastizität.
- c) Hohe Belastung ($D > 1$): Nicht-NEWTON'sches Fließverhalten mit Elastizität.
- d) Höchste Belastung ($D \gg 1$): Elasto-plastisches Verhalten (analog zu Festkörpern).

In Abbildung 2.29 sind typische Verläufe von Traktionskurven mit und ohne elastische Effekte dargestellt.

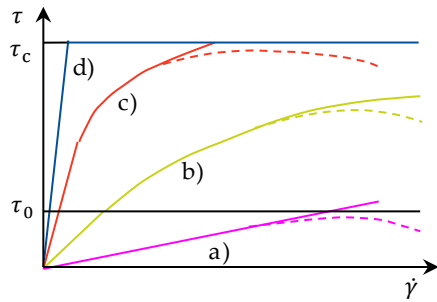


Abbildung 2.29 – Verlauf typischer Traktionskurven unter Berücksichtigung des elastischen Anteils.
 a) Niedrige ($D \ll 1$),
 b) mittlere ($D < 1$),
 c) hohe ($D > 1$) und
 d) höchste ($D \gg 1$) Belastung
 [215]

2.5.4 Grenzscherubspannung

Die durch ein Fluid übertragbare Spannung ist im Allgemeinen nach oben hin begrenzt [64]. Dieser Effekt wird unter anderem durch den Übergang des Fluids in einen glasförmigen Zustand erklärt, was zu einem Abreißen der laminaren Strömung führt. Die Schubspannung wird dann nicht mehr durch die Viskosität des Fluids bestimmt, sondern durch die Reibung zwischen aufeinander abgleitenden *Scherbändern*, wodurch sich eine Analogie zur Festkörperreibung ergibt. Bereits im Jahr 1960 wurde durch SMITH [216] für dieses Phänomen der Begriff *limiting shear stress* (Grenzscherubspannung) eingeführt. BAIR (2002) [217] konnte in rheologischen Untersuchungen am Viskosimeter unter konstanten Temperatur-, Druck- und Scherratenverhältnissen das Vorliegen einer Grenzscherubspannung empirisch bestätigen. So ist in Abbildung 2.30 beispielsweise die Messung der Scherspannung als Funktion der Scherrate (Fließkurve) für ein Mineralöl LVI 260 aufgetragen [64, 217].

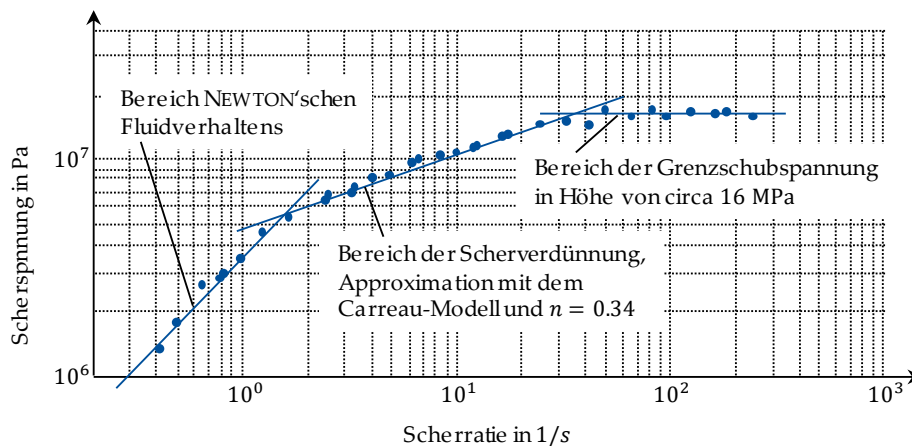


Abbildung 2.30 – Fließkurve des Mineralöls LVI 260 bei einer Temperatur von 20 °C und einem Druck von 3000 bar, gemessen am COUETTE-Viskosimeter [217]

DYSON (1970) [206] schlug eine Verknüpfung der Grenzscherubspannung mit dem elastischen Schubmodul vor (Tabelle 2.14). Eine physikalische Begründung zum Auftreten einer Grenzscherubspannung wurde unter anderem von EHRET et al. (1998) [218] sowie von BAIR (2007) [64] veröffentlicht, welche sich auf die Bildung von Scherbändern beruft. Nach BAIR und WINER (1992) [210] ergibt sich ein quasilinearer Zusammenhang zwischen der Grenzscherubspannung und dem Druck. Von JACOBSEN (1991) [219] wurde zuvor eine ähnliche Gleichung mit einem zusätzlichen konstanten Term τ_0 veröffentlicht. Er untersuchte auch den Übergang in den

glasartigen Zustand unter hohen Drücken [220]. Von MEYER (2010) [221] und WANG (2015) [222] wurde ein bilinearer Ansatz auf Basis einer charakteristischen Pressung der kritischen Schubspannung vorgeschlagen. NDIAYE et al. (2017) [223] erweiterten den druckabhängigen Ansatz von JACOBSEN um einen temperaturabhängigen Term. Weitere wichtige Arbeiten zur Grenzschubspannung erfolgten durch EVANS und JOHNSON (1986) [215] sowie KANETA (1993) [224]. In Tabelle 2.14 sind die verschiedenen Modelle zusammengefasst. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Modelle von DYSON und WANG verwendet.

Tabelle 2.14 – Modelle zur Beschreibung der Grenzschubspannung

DYSON (1970) [206]	$\tau_{lim}(G) \approx 0.25 \cdot G_{\infty}$
JACOBSEN (1991) [219]	$\tau_{lim}(T, p) = \Lambda(T) \cdot p + \tau_{lim,0}$
BAIR und WINER (1992) [210]	$\tau_{lim}(T, p) = \Lambda(T) \cdot p$
WANG (2015) [222]	$\tau_{lim}(p) = \begin{cases} \tau_c(p) + \zeta \cdot (p - p^*) & , \text{ wenn } p \geq p^* \\ \tau_c(p) & , \text{ sonst.} \end{cases}$
NDIAYE et al. (2017) [223]	$\tau_{lim}(T, p) = \Lambda \cdot p - \beta \cdot T + \tau_{lim,0}$

2.5.5 Kritische Schubspannung

Mit steigender Scherrate nimmt bei Vorliegen eines scherverdünnenden Fluids die Viskosität ab. Das scherverdünnende Verhalten tritt dabei erst ab Überschreiten einer kritischen Scherrate auf – zuvor verhält sich das Fluid wie ein NEWTON'sches. Die bei der kritischen Scherrate vorliegende Schubspannung wird als kritische Schubspannung τ_c (oder als EYRING-Schubspannung τ_E) bezeichnet. In Abbildung 2.31 sind die Fließ- und Masterkurven für ein scherverdünnendes Fluid schematisch dargestellt.

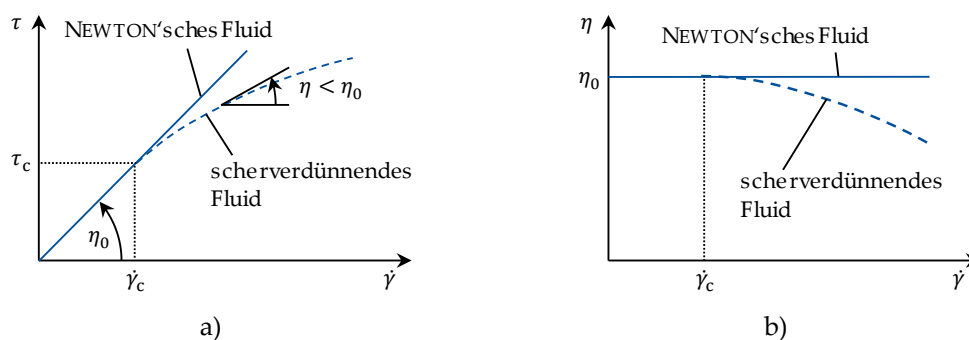


Abbildung 2.31 – a) Fließ- und b) Masterkurve eines scherverdünnenden Fluids [84]

2.5.6 Weitergehende Arbeiten

HABCHI et al. (2010) [225] untersuchten den Einfluss der Druck- und Temperaturabhängigkeit verschiedener rheologischer Parameter (Dichte, Viskosität, Grenzschubspannung, Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität) in hochbelasteten TEHL-Kontakten. Sie berechneten auf Basis eines gekoppelten FE-Modells (REYNOLDS-Gleichung, Elastizität der Festkörper, Kräftegleichgewicht) die Schmierfilmhöhen und Traktionskurven für konzentrierte Kontakte und verglichen diese mit Experimenten. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass die Temperaturabhängigkeiten bei reinem Rollen vernachlässigt werden können, sie für die Berechnung von Traktionskurven unter Schlupf aber berücksichtigt werden müssen.

Von FRUTH (2018) [226] wurden am Modellkontakt entwickelte rheologische Modelle auf Wälzlagerkontakte übertragen, um die Reibung simulativ vorherzubestimmen. Eine experimentelle Validierung der Modelle erfolgte auf Basis von Versuchen am Kugel-Scheibe-Tribo-meter, am Zwei-Scheiben-Prüfstand sowie an Zylinderrollenlagern.

Von POLL und WANG (2012) [227] erfolgten umfangreiche Untersuchungen zur Vorhersage der Reibung in Fluiden unter Berücksichtigung der Viskosität, der Viskoelastizität, der Grenzschubspannung und der kritischen Schubspannung. Eine experimentelle Validierung der Modelle erfolgte am Zwei-Scheiben-Prüfstand. TERWEY et al. (2018) [228] implementierten auf Basis der Arbeit von POLL und WANG (2012) [227] sowie WANG (2015) [84] ein Modell zur simulativen Ermittlung von Traktionskurven, leiteten Fluidkennwerte ab und verglichen die Ergebnisse mit weiteren Messung an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand.

Eine weitergehende Übersicht über verschiedene Modelle zur Modellierung der Reibung in vollgeschmierten tribologischen Kontakten erfolgt unter anderem von SPIKES und JIE (2014)²³ [119].

²³ Die in dem zitierten Artikel aufgezeigten Zusammenhänge wurden in [229] von BAIR et al. kritisiert. Die Kritik bezieht sich vor allem auf die fehlende Differenzierung zwischen Scherverdünnung sowie Schererwärmung, die Methode der thermischen Korrektur unter Annahme einer durchschnittlichen Temperatur im Kontakt sowie die Anwendung nicht physikalischer Approximationsgleichungen zur Vorhersage der Reibung.

3 Zielsetzung dieser Arbeit

Aim of this Work

Die simulative Beschreibung tribologischer System ist – wie die Systeme selbst – von komplexer Natur. Nur durch eine Kombination verschiedener empirischer, analytischer und numerischer Modelle und Algorithmen kann eine ganzheitliche Aussage über das Verhalten von Tribosystemen getroffen werden. Die vorliegende Arbeit versucht, den Stand der Technik in Bezug auf die Modellierung der Kontaktmechanik, der Reibung und des Verschleißes – in einem abgestecktem Bereich – möglichst effizient zusammenzuführen und fundierte Aussagen über das Reibungs- und Verschleißverhalten von Tribosystem im Bereich der Mischreibung abzuleiten. Effekte, die sich aus der dem Tribokontakt umgebenden Struktur (wie zum Beispiel dem Wälzlager) oder aus chemischen Wechselwirkungen zwischen den Elementen des Tribosystems ergeben, werden nicht betrachtet. Das Ziel der vorliegenden Arbeit lässt sich somit zusammenfassen als:

„Numerische Simulation der Mischreibung und des (adhäsiven) Verschleißes in tribologisch beanspruchten Systemen unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit und empirisch ermittelter Fluidparameter.“

Aus dieser Zielformulierung lässt sich erahnen, dass während des Lösungsprozesses ein paralleles und sich wechselseitig bedingendes Vorgehen in den beiden Bereichen *Simulation* und *Experiment* notwendig ist. Diesem Umstand folgt auch die Anordnung der diesem Abschnitt folgenden Kapitel. In *Kapitel 4 – Experimenteller Aufbau* werden die in dieser Arbeit verwendeten experimentellen Einrichtungen sowie die relevanten Rahmen- und Versuchsbedingungen vorgestellt und analysiert. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf dem Zwei-Scheiben-Prüfstand, welcher zur experimentellen Ermittlung von Traktionskurven eingesetzt wurde. In *Kapitel 5 – Simulationsmodelle* werden die auf den *Grundlagen der Tribologie* aufbauenden Simulationsmodelle in Form von numerisch umsetzbaren Algorithmen hergeleitet und vorgestellt. Im Bereich der Kontaktmechanik liegt der Fokus auf der Modellierung der Pressungsverteilung in rauen Kontakten im trockenen und im geschmierten System. Zur anschließenden Modellierung der Reibung wird diese unterteilt in Flüssigkeits- und Mischreibung. Das *Kapitel 6 – Simulations- und Versuchsergebnisse* führt anschließend die beiden Stränge *Simulation* und *Experiment* zusammen, indem anhand von ausgewählten Modellfällen sowohl die Anwendung der zuvor hergeleiteten Algorithmen als auch die experimentelle Validierung vorgestellt werden. Das *Kapitel 7 – Zusammenfassung und Ausblick* versucht abschließend, die Modelle und Ergebnisse dieser Arbeit schlüssig zusammenzuführen und einen Ausblick für potenzielle Weiterentwicklungen aufzuzeigen.

Durch diese Gliederung lässt sich der Ablauf der vorliegenden Arbeit in Form einer Matrix darstellen (Abbildung 3.1). Der simulative Strang ist unterteilt in die Simulation der *Kontakt-
pressung*, der *Reibung* sowie des *Verschleißes*. Innerhalb der Reibung wird eine Unterscheidung zwischen *Fluidreibung* und *Mischreibung* vorgenommen, was aufgrund der Art und des Aufbaus der Modelle notwendig ist. Der experimentelle Teil fokussiert sich auf die Validierung der Simulationsmodelle für die *Reibung* und den *Verschleiß*, während die Pressung als zentrale

3 Zielsetzung dieser Arbeit

Eingangsgröße nur schwer experimentell zu validieren ist. Als Modellsystem wird hauptsächlich der Tribokontakt zwischen zwei Scheiben betrachtet. Um die Möglichkeit der Übertragung der Modelle auf reale Maschinenelemente aufzuzeigen, wird die Validierung der Verschleißmodelle anhand von Verschleißuntersuchungen an Axialzylinderrollenlagern durchgeführt (Wälzlagerschmierstoffprüfgerät FE8).

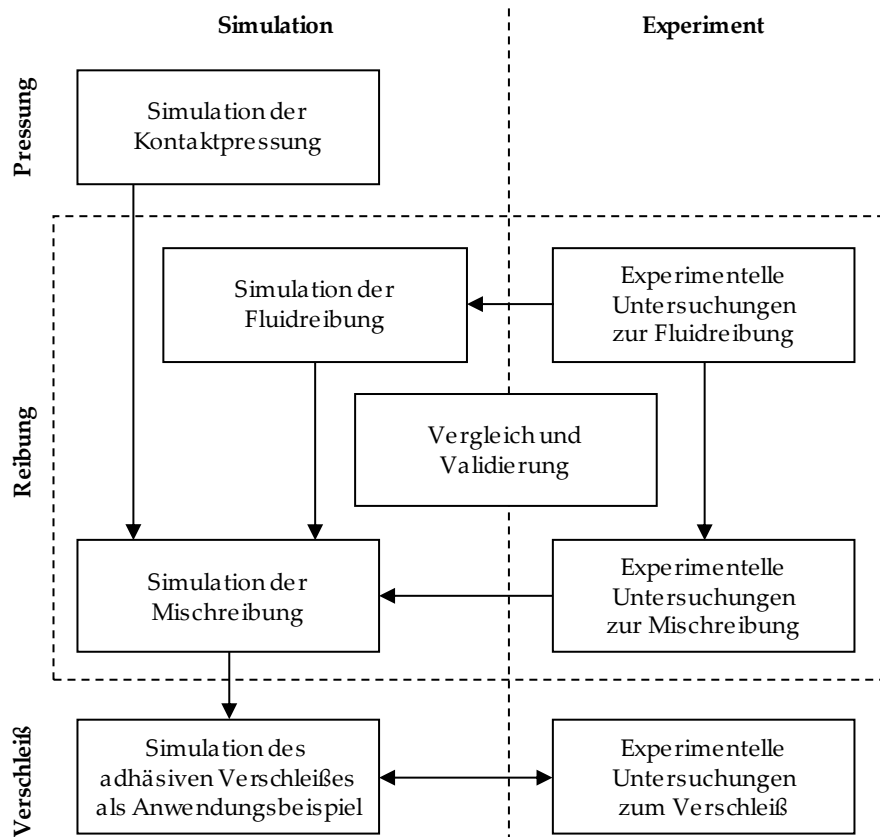


Abbildung 3.1 – Aufbau der vorliegenden Arbeit

The simulative description of tribological systems is – like the systems themselves – of complex nature. Only by a combination of different empirical, analytical and numerical models and algorithms a holistic statement about the behaviour of tribological systems can be made. The present work attempts to combine the state of the art in terms of modelling contact mechanics, friction and wear – in a well-defined range – as efficiently as possible, and thus to be able to make well-founded statements about the friction and wear behaviour of tribosystems in the area of mixed lubrication. Effects resulting from the structure surrounding the tribocontact (such as the rolling bearing) or from chemical interactions between the elements of the tribosystem are not considered. The aim of the present work can therefore be summarized as:

„Numerical simulation of mixed friction and (adhesive) wear in tribologically loaded systems under consideration of the surface roughness and empirically determined fluid parameters.“

From this formulation it can be deduced that during the solution process a parallel and mutually dependent procedure in the two areas of simulation and experiment is necessary. This circumstance is also followed by the arrangement of the chapters following this section: In Chapter 4 – Experimental Setup the experimental equipment used in this work and the relevant framework and experimental conditions are presented and analyzed. A special focus is placed on the twin-disc test rig, which was used for the experimental determination of traction curves. In Chapter 5 – Simulation Models, the simulation models developed on the basis of the fundamentals of tribology are derived and presented in terms of numerically convertible algorithms. In the field of contact mechanics, the focus is on the modeling of the pressure distribution in rough contacts in dry and mixed lubricated systems. For the subsequent modelling of the friction, it is divided into fluid and mixed friction. Chapter 6 – Simulation and Experimental Results then combines the two strands simulation and experiment by presenting the application of the previously derived algorithms as well as the experimental validation on the basis of selected model cases. Finally, Chapter 7 – Summary and Outlook attempts to conclusively combine the models and results of this work and to present an outlook for further developments.

This structure allows the process of the present work to be presented in the form of a matrix (Abbildung 3.1). The simulative strand is divided into the simulation of contact pressure, friction and wear. Within friction, a distinction is made between fluid friction and mixed friction, which is necessary due to the way the models are constructed. The experimental part focuses on the validation of the simulation models of friction and wear, while the pressure as a central input variable is difficult to validate experimentally. The tribocontact between two discs is mainly considered as a model system. In order to demonstrate the possibility of transferring the models to real machine elements, the validation of the wear models is carried out by means of wear investigations on axial cylindrical roller bearings (FE8 test rig).

4 Experimenteller Aufbau

Experimental Setup

Um die Gültigkeit von Simulationsmodellen und -algorithmen zu überprüfen, ist eine Validierung durch experimentelle Untersuchungen unabdingbar. Dazu wurden im Rahmen dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Prüffluiden mit Hilfe unterschiedlicher experimenteller Aufbauten durchgeführt. Eine zentrale Stellung nimmt der Zwei-Scheiben-Prüfstand ein, welcher zur Untersuchung des Traktionsverhaltens von Schmierstoffen im Bereich der Vollschrnerung und der Mischreibung eingesetzt wurde. In diesem Kapitel werden die eingesetzten Prüfstände, die Prüffluide und die Versuchsdurchführung erläutert.

In order to validate the simulation models and algorithms, experimental investigations are indispensable. For this purpose, experiments with different test fluids were carried out on different test rigs. The twin-disc test rig plays a central role and was used to investigate the traction behaviour of lubricants in the area of full film and mixed lubrication. In this chapter the test rigs, test fluids and test procedures are described.

4.1 Prüfstände

Die experimentellen Untersuchungen zu *Reibung* und *Verschleiß* erfolgten an zwei verschiedenen Prüfständen. Für die experimentelle Untersuchung des *Reibungsverhaltens* von Fluiden in den Bereichen der Flüssigkeits- und der Mischreibung wurde ein *Zwei-Scheiben-Prüfstand* verwendet. Dieser erlaubt die Messung der Traktion des Tribosystems und eine anschließende Ableitung charakteristischer Fluidparameter zur Übertragung in numerische Modelle. Um die verschiedenen Reibungsregime (Flüssigkeits- und Mischreibung) abbilden zu können, wurden zwei verschiedenen Paarungen von Versuchsscheiben mit unterschiedlichen Oberflächenrauigkeiten untersucht („glatte“ und „raue“ Scheiben). Als Prüffluide wurden zwei verschiedene synthetische Schmierstoffe eingesetzt.

Die experimentelle Untersuchung von *Verschleißvorgängen* erfolgte an Axialzylinderrollenlagern. Diese eignen sich besonders zur Verschleißuntersuchung, da sie bauartbedingt einen internen Schlupf aufweisen, welcher ein wesentlicher Treiber für die Bildung von Verschleiß ist. Die Untersuchungen wurden an einem *Wälzlagerschmierstoffprüfgerät FE8* durchgeführt.

In diesem Kapitel werden die Prüfstände erläutert, während die experimentell ermittelten Ergebnisse und die zugehörigen Simulationsergebnisse in Kapitel 6 vorgestellt werden.

4.1.1 Zwei-Scheiben-Prüfstand

Zur Validierung der im weiteren Verlauf dieser Arbeit vorgestellten Simulationsmodelle zur Berechnung der Fluidreibung (Kapitel 5.2) wurden Traktionskurven sowohl im Bereich der Vollschmierung als auch im Bereich der Mischreibung für zwei verschiedene Versuchsöle ermittelt. Dazu wurde ein am IMKT vorhandener Zwei-Scheiben-Prüfstand verwendet, welcher zuvor bereits unter anderem in den Arbeiten von SCHMIDT (1985) [150], MEYER (2010) [221], WANG (2015) [84] und BADER (2018) [73] eingesetzt wurde. In Abbildung 4.1 ist der Aufbau des Prüfstands schematisch dargestellt.

Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus zwei Wellen, welche unabhängig voneinander durch zwei Elektromotoren angetrieben werden (Motor 1 und Motor 2). Auf den Wellen ist innerhalb des zur Umgebung abgedichteten Gehäuses jeweils eine Prüfscheibe mit einem Durchmesser von 120 mm angebracht, wobei die Scheibe 1 zusätzlich über einen Balligkeitsradius verfügt. Um bei gleichbleibenden Prüfparametern (Kontaktpressung, Summengeschwindigkeit und Öleinlasstemperatur) sowohl Untersuchungen im Bereich der Vollschmierung als auch im Bereich der Mischreibung durchführen zu können, wurden zwei verschiedene Scheibenpaare mit unterschiedlichen Rauheiten (und unterschiedlichen Balligkeitsradien) verwendet. Das erste Scheibenpaar mit einem Balligkeitsradius von 50 mm verfügt über glattere Oberflächen als das zweite Scheibenpaar mit einem Balligkeitsradius von 100 mm. Die Soll-Drehzahlen der beiden Motoren werden über einen Messrechner vorgegeben und kontinuierlich geregelt, während die Ist-Drehzahlen durch inkrementelle Drehgeber messtechnisch erfasst werden.

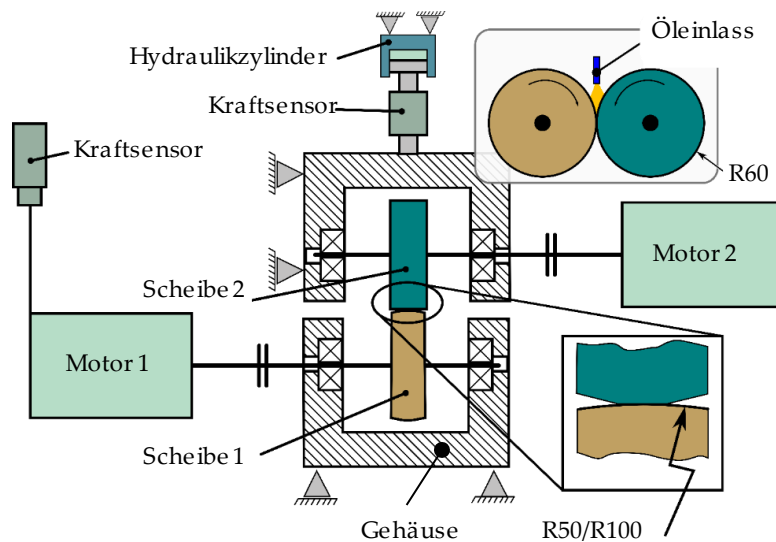


Abbildung 4.1 – Schematischer Aufbau des Zwei-Scheiben-Prüfstands [221]

Es können Drehzahlen von bis zu 2500 min^{-1} eingestellt werden, wodurch Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben von bis zu 15 m/s erreicht werden. Durch die Einstellung unterschiedlicher Drehzahlen beider Wellen lässt sich der Schlupf steuern. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf einem Schlupf im Bereich kleiner 15% . Der Motor 2 ist fest mit dem Fundament verbunden, über eine Linearführungen jedoch in horizontal-radialer Richtung verschiebbar. Dies ermöglicht die Aufprägung einer von einem Hydraulikzylinder aufgebracht Kraft auf den Kontakt zwischen beiden Scheiben. Durch den Hydraulikzylinder kann eine Kraft von bis zu 20 kN aufgebracht werden, welche über einen Kraftsensor gemessen und am Messrechner während einer Versuchsdurchführung aufgezeichnet wird. Unter Berücksichtigung der Geometrie der Scheiben sind mittlere Pressungen von bis zu 2000 MPa erreichbar (HERTZ'sche Pressung bis 3000 MPa). Der Motor 1 ist zum Fundament drehbar in aerostatischen Lagern gelagert und stützt sich über einen Hebelarm tangential auf einem Kraftsensor vom Typ HMB Z6FC3 mit einer Nennlast von 50 kg ab (Datenblatt im Anhang). Die dort wirkende Kraft wird messtechnisch erfasst und über das Längenverhältnis zwischen dem Hebelarm und dem Radius der Scheiben in eine im Tribokontakt wirkende Reibkraft umgerechnet. Aus dieser kann durch Division durch die Normalkraft der Reibungskoeffizient des Tribokontaktes ermittelt werden.

Das Prüffluid wird extern durch ein Ölaggregat auf die Öleinlasstemperatur erwärmt und über eine Düse in das Gehäuse beziehungsweise direkt in den Kontakt eingeleitet. Die Öleinlasstemperatur kann in einem Bereich von -10 bis $+120 \text{ °C}$ variiert werden. Der Volumenstrom wird über ein entsprechendes Ventil gesteuert.

In Abbildung 4.2 ist eine photographische Aufnahme des Prüfstands abgebildet.

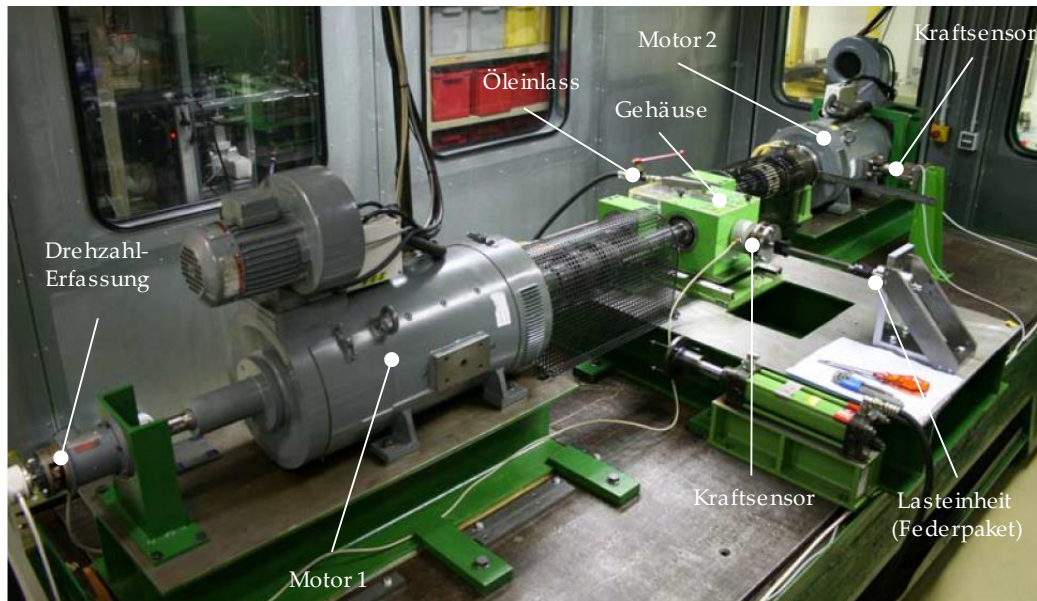


Abbildung 4.2 – Zwei-Scheiben-Prüfstand [221]

Die charakteristischen Betriebsparameter des Zwei-Scheiben-Prüfstands sind in der folgenden Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1 – Zentrale Parameter des Zwei-Scheiben-Prüfstands

Parameter	Zeichen	Wert	Einheit
Normalkraft	F_N	0 ... 20	kN
Umfangsgeschwindigkeit	v	0 ... 15	m/s
Schlupf	s	-15 ... + 15	%
Öleinlasstemperatur	$T_{\text{Öl,ein}}$	-10 ... + 120	°C
Scheibenradius	$r_{\text{Scheibe,g/r}}$	60	mm
Höchste mittlere Kontaktpressung	$p_{\text{m,max,g/r}}$	2000	MPa

Prüfscheiben

Um Untersuchungen aus den Bereichen der Vollschmierung und der Mischreibung durchführen zu können, wurden zwei verschiedene Paare von Prüfscheiben verwendet.

Das erste Paar für Untersuchungen im Bereich der *Vollschmierung* besteht aus zwei Scheiben mit einem Durchmesser von 120 mm. Scheibe 1 ist zusätzlich mit einem Balligkeitradius von 50 mm ausgestattet (*ballige* Scheibe), während Scheibe 2 im Bereich des Tribokontaktes eine zylindrische Form aufweist (*zylindrische* Scheibe). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird dieses Paar als *glatt* bezeichnet. Um möglichst glatte Oberflächen zu erreichen, erfolgte nach dem spanenden Fertigungsprozess ein Superfinishing durch Gleitschwingschleifen.

Das zweite Paar ist für Untersuchungen im Bereich der *Mischreibung* vorgesehen. Bei diesem Paar verfügt die ballige Scheibe über einen Profilierungsradius von 100 mm. Die Scheiben wurden geschliffen und poliert. Sie werden im Rahmen dieser Arbeit als *rau* bezeichnet. In Abbildung 4.3 sind photographische Aufnahmen der Scheiben dargestellt.

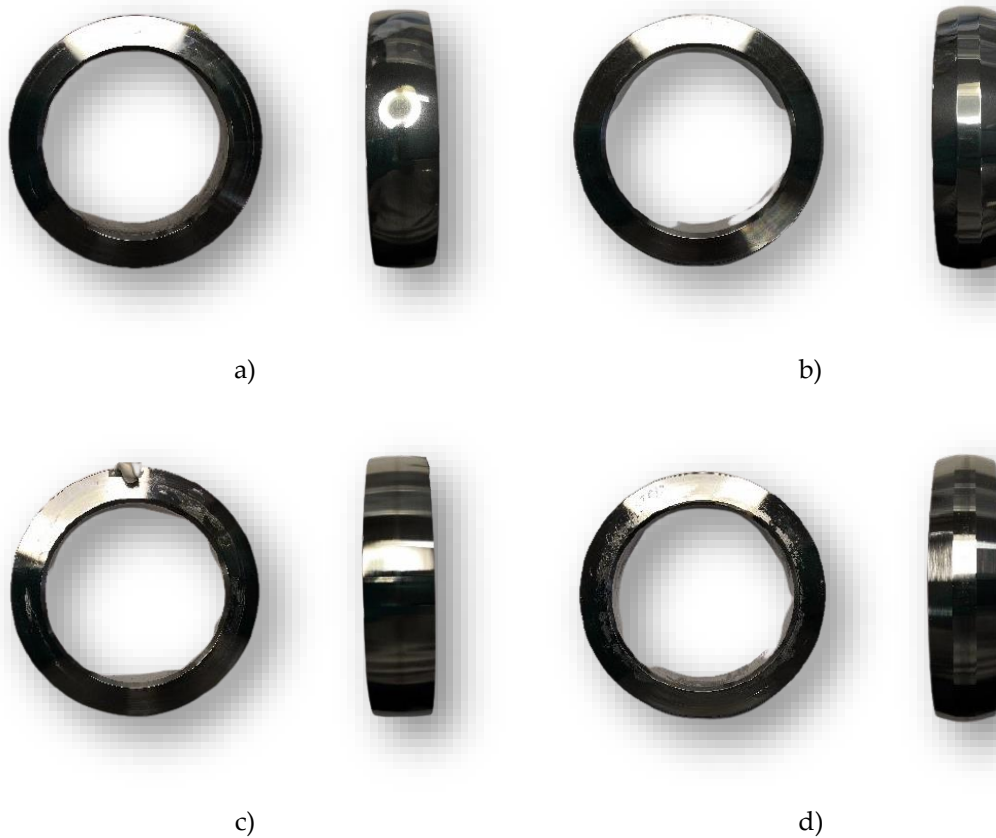


Abbildung 4.3 – Prüfscheiben. a) Glatte Scheibe 1 (ballig, R50); b) Glatte Scheibe 2 (zylindrisch);
c) Raue Scheibe 1 (ballig, R100); d) Raue Scheibe 2 (zylindrisch);

Die Oberflächenbeschaffenheit der Scheiben ist ein zentraler Einflussparameter für die Bildung des Schmierfilms und den Anteil mechanischer Kontakte innerhalb des Schmierregimes der Mischreibung. Aus diesem Grund wurden die Oberflächen aller Scheiben optisch untersucht und der quadratische Mittenrauwert aller Scheiben messtechnisch erfasst. Die Messungen erfolgten an einem Perthometer im Tastschnittverfahren – jeweils in Querrichtung ($R_{q,quer}$) und in Längsrichtung ($R_{q,längs}$), wie in Abbildung 4.4 gezeigt.



Abbildung 4.4 – Messung der Rauheit im Tastschnittverfahren.
a) Perthometer; b) Messung der Rauheit in Querrichtung

Aus den einzelnen Messwerten wurde jeweils ein gemeinsamer Rauheitskennwert $R_{q,1}$ beziehungsweise $R_{q,2}$ anhand der EUKLIDischen²⁴ Norm bestimmt. Nach derselben Vorgehensweise bestimmt sich der für den gesamten Tribokontakt maßgebende gemeinsame Rauheitskennwert R_q :

$$R_{q,1/2} = \sqrt{R_{q,quer,1/2}^2 + R_{q,längs,1/2}^2} \quad (4.1)$$

$$R_q = \sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2} \quad (4.2)$$

Für die glatte Scheibe 1 (ballig) ergab die Messung einen quadratischen Mittenrauwert in Höhe von 192 nm in Querrichtung und von 108 nm in Längsrichtung. Die EUKLIDische Norm beträgt 220 nm. Die Rauheit der zugehörigen Scheibe 2 (zylindrisch) beträgt 30 nm in Quer- und 30 nm in Längsrichtung. Die EUKLIDische Norm beträgt 42 nm. Die zylindrische Scheibe 2 ist damit deutlich glatter als die ballige Scheibe 1. Bei keiner der Scheiben ist eine ausgeprägte Richtungsabhängigkeit vorhanden. Aus den beiden Normen wird der finale Rauheitskennwert $R_{q,glatt}$ der glatten Scheibenpaarung in Höhe von 224 nm gebildet.

Bei der rauen Scheibe 1 (ballig) liegt eine Rauheit in Höhe von 270 nm in Quer- und eine Rauheit von 80 nm in Längsrichtung vor. Die EUKLIDische Norm beträgt 282 nm. Die raue Scheibe 2 (zylindrisch) verfügt über Rauheiten in Höhe von 360 nm in Quer- und 25 nm in Längsrichtung. Die EUKLIDische Norm beträgt 361 nm. Bedingt durch den fehlenden Superfinishing-Prozess ist hier eine deutliche Richtungsabhängigkeit der Rauheit zu erkennen, welche in Querrichtung signifikant höher ausfällt als in Längsrichtung. Insgesamt ist der Rauheitskennwert $R_{q,rau}$ der rauen Scheiben mit 458 nm circa um den Faktor 2 höher, als für die glatten Scheiben. Die Ergebnisse der genannten Messungen sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2 – Quadratische Mittenrauwerte der Scheiben (Perthometer)

Quadratischer Mittenrauwert in nm	Glatte Scheiben		Raue Scheiben	
	Ballig (1)	Zyl. (2)	Ballig (1)	Zyl. (2)
$R_{q,quer}$	192	30	270	360
$R_{q,längs}$	108	30	80	25
$R_{q,1/2}$	220	42	282	361
R_q	224		458	

Eine tiefergehende Untersuchung der Oberflächenstrukturen der Scheiben erfolgte durch den Einsatz eines Lasermikroskops. Dieses optische Messverfahren bietet im Vergleich zum taktischen Tastschnittverfahren mehrere Vorteile: Zum Ersten können charakteristische Oberflächenkennwerte auf Basis eines dreidimensionalen Kennfeldes erstellt werden, was deren Aussagekraft deutlich erhöht. Zum Zweiten können die erfassten Daten digital abgespeichert, numerisch übersetzt und unmittelbar in ein Kontaktmodell integriert werden. Für die Messung

²⁴ EUKLID VON ALEXANDRIA (vermutlich 3. Jh. v. Chr.): *Griechischer Mathematiker. Vor allem bekannt durch seine umfangreichen Arbeiten auf dem Gebiet der Mathematik, im Speziellen auf den Gebieten der Geometrie und Arithmetik.*

wurde ein Lasermikroskop der Firma Keyence vom Typ VK-X100 verwendet. Abbildung 4.5 zeigt eine photographische Aufnahme des Mikroskops sowie die Durchführung einer Rauheitsmessung an der rauen zylindrischen Scheibe 2.

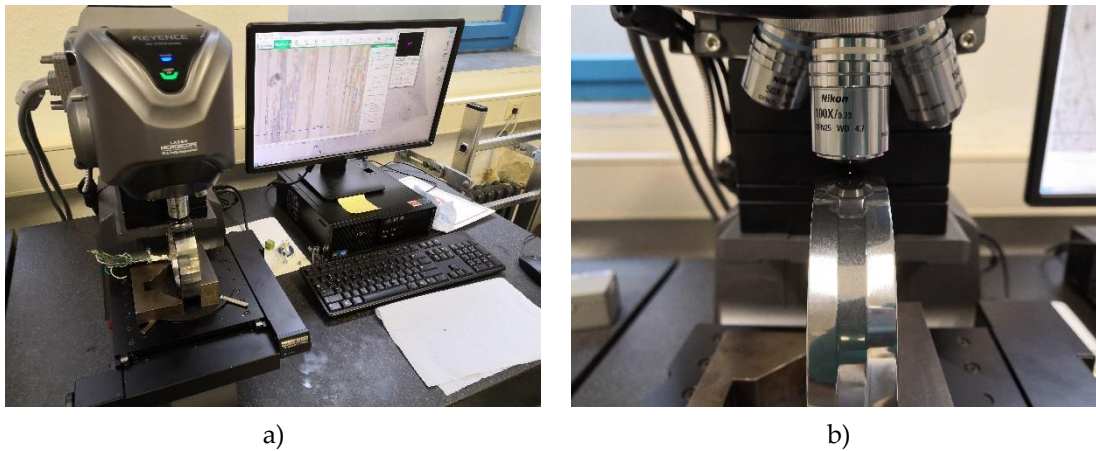


Abbildung 4.5 – Messung der Oberflächenstruktur mit dem Lasermikroskop. a) Lasermikroskop Keyence VK-X100; b) Messung der Oberflächenstruktur der rauen Scheibe 2

Die verwendeten Objektive verfügen über einen Vergrößerungsfaktor von 100 (für die Vermessung der rauen Scheiben) beziehungsweise 150 (für die Vermessung der glatten Scheiben). Die eingelesebenen Oberflächenelemente der Scheiben bestehen jeweils aus 4096×3072 Elementen, während die Elementbreite $0.093 \mu\text{m}$ (150x) für die Messung der glatten Scheiben beziehungsweise $0.139 \mu\text{m}$ (100x) für die rauen Scheiben beträgt. Die abgetasteten Flächen betragen somit circa $380 \mu\text{m} \times 285 \mu\text{m} = 0.108 \text{ mm}^2$ (glatt) beziehungsweise $570 \mu\text{m} \times 428 \mu\text{m} = 0.244 \text{ mm}^2$ (rau). Die Auflösung in Tiefenrichtung (z-Richtung) beträgt für beide Vergrößerungen 0.1 nm . Die gemessenen Oberflächenprofile wurden in digitaler Form abgespeichert und für eine weitergehende Nutzung im numerischen Kontaktmodell (Kapitel 5.1) aufbereitet.

Die in Kapitel 2.2.3 vorgestellten Rauheitskennwerte können zur Auswertung eines dreidimensionalen Oberflächenprofils umformuliert werden. Für die *gemittelte Rautiefe* R_z werden dann nicht mehr die Abstände zwischen Maximum und Minimum einer Teilmessstrecke, sondern die Abstände auf einer Teilmessfläche herangezogen. Gleiches gilt für den *arithmetischen* (R_a) und den *quadratischen Mittenrauwert* (R_q), für welche jeweils das Integral aus den (quadratischen) Höhen aller Rauheitshügel gebildet wird. Auch der *Materialtraganteil* kann über ein dreidimensionales Profil gebildet werden.

Die auf diese Weise mit dem Lasermikroskop erfassten Oberflächenprofile der *glatten* Scheiben sind in Abbildung 4.6 dargestellt.

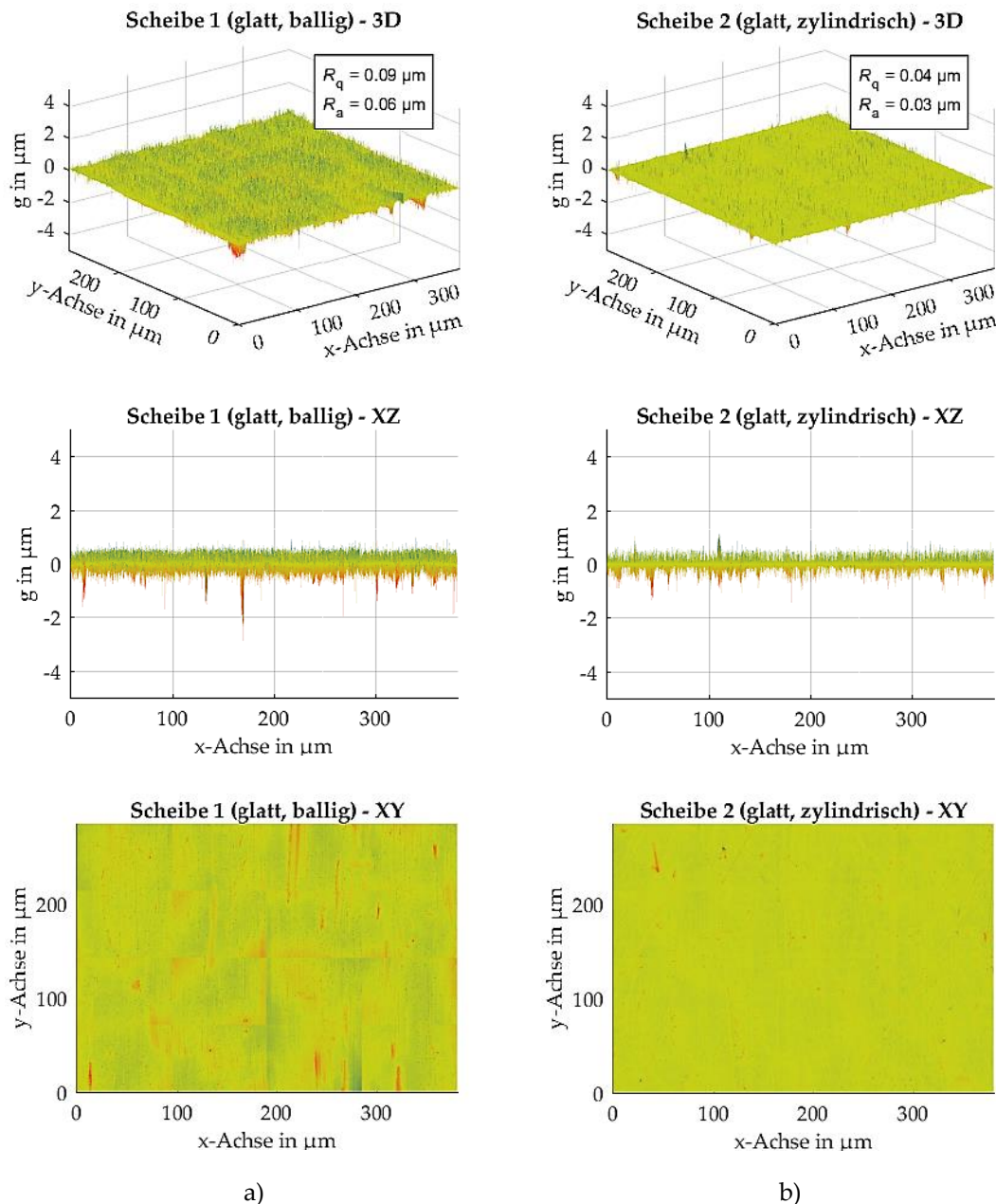


Abbildung 4.6 – Oberflächenprofile der glatten Scheiben, gemessen mit dem Lasermikroskop Keyence VK-X100. Oben: 3D-Ansicht; Mitte: Seitenansicht; Unten: Draufsicht.
Spalte a) Scheibe 1 (ballig, R50); Spalte b) Scheibe 2 (zylindrisch)

In den 3D-Ansichten (oberes Drittel) ist das Oberflächenprofil g auf der vertikalen Achse über den beiden horizontalen Achsen in x - und y -Richtung (Quer- und Längsrichtung) aufgetragen. Zusätzlich sind der ermittelte quadratische und arithmetische Mittenrauwert vermerkt. Mit einem quadratischen Mittenrauwert von $0.09 \mu\text{m}$ (Scheibe 1) beziehungsweise $0.04 \mu\text{m}$ (Scheibe 2) existieren leichte Abweichungen zu den mittels Tastschnittverfahren ermittelten Werten (im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden zur Charakterisierung des Schmierregimes die Werte des Tastschnittverfahrens verwendet). Im mittleren und unteren Drittel der Abbildung ist das Oberflächenprofil in der Seitenansicht beziehungsweise Draufsicht dargestellt. Die Materialtraganteilkurven (ABBOTT-Kurven) der *glatten* Scheiben sind in Abbildung 4.7 aufgetragen. Dabei wird der Materialtraganteil in Prozent auf der horizontalen Achse als

4 Experimenteller Aufbau

Funktion der Schnittebene c auf der vertikalen Achse dargestellt. Die Kurven weisen eine geringe Steigung auf, was für eine plateauartige Oberfläche mit einem hohen Anteil mechanisch tragender Fläche spricht.

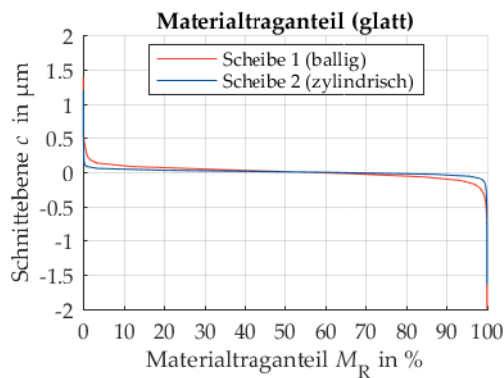


Abbildung 4.7 – Materialtraganteil der glatten Scheiben

In Abbildung 4.8 sind die gemessenen Profile der *rauen* Scheiben abgebildet. Durch den Fertigungsprozess hat sich eine wellige Struktur in Richtung der x-Achse ausgebildet, wodurch die Abstände von Hügeln und Tälern deutlich größer sind als bei den glatten Scheiben. Die quadratischen und arithmetischen Rauheiten weichen mit $0.45 \mu\text{m}$ und $0.37 \mu\text{m}$ (Scheibe 1) beziehungsweise $0.32 \mu\text{m}$ und $0.24 \mu\text{m}$ (Scheibe 2) auch in diesem Fall von den mittels Tastschnittverfahren ermittelten Werten ab. An dieser Stelle sei jedoch darauf hingewiesen, dass im Rahmen der numerischen Auswertung der Oberflächenprofile keine Filterung langwellige Oberflächenstrukturen erfolgt ist und es daher zu Abweichungen zu den Ergebnissen der gefilterten Ergebnisse aus dem Tastschnittverfahren kommen kann.

Die Materialtraganteilkurven für die *rauen* Scheiben sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Die Steigung beider Kurven ist deutlich steiler als im Falle der glatten Scheiben, was vor allem durch die erhöhte Welligkeit der Oberflächenstruktur zu erklären ist. Auch hier ist die Steigung der Kurve von Scheibe 1 steiler als die von Scheibe 2. Die Ergebnisse der Auswertung der dreidimensional erfassten Oberflächen sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Tabelle 4.3 – Oberflächenkennwerte der Scheiben (Lasermikroskop)

Oberflächenkennwert in nm	Glatte Scheiben		Raue Scheiben	
	Ballig (1)	Zyl. (2)	Ballig (1)	Zyl. (2)
$R_{q,1/2}$	90	40	450	320
R_q		99		552
$R_{a,1/2}$	60	30	370	240
R_a		67		441

Für die Berechnung der spezifischen Schmierfilmhöhen wurden im Rahmen dieser Arbeit die mittels Tastschnittverfahren am Perthometer ermittelten Rauheitskennwerte verwendet. In der numerische Kontaktberechnung wurden die mittels Lasermikroskopie ermittelten 3D-Profile berücksichtigt.

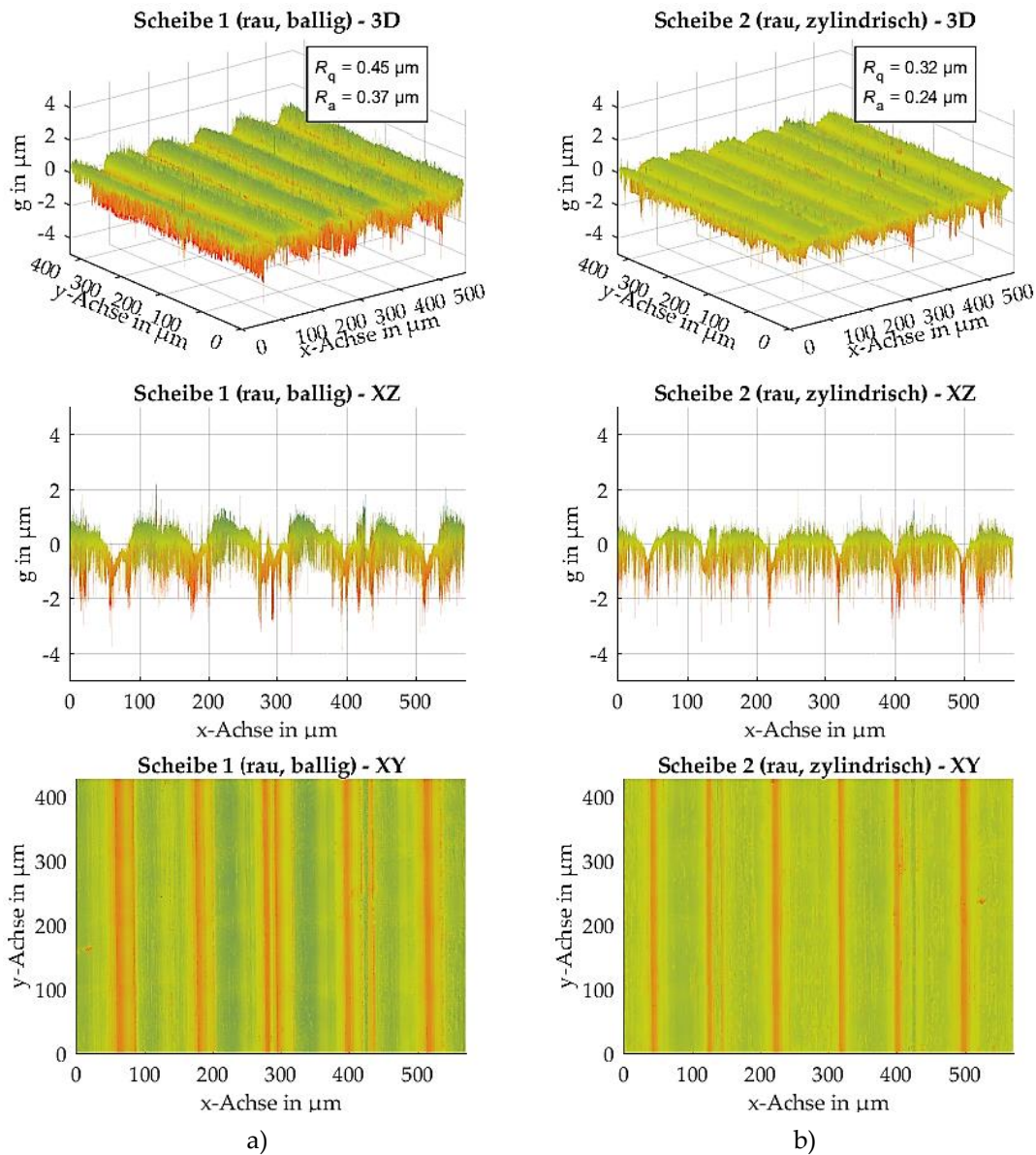


Abbildung 4.8 – Oberflächenprofile der rauhen Scheiben, gemessen mit dem Lasermikroskop Keyence VK-X100. Oben: 3D-Ansicht; Mitte: Seitenansicht; Unten: Draufsicht.
Spalte a) Scheibe 1 (ballig, R100); Spalte b) Scheibe 2 (zylindrisch)

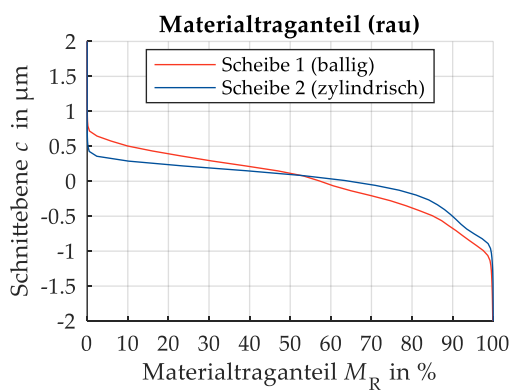


Abbildung 4.9 – Materialtraganteil der rauhen Scheiben

4.1.2 FE8-Prüfstand

Die experimentelle Untersuchung des Verschleißes erfolgte an Axialzylinderrollenlagern. Diese Wälzlagerbauform weist geometriebedingt hohe Schlupfanteile im Kontakt zwischen den Rollen und den Lagerscheiben auf. In Abbildung 4.10 ist der konstruktive Aufbau eines Axialzylinderrollenlagers sowie die qualitative Verteilung der Relativgeschwindigkeit zwischen der Wellenscheibe und einem der Wälzkörper dargestellt.

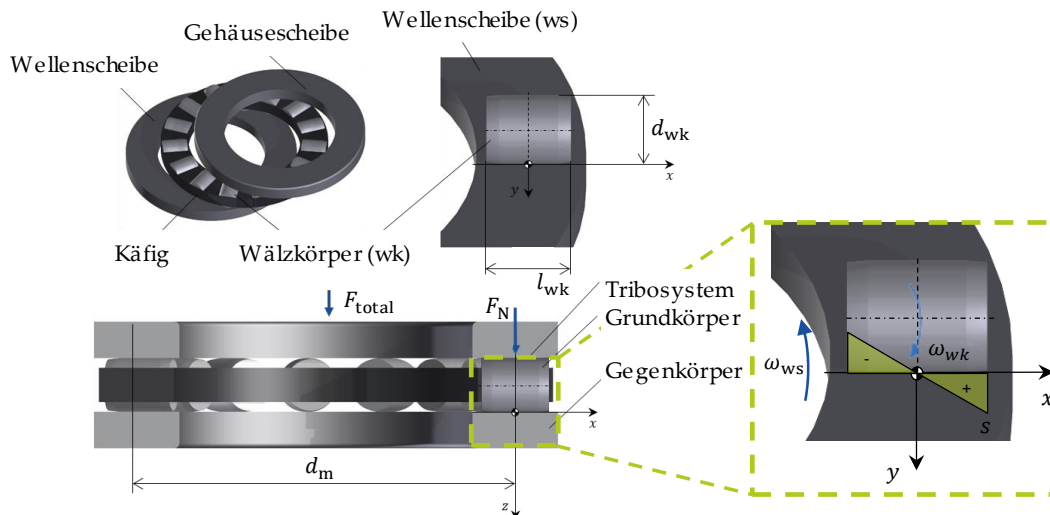


Abbildung 4.10 – Aufbau eines Axialzylinderrollenlagers und kinematische Verhältnisse

Die experimentellen Untersuchungen erfolgten unter Verwendung eines FE8-Prüfstands mit einer Schmierung durch ein Mineralöl bei geringen Geschwindigkeiten, so dass sich ein Schmierregime im Bereich der Grenzreibung ($\lambda < 0.25$) einstellt. Der Verschleiß an den Prüflagern wurde durch das Tastschnittverfahren und durch Wägung ausgewertet.

In Abbildung 4.11 ist der Aufbau des FE8-Prüfstands im Schnitt dargestellt [230]. In diesem Prüfstand werden zwei Prüflager (2) auf einer gemeinsamen Welle montiert, die Gehäusescheiben sind im Gehäuse fixiert. Die radiale Abstützung der Welle geschieht durch zwei Radial-Zylinderrollenlager als Stützlager (3). Die Welle wird über einen Elektromotor mit konstanter Geschwindigkeit angetrieben. Die statische Axiallast wird über ein Tellerfederpaket aufgebracht (1). Die konstruktive Ausführung stellt sicher, dass beide Prüflager mit derselben axialen Belastung beaufschlagt werden.

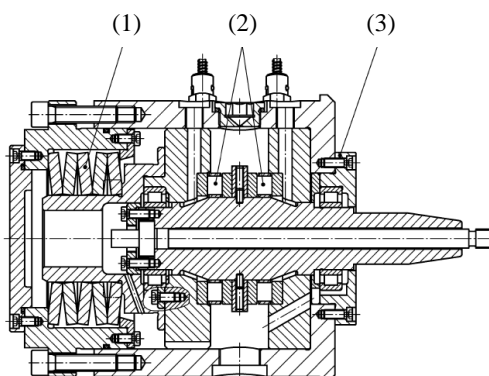


Abbildung 4.11 – FE8-Prüfstand [230]

4.2 Prüffluide

Die experimentellen Untersuchungen am Zwei-Scheiben-Prüfstand wurden mit zwei verschiedenen synthetischen Schmierstoffen durchgeführt. Für diese wurden vor Beginn der Untersuchungen in Zusammenarbeit mit dem *Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR)* der *Technischen Universität Clausthal* rheologische Kennwerte ermittelt.

Der erste Schmierstoff ist ein vollsynthetisches und additiviertes Schmieröl auf Basis eines Polyalkylenglykols, welches vor allem als Hydraulik- und Umlauföl, teilweise aber auch als Basis für weitere Schmierstoffformulierungen Verwendung findet. Der Schmierstoff besitzt eine dynamische Viskosität von 44.2 mPas bei einer Temperatur von 40 °C und 9.1 mPas bei 100 °C. Der Viskositätsindex beträgt 194. Dieser Schmierstoff wird in dieser Arbeit als GLYCOL bezeichnet.

Der zweite Schmierstoff ist ein PKW-Automatikgetriebeöl der Firma *Fuchs Schmierstoffe GmbH* und wird unter dem Namen *Dexron Titan ATF 6000 SL* vertrieben. Er besitzt eine dynamische Viskosität von 22.5 mPas bei einer Temperatur von 40 °C und von 5.2 mPas bei 100 °C und ist damit deutlich dünnflüssiger als GLYCOL. Der Viskositätsindex beträgt 173. In dieser Arbeit wird der Schmierstoff als DEXRON bezeichnet.

In Abbildung 4.12 ist eine photographische Aufnahme von Proben beider Schmierstoffe dargestellt. In Tabelle 4.4 sind die am ITR gemessenen Daten zur Viskosität der beiden Schmierstoffe zusammengefasst.



Abbildung 4.12 – Prüffluide.

Links: GLYCOL;

Rechts: DEXRON

Tabelle 4.4 – Viskositäten der Versuchsöle (gemessen am ITR)

Parameter	Zeichen	GLYCOL	DEXRON	Einheit
Dynamische Viskosität (40 °C)	η_{40}	44.2	22.5	mPas
Dynamische Viskosität (100 °C)	η_{100}	9.1	5.2	mPas
Viskositätsindex	VI	194	173	–

Um die Temperaturabhängigkeit der Viskosität zu beschreiben, wurden diese für beide Fluide bei verschiedenen Temperaturen gemessen und darauf aufbauend die entsprechenden Faktoren für die VOGEL-Gleichung abgeleitet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.5 aufgelistet.

4 Experimenteller Aufbau

Tabelle 4.5 – Temperaturabhängigkeit der Viskositäten der Versuchsöle: VOGEL-Modell
(gemessen am ITR)

Parameter	Zeichen	GLYCOL	DEXRON	Einheit
VOGEL-Parameter	A_{vog}	1.33	0.24	mPas
VOGEL-Parameter	B_{vog}	273.33	569.07	°C
VOGEL-Parameter	C_{vog}	38.00	85.00	°C

Die graphische Repräsentation der Temperaturabhängigkeit erfolgt über die logarithmische Darstellung des Verlaufs der Viskosität über der Temperatur. In Abbildung 4.13 ist diese Abhängigkeit für GLYCOL (blau) und DEXRON (rot) dargestellt. Die durchgezogenen Linien repräsentieren die VOGEL-Approximation, während die eingezeichneten Rauten gemessene Werte darstellen.

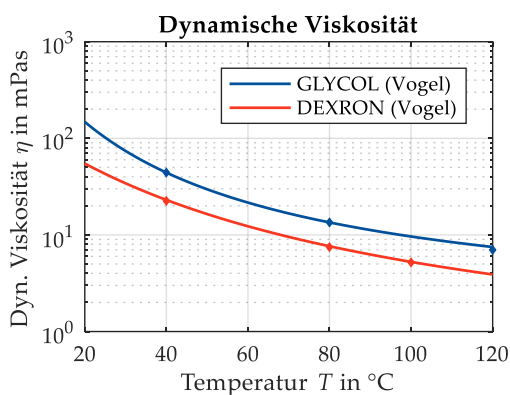


Abbildung 4.13 – Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskositäten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar: Experiment und VOGEL-Modell
(gemessen am ITR)

Die Druckabhängigkeit der Viskosität wurde ebenfalls am ITR gemessen. Zur Approximation der gemessenen Viskositäten bei verschiedenen Drücken wurde das BARUS-Modell verwendet. In Tabelle 4.6 sind die Parameter des Modells aufgelistet.

Tabelle 4.6 – Druckabhängigkeiten der Viskositäten der Versuchsöle: BARUS-Modell
(gemessen am ITR)

Parameter	Zeichen	Temperatur in °C	GLYCOL	DEXRON	Einheit
Parameter	α_0	40	1.398	1.563	$10^{-3} \frac{1}{\text{bar}}$
		80	1.011	1.137	
		120	0.787	0.860	
Parameter	α_1	40	-6.597	-5.630	$10^{-8} \frac{1}{\text{bar}^2}$
		80	-3.558	-2.979	
		120/130	-2.951	-2.128	

Durch die Kombination des BARUS-Modells mit dem VOGEL-Modell kann gleichzeitig die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität berücksichtigt werden. Dies ist auch mit Hilfe des RODERMUND-Modells möglich. Für das letztgenannte sind die ermittelten Parameter in Tabelle 4.7 zusammengefasst.

Tabelle 4.7 – Druck- und Temperaturabhängigkeiten der Viskositäten der Versuchsöle: RODERMUND-Modell (gemessen am ITR/ermittelt am IMK)

Parameter	Zeichen	GLYCOL	DEXRON	Einheit
RODERMUND-Parameter	A_{rod}	$1.33 \cdot 10^{-3}$	$1.86 \cdot 10^{-4}$	mPas
RODERMUND-Parameter	B_{rod}	273.32	610.58	°C
RODERMUND-Parameter	C_{rod}	38.00	86.64	°C
RODERMUND-Parameter	D_{rod}	0.76	0.67	–
RODERMUND-Parameter	E_{rod}	$-4.38 \cdot 10^{-2}$	$-1.02 \cdot 10^{-2}$	–
RODERMUND-Parameter	$p_{0,\text{rod}}$	$1.41 \cdot 10^8$	$1.78 \cdot 10^8$	Pa

Eine graphische Darstellung der Druck- und Temperaturabhängigkeit der Viskosität für Temperaturen von 40, 80 und 120 beziehungsweise 130 °C erfolgt in Abbildung 4.14. Die durchgezogenen Linien repräsentieren die RODERMUND- und die gestrichelten Linien die kombinierte VOGEL-BARUS-Approximation. Die Rauten stellen gemessene Werte dar.

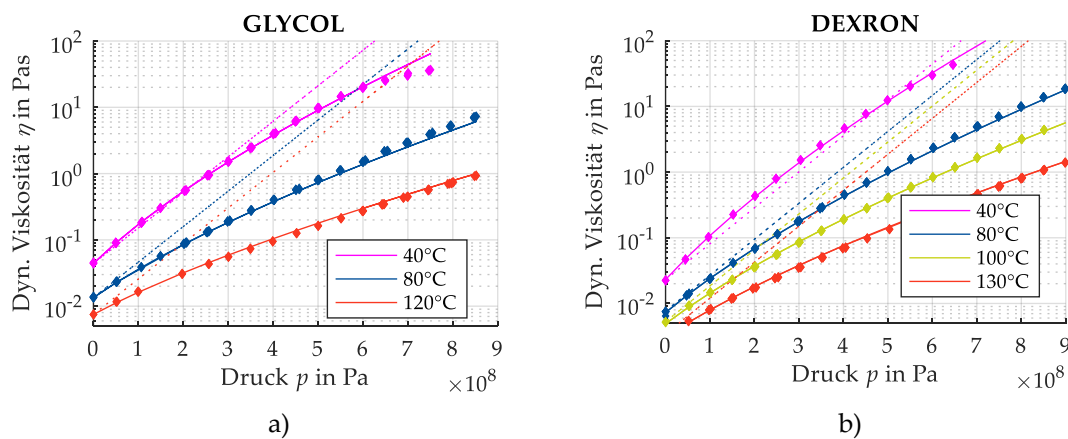


Abbildung 4.14 – Druck- und Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskositäten der Versuchsöle: Experiment und RODERMUND-Modell (gestrichelt: VOGEL-BARUS-Modell). a) GLYCOL; b) DEXRON (gemessen am ITR)

Des Weiteren wurden Messungen der Dichte bei Umgebungsdruck und bei verschiedenen Temperaturen durchgeführt. Die Ergebnisse wurden linear approximiert und die Koeffizienten für die RODERMUND-Gleichung extrahiert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.8 aufgelistet.

Tabelle 4.8 – Temperaturabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar (gemessen am ITR)

Parameter	Zeichen	GLYCOL	DEXRON	Einheit
Dichte bei 15 °C	ρ_0	1.03	0.84	g/ml
Temperatur-Dichte-Koeffizient bei 15 °C	α	69.38	65.51	$10^{-5}/\text{K}$

In Abbildung 4.15 sind die Verläufe graphisch dargestellt. Die durchgezogenen Linien repräsentieren die Approximation, die Rauten stellen gemessene Werte dar.

4 Experimenteller Aufbau

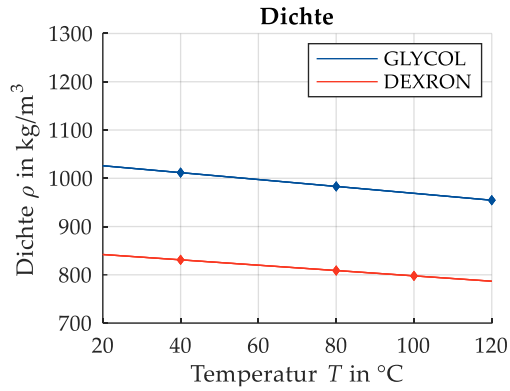


Abbildung 4.15 – Temperaturabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle bei einem Druck von 1 bar (gemessen am ITR)

Im TAIT-Modell werden sowohl die Temperatur- als auch die Druckabhängigkeit der Dichte approximiert. Die aus Messungen gewonnenen Parameter sind in Tabelle 4.9 aufgelistet. In Abbildung 4.16 sind die gemessenen Verläufe graphisch dargestellt.

Tabelle 4.9 – Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichten der Versuchsöle (gemessen am ITR)

Parameter	Zeichen	GLYCOL	DEXRON	Einheit
Parameter	B_0	0.0844	0.0844	–
Parameter	B_1	4323.31	4321.71	–
Parameter	B_2	–373.71	–386.28	10^{-5}

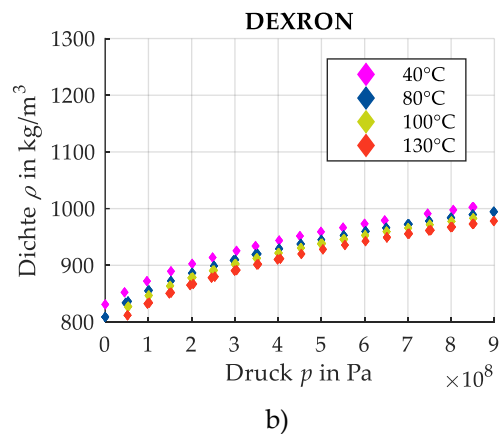
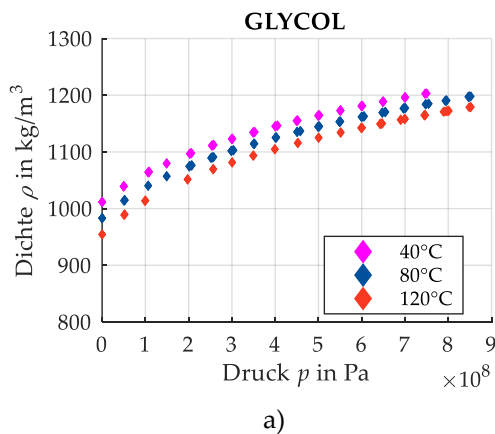


Abbildung 4.16 – Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte der Versuchsöle.
a) GLYCOL; b) DEXRON (gemessen am ITR)

4.3 Versuchsdurchführung und -auswertung

Vor der Durchführung der Experimente wurden die Versuchsparameter so festgelegt, dass neben dem Einfluss der Schmierstoffe auf die Reibung auch der Einfluss von Kontaktpressung, Öleinlasstemperatur und Summengeschwindigkeit beobachtet werden kann. Die Pressung im Kontakt lässt sich entweder durch die Änderung der radialen Belastung oder durch eine Anpassung der Geometrie der Scheiben variieren. Die sich aus den Geometrien der Scheiben sowie aus verschiedenen Radialbelastungen ergebenden und in dieser Arbeit berücksichtigten mittleren und HERTZ'schen Kontaktpressungen sind in Tabelle 4.10 aufgelistet.

Tabelle 4.10 – Pressungen und Kräfte am Zwei-Scheiben-Prüfstand

Mittlere (HERTZ'sche) Pressung in MPa	Normalkraft in kN	
	Raue Scheiben (R100)	Glatte Scheiben (R50)
850 (1275)	2150	1180
1000 (1500)	3500	1925
1250 (1875)	6850	3750

Das dem Tribokontakt zugeführte Öl wird vortemperiert in die Prüfkammer eingelassen. Die Soll-Temperatur wird zwischen 20, 40 und 60 °C für die glatten Scheiben beziehungsweise zwischen 40, 60 und 80 °C für die rauhen Scheiben variiert. Die höheren Temperaturen bei den rauhen Scheiben sollen zu einer größeren Anzahl von Betriebspunkten im Bereich der Mischreibung führen. Die Summengeschwindigkeit wird jeweils zwischen 5, 10 und 15 m/s variiert. Somit ergeben sich 27 verschiedene Parameterkombinationen, für welche sich jeweils verschiedene zentrale Schmierfilmhöhen (h_c) ergeben. Bei der Ermittlung der spezifischen Schmierfilmhöhe λ wurden die mittels Tastschnittverfahren ermittelten Rauheitskennwerte R_q verwendet. Da alle Untersuchungen für jeweils zwei verschiedene Öle (GLYCOL und DEXRON) und mit zwei verschiedenen Scheibenpaarungen (glatt und rau) durchgeführt wurden, ergeben sich insgesamt 108 durchgeführte Untersuchungen.

Eine Übersicht über alle Versuche mit GLYCOL mit den zugehörigen spezifischen Schmierfilmhöhen ist in Tabelle 4.11 gegeben.

Tabelle 4.11 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (GLYCOL)

m /s	MPa	Glatte Scheiben ($R_q = 224$ nm)				Raue Scheiben ($R_q = 458$ nm)			
		20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C
15	850	18.72	8.33	5.16	–	–	4.39	2.72	1.98
	1000	18.11	8.06	4.99	–	–	4.25	2.63	1.92
	1250	17.32	7.70	4.77	–	–	4.06	2.51	1.83
10	850	14.26	6.34	3.93	–	–	3.34	2.07	1.51
	1000	13.80	6.14	3.80	–	–	3.24	2.00	1.46
	1250	13.20	5.87	3.64	–	–	3.09	1.91	1.39
5	850	8.96	3.99	2.47	–	–	2.10	1.30	0.94
	1000	8.67	3.86	2.93	–	–	2.03	1.26	0.91
	1250	8.29	3.37	2.28	–	–	1.94	1.20	0.87

Werte im Übergangsbereich ($2 < \lambda < 3$) sind mit hellgrauer und Werte im Bereich starker Mischreibung ($\lambda < 2$) mit dunkelgrauer Farbe hinterlegt. Es ist zu erkennen, dass unter Verwendung der glatten Scheiben alle Betriebspunkte im Bereich der Flüssigkeitsreibung oder

4 Experimenteller Aufbau

des Übergangsbereichs liegen, während bei Verwendung der rauen Scheiben circa die Hälfte der Betriebspunkte im Bereich der Mischreibung liegen. In Abbildung 4.17 erfolgt eine graphische Darstellung der zentralen spezifischen Schmierfilmhöhen über der Temperatur.

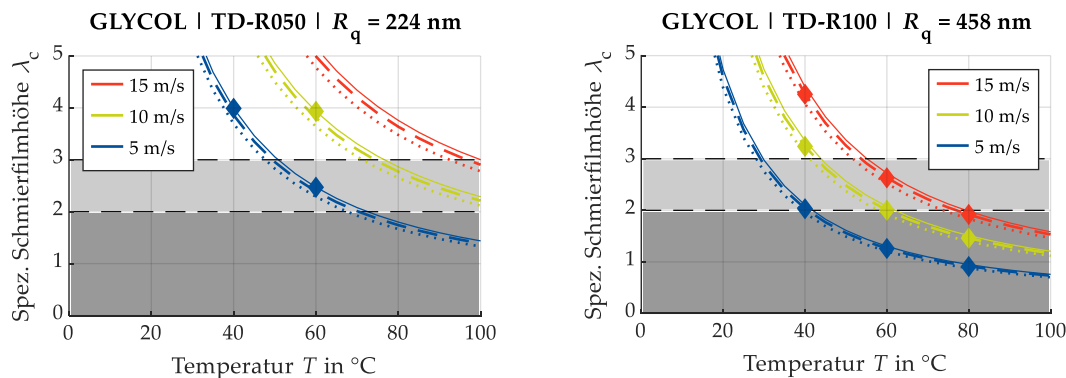


Abbildung 4.17 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (GLYCOL).
Links: Glatte Scheiben. Rechts: Raue Scheiben

Die Werte für eine Summengeschwindigkeit von 15 m/s sind in roter, die für 10 m/s in grüner und für 5 m/s in blauer Farbe dargestellt. Die durchgezogenen Linien repräsentieren eine mittlere Pressung von 850 MPa, während die gestrichelten Linien für 1000 MPa und die gepunkteten Linien für 1250 MPa stehen. Die hydrodynamisch wirksame Summengeschwindigkeit und die Öleinlastemperatur haben einen deutlich größeren Einfluss auf die Schmierfilmhöhe als die Pressung. So liegen für den betrachteten Temperaturbereich von 20 bis 60 $^{\circ}\text{C}$ im Falle der glatten Scheiben und bei einer Summengeschwindigkeit von 15 m/s (rote Linien) alle Parameterkombinationen im Bereich der Vollschmierung, während bei einer Summengeschwindigkeit von 5 m/s (blaue Linien) bei einer Temperatur von 60 $^{\circ}\text{C}$ keine Vollschmierung mehr vorliegt. Auf der anderen Seite hat in dem betrachteten Bereich bei keiner der Geschwindigkeits-Temperatur-Kombinationen die Variation der Pressung einen entscheidenden Einfluss auf die Lage des Schmierregimes.

Eine Übersicht aller durchgeführten Versuche mit DEXRON ist in Tabelle 4.12 gegeben, in Abbildung 4.18 erfolgt eine entsprechende graphische Aufbereitung.

Tabelle 4.12 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (DEXRON)

$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	MPa	Glatte Scheiben ($R_q = 224 \text{ nm}$)				Raue Scheiben ($R_q = 458 \text{ nm}$)			
		20 $^{\circ}\text{C}$	40 $^{\circ}\text{C}$	60 $^{\circ}\text{C}$	80 $^{\circ}\text{C}$	20 $^{\circ}\text{C}$	40 $^{\circ}\text{C}$	60 $^{\circ}\text{C}$	80 $^{\circ}\text{C}$
15	850	10.56	5.90	3.87	–	–	3.11	2.04	1.48
	1000	10.22	5.72	3.75	–	–	3.01	1.97	1.44
	1250	9.77	5.46	3.58	–	–	2.88	1.89	1.37
10	850	8.05	4.50	2.96	–	–	2.37	1.55	1.13
	1000	7.78	4.35	2.85	–	–	2.29	1.51	1.09
	1250	7.45	4.17	2.73	–	–	2.20	1.44	1.04
5	850	5.05	2.83	1.86	–	–	1.49	0.97	0.71
	1000	4.89	2.74	1.79	–	–	1.44	0.94	0.68
	1250	4.68	2.62	1.72	–	–	1.38	0.90	0.65

Im Unterschied zu GLYCOL liegen für die rauen Scheiben deutlich mehr Parameterkombinationen im Bereich der Mischreibung, was durch die geringere Viskosität des Fluids zu erklären ist. Auch bei Verwendung der glatten Scheiben liegt ein Teil der Parameterkombinationen im Bereich der Mischreibung.

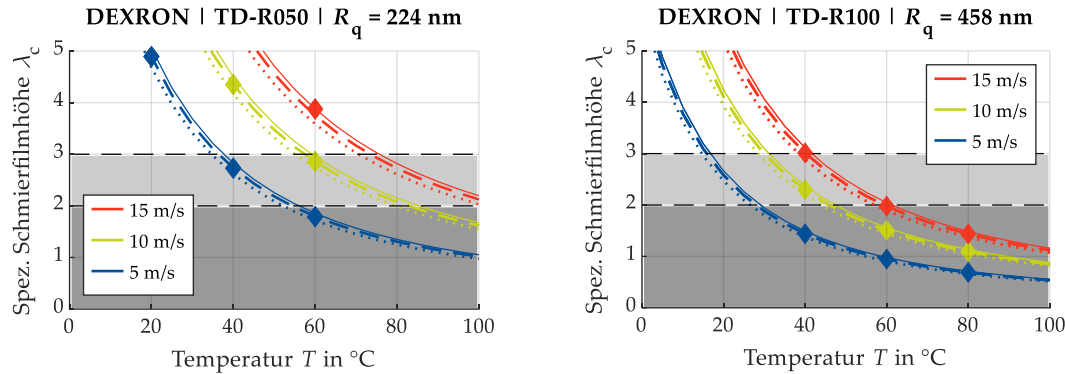


Abbildung 4.18 – Zentrale spezifische Schmierfilmhöhen (DEXRON).

Links: Glatte Scheiben. Rechts: Raue Scheiben

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen werden zuerst die beiden Scheiben unter kontinuierlicher Zuführung des Versuchsöls auf eine gemeinsame Summengeschwindigkeit beschleunigt, ohne dass sich dabei die Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben unterscheiden. Die Radialkraft wird während des Beschleunigungsvorgangs kontinuierlich erhöht. Haben sowohl die Kraft als auch die Geschwindigkeiten der beiden Scheiben ihren jeweiligen Soll-Wert erreicht, werden von dieser Null-Schlupf-Ausgangsposition die Geschwindigkeiten der beiden Scheiben derart variiert, dass die Summengeschwindigkeit konstant bleibt, die Relativgeschwindigkeit aber steigt. Während dieser Geschwindigkeitsänderung wird kontinuierlich das Reibmoment beziehungsweise der Reibungskoeffizient im Kontakt gemessen und aufgezeichnet. Durch das Verhältnis von Relativ- zu Summengeschwindigkeit wird der Schlupf beschrieben und proportional zur Relativgeschwindigkeit variiert. Der Schlupf kann dabei negative und positive Werte annehmen – je nachdem, ob die Geschwindigkeit von Scheibe 1 größer ist als von Scheibe 2 oder umgekehrt. Durch das Erhöhen des Schlupfbetrages und das anschließende Verringern auf den Null-Schlupf-Zustand werden insgesamt vier Äste von Traktionsmessungen erzeugt. Zuerst werden die Drehzahlen bis zu einem Schlupf von circa -15% variiert (erster Ast), um sich danach wieder einander anzunähern und einen Schlupf von 0% zu erreichen (zweiter Ast). Danach werden die Geschwindigkeiten in der jeweils anderen Richtung variiert um einen Schlupf von bis zu $+15\%$ zu erzeugen (dritter Ast). Anschließend werden die Geschwindigkeiten wieder synchronisiert um zum Ursprung zu gelangen (vierter Ast). Innerhalb eines Versuchslaufs werden somit vier einzelne Traktionskurven gemessen (je zwei beim *Hochlaufen* und zwei beim *Herunterlaufen*), die als *Äste* der Traktionskurven bezeichnet werden.

4 Experimenteller Aufbau

In Abbildung 4.19 a) sind der zeitliche Verlauf der Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben 1 und 2 sowie der zugehörige Schlupf über den zeitlichen Verlauf eines Versuchslaufs dargestellt (für GLYCOL bei einer Öleinlasstemperatur von 80 °C, einer Summengeschwindigkeit von 10 m/s und einer mittleren Pressung von 850 MPa). In einer ähnlichen Darstellung kann die gemessene Reibkraft dem Schlupf gegenübergestellt und über der Versuchsdauer aufgetragen werden (Abbildung 4.19 b)). Die Auflösung der Messpunkte wird im Bereich von Schlupfbeträgen kleiner als 2,5 % feiner eingestellt, da hier ein steiler Anstieg des Reibwerts auftritt. Jeder Messpunkt stellt den Mittelwert aus 5000 Einzelmesswerten dar. Die Verweildauer an einem Messpunkt beträgt circa 5 Sekunden.

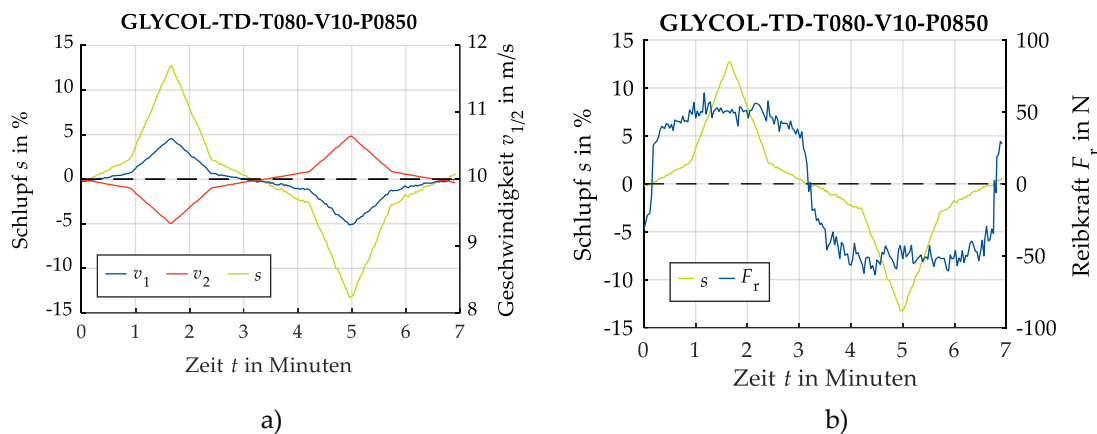


Abbildung 4.19 – a) Zeitlicher Verlauf der Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben und des Schlupfes während eines Versuchslaufs; b) Zeitlicher Verlauf des Schlupfes und der gemessenen Reibkraft während eines Versuchslaufs

Durch die im Schmierpalt wirkende Reibkraft wird eine Reibwärme erzeugt, welche vom Schmierstoff und den oberflächennahen Bereichen der Scheiben aufgenommen wird. In Abbildung 4.20 ist die über ein Thermoelement nahe der Oberfläche aufgezeichnete Festkörpertemperatur der Scheibe dem Schlupf beziehungsweise der Versuchsdauer gegenübergestellt.

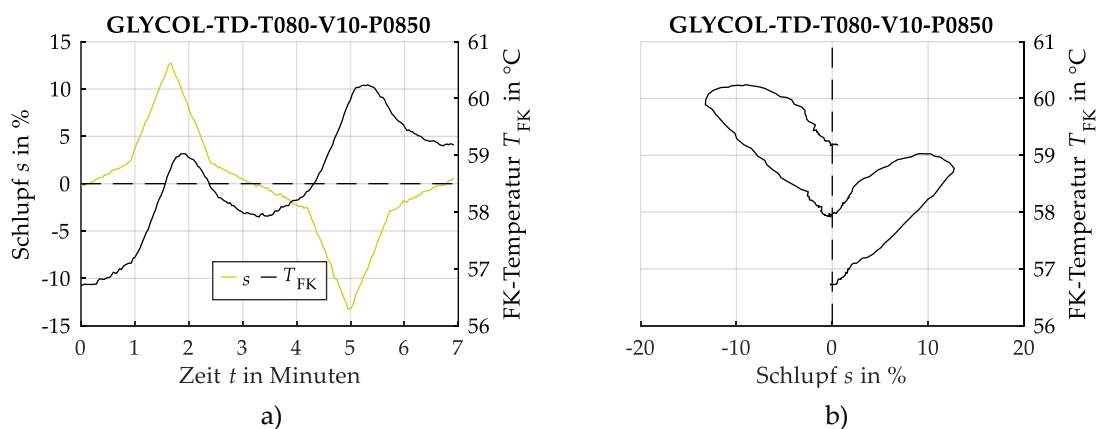


Abbildung 4.20 – a) Zeitlicher Verlauf des Schlupfes und der gemessenen Festkörpertemperatur während eines Versuchslaufs; b) Verlauf der gemessenen Festkörpertemperatur als Funktion des Schlupfes während eines Versuchslaufs

Wird die Reibkraft nicht über der Zeit, sondern über den Schlupf aufgetragen, entsteht die als Zielgröße zu messende *Traktionskurve*. Aufgrund der Reibung in den Lagerungen der Wellen kommt es dabei zu Abweichungen in den Ergebnissen, so dass auch im Null-Schlupf-Zustand eine Reibkraft gemessen wird. Eine Vertikalverschiebung der gemessenen Rohdaten erlaubt die Eliminierung der Lagerreibung, so dass die Traktionskurve durch den Ursprung verläuft. In Abbildung 4.21 ist die Vertikalverschiebung einer gemessenen Traktionskurve dargestellt.

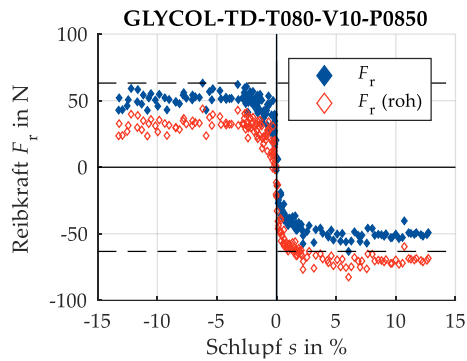


Abbildung 4.21 – Traktionskurve und Vertikalverschiebung zur Eliminierung des Einflusses der Lagerreibung

Der Schlupf, welcher der gemessenen Reibkraft auf der Abszisse zugeordnet wird, enthält einen elastischen und einen viskosen Anteil. Da zur Beschreibung der Fluidreibung nur der viskose Schlupfanteil und damit die Scherung des Fluids im Schmierpalt berücksichtigt werden soll, wird der Anteil des Schlupfes durch elastische Verformung der Festkörper herausgerechnet. Dieser elastische Schlupf – oder *Mikroschlupf* – wurde von POLL (1983) [231] am ungeschmierten Wälzkontakt anhand der Verformung der oberflächennahen Bereiche zweier kontaktierender Körper beschrieben. Demnach bewegen sich zwei kleine oberflächennahe Volumenelemente *A* und *B* zweier kontaktierender Körper 1 und 2, welche unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten besitzen ($\omega_1 > \omega_2$), ebenfalls mit unterschiedlicher Geschwindigkeit durch den Kontakt (Länge $2b$), wie in Abbildung 4.22 schematisch dargestellt.

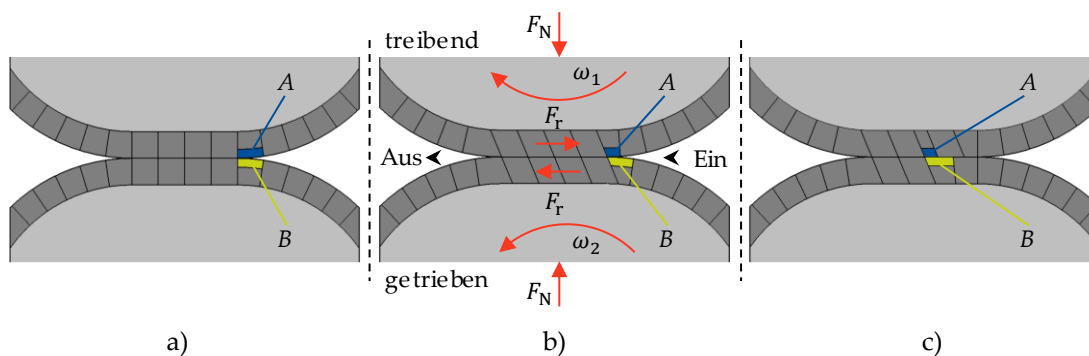


Abbildung 4.22 – Elastischer Schlupf im trockenen Wälzkontakt. a) vor, b) zu Beginn und c) im Kontakt ($\omega_1 > \omega_2$). In Anlehnung an [231]

Im Kontakt bildet sich durch die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten eine Reibkraft aus, welche versucht, Scheibe 1 abzubremsen und Scheibe 2 zu beschleunigen. Die oberflächennahen Bereiche werden somit einer Scherung ausgesetzt. Dies führt dazu, dass das schnellere Element *A* gestaucht wird, während das langsamere Element *B* gedehnt wird. Durch diese

Mikroverformung wird eine der äußeren Reibkraft entgegenwirkende Scherkraft erzeugt. Ist diese Scherkraft vom Betrag kleiner als die Haftreibungskraft $\mu_H F_N$, bleiben die Elemente aneinander haften. Während des Durchlaufens der Kontaktzone nimmt die Scherung jedoch weiter zu, so dass auch die Scherkraft weiter anwächst. Übersteigt die Scherkraft an einer bestimmten Stelle die Haftreibungskraft, beginnen die Elemente aufeinander abzugleiten, wobei eine lokale Reibkraft in Höhe der Gleitreibungskraft $\mu_G F_N$ hervorgerufen wird. Gleichzeitig wird die Dehnung beziehungsweise Stauchung der Elemente abgebaut, bis diese die Kontaktzone am Ausgang wieder verlassen. Die gesamte Kontaktzone kann somit in eine Haftzone, in welcher der Haftreibungskraft nicht überschritten wird, und eine Gleitzone unterteilt werden. Analog dazu kann auch der Festkörperschlupf in einen elastischen und einen Gleitanteil unterteilt werden:

$$s_{FK} = s_{el} + s_{gl} \quad (4.3)$$

Der gemittelte Reibwert, zusammengesetzt aus der Reibung aus Mikro- und Makroschlupf, steigt mit steigendem Schlupf an. Erst bei Erreichen eines Zustands, in dem reiner Makroschlupf vorherrscht, erreicht er sein konstantes Maximum, welches dem Gleitreibungskoeffizienten μ_G entspricht. Der Übergang kann nach POLL (1983) [231] für eine rechteckige Kontaktfläche wie in Abbildung 4.23 modelliert werden.

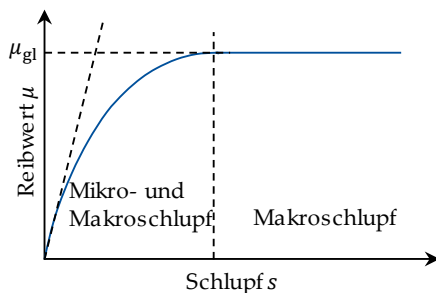


Abbildung 4.23 – Übergang vom Mikro- in den Makroschlupf. In Anlehnung an [231]

Die Steigung der Ursprungstangente ist dabei unabhängig vom Reibungskoeffizienten und lediglich eine Funktion der Materialparameter und der Pressung. Der Schlupf als Funktion des Reibwerts lässt sich dann wie in Gleichung (4.5) ausdrücken:

$$\left. \frac{d\mu}{ds} \right|_{s=0} = \frac{E}{2p_H \cdot (1-\nu^2)} \quad (4.4)$$

$$s(\mu) = 2\mu_G \cdot p_H \cdot \frac{1-\nu}{G} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\mu}{\mu_G}} \right) \quad (4.5)$$

In Anlehnung an CARTER (1997) [232] kann somit die Schubspannung an der Oberfläche als Produkt des (in der Haftzone veränderlichen) Reibungskoeffizienten und der lokalen Pressung ausgedrückt werden. Im Bereich der Haftzone nimmt die Schubspannung einen progressiven Verlauf an, bis sie am Übergangspunkt zur Gleitreibung den Wert $\mu_G p(x_{\ddot{u}})$ erreicht. Mit zunehmendem makroskopischen Schlupf wandert der Beginn der Gleitzone hin zum Eingang

des Kontaktes, wodurch die Gleitzone insgesamt größer wird. Ist der Schlupf so groß, dass nur noch Makroschlupf auftritt, entspricht die Schubspannung in der gesamten Kontaktzone $\mu_G p(x)$. In Abbildung 4.24 sind die HERTZ'sche Pressungs- und die Schubspannungsverteilung für den Übergang vom Mikro- zum Makroschlupf schematisch dargestellt.

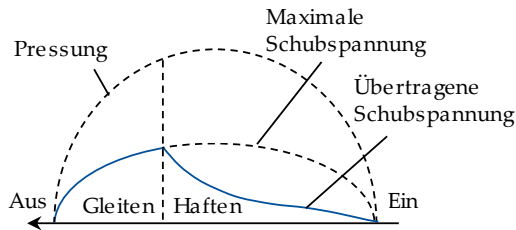


Abbildung 4.24 – Übergang vom Mikro- in den Makroschlupf bzw. vom Haften zum Gleiten. In Anlehnung an [231]

Aufbauen auf den Arbeiten von KALKER (1967, 1990) [233, 234], POLL (1983) [231] und CARTER (1997) [232] wurde von MEYER (2010) [221] mittels einer Finite-Elemente-Berechnung der elastische Festkörperschlupfanteil für den Kontakt zwischen zwei Scheiben am – auch in dieser Arbeit verwendeten – Zwei-Scheiben-Prüfstand berechnet. Die Steigung $d\mu/ds$ der Ursprungstangente als Funktion der HERTZ'schen Pressung nimmt einen nahezu linearen Verlauf an, wie er in Abbildung 4.25 gezeigt ist.

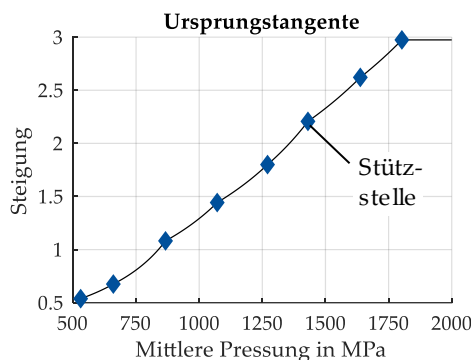


Abbildung 4.25 – Steigung der Ursprungstangente, ermittelt durch FE-Rechnung [221]

Der elastische Festkörperschlupf tritt nicht nur im trockenen Kontakt auf, sondern auch im geschmierten. Analog zu Gleichung (4.3) lässt sich der *Gesamtschlupf* s_{Gesamt} eines (voll-)geschmierten Kontaktes aus den beiden Teilen *Festkörperschlupf* s_{FK} und *Schlupf im Schmierfilm* s_{Fluid} zusammensetzen:

$$s_{\text{Gesamt}} = s_{\text{FK}} + s_{\text{Fluid}} \quad (4.6)$$

Um aus den am Prüfstand gemessenen Traktionskurven den Festkörperschlupf herauszurechnen, ist dieser theoretisch zu ermitteln und vom gemessenen Gesamtschlupf zu subtrahieren. Die gemessene Traktionskurve rückt somit näher zum Ursprung, wie in Abbildung 4.26 schematisch dargestellt. Abweichend von der in KALKER (1967) [233] vorgeschlagenen Methode der Korrektur mittels des Verlaufes der Trockenreibung (grüne Linie), wird in dieser Arbeit eine Korrektur anhand der linear verlaufenden Anfangssteigung der Trockenreibung (gestrichelte Linie) vorgenommen.

4 Experimenteller Aufbau

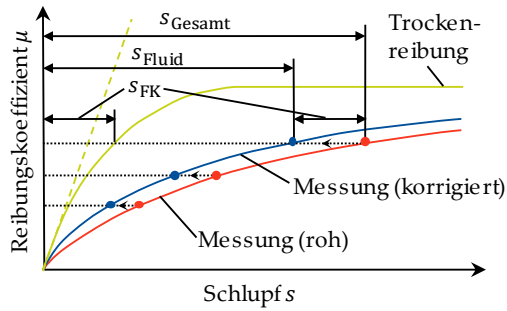
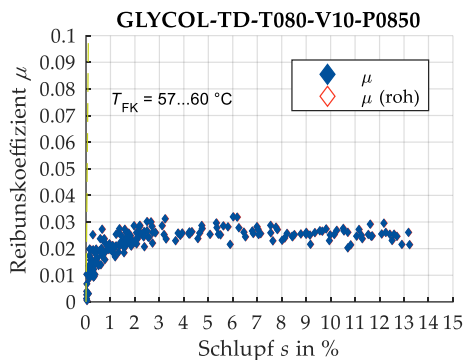
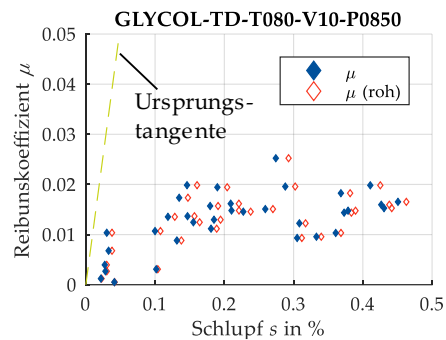


Abbildung 4.26 – Korrektur einer gemessenen Traktionskurve um den Anteil des Festkörperschlupfes. In Anlehnung an [233] und [221]

Werden alle Äste der Messergebnisse der Traktionskurven, wie sie in Abbildung 4.21 dargestellt sind, in den ersten Quadranten gespiegelt, erhält man die finale Traktionskurve (Abbildung 4.27 a). Durch die Korrektur der Messdatendaten um den Anteil des elastischen Festkörperschlupfes rückt die Traktionskurve näher zum Ursprung. In Abbildung 4.27 b) ist diese Korrektur für den Schlupfbereich im Detail von 0 bis 0,5 % dargestellt, welcher für den Betrieb von schlupfbehafteten Maschinenelementen wie Wälzlagern von besonderem Interesse ist. Dabei wurde vereinfachend mit Hilfe der Ursprungstangente korrigiert, welche eine druckunabhängige Steigung besitzt, wie es bereits in Abbildung 4.25 dargestellt wurde.



a)



b)

Abbildung 4.27 – Gemessene Traktionskurve und Horizontalschiebung durch die Korrektur um den Anteil des elastischen Festkörperschlupfes. Darstellung für den Schlupfbereich von a) 0 bis 15 % und b) 0 bis 0,5 %. Steigung der Ursprungsgeraden: 1,03

5 Simulationsmodelle

Simulation Models

Einen bedeutenden Anteil dieser Arbeit nehmen die Entwicklung, Implementierung und Anwendung von Simulationsmodellen ein. Die in diesem Kapitel hergeleiteten Simulationsmodelle bauen auf den im Kapitel der tribologischen Grundlagen vorgestellten Modellen auf und verknüpfen und erweitern diese in entscheidenden Punkten. In Einklang mit dem Aufbau der gesamten vorliegenden Arbeit ist dieses Kapitel in die drei Hauptthemengebiete Kontaktpressung, Reibung und Verschleiß untergliedert. Diese Untergliederung stellt dabei auch den zeitlich hintereinander geschalteten notwendigen Ablauf von Berechnungen und Simulationen dar.

An important part of this work is the development, implementation and application of simulation models. The simulation models derived in this chapter are based on the models presented in the chapter on tribological fundamentals and link and extend them in decisive points. In accordance with the structure of the entire present work, this chapter is divided into the three main topics contact pressure, friction and wear. This subdivision also represents the necessary chronological sequence of calculations and simulations.

5.1 Kontaktpressung

Das gesamte Simulationsmodell besteht aus drei Teilmodellen, welche zur numerischen Bestimmung der Kontaktpressung, der Reibung und des Verschleißes im Tribokontakt entwickelt wurden. Während sich das Teilmodell zur Berechnung der *Kontaktpressung* auf die Beschreibung von Tribokontakten mit rauen Kontaktpartnern fokussiert und auf die Berücksichtigung des glatten Kontaktes verzichtet (dieser ist durch die HERTZ'sche Theorie analytisch zugänglich), werden im Teilmodell zur *Reibungsberechnung* sowohl der Kontakt zwischen Kontaktpartnern mit glatten als auch mit rauen Oberflächen betrachtet. Für den letztgenannten Fall erfolgt eine Unterscheidung zwischen den Schmierregimen der Flüssigkeits- und der Mischreibung. Das Teilmodell zur *Verschleißberechnung* berücksichtigt erneut nur den Kontakt zwischen rauen Oberflächen.

5.1.1 Trockener Kontakt

Die simulative Bestimmung der orts aufgelösten Kontaktpressung erfolgt mit Hilfe der Theorie des elasto-plastischen Halbraums. Die dem Modell zu Grunde liegende Annahme eines sich in zwei Raumrichtungen unendlich ausdehnenden Körpers beinhaltet die Annahme einer ideal glatten Oberfläche dieses Halbraums. Um trotzdem die gemessenen rauen Oberflächenprofile beider Kontaktpartner berücksichtigen zu können, werden diese zu einer kombinierten Oberfläche synthetisiert, indem die lokalen Werte der Profile ortsgetreu superpositioniert werden. Trotz einer damit verbundenen Ungenauigkeit, welche durch die zufällige räumliche Lage der beiden Rauheitsprofile zueinander entsteht, wird im Rahmen dieser Arbeit davon ausgegangen, dass die so entstandene kombinierte Oberfläche die Kontakteigenschaften der realen Oberflächen in geeigneter Weise wiedergibt (im realen Kontakt verändert sich mit der Zeit zusätzlich die Lage der Oberflächenelemente zueinander). In Abbildung 5.1 a) bis c) ist die so entstandene Ersatz-Oberfläche dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die veränderte Welligkeit (im Vergleich zu den originalen Messergebnissen in Kapitel 4.1.1). Abbildung 5.1 d) stellt die Materialtraganteilkurven der beiden Kontaktkörper (Scheibe 1 in rot und Scheibe 2 in blau) sowie die der kombinierten Oberfläche (in grün) dar.

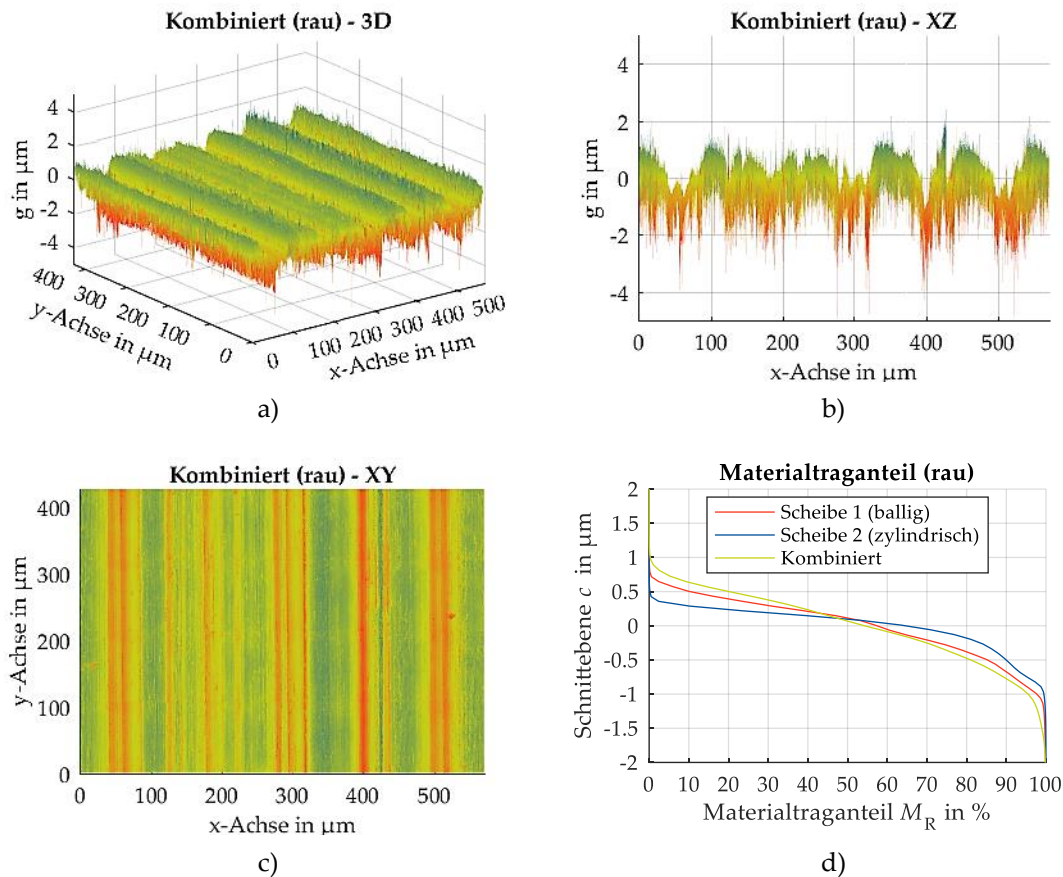


Abbildung 5.1 – a) bis c) Kombiniertes Oberflächenprofil; d) Materialtraganteil im Vergleich

Die numerische Bestimmung der orts aufgelösten Pressung für große Kontaktflächen unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit ist aufgrund der mit der Anzahl an Oberflächenelementen quadratisch steigenden Anzahl von Einträgen in der Einflussmatrix sehr rechenintensiv. So besteht beispielsweise eine Kontaktfläche mit einer Größe von 1 mm^2 bei einer Elementbreite von 93 nm (wie bei den eingelesenen Flächenprofilen der glatten Scheiben) aus über $1.15 \cdot 10^8$ einzelnen Elementen. Die zugehörige Einflussmatrix besitzt dann mehr als $1.3 \cdot 10^{16}$ Einträge, was mit der Speicher- und Rechenkapazität heutiger handelsüblicher Arbeitsplatz-Rechner nicht abbildbar ist. Aus diesem Grund wurden im Rahmen dieser Arbeit die Kontaktflächen nicht mit einem regulären (also äquidistanten) Netz, sondern mit einem irregulären Netz diskretisiert. Dabei wurde auf die *Method of Combined Solutions (MOCS)* [54] zurückgegriffen, welche es durch eine Hintereinanderschaltung der einzelnen Rechenschritten erlaubt, auch große raue Kontaktflächen mit einer feinen Diskretisierung zu betrachten und numerisch zu analysieren.

Der Grundgedanke dieser Methode besteht darin, in jeweils einem Rechenschritt nur einen Teil des gesamten zu betrachtenden Kontaktgebietes mit einer feinen Auflösung zu diskretisieren (zum Beispiel nur den höchstbelasteten Teil einer Kontaktfläche), während der restliche Teil mit einer größeren Auflösung diskretisiert wird. Dadurch kann die Anzahl der Elemente

– je nach Größenverhältnis zwischen den groben und den feinen Elementen – signifikant verringert werden. In Abbildung 5.2 ist die Entstehung eines solchen *irregulären* Netzes zur Diskretisierung einer HERTZ'schen Kontaktfläche schematisch dargestellt.

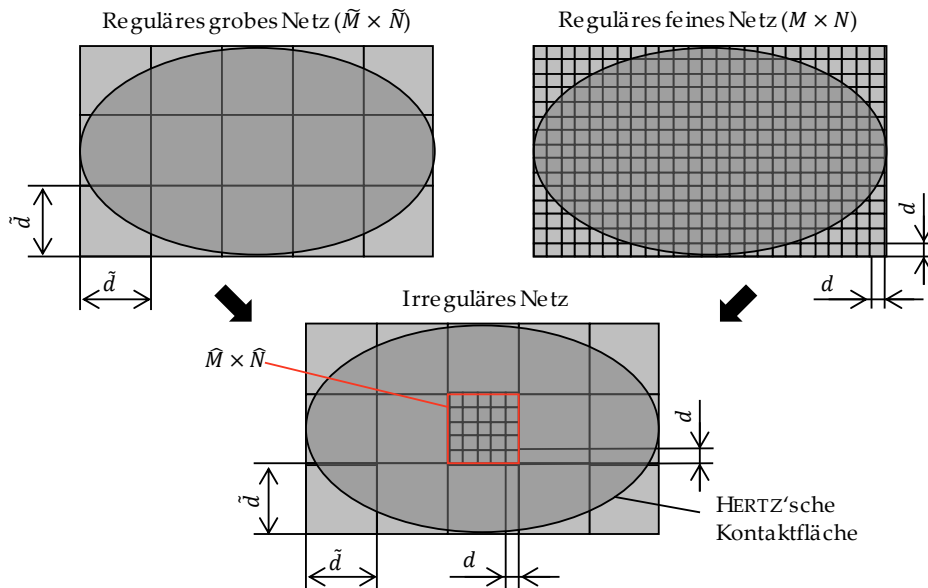


Abbildung 5.2 – Entstehung eines irregulären Netzes

Oben links in der Abbildung ist ein reguläres Netz mit einer *groben* Vernetzung dargestellt ($\tilde{M} \times \tilde{N}$ Elemente mit einer Elementbreite von \tilde{d} – in diesem Beispiel 15 Elemente), während oben rechts ein reguläres Netz mit einer *feinen* Vernetzung dargestellt ist ($M \times N$ Elemente mit einer Elementbreite von d – hier: 375 Elemente). Das Verhältnis von \tilde{d} zu d beträgt in diesem Beispiel 5. Das irreguläre Netz entsteht dadurch, dass genau ein grobes Element des regulären groben Netzes durch viele feine Elemente des regulären feinen Netzes diskretisiert wird (mit einer Anzahl von $\hat{M} \times \hat{N}$ Elementen – hier: 25 Elemente). Das somit entstandene irreguläre Netz verfügt dann insgesamt über $(\tilde{M} \times \tilde{N}) - 1 + (\hat{M} \times \hat{N})$ Elemente (hier: 39 Elemente).

Indem diese irreguläre Vernetzung während der numerischen Berechnung mehrfach hintereinander jeweils für ein anderes grobes Element durchgeführt wird (und das fein diskretisierte Element des groben Netzes schrittweise über die gesamte Kontaktfläche verschoben wird), liegt nach jedem Rechenschritt jeweils ein Teilergebnis vor. Im vorliegenden Beispiel wären insgesamt $\tilde{M} \cdot \tilde{N}$ Rechenschritte notwendig, damit jedes Element aus dem groben Netz einmal fein diskretisiert worden ist. Für jeden Rechenschritt werden dann jeweils die berechnete Verformung und die berechnete Pressung für alle groben und feinen Elemente zwischengespeichert. Durch eine finale ortstreuere Assemblierung der erzielten Zwischenergebnisse kann nach Vollendung aller Rechenschritte das Gesamtergebnis der Verformung und der Pressung für das feine Netz ermittelt werden. Dieser Berechnungs- und Assemblierungsvorgang ist schematisch in Abbildung 5.3 dargestellt.

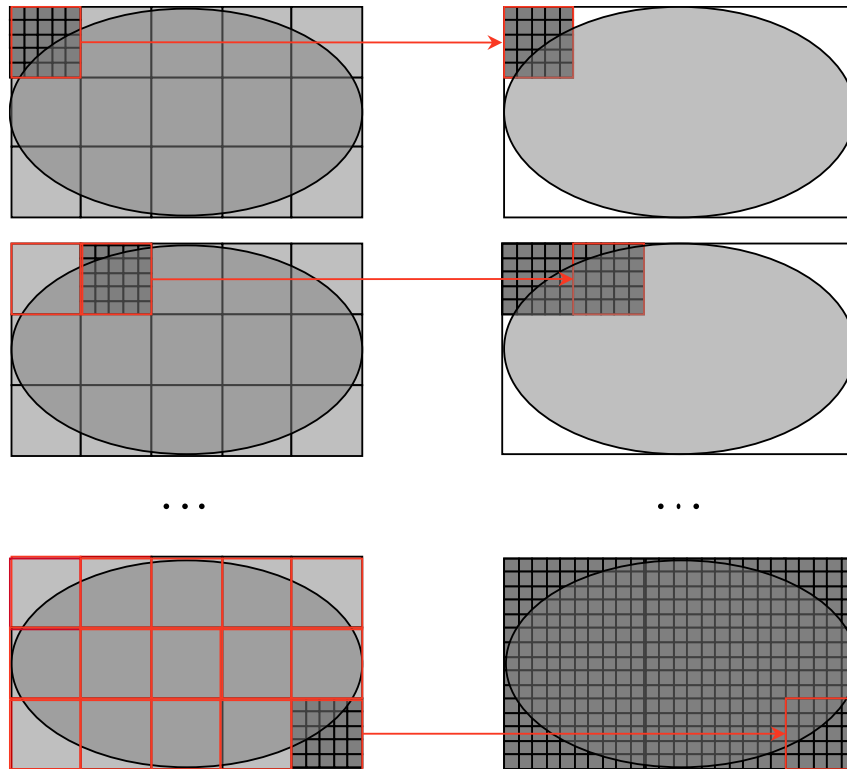


Abbildung 5.3 – Assemblierung eines Gesamtergebnisses (Method of Combined Solutions)

Die programmtechnische Umsetzung der *Method of Combined Solutions* erfolgt in *Matlab* auf Basis eines in einem Programmablaufplans (PAP) zusammengefassten Algorithmus, welcher in Abbildung 5.5 (S. 98) dargestellt ist. Zu Beginn erfolgt das Einlesen der Kontaktgeometrien (1), der Materialparameter (2) und der äußeren Belastungen (3). Danach wird das Netz definiert (4). Die notwendige Gesamtanzahl der Elemente ergibt sich durch die Größe der HERTZ'schen Kontaktfläche sowie durch die Elementbreite d . Zur Berechnung der Verformung und der Pressung auf Basis des elasto-plastischen Halbraums werden die beiden Iterationsparameter Ω_1 und Ω_h vorgegeben [40]. Nach der Berechnung weiterer Parameter des Netzes (5) und des Tribosystems (6) werden die Kontaktfläche (7) und die HERTZ'sche Pressungsverteilung analytisch berechnet (8).

Zur Verwendung der *Method of Combined Solutions* werden für jeden Berechnungsschritt s verschiedene irreguläre Einflussmatrizen $\mathbf{C}_s^{\text{irr}}$ benötigt, wobei eine jeweilige Neuberechnung einen erheblichen Rechenaufwand bedeuten würde. In Anlehnung an BRECHER et al. (2016) [54] wird daher an Stelle (9) des PAP einmalig eine irreguläre Gesamt-Einflussmatrix $\mathbf{C}_{\text{ges}}^{\text{irr}}$ berechnet, welche lediglich ein einzelnes fein diskretisiertes grobes Element im Zentrum enthält (Abbildung 5.4). Die Elementanzahl für das irreguläre Gesamtnetz ist

$$Z_{\text{el}}^{\text{irr}} = (2\tilde{M} - 1) \cdot (2\tilde{N} - 1) + \hat{M} \cdot \hat{N} \quad (5.1)$$

Sie ist damit größer als die Elementanzahl einer einfachen irregulären Einflussmatrix, muss aber nur einmal berechnet werden und enthält alle notwendigen einfachen irregulären Einflussmatrizen, welche für die jeweiligen Rechenschritte benötigt werden und auf welche mittels einfacher Indexverschiebung zugegriffen werden kann.

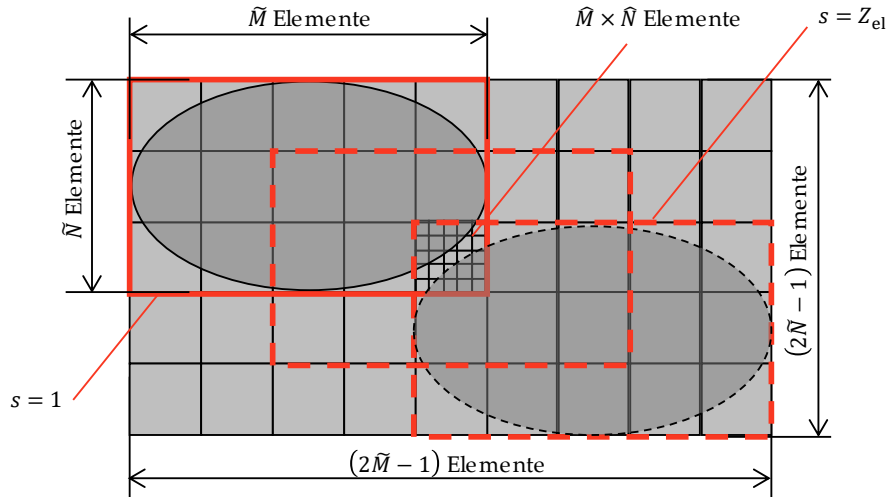


Abbildung 5.4 – PAP Schritt (9): Irreguläre Gesamt-Einflussmatrix. In Anlehnung an [54]

Nachdem die irreguläre Gesamt-Einflussmatrix bestimmt wurde, erfolgt die Berechnung der Einflussmatrix für das grobe Netz (10), und die Berechnung einer Initialverformung \mathbf{w}_H (11). Vor Beginn der Iterationsschleife (16) werden die Startwerte für die HERTZ'sche Pressung, das Residuum, die HERTZ'sche Festkörperüberdeckung sowie die Höhenverteilung vorgegeben (12-13). Die folgende Iterationsschleife zur Verformungs- und Pressungsberechnung (16) wird n_{\max} -mal durchlaufen (14-15). Die maximale Anzahl von Iterationen n_{\max} ist dabei so gewählt, dass der relative Fehler ε minimiert wird. Jeder Iterationsschritt n startet mit dem Setzen von $(*)^{n-1} = (*)$. Hierbei bezeichnet $n - 1$ den vorangegangenen Iterationsschritt (oder die Startbedingung für $n = 0$). Der Ausdruck $(*)$ ist Platzhalter für die Pressung \mathbf{p} , das Residuum \mathbf{r} , die Spalthöhe \mathbf{h} oder die Festkörperüberdeckung h_0 . Die vorhandene Pressungsänderung $\Delta \mathbf{p}$ von $n - 1$ nach n wird durch das Residuum, den Parameter Ω_1 und den Parameter C berechnet [40]. Numerisch berechnete negative Pressungen werden zu null gesetzt (HERTZ-SIGNORINI-MOREAU-Bedingung). Das Fließkriterium wird über die Einhaltung einer Fließpressung als obere Grenze der möglichen Pressung erfüllt. Die Pressung für Schritt n ergibt sich aus der Summe der Pressung in Schritt $n - 1$ und der Pressungsänderung. Die Steuerung der Iteration erfolgt durch die Anpassung der Festkörperüberdeckung. Der Vergleich der Kräfte aus der berechneten Pressungsverteilung und der vorgegebenen Normalkraft ergibt die Größenänderung dieser Überdeckung. Für die Pressung in Schritt n wird die Verformung und die Spalthöhenverteilung berechnet. Alle physikalisch nicht möglichen Spalthöhen $h_i < 0$ werden zu null gesetzt (ebenfalls HERTZ-SIGNORINI-MOREAU-Bedingung) und für Schritt n wird das Residuum berechnet. Abschließend werden als Vorbedingung für den nächsten Iterationsschritt $n + 1$ die Werte $(*) = (*)^n$ gesetzt.

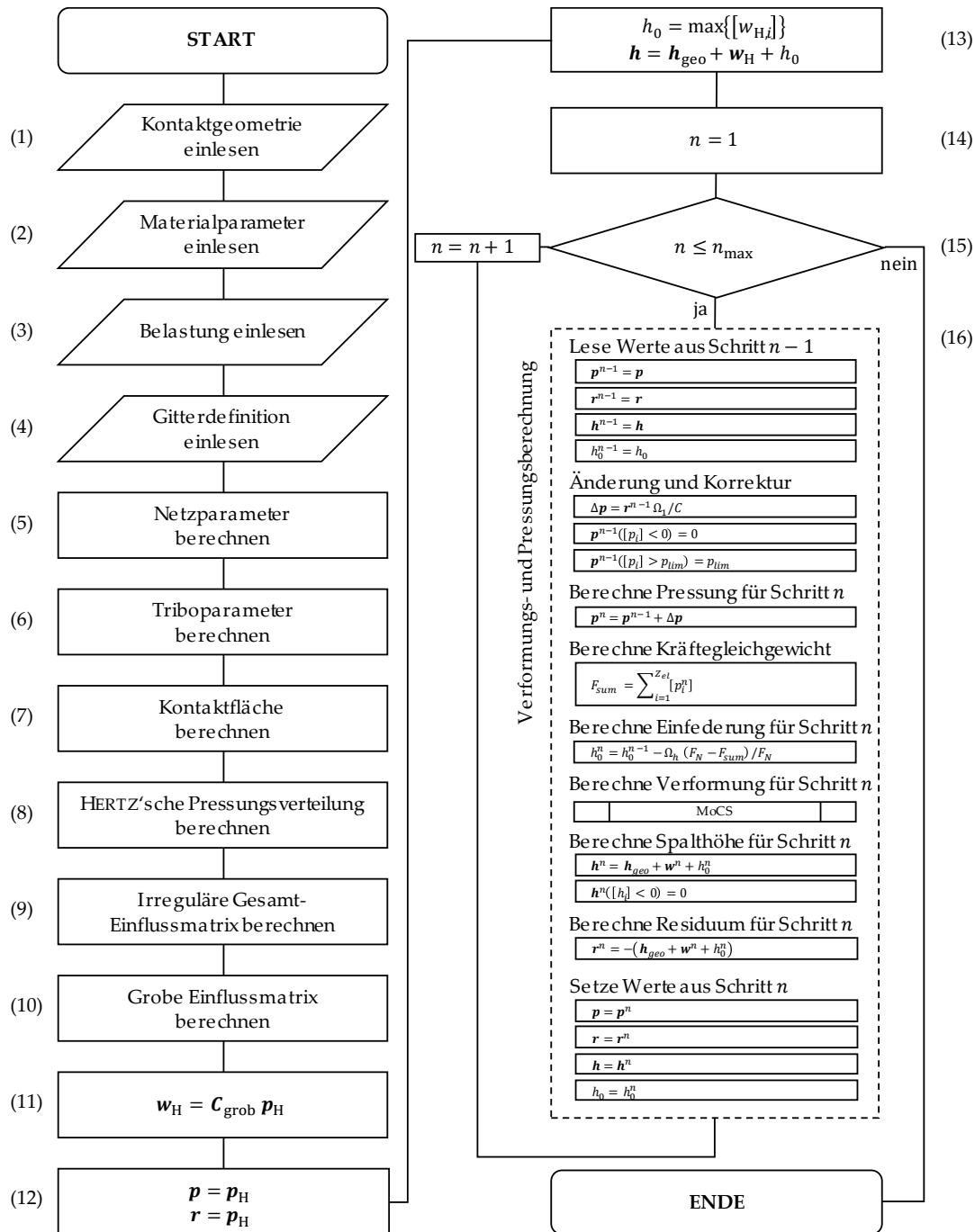


Abbildung 5.5 – PAP Berechnung der Kontaktpressung (trockener Kontakt)

Die Verformungs- und Pressungsberechnung innerhalb von Schritt (16) erfolgt in einem Unterprogramm, in welchem die *Method of Combined Solutions* implementiert ist. Der zugehörige Programmablaufplan ist in Abbildung 5.6 schematisch dargestellt.

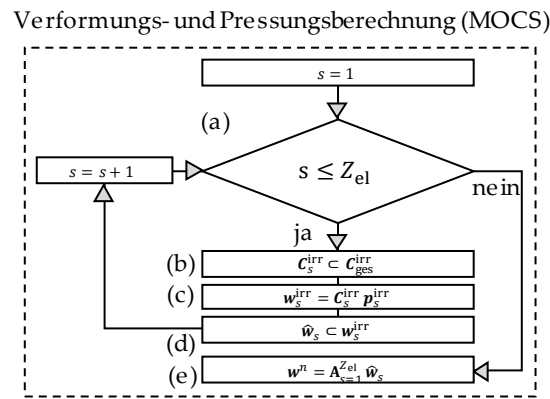


Abbildung 5.6 – PAP: Verformungs- und Pressungsberechnung (Method of Combined Solutions)

Für jeden Iterationsschritt n erfolgt ein Abtasten der gesamten Kontaktfläche in $Z_{el} = \tilde{M} \cdot \tilde{N}$ Schritten (a). In jedem Schritt $s \leq Z_{el}$ wird zuerst die zugehörige irreguläre Einflussmatrix als Teilmenge der irregulären Gesamt-Einflussmatrix ausgelesen (b). Es folgt die Bestimmung der Verschiebung über das Halbraummodell für irreguläre Netze (c). Aus der Verschiebung wird der fein diskretisierte Teil herausgeschrieben und zwischengespeichert (d). Sind die Teil-Verschiebungen für jeden Schritt s berechnet, werden sie zur Gesamt-Verschiebung assembliert (e) und das Endergebnis liegt als Pressungs- und Verformungsfeld vor.

5.1.2 Geschmierter Kontakt

Im Falle eines geschmierten Kontaktes wird die auf das Tribosystem von außen wirkende Normalkraft (im Bereich der Mischreibung teilweise) vom im Schmierfilm wirkenden Druck aufgenommen. Der Anteil der vom Schmierfilm übertragenen Kraft ist umso höher, je dicker der Schmierfilm ist. Steigt die Schmierfilmhöhe an, so wird die Anzahl der sich berührenden und kraftübertragenden Rauheitshügel geringer und der Anteil der durch den Schmierfilm übertragenen Kraft höher. Ist der Schmierfilm so dick, dass sich keine Rauheitshügel mehr berühren, überträgt er alleine die Kraft von einem Körper auf den anderen – der Bereich der Vollschmierung ist erreicht. Die Rauheitshügel wechselwirken über den Schmierstoff jedoch auch für den Fall noch miteinander, wenn sie keinen direkten Kontakt miteinander haben. Erst ab einer spezifischen Schmierfilmhöhe von circa $\lambda \geq 3$ ist von einer vollständigen Trennung der Oberflächen ohne eine Wechselwirkung der Rauheitshügel auszugehen [31]. Von HAMROCK et al. (2004) [83] wird für den Übergang von der Flüssigkeits- zur Mischreibung der Bereich von $\lambda = 3 \dots 5$, von LUDEMA (1984) [235] der Bereich $\lambda = 0.25 \dots 2.5$ angegeben. GUANGTENG und SPIKES (1997) [236] ermittelten einen Übergang bei $\lambda = 2$. Von BARTEL (2000) [159] wurde auf Basis von numerischen Berechnungen ein Bereich von $\lambda = 1.95 \dots 4.09$ bestimmt.

Der Ablauf der Kontaktberechnung für den Bereich der Mischreibung erfolgt auf Basis des Programmablaufplans für den trockenen Kontakt. Abweichend von Schritt (16) des in Abbildung 5.5 dargestellten PAP wird jedoch die sich für den Fall des trockenen Kontaktes aus der Iteration ergebende Spalthöhenverteilung \mathbf{h}^n nicht in jedem Rechenschritt iteriert und neu berechnet, sondern mit der analytisch berechneten Schmierfilmhöhe h_c gekoppelt. Als Schmierfilmtemperatur wird die jeweilige Öleinlasstemperatur zu Grunde gelegt. Dazu wird in jedem

Rechenschritt der arithmetische Mittelwert der Spalthöhenverteilung (also der Mittelwert des deformierten Oberflächenprofils) ermittelt und mit der analytisch berechneten Schmierfilmhöhe verglichen:

$$\bar{h} = \frac{1}{z_{el}} \int_{i=1}^{z_{el}} h_i \quad (5.2)$$

Ist die berechnete mittlere Spalthöhe \bar{h} kleiner als die Schmierfilmhöhe h_c , wird im nächsten Iterationsschritt eine geringere Einfederung vorgegeben. Ist sie größer, wird eine größere Einfederung vorgegeben. Am Ende der Berechnung kann aus der Summe der lokal wirkenden Kräfte der Anteil der über die Rauheitshügel übertragenen Kraft an der auf das System insgesamt wirkenden Kraft bestimmt werden (Abbildung 5.7). Analog dazu kann auch der Flächenanteil der kontaktierenden Rauheitshügel ermittelt werden.

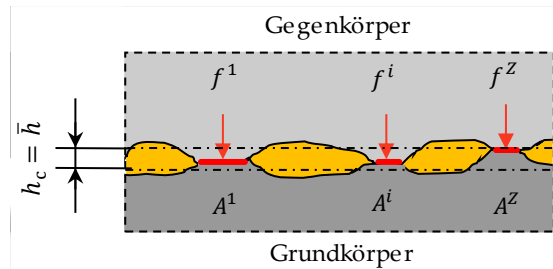


Abbildung 5.7 – Mittellinie der deformierten Oberflächenprofile von Grund- und Gegenkörper als zentrale Schmierfilmhöhe

Der hydrodynamische Druck zwischen den kontaktierenden Rauheitshügeln folgt dabei qualitativ der Form der HERTZ'schen Pressungsverteilung, der Maximalwert weicht aber vom Wert der HERTZ'schen Pressung ab. Er wird iterativ bestimmt, so dass die Integration des hydrodynamischen Drucks über der Kontaktfläche der vom Schmierstoff zu übertragenden Kraft entspricht. Für den Fall, dass die analytisch berechnete Schmierfilmhöhe h_c kleiner ist, als der Abstand der Mittellinie der deformierten Oberflächenprofile im trockenen Kontakt (\bar{h}_{dry}), liegt Grenzreibung vor und der Schmierstoff trägt nicht zur Kraftübertragung bei.

Die Vorstellung der Ergebnisse der Kontaktpressungsberechnung erfolgt in Kapitel 6.1.

5.2 Reibung

5.2.1 Flüssigkeitsreibung

Im Bereich der Vollschrömerung wird die Reibung im tribologischen Kontakt vollständig durch die Reibung innerhalb des Schmierfilms verursacht. Um diese numerisch zu bestimmen, wird die Schubspannung als Produkt aus der nicht-NEWTON'schen Viskosität und der Scherrate bestimmt:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (5.3)$$

Die nicht-NEWTON'sche Viskosität ist dadurch charakterisiert, dass sie selbst eine Funktion der Scherrate ist. Die meisten Schmierstoffe zeigen dabei ein ausgeprägtes scherverdünnendes Verhalten (siehe Kapitel 2.5.2).

In Abbildung 5.10 (S. 103) ist der Algorithmus zur Berechnung der Flüssigkeitsreibung bei glatten Kontaktpartnern (Flüssigkeitsreibung) als Programmablaufplan dargestellt. Im ersten Schritt werden die Berechnungs-, Material- und Fluidparameter eingelesen (1). Darauf aufbauend erfolgt die analytische Berechnung der HERTZ'schen Pressungsverteilung (2). Für jeden Ort innerhalb des Kontaktes wird dann die druck- und temperaturabhängige Viskosität („Low-Shear“-Viskosität) berechnet (3). Als Temperatur des Schmierstoffs wird die für jeden Messpunkt im Versuch ermittelte Scheibentemperatur angenommen. Ebenfalls in Abhängigkeit des Drucks und der Temperatur wird in Schritt (4) die lokale Grenzschubspannung bestimmt. Die Schmierfilmhöhe wird in Schritt (5) mit Hilfe analytischer Gleichungen berechnet. Dabei wird für die Schmierfilmtemperatur die jeweilige Öleinlasstemperatur zu Grunde gelegt. Nachdem die kinematischen Bedingungen berechnet wurden (7), wird die scherratenabhängige „High-Shear“-Viskosität orts aufgelöst bestimmt (8).

Wie in Kapitel 2.5.2 beschrieben, stehen zur Beschreibung der Scherratenabhängigkeit verschiedene Modelle zur Verfügung. In Abbildung 5.8 ist beispielsweise die Scherverdünnung des Versuchöls GLYCOL unter Anwendung der Modelle nach NEWTON, CARREAU, BAIR/WINER und EYRING als Masterkurve dargestellt. Als Bezugsgröße dient die Viskosität η_0 des Versuchöls im ruhenden Zustand.

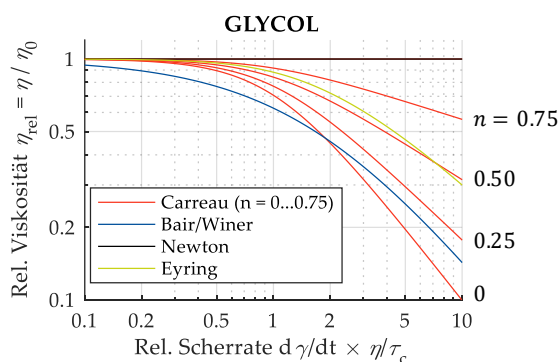


Abbildung 5.8 – GLYCOL: Masterkurven bei Anwendung verschiedener Fluidmodelle

Die Bestimmung der lokalen Scherspannungen im Fluid (9) erfolgt unter Verwendung des von WANG (2015) [84] beschriebenen Modells auf Basis der Finite-Differenzen-Methode (Abbildung 5.9). Dieses diskretisiert das MAXWELL-Modell in orts aufgelöster Weise.

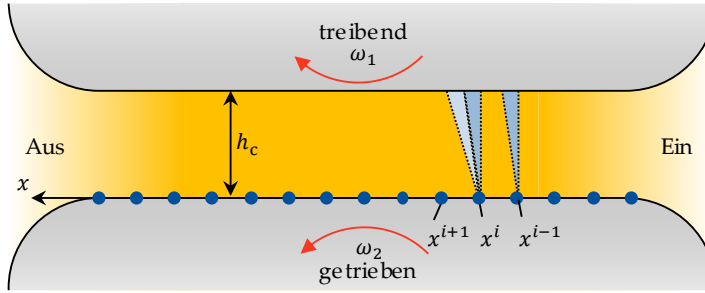


Abbildung 5.9 – Eindimensionale Diskretisierung des Tribokontaktes mit der Finite-Differenzen-Methode. In Anlehnung an [84]

Dazu wird die Grundgleichung aus dem MAXWELL-Modell,

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta(x)} + \frac{1}{G(x)} \frac{d\tau}{dt} \quad (5.4)$$

in Richtung der Summengeschwindigkeit (x-Richtung) über den Weg integriert:

$$\int_{x^{i-1}}^{x^i} \dot{\gamma} dx = \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{\tau}{\eta(x)} dx + \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{1}{G(x)} \frac{d\tau}{dt} dx \quad (5.5)$$

$$\Rightarrow \dot{\gamma}(x^i - x^{i-1}) = \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{\tau}{\eta(x)} dx + \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{1}{G(x)} \frac{d\tau}{dx} dx \quad (5.6)$$

Wird das Schergefälle als Quotient aus Relativgeschwindigkeit und Schmierfilmdicke ausgedrückt und Gleichung (5.6) durch die Summengeschwindigkeit geteilt, kann der Schlupf s in die Gleichung eingebracht werden:

$$\frac{u_r}{u_s \cdot h} (x^i - x^{i-1}) = \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{\tau}{u_s \cdot \eta(x)} dx + \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{1}{u_s \cdot G(x)} \frac{d\tau}{dx} dx \quad (5.7)$$

$$\Rightarrow \frac{s}{h} (x^i - x^{i-1}) = \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{\tau}{u_s \cdot \eta(x)} dx + \int_{x^{i-1}}^{x^i} \frac{1}{u_s \cdot G(x)} \frac{d\tau}{dx} dx \quad (5.8)$$

Die Gleichung kann anschließend diskretisiert werden:

$$\frac{s}{h} (x^i - x^{i-1}) \approx \frac{\tau^i - \tau^{i-1}}{\frac{1}{2} \cdot u_s \cdot (G^i - G^{i-1})} + \frac{(\tau^i + \tau^{i-1}) \cdot (x^i - x^{i-1})}{u_s \cdot (\eta^i - \eta^{i-1})} \quad (5.9)$$

Wird der Term $(x^i - x^{i-1})$ durch Δx ersetzt, kann die Gleichung nach der gesuchten lokalen Scherspannung τ^i aufgelöst werden.

$$\tau^i \approx \frac{\frac{s \cdot \Delta x}{h} + \frac{2\tau^{i-1}}{G^i + G^{i-1}} - \frac{\tau^{i-1} \Delta x}{(\eta^i + \eta^{i-1}) \cdot u_s}}{\frac{2}{G^i + G^{i-1}} + \frac{\Delta x}{(\eta^i + \eta^{i-1}) \cdot u_s}} \quad (5.10)$$

Überschreitet die berechnete lokale Schubspannung den Wert der Grenzschubspannung, wird sie dieser gleichgesetzt:

$$\tau^i = \begin{cases} \tau_{\text{lim}} & , \text{ wenn } \tau^i > \tau_{\text{lim}} \\ \tau^i & , \text{ sonst} \end{cases} \quad (5.11)$$

Die Grenzschubspannung wird in lokaler Auflösung mit einem bilinearen Ansatz modelliert. Für die charakteristische Pressung p^* kann eine Temperaturabhängigkeit angenommen werden:

$$\tau_{\text{lim}}^i = \begin{cases} \zeta \cdot (p^i - p^{*,i}) + \tau_{\text{lim},0} & , \text{ wenn } p^i > p^{*,i} \\ \tau_{\text{lim},0} & , \text{ sonst} \end{cases} \quad (5.12)$$

$$p^{*,i}(T) = \xi \cdot T + p^{*,0,i} \quad (5.13)$$

Die rechnerische Scherspannung für das gesamte Tribosystem ergibt sich aus dem Quotienten der Summe aller lokalen Scherkräfte und der realen Kontaktfläche:

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{max}}} \tau^i \Delta A}{n_{\text{max}} \cdot \Delta A} \quad (5.14)$$

Durch die erneute Bildung eines Quotienten aus der Schubspannung $\bar{\tau}$ und der mittleren Pressung p kann der Reibwert $\mu = \bar{\tau}/p$ des Systems ermittelt werden.

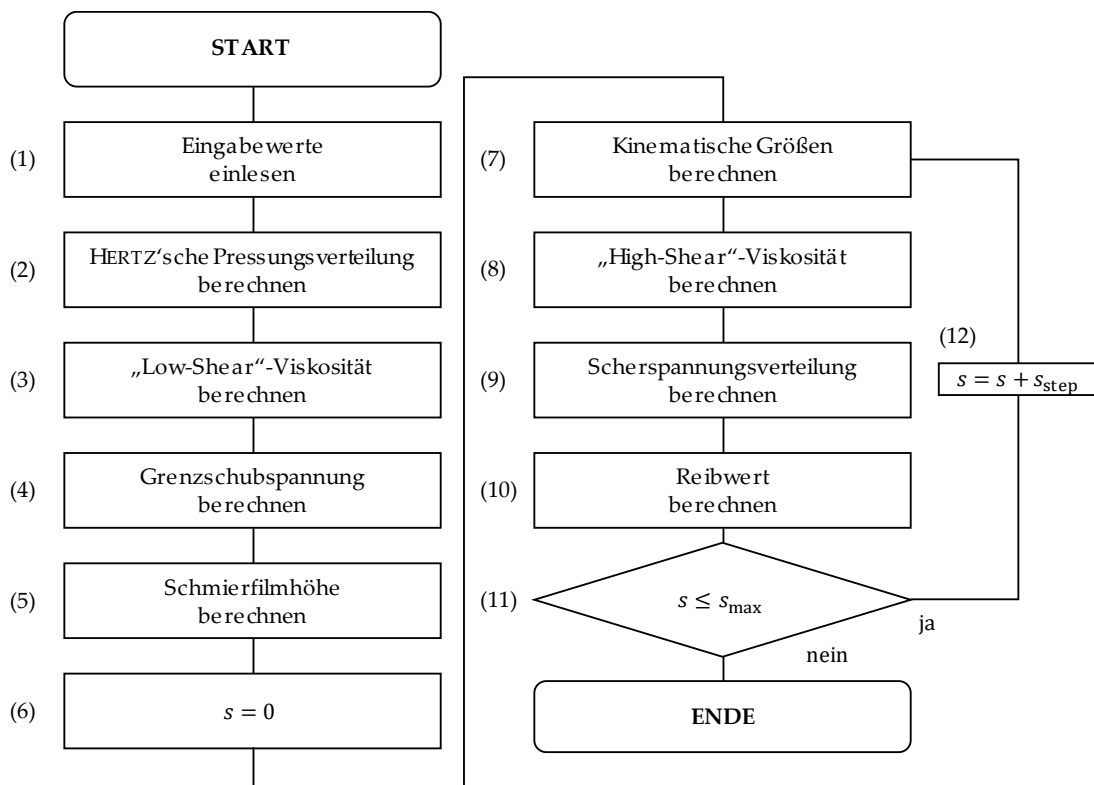


Abbildung 5.10 – PAP: Flüssigkeitsreibung

5.2.2 Mischreibung

In der Mischreibung unterteilt sich die Kontaktfläche in zwei Bereiche. In einem Bereich stehen die Rauheitshügel in mechanischem Kontakt zueinander, während sie sich im restlichen Bereich nicht berühren (EHL-Kontakte). Die jeweiligen Flächen- und Kraftanteile können mit Hilfe des Modells zur Kontaktpressung (Kapitel 5.1) ermittelt werden. Beide Anteile tragen auch zur Gesamtreibung des Tribosystems bei.

Während in zuvor veröffentlichten Arbeiten, zum Beispiel von REDLICH (2002) [140] oder ZHANG et al. (2017) [144], der trockene Reibungskoeffizient aus Versuchen iterativ ermittelt wurde, wird in dieser Arbeit zur Ermittlung der Mischreibungskomponenten auch der (scheinbar) trockene Reibungskoeffizient aus den Fluideigenschaften ermittelt. Dabei wird als Arbeitshypothese entsprechend der Untersuchungen von KANETA et al. (1992) [237] und KANETA (1993) [224] angenommen, dass sich auch im vermeintlich trockenen Kontakt zwischen zwei sich berührenden Rauheitshügeln ein unter Druck gesetztes piezoviskoses Fluid befindet und sich ein sehr dünner lokaler Schmierfilm $h^i \rightarrow 0$ bildet (Abbildung 5.11). Aufgrund der geringer Schmierfilmhöhe wird die lokale Scherrate ($\dot{\gamma} = \frac{u_s}{h^i}$) sehr groß und die Schubspannung τ_{fluid}^i erreicht unmittelbar die Grenzscherubspannung τ_{lim}^i . Der lokale Fluiddruck entspricht dabei der lokalen Festkörperkontaktpressung p_{FK}^i , welche nur durch die Fließpressung p_{lim} nach oben begrenzt ist.

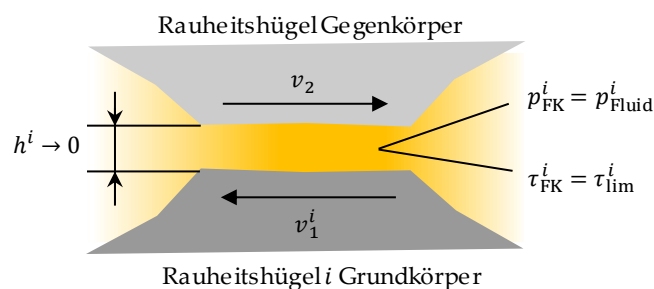


Abbildung 5.11 – Flüssigkeitsreibung zwischen sich berührenden Rauheitshügeln.

Der trockene Reibungskoeffizient kann demnach aus der Grenzreibung des unter Druck gesetzten Fluids ermittelt werden und die Reibung lässt sich auch für die in Kontakt stehenden Rauheitshügel analog zur reinen Flüssigkeitsreibung berechnen:

$$\mu_{\text{FK}}^i = \frac{\tau_{\text{lim}}^i}{p_{\text{FK}}^i} \quad (5.15)$$

Der Algorithmus zur Berechnung der orts aufgelösten Scherspannung beziehungsweise des orts aufgelösten Reibungskoeffizienten im Bereich der Mischreibung ist analog zu dem der Flüssigkeitsreibung. Als zu Grunde liegende Druckverteilung im Schmierstoff wird jedoch nicht die HERTZ'sche Pressungsverteilung, sondern das Ergebnis der Kontaktpressungsberechnung für den rauen Kontakt verwendet. Das Ergebnis der Berechnung ist somit eine Scherspannungsverteilung sowohl für den EHL-Anteil des Kontaktes als auch den (scheinbaren) Festkörperanteil. Für die Temperatur des Schmierstoffs wird die im Versuch gemessene

Scheibentemperatur zu Grunde gelegt, welche durch die im Kontakt herrschende Schererwärmung hervorgerufen wird. Zur Berechnung der elasto-hydrodynamischen Schmierfilmhöhe wird die theoretische Öleinlasttemperatur verwendet.

Die Vorstellung der Ergebnisse der Reibungsberechnung erfolgt zusammen mit den Versuchsergebnissen in Kapitel 6.2.

5.3 Verschleiß

5.3.1 Verschleißkoeffizient

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Verschleiß auf Basis der Theorie von ARCHARD und der kontinuumsmechanischen Modelle von BEHESHTI und KHONSARI (2010) [165] modelliert. Eine Übertragbarkeit der Überlegungen auf das energiebasierte Modell nach FLEISCHER wurde bereits in Kapitel 2.4.1 gezeigt, so dass im engeren Sinne nicht mehr zwischen diesen Modellen differenziert werden kann. Nichtsdestotrotz wird im weiteren Verlauf die Notation des ARCHARD-Modells verwendet.

Der Verschleißkoeffizient nach ARCHARD sowie BEHESHTI und KHONSARI

Der Verschleißkoeffizient K wird in Anlehnung an ARCHARD als Wahrscheinlichkeit für das Ablösen eines Verschleißpartikels definiert. Er bildet damit den Kehrwert einer bestimmten Anzahl N_c ertragbarer Lastzyklen bis zum Ablösen eines Verschleißpartikels. Unter der Annahme von halbkugelförmigen Rauheitshügeln kann er als

$$K = \frac{1}{3 N_c} \quad (5.1)$$

geschrieben werden. Um die Anzahl ertragbarer Lastzyklen zu berechnen, wird ein Schädigungsmodell auf Basis der Kontinuumsmechanik [238–241] verwendet. Dabei wird der adhäsive Verschleiß als das Ablösen von Rauheitshügeln aus dem Grundmaterial durch eine wiederholte zyklisch-schwellende Belastung, hervorgerufen durch eine Scherspannung, definiert. Es wird angenommen, dass jede Belastung oberhalb einer bestimmten Ermüdungsgrenze das lasttragende Volumen mit Mikrorissen versetzt. Bei jeder wiederkehrenden Belastung werden die Anzahl der Mikrorisse sowie deren räumliche Ausdehnung exponentiell größer.

Stellt man das Schädigungsmodell für ein beliebiges Kontrollvolumen auf einer Schnittfläche dA mit der Normalen \mathbf{m} dar, kann die fortschreitende Schädigung als Summe von Einzelschädigungen $\sum dA_{D_m}$ dargestellt werden (Abbildung 5.12).

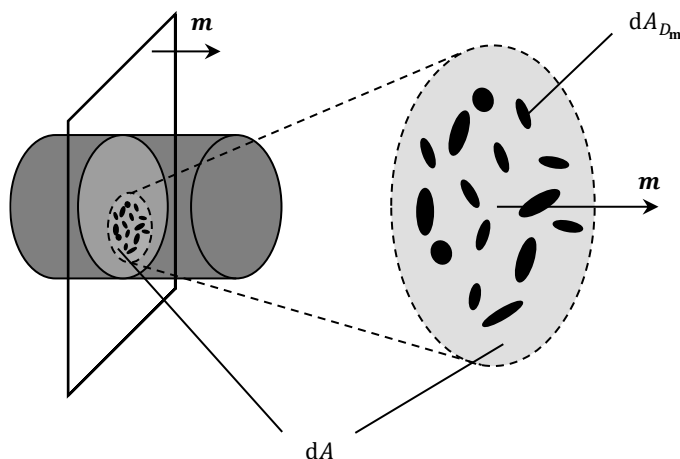


Abbildung 5.12 – Schädigung eines Kontrollvolumens [55, 165]

Das Verhältnis der geschädigten Fläche zur Schnittfläche befindet sich im Bereich

$$0 \leq \frac{\sum dA_{D\mathbf{m}}}{dA} \leq 1. \quad (5.2)$$

Unter Einführung eines Gewichtungsfaktors k_w wird die von der Schnittrichtung abhängige Schädigungsvariable $D(\mathbf{m})$ wie folgt definiert:

$$D(\mathbf{m}) = k_w \frac{\sum dA_{D\mathbf{m}}}{dA} \leq 1 \quad (5.3)$$

Für isotropes Materialverhalten ist D unabhängig von der Schnittrichtung \mathbf{m} . Die effektive Normalspannung σ' kann somit aus der Nennspannung und der Schädigungsvariablen bestimmt werden. Aus der Annahme einer Dehnungsäquivalenz $\varepsilon' = \varepsilon$ und unter Verwendung des HOOKE'schen²⁵ Gesetzes folgt für den effektiven Elastizitätsmodul:

$$\sigma' = \frac{\sigma}{1-D}, \quad E' = E(1-D) \quad (5.4)$$

Ein Versagen des Querschnittes tritt ein, wenn die Schädigungsvariable den Wert einer materialspezifischen kritischen Schädigung erreicht hat.

Nach BHATTACHARYA (1998) [239] kann das Wachstum der Schädigung unter zyklischer Belastung für isotrope Körper durch ein thermodynamisches Gleichgewicht beschrieben werden. Dabei beschreibt T^i die Belastung eines definierten Oberflächenteils ∂R^1 . Der Tensor $\varepsilon = [\varepsilon_{ij}]$ beschreibt den Verzerrungs- oder Dehnungstensor und n^j die Richtung des Normalenvektors. Der Parameter ψ_D beschreibt die Ableitung der freien Energie. Die Annahme einer einachsigen Normalbelastung σ_∞ in unendlicher Entfernung führt zu der Gleichung

$$T^i + \psi_D \left(\frac{\partial D}{\partial \varepsilon_{ij}} \right) n^j = 0 \quad \text{auf } \partial R^1, \quad \frac{dD}{d\varepsilon} = -\frac{\sigma_\infty}{\psi_D} \quad (5.5)$$

Mit Hilfe der RAMBERG-OSGOOD-Beziehung für die Verfestigung von Metallen kann durch Auflösung der Gleichung die Schädigung D_n nach dem n -ten Belastungszyklus bestimmt werden. Eine Schadensakkumulation findet dabei nur statt, wenn diese die Ermüdungsgrenze τ_e des Werkstoffes überschreitet.

$$D_n = \begin{cases} 1 - (1 - D_{n-1}) B_n & , \text{ wenn } \tau \geq \tau_e \\ D_{n-1} & , \text{ sonst} \end{cases} \quad (5.6)$$

$$B_n = \frac{\left(\frac{\tau_e}{L}\right)^{1+M} + \left(\frac{3\tau_f}{4L}\right)\left(\frac{\tau_e}{L}\right)^{1+M}}{\frac{\tau}{L(1-D_{n-1})} + \left(\frac{3\tau_f}{4L}\right)\left(\frac{\tau_e}{L}\right)^{1+M}} \quad (5.7)$$

$$L = 2^{1-\frac{1}{M}} H \quad (5.8)$$

²⁵ ROBERT HOOKE (1635-1702/1703): *Englischer Universalgelehrter und Professor für Geometrie am Gresham College in London. HOOKE erlangte vor allem Bekanntheit durch das nach ihm benannte Elastizitätsgesetz, welches die linear-elastische Verformung von Festkörpern beschreibt.*

Die Materialeigenschaften werden in den oben genannten Gleichungen durch die Festigkeit τ_f , den Verfestigungsexponenten M und den Verfestigungsmodul H berücksichtigt. Die dabei auftretenden Dehnungen und der Verfestigungsprozess werden durch die plastische Dehnung vor ($\Delta\varepsilon_{p1n}$) und nach ($\Delta\varepsilon_{pmn}$) der Belastung in Zyklus n sowie durch die Grenzdehnung ($\Delta\varepsilon_{p0n}$) beschrieben.

$$\Delta\varepsilon_{p1n} = \left(\frac{\Delta\tau_{1n}}{L(1-D_{n-1})} \right)^M, \Delta\varepsilon_{pmn} = \left(\frac{\Delta\tau_{mn}}{L(1-D_{n-1})} \right)^M, \Delta\varepsilon_{p0n} = \left(\frac{\Delta\tau_{1n}}{L(1-D_{n-1})} + \frac{\tau_e}{L} \right)^M \quad (5.9)$$

Ein einzelner Lastzyklus n ist in Abbildung 5.13 graphisch dargestellt [242]. Die beiden Spannungen $\Delta\tau_{1n}$ und $\Delta\tau_{mn}$ definieren die äußere Belastung des Systems.

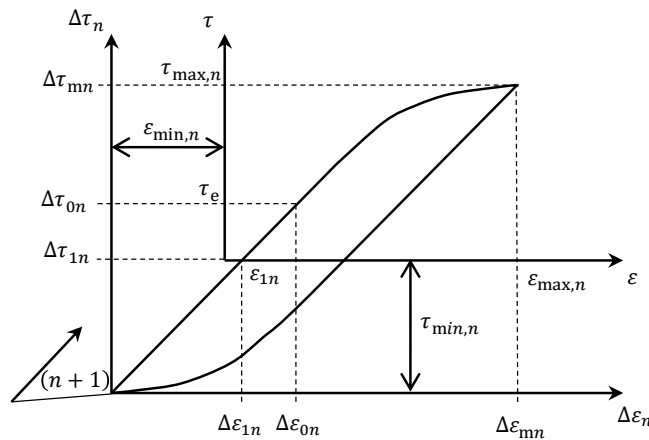


Abbildung 5.13 – Zyklische Verfestigung [242]

Durch BEHESHTI und KHONSARI (2010) [165] erfolgte eine Übertragung dieser Ermüdungsmechanismen auf den Querschnitt von einzelnen Rauheitshügeln und die Verknüpfung mit dem ARCHARD'schen Verschleißgesetz. Dazu wird die an der Oberfläche wirkende Scherspannung als maximale Belastung $\Delta\tau_{mn} = \tau$ angenommen. Durch das Erreichen der kritischen Schädigung D_c nach N_c Belastungszyklen ergibt sich der Verschleißkoeffizient. Je nach Definition der kritischen Schädigung kann durch diese Betrachtung nicht nur der adhäsive Verschleiß (durch Bildung von Mikroverschweißungen an kontaktierenden Rauheitserhebungen) sondern beispielweise auch Mikropitting modelliert werden. Voraussetzung dafür ist, dass an der Oberfläche eine Schubspannung induziert wird, welche zu einer Rissbildung im Material mit einer anschließenden Ablösung von Verschleißpartikeln führt.

Der ARCHARD-Verschleißkoeffizient ist vor allem von der Scherspannung und damit vom Reibungskoeffizienten μ und der Härte H abhängig. In Abbildung 5.14 ist der nach obigem Modell berechnete Verschleißkoeffizient für den Werkstoff 100Cr6 in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten für verschiedene Härtewerte aufgezeigt (bei logarithmischer Ordinatenachse). Für den betrachteten Härtebereich von 300-700 HV durchläuft der Verschleißkoeffizient bei einem konstantem Reibungskoeffizienten einen Wertebereich von drei Größenordnungen. Die Änderung des Verschleißkoeffizienten bei konstanter Härte für Reibungskoeffizienten zwischen 0.15–0.50 erstreckt sich über vier Größenordnungen.

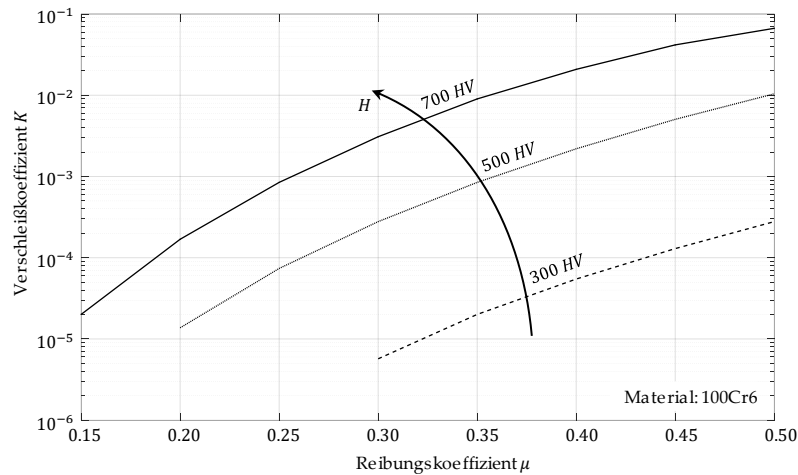


Abbildung 5.14 – ARCHARD-Verschleißkoeffizient als Funktion von Reibungskoeffizient und Härte

Der erweiterte Verschleißkoeffizient auf Basis real vorliegender lokaler Pressungen

Um die Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten von der Härte zu eliminieren, werden in Anlehnung an das Halbraummodell die Rauheitshügel nicht mehr als Halbkugeln modelliert, sondern als Kuben mit einer Kantenlänge d , wie in Abbildung 5.15 schematisch dargestellt.

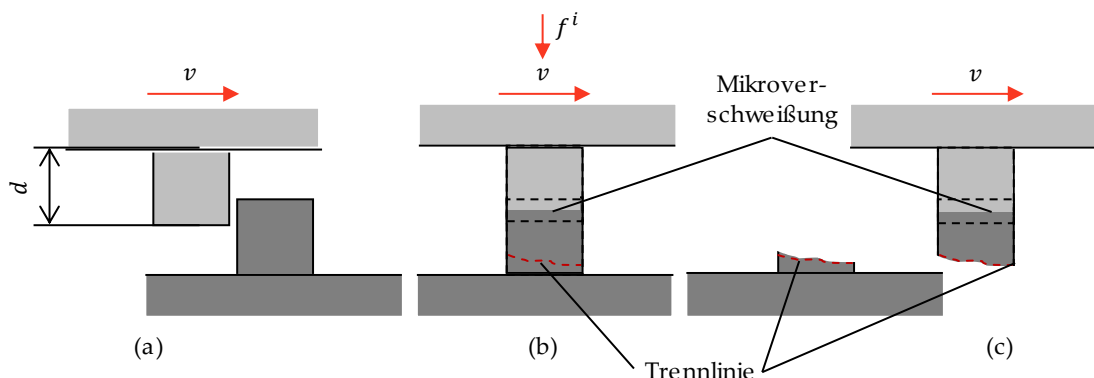


Abbildung 5.15 – Adhäsiver Verschleiß mit kubischen Rauheitshügeln [157]

Somit stimmt die Form der Rauheitshügel im Verschleißmodell mit den diskreten Elementen aus dem Halbraummodell überein. Der erweiterte Verschleißkoeffizient K_e kann direkt als Kehrwert der Anzahl ertragbarer Belastungen angegeben werden:

$$K_e = \frac{1}{N_c} \quad (5.10)$$

Die am kubischen Rauheitshügel i anliegende Pressung p_k^i berechnet sich als Quotient aus der lokalen Kraft und der quadratischen Mikrokontaktfläche:

$$p_k^i = \frac{f^i}{A_k^i}, \quad A_k^i = d^2 \quad (5.11)$$

In Abbildung 5.16 ist die Mikrokontaktfläche dargestellt.

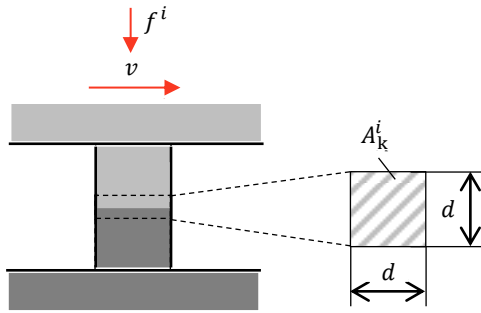


Abbildung 5.16 – Mikrokontaktfläche zwischen kubischen Rauheitshügeln

Durch die diskrete Modellierung der Oberfläche und die Berechnung der Pressungsverteilung mittels des Halbraummodells sind die Pressungen p_k^i und Verformungen w_k^i der einzelnen Rauheitshügel aus den Ergebnissen der Pressungsberechnung bekannt. Die maximal mögliche Pressung wird dabei durch die Fließbedingung nach oben limitiert und ein Erreichen der Fließpressung führt zu einer plastischen Verformung des Rauheitshügels:

$$p_k^i \leq p_{\text{lim}} = H \quad (5.12)$$

Das Verschleißvolumen bei Ablösung eines kubischen Rauheitshügels entspricht dem Volumen eines Kubus, der Verschleißweg entspricht seiner Kantenlänge. Somit ergibt sich der folgende Zusammenhang für das auf den Verschleißweg bezogene Verschleißvolumen:

$$V_{w,k}^i = d^3 \quad , \quad S_{w,k}^i = d \quad \Rightarrow \quad \frac{V_{w,k}^i}{S_{w,k}^i} = d^2 = A_k^i \quad (5.13)$$

Wird der lokale erweiterte Verschleißkoeffizient K_e^i analog zu Gleichung (2.49) eingeführt und berücksichtigt man die Anzahl zyklischer Lastwiederholungen n_{load} , erhält man das Verschleißvolumen von Element i zu

$$V_{w,k}^i = d^3 K_e^i n_{\text{load}} \quad (5.14)$$

In tensorieller Schreibweise ergibt sich für das ortsaufgelöste Verschleißvolumen:

$$\mathbf{V}_{w,k} = d^3 \mathbf{K}_e \mathbf{n}_{\text{load}} \quad (5.15)$$

Die Berechnung des ortsaufgelösten erweiterten Verschleißkoeffizienten K_e erfolgt separat für jeden Rauheitshügel i und kann als Tensor \mathbf{K}_e zusammengefasst werden. Der Scherspannungstensor $\boldsymbol{\tau}$ wird unter Berücksichtigung des Reibtensors $\boldsymbol{\mu}$ bestimmt:

$$\mathbf{K}_e = \mathbf{K}_e(\boldsymbol{\tau}) = [\mathbf{K}_e^i(\boldsymbol{\tau}^i)] \quad (5.16)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\mu} \circ \mathbf{p} \quad (5.17)$$

Der lokale Verschleißkoeffizient kann also für jeden Rauheitshügel (beziehungsweise für jede Stelle der betrachteten Fläche) separat und in Abhängigkeit der dort vorliegenden Pressung

und des dort vorliegenden Reibwerts ermittelt werden. Durch die lokale Auflösung der Belastungsparameter und die diskrete Berechnung des Verschleißes ist der erweiterte Verschleißkoeffizient allerdings nicht mehr direkt mit dem ARCHARD-Verschleißkoeffizienten vergleichbar. Des Weiteren besitzt er jeweils nur Gültigkeit für ein spezielles Tribosystem und eine zugehörige diskrete Elementbreite.

Abbildung 5.17 zeigt den Ablaufplan der Berechnung des erweiterten Verschleißkoeffizienten. Nach dem Einlesen der Materialparameter (1) werden die Schubspannungsverteilung τ sowie die maximale und minimale Belastung der Elemente bestimmt (2). Es folgt die Berechnung des Verschleißkoeffizienten für jedes Element $i \leq Z_{el}$ (3-4). Dabei wird zuerst die Elementbelastung $\tau_{\max} = \tau_i$ ausgelesen (5). Ist diese größer als die Ermüdungsgrenze des Werkstoffes (6), erfolgt die Berechnung der Spannungswerte (7). Liegt sie unterhalb der Ermüdungsgrenze, kann der lokale Verschleißkoeffizient direkt zu null angenommen werden (13). Vor Eintritt in die Schleife zur Berechnung der Schadensakkumulation wird der Element-Initialschaden zu null gesetzt (8). So lange die Schädigung D_n den kritischen Schaden D_c noch nicht erreicht hat (9), wird die zyklische Verfestigung kumulativ berechnet (10). Für jeden durchlaufenen Lastzyklus n wird die Zyklenzahl um den Wert 1 erhöht. Ist in Zyklus n der kritische Schaden D_c erreicht, wird $n = N_c$ gesetzt (11). Der lokale Verschleißkoeffizient ergibt sich als Kehrwert der kritischen Zyklenzahl (12). Ist er bestimmt, erfolgt die Berechnung für das nächste Oberflächenelement. Wurden alle Elemente betrachtet (4), wird der orts aufgelöste erweiterte Verschleißkoeffizient als Tensor $\mathbf{K}_e = [K_{e,i}]$ ausgegeben.

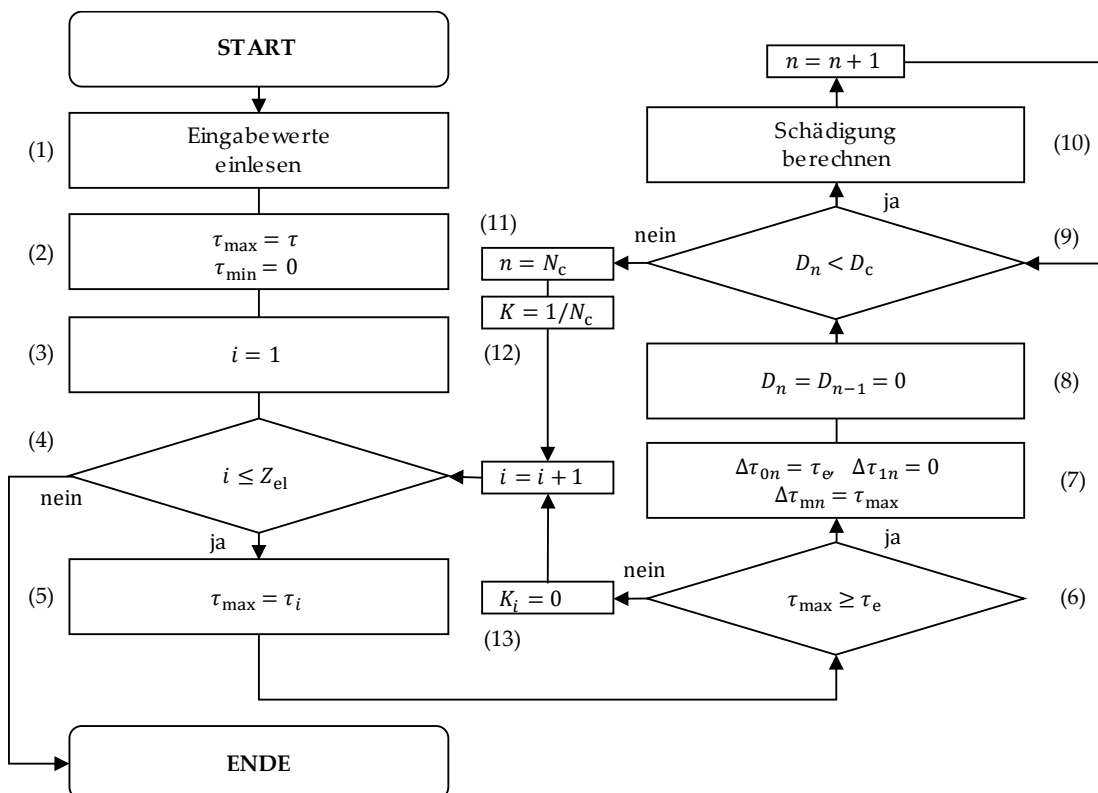


Abbildung 5.17 – PAP: Ortsaufgelöster Verschleißkoeffizient

5.3.2 Verschleißtiefe

Die Berechnung des erweiterten Verschleißkoeffizienten erfolgt separat für jedes Oberflächenelement i . Das Verschleißvolumen $V_{w,k}^i$ (Gleichung (5.14)) für Element i an der Stelle (x, y) kann somit als Produkt aus dem Querschnitt des Kubus und der Verschleißtiefe ausgedrückt werden:

$$V_{w,k}^i = z_{w,k}^i d^2 \Rightarrow z_{w,k}^i = d K_e^i n_{\text{load}} \quad (5.18)$$

Daraus folgt für den Verschleißtiefentensor:

$$\mathbf{z}_{w,k}^i = d \mathbf{K}_e \mathbf{n}_{\text{load}} \quad (5.19)$$

Die lokale Verschleißtiefe ist also abhängig vom lokalen erweiterten Verschleißkoeffizienten und der Anzahl zyklischer Belastungen.

Die Berechnung der *ortsaufgelösten Verschleißtiefe* wird im Programmablaufplan in Abbildung 5.18 dargestellt. Zuerst werden die ortsaufgelöste Pressung (1) und der ortsaufgelöste Verschleißkoeffizient (2) bestimmt. Nach dem Einlesen der Zyklenzahl und der Belastungsdauer (3) werden die kinematischen Parameter berechnet (4). Abschließend wird die ortsaufgelöste Verschleißtiefe berechnet (5). Da ein zweidimensionales Belastungsfeld einen ortsfesten Punkt (x, y) mit mehreren Elementen „überfährt“, sind die Verschleißbeträge in Bewegungsrichtung zu addieren:

$$z_w(\bar{x}) = \sum_j z_w(\bar{x}, y_j) \quad (5.20)$$

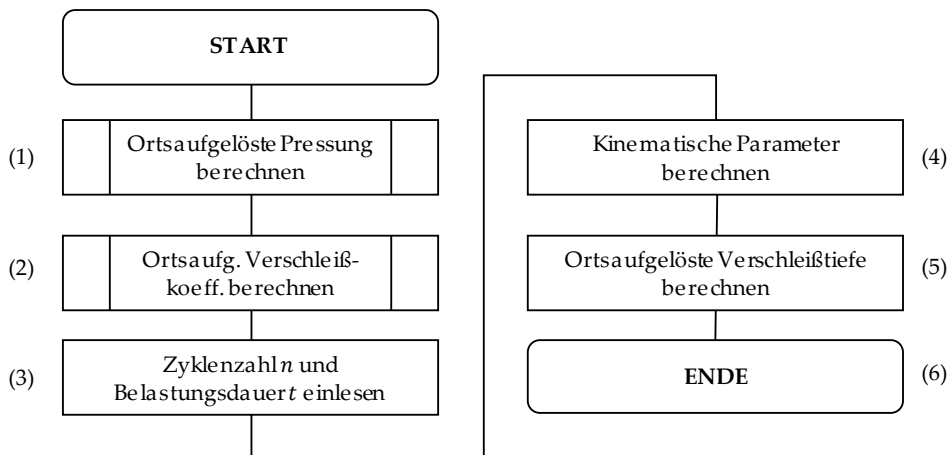


Abbildung 5.18 – PAP: Verschleißberechnung

Die Vorstellung der Ergebnisse der Verschleißberechnung erfolgt zusammen mit den Versuchsergebnissen in Kapitel 6.3.

6 Simulations- und Versuchsergebnisse

Simulation and Experimental Results

Im vorangegangenen Kapitel wurden aufbauend auf den tribologischen Grundlagen und auf vorhandenen analytischen und numerischen Modellen erweiterte Simulationsmodelle zur Berechnung der Kontaktpressung, der Reibung und des Verschleißes vorgestellt. In diesem Kapitel werden die an Modell- und Bauteilkontakten erzielten Simulationsergebnisse vorgestellt und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Erneut erfolgt dabei eine Unterteilung des Kapitels in die drei Unterkapitel *Kontaktpressung*, *Reibung* und *Verschleiß*.

In the previous chapter, extended simulation models for the calculation of contact pressure, friction and wear were presented, based on the tribological principles and existing analytical and numerical models. In this chapter, the simulation results obtained on model and component contacts are presented and compared with experimental results. Again, the chapter is divided into three sub-chapters: contact pressure, friction and wear.

6.1 Kontaktpressung

6.1.1 Kontaktpressung bei rauher Oberfläche

Modellparameter

Die numerische Berechnung der Kontaktpressung erfolgt unter Verwendung des in Kapitel 5.1 vorgestellten Algorithmus für den Zwei-Scheiben-Prüfstand und die Paarung der *rauen* Scheiben. Eine der beiden Scheiben verfügt über einen Balligkeitsradius von 100 mm. Exemplarisch werden ein trockener Kontakt und ein geschmierter Kontakt unter ansonsten gleichbleibenden Bedingungen (Scheibengeometrie, Oberflächenbeschaffenheit) betrachtet. Die aufgeprägte Normalkraft beträgt 6850 N und erzeugt eine mittlere Pressung von 1250 MPa (HERTZ'sche Pressung 1875 MPa). Die Kontaktellipse verfügt über eine lange Halbachse mit einer Länge von 1.97 mm und eine kurze Halbachse mit einer Länge von 0.89 mm. Im geschmierten Fall wird der Schmierstoff GLYCOL betrachtet, wobei die hydrodynamisch wirksame Summengeschwindigkeit 5 m/s beträgt. Die Schmierfilmhöhe beträgt in diesem Fall 552 nm, welche einer spezifischen Schmierfilmhöhe von 1.21 entspricht – das Tribosystem befindet sich somit im Bereich der Mischreibung. Die (über die HERTZ'sche Kontaktfläche hinausgehende) diskretisierte Fläche von circa 6.0 mm × 2.8 mm wird in 3010 × 1410 Elemente unterteilt. Dazu werden die mit einer hohen Genauigkeit eingelesenen rauhen Oberflächen (0.139 µm) zu Gunsten einer zeiteffizienten Berechnung auf eine Elementbreite von 2 µm hochskaliert. Es wurden sowohl die Spalthöhenverteilung im deformierten Zustand als auch die Pressungsverteilung – und daraus abgeleitet die Kontaktflächenverteilung – simuliert. In Tabelle 6.1 sind die in dem Modell verwendeten Materialparameter zusammengefasst.

Tabelle 6.1 – Materialparameter zur Simulation der Kontaktpressung

Parameter	Zeichen	Wert	Einheit
Elastizitätsmodul	E	210	GPa
Querkontraktionszahl	ν	0.3	-
Fließpressung	p_F	7.13	GPa

Spalthöhenverteilung

In Abbildung 6.1 a) ist die berechnete *Spalthöhenverteilung* zwischen der kombinierten deformierten Oberfläche (schwarz) und der Halbraumbene (Nulllinie) für einen *trockenen* Kontakt in Seitenansicht dargestellt. Die Spalthöhe g (in z -Richtung) wird auf der Ordinate in µm angegeben, während die Abszisse (in x -Richtung) die lange Halbachse der HERTZ'schen Kontaktellipse repräsentiert. Die Angaben auf der Abszisse sind auf die HERTZ'sche Kontaktlänge a_{Hertz} normiert. Abbildung 6.1 b) zeigt die gleiche Lastsituation unter Berücksichtigung des Vorliegens eines elastohydrodynamischen *Schmierfilms* (GLYCOL). Die Mittellinie des deformierten Profils entspricht dabei der Schmierfilmhöhe. Deutlich zu erkennen ist, dass sich die Festkörper im Vergleich zu Bild a) weiter voneinander entfernt haben und dadurch der Anteil der kraftübertragenden Festkörperkontakte gesunken ist. Der für den Mischreibungsbereich numerisch berechnete Abstand der Mittellinien der deformierten Oberflächenprofile beträgt

587 nm und ist mit einer horizontalen gepunkteten blauen Linie gekennzeichnet. Aufgrund von numerischen Ungenauigkeiten weicht er leicht von der analytischen berechneten Schmierfilmhöhe (552 nm) ab. In Abbildung 6.2 ist die simulierte *Pressungsverteilung* in zwei verschiedenen Seitenansichten jeweils für den trockenen und den geschmierten Kontakt dargestellt.

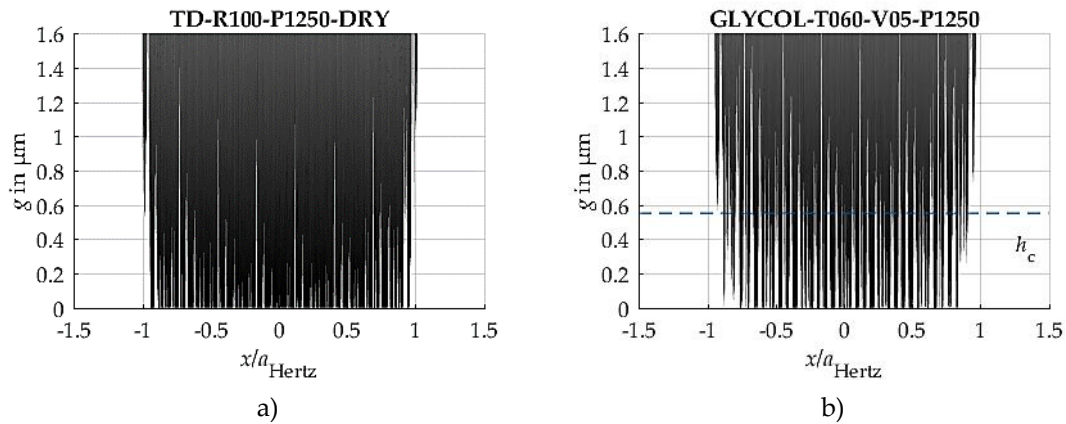


Abbildung 6.1 – Simulierte Spalthöhenverteilung für den rauhen Kontakt bei einer mittleren Pressung von 1250 MPa. a) Trockener Kontakt; b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, $T = 60\text{ °C}$, $v = 5\text{ m/s}$)

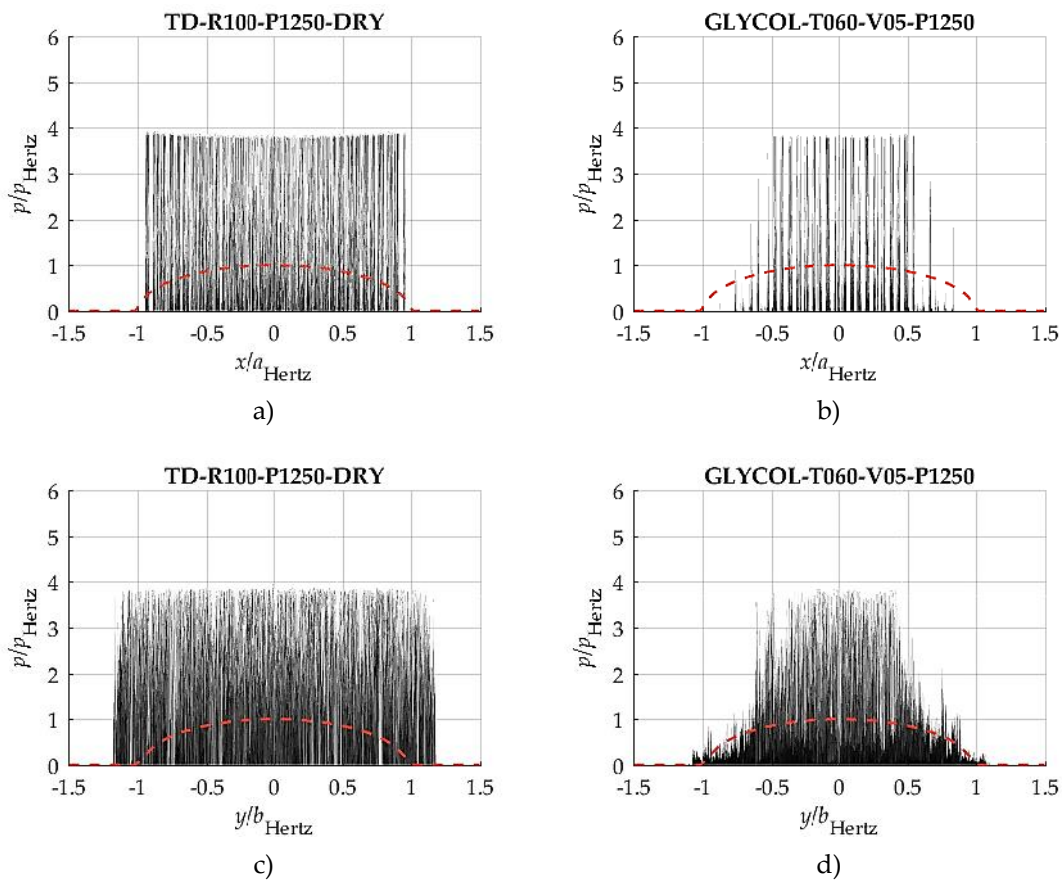


Abbildung 6.2 – Simulierte Pressungsverteilung für den rauhen Kontakt bei einer mittleren Pressung von 1250 MPa. a)/c) Trockener Kontakt; b)/d) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, $T = 60\text{ °C}$, $v = 5\text{ m/s}$)

Die Ordinate beschreibt die auf die HERTZ'sche Pressung normierte Kontaktpressung. Durch die rot-gestrichelte Linie wird zum Vergleich der Verlauf der nach der HERTZ'schen Theorie bestimmten Pressungsverteilung für glatte Oberflächen dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass eine Vielzahl von einzelnen Rauheitshügeln die Fließpressung ($p_{\text{lim}}/p_{\text{Hertz}} \approx 3.8$) erreicht, wodurch das Pressungsprofil nach oben „abgeschnitten“ wird.

Kraft- und Flächenanteile der Festkörperkontakte

Werden für den trockenen Kontakt (tr) alle lokal wirkenden Festkörperkräfte (f_{FK}^i) aufsummiert, ist diese Summe ($F_{\text{N,FK,tr}}$) mit der von außen auf das System aufgeprägten Normalkraft F_{N} identisch (leichte Abweichung liegen aufgrund numerischer Rundungsfehler vor):

$$F_{\text{N,FK,tr}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{tr}}} f_{\text{FK}}^i = 6847 \text{ N} \approx F_{\text{N}} = 6850 \text{ N} \quad (6.1)$$

Die Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel beträgt dabei n_{tr} . Im Falle des geschmierten Kontaktes (Mischreibung, MR) wird die Kraftübertragung durch den unter Druck stehenden Schmierfilm unterstützt. Durch die Vorgabe eines entsprechenden Abstands der Mittelebenen der Rauheitsprofile zueinander ergibt sich aus der Berechnung im Halbraummodell eine von den (nun weniger gewordenen) Festkörperkontakten nunmehr übertragene aufsummierte Kraft $F_{\text{N,FK,MR}}$ in Höhe von

$$F_{\text{N,FK,MR}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{MR}}} f_{\text{FK}}^i = 603 \text{ N} \quad (6.2)$$

Die Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel beträgt dabei n_{MR} . Die Festkörperkraft ist nun deutlich niedriger als die von außen auf das System aufgeprägte Normalkraft in Höhe von 6850 N – der Anteil $P_{\text{F,FK,MR}}$ der von den Festkörperkontakten übertragenen Kraft sinkt also. Er beträgt für den vorliegenden Fall der Mischreibung nunmehr lediglich

$$P_{\text{F,FK,MR}} = \frac{F_{\text{N,FK,MR}}}{F_{\text{N}}} = 8.80 \% \quad (6.3)$$

Die Differenz zwischen der aufgeprägten Normalkraft und der Summe der Festkörperkräfte entspricht genau der durch den Schmierfilm übertragenen Kraft $F_{\text{N,EHL,MR}}$ und kann dementsprechend ermittelt werden zu

$$F_{\text{N,EHL,MR}} = F_{\text{N}} - F_{\text{N,FK,MR}} = 6247 \text{ N} \quad (6.4)$$

Neben den *Kraft*-Anteilen der Festkörper- und EHL-Kontakte kann auch eine Auswertung der *Flächen*-Anteile von Interesse sein. Diese wird durch eine Darstellung der Kontaktpressung in der Draufsicht ermöglicht. In Abbildung 6.3 ist die Kontaktzone für den trockenen (a) und den geschmierten (b) Kontakt dargestellt. Die Abszisse stellt die x-Richtung entlang der langen Halbachse dar, während die Ordinate die y-Richtung entlang der kurzen Halbachse repräsentiert. Beide Achsen sind normiert auf die jeweilige HERTZ'sche Halbachse.

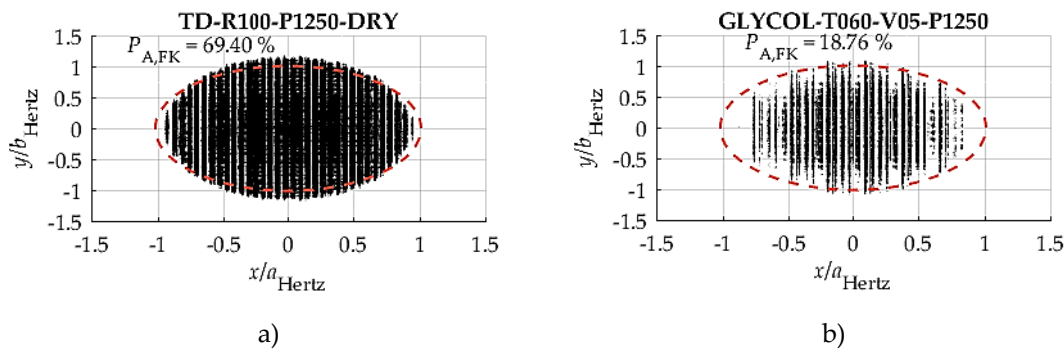


Abbildung 6.3 – Kontaktfläche. a) Trockener Kontakt;

b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, $T = 60\text{ °C}$, $v = 5\text{ m/s}$, $p = 1250\text{ MPa}$)

Es wird deutlich, dass im Falle des *trockenen Kontaktes* fast die gesamte HERTZ'sche Kontaktfläche eingenommen wird (welche durch die rot gepunktete Linie dargestellt wird). Des Weiteren ist die aus dem zerspanenden Fertigungsprozess stammende sich zyklisch wiederholende Welligkeit der Oberflächen auch im Pressungsbild erkennbar.

Der Anteil $P_{A,FK,tr}$ der Fläche, die in mechanischem Kontakt steht, bezogen auf die HERTZ'sche Kontaktfläche beträgt hier bei einer Anzahl n_{tr} kontaktierender Rauheitshügel für den trockenen Kontakt:

$$P_{A,FK,tr} = \frac{n_{tr} \cdot A^i}{A_H} = 69,40\% \quad (6.5)$$

Bei Mischreibung heben die Rauheitshügel teilweise voneinander ab, so dass die Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel sinkt:

$$n_{MR} < n_{tr} \quad (6.6)$$

Dadurch sinkt entsprechend auch der Anteil der Festkörperkontakte bezogen auf die HERTZ'sche Kontaktfläche (Abbildung 6.3 b)):

$$P_{A,FK,MR} = \frac{n_{MR} \cdot A^i}{A_H} = 18,76\% \quad (6.7)$$

Iterativer Lösungsprozess

Die numerische Lösung des Kontaktproblems erfolgt mit einer vorgegebenen Anzahl von 100 Iterationsschritten. Für jeden Iterationsschritt wird dabei die Verschiebung D_0 von Grund- und Gegenkörper gegeneinander vorgegeben und die resultierende elasto-plastische Verformung der einzelnen Rauheitshügel numerisch bestimmt. Aus den Einzelverformungen der Rauheitshügel ergibt sich eine aufsummierte Rückstellkraft, welche der von außen auf das System aufgeprägten Kraft entsprechen muss (für den trockenen Kontakt). Ist diese kleiner als die äußere Kraft, wird im nächsten Iterationsschritt eine größere Verschiebung vorgegeben. Ist sie

größer, wird eine kleiner Verschiebung vorgegeben. In Abbildung 6.4 a) ist die für die jeweiligen Berechnungsschritte vorgegebene und iterativ angepasste Verschiebung aufgetragen. Die Verschiebung ist dabei auf eine unter gleichen Randbedingungen auftretende Verschiebung eines glatten Kontakt ($D_0 = 1$) normiert. Der Kraftanteil der Festkörperkontakte pendelt sich – wie zu erwarten – bei einem Wert von 1 ein.

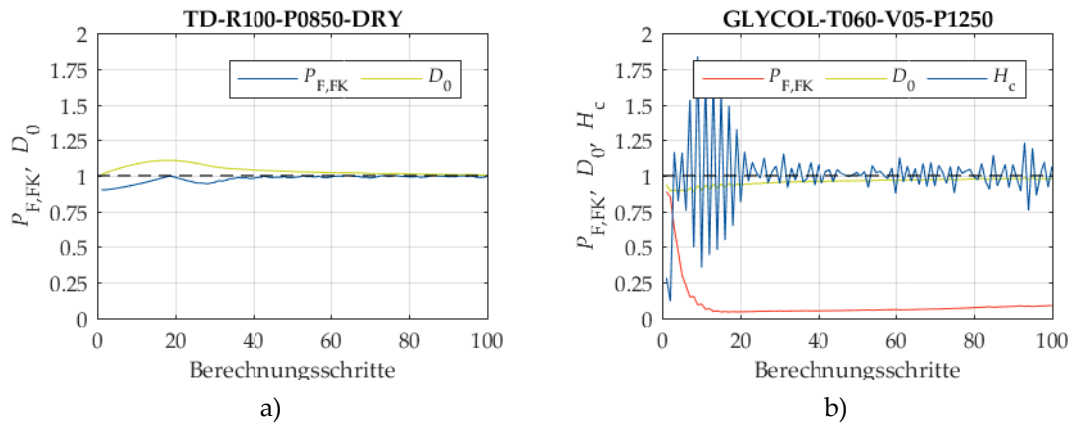


Abbildung 6.4 – Numerische Annäherung an die Lösung. a) Trockener Kontakt;
b) Kontakt in Mischreibung (GLYCOL, $T = 60$ °C, $v = 5$ m/s, $p = 1250$ MPa)

Im Falle des Mischreibungskontaktes wird die Iteration nicht durch das Kräftegleichgewicht gesteuert, sondern durch die analytisch bestimmte Schmierfilmhöhe. Die Verschiebung der Festkörper gegeneinander wird soweit angepasst, dass sich die Schmierfilmhöhe und die Mittelebene des verformten Rauheitsprofils überlagern. In Abbildung 6.4 b) ist der Verlauf der Verschiebung D_0 , des Festkörpertraganteils $P_{F,FK}$ sowie der auf die analytische Schmierfilmhöhe normierten Schmierfilmhöhe $H_c = \bar{H}$ dargestellt. Die normierte Schmierfilmhöhe schwankt um den Wert 1 und gleicht sich diesem Wert im Verlauf der Iteration weiter an. Die Verschiebung D_0 liegt leicht unterhalb von 1, was durch den größeren Abstand der kontaktierenden Körper zueinander verursacht wird. Der Kraftanteil der Festkörperkontakte ist deutlich geringer als 1 und liegt bei circa 0.1.

Flächenanteil der Festkörperkontakte bei Variation der Belastungsparameter

Wird die Temperatur – und somit die Viskosität des Schmierfilms und die sich bildende Schmierfilmhöhe – variiert, verändert sich der Flächenanteil tragender Rauheitshügel. In Abbildung 6.5 sind die Flächenanteile für den beschriebenen trockenen Kontakt (69.40 %) und für den mit GLYCOL geschmierten Kontakt bei einer Pressung von 1250 MPa und einer Geschwindigkeit von 5 m/s gemeinsam aufgetragen. Zusätzlich zum Ergebnis bei einer Temperatur von 60 °C (18.76 %) sind die Flächenanteile für eine geringere Temperatur von 40 °C (0.01 %) und eine höhere Temperatur von 80 °C (39.64 %) eingetragen. Der erstgenannte Fall von 40 °C liegt mit einem Flächenanteil von 0.01 % rechnerisch kurz vor dem Verlassen der starken Mischreibung, da nur noch wenige einzelne Rauheitshügel in mechanischem Kontakt zueinander stehen.

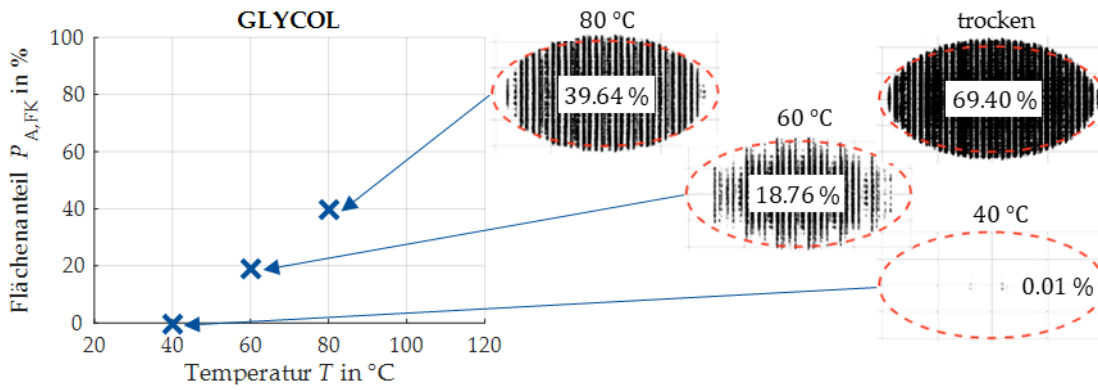


Abbildung 6.5 – Unterschiedliche Flächenanteile der Festkörperkontakte bei 1250 MPa und 5 m/s (GLYCOL)

Kraft- und Flächenanteile aller durchgeführten Untersuchungen

Die Kraft- und Flächenanteile aller 57 durchgeführten Berechnungen für die jeweils verschiedenen Kombinationen von Schmierstoff, Temperatur, Summengeschwindigkeit und Pressung sind in Abbildung 6.6 als Funktion der Temperatur aufgetragen.

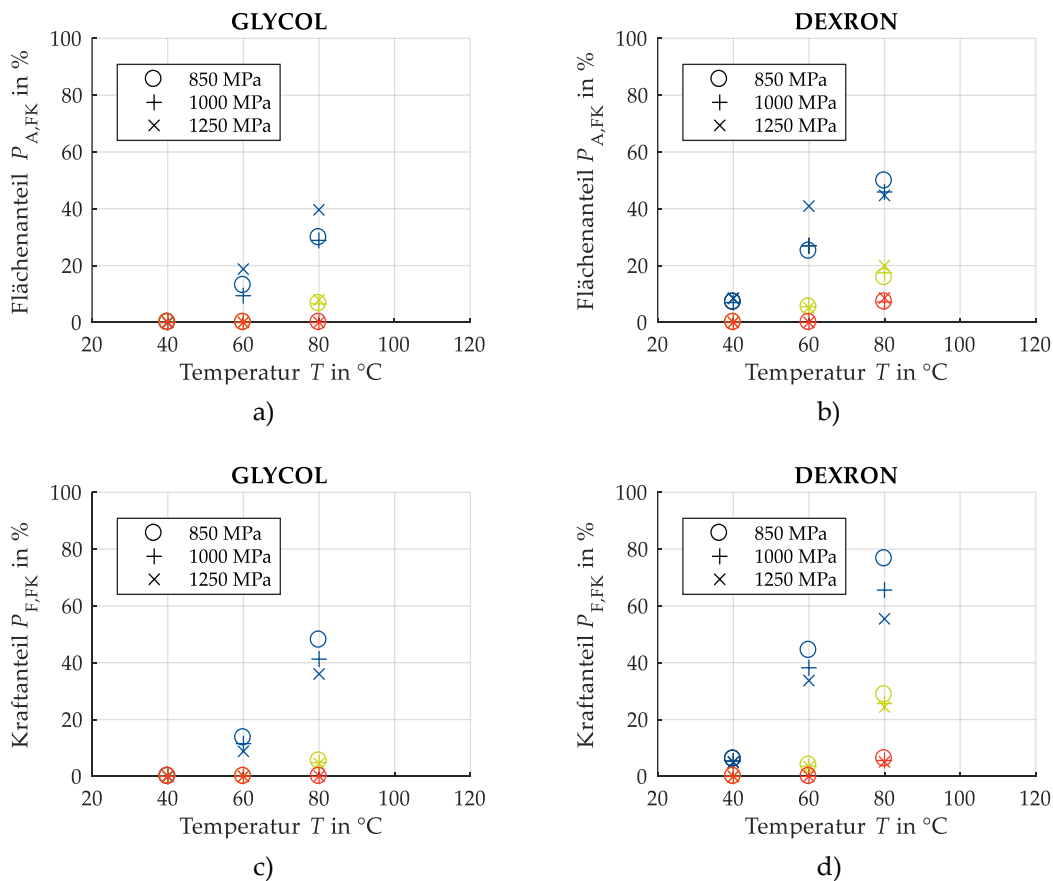


Abbildung 6.6 – Flächen- und Kraftanteil des Festkörperkontaktes. a)/c) GLYCOL; b)/d) DEXRON. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s)

Die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit wird über die Farbe der eingetragenen Markierungen dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s).

In Anhang 8.1 sind alle berechneten Pressungsverläufe und Kontaktflächen detailliert aufgelistet.

Einteilung der Ergebnisse in Reibungsregime

In Abbildung 6.7 sind die Kraft- und Flächenanteile als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe zusammengefasst. Die Pressung ist über die Symbolik gekennzeichnet („o“: 850 MPa; „+“: 1000 MPa; „x“: 1250 MPa).

Die bereits zuvor in Abbildung 2.13 aufgezeigte Unterteilung von Tribosystem in verschiedene Reibungszustände anhand der spezifischen Schmierfilmhöhe ist auch in der Auswertung der hier vorliegenden Ergebnisse wiederzufinden. So betragen die Werte der spezifischen Schmierfilmhöhen am Grenzpunkt $\lambda = 0.35/0.27/0.20$ bei $p = 850/1000/1250$ MPa (Übergang von Grenz- zu Mischreibung). Liegt die analytisch ermittelte spezifische Schmierfilmhöhe unterhalb dieser Werte, nähern sich die Oberflächen trotzdem nicht weiter einander an – der Zustand der Grenzreibung ist erreicht und der Kraft- beziehungsweise Flächenanteil an der Kraftübertragung entspricht dem des trockenen Kontaktes. Bei größer werdender spezifischer Schmierfilmhöhe wird spätestens im Bereich von $0.35 < \lambda \leq 2$ der Zustand der echten (starken) Mischreibung erreicht. Ab einer spezifischen Schmierfilmhöhe von circa $\lambda = 2$ berühren sich keine Rauheitshügel mehr und der Bereich der echten Mischreibung wird verlassen. Da die Oberflächenstrukturen jedoch weiterhin über den Schmierfilm wechselwirken, ist von weitergehenden Mikrodeformationen der Rauheitshügel und einer Bildung von Mikro-EHL-Kontakten auszugehen. Der im realen System vorliegende Schmierfilm ist bedingt durch diese Effekte in der Regel dicker, als von der (für einen glatten Kontakt gültigen) analytischen Lösung vorausgesagt. Diesem Umstand wird durch eine gesonderte Kennzeichnung eines Übergangsbereichs für $\lambda = 2 \dots 3$ Rechnung getragen. Es wird daher die folgende Einteilung des Reibungsregimes vorgenommen:

- $0 < \lambda \leq 0.35$ Grenzreibung,
- $0.35 < \lambda \leq 2$ Mischreibung,
- $2 < \lambda \leq 3$ Übergangsbereich,
- $\lambda > 3$ Flüssigkeitsreibung.

In Abbildung 6.7 wird dementsprechend der Bereich der Grenzreibung mit dunkelgrauer Farbe, die Mischreibung mit mittlerem grau und der Übergangsbereich mit hellem grau hinterlegt. Sowohl der Kraft- als auch der Flächenanteil sinken mit steigender spezifischer Schmierfilmhöhe deutlich. Das Ende der echten Mischreibung bei $\lambda = 2$ ist deutlich zu erkennen, nach dessen Überschreiten keine Rauheitshügel mehr in mechanischem Kontakt stehen.

6 Simulations- und Versuchsergebnisse

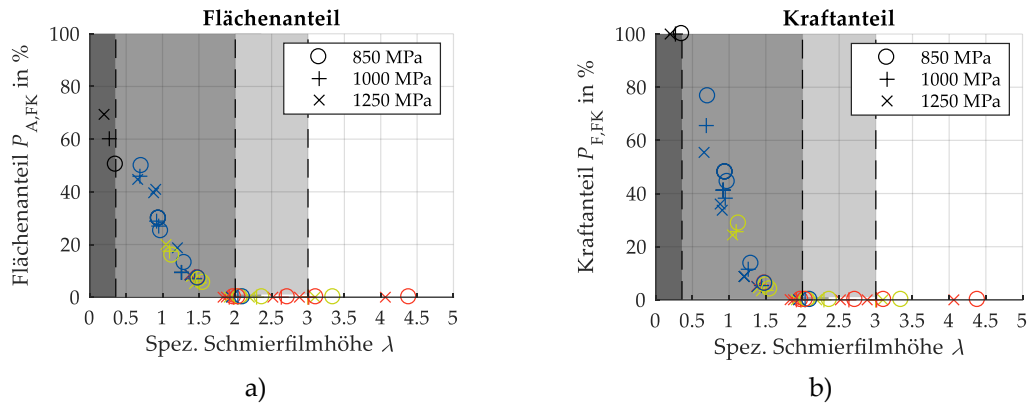


Abbildung 6.7 – a) Flächen- und b) Kraftanteil der Festkörperkontakte. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s)

6.1.2 Analyse der Einflussparameter

Der Einfluss der Fließpressung

Die Wahl der Fließpressung hat einen erheblichen Einfluss auf die erzielten Simulationsergebnisse. Der in dieser Arbeit verwendete Wert von $p_{lim} = 7.13$ GPa entspricht einer VICKERS-Härte von 674 HV beziehungsweise einer ROCKWELL-Härte von 59 HRC. Für die Umrechnung der Oberflächenhärte in die Pressung wurde der Ansatz verwendet, dass der Quotient aus der bei der VICKERS-Prüfung aufgebrachten Kraft und der durch die plastische Verformung bleibenden Eindruckfläche einer Pressung entspricht.

Um den Einfluss der zu Grunde liegenden Fließpressung auf das Ergebnis der Simulation beurteilen zu können, wurde die Simulation der Pressungsverteilung für einen ausgewählten Lastfall unter Annahme unterschiedlicher Fließpressungen durchgeführt. Dazu wurde der Kontakt bei einer mittleren Pressung von 850 MPa (HERTZ'sche Pressung 1275 MPa) und für Fließpressungen von 1, 2, 4 und 7.13 GPa (elasto-plastische Verformung) sowie ohne Vorgabe einer Fließpressung betrachtet (rein elastische Verformung). Die Ergebnisse der sich jeweils ausgebildeten Kontaktflächen sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Grafiken zeigen jeweils die berechnete Kontaktfläche für den rauen Kontakt in schwarzer Farbe und die zugehörige HERTZ'sche Kontaktfläche mit einer rot-gestrichelten Linie.

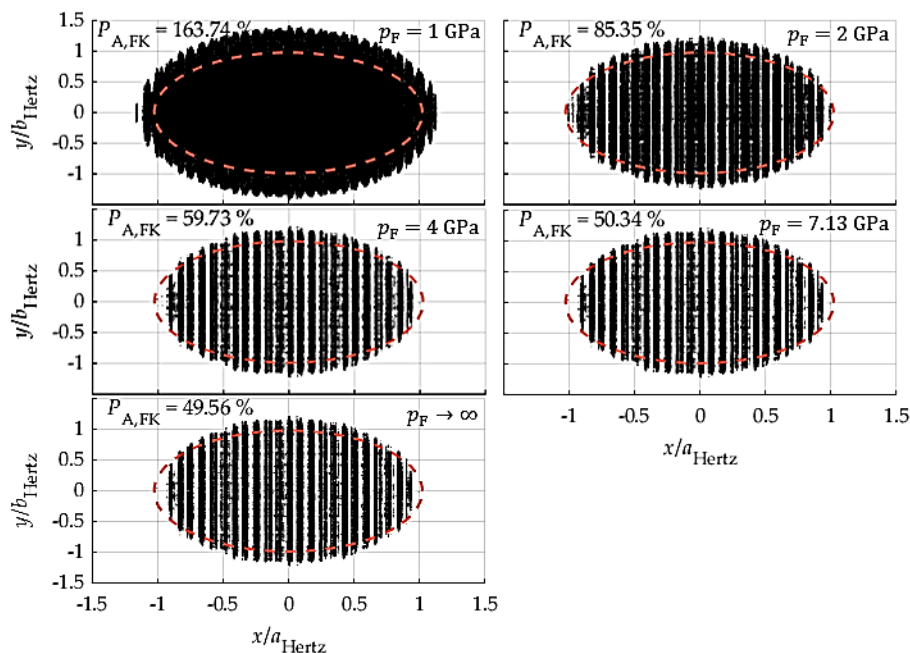


Abbildung 6.8 – Einfluss der Fließpressung auf den Flächenanteil der Festkörperkontakte bei einer mittleren Pressung von 850 MPa. Die Fließpressungen betragen 1 bis 7.13 GPa. Im letzten Bild ist keine Fließpressung vorgegeben

Im Fall einer Fließpressung von 1 GPa ist die Kontaktfläche um den Faktor 1.64 größer, als die HERTZ'sche Kontaktfläche und es existieren innerhalb der Kontaktfläche keine Lücken. Da die Fließpressung unterhalb der HERTZ'schen Pressung liegt, wird eine größere Fläche zur Kraftaufbringung benötigt. Schon eine Erhöhung der Fließpressung auf einen Wert von 2 GPa führt

aber dazu, dass die Kontaktfläche kleiner wird als die zugehörige HERTZ'sche Kontaktfläche (85.35 %). Obwohl einige Gebiete außerhalb der HERTZ'schen Kontaktfläche liegen, bilden sich im Innern Lücken aus. Mit steigender Fließpressung werden diese Lücken größer, wodurch der Flächenanteil der Festkörperkontakte weiter sinkt. Eine weitere Erhöhung der Fließpressung bis ins Unendliche zeigt nur noch wenig Änderung im Flächenanteil der Festkörperkontakte. In Abbildung 6.9 sind die Ergebnisse des Flächenanteils der Festkörperkontakte als Funktion der Fließpressung aufgetragen.

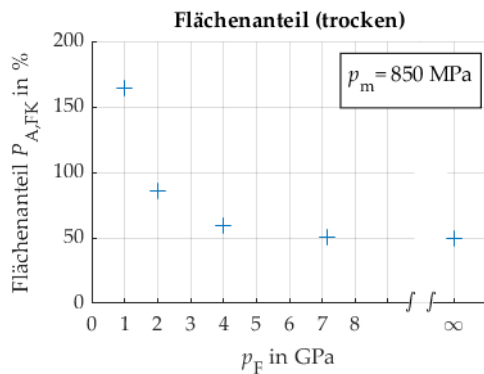


Abbildung 6.9 – Flächenanteil der Festkörperkontakte als Funktion der Fließpressung

Die Fließpressung hat somit einen großen Einfluss auf die vorliegenden Ergebnisse. Es ist jedoch davon auszugehen, dass für die für den Einsatz in tribologisch belasteten Maschinenelementen vorgesehenen Materialien durchgängig eine Fließpressung von mindestens 4 GPa angenommen werden kann. So wird beispielsweise im Bereich der Wälzlagernormung für Rollenlager bei genau dieser Pressung der Beginn des Fließens angenommen (bleibende Gesamtverformung in Höhe von 1/10000 des Wälzkörperdurchmessers) [243]. Wie in Abbildung 6.9 zu sehen ist, ist die Abweichung der Ergebnisse für den vorliegenden Fall für Fließpressungen größer als 4 GPa relativ gering.

Der Einfluss der Netzfeinheit

Neben der Fließpressung hat auch die Wahl der diskreten Elementbreite und damit der Netzfeinheit einen entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse der Simulation. In dieser Arbeit wurde eine Elementbreite von 2 μm gewählt, um einerseits eine möglichst genaue Abbildung von Rauheitshügeln im Mikrometerbereich zu gewährleisten, andererseits aber die Rechenkapazität nicht zu überlasten. Um den Einfluss der Netzfeinheit beurteilen zu können, wurden an einem ausgewählten Fall Simulationen für Elementbreiten von 0.8 ... 10 μm durchgeführt und die Ergebnisse anhand des Flächenanteils der Festkörperkontakte miteinander verglichen. Um auch die kleinste Elementbreite von 0.8 μm recheneffizient abzubilden, wurde – abweichend vom zuvor betrachteten Fall des Zwei-Scheiben-Prüfstands – ein Kontakt zwischen zwei Scheiben betrachtet, von denen *beide* mit einer Profilierung von 50 mm versehen sind. Dadurch wurde die Kontaktfläche signifikant verkleinert und die Berechnung erst ermöglicht. Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Abbildung 6.10 dargestellt.

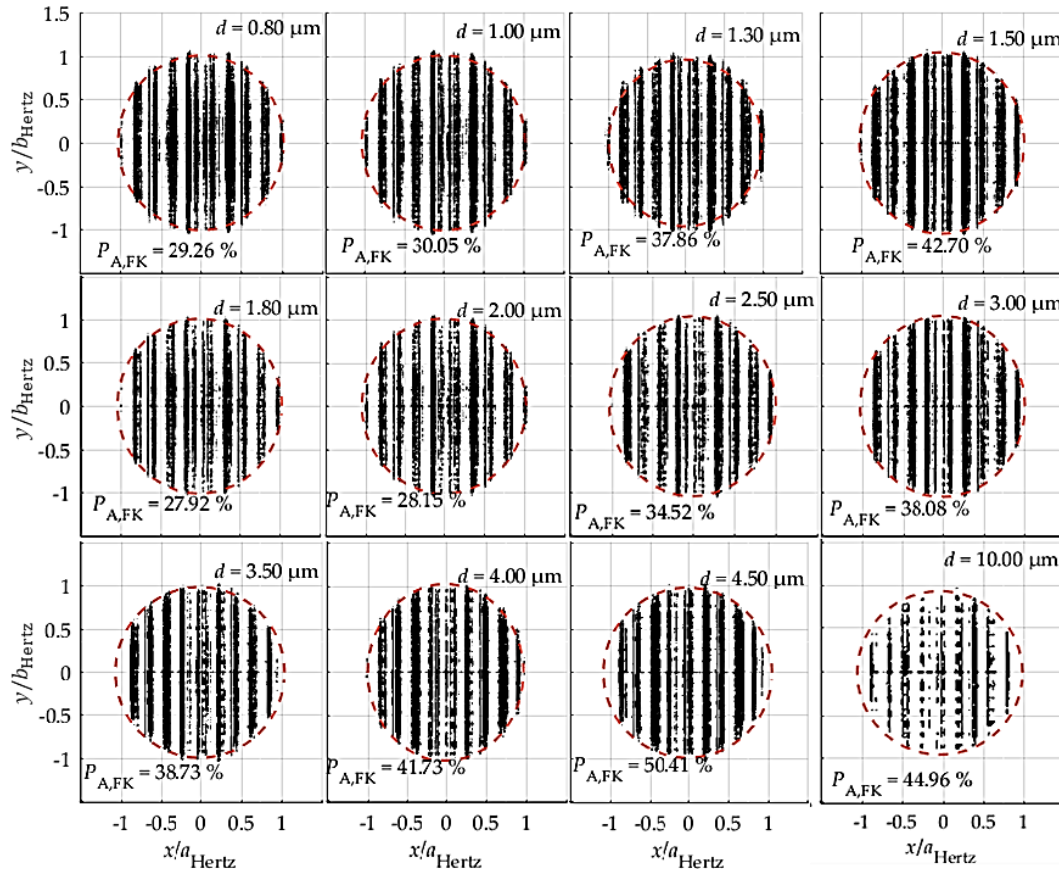


Abbildung 6.10 – Einfluss der Netzfeinheit auf den Flächenanteil der Festkörperkontakte bei einer mittleren Pressung von 850 MPa. Die Profilerung beider Scheiben beträgt 50 mm. Die Elementbreite d beträgt zwischen 0.8 und 10 μm

In Abbildung 6.11 werden alle Ergebnisse zusammenfassend als Funktion der Elementbreite dargestellt. Grundsätzlich ist für den Flächenanteil der Festkörperkontakte eine mit steigender Elementbreite ebenfalls steigende Tendenz zu erkennen, wobei im Schritt von 1.5 μm auf 1.8 μm ein Sprung auftritt. Die Spannweite der Ergebnisse variiert in einem Bereich von 27.92 % (bei $d = 1.8 \mu\text{m}$) bis 50.41 % (bei $d = 4.5 \mu\text{m}$) und damit fast um den Faktor 2.

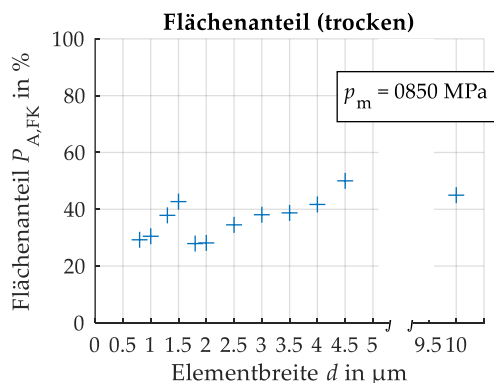


Abbildung 6.11 – Flächenanteil der Festkörperkontakte als Funktion der Elementbreite

Die Netzfeinheit hat damit einen großen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse, was bei der Interpretation solcher Ergebnissen berücksichtigt werden muss.

6.2 Reibung

6.2.1 Flüssigkeitsreibung (glatte Scheiben)

Die Simulation der Flüssigkeitsreibung im Bereich der Vollschröierung erfolgt für beide in dieser Arbeit betrachteten Versuchsöle mit Hilfe des in Kapitel 5.2.1 vorgestellten Simulationsmodells. Die experimentelle Validierung der Simulation erfolgt mit Hilfe des Zwei-Scheiben-Prüfstands mit *glatten* Scheiben. Eine davon getrennte Auswertung der Versuchs- und Simulationsergebnisse mit *rauen* Scheiben erfolgt in Kapitel 6.2.2. Die Trennung der Auswertung trägt vor allem dem Umstand Rechnung, dass es sich – auch aufgrund unterschiedlicher Krümmungsradien der Scheiben (R50 und R100) – um unterschiedliche Tribosysteme handelt.

Fluidmodelle

Unter Verwendung der *glatten Scheiben* wurden Simulationen und Versuche bei Öleinlasstemperaturen von 20, 40 und 60 °C, bei Summengeschwindigkeiten der Scheiben von 5, 10 und 15 m/s sowie bei mittleren Kontaktpressungen von 850, 1000 und 1250 MPa durchgeführt. Die Wahl der tieferen Temperaturen bis hin zur Raumtemperatur erfolgte, um die Viskosität der Versuchsöle möglichst hoch zu halten und den Bereich der Flüssigkeitsreibung zu treffen. Der Schlupf wurde jeweils in einem Bereich von 0 ... 15 % variiert, wobei der Fokus der Untersuchungen auf einem Schlupfbereich kleiner 2 % liegt. Während der Versuchsdurchführung wurden die Normalkraft, die Drehzahlen der beiden Motoren, die Reibung und die Temperatur der balligen Scheibe kontinuierlich aufgezeichnet. Als Belastung des Tribosystems wurde eine HERTZ'sche Druckverteilung im Schmierespalt angenommen. Die Bestimmung der Schmierespalthöhe erfolgte analytisch mit dem Modell von HAMROCK und DOWSON (Tabelle 2.3), wobei die Öleinlasstemperatur zu Grunde gelegt wurde. Für die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität wurde das RODERMUND-Modell (Tabelle 2.11) verwendet. Die Scherratenabhängigkeit der Viskosität wurde über das vereinfachte BAIR/WINER-Modell (Tabelle 2.12) berücksichtigt. Die Visokoelastizität wurde durch das MAXWELL-Modell (Gleichung (2.58)) abgebildet. Die Ermittlung der lokalen Reibung sowie des Reibungskoeffizienten für das jeweilige Tribosystem erfolgte anhand der Vorgehensweise von WANG [84], wobei die für den jeweiligen Betriebspunkt gemessene Scheibentemperatur als Schmierstofftemperatur angenommen wurde. Zusätzlich zu den von WANG vorgestellten Zusammenhängen wird für die charakteristische Pressung eine Temperaturabhängigkeit angenommen, welche durch einen bilinearen Ansatz mit dem charakteristischen Wert ξ approximiert wird (in Anlehnung an das Vorgehen von NDIAYE (2017) [223]). Für die Modellierung der Grenzschubspannung im Tribosystem der glatten Scheiben (hauptsächlich Flüssigkeitsreibung) wird damit eine explizite Temperaturabhängigkeit angenommen:

$$\tau_{\text{lim}}(p) = \begin{cases} \tau_{\text{lim},0} + \zeta \cdot (p - p^*) & , \text{ wenn } p \geq p^* \\ \tau_{\text{lim},0} & , \text{ sonst.} \end{cases} \quad (6.8)$$

$$p^* = p^*(T) = p_0^* + \xi \cdot T \quad (6.9)$$

Fluidparameter

Die iterativ ermittelten Fluidparameter²⁶ zur Simulation der Flüssigkeitsreibung sind in Tabelle 6.2 aufgelistet.

Tabelle 6.2 – Fluidparameter zur Simulation der Flüssigkeitsreibung (glatte Scheiben)

Fluid	$\tau_{lim,0}$ in MPa	ζ	p_0^* in MPa	ξ in MPa/°C
GLYCOL	5.0	0.110	350	12.0
DEXRON	5.0	0.098	450	9.0

In Abbildung 6.12 sind die Verläufe der approximierten Grenzscherubspannung τ_{lim} im Vergleich mit Messwerten des ITR für verschiedene Temperaturen in Abhängigkeit des Fluid-drucks aufgetragen.

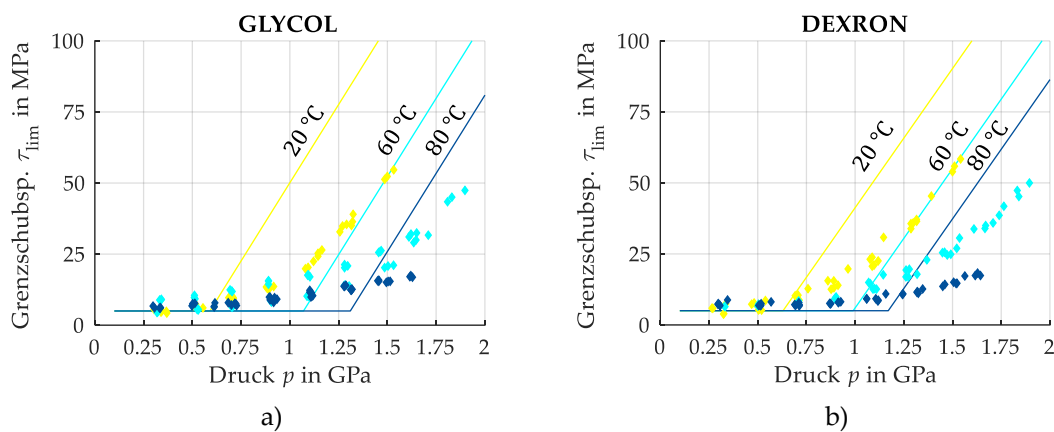


Abbildung 6.12 – Am ITR gemessene (Rauten) und simulierte (Linien) Grenzscherubspannungen für das Tribosystem der glatten Scheiben. a) GLYCOL; b) DEXRON

Die Messungen erfolgten bei Temperaturen von 20, 60 und 80 °C und werden durch die Rauten dargestellt. Der Messbereich endet aus versuchstechnischen Gründen bei circa 2 GPa, so dass eine Aussage über den Verlauf der Druckabhängigkeit darüber hinaus nicht ohne weiteres möglich ist. Die für die Simulation gewählten Fluidparameter (in durchgezogenen Linien) wurden zwar an die Messergebnisse angelehnt, jedoch insofern angepasst, dass sie zusammen mit den später gezeigten Traktionskurven eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen zeigen. Im vorliegenden Fall bedeutet dies, dass die zur Simulation herangezogenen Werte der Grenzscherubspannung deutlich über den aus den Versuchen ermittelten Werten liegen.

²⁶ Nicht nur das Fluid selber als Zwischenmedium des Tribosystems sondern auch die Beschaffenheit von Grund- und Gegenkörper sowie das Umgebungsmedium beeinflussen das Traktionsverhalten. Daher kann hier im engeren Sinne eigentlich nicht von Parametern des Fluids gesprochen werden, sondern von Parametern des Tribosystems. Diese Unterscheidung wird auch dadurch deutlich, dass sich die Parameter für die Simulation der Fluidreibung im Bereich der Mischreibung von den hier vorgestellten Parametern unterscheiden. Nichtsdestotrotz wird im weiteren Verlauf der Arbeit der Begriff „Fluidparameter“ verwendet.

Traktionskurven als Schar der mittleren Pressung

Abbildung 6.13 zeigt eine Auswahl der im Rahmen dieser Arbeit gemessenen Traktionskurven als *Schar der mittleren Pressung*. Es sind sowohl die Simulations- als auch die Versuchsergebnisse der Traktionskurven für eine Öleinlasstemperatur von 40 °C und eine Summengeschwindigkeit von 10 m/s als Schar der Pressung (850, 1000 und 1250 MPa) dargestellt. Die linke Abszisse stellt jeweils den Reibungskoeffizienten μ dar, die rechte repräsentiert die gemessene Scheibentemperatur, welche als zeitlich aufgelöste Schmierfilmtemperatur berücksichtigt wurde. Die experimentell ermittelten Reibwerte werden als Rauten dargestellt, während die Simulationsergebnisse als durchgezogene Linien aufgetragen sind. Die gemessenen Temperaturen werden als gepunktete Linien dargestellt. In den Abbildungsteilen a) und b) sind jeweils die gemessenen und simulierten Traktionskurve für GLYCOL und DEXRON für den Schlupfbereich von 0 ... 2 % dargestellt, während die Teile c) und d) den gesamten Messbereich von 0 ... 15 % darstellen. Weiterhin ist die analytisch bestimmte spezifische Schmierfilmhöhe in den Diagrammen angegeben.

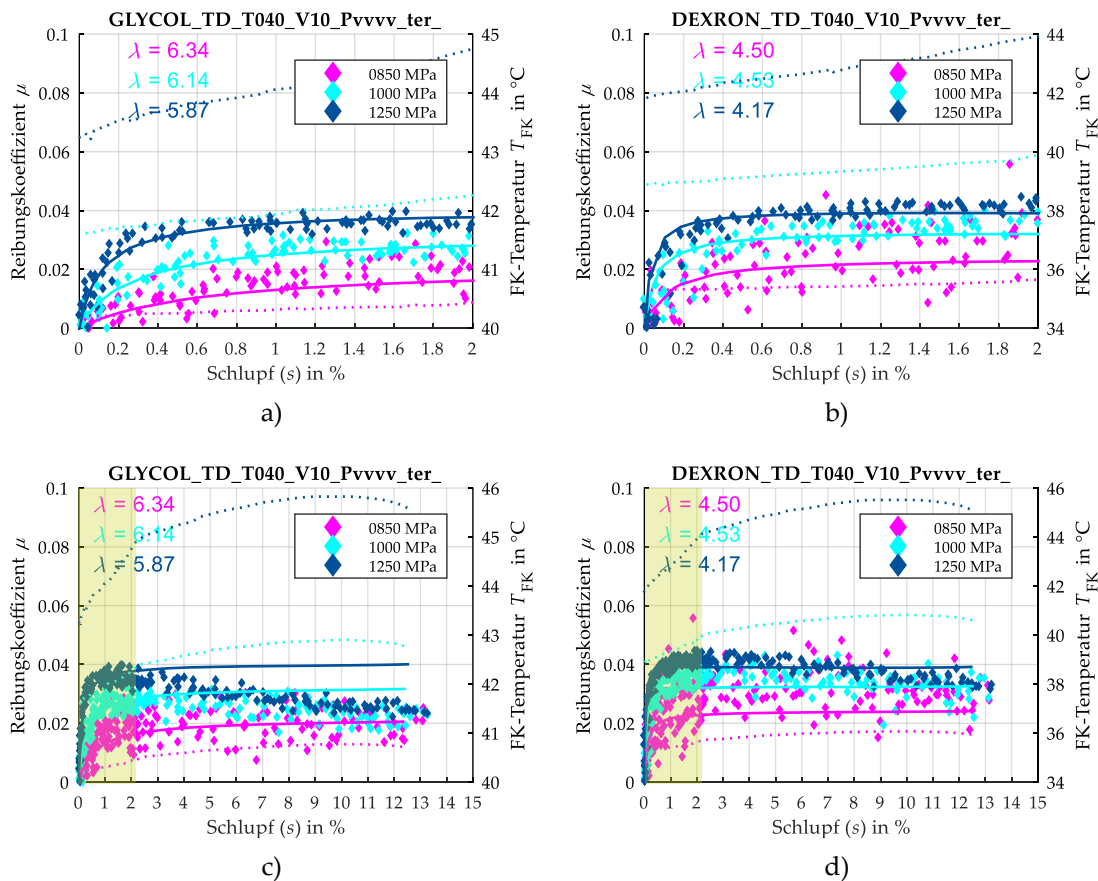


Abbildung 6.13 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Pressung
(glatt, $T = 40$ °C, $v = 10$ m/s).
a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2$ %); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2$ %);
c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15$ %); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15$ %)

Für beide Schmierstoffe ist eine starke Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Pressung zu beobachten, was auf die starke Druckabhängigkeit der Viskosität zurückzuführen ist.

Weiterhin kann eine quasi-linear-elastische Anfangssteigung der Traktion identifiziert werden, welche ebenfalls stark von der Pressung abhängig ist. Für den Schlupfbereich größer 2 % nehmen die gemessenen Verläufe einen konstanten Wert an oder – vor allem bei höheren Pressungen – fallen wieder auf einen Reibwert kleiner als das Maximum zurück. Das Erreichen eines Grenzwertes ist durch zwei Phänomene zu erklären: Erstens beschränkt die Grenzschubspannung die durch den Schmierfilm übertragbare Schubspannung, was dazu führt, dass auch der Reibwert nur ein endliches Maß erreichen kann. Zweitens setzt mit steigendem Schlupf und damit steigender Scherrate eine verstärkte Scherverdünnung ein, welche eine Senkung der Viskosität zur Folge hat. Auch dieser Effekt verringert den Reibungskoeffizienten. Dass die Reibung nach Erreichen eines Maximums wieder sinkt, ist durch eine zusätzliche Schererwärmung zu erklären. Die Reibung innerhalb des Schmierfilms führt zu einer Abgabe von Wärmeenergie an die Reibpartner und den Schmierstoff, wodurch sich die Viskosität des Schmierstoffs verringert. Die Erwärmung des Schmierstoffs und der Kontaktpartner kann je nach Belastung, Viskosität und Scherrate mehrere Grad betragen. Da im Simulationsmodell der Flüssigkeitsreibung die Schererwärmung nicht berücksichtigt wird, zeigen sich für den Bereich großer Schlupfbeträge größere Abweichung der Simulationsergebnisse von den gemessenen Werten. Bei größeren Pressungen fällt die Streuung geringer aus. Die gemessene Scheibentemperatur liegt für höhere Pressungen deutlich höher, als für die geringeren. Dies ist einerseits auf die größere Erzeugung von Wärme durch Scherung zurückzuführen, welche vom Material aufgenommen wird. Andererseits kommt an dieser Stelle der Umstand der Versuchsdurchführung zu Tage, dass die Experimente mit hohen Pressungen nach denen mit geringerer Pressung durchgeführt wurden und somit bereits zu Versuchsbeginn eine höhere Restwärme im System vorhanden war. Bei einer mittleren Pressung von 850 MPa streuen die experimentellen Messergebnisse teilweise sehr stark, was auf einen nicht-stabilen Reibungszustand hindeutet.

Die Darstellung aller gemessenen maximalen Reibungskoeffizienten erfolgt in Abbildung 6.14 in Form einer Auftragung als *Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe* und als *Schar der mittleren Pressung*. Die mittlere Pressung wird über die Art der Verbindungslinie dargestellt (volle Linie: 850 MPa; gestrichelte Linie: 1000 MPa; gepunktete Linie: 1250 MPa), während die Summengeschwindigkeit weiterhin über die Farbe der Rauten angegeben wird (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s). Der Bereich der Mischreibung ($\lambda < 2$) wird durch eine dunkelgraue Hinterlegung gekennzeichnet, der Übergangsbereich ($\lambda = 2 \dots 3$) durch eine hellgraue. Erneut ist deutlich zu erkennen, dass die Pressung im Bereich der Vollschrerung einen signifikanten Einfluss auf die Höhe des maximalen Reibungskoeffizienten besitzt, während die Geschwindigkeit von untergeordneter Bedeutung ist. Für dünnere Schmierfilme (zum Beispiel bei einer Öleinlasstemperatur von 60 °C) nimmt der Einfluss der Geschwindigkeit zu.

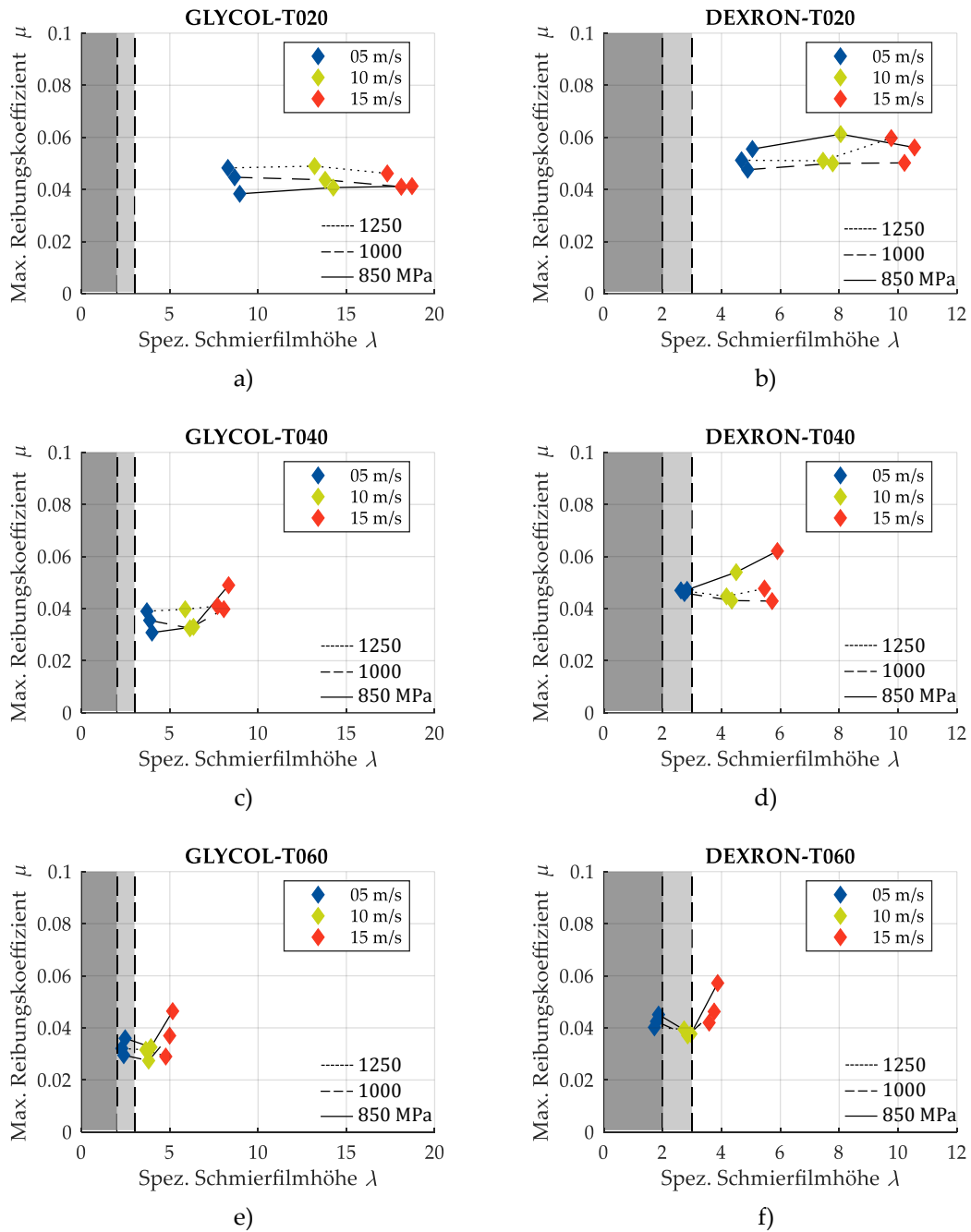


Abbildung 6.14 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmdicke und als Schar der mittleren Pressung (glatt).

$T = 20\text{ °C}$: a) GLYCOL; b) DEXRON;

$T = 40\text{ °C}$: c) GLYCOL; d) DEXRON;

$T = 60\text{ °C}$: e) GLYCOL; f) DEXRON

Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur

In Abbildung 6.15 ist eine Auswahl von Traktionskurven für eine Summengeschwindigkeit von 10 m/s und eine mittlere Pressung von 1250 MPa als *Schar der Öleinlasstemperatur* (20, 40 und 60 °C) dargestellt. Die gemessene Reibung steigt mit fallenden Öleinlasstemperaturen, was vor allem durch die Temperaturabhängigkeit der Viskosität zu erklären ist. Erneut ist klar zu erkennen, dass die Schererwärmung durch das Simulationsmodell nicht berücksichtigt wird. Der Einfluss der Schererwärmung wird jedoch mit steigender Öleinlasstemperatur geringer. Simulations- und Versuchsergebnisse passen für alle Temperaturen im Bereich der kleineren Schlupfbeträge gut übereinander.

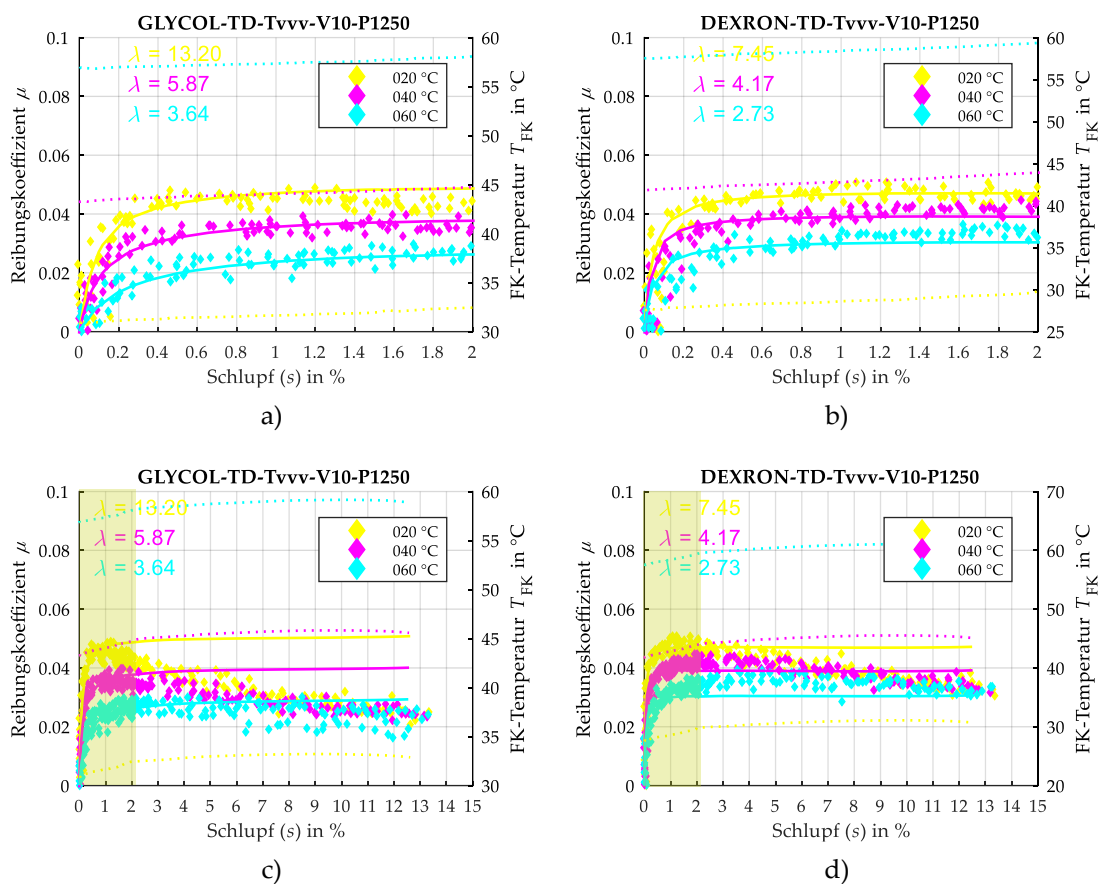


Abbildung 6.15 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur (glatt, $v = 10$ m/s, $p = 1250$ MPa).

a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2$ %); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2$ %);

c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15$ %); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15$ %)

In Abbildung 6.16 werden alle Messergebnisse als *Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe* und als *Schar der Öleinlasstemperatur* dargestellt. Die Summengeschwindigkeit wird weiterhin über die Farbe der Rauten dargestellt, während die Temperaturen separat eingezeichnet sind.

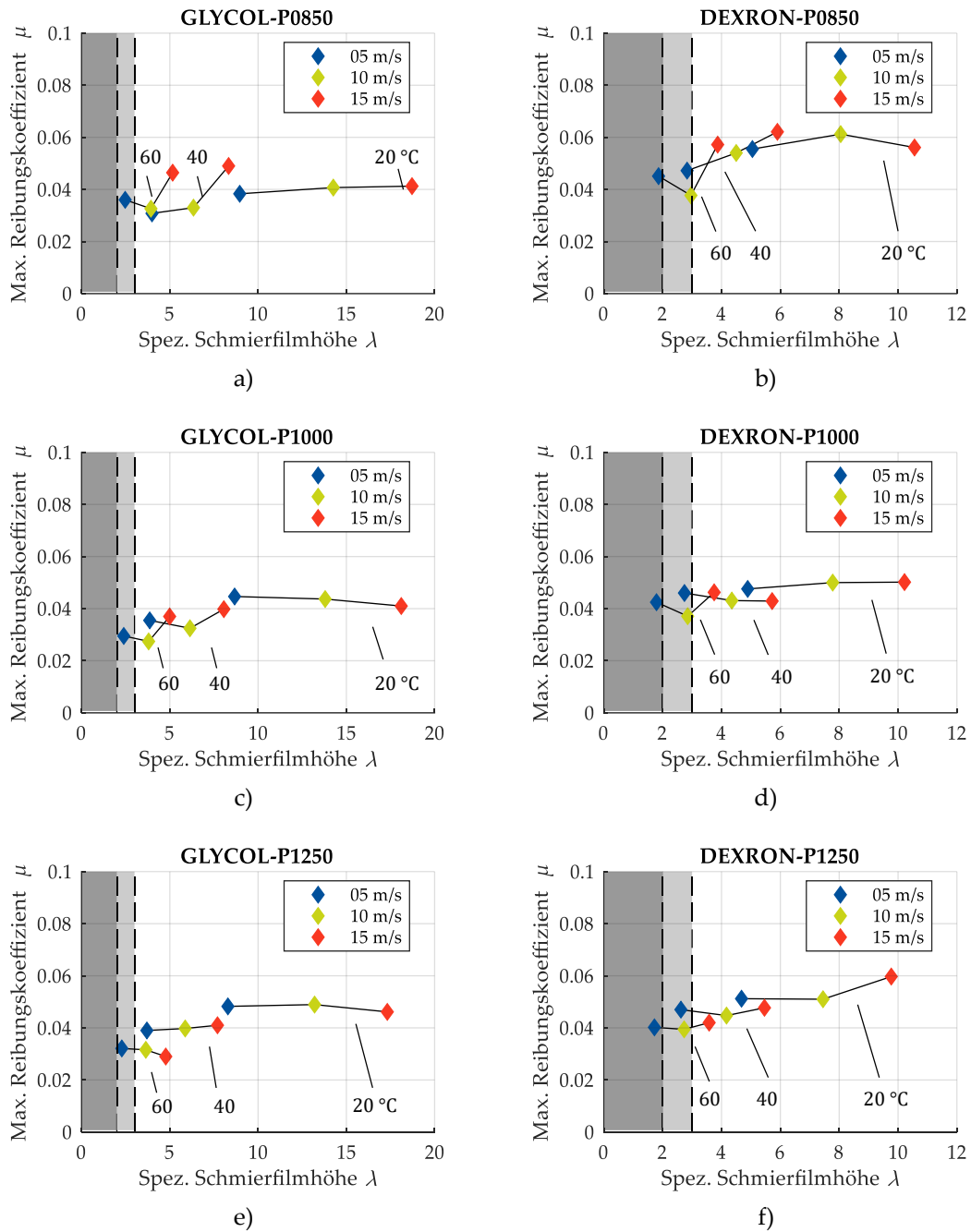


Abbildung 6.16 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmdicke und als Schar der Öleinlasstemperatur (glatt).
 $p = 850$ MPa: a) GLYCOL; b) DEXRON;
 $p = 1000$ MPa: c) GLYCOL; d) DEXRON;
 $p = 1250$ MPa: e) GLYCOL; f) DEXRON

Traktionskurven als Schar der Summengeschwindigkeit

In Abbildung 6.17 sind die gemessenen und simulierten Traktionskurven für eine Öleinlass-temperatur von 40 °C und eine mittlere Pressung von 1250 MPa als *Schar der Summengeschwindigkeit* (5, 10 und 15 m/s) dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass die Schererwärmung und damit das Abfallen des Reibungskoeffizienten bei hohen Schlupfwerten für höhere Geschwindigkeiten stärker ausfallen. Diese Darstellung von Geschwindigkeitsscharen der Traktionskurven eignet sich besonders, um zu beurteilen, ob sich das betrachtete Tribosystem im Bereich der Vollschmierung oder der Mischreibung befindet. Im Bereich der Vollschmierung (so wie in dieser Darstellung) unterscheiden sich die gemessenen Traktionskurven bei geringen Schlupfbeträgen mit steigender Summengeschwindigkeit nur wenig voneinander, da die Reibung im Fluid nur geringfügig von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit beeinflusst wird. Im Gegensatz dazu liegt im Bereich der Mischreibung die Traktionskurve im allgemeinen höher, da die Reibung aus Anteilen von Flüssigkeits- und Trockenreibung zusammengesetzt ist und der Trockenreibungskoeffizient den Reibungskoeffizient für Vollschmierung übersteigt (vergleiche Abbildung 6.24, S. 144).

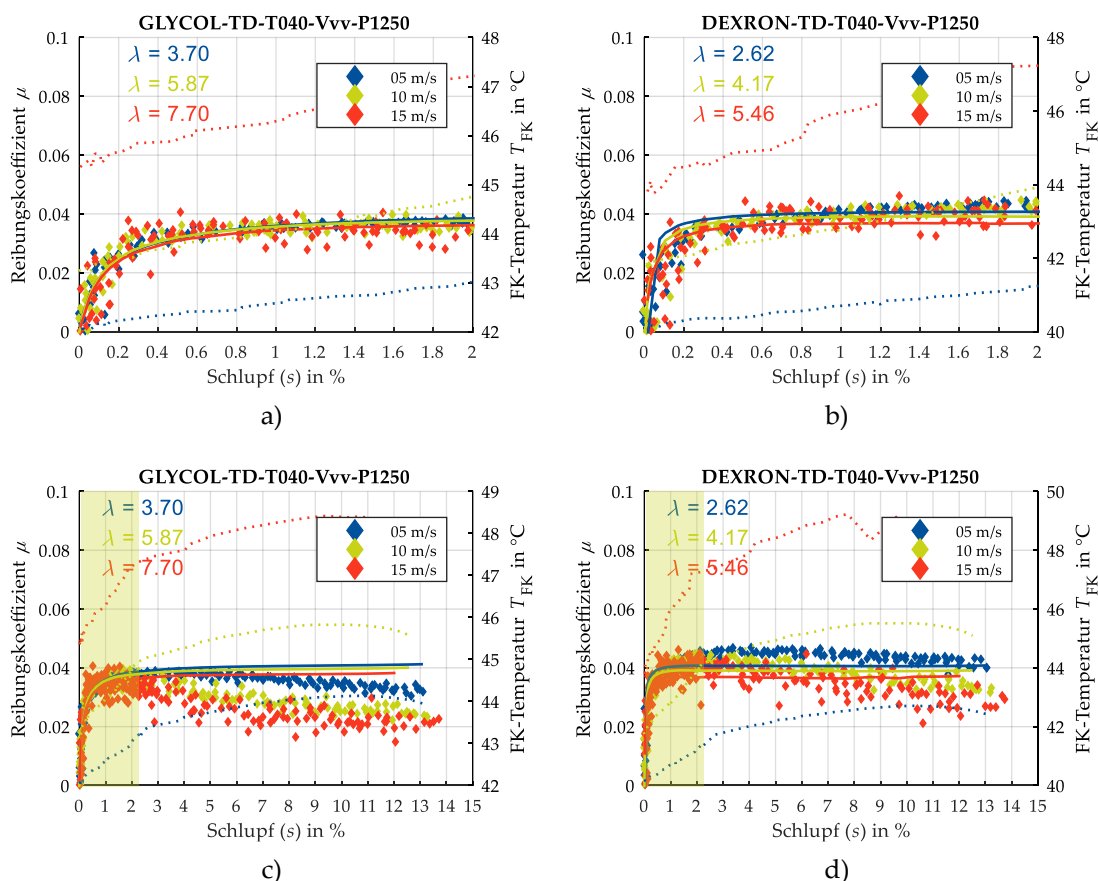


Abbildung 6.17 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit
(glatt, $T = 40$ °C, $p = 1250$ MPa).

a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2$ %); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2$ %);

c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15$ %); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15$ %)

In Abbildung 6.18 sind die maximalen Reibungskoeffizienten jeweils als *Funktion der Pressung* und als *Schar der Summengeschwindigkeit* (5, 10 und 15 m/s) für verschiedene Temperaturen aufgetragen. Die maximale Reibung steigt mit steigender Pressung ebenfalls an. Bei einer Pressung in Höhe von 850 MPa weichen die Kurven teilweise voneinander ab, was vor allem auf die Messgenauigkeit für geringe Pressungen zurückzuführen ist.

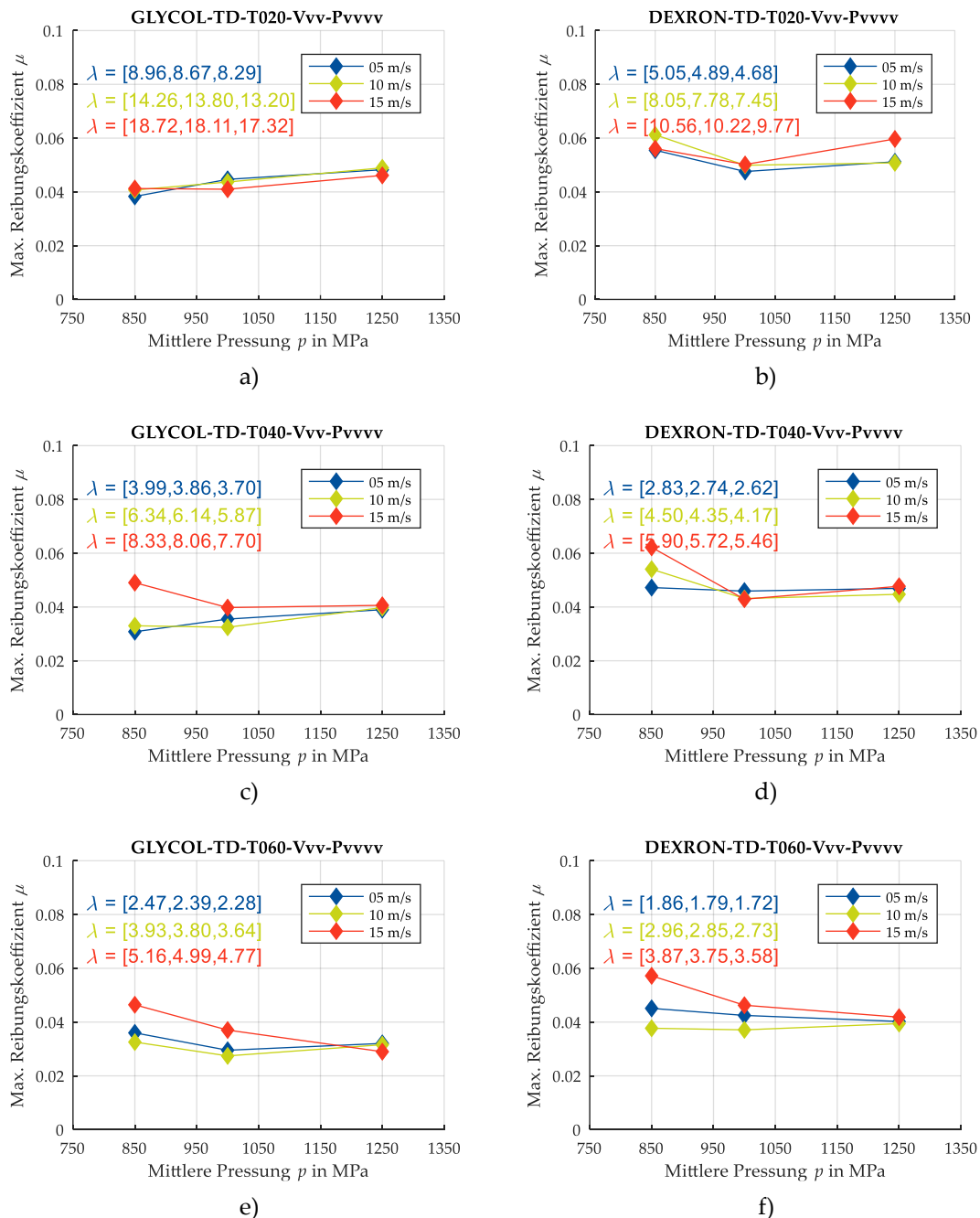


Abbildung 6.18 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der Pressung und als Schar der Summengeschwindigkeit (glatt).

$T = 20^\circ\text{C}$: a) GLYCOL; b) DEXRON;

$T = 40^\circ\text{C}$: c) GLYCOL; d) DEXRON;

$T = 60^\circ\text{C}$: e) GLYCOL; f) DEXRON

Auswertung

Zusammenfassend können alle Messergebnisse für die beiden untersuchten Schmierstoffe in jeweils einem Diagramm zusammengefasst werden. In Abbildung 6.19 werden dazu alle Ergebnisse als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe aufgetragen. Die jeweilige Summengeschwindigkeit wird über die Farbe angezeigt, die jeweilige mittlere Pressung mit Hilfe unterschiedlicher Symbole („o“: 850 MPa, „+“: 1000 MPa, „x“: 1250 MPa). Aus dieser Darstellung ist bereits zu erkennen, dass die Flüssigkeitsreibung mit steigender Schmierfilmhöhe ebenfalls ansteigt (aufgrund der steigenden Schubspannung), ab einem bestimmten Bereich aber wieder leicht abfällt. Dieser Effekt ist mit einer erhöhten Schererwärmung für dickere Schmierfilme zu begründen, wie es auch durch die STRIBECK-Kurve beschrieben wird (Abbildung 2.13).

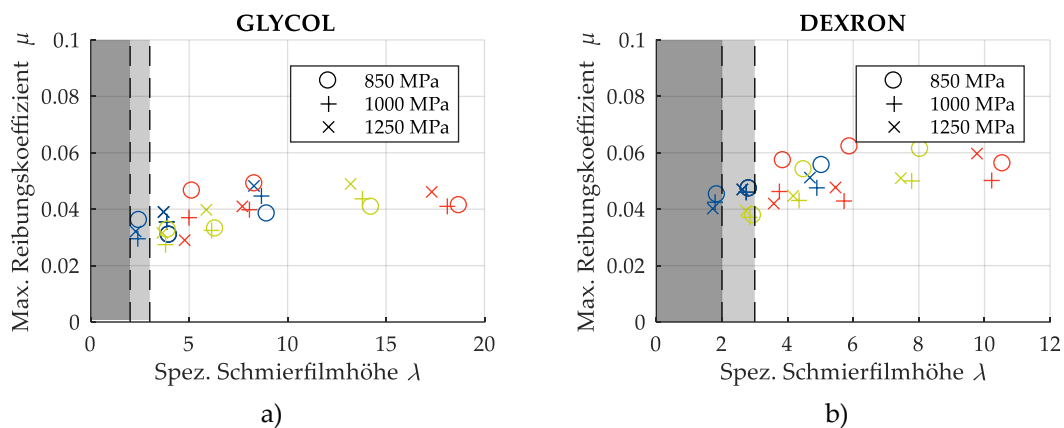


Abbildung 6.19 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung (glatt). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON

In Anhang 8.2 sind alle in dieser Arbeit durchgeführten Messungen und Simulationen der Traktionskurven zusammengestellt.

6.2.2 Mischreibung (raue Scheiben)

Die Simulation und die experimentelle Erfassung des Reibungskoeffizienten bei *rauen Scheiben* (hauptsächlich im Bereich der Mischreibung) erfolgt für beide Versuchsöle mit Hilfe des in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Simulationsmodells und des in Kapitel 4.1.1 vorgestellten Zwei-Scheiben-Prüfstands. Wie bereits zuvor in Kapitel 6.2.1 aufgezeigt, handelt es sich – auch aufgrund der unterschiedlichen Krümmungsradien – um ein separates Tribosystem, weshalb sich eine getrennte Auswertung der Ergebnisse von *glatten* (R50) und *rauen* (R100) Scheiben anbietet. Nichtsdestotrotz führen einige Parameterkombinationen auch bei Einsatz der *rauen* Scheiben zur vollständigen Flüssigkeitsreibung, worauf an jeweils geeigneter Stelle hingewiesen wird.

Fluidmodelle

Es wurden Simulationen und Versuche bei Temperaturen von 40, 60 und 80 °C, bei Summengeschwindigkeiten von 5, 10 und 15 m/s sowie bei Pressungen von 850, 1000 und 1250 MPa durchgeführt. Die Temperaturen liegen damit etwas höher als bei den Untersuchungen zur Flüssigkeitsreibung, um den Effekt der Mischreibung zu verstärken. Der Schlupf wurde erneut jeweils in einem Bereich von 0 ... 15 % variiert. Während der Versuchsdurchführung wurden die Normalkraft, die Drehzahlen der Motoren, die Reibung und die Temperatur der balligen Scheibe kontinuierlich aufgezeichnet. Als Belastung des Tribosystems wurde eine simulierte Druckverteilung unter Berücksichtigung der eingelesenen Rauheiten und der nach dem Modell von HAMROCK und DOWSON (Tabelle 2.3) analytisch berechneten Schmierfilmhöhe angenommen, wie in Kapitel 6.1.1 beschrieben. Die Schmierfilmhöhe wurde anhand der Öleinschlusstemperatur berechnet. Die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität wurde über das RODERMUND-Modell (Tabelle 2.11) abgebildet. Die Scherratenabhängigkeit der Viskosität wurde durch das vereinfachte BAIR/WINER-Modell (Tabelle 2.12) berücksichtigt. Die Viskoelastizität wurde durch das MAXWELL-Modell (Gleichung (2.58)) abgebildet. Die Ermittlung der lokalen Fluidreibung erfolgte anhand der Vorgehensweise von WANG [84] und unter Verwendung der gemessenen Scheibentemperaturen. Für die charakteristische Pressung wird im Modell für die *rauen* Scheiben (hauptsächlich Mischreibung) *keine* explizite Temperaturabhängigkeit mehr angenommen, so dass der Wert ξ in Gleichung (6.9) den Wert null annimmt.

$$\tau_{\text{lim}}(p) = \begin{cases} \tau_{\text{lim},0} + \zeta \cdot (p - p^*) & , \text{ wenn } p \geq p^* \\ \tau_{\text{lim},0} & , \text{ sonst.} \end{cases} \quad (6.10)$$

Fluidparameter

Die Fluidparameter zur Simulation der Traktionskurven in Mischreibung sind in Tabelle 6.3 aufgelistet.

Tabelle 6.3 – Fluidparameter zur Simulation der Mischreibung (raue Scheiben)

Fluid	$\tau_{lim,0}$ in MPa	ζ	p_0^* in MPa	ξ in Pa/K
GLYCOL	80.0	0.060	600	0
DEXRON	5.0	0.098	450	0

Auch hier wurden die Werte so gewählt, dass die simulierten Traktionskurven eine möglichst große Übereinstimmung mit den gemessenen Werten aufweisen – die Werte für GLYCOL unterscheiden sich dabei teilweise stark von denen für die glatten Scheiben.

Der Reibungsanteil der Festkörperkontakte wird ebenfalls über ein Modell der Fluidreibung abgebildet. Dabei liegt die zentrale Annahme zu Grunde, dass sich auch an den scheinbaren Festkörperkontakten ein dünner lokaler Schmierfilm ausbildet (siehe Abbildung 5.11, S. 104) und dort die Grenzs Schubspannung erreicht wird. Damit beruht auch die Bestimmung der (vermeintlichen) Festkörperreibung auf der Anwendung der Fluidmodelle – genauer gesagt auf der Annahme des Wirkens einer temperatur- und druckabhängigen Grenzs Schubspannung. Somit kann auf die Vorgabe eines festen Reibwerts für die kontaktierenden Rauheitshügel verzichtet werden. Auf der anderen Seite müssen die Fluidmodelle nun aber in der Lage sein, einen weitaus größeren Druckbereich abzudecken, was deren Modellierung erschwert. Gerade für den Bereich großer Drücke (größer 2 GPa) können sich die untersuchten Fluide anders verhalten als im Bereich geringerer Drücke und es liegen keine zur Validierung geeigneten Messdaten mehr vor (vergleiche Abbildung 6.12, S. 127). Zur (teilweisen) Kompensation dieser Ungenauigkeit im Bereich hoher Drücke wurde daher zusätzlich das Schererwärmungsmodell nach ARCHARD implementiert (vergleiche Kapitel 2.3.3), welche eine zusätzliche Erwärmung des Fluids während des Durchlaufens der Kontaktzone beschreibt:

$$\Delta \bar{T} = \left(\frac{1}{(2\pi k_{th} \rho_{FK} c)^{0.5}} t_i^{0.5} h + \frac{1}{8k_{fluid}} h^2 \right) \bar{\tau} \dot{\gamma} \quad (6.11)$$

Die Größe $\Delta \bar{T}$ beschreibt dabei die mittlere Erhöhung der Temperatur eines Fluidteilchens während seines Durchlaufens des Tribokontaktes. Die Zeit, welche ein Fluidteilchen zum Durchlaufen des Kontaktes der Breite $2b$ benötigt, wird dabei durch die Variable t_i ausgedrückt:

$$t_i = \frac{2b}{v_s} \quad (6.12)$$

Die weiteren Parameter zur Beschreibung der Schererwärmung sind in Tabelle 6.4 zusammengefasst.

Tabelle 6.4 – Fluid- und Festkörperparameter Schererwärmung [119]

Fluid	k_{th} in J/msK	k_{fluid} in J/msK	c in J/kgK	ρ_{FK} in kg/m ³
DEXRON/ GLYCOL	47.0	0.25	475	7850

Traktionskurven als Schar der mittleren Pressung

In Abbildung 6.20 ist eine Auswahl der im Rahmen dieser Arbeit gemessenen Traktionskurven mit *rauen Scheiben als Schar der Pressung* zusammengestellt. Es sind die Simulations- (durchgezogene Linien) und Versuchsergebnisse (Rauten) der Traktionskurven für eine Öleinlasstemperatur von 40 °C und eine Umfangsgeschwindigkeit von 10 m/s als *Schar der Pressung* (850, 1000 und 1250 MPa) dargestellt. Die beiden oberen Grafiken zeigen den Schlupfbereich bis zu 2 %, die beiden unteren bis 15 %.

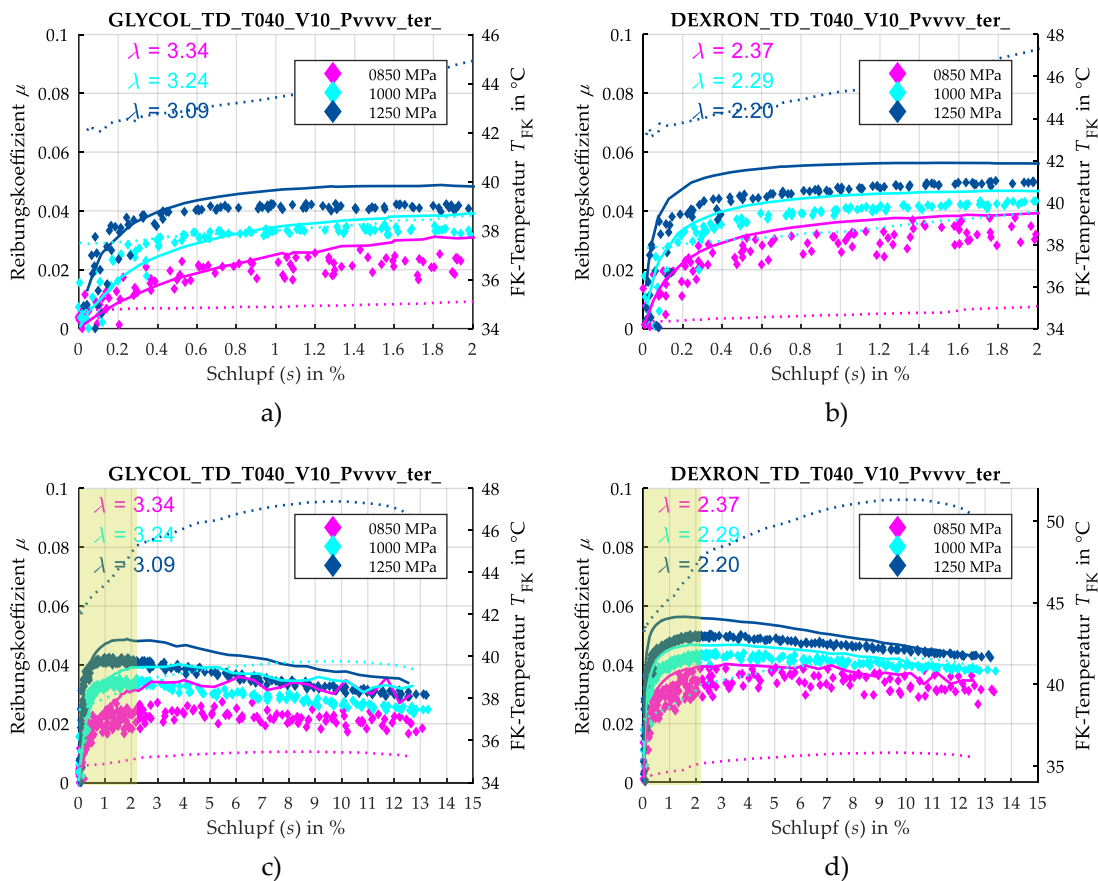


Abbildung 6.20 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Pressung
(rau, $T = 40$ °C, $v = 10$ m/s).

- a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2$ %); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2$ %);
c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15$ %); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15$ %).

Die Traktionskurven der verschiedenen Pressungen befinden sich im Reibungszustand der *Flüssigkeitsreibung* (FR) oder des *Übergangsbereichs* (Ü), wie in Tabelle 6.5 zusammengetragen. Somit trägt in der Simulation der vorliegenden Kurven nur die Flüssigkeitsreibung zur Gesamtreibung bei – eine Reibung an den Festkörperkontakten ist nicht vorhanden. Dies würde – vor allem für den Übergangsbereich und bedingt durch die im Modell nicht berücksichtigten Wechselwirkungen zwischen sich nicht unmittelbar berührenden Rauheitshügeln – eine *Unterschätzung* der gemessenen Reibung erwarten lassen. Die relativen Unterschiede zwischen den einzelnen simulierten Kurven scheinen auch korrekt wiedergegeben zu werden, so dass von einer ausreichend genauen Berücksichtigung der Pressungsabhängigkeit ausgegangen

werden kann. Die Reibung im System wird durch das Simulationsmodell aber durchweg leicht *überschätzt*, da die simulierten Traktionskurven etwas oberhalb der gemessenen verlaufen. Dies wird vor allem im Bereich des maximalen Reibwerts deutlich (im Bereich geringer Schlupfwerte) und deutet vorerst auf eine fehlerhafte Kalibrierung der Fluidparameter hin. Durch die zusätzliche Implementierung der Schererwärmung fallen die Traktionsverläufe jedoch nach Erreichen des Maximums signifikant ab, um sich bei hohen Schlupfbeträgen den Messwerten anzunähern.

*Tabelle 6.5 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Pressung.
(rau, $T = 40\text{ °C}$, $v = 10\text{ m/s}$)*

p in MPa	GLYCOL		DEXRON	
	λ	Reibungszustand	λ	Reibungszustand
850	3.34	FR	2.20	Übergang
1000	3.24	FR	2.29	Übergang
1250	3.09	FR	2.37	Übergang

Die Reibung wird bei einer Pressung von 1250 MPa am stärksten überschätzt. Dies ist die Kurve mit der geringsten Schmierfilmhöhe und der höchsten gemessenen Temperatur (und damit der größten Abweichung zur Öleinlasstemperatur). Dadurch treten gleich zwei Effekte auf, welche eine weitere Abweichung der Simulation vom Versuch erklären können: Erstens erfolgt die Berechnung der Schmierfilmhöhe anhand der Öleinlasstemperatur (hier: 40 °C), die Berechnung der Fluidreibung aber mit der gemessenen Scheibentemperatur. Weichen beide signifikant voneinander ab, stimmen Festkörper- und Fluidanteil von Simulation und Versuch nicht mehr überein. Im vorliegenden Fall (die Öleinlasstemperatur ist kleiner als die Scheibentemperatur) *überschätzt* die analytische Lösung die tatsächlich vorliegende Viskosität des Fluids und somit die Dicke des Schmierfilms aufgrund der Annahme einer zu geringen Temperatur, was in der Folge zu einer *Überschätzung* der Höhe und des Anteils der Flüssigkeitsreibung führt. Zweitens sind die Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen im Übergangsbereich jedoch umso stärker, je geringer die Schmierfilmhöhe wird und je mehr sich das System dem Bereich der echten Mischreibung annähert. Diese Wechselwirkungen haben eine Erhöhung der tatsächlichen Reibung zur Folge, welche durch das Simulationsmodell nicht berücksichtigt wird. Dementsprechend sollte das Modell die tatsächlich vorliegende Reibung *unterschätzen*. Im vorliegenden Fall scheint die *Überschätzung* aufgrund der zu hoch berechneten Fluidviskosität aber zu überwiegen und für die Abweichung zwischen Simulation und Versuch hauptverantwortlich zu sein.

In Abbildung 6.21 erfolgt die Darstellung aller gemessenen maximalen Reibungskoeffizienten in Form einer Auftragung der Reibungskoeffizienten als *Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe* und als *Schar der mittleren Pressung* (volle Linie: 850 MPa; gestrichelte Linie: 1000 MPa; gepunktete Linie: 1250 MPa). Die Summengeschwindigkeit wird über die Farbe der Rauten angegeben (blau: 5 m/s, grün: 10 m/s, rot: 15 m/s).

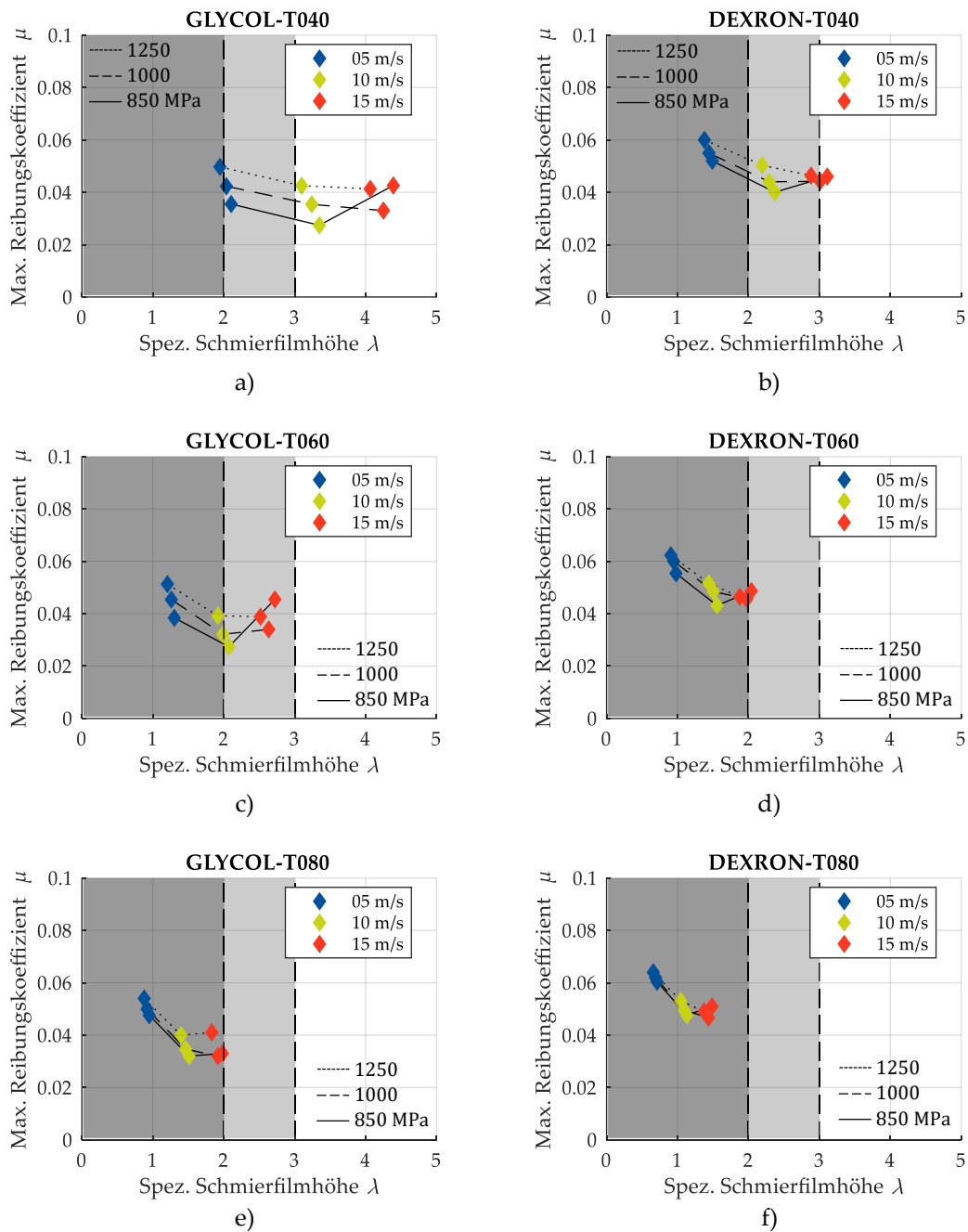


Abbildung 6.21 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmdicke und als Schar der mittleren Pressung (rau).

$T = 40$ °C: a) GLYCOL; b) DEXRON;

$T = 60$ °C: c) GLYCOL; d) DEXRON;

$T = 80$ °C: e) GLYCOL; f) DEXRON

Zu beachten ist jedoch, dass die tatsächlich vorliegenden Temperaturen der einzelnen Messwerte signifikant von den hier aufgezeigten Öleinlasttemperaturen abweichen können. Nichtsdestotrotz sind deutlich die Einflüsse der Pressung (steigende Reibung mit steigender Pressung) und vor allem der spezifischen Schmierfilmdicke (sinkende Reibung mit steigender Schmierfilmdicke) zu erkennen.

Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur

In Abbildung 6.22 ist eine Auswahl von Traktionskurven für eine Summengeschwindigkeit von 10 m/s und eine mittlere Pressung von 1250 MPa als *Schar der Öleinlasstemperatur* (40, 60 und 80 °C) bei Verwendung der rauen Scheiben dargestellt.

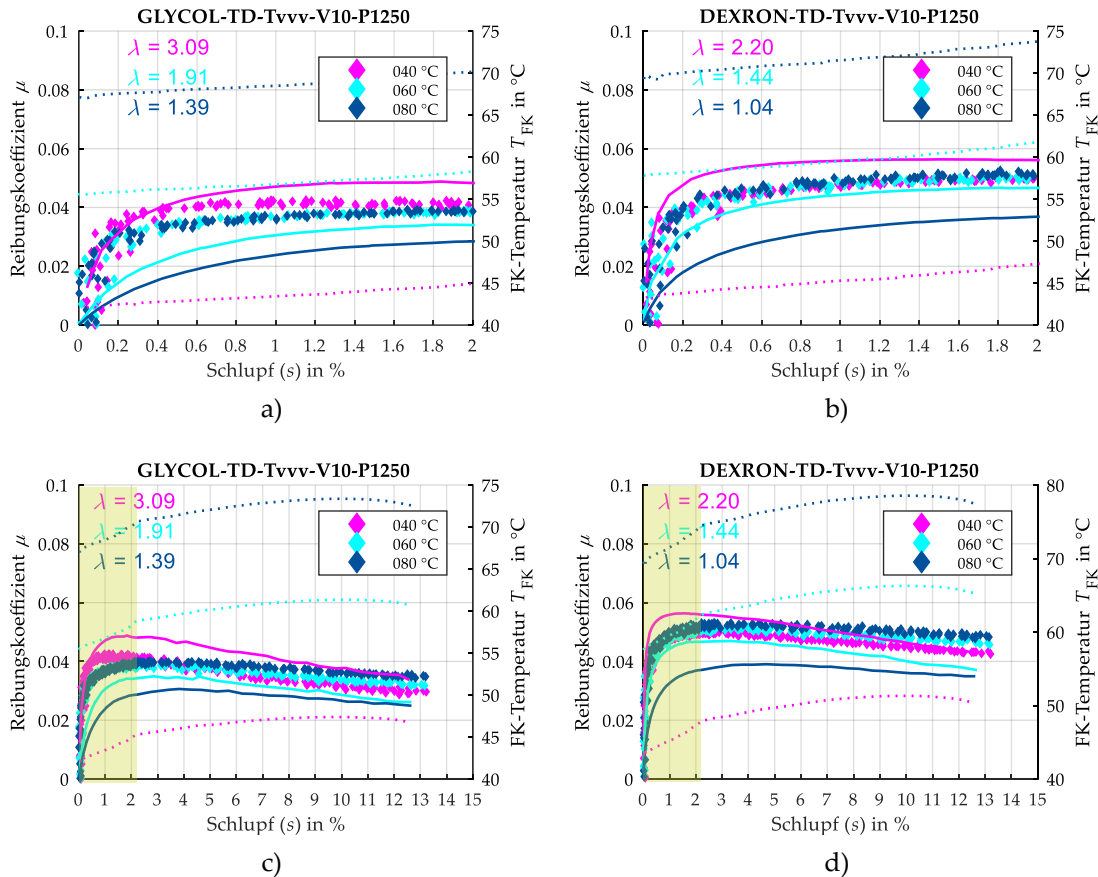


Abbildung 6.22 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur (rau, $v = 10$ m/s, $p = 1250$ MPa).
 a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2$ %); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2$ %);
 c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15$ %); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15$ %)

Die Traktionskurven der verschiedenen Öleinlasstemperaturen befinden sich im Reibungszustand der *Flüssigkeitsreibung*, des *Übergangs* oder der *Mischreibung* (MR), wie in Tabelle 6.6 zusammengefasst. Die Reibung steigt mit fallenden Öleinlasstemperaturen, der Einfluss der Schererwärmung wird mit steigender Öleinlasstemperatur aufgrund der geringeren viskosen Reibung und der höheren Basistemperatur geringer. Auch hier ist zu erkennen, dass sich die Abweichung zwischen Simulation und Versuch für geringe spezifische Schmierfilmdicken vergrößert. Anders als in zuvor gezeigten Diagrammen wird die Reibung jedoch nicht durchweg überschätzt. Vielmehr scheinen die Verläufe bei einer Öleinlasstemperatur von 60 °C (MR) den gemessenen Verlauf über den gesamten Schlupfbereich gut zu treffen, während die Reibung bei 40 °C (Ü) über- und bei 80 °C (MR) unterschätzt wird. Wie bereits in der Darstellung der Kurven als Schar der Pressung, erfolgt also eine Überschätzung der Reibung vor allem im Bereich des Übergangs beziehungsweise bei relativ dicken Schmierfilmen. Dieser Umstand

kann erneut auf eine Abweichung zwischen der analytisch berechneten und der real vorhandenen Schmierfilmhöhe zurückzuführen sein. Im vorliegenden Fall wird vermutlich die Schmierfilmhöhe bei 40 °C aufgrund der im Vergleich zur Scheibentemperatur niedrigeren Öleinlasstemperatur *über-* und für 80 °C aufgrund der höheren Öleinlasstemperatur *unter-*schätzt.

Tabelle 6.6 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Öleinlasstemperatur.
($rau, v = 10 \text{ m/s}, p = 1250 \text{ MPa}$)

$T \text{ in } ^\circ\text{C}$	GLYCOL		DEXRON	
	λ	Reibungszustand	λ	Reibungszustand
40	3.09	FR	2.20	Übergang
60	1.91	MR	1.44	MR
80	1.39	MR	1.04	MR

In Abbildung 6.23 werden alle Messergebnisse (maximale Reibungskoeffizienten) erneut als *Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe* und als *Schar der Öleinlasstemperatur* dargestellt. Die Summengeschwindigkeit wird weiterhin über die Farbe der Rauten dargestellt, während die Temperatur separat eingezeichnet ist. Abgesehen von einigen Ausreißern ist der tendenzielle Anstieg der Reibung hin zu den geringeren Schmierfilmhöhen gut zu erkennen. Es ist zu vermuten, dass eine Auftragung der Kurven über die echte im Kontakt vorliegende Temperatur beziehungsweise die sich wirklich bildende spezifische Schmierfilmhöhe zu einem „Zusammenrücken“ der Kurven führen würde, so dass sich eine Art STRIBECK-Kurve ergibt. Vor allem die Verläufe bei höheren Drücken lassen den Abfall der Reibung beim Verlassen des Mischreibungsbereiches gut erkennen.

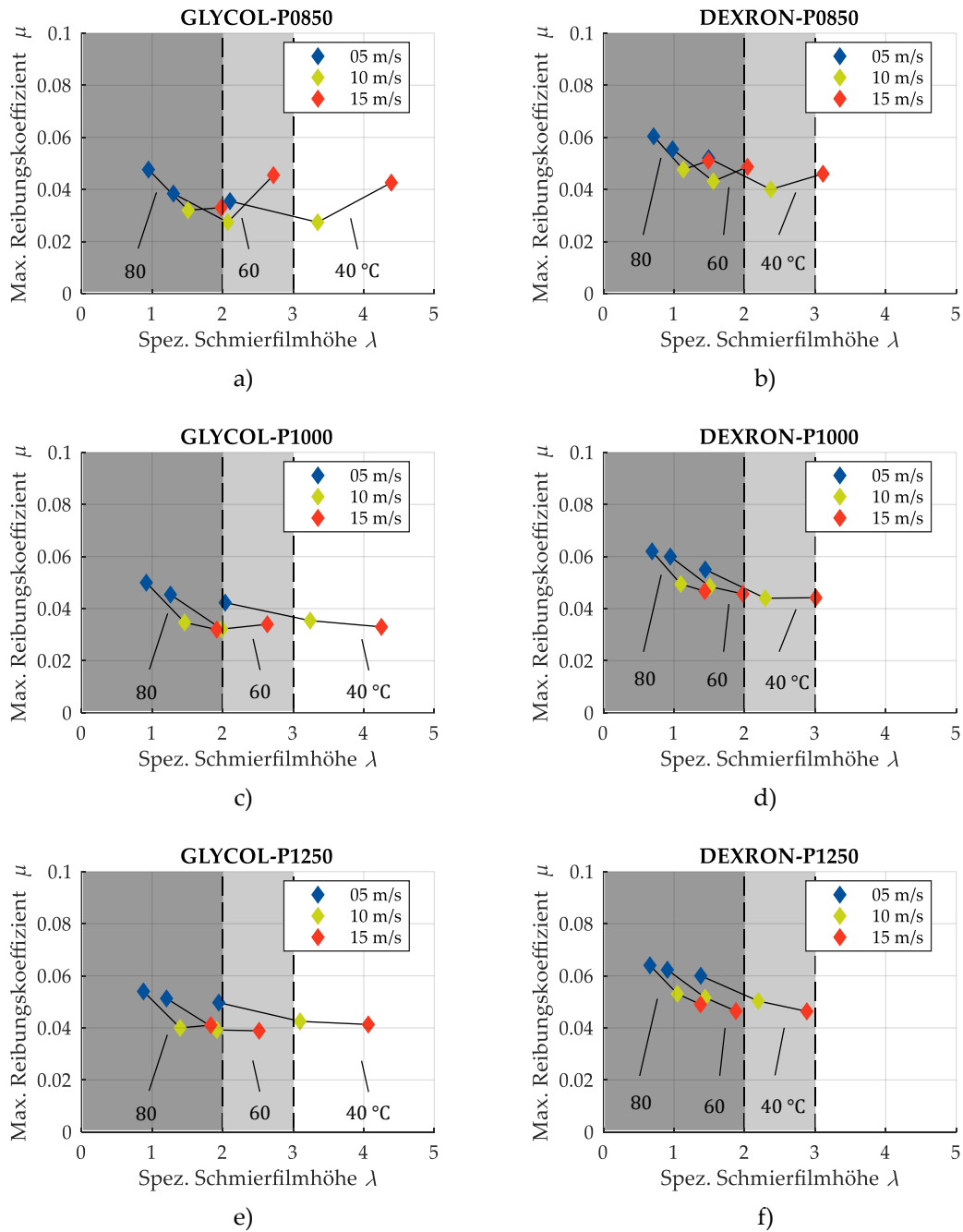


Abbildung 6.23 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmdicke, der Summengeschwindigkeit und der Temperatur (τ_{au}).
 $p = 850$ MPa: a) GLYCOL; b) DEXRON;
 $p = 1000$ MPa: c) GLYCOL; d) DEXRON;
 $p = 1250$ MPa: e) GLYCOL; f) DEXRON

Traktionskurven als Schar der Summengeschwindigkeit

In Abbildung 6.24 sind die gemessenen und simulierten Traktionskurven für eine Öleinlass-temperatur von 40 °C und eine mittlere Pressung von 1250 MPa als *Schar der Summengeschwindigkeit* (5, 10 und 15 m/s) dargestellt. Die Traktionskurven der verschiedenen Pressungen befinden sich im Reibungszustand der *Flüssigkeitsreibung*, des *Übergangs* oder der *Mischreibung*, wie in Tabelle 6.7 zusammengefasst.

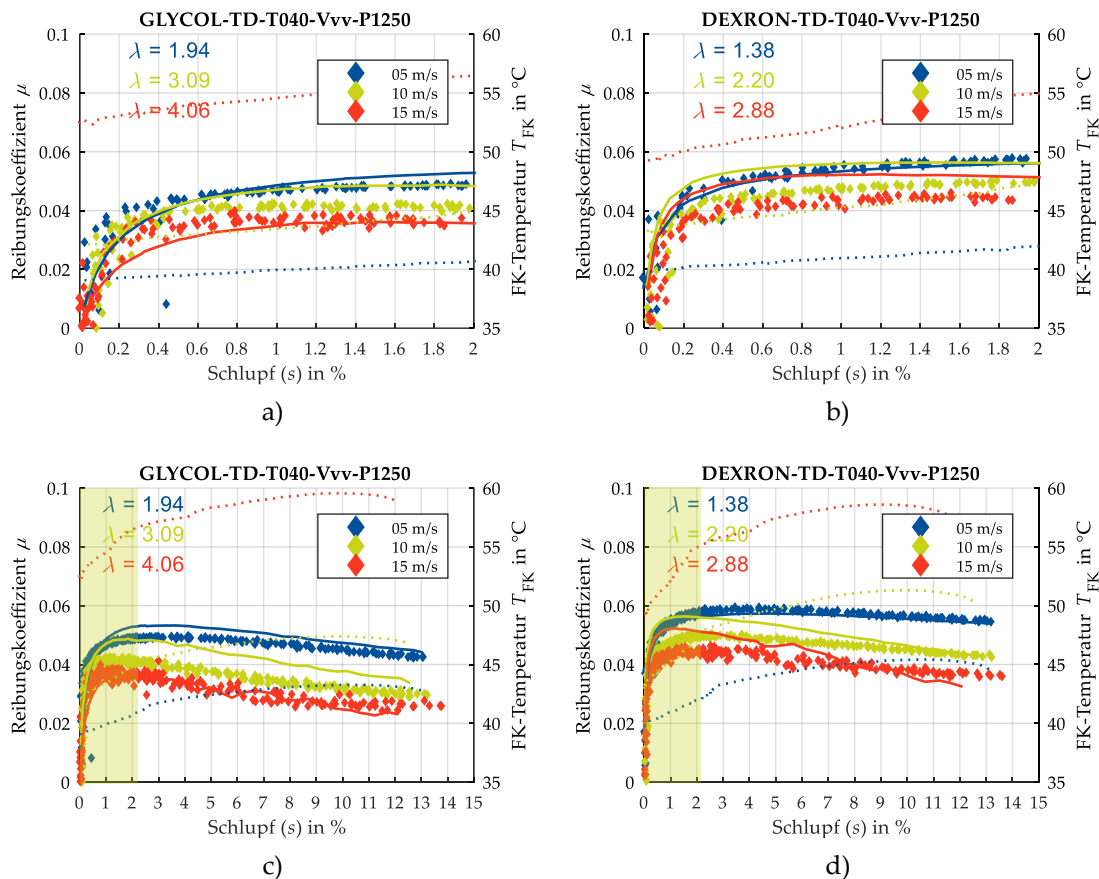


Abbildung 6.24 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit (rau, $T = 40\text{ °C}$, $p = 1250\text{ MPa}$).

a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2\%$); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2\%$);

c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15\%$); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15\%$)

Sowohl die Lage als auch der qualitative Verlauf der simulierten Kurven stimmen gut mit den Messergebnissen überein. Die gemessene Reibung wird weder signifikant *über-* noch *unter-*schätzt – weder im Bereich des geringen noch (aufgrund der Berücksichtigung der Schererwärm) im Bereich des höheren Schlupfes. Im Speziellen zeigen die Kurven bei geringen Summengeschwindigkeiten im Bereich der Mischreibung eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Leichte Abweichungen treten jedoch bei den höheren Geschwindigkeiten auf, bei welchen sich die Tribosysteme im Bereich des Übergangs (DEXRON) beziehungsweise der Flüssigkeitsreibung (GLYCOL) befinden. Auch hier zeigt sich wieder eine tendenziell höhere Abweichung zu den Messergebnissen für große Schmierfilmhöhen im Bereich der Voll-

schmierung. Zu beachten ist jedoch, dass aufgrund der stark unterschiedlichen Scheibentemperaturen (39 ... 60 °C) jeweils unterschiedlich große Abweichungen zwischen analytisch bestimmter und real vorliegender Schmierfilmhöhe vorliegen. So liegt zum Beispiel die spezifische Schmierfilmhöhe für die Traktionskurve von DEXRON bei 10 m/s für die angenommene Öleinlasstemperatur von 40 °C bei $\lambda_{40} = 2.20$ (wie im Diagramm angegeben) und damit im Übergangsbereich. Bei der gemessenen maximalen Scheibentemperatur von 52 °C würde diese jedoch bei circa $\lambda_{52} = 1.85$ und damit deutlich im Bereich der Mischreibung liegen.

*Tabelle 6.7 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit.
(r_{au} , $T = 40$ °C, $p = 1250$ MPa)*

v in m/s	GLYCOL		DEXRON	
	λ	Reibungszustand	λ	Reibungszustand
15	4.06	FR	2.88	Übergang
10	3.09	FR	2.20	Übergang
5	1.94	MR	1.38	MR

Eine durchgängige Gültigkeit der in dieser Arbeit iterativ ermittelten Fluidparameter über alle untersuchten Pressungs-, Geschwindigkeits- und Temperaturbereiche ist nicht ohne weiteres möglich. Sind für die hier gezeigten Traktionskurven lediglich kleinere Abweichungen zwischen Simulation und Versuch zu verzeichnen, zeigt bereits eine Erhöhung der Öleinlasstemperatur auf 80 °C (Tabelle 6.8, Abbildung 6.25) deutlich größere Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. In diesem Fall liegen alle betrachteten Traktionskurven im Bereich der echten Mischreibung. Die qualitativen Verläufe stimmen zwar nach wie vor überein, jedoch wird die Reibung des Systems vom Simulationsmodell durchgängig unterschätzt. Ein möglicher Grund kann eine nicht korrekt eingestellte Temperaturabhängigkeit der Grenzschubspannung sein. Auch hier ist jedoch die teilweise große Abweichung der gemessenen Scheibentemperatur (62 ... 85 °C) von der Öleinlasstemperatur gewiss ein Treiber von Ungenauigkeiten. Ein weiterer Grund kann der mit erhöhter Temperatur stärker werdende Einfluss der Festkörperkontakte sein. Die Definition der Grenzschubspannung ist – gerade für die hohen Drücke an den Festkörperkontakten – sehr sensitiv und es fehlen geeignete Messwerte zur Kalibrierung. Ein hoher Anteil von Festkörperkontakten erhöht also auch die Ungenauigkeit in der Modellierung der Festkörperreibung als Teil der Gesamtreibung.

*Tabelle 6.8 – Reibungszustände der Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit.
(r_{au} , $T = 80$ °C, $p = 1250$ MPa).*

v in m/s	GLYCOL		DEXRON	
	λ	Reibungszustand	λ	Reibungszustand
15	1.83	MR	1.37	MR
10	1.39	MR	1.04	MR
5	0.87	MR	0.65	MR

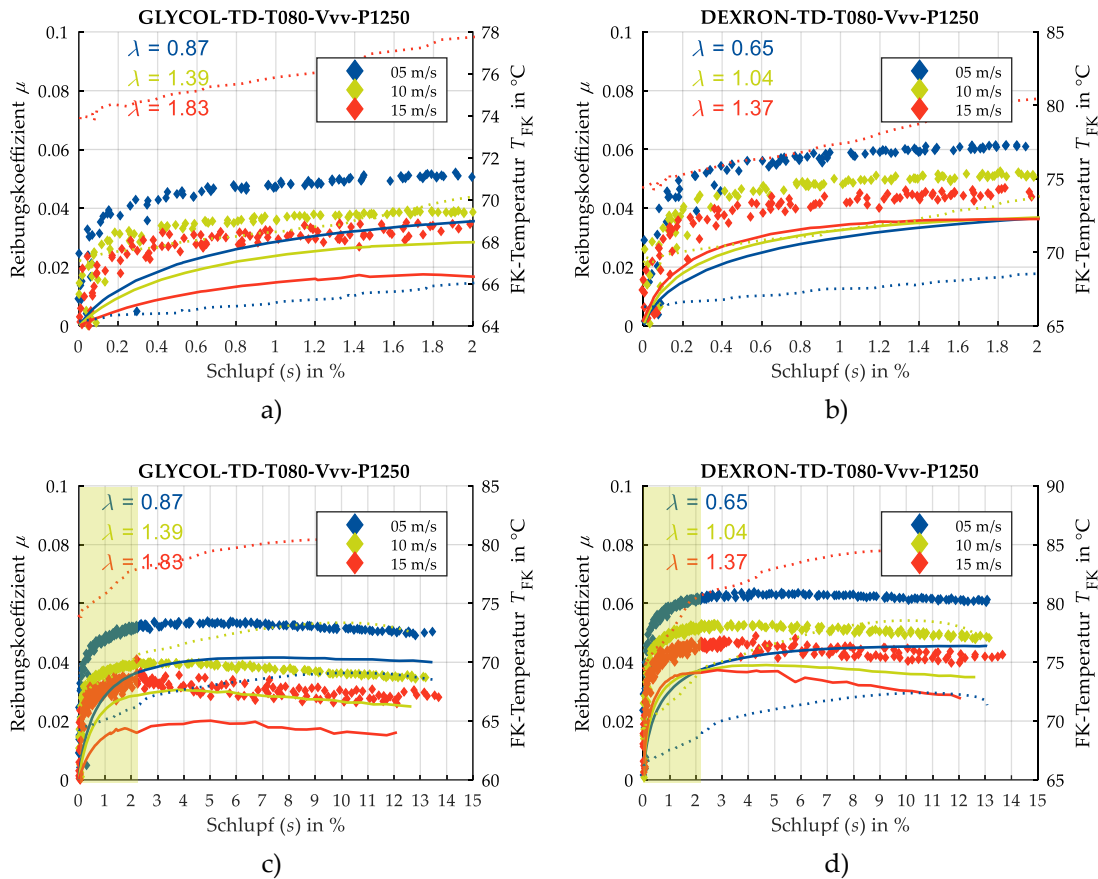


Abbildung 6.25 – Gemessene und simulierte Traktionskurven als Schar der Geschwindigkeit (rau , $T = 80^{\circ}C$, $p = 1250 MPa$).
 a) GLYCOL ($s = 0 \dots 2 \%$); b) DEXRON ($s = 0 \dots 2 \%$);
 c) GLYCOL ($s = 0 \dots 15 \%$); d) DEXRON ($s = 0 \dots 15 \%$)

Eine systematische Auswertung aller 54 mit den *rauen* Prüfscheiben gemessenen Traktionskurven erfolgt als Schar der Summengeschwindigkeiten in Abbildung 6.26. Gut zu erkennen ist, dass die Verläufe der Summengeschwindigkeiten von 5 m/s deutlich oberhalb der Verläufe bei den restlichen Geschwindigkeiten liegen. Da die Summengeschwindigkeit der zentrale Treiber zur Bildung eines tragfähigen Schmierfilms ist, liegt bei geringer Geschwindigkeit bei nahezu allen sonstigen Parameterkombinationen eine höhere Reibung vor. Dies ist auch an den angegebenen spezifischen Schmierfilmhöhen zu erkennen. Diese ist bei 15 m/s durchweg circa doppelt so hoch als bei 5 m/s.

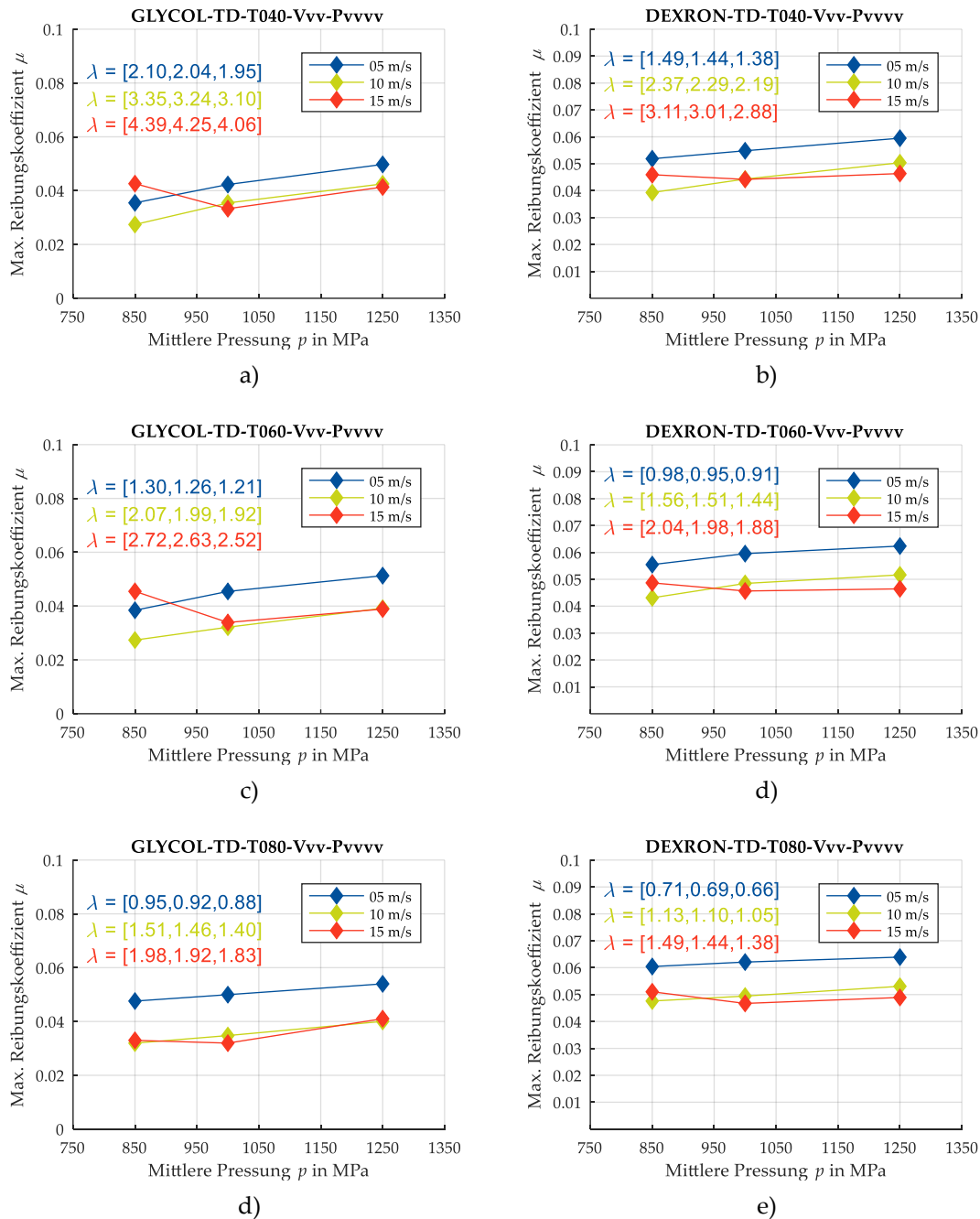


Abbildung 6.26 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten (μ) als Funktion der
 Drückung und Schar der Summengeschwindigkeit.

$T = 40^\circ\text{C}$: a) GLYCOL; b) DEXRON;

$T = 60^\circ\text{C}$: c) GLYCOL; d) DEXRON;

$T = 80^\circ\text{C}$: e) GLYCOL; f) DEXRON

Auswertung

Zusammenfassend werden alle Messergebnisse der *Experimente mit rauhen Scheiben* (hauptsächlich im Bereich der Mischreibung) für die beiden untersuchten Schmierstoffe in jeweils einem Diagramm zusammengefasst. In Abbildung 6.27 werden dazu alle gemessenen Reibwerte als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe aufgetragen. Die Summengeschwindigkeit wird weiterhin über die Farbe angezeigt, die mittlere Drückung mit Hilfe unterschiedlicher Symbole

(„o“: 850 MPa, „+“: 1000 MPa, „x“: 1250 MPa). Diese Art der Darstellung kann auch als Teil einer STRIBECK-Kurve aufgefasst werden, da sie genau den Effekt der abfallenden Reibung bei steigender Schmierfilmhöhe für den Übergang von der Mischreibung zur Vollschmierung wiedergibt.

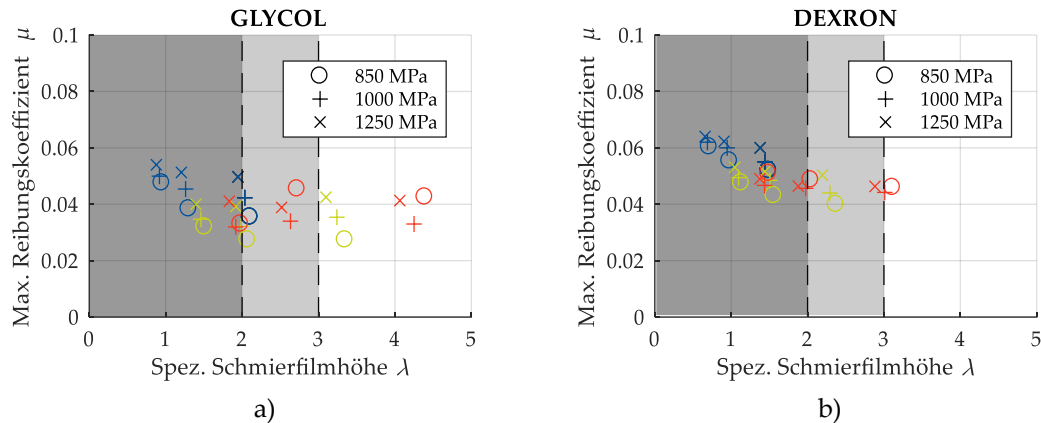


Abbildung 6.27 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung (*rau*). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON

In Anhang 8.2 finden sich alle weiteren Messungen und Simulationen der Traktionskurven.

Einfluss der Flüssigkeits- und Festkörperreibung auf die Gesamtreibung

Es ist davon auszugehen, dass bei stärkerer Mischreibung die in dieser Arbeit angenommene vollständige Benetzung aller kontaktierenden Rauheitserhebungen mit Schmierstoff nicht gültig ist. Weiterhin ist davon auszugehen, dass zwischen einigen der kontaktierenden Rauheitshügel kein Schmierstoff vorhanden ist und stattdessen tatsächlich ein echter Festkörperkontakt vorliegt. Vom dort lokal wirkende Reibungskoeffizient μ_{dry} kann weiterhin angenommen werden, dass er die in dieser Arbeit angenommene lokale Fluidreibung bei Festkörperdruck übersteigt. Der Reibwert setzt sich dann, wie bereits von POLL et al. (2000) [139] in Abbildung 2.19 (S. 42) gezeigt, aus insgesamt *drei* Anteilen zusammen (Abbildung 6.28):

- Flüssigkeitsreibung in den Hohlräumen (μ_{EHL}),
- Flüssigkeitsreibung an einem Teil der kontaktierenden Rauheitserhebungen unter (sehr hohem) Festkörperdruck (μ_{FK}),
- Trockenreibung an den restlichen kontaktierenden Rauheitserhebungen (μ_{dry}).

Bei Vernachlässigung dieser echten Festkörperkontakte wird die Gesamtreibung folglich *unterschätzt*.

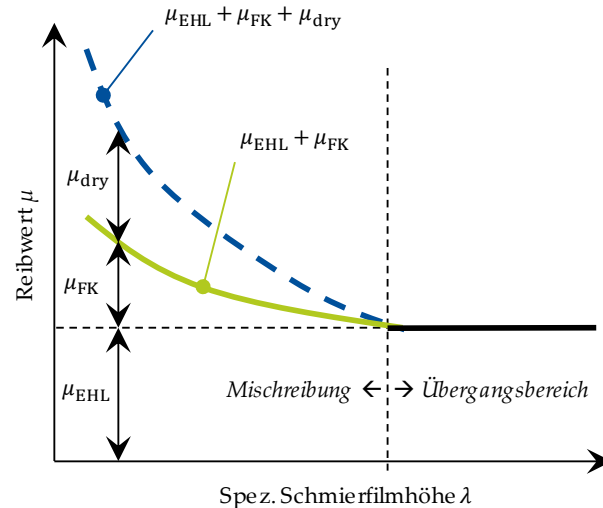


Abbildung 6.28 – Unterteilung der Mischreibung in drei Anteile.

Um den Einfluss der Flüssigkeits- und der Festkörperreibung auf die Gesamtreibung separat analysieren zu können, werden im Folgenden zuerst die Traktionskurven aus Abbildung 6.24 d) (DEXRON, rau, $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = 1250 \text{ MPa}$) erneut in Abbildung 6.29 a) aufgetragen. Zur Modellierung dieser Traktionskurven wurde sowohl die viskose als auch die Festkörperreibung mit Hilfe der Fluidmodelle berechnet. Bei einer Summengeschwindigkeit von 5 m/s beträgt die spezifische Schmierfilmhöhe $\lambda = 1.38$, das Tribosystem liegt damit im Bereich der Mischreibung. Der Anteil der Kraftübertragung durch die Festkörperkontakte ist für diesen Fall mit $P_{\text{F,FK,40}} = 4.98 \text{ } \%$ relativ gering, so dass auch ihr Anteil an der Gesamtreibung relativ gering ausfällt. Der dazu komplementäre Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm ($P_{\text{F,EHL,40}} = 95.02 \text{ } \%$) kann durch die Darstellung des hydrodynamischen Druckverlaufs im Kontakt (in den Zwischenräumen) verdeutlicht werden (Abbildung 6.29 b). Das Maximum des Druckverlaufs befindet sich nahe dem Betrag der HERTZ'schen Pressung – im vorliegenden Fall übersteigt es dieses sogar leicht. Durch diesen Ansatz wird ein eventueller Anstieg der Pressung aufgrund von Quetscheffekten eines zwischen Rauheitserhebungen gefangenen und durch elastische Deformationen bis in den piezoviskosen Bereich belasteten Fluidpartikels nicht berücksichtigt. Dies kann dazu führen, dass die Flüssigkeitsreibung, welche mit einer Viskosität bei einer Pressung in der Größenordnung der HERTZ'schen Pressung berechnet wurde, unterschätzt wird. Auf der anderen Seite würde in diesem Falle das Kräftegleichgewicht nicht mehr stimmen, da die unter hohem Druck stehenden Zwischenräume einen größeren Teil der Kraft übertragen, als mit dem Halbraummodell berechnet.

Durch ein numerisches Ausschalten des Reibanteils der Festkörperkontakte (was bedeutet, dass an den kontaktierenden Rauheitshügeln ein lokaler Reibungskoeffizient von $\mu_{\text{FK}} = 0$ vorgegeben wird) kann nun der reine Anteil der viskosen Reibung an der Gesamtreibung in den Traktionskurven sichtbar gemacht werden. Ein Vergleich der ursprünglichen Traktionskurven mit den um den Festkörperanteil bereinigten Traktionskurven erfolgt in Abbildung 6.29 c). Der Verlauf für eine Geschwindigkeit von 5 m/s (blau) liegt nun etwas unterhalb des

ursprünglichen – es hat nahezu eine Parallelverschiebung in vertikaler Richtung stattgefunden. Die Differenz beider Verläufe entspricht dem Reibungsanteil der Festkörperkontakte. Aufgrund der nur geringen Verschiebung wird die Traktionskurve aber – wie erwartet – maßgeblich von der viskosen Reibung beeinflusst.

Eine gegenteilige Änderung des Festkörperreibwerts auf einen konstanten Wert größer als null bestätigt diese Beobachtung. In Abbildung 6.29 d) wurde der Festkörperreibwert für alle kontaktierenden Rauheitshügel auf $\mu_{FK} = 0.12$ gesetzt, in dessen Folge der Verlauf der Traktionskurve (5 m/s) leicht ansteigt und nun oberhalb des ursprünglichen verläuft. Da die beiden anderen Verläufe (10 und 15 m/s) vollständig im Bereich der Flüssigkeitsreibung liegen, reagieren sie nicht auf eine Änderung der Festkörperreibung und sind in den beiden zuletzt genannten Abbildungen ausgeblendet.

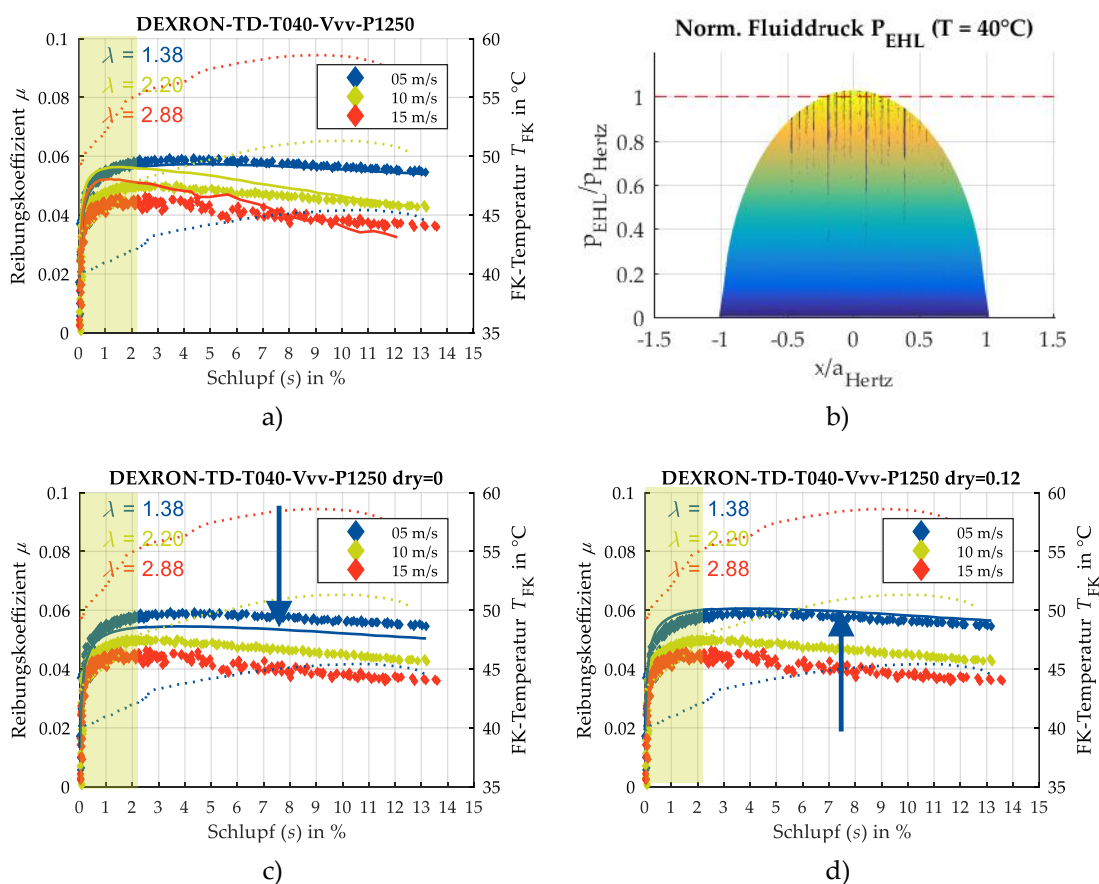


Abbildung 6.29– Einfluss der Reibung an den Festkörperkontakten

(DEXRON, rau, $T = 40^{\circ}C$, $p = 1250$ MPa).

a) Die Reibung an den Festkörperkontakten wird modelliert über das Fluidmodell;
 b) Druckverlauf im Schmierfilm (bei 5 m/s, der Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm beträgt 95,02 %);

c) Reibwert $\mu_{FK} = 0$; d) Reibwert $\mu_{FK} = 0.12$;

Wird der Anteil der Festkörperkontakte signifikant erhöht, steigt auch deren Einfluss auf die Gesamtreibung des Systems. In Abbildung 6.30 a) sind die Traktionskurven aus Abbildung 6.25 d) mit einer erhöhten Öleinlasstemperatur von $80^{\circ}C$ (DEXRON, rau, $p = 1250$ MPa) erneut aufgetragen. Der Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm beträgt nun

$P_{F,EHL,80} = 44.53\%$ (5 m/s), 75.58% (10 m/s) beziehungsweise 94.91% (15 m/s). Da sich nun alle Traktionskurven im Bereich der Mischreibung befinden, wirkt sich eine manipulative Änderung der Festkörperreibung nun auch (stärker) auf alle Verläufe aus. So sinkt der Verlauf von 5 m/s durch Ausschalten der Festkörperreibung von seinem zuvor berechneten Maximum von circa $\mu_{\max} \approx 0.045$ auf $\mu_{\max} \approx 0.010$. Beide Ergebnisse unterschätzen jedoch die gemessene Gesamtreibung. Eine Änderung der Festkörperreibung auf einen konstanten Wert von $\mu_{FK} = 0.12$ führt im Gegenzug zu einer Erhöhung der simulierten Gesamtreibung auf circa $\mu \approx 0.075$, wodurch die gemessene Gesamtreibung nun überschätzt wird. Die beiden weiteren Kurven (10 m/s und 15 m/s) reagieren auf die Änderungen in ähnlicher, aufgrund des geringeren Festkörpertraganteils aber in abgeschwächter Weise.

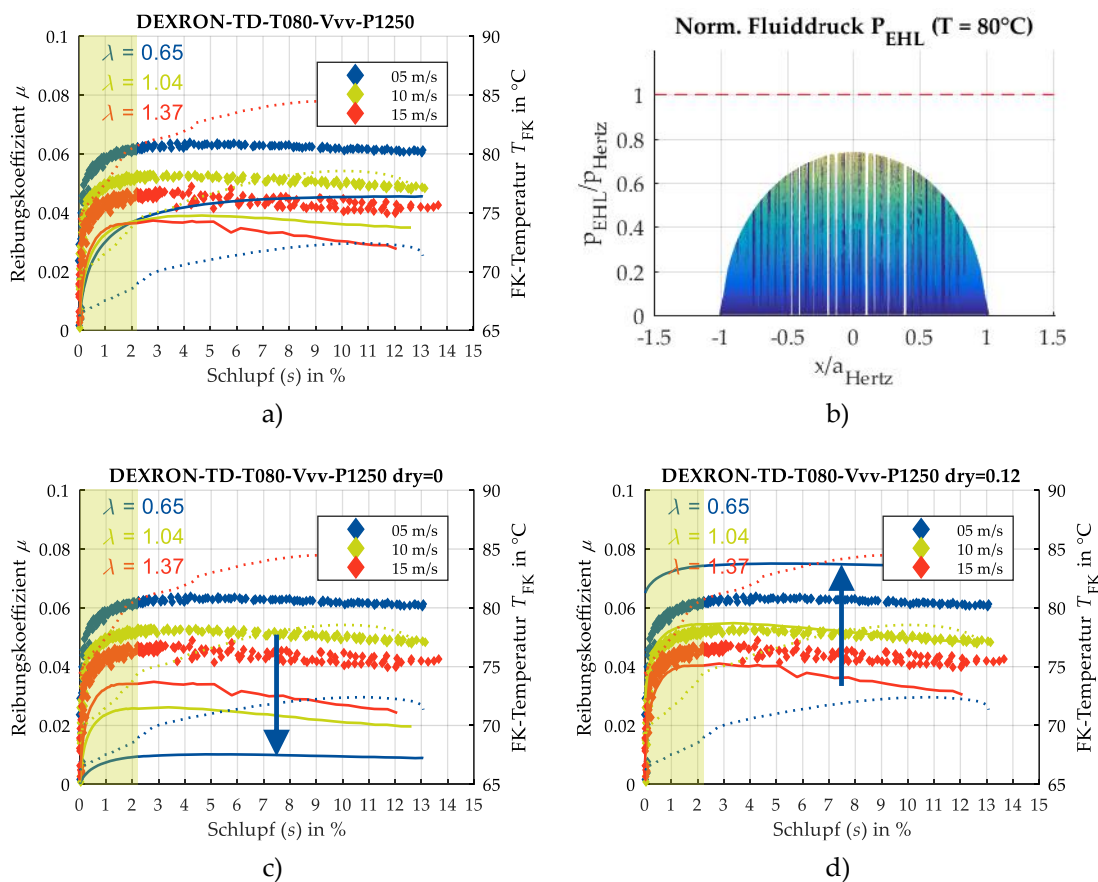


Abbildung 6.30– Einfluss der Reibung an den Festkörperkontakten (DEXRON, rau, $T = 80\text{ }^{\circ}C$, $p = 1250\text{ MPa}$).

- a) Die Reibung an den Festkörperkontakten wird modelliert über das Fluidmodell;
 b) Druckverlauf im Schmierfilm (bei 5m/s, der Anteil der Kraftübertragung durch den Schmierfilm beträgt 44.53 %.);
 c) Reibwert $\mu_{FK} = 0$; d) Reibwert $\mu_{FK} = 0.12$;

6.2.3 Übergang von der Misch- zur Flüssigkeitsreibung (STRIBECK-Kurve)

Werden die maximalen Reibungskoeffizienten aus den Experimenten mit glatten und rauen Scheiben – trotz der unterschiedlichen Krümmungsradien und der damit verschiedenartiger Tribosysteme – in *einem* Diagramm zusammengeführt, kann eine grundsätzliche Tendenz der

Reibung in ihrem Übergang von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung abgeleitet werden. Diese Tendenz ist mit der Aussage der klassischen STRIBECK-Kurve (Abbildung 2.13, S. 27) vereinbar, welche allgemein den Übergang von der Trocken- über die Grenz- und Mischreibung hin zur Flüssigkeitsreibung beschreibt. In Abbildung 6.31 a) sind alle experimentellen Ergebnisse für das Fluid GLYCOL zusammengeführt, in Abbildung 6.31 b) für das Fluid DEXRON. Die Summengeschwindigkeit wird jeweils über die Farbe angezeigt, die mittlere Pressung mit Hilfe unterschiedlicher Symbole („o“: 850 MPa, „+“: 1000 MPa, „x“: 1250 MPa). Die Öleinlasstemperatur wird nicht separat ausgewiesen. Für die Bereiche der Mischreibung ($\lambda < 2$) und des Übergangs ($2 \leq \lambda < 3$) sind für beide Fluide mit steigender Schmierfilmhöhe deutlich abfallende Reibungskoeffizienten zu verzeichnen. Wird die Schmierfilmhöhe in den Bereich der Vollschrimerung erhöht ($\lambda > 3$), wird die Systemreibung allein durch die Scherung des Fluids (bei moderaten Drücken kleiner als 2 GPa) bestimmt. Durch die steigende Summengeschwindigkeit steigt jedoch auch die Scherspannung im Fluid, so dass der Reibungskoeffizient nach Überschreiten des Ausklinkpunkts wieder ansteigt. Dem wirkt die daraus folgende Schererwärmung mit der folgenden Verringerung der Viskosität entgegen, so dass die Steigung des Reibungskoeffizienten im Bereich der Vollschrimerung einen degressiven Verlauf annimmt. Der Ausklinkpunkt, also der Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung, kann in diesen Diagrammen im Bereich $\lambda = 2 \dots 3$ identifiziert werden, womit er sich mit den Simulationsergebnissen der Pressungsberechnung aus Kapitel 6.1.1 deckt.

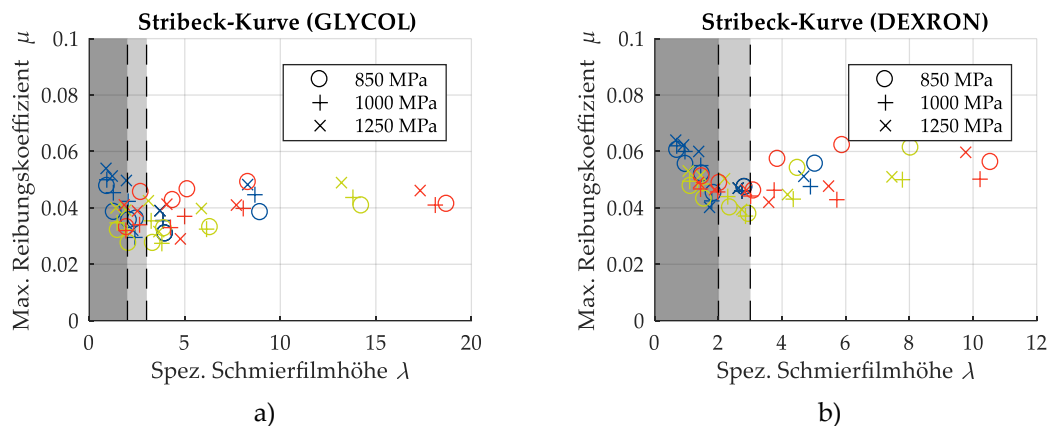


Abbildung 6.31 – Experimentell ermittelte maximale Reibungskoeffizienten als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe, der Summengeschwindigkeit und der Pressung (rau und glatt). Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s. a) GLYCOL; b) DEXRON

6.3 Verschleiß

6.3.1 Verschleißsimulation (raue Scheiben)

Als Anwendungsbeispiel zur *simulativen* Bestimmung des Verschleißes im Kontakt zweier *rauer Scheiben* (Zwei-Scheiben-Prüfstand) wird im Folgenden ein Lastfall mit einer Normalkraft von $F_N = 6850$ N betrachtet, was einer nominellen mittleren Pressung im Kontakt in Höhe von 1250 MPa entspricht. Die Summengeschwindigkeit wird mit 5 m/s angenommen, die Relativgeschwindigkeit mit 0.5 m/s. Somit ergibt sich ein Schlupf in Höhe von 10 %. Es werden sowohl ein trockener Kontakt, als auch ein mit dem Fluid GLYCOL geschmierter Kontakt betrachtet (Öleinlasstemperatur 60 °C). Die simulierte Versuchsdauer beträgt 60 Minuten. Die Simulation der Verschleißtiefe folgt dem in Kapitel 5.3 vorgestellten Modell. In Tabelle 6.9 sind die zur Simulation des Verschleißes verwendeten Materialparameter zusammengefasst. Die Festkörperreibung an den kontaktierenden Rauheitshügeln wird mit einem konstanten Reibungskoeffizienten von $\mu_{FK} = 0.12$ modelliert.

Tabelle 6.9 – Materialparameter zur Simulation des adhäsiven Verschleißes [157]

Parameter	Zeichen	Wert	Einheit
Zyklischer Verfestigungsexponent	M	6.22	-
Verfestigungsmodul	H	3.44	GPa
Wahre Festigkeit	τ_f	2.59	GPa
Ermüdungsgrenzbelastung	τ_e	0.77	GPa
Kritischer Schaden	D_c	0.5	-

Abbildung 6.32 zeigt die Simulationsergebnisse für die lokale Verschleißtiefe $z_{w,k}$ einer der beiden Scheiben für den trockenen (a) und den Mischreibungskontakt (b). Die Abbildung zeigt jeweils einen Schnitt durch die XZ-Ebene, wobei das globale Verschleißvolumen gleichmäßig über den gesamten Umfang der Scheiben verteilt ist. Die Verschleißtiefe (in schwarzer Farbe dargestellt) wird auf den Halbraum projiziert, der in grauer Farbe dargestellt ist. Die Abszisse zeigt die normierte x-Richtung entlang der langen Halbachse der Kontaktfläche (a_H), während die Ordinate die Verschleißtiefe in μm anzeigt.

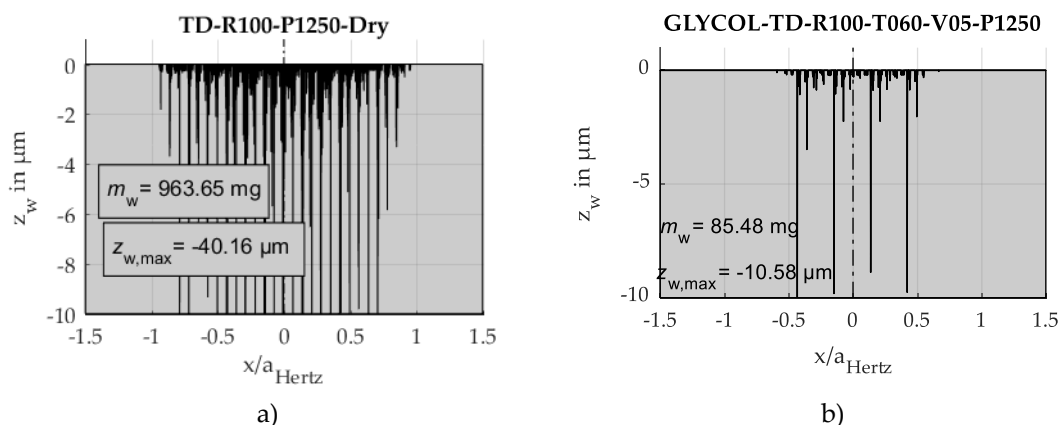


Abbildung 6.32 – Simulierter Verschleiß im Zwei-Scheiben-Kontakt (XZ-Ebene).

a) Trockener Kontakt; b) Mischreibung

Im Falle des trockenen Kontaktes (a) ist zu erkennen, dass sich der auftretende Verschleiß über die gesamte Kontaktzone ausbreitet, wobei Bereiche mit hoher flächenbezogener Leistungsdichte (ein hohes Produkt aus Relativgeschwindigkeit und Pressung) eine deutlich höhere Verschleißdichte aufweisen (hier: im zentralen Bereich, in welchem die Pressung am größten ist). Die Peaks erreichen Maximalwerte von $-40.2 \mu\text{m}$, welche zum Zwecke einer besseren Auflösung der Abbildung nicht mehr innerhalb der Skala dargestellt werden. Die simulierte Verschleißmasse für den trockenen Kontakt beträgt 963.65 mg . Für den Fall der Mischreibung (b) reduziert sich die Anzahl der Festkörperkräfte durch Bildung eines teilweise tragenden Schmierfilms, was zu einer Reduzierung des Verschleißes führt. Der auftretende Verschleiß nimmt insgesamt ab, während der maximale Verschleiß auf einen Wert von $-10.6 \mu\text{m}$ sinkt. Die Verschleißmasse für den Mischreibungskontakt beträgt 85.5 mg .

Der simulierte pressungsabhängige und ortsaufgelöste Verschleißkoeffizient befindet in einem Gesamtintervall von $K^i \in [1.0 \cdot 10^{-8}, 1.5 \cdot 10^{-5}]$. Der Mittelwert aller lokalen Verschleißkoeffizienten für den *trockenen Kontakt* beträgt $\bar{K}_{\text{tr}} = 9.05 \cdot 10^{-6}$. Der Mittelwert für den *Mischreibungskontakt* unterscheidet sich mit $\bar{K}_{\text{MR}} = 8.56 \cdot 10^{-6}$ davon nicht signifikant. Die Auswertung der jeweiligen *Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel* zeigt jedoch eine sehr große Abweichung. Die Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel für den *trockenen Kontakt* beträgt

$$n_{\text{FK,tr}} = 18846 \quad (6.1)$$

Die Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel für den Mischreibungskontakt ist jedoch deutlich geringer und beträgt

$$n_{\text{FK,MR}} = 1766 \quad (6.2)$$

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen und einen charakteristischen Belastungsparameter für die beiden Systeme ableiten zu können, welcher eine *mittlere Intensität* des Verschleißes angemessen beschreibt, wird der Mittelwert der Verschleißkoeffizienten \bar{K} jeweils mit der Anzahl der kontaktierenden Rauheitshügel multipliziert. Dieser Parameter soll hier als *Verschleißintensitätsfaktor* \bar{I} bezeichnet werden. Er beträgt für den trockenen Kontakt

$$\bar{I}_{\text{tr}} = \bar{K}_{\text{tr}} n_{\text{FK,tr}} = 0.171 \quad (6.3)$$

und für den Mischreibungskontakt

$$\bar{I}_{\text{MR}} = \bar{K}_{\text{MR}} n_{\text{FK,MR}} = 0.015 \quad (6.4)$$

Das Verhältnis zwischen beiden Faktoren beträgt

$$\frac{\bar{I}_{\text{MR}}}{\bar{I}_{\text{tr}}} = \bar{K}_{\text{tr}} n_{\text{FK,tr}} = 8.77 \% \quad (6.5)$$

und befindet sich damit in der gleichen Größenordnung, wie der prozentuale Anteil der Kraft, die durch die Festkörperkontakte übertragen wird (8.80%). Die Verschleißintensität kann also

durch die Bildung eines teilweise tragenden Schmierfilms signifikant verringert werden und das Maß der Verringerung des Verschleißes entspricht ungefähr dem Maß der Kraftreduzierung an den Festkörperkontakten durch die Bildung eines tragenden Schmierfilms.

Weitere Berechnungsergebnisse der Verschleißmassen für das Fluid GLYCOL bei einer mittleren Pressung von 1250 MPa und bei verschiedenen Temperaturen (40, 60 und 80 °C) sind in Abbildung 6.33 zusammengetragen.

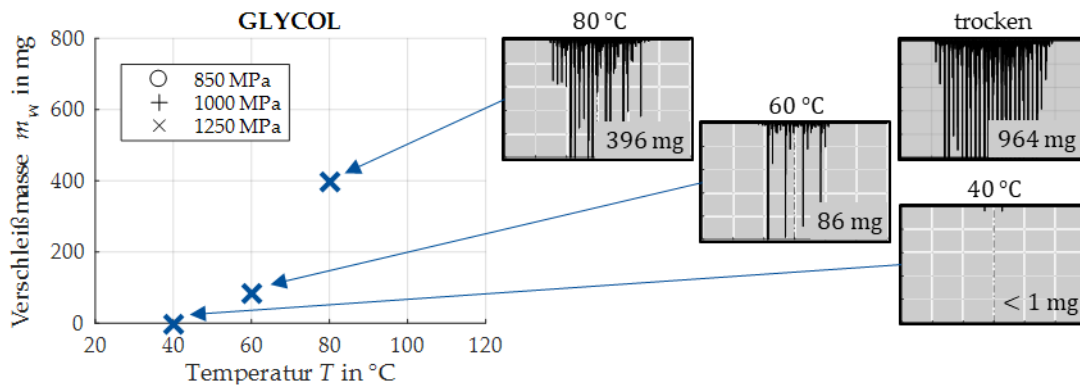


Abbildung 6.33 – Simulierte Verschleißmassen. GLYCOL

Die simulierte Verschleißmasse steigt mit steigender Temperatur exponentiell an, was mit dem steigenden Kraft- und Flächenanteil der Festkörperkontakte bei fallender Schmierfilmhöhe korreliert (vergleiche Abbildung 6.6, S. 120). In Abbildung 6.34 werden die simulierten Verschleißmassen aller Lastfälle für GLYCOL und DEXRON in jeweils einem Diagramm dargestellt (eine ausführliche Darstellung findet sich in Anhang 8.3). Für beide Fluide ist ein starker Anstieg des simulierten Verschleißes bei hohen Pressungen, hohen Temperaturen und geringen Summengeschwindigkeiten zu verzeichnen. Dabei erhöht eine hohe Pressung den Betrag des (mittleren) Verschleißkoeffizienten, während eine Erhöhung der Temperatur oder eine Senkung der Geschwindigkeit eine Verminderung der Schmierfilmhöhe zur Folge hat, was wiederum zu einer Erhöhung der Anzahl kontaktierender Rauheitshügel führt.

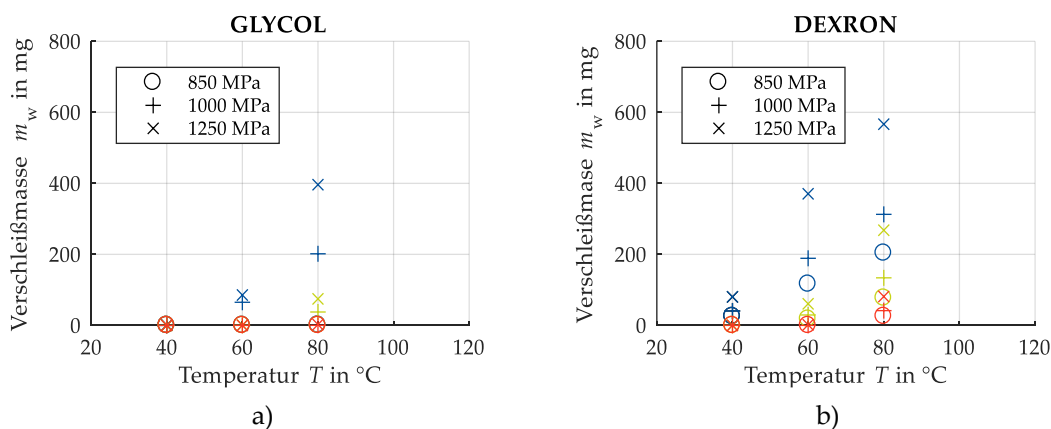


Abbildung 6.34 – Simulierte Verschleißmassen. a) GLYCOL; b) DEXRON. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s)

Beide Effekte haben eine verstärkende Wirkung auf die Verschleißintensität zur Folge und erhöhen somit den Verschleiß im betrachteten System.

In Abbildung 6.35 a) und b) sind die simulierten Verschleißmassen für beide Fluide in jeweils einem Diagramm zusammengefasst. Abbildungsteil a) zeigt dabei auf der vertikalen Achse den vollen Wertebereich bis 1000 mg Verschleißmasse – inklusive des Verschleißes für den trockenen Kontakt. In Abbildungsteil b) ist hingegen nur ein Ausschnitt bis zu einer Verschleißmasse von 3 mg dargestellt, um den Übergangsbereich von der Flüssigkeitsschmierung zur Mischreibung deutlicher herauszustellen.

Ähnlich wie bereits bei den Ergebnissen der Pressungsberechnung (Abbildung 6.7) ist deutlich zu erkennen, dass ab einer spezifischen Schmierfilmhöhe von $\lambda \approx 2$ – also bei Verlassen des Bereichs der echten Mischreibung – kein Verschleiß mehr auftritt. Der Verlauf der Verschleißkurve im Bereich der Mischreibung hingegen nimmt einen mit steigender Schmierfilmhöhe stark exponentiell fallenden Verlauf an.

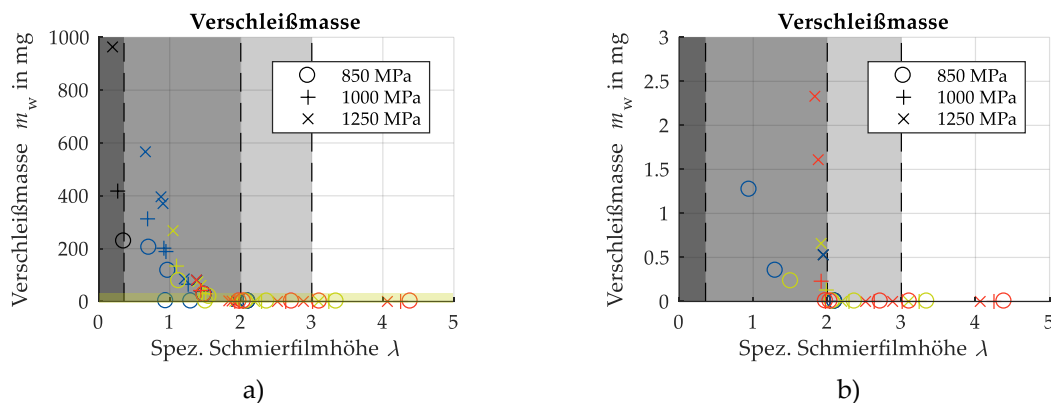


Abbildung 6.35 – Simulierte Verschleißmassen als Funktion der spezifischen Schmierfilmhöhe und der Pressung. Der Betrag der Summengeschwindigkeit wird durch die Farbe dargestellt (blau: 5 m/s; grün: 10 m/s; rot: 15 m/s).
 a) Volle Darstellung (Verschleißmasse bis 1000 mg);
 b) Teildarstellung (Verschleißmasse bis 3 mg)

In Anhang 8.3 sind die Ergebnisse aller durchgeführten Verschleißberechnungen aufgeführt.

6.3.2 Verschleißsimulation und -experiment (Axialzylinderrollenlager)

Ein Vergleich von Verschleißberechnungen mit experimentellen Ergebnissen erfolgt auf Basis der bereits in der unveröffentlichten Masterarbeit TERWEY (2017) [244] und in TERWEY et. al (2019) [157] vorgestellten Untersuchungen. In beiden Arbeiten wurden Axialzylinderrollenlager der Baugröße 81212 im Bereich der Grenzreibung ($\lambda < 0.25$) untersucht.

Es wird angenommen, dass sich die Kontaktmechanik des Tribosystems im Bereich der Grenzreibung ähnlich wie im trockenen System verhält und der Schmierstoff aufgrund der geringen Schmierfilmhöhe lediglich einen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten besitzt, nicht aber auf die Pressungsverteilung im rauen Kontakt. Es werden drei Lastfälle (LF) mit verschiedenen axialen Lagerlasten in Höhe von 25, 37.5 und 50 kN betrachtet. Daraus ergeben sich

unter Berücksichtigung der Anzahl der Wälzkörper sowie der Rollenprofilierung HERTZ'sche Pressungen in Höhe von 1028, 1216 beziehungsweise 1383 MPa. In Abbildung 6.36 ist die simulierte Kontaktfläche zwischen einer belasteten Zylinderrolle und der Wellenscheibe qualitativ dargestellt.

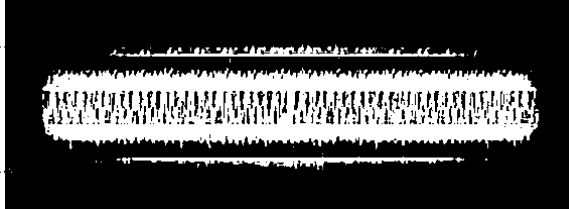


Abbildung 6.36 – Simulierte reale Kontaktfläche zwischen Zylinderrolle und Wellenscheibe (trocken)

Für jeden Lastfall wird eine konstante Umdrehungsfrequenz des Lagers von $n = 7.5 \text{ min}^{-1}$ und eine Versuchsdauer von 80 h betrachtet. Die Versuchsdauer entspricht einer Anzahl von 36000 Umdrehungen des Wälzlagers. Der Reibungskoeffizient an den kontaktierenden Rauheitshügeln wird mit einem konstanten Wert von $\mu_{FK} = 0.18$ festgelegt. Durch das Pressungsfeld und die kinematisch bedingte Relativgeschwindigkeit zwischen der Rolle und den Scheiben bildet sich ein W-förmiges Verschleißprofil aus.

In Abbildung 6.37 a)-c) sind die Ergebnisse der Verschleißberechnung der drei Lastfälle für die Wälzkörper (oberer Kontaktpartner) und die Wellenscheibe (unterer Kontaktpartner) im Schnitt durch eine Radialebene (analog zu Abbildung 4.10, S. 78) dargestellt. Die graue Farbe repräsentiert den Grundwerkstoff, während die schwarzen Bereiche das durch Verschleiß entfernte Volumen darstellen. Die Tiefe der schwarzen Bereiche zeigen die lokale Verschleißtiefe entlang der Wälzkörperachse an. Auf der linken Seite ist jeweils der innere Teil des Lagers dargestellt, in welchem negativer Schlupf (vorauselende Scheibe) auftritt. Positiver Schlupf tritt auf der äußeren Hälfte auf (vorauselender Wälzkörper). Zu beachten ist, dass es sich beim Wälzkörper um eine logarithmisch profilierte Zylinderrolle handelt, welche aufgrund der ungleich skalierten Achsen verzerrt dargestellt wird.

Die berechnete Verschleißmasse $m_{w,wk}$ der Wälzkörper entspricht der Summe aller Verschleißmassen der insgesamt 15 Wälzkörper. Die Verschleißmasse der Wellenscheibe wird durch $m_{w,ws}$ ausgedrückt. Der qualitative Verlauf des Verschleißes entspricht dem des Produktes der lokalen Pressung und der lokalen Relativgeschwindigkeit (pv -Wert) und ist aufgrund unterschiedlicher Relativgeschwindigkeiten an der inneren und der äußeren Seite leicht asymmetrisch. Die experimentelle Validierung erfolgt am FE-Prüfstand mit einem Mineralöl mit einer Viskosität von $\nu_{40} = 186 \text{ cSt}$ bei 40 °C . Im Tribosystem bildet sich eine Schmierfilmhöhe von $\lambda = 0.07$, was dem Bereich der Grenzreibung entspricht. In Abbildung 6.37 d)-f) sind die nach dem Versuch gemessenen Profile der Wälzkörper und der Wellenscheiben dargestellt, welche direkt mit den Simulationsergebnissen aus den Abbildungsteilen a)-c) verglichen werden können.

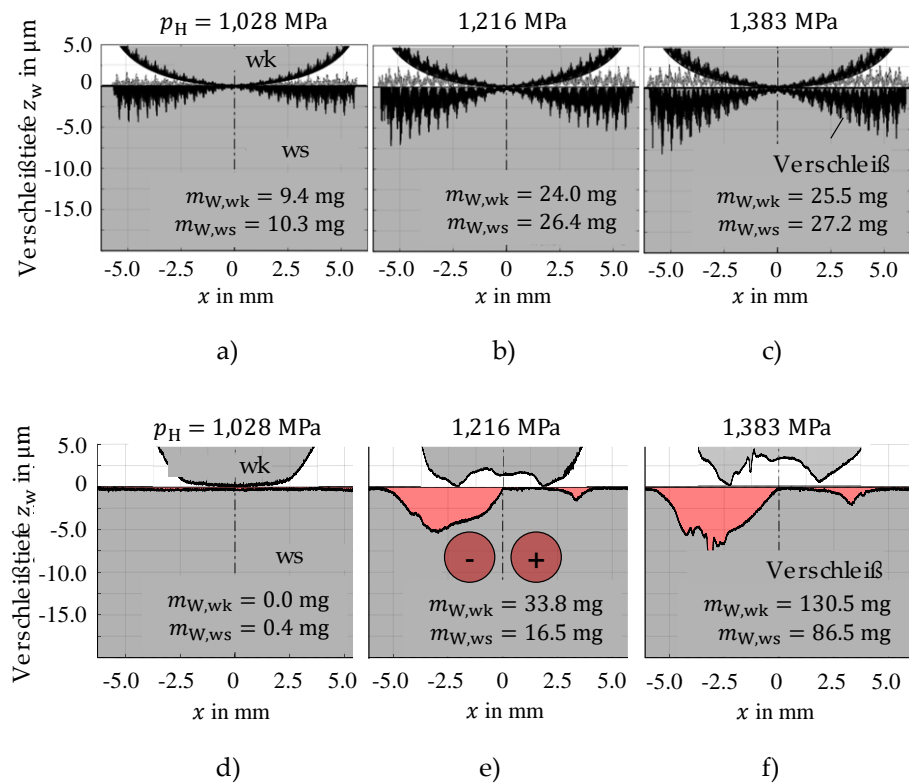


Abbildung 6.37 – Simulation und Experiment zum Verschleiß an Axialzylinderrollenlagern (Verschleißtiefe und -masse). [157]

Simulation:

a) LF 1 ($p_H = 1028$ MPa); b) LF 2 ($p_H = 1216$ MPa); c) LF 3 ($p_H = 1383$ MPa).

Experiment:

d) LF 1 ($p_H = 1028$ MPa); e) LF 2 ($p_H = 1216$ MPa); f) LF 3 ($p_H = 1383$ MPa)

In Lastfall 1 tritt wenig bis gar kein Verschleiß auf. Lastfall 2 zeigt eine maximale Verschleißtiefe von circa $5 \mu\text{m}$ im Bereich des negativen Schlupfes. Der Bereich des negativen Schlupfes zeigt deutlich mehr Verschleiß. Für Lastfall 3 zeigt sich ebenfalls eine Verschleißmulde im Bereich des negativen Schlupfes, welche jedoch mit einer maximalen Tiefe von circa $10 \mu\text{m}$ deutlich größer ausfällt. Auch hier ist der Verschleiß auf der Seite des positive Schlupfes signifikant geringer.

In Tabelle 6.10 sind die *simulierten* Maximalwerte der jeweiligen Verschleißtiefen und die Verschleißmassen, in Tabelle 6.11 die maximalen Verschleißtiefen und -massen der am FE8-Prüfstand durchgeführten *Experimente* zusammengefasst. In Abbildung 6.38 werden die Ergebnisse der Simulation (dunkelgrau) und der Experimente (hellgrau) bezüglich der *Verschleißmasse* direkt miteinander verglichen, in Abbildung 6.39 sind die Ergebnisse zur *Verschleißtiefe* gegenübergestellt.

Tabelle 6.10 – Simulierte maximale Verschleißtiefe und Verschleißmasse

Lastfall	Wälzkörperverschleiß		Wellenscheibenverschleiß	
	Tiefe in μm	Masse in μm	Tiefe in μm	Masse in μm
1	1.6	9.4	4.3	10.3
2	2.6	24.0	7.2	26.4
3	2.9	25.5	8.0	27.2

Tabelle 6.11 – Experimentell ermittelte maximale Verschleißtiefe und Verschleißmasse

Lastfall	Wälzkörperverschleiß		Wellenscheibenverschleiß	
	Tiefe in μm	Masse in μm	Tiefe in μm	Masse in μm
1	0.7	0.0	0.9	0.4
2	1.7	33.8	3.1	16.5
3	8.4	130.5	12.9	86.5

Die simulierte Verschleißmasse ist in Lastfall 1 sowohl für die Wellenscheiben als auch für die Wälzkörper höher, als die experimentell ermittelten Werte (nahezu verschleißfrei). In Lastfall 2 ist die simulierte Verschleißmasse für die Wellenscheiben etwas zu hoch, für die Wälzkörper etwas zu gering. Lastfall 3 zeigt einen signifikanten Unterschied zwischen Simulation und Versuch. Die berechnete Verschleißmasse ist um einiges geringer als die experimentell ermittelte. Ähnlich wie die Verschleißmasse verhält sich auch die simulierte Verschleißtiefe.

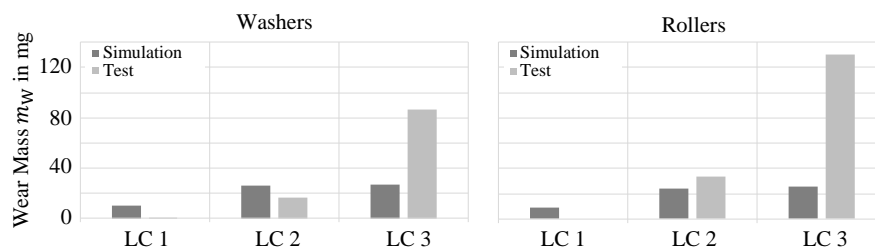


Abbildung 6.38 – Verschleißmasse Axialzylinderrollenlager – Simulation und Experiment [157]

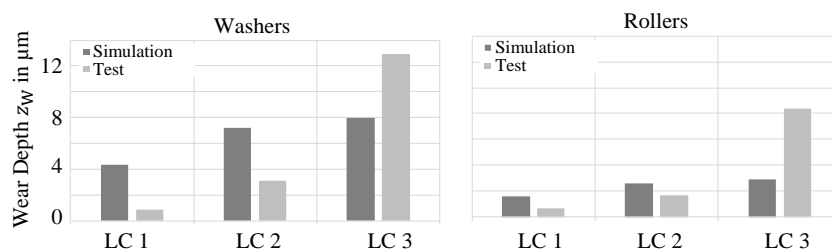


Abbildung 6.39 – Verschleißtiefe Axialzylinderrollenlager – Simulation und Experiment [157]

Ähnlich wie zuvor von KRAUSE und POLL (1986) [169] (vergleiche Kapitel 2.4.1), konnte auch von WOLF (2008) [163] eine Grenze des lokalen Energieeintrages (pv_{lim}) identifiziert werden, welcher den Übergang vom milden zum heftigen Verschleißregime beschreibt. Als charakteristischen Wert für das Axialzylinderrollenlager konnte WOLF einen Grenzverschleiß $m_{w,wk,\text{lim}}$ ermitteln, welcher die Verschleißmasse beim Übergang beschreibt (Abbildung 6.40). Auch

VAN DE SANDT (2004) [246] untersuchte das Verschleißverhalten von Wälzlagern und ermittelte eine kritische Verschleißmasse von $m_{w,wk,lim} = 10 \text{ mg}$ für Lager der Baugröße 81212. Mit Hilfe dieser Klassifizierung können die drei in dieser Arbeit behandelten Lastfälle der experimentellen Verschleißuntersuchung in die Kategorien *milder Verschleiß* (Lastfall 1), *Übergang* (Lastfall 2) und *heftiger Verschleiß* (Lastfall 3) eingeordnet werden.

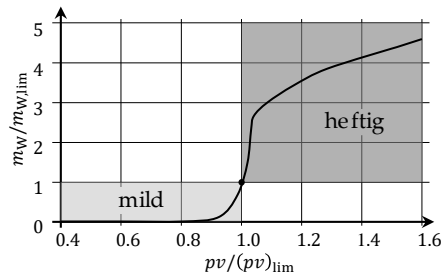


Abbildung 6.40 – Übergang vom milden zum heftigen Verschleiß [163]

Es kann somit die Schlussfolgerung gezogen werden, dass das Verschleißmodell die Bereiche des *milden* Verschleißes (LF 1) und des *Übergangs* (LF2) zu beschreiben in der Lage ist. Sowohl im Bereich des *heftigen* Verschleißes (LF 3) als auch im Bereich des *negativen Schlupfes* wirken jedoch weitere Verschleißmechanismen, die im vorliegenden Modell nicht berücksichtigt werden und somit zu einer starken Abweichung zwischen simulativ und experimentell ermittelten Verschleißwerten führen. Weiterhin wird eine sich mit steigendem Verschleiß und daraus folgender Geometrieänderung auch geänderte Pressungsverteilung nicht berücksichtigt.

6.3.3 Analyse relevanter Einflussparameter auf den Verschleiß

Einfluss der Pressung und des Reibungskoeffizienten auf den Verschleißkoeffizienten

Wie bereits erläutert, haben sowohl die Scherspannung – und damit der Reibungskoeffizient – als auch die lokal wirkende Pressung jeweils einen großen Einfluss auf den adhäsiven Verschleiß. Während die lokale Pressung numerisch berechnet werden kann, ist die Bestimmung des (Festkörper-)Reibungskoeffizienten nach wie vor schwierig. Um den Einfluss des lokalen Reibungskoeffizienten und der lokalen Pressung auf den Betrag des Verschleißkoeffizienten zu veranschaulichen, wurde eine Parameterstudie durchgeführt.

Eine Variation der lokalen Pressung in einem Bereich von 3,5 bis 8,0 GPa und des Reibungskoeffizienten in einem Bereich von 0,10 bis 0,20 führt zu ARCHARD-Verschleißkoeffizienten bis zu einem Betrag von $K = 1,3 \cdot 10^{-3}$ (wobei der Mindestwert für den Verschleißkoeffizienten auf $K_{min} = 1,0 \cdot 10^{-8}$ gesetzt wurde). In Abbildung 6.41 sind die Kurven der Verschleißkoeffizienten in Abhängigkeit der lokalen Pressung als Schar des Reibungskoeffizienten dargestellt.

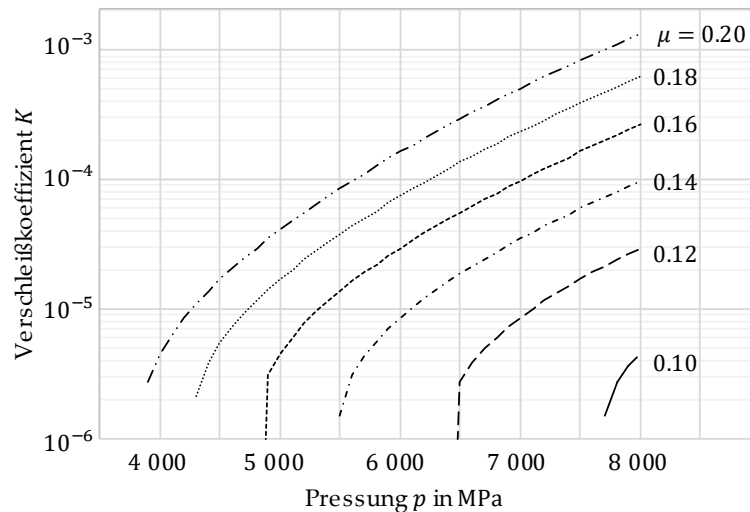


Abbildung 6.41 – ARCHARD-Verschleißkoeffizient als Funktion der lokalen Pressung und als Schar des Reibungskoeffizienten

Sowohl die Pressung, als auch der Reibungskoeffizient besitzen also einen entscheidenden Einfluss den Verschleißkoeffizienten. Die Pressung wird aus dem Halbraummodell ermittelt und – zumindest im Bereich der Mischreibung – nach oben hin durch die Fließpressung begrenzt (vergleiche Kapitel 6.1.2). Wie gezeigt wurde, hat die Wahl der Fließpressung nur einen geringen Einfluss auf das Ergebnis der Pressungsverteilung, so lange ihr Betrag größer als 4 GPa ist. Nichtsdestotrotz besitzt die Pressung, wie hier gezeigt, einen exponentiellen Einfluss auf den Verschleißkoeffizienten, was durch die in der Praxis zu beobachtende Aufteilung in die Bereiche des *milden* und des *heftigen* Verschleißes bestätigt werden kann.

Zusätzlich wirkende Verschleißmechanismen

Sowohl aus den simulativen als auch den experimentellen Ergebnissen kann abgeleitet werden, dass der Verschleiß im Bereich des negativen Schlupfes deutlich höher ausfällt als im Bereich des positiven Schlupfes. Nach LEUBE (1986) [245] und WOLF (2008) [163] kann dies vor allem durch zwei Phänomene erklärt werden:

1) Die Superposition einer Wälz- und einer Gleitbewegung im Schlupfbereich führt zu Spannungsüberhöhungen am Eingang (bei positivem Schlupf) beziehungsweise am Ausgang der Kontaktzone (bei negativem Schlupf). Die durch adhäsiven Verschleiß abgelösten Verschleißpartikel verbleiben jeweils im Tribosystem, bis zu in Richtung der Summengeschwindigkeit („nach hinten“) aus diesem heraustransportiert werden. Da die Pressungsüberhöhung im Bereich des negativen Schlupfes ebenfalls am Ende der Kontaktzone auftritt, wirken hier die Verschleißpartikel zusätzlich in stark abrasiver Weise.

2) Der zweite Erklärungsansatz beruht auf dem Vorliegen eines Spannungsmaximums unterhalb der Oberfläche, welches die Bildung von Mikrorissen hervorruft. Die Orientierung der Risse zeigt in Richtung der Rollbewegung im Bereich des negativen Schlupfes – und entgegen der Richtung der Rollbewegung im Bereich des positiven Schlupfes. In geschmierten Tribosystem füllen sich die Risse folglich nur im Bereich des negativen Schlupfes mit dem Fluid, in

welchen dieses dann gefangen ist. Die zusätzliche Gleitbewegung führt zu einer Kompression des gefangenen Fluids im Riss, bis dieses aufgrund der Druckerhöhung explosionsartig den Riss öffnet und damit weitere Verschleißpartikel (Pittingschäden) ablöst [245]. Dieser zusätzliche Verschleißmechanismus ist schematisch in Abbildung 6.42 dargestellt.

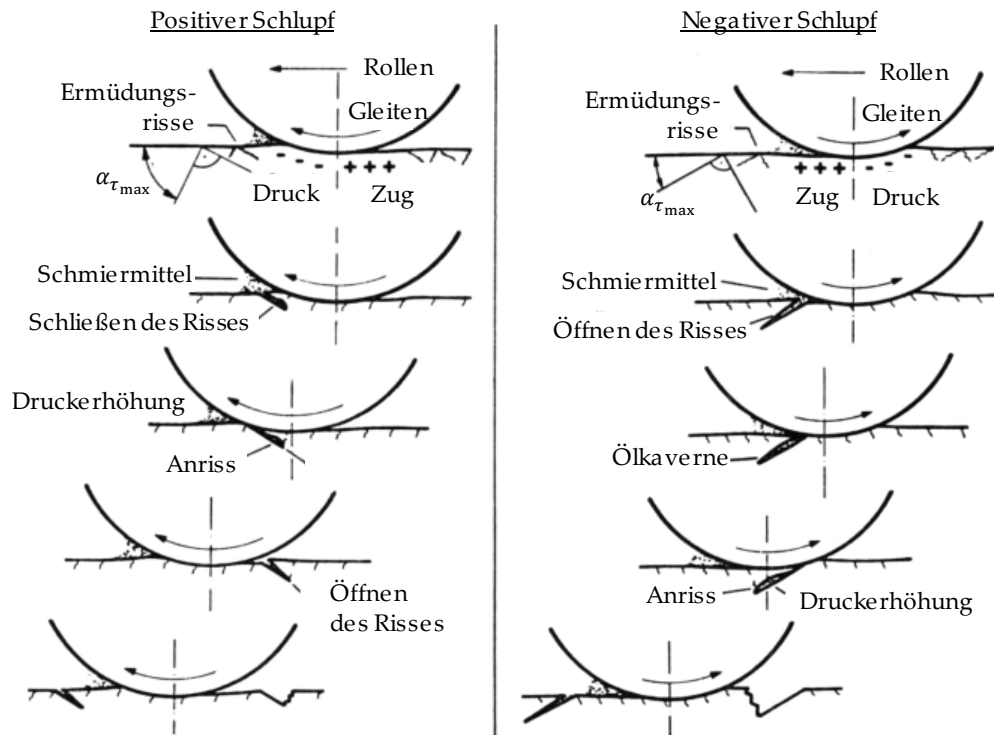


Abbildung 6.42 – Entstehung von Pittingschäden infolge von Ermüdungsrissen in Abhängigkeit der Schlupfrichtung [245]

7 Zusammenfassung und Ausblick

Summary and Outlook

Die Simulation von Tribosystemen stellt trotz Einsatz moderner numerischer Methoden und Hilfsmittel immer noch eine Herausforderung dar. Um dem steigenden Bedarf nach einem effizienten Betrieb von Maschinenelementen aber Rechnung zu tragen, ist eine detaillierte Analyse der Verhältnisse in den einzelnen tribologischen Kontakten nach wie vor unabdingbar. Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, Modelle und Näherungslösungen für Reibung und Verschleiß im Bereich der Mischreibung von ölgeschmierten Wälzkontakten zu entwickeln und dabei die realen Oberflächenrauigkeiten sowie die realen rheologischen Eigenschaften der Prüffluide zu berücksichtigen. Die Entwicklung der vorgestellten Modelle erfolgte anhand des Tribosystems *Zwei-Scheiben-Kontakt*, womit gleich mehrere Vorteile genutzt werden konnten:

- Der Kontakt ist kinematisch bestimmt und unterliegt nur wenigen dynamischen Störgrößen
- Das System bildet einen einzelnen Modellkontakt ab, welcher in einer experimentellen Untersuchung messtechnisch zugänglich ist
- Störeffekte aus realen Anwendungen werden weitestgehend ausgeschaltet

Der Aufbau der vorliegenden Arbeit orientierte sich einerseits an den zentralen Beschreibungsgrößen des Tribosystems – *Kontaktpressung*, *Reibung* und *Verschleiß* –, andererseits wurde auf die enge Verknüpfung von *Experiment* und *Simulation* Bezug genommen. So beginnt der Hauptteil dieser Arbeit mit der Beschreibung der experimentellen Ausstattung in Form eines Zwei-Scheiben- und eines FE8-Prüfstands. Als zu untersuchende Prüffluide wurden zwei synthetische Modell- und Praxisschmierstoffe ausgewählt und zu Beginn rheologisch analysiert. Die untersuchten Betriebszustände berücksichtigen verschiedene Last-, Temperatur- und Geschwindigkeitskombinationen und die Prüfmatrix war so gestaltet, dass sowohl Untersuchungen im Bereich der Vollschmierung als auch im Bereich der Mischreibung möglich waren.

Die Entwicklung eines Simulationsmodells zur Beschreibung der *Kontaktpressung* fokussierte sich auf zwei Schwerpunkte: 1) Die Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit auch für relativ große Kontaktflächen und 2) die Modellierung der Kontaktpressung im Bereich der Mischreibung. Zum erstgenannten Schwerpunkt wurde die *Method of Combined Solutions* numerisch umgesetzt, welche eine schrittweise Lösung des Gesamtproblems ermöglicht und somit die Abbildung großer Kontaktflächen erlaubt. Der letztgenannte Schwerpunkt erforderte eine Kopplung der Lösung des Kontaktproblems mit der zu betrachtenden Schmierfilmhöhe. Die Ergebnisse der Pressungsberechnung zeigten, dass bereits bei Vorliegen eines dünnen Schmierfilms die Oberflächen in Teilen voneinander getrennt werden und ein Großteil der Normalkraft vom Schmierfilm aufgenommen werden kann. Es konnte des Weiteren gezeigt werden, dass eine lastabhängige untere Grenze der Schmierfilmdicke existiert, unterhalb derer der Schmierfilm nicht mehr an der Kraftübertragung beteiligt ist. Diese Grenze liegt für das untersuchte System im Bereich einer spezifischen Schmierfilmhöhe von $\lambda = 0.20 \dots 0.35$. Auf

der anderen Seite liegt bei dickeren Schmierfilmen ein *lastunabhängiger* Übergang zum Bereich der Vollschnierung vor, ab welchem keine mechanischen Festkörperkontakte mehr vorliegen. Der Beginn dieses Übergangs konnte für eine spezifische Schmierfilmhöhe von $\lambda = 2$ identifiziert werden. Nichtsdestotrotz wechselwirken die Rauheitshügel auch für dickere Schmierfilme noch miteinander und können so auch im Bereich vermeintlicher Vollschnierung die Reibung des Systems weiterhin beeinflussen.

Am Zwei-Scheiben-Prüfstand wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur *Reibung* im Bereich der Vollschnierung und der Mischreibung durchgeführt. Dazu wurden Traktionskurven aufgezeichnet und die Einflussparameter *Last*, *Summengeschwindigkeit* und *Öleintemperatur* systematisch untersucht. In der Simulation konnte für den Bereich der *Vollschnierung* auf bereits verfügbare Fluidmodelle zurückgegriffen werden, welche durch die Berücksichtigung eines nicht-NEWTON'schen Fließverhaltens sowie einer vorliegenden Grenzschubspannung eine Annäherung der Fluidreibung über den gesamten untersuchten Parameterbereich ermöglichen. Es konnte bestätigt werden, dass die Pressung, die Scherrate und die Temperatur die Traktion signifikant beeinflussen, während die Summengeschwindigkeit vor allem für die Bildung des Schmierfilms und die daraus folgende Schererwärmung verantwortlich ist. In Vereinbarkeit mit den Untersuchungen von STRIBECK zeigte sich, dass eine höhere Summengeschwindigkeit – und damit auch ein dickerer Schmierfilm – eine erhöhte Fluidreibung zur Folge hat.

Um den Bereich der *Mischreibung* zu modellieren wurde die Kontaktzone in zwei lokal aufgelöste Bereiche unterteilt: *Festkörperreibung* an den Stellen kontaktierender Rauheitshügel und *Fluidreibung* in den Zwischenräumen. Die Berechnung der lokalen Fluidreibung erfolgte auf Basis der gleichen Fluidmodellierung wie bereits im Bereich der Vollschnierung. Für die Festkörperkontakte wurde diese Modellierung erweitert, indem auch hier das Vorliegen eines Schmierfilms angenommen wurde. Der Druck des Schmierfilms zwischen zwei sich berührenden Rauheitshügeln wurde dementsprechend mit der vorliegenden lokalen Festkörperpressung gleichgesetzt. In Folge der hohen lokalen Scherraten wird im Fluid die Grenzschubspannung erreicht. Es zeigte sich, dass die Mischreibung mit dieser Methode für einen engen Bereich von Parameterkombinationen gut abbildbar ist, die Abweichungen zu experimentell ermittelten Traktionsverläufen mit steigender Parameterbandbreite aber größer werden. Bei dünnen Schmierfilmen und starker Mischreibung wird die tatsächlich vorliegende Reibung unterschätzt, was vor allem auf die Sensitivität des Gesamtmodells und eine Abweichung der tatsächlichen von der angenommenen Schmierfilmtemperatur zurückgeführt wurde. Nichtsdestotrotz konnten auch unter diesen Bedingungen die *qualitativen* Verläufe gut vorhergesagt werden.

Eine finale Auswertung der maximalen Reibwerte aller gemessenen Traktionskurven in Form einer STRIBECK-Kurve konnte den aus der Berechnung der Pressungsverteilung vorhergesagten Übergang von der Mischreibung zur Vollschnierung im Bereich einer spezifischen

Schmierfilmhöhe von $\lambda = 2$ bestätigen. Zusätzlich zeigte sich jedoch der aus der Literatur bekannte Effekt einer weitergehenden Wechselwirkung der Oberflächen für dickere Schmierfilme, welcher in den Simulationsmodellen nicht berücksichtigt wird. Aus den experimentellen Untersuchungen konnte dieser als *Übergangsbereich* bezeichnete Zustand für spezifische Schmierfilmhöhen im Bereich $\lambda = 2 \dots 3$ identifiziert werden.

Die Simulation des *Verschleißes* erfolgte auf Basis des ARCHARD-Modells, welches mit Hilfe eines energetischen Ansatzes modifiziert wurde. Zur numerischen Bestimmung des Verschleißkoeffizienten wurde dieser als Kehrwert einer Anzahl ertragbarer Lastzyklen der Rauheitshügel definiert. Die Bestimmung der exponentiell fortschreitenden lokalen Schädigung, welche bei Überschreiten eines kritischen Schadens die Ablösung von Verschleißpartikeln zur Folge hat, wurde mittels eines Ansatzes aus der Schädigungsmechanik numerisch umgesetzt. Dies erlaubte die orts aufgelöste Berechnung eines Verschleißkoeffizienten in Abhängigkeit der lokal vorliegenden Pressung und des lokalen Reibwerts. Am Beispiel des Zwei-Scheiben-Kontaktes wurde die lokale Verschleißtiefe für ausgewählte Parameterkombinationen berechnet und die Auswirkung eines entlastend wirkenden Schmierfilms analysiert. Es konnte gezeigt werden, dass die Reduzierung der Belastung der Festkörperkontakte auch eine signifikante Reduzierung des Verschleißes bewirkt.

Eine Validierung des Verschleißmodells erfolgte auf Basis bereits vor dieser Arbeit entstandenen und publizierten Untersuchungen am FE8-Prüfstand im Bereich der Grenzreibung. Die Simulation des Verschleißes zeigte gute Übereinstimmungen mit Versuchsergebnissen für das milde Verschleißregime. Nach Überschreiten des Verschleißumschlagpunktes sowie unter Wirkung weiterer Verschleißmechanismen konnte im Bereich des heftigen Verschleißes jedoch keine durchgängige Übereinstimmung von Versuch und Experiment verzeichnet werden. Nichtsdestotrotz wurde die grundsätzliche Möglichkeit der Übertragung der entwickelten Verschleißmodelle auf reale Maschinenelemente aufgezeigt.

Insgesamt konnten die in dieser Arbeit entwickelten numerischen Modelle und Algorithmen erfolgreich auf den Modell- und den Bauteilkontakt angewendet und durch entsprechende experimentelle Untersuchungen validiert werden.

Die Berechnung der Reibung für den Bereich der Vollschmierung ist über einen großen Parameterbereich möglich. Eine Erweiterung der Reibmodelle in den Bereich der Mischreibung ist ebenfalls möglich, bringt allerdings eine stärkere Komplexität mit sich. Weichen die berechnete und die tatsächlich vorliegende Schmierfilmhöhe signifikant voneinander ab, stimmt das Verhältnis zwischen Festkörper- und Fluidkontakten nicht mehr überein. Diese Sensitivität des Systems führt zu einer simulativen Über- oder Unterschätzung der Gesamtreibung. Als zielführend für weitere Untersuchungen wird daher eine tiefergehende Analyse der tatsächlich vorliegenden Schmierfilmtemperaturen und eine Rückführung dieser Temperaturen in das Kontaktmodell angesehen. Zu bedenken ist dabei jedoch, dass die Berechnung der Kontaktpressung den größten Teil der Rechenkapazität in Anspruch nimmt, so dass eine

mehrfache Neuberechnung der Pressungsverteilung für (auch schlupfabhängig) aktualisierte Temperaturfelder einen erhöhten Rechenaufwand zur Folge hat. Weiterhin kann die Unterteilung der Mischreibung in Flüssigkeits- und Festkörperreibung (mit Benetzung der Rauheitserhebungen durch das Fluid) durch einen dritten Anteil – der echten Trockenreibung – ergänzt werden. Dies würde dem Unterschätzen der Gesamtreibung bei starker Mischreibung entgegenwirken.

Die Modellierung des Verschleißes zeigte Ungenauigkeiten im Bereich des heftigen Verschleißes, da zusätzliche Verschleißmechanismen keine Berücksichtigung finden. Für zukünftige Arbeiten auf diesem Gebiet ist daher die Berücksichtigung solcher zusätzlicher Mechanismen denkbar – zum Beispiel durch die Implementierung abrasiver Verschleißmodelle. Eine zusätzliche Berücksichtigung der durch den fortschreitenden Verschleiß hervorgerufenen Geometrieänderung (auf Mikro- und Makroebene) in der Pressungsberechnung würde ein genaueres Bild des tatsächlichen Verschleißes über der Zeit abgeben. Dazu müsste nach einer definierten Anzahl von Lastzyklen das Pressungsfeld im Halbraummodell neu berechnet und der lokale Verschleißkoeffizient neu bestimmt werden.

Des Weiteren kann dem Verschleiß in realen geschmierten System mit einem Schichtaufbau durch die im Schmierstoff enthaltenen Additive entgegengewirkt werden. Der Zustand des milden Verschleißes ist dann dadurch charakterisiert, dass der Schichtaufbau schneller erfolgt, als der Schichtabbau durch Verschleiß. Heftiger Verschleiß liegt somit bei einem Ungleichgewicht hin zur Seite des Verschleißes vor. Diese Wechselwirkung zwischen Schichtauf- und Schichtabbau kann durch geeignete molekulardynamische Modelle beschrieben werden. Derzeit bereits laufende oder in der Beantragungsphase befindliche Forschungsprojekte zielen in genau diese Richtung.

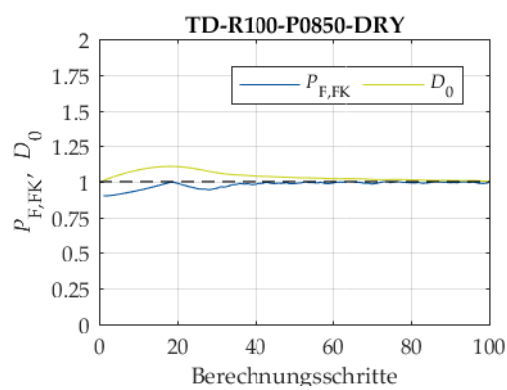
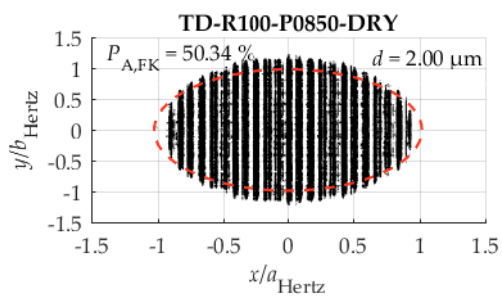
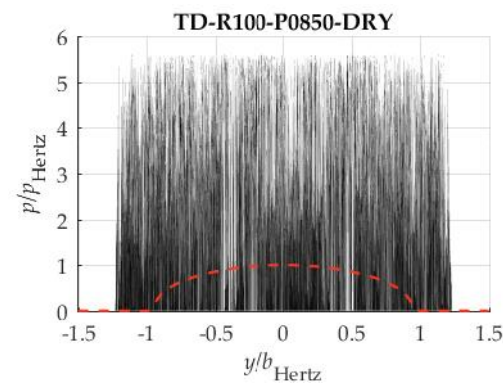
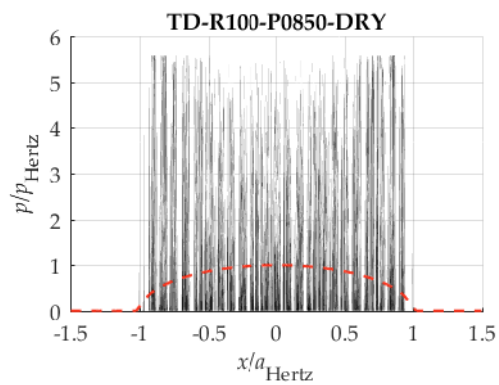
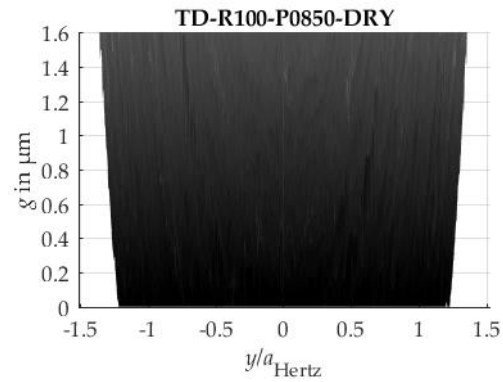
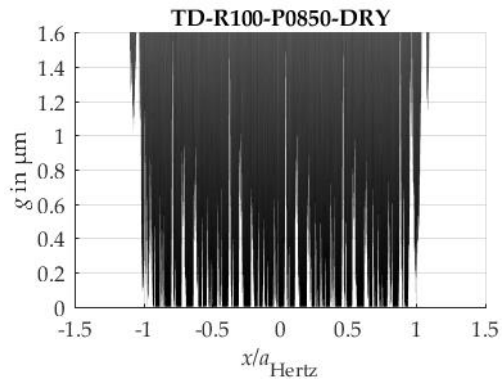
8 Anhang

Appendix

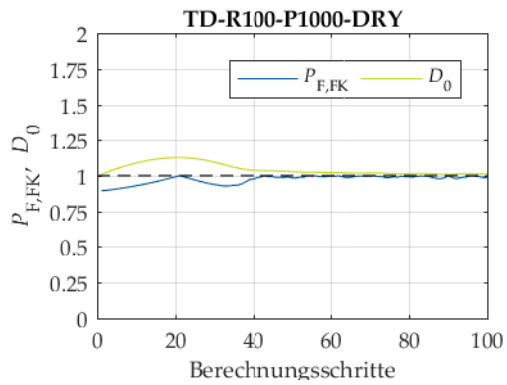
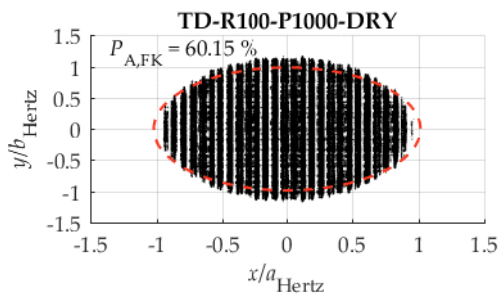
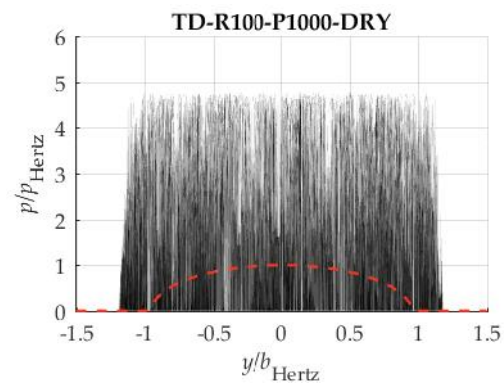
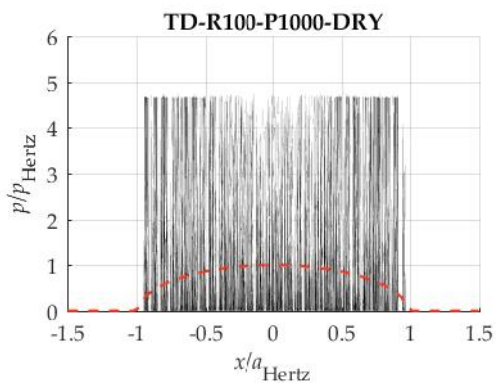
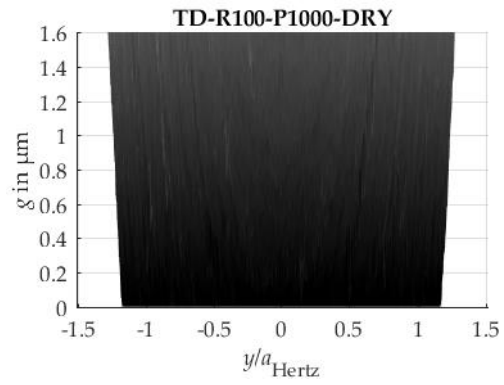
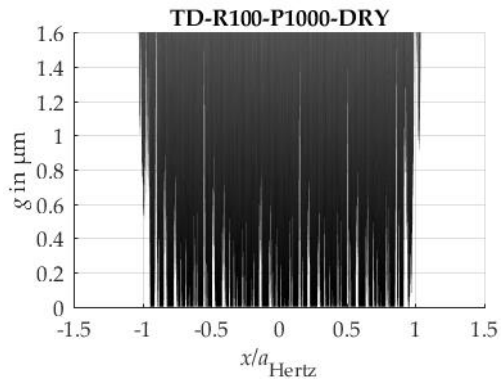
8.1 Kontaktpressung (Simulation)

8.1.1 Trockener Kontakt (rau)

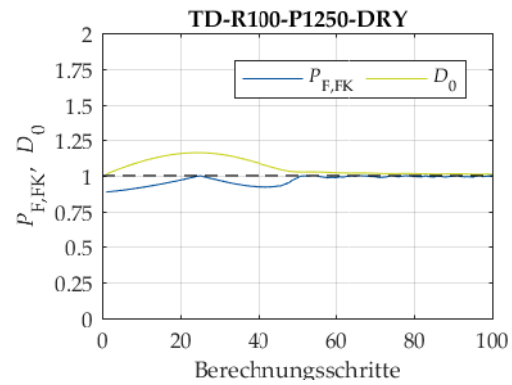
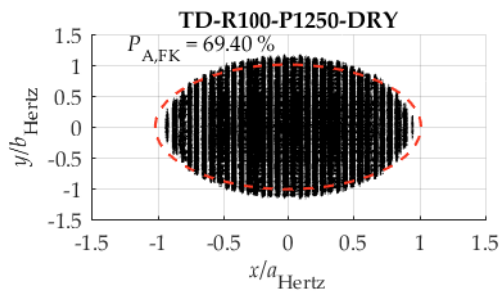
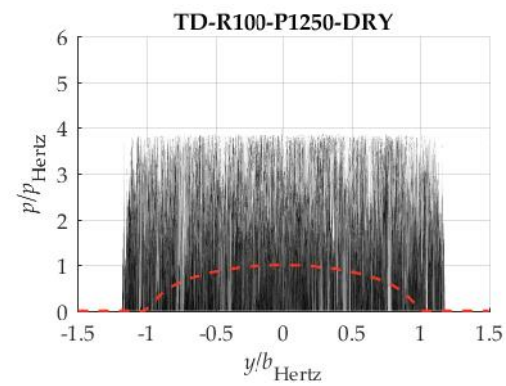
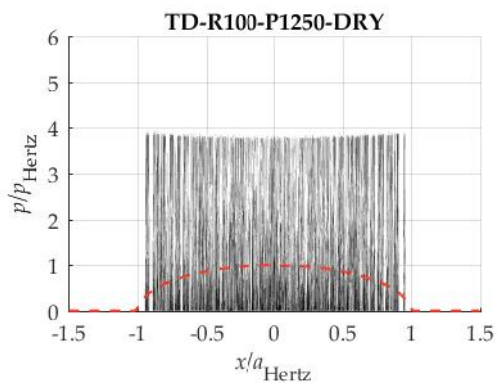
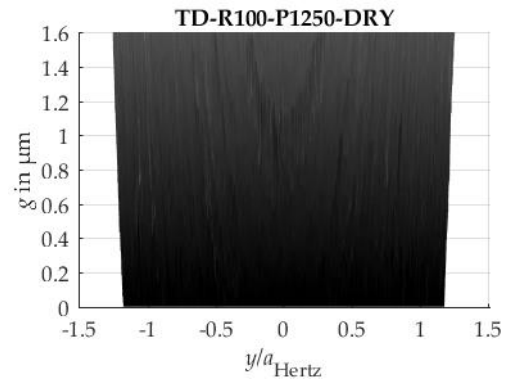
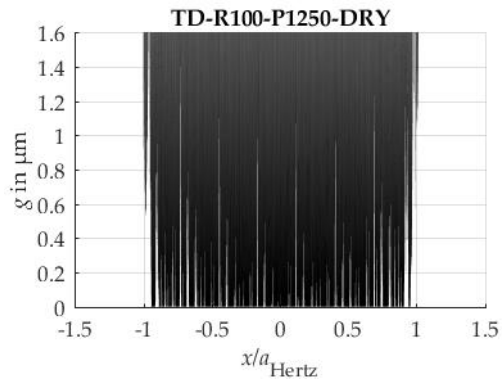
Trockener Kontakt (rau) – P0850



Trockener Kontakt (rau) – P1000

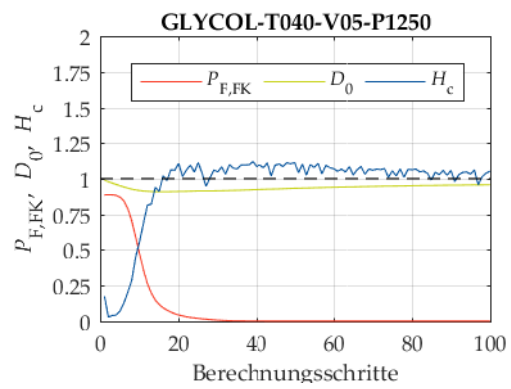
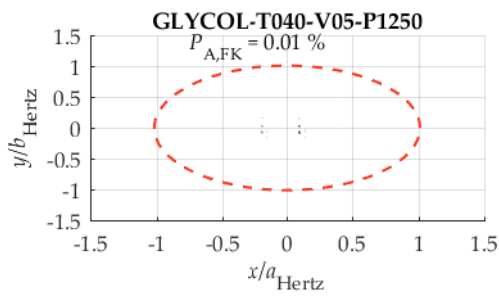
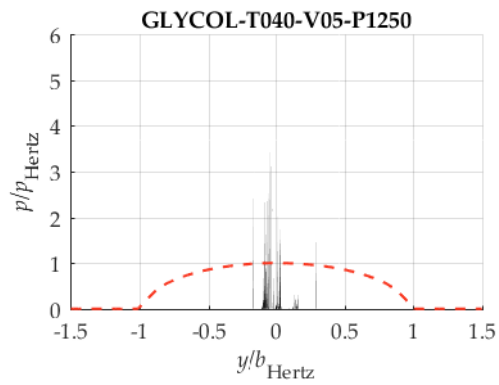
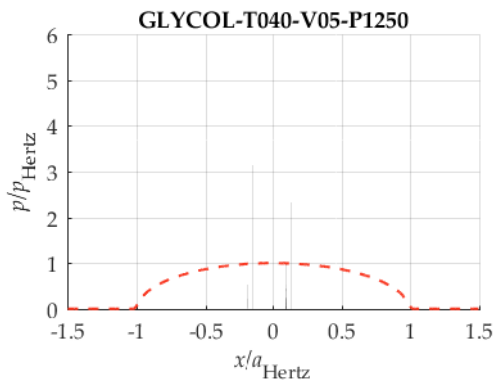
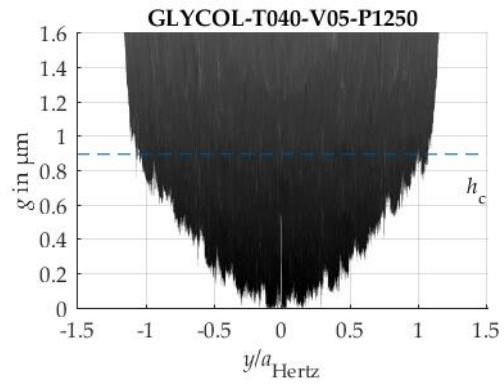
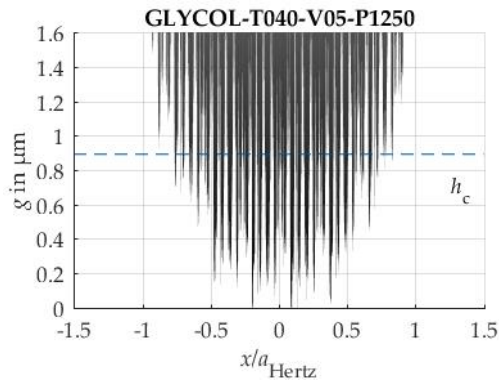


Trockener Kontakt (rau) – P1250

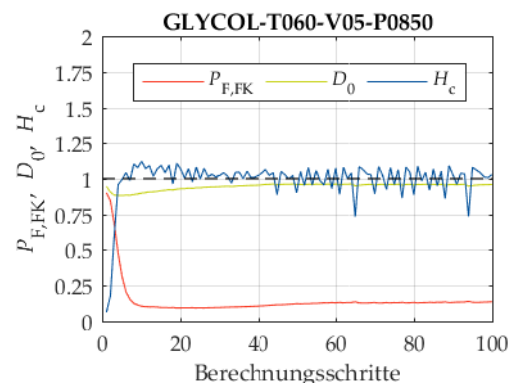
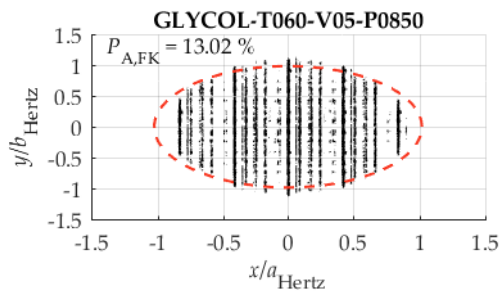
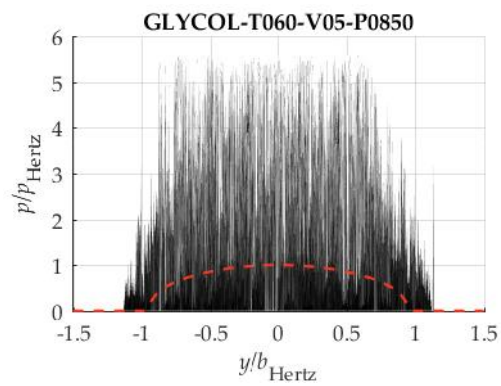
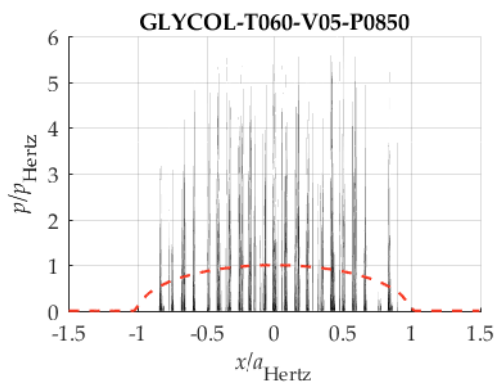
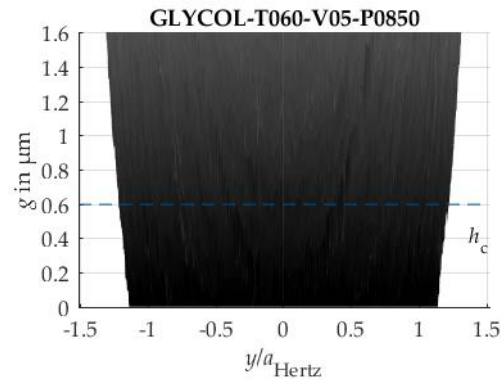
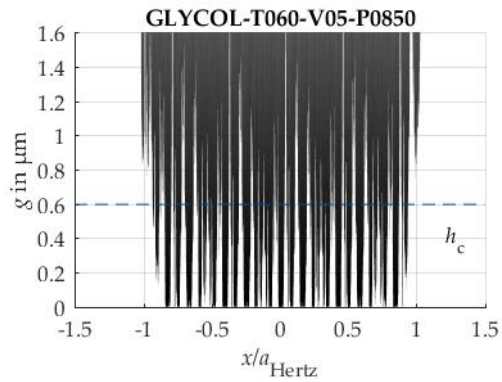


8.1.2 GLYCOL (rau)

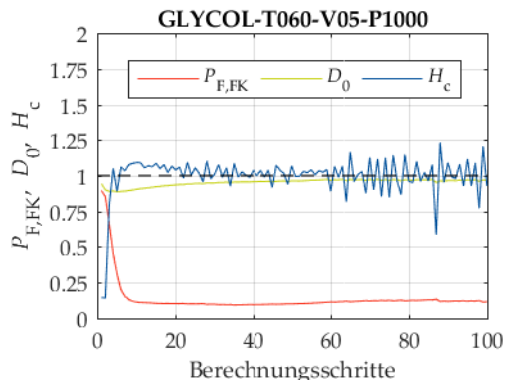
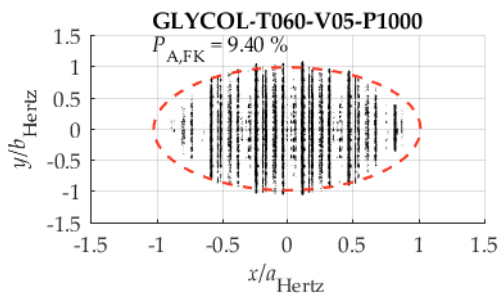
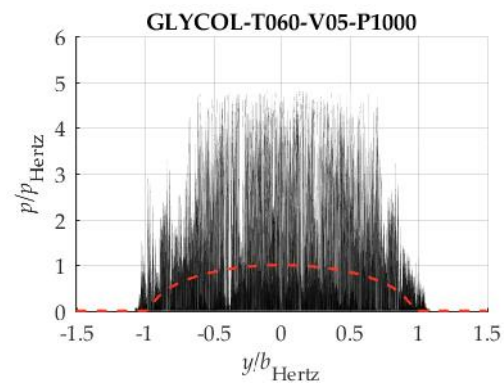
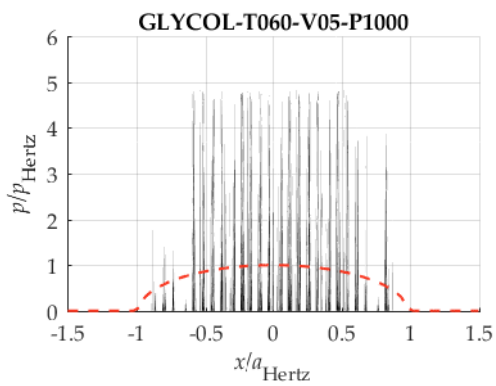
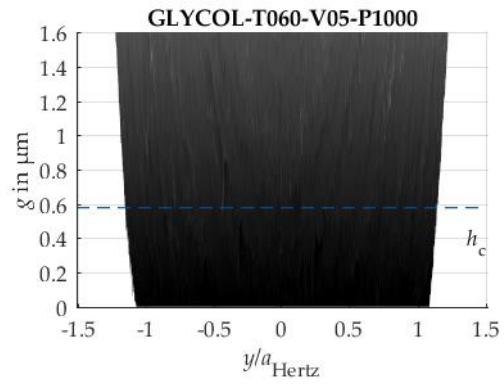
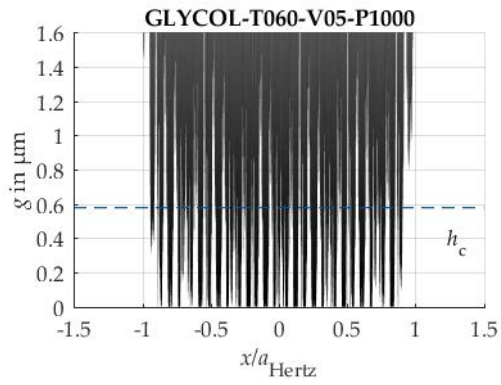
GLYCOL (rau) – T040-V05-P1250



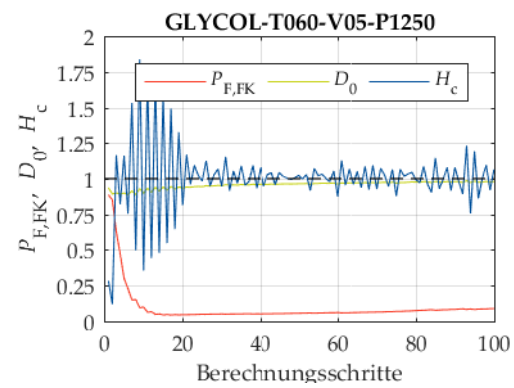
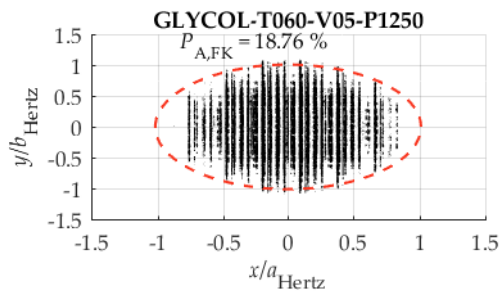
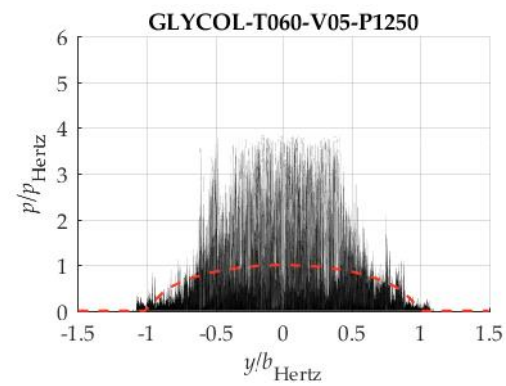
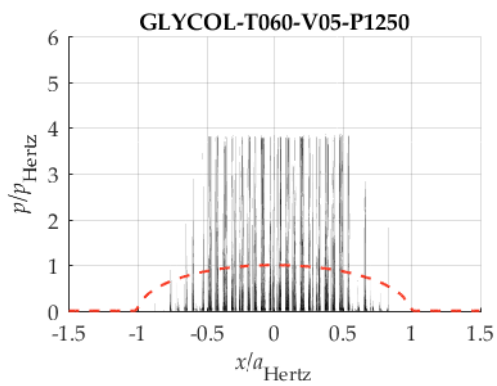
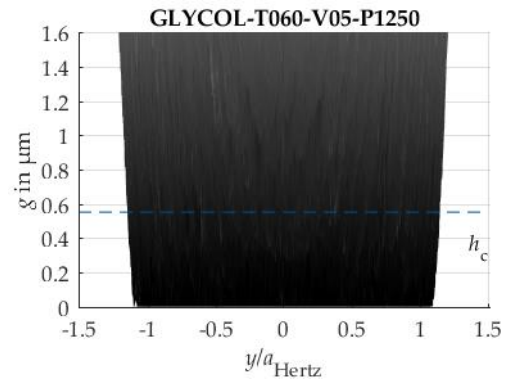
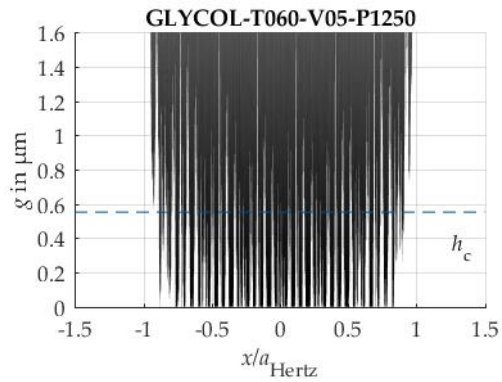
GLYCOL (rau) – T060-V05-P0850



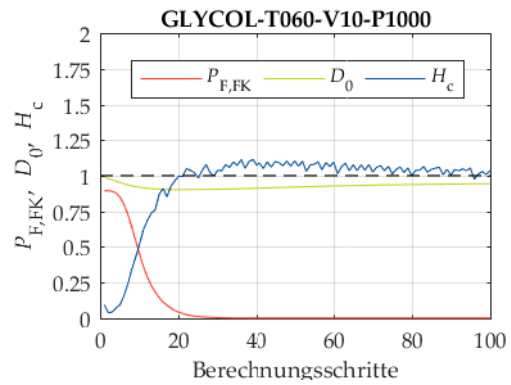
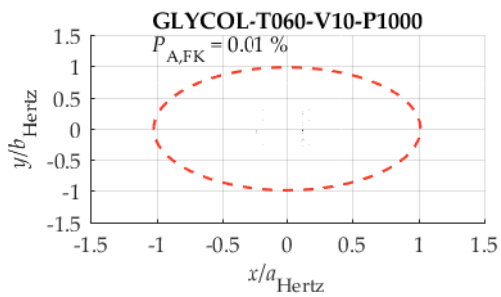
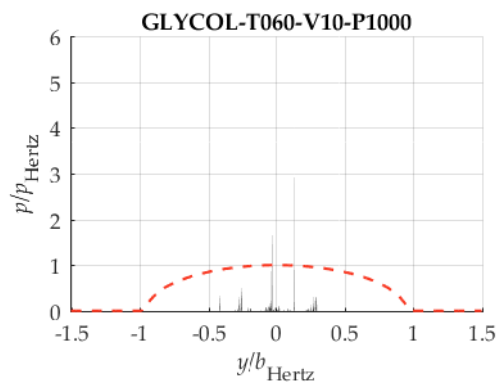
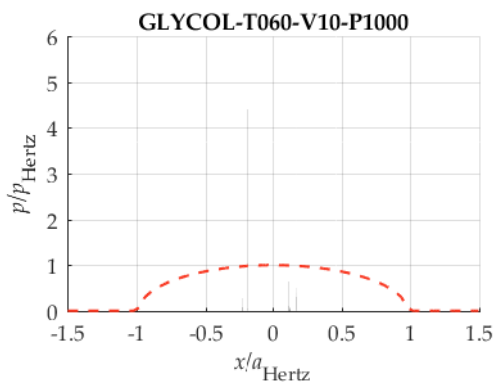
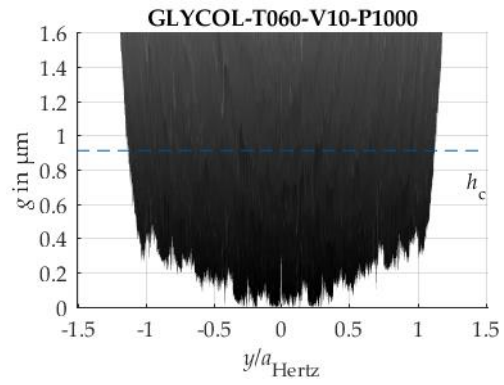
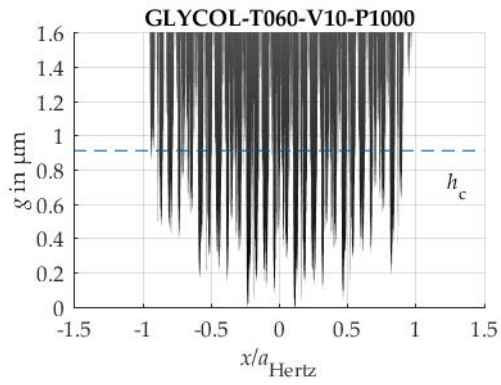
GLYCOL (rau) – T060-V05-P1000



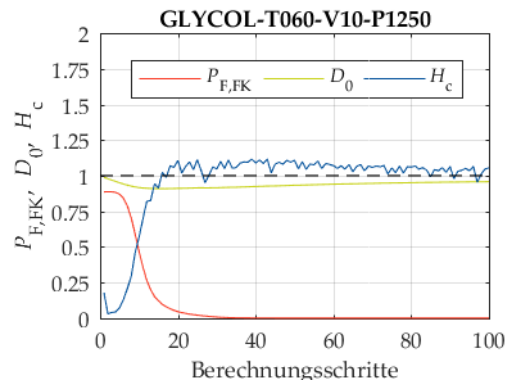
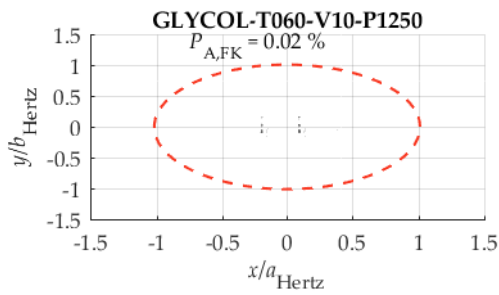
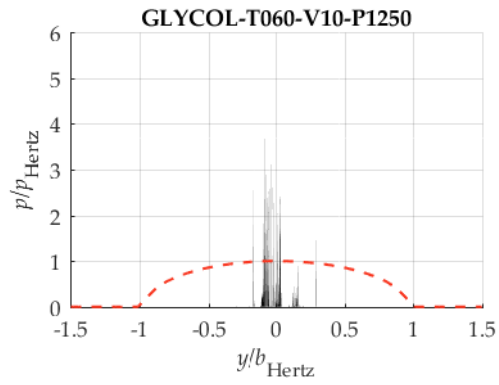
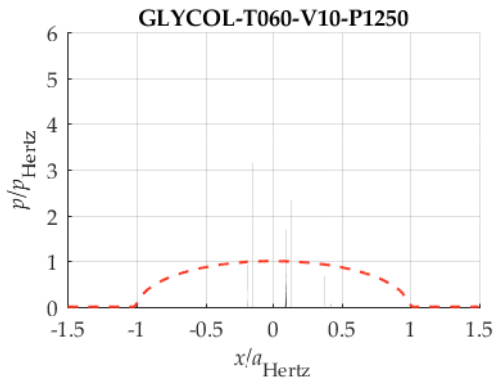
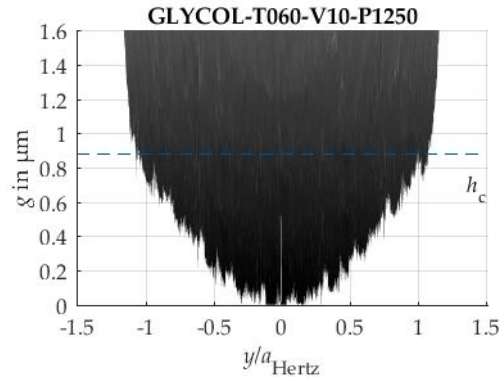
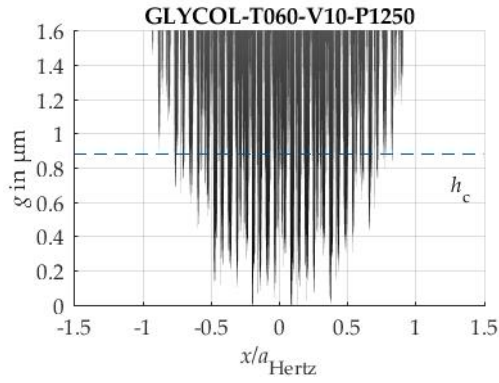
GLYCOL (rau) – T060-V05-P1250



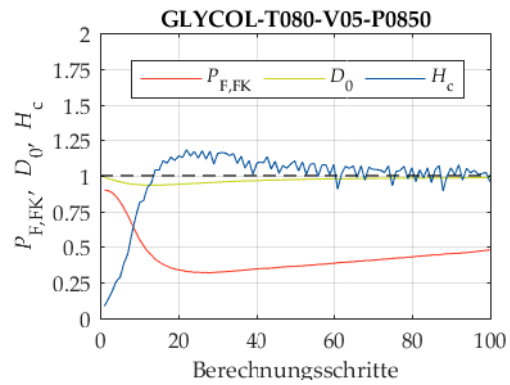
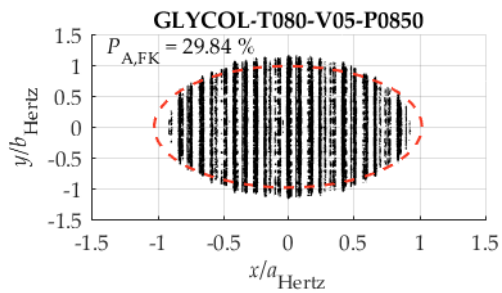
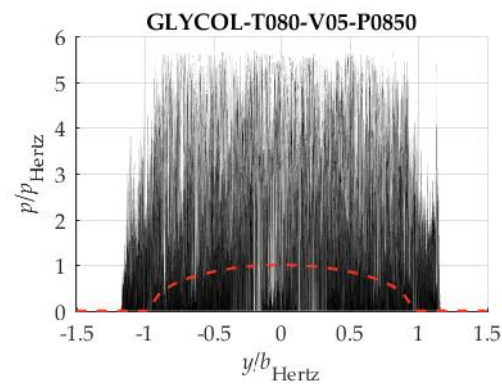
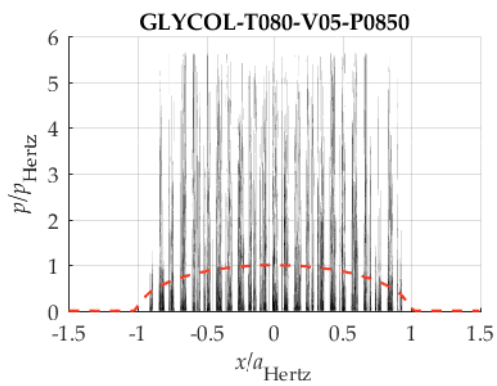
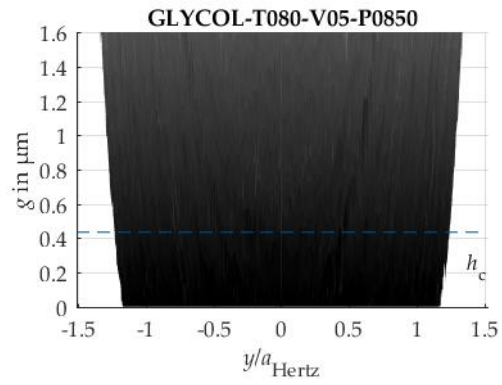
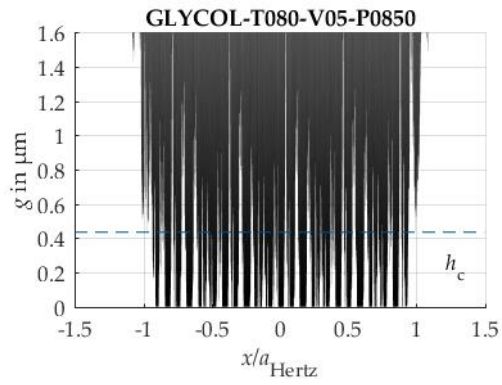
GLYCOL (rau) – T060-V10-P1000



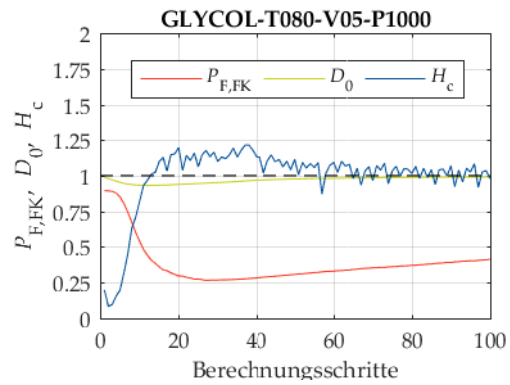
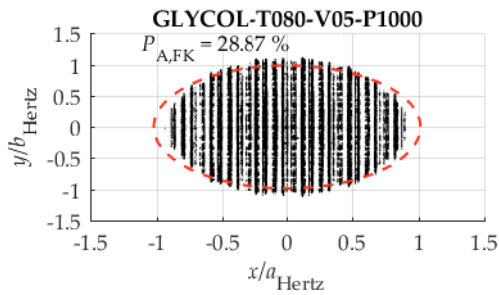
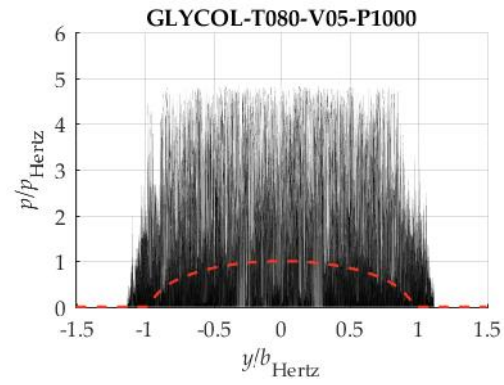
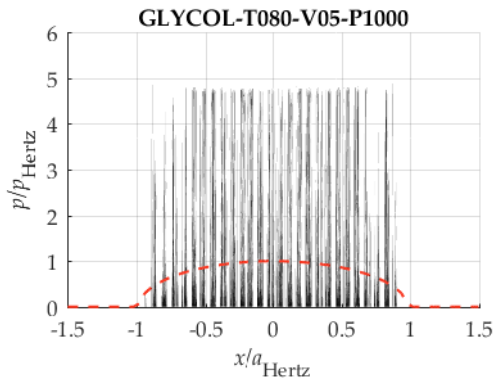
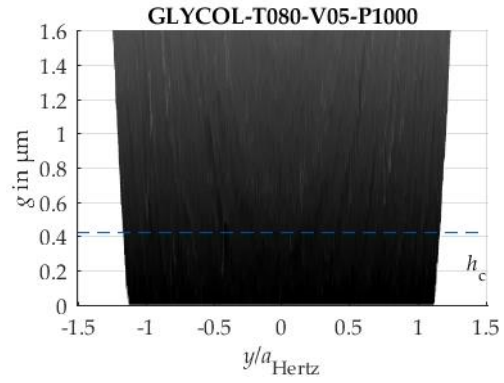
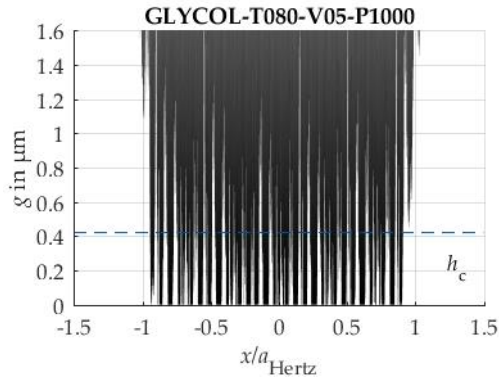
GLYCOL (rau) – T060-V10-P1250



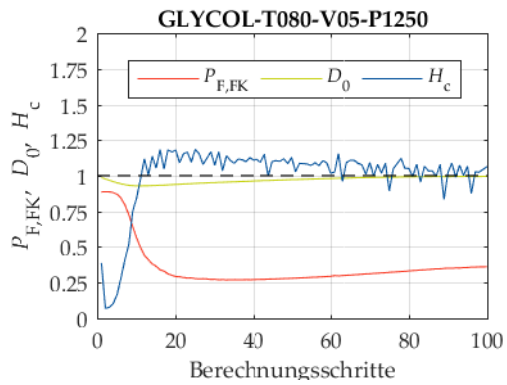
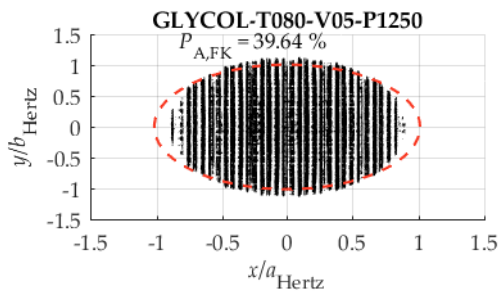
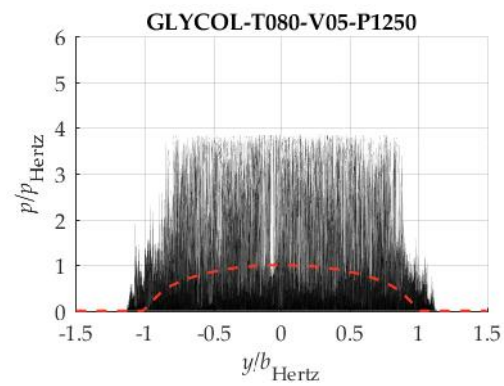
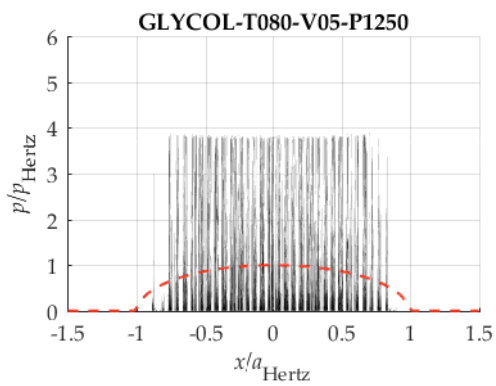
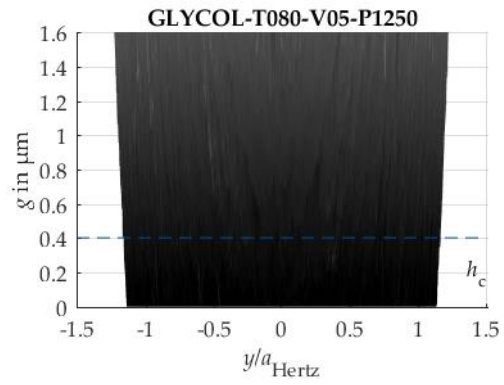
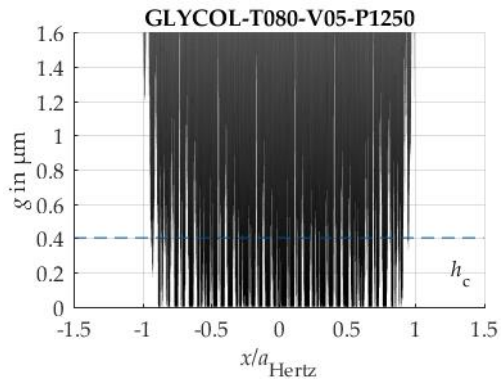
GLYCOL (rau) – T080-V05-P0850



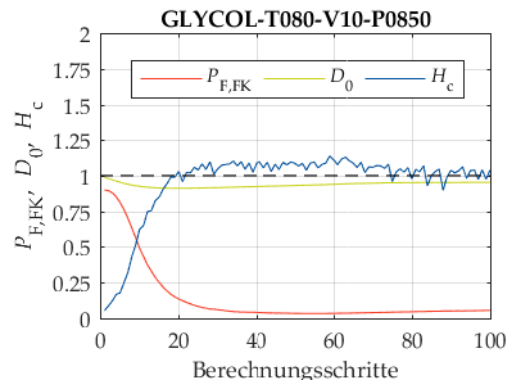
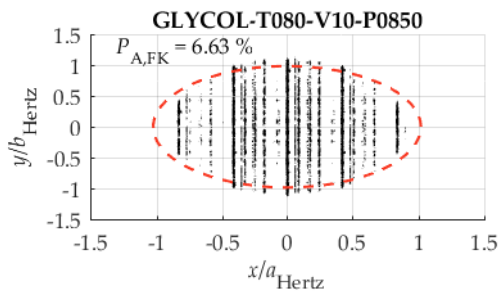
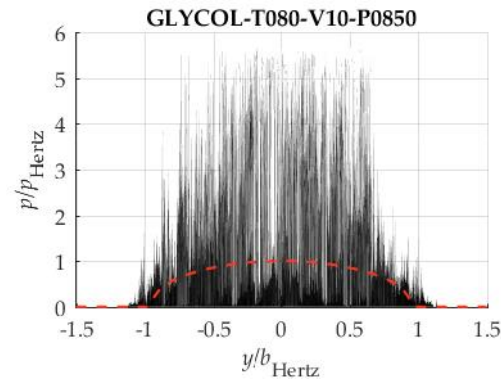
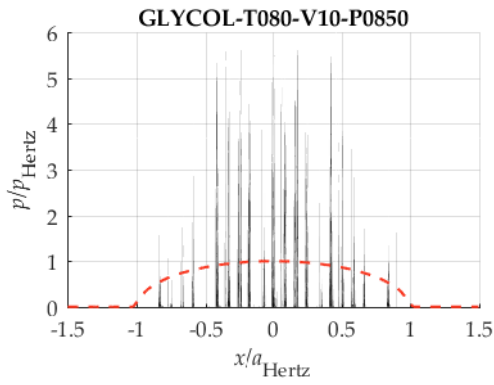
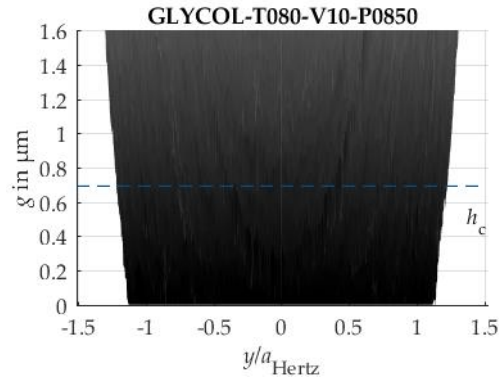
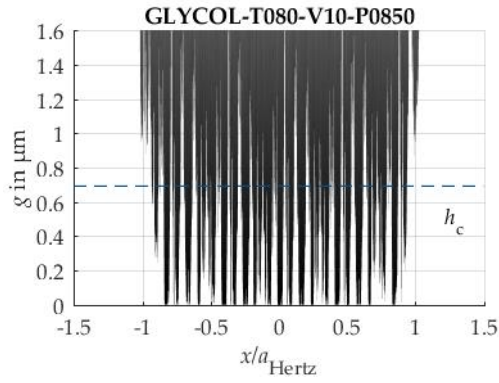
GLYCOL (rau) – T080-V05-P1000



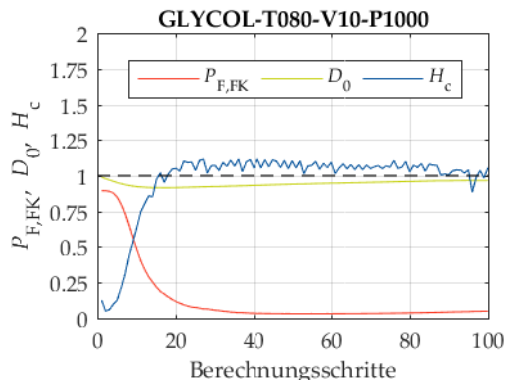
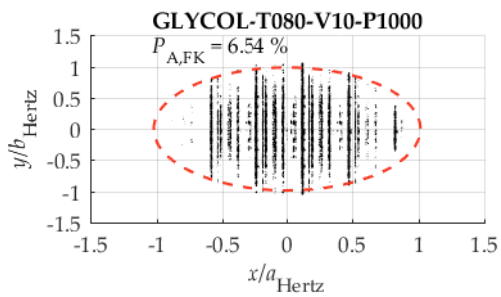
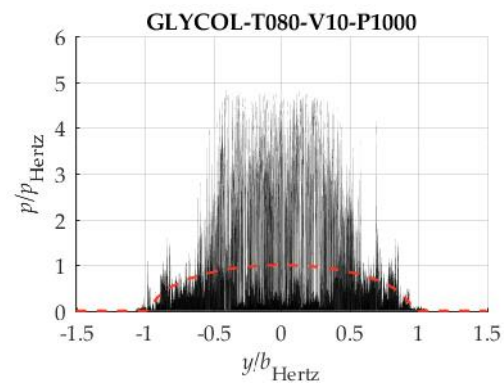
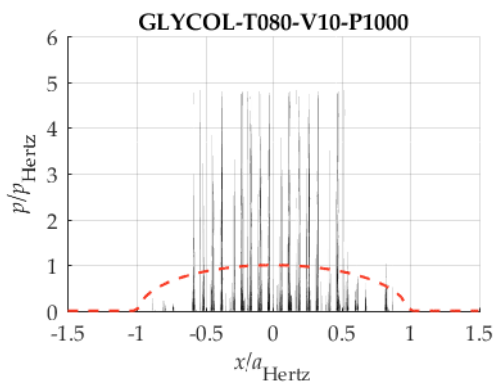
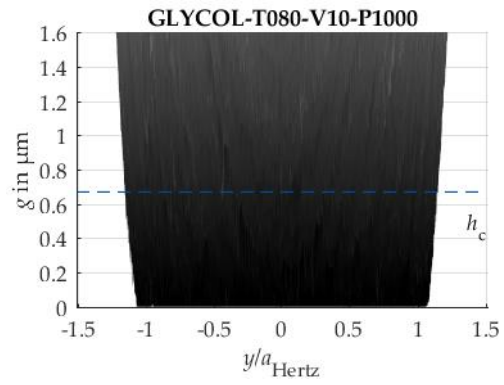
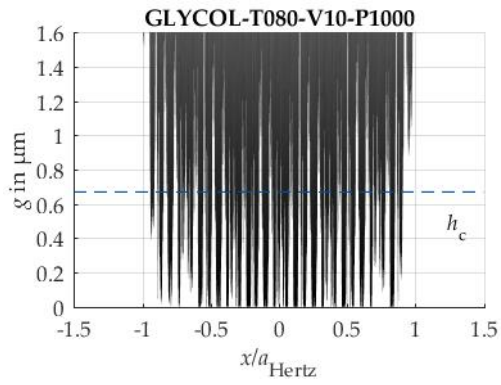
GLYCOL (rau) – T080-V05-P1250



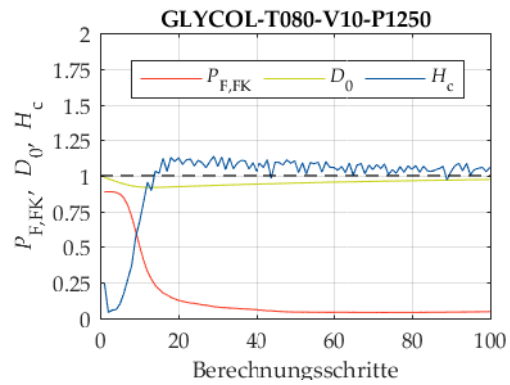
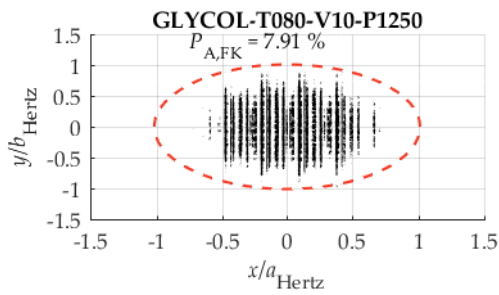
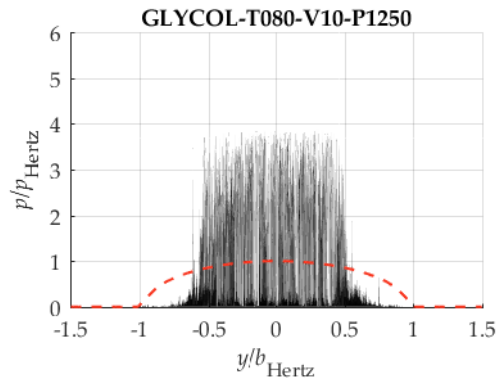
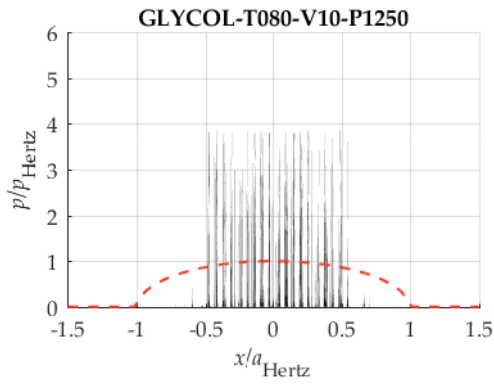
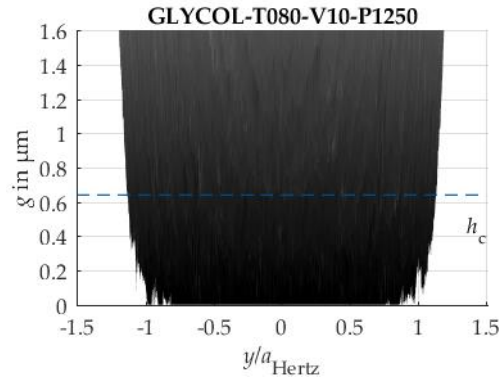
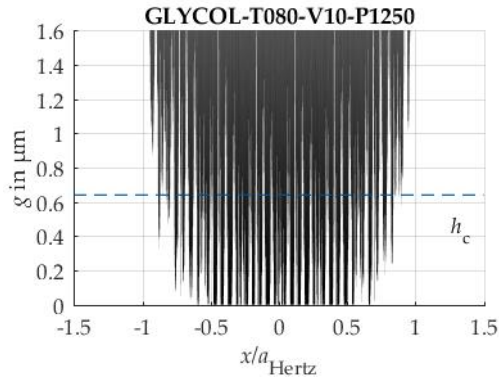
GLYCOL (rau) – T080-V10-P0850



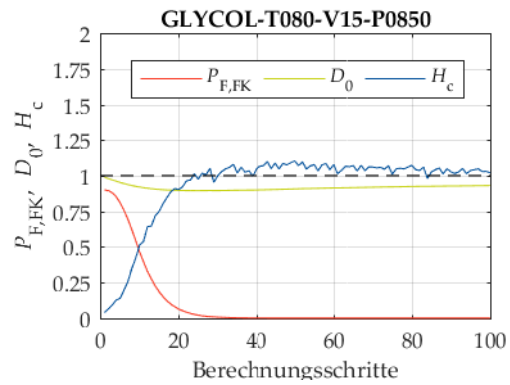
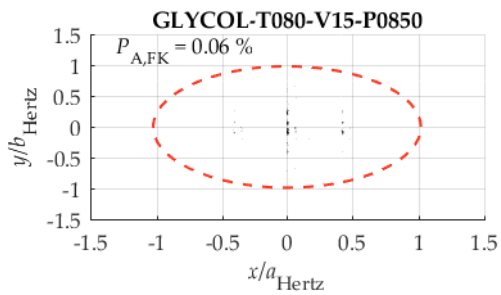
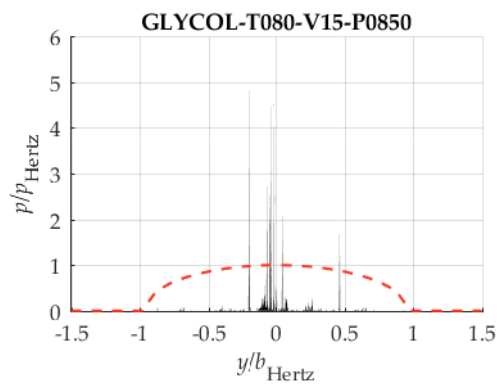
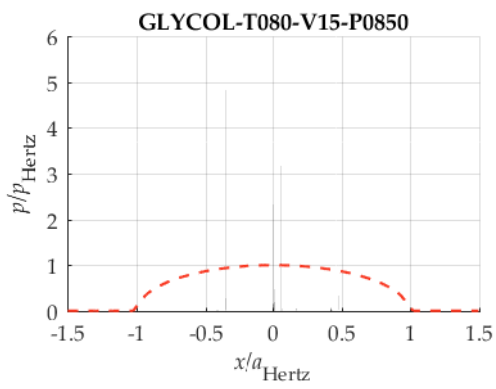
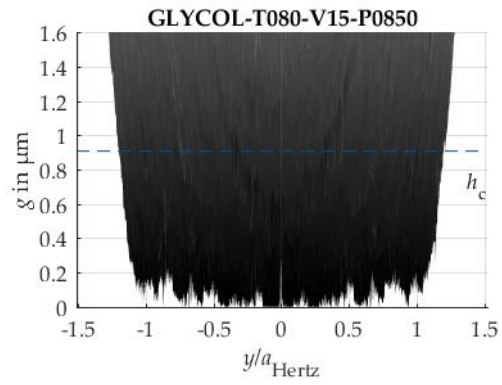
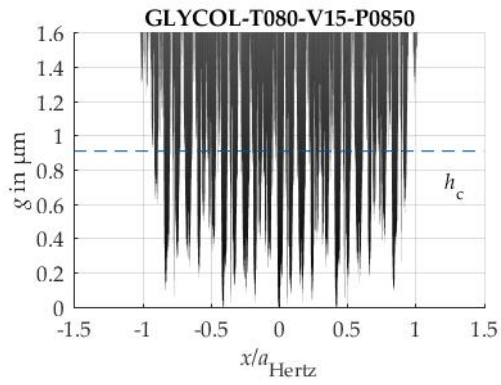
GLYCOL (rau) – T080-V10-P1000



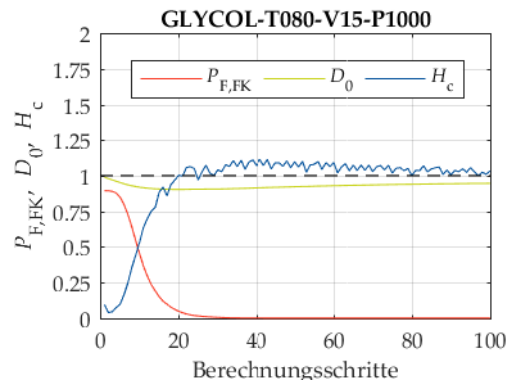
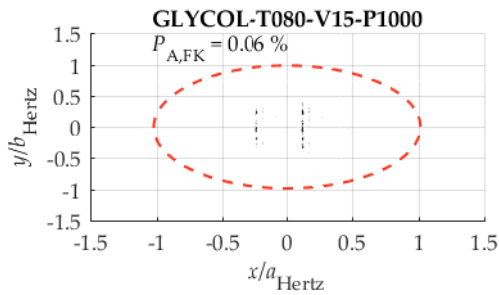
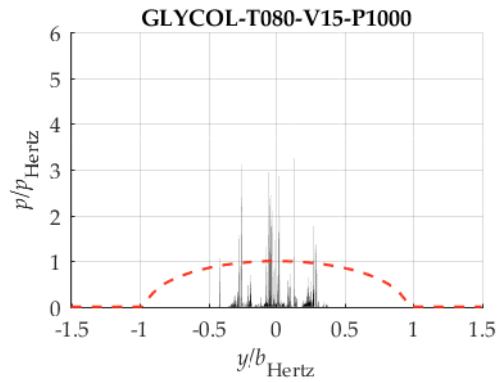
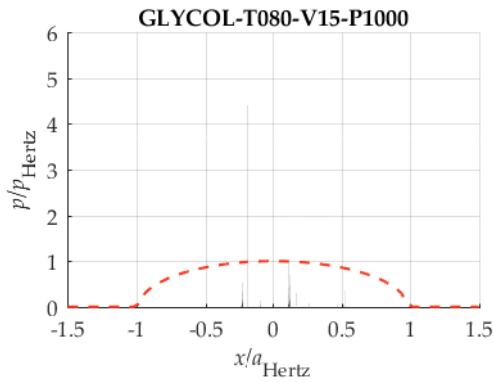
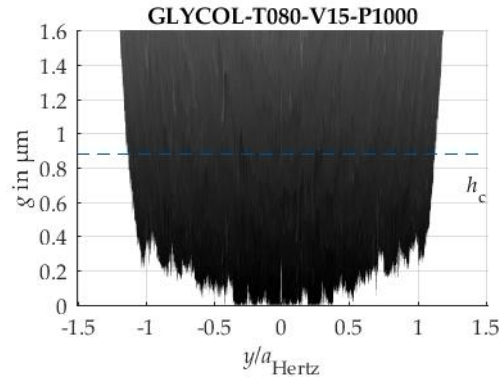
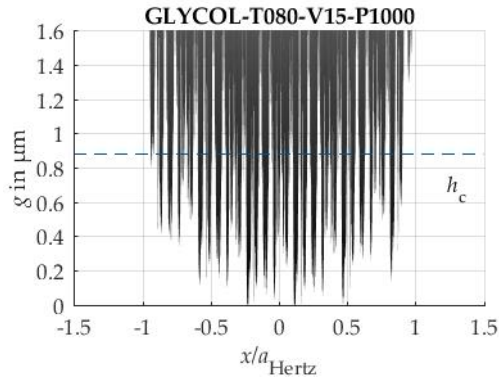
GLYCOL (rau) – T080-V10-P1250



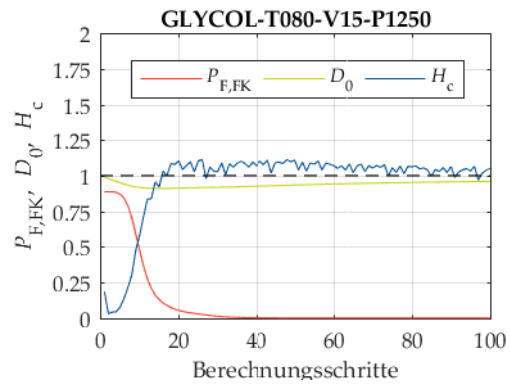
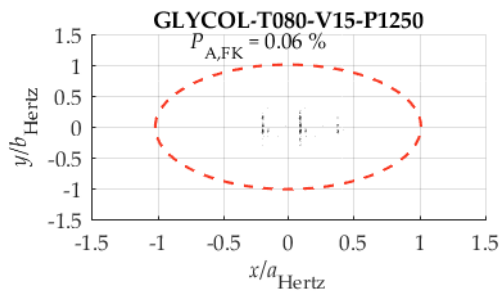
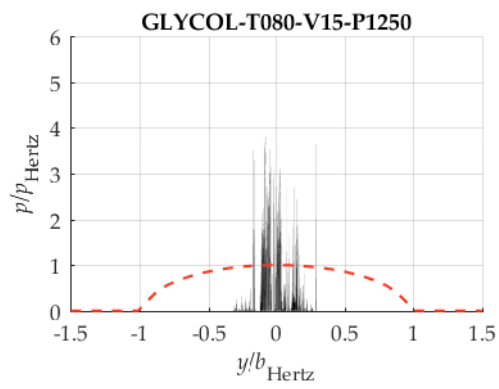
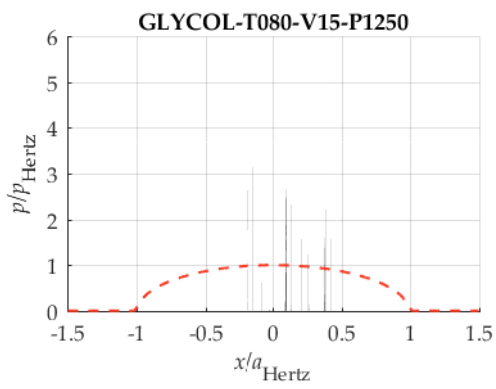
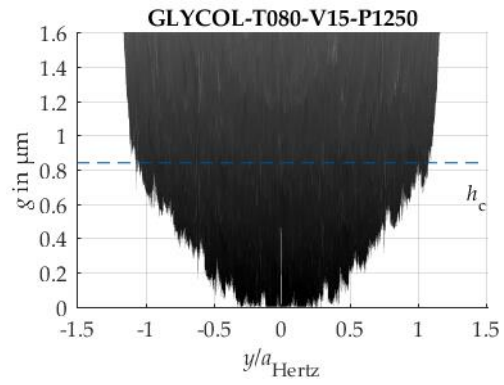
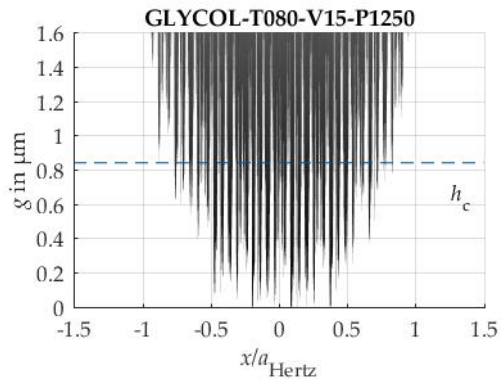
GLYCOL (rau) – T080-V15-P0850



GLYCOL (rau) – T080-V15-P1000

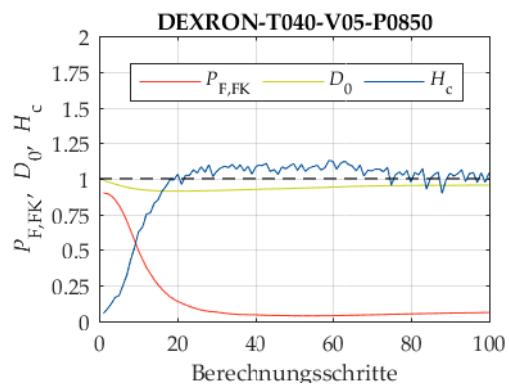
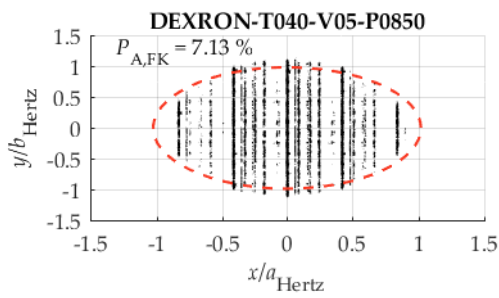
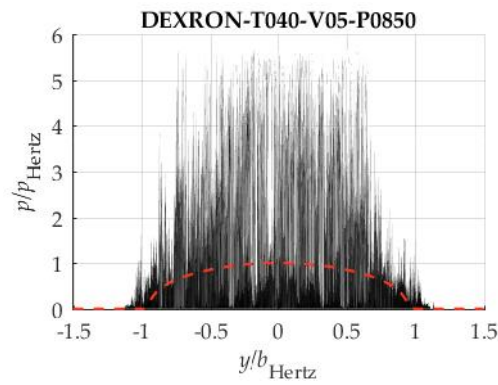
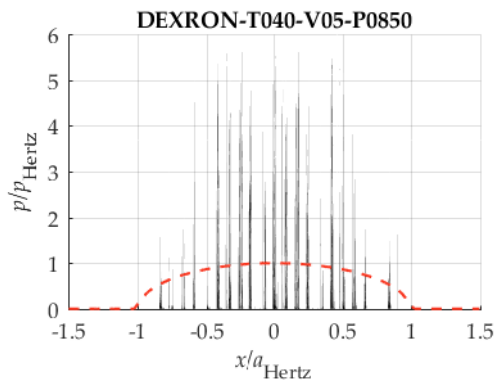
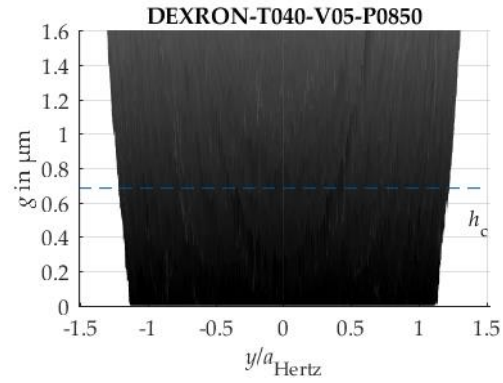
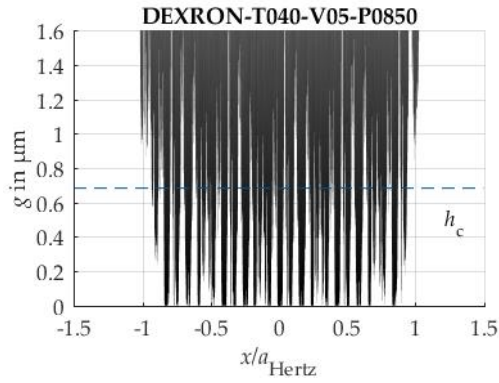


GLYCOL (rau) – T080-V15-P1250

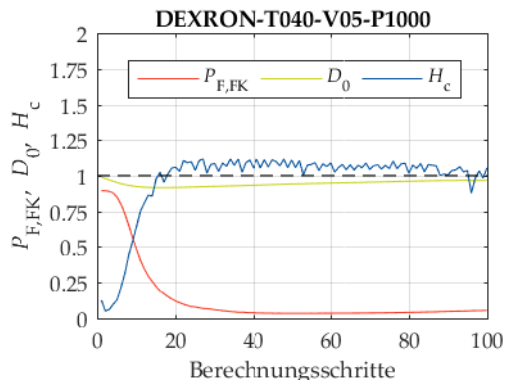
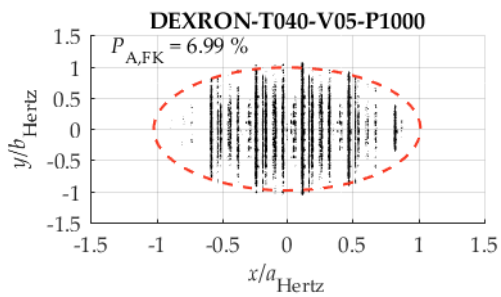
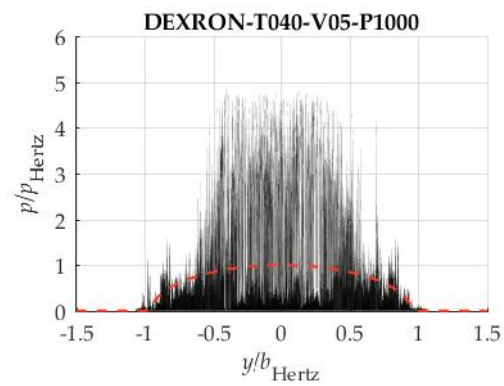
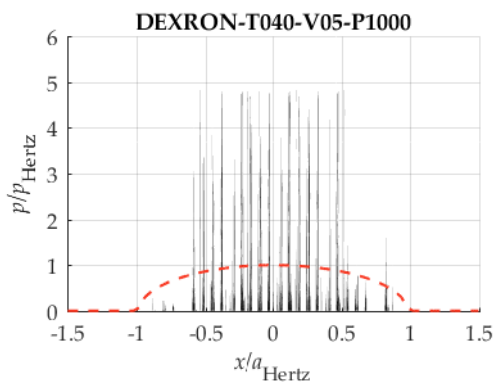
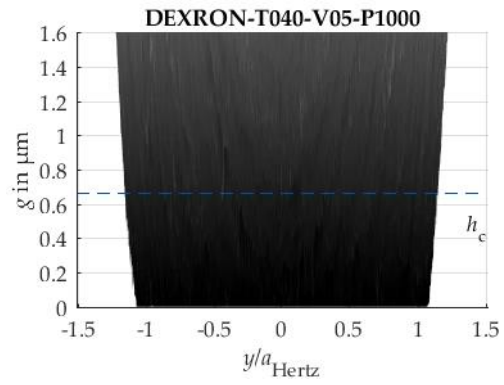
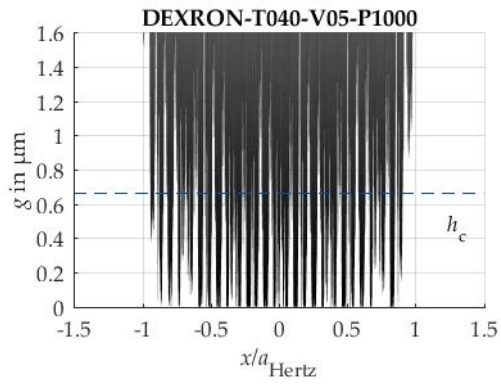


8.1.3 DEXRON (rau)

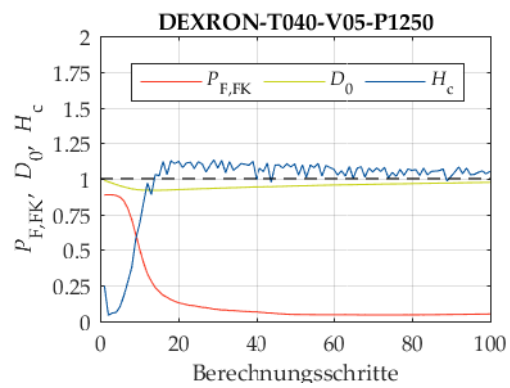
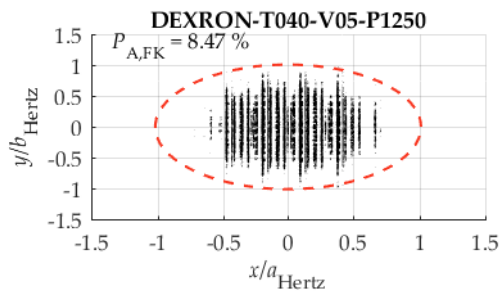
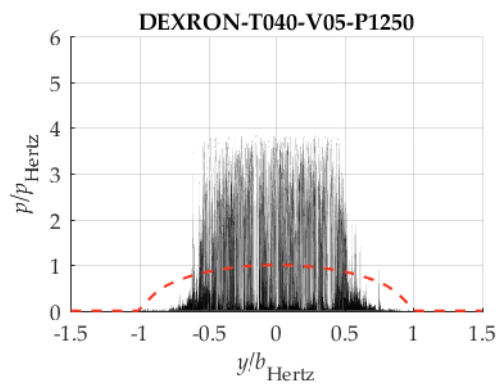
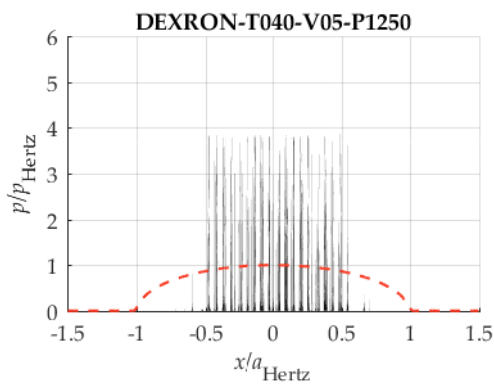
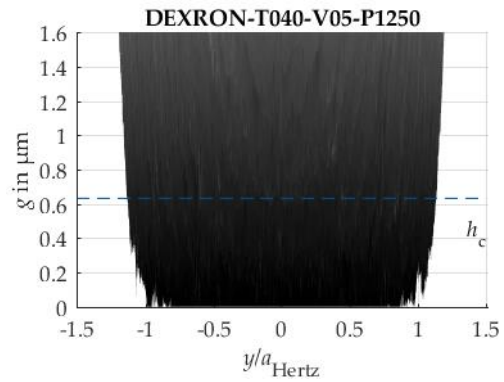
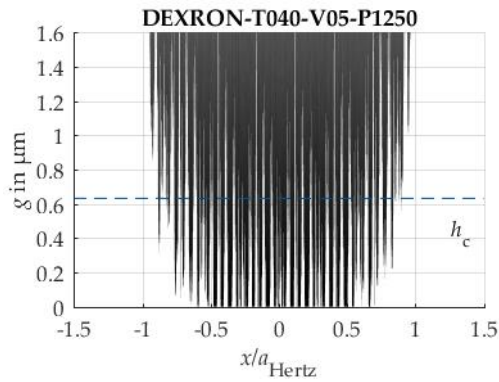
DEXRON (rau) – T040-V05-P0850



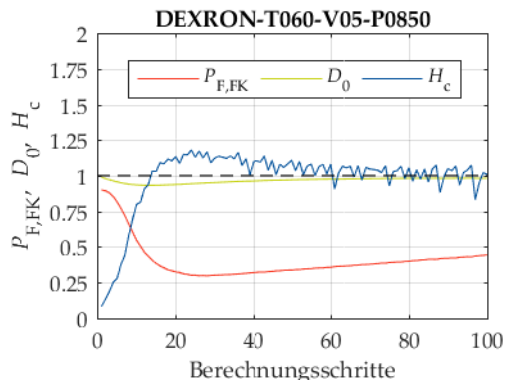
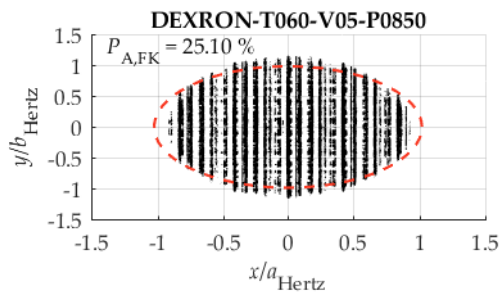
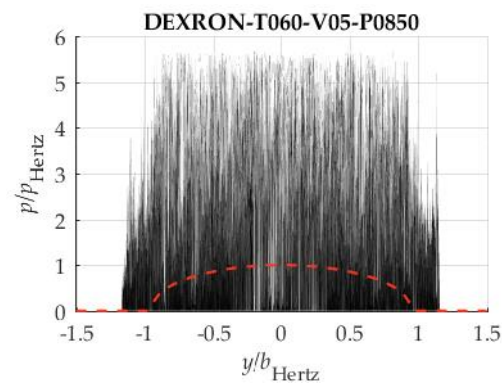
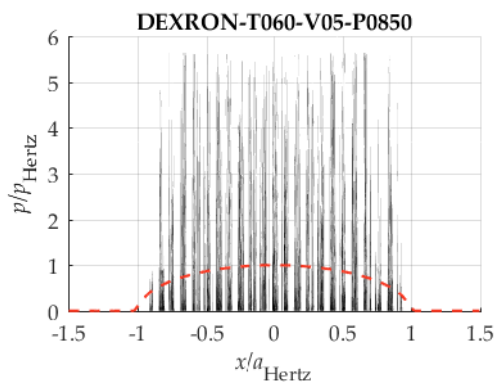
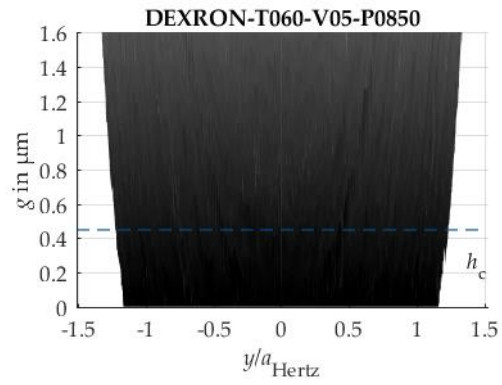
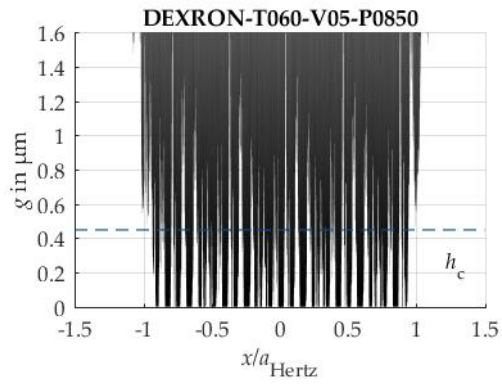
DEXRON (rau) – T040-V05-P1000



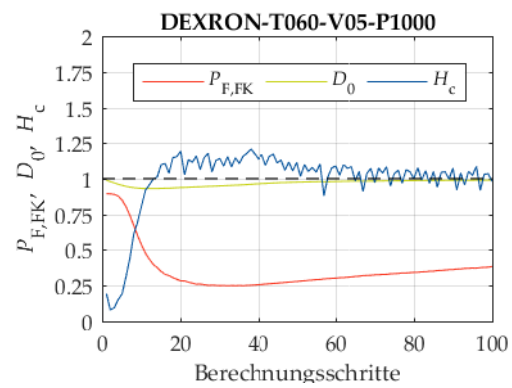
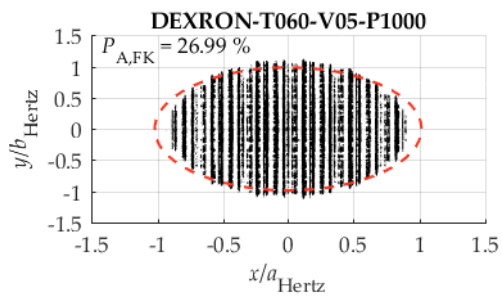
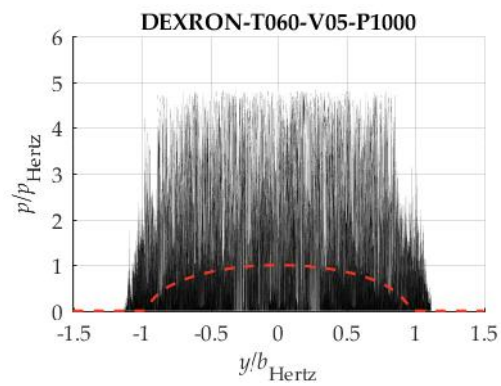
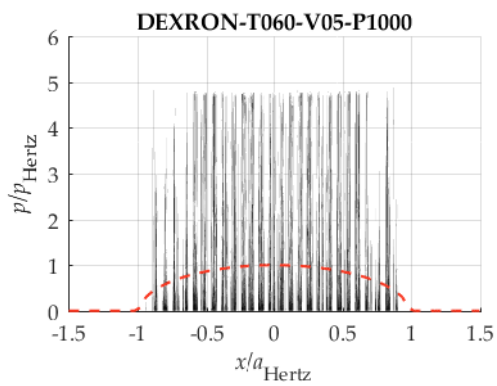
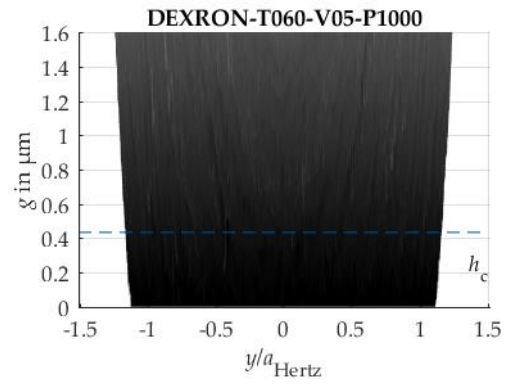
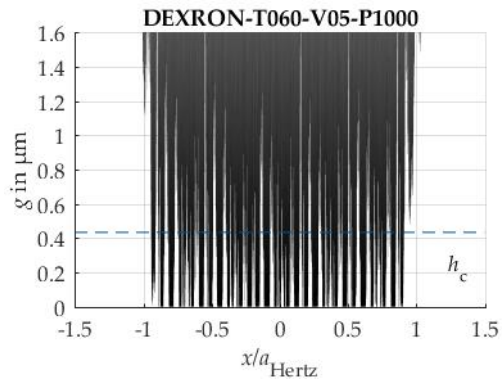
DEXRON (rau) – T040-V05-P1250



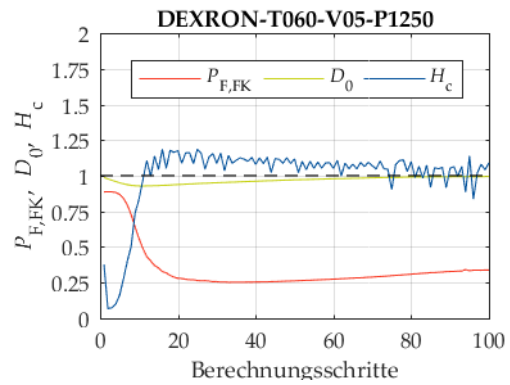
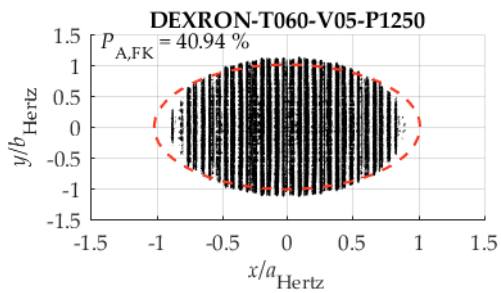
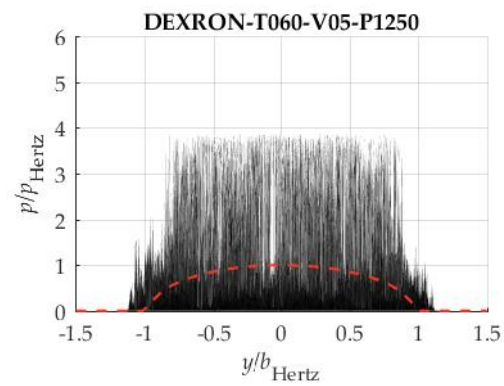
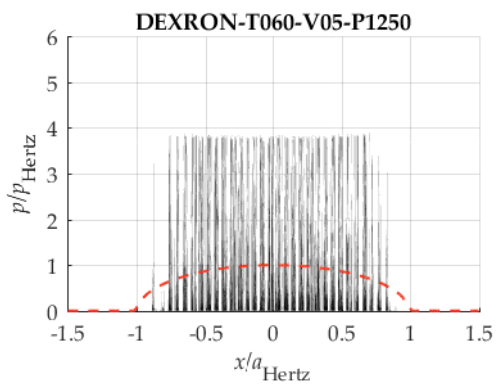
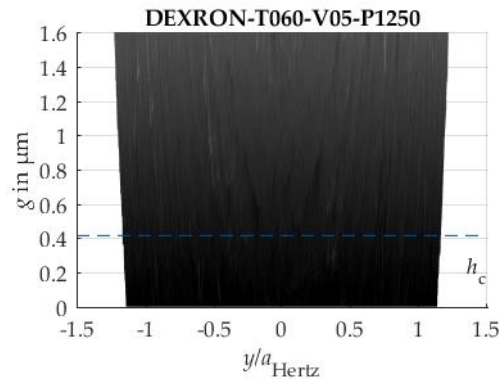
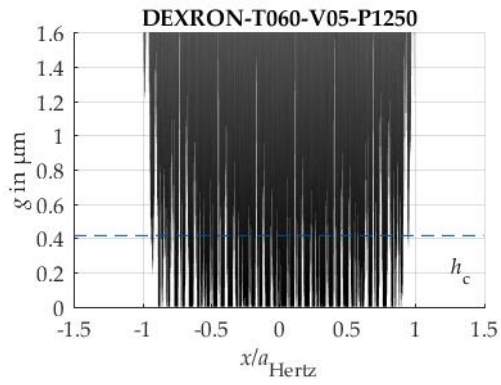
DEXRON (rau) – T060-V05-P0850



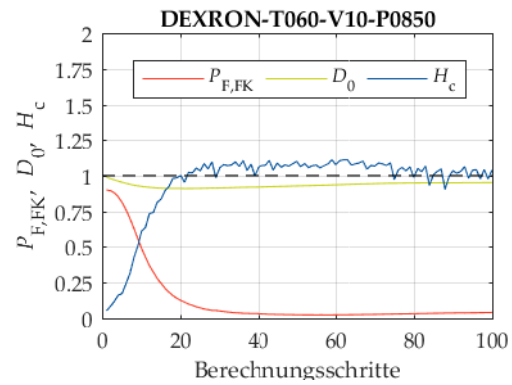
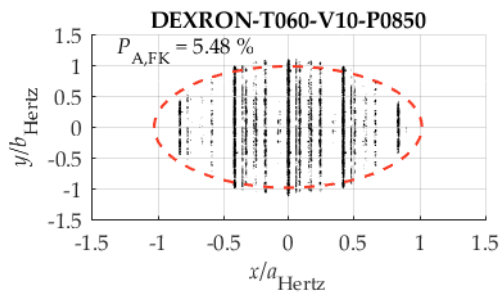
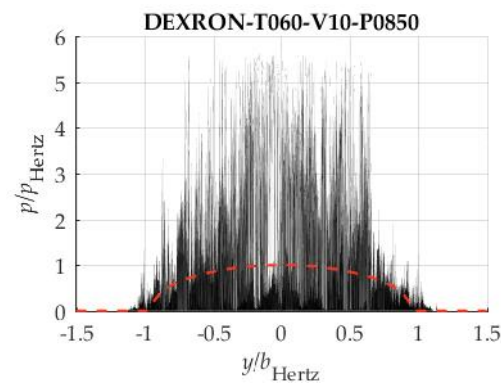
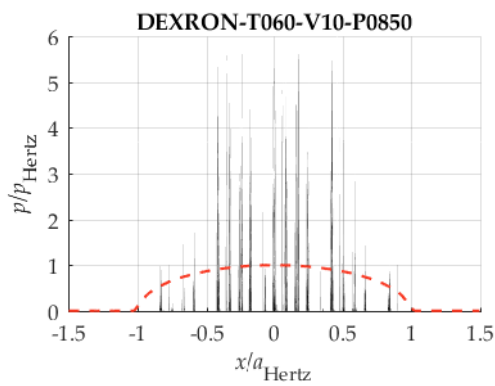
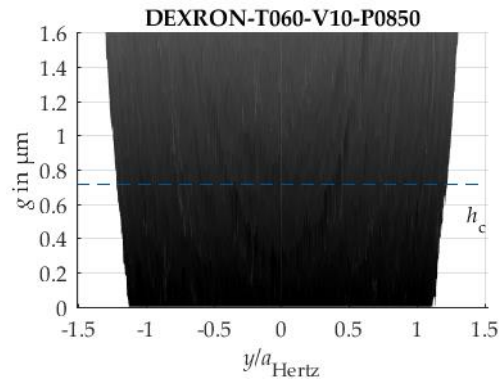
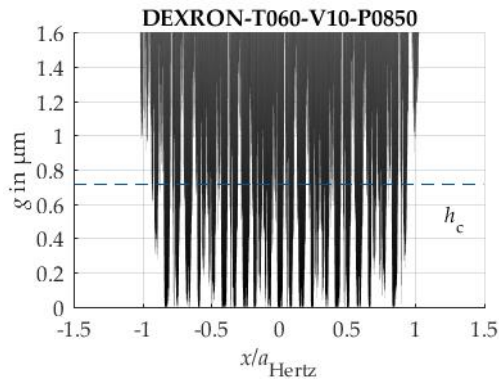
DEXRON (rau) – T060-V05-P1000



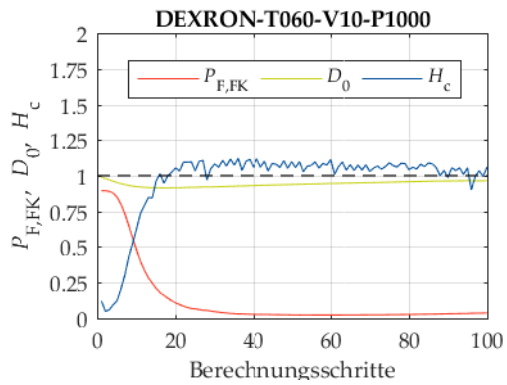
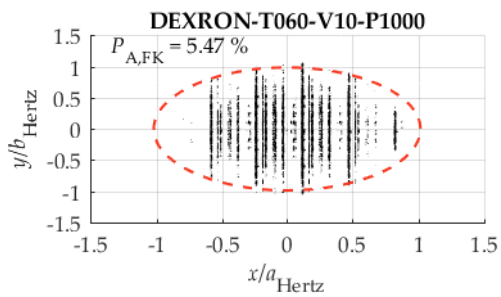
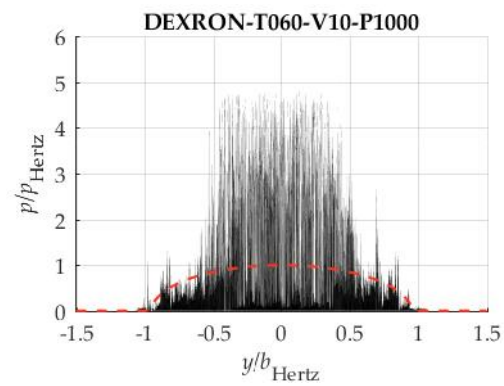
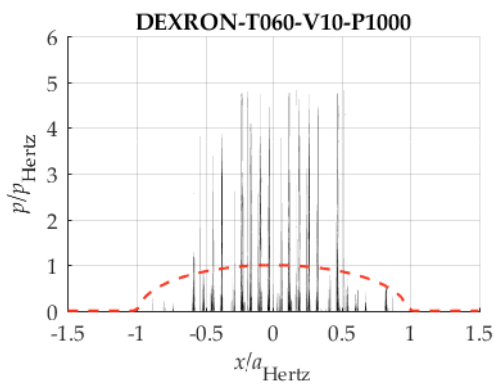
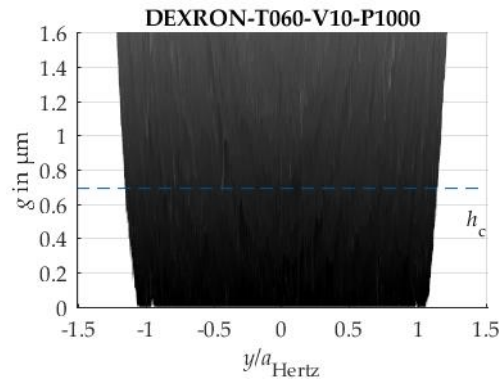
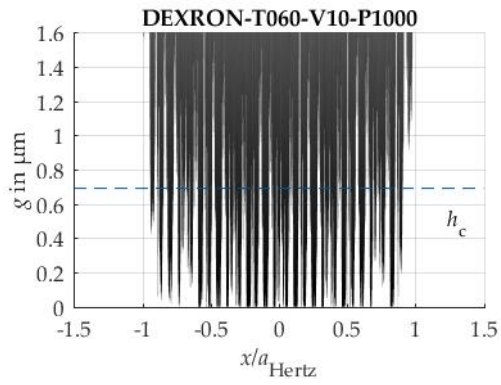
DEXRON (rau) – T060-V05-P1250



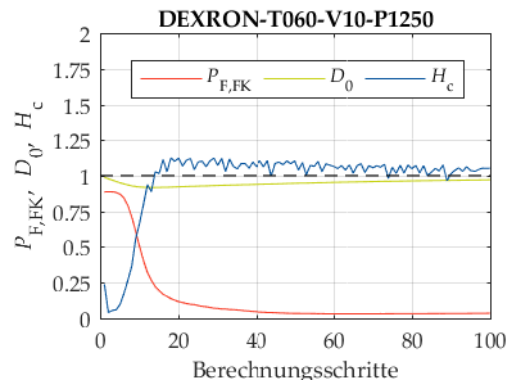
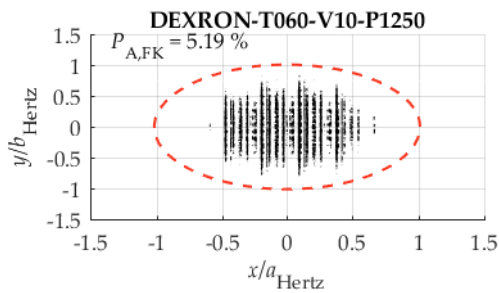
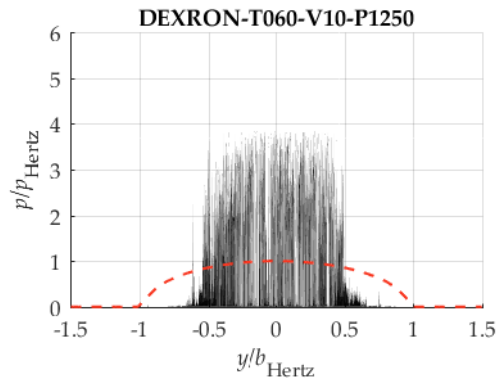
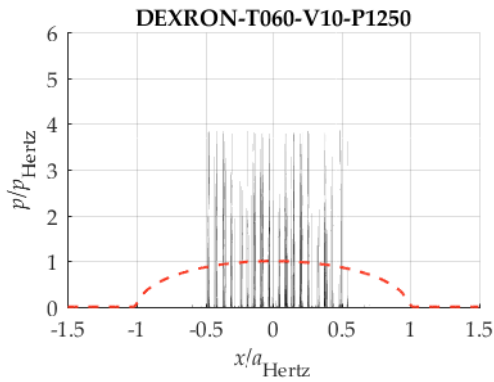
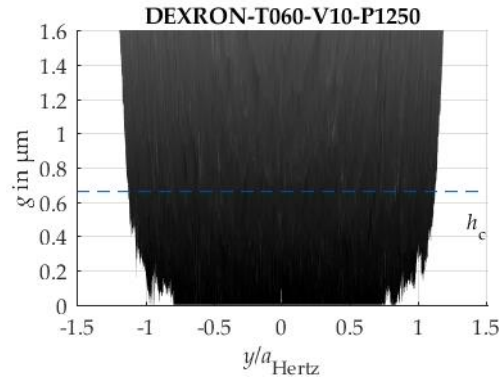
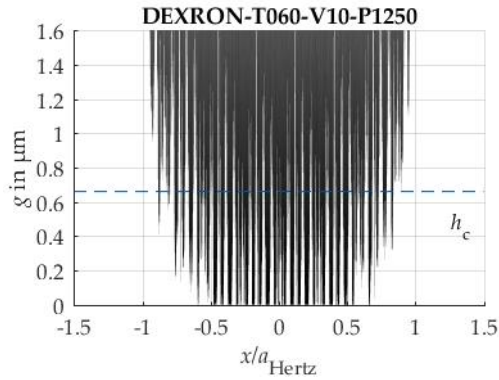
DEXRON (rau) – T060-V10-P0850



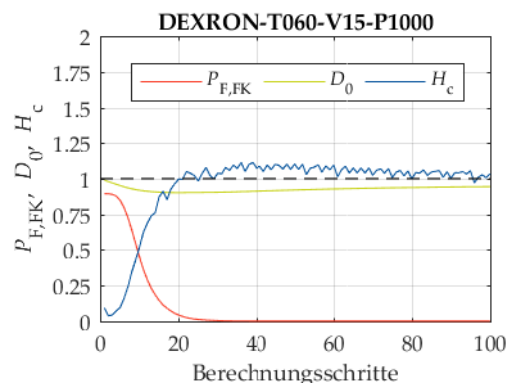
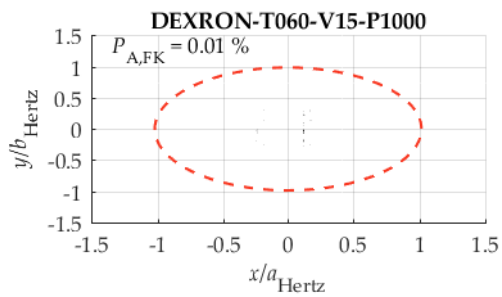
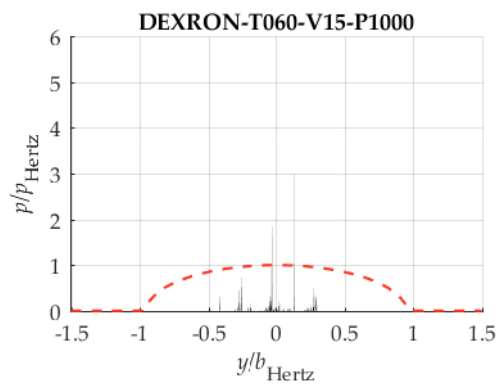
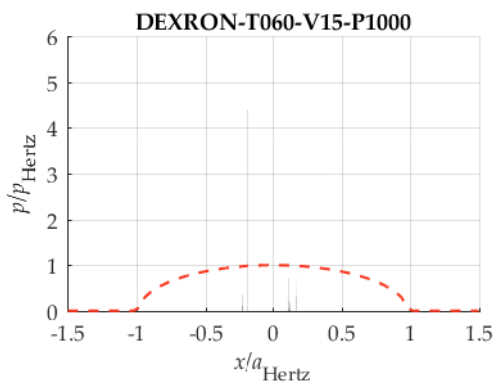
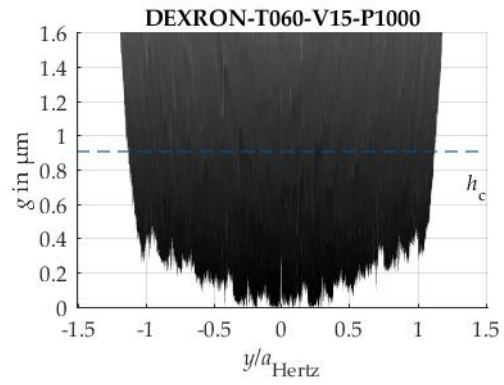
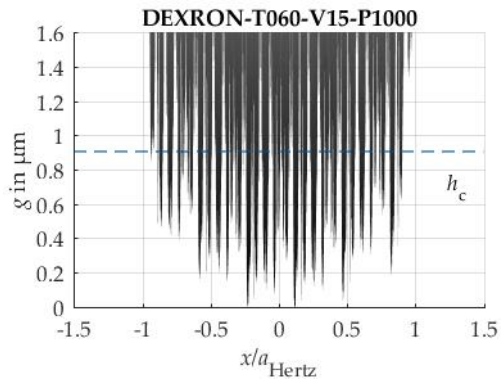
DEXRON (rau) – T060-V10-P1000



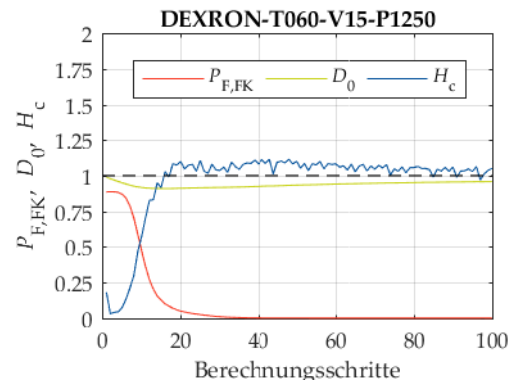
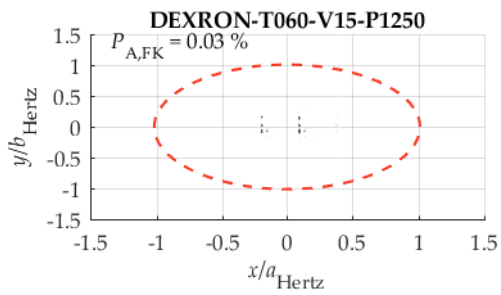
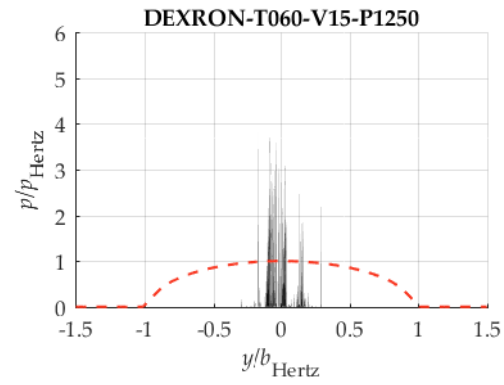
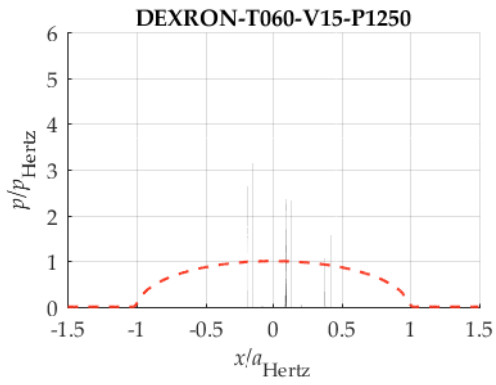
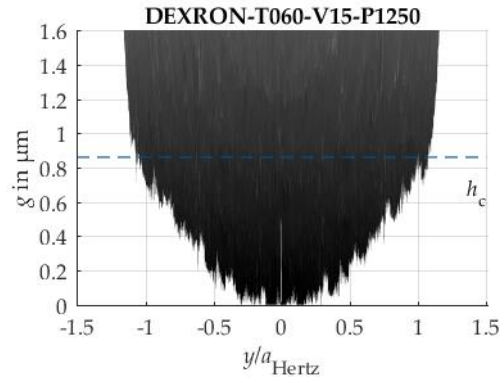
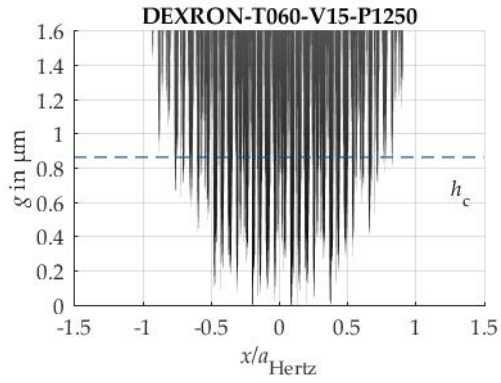
DEXRON (rau) – T060-V10-P1250



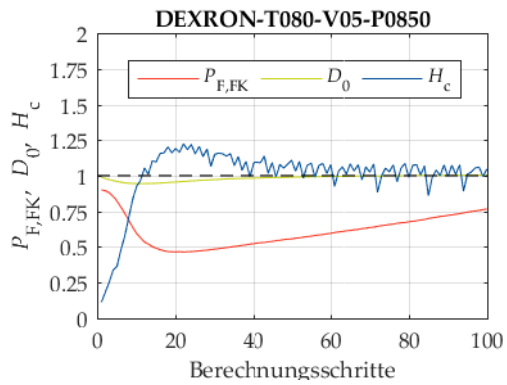
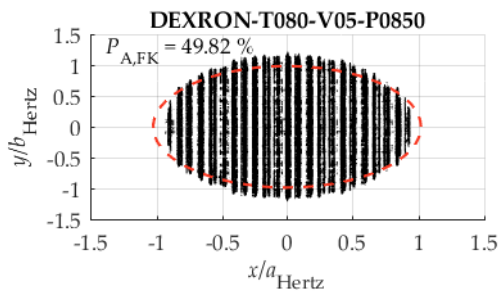
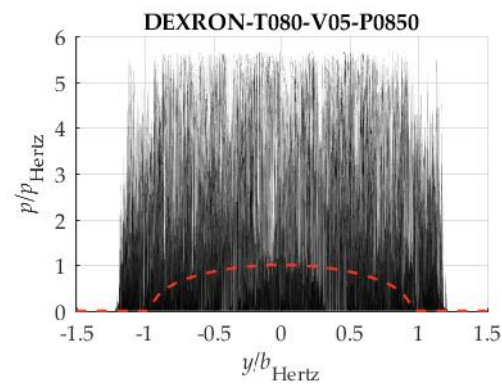
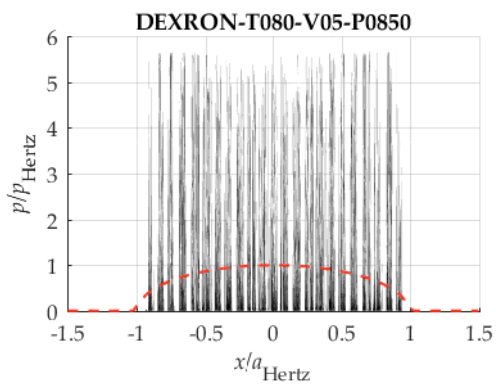
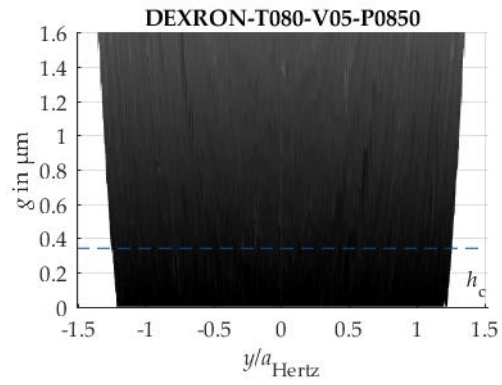
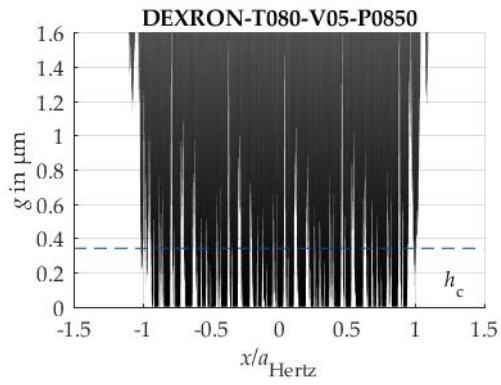
DEXRON (rau) – T060-V15-P1000



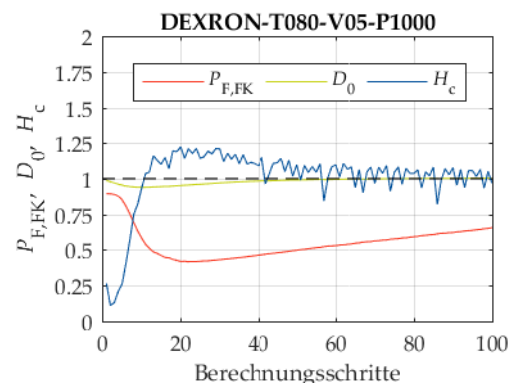
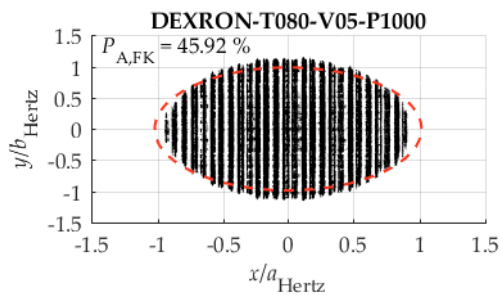
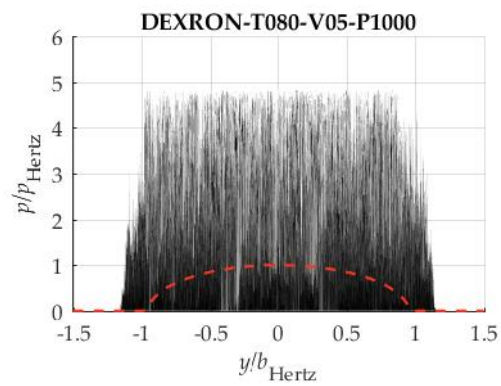
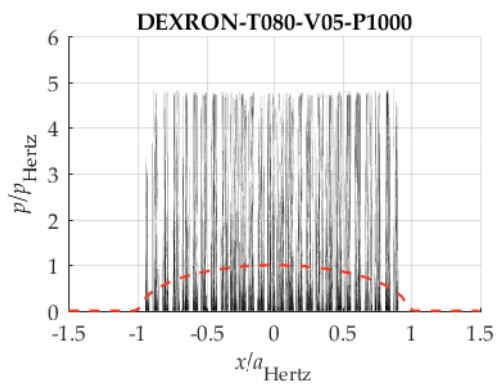
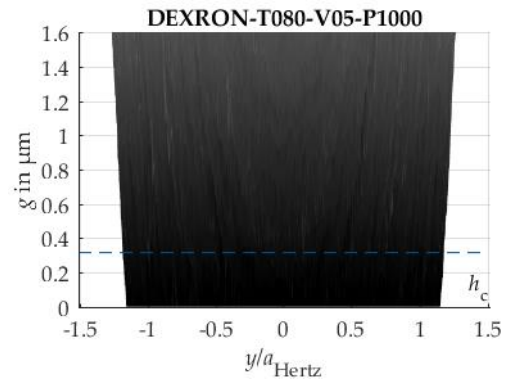
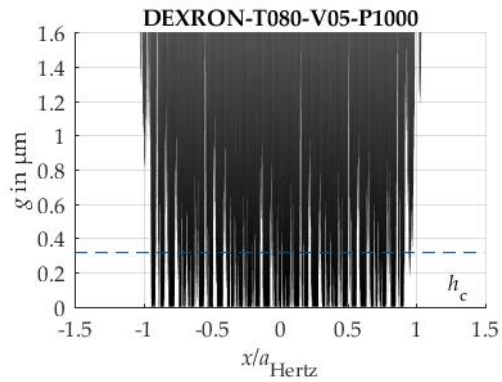
DEXRON (rau) – T060-V15-P1250



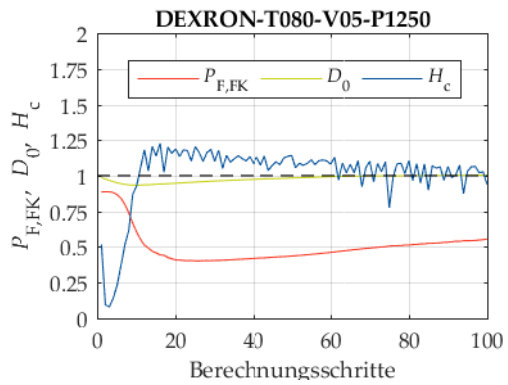
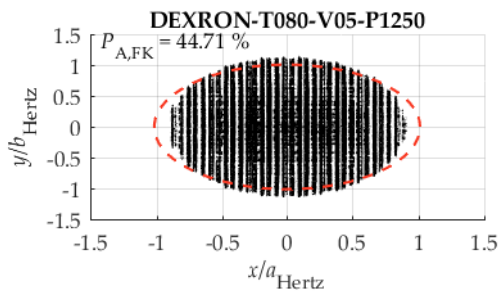
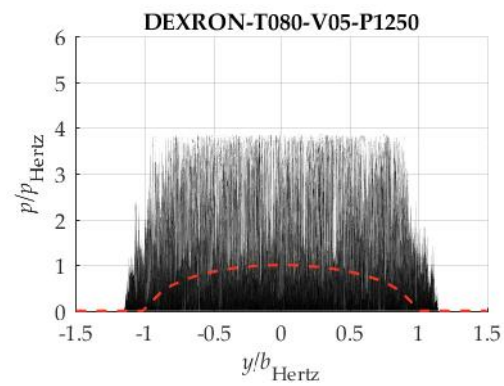
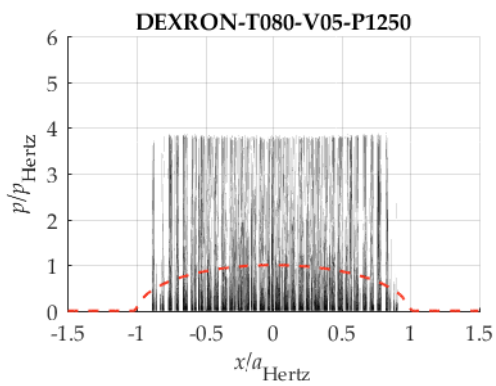
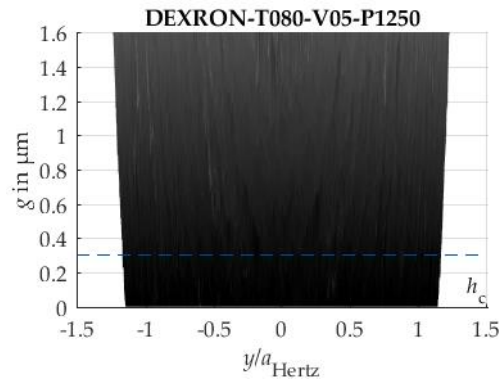
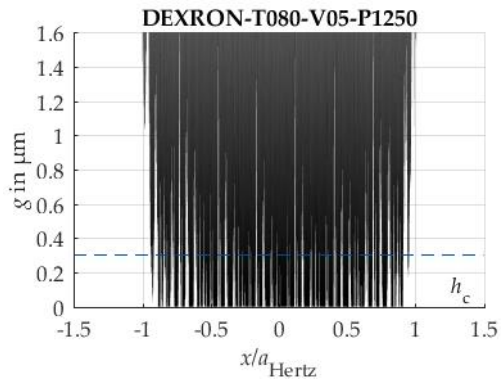
DEXRON (rau) – T080-V05-P0850



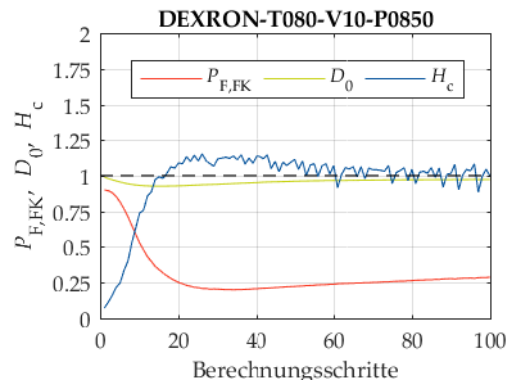
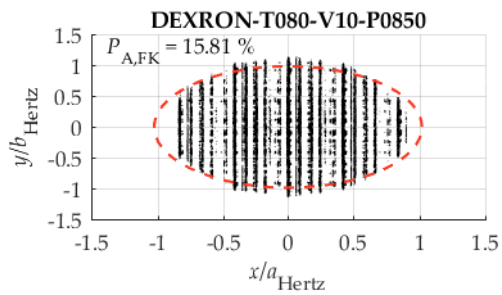
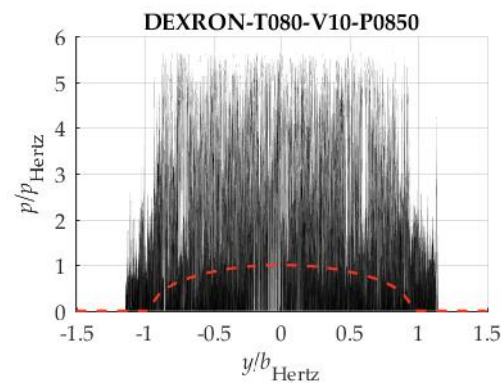
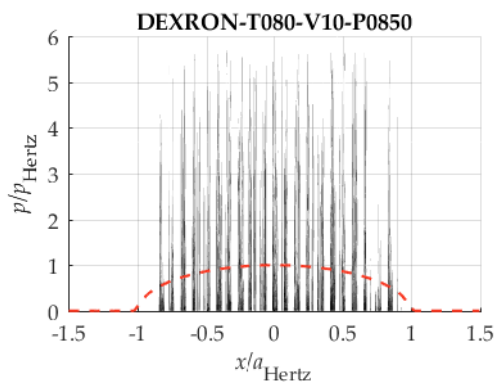
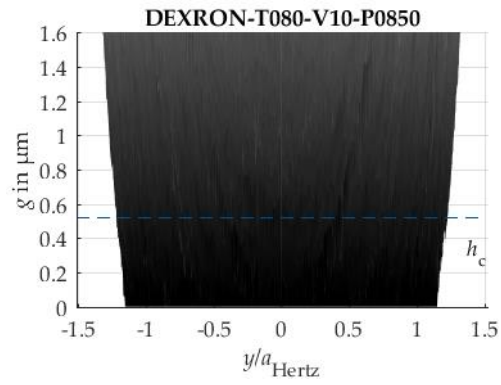
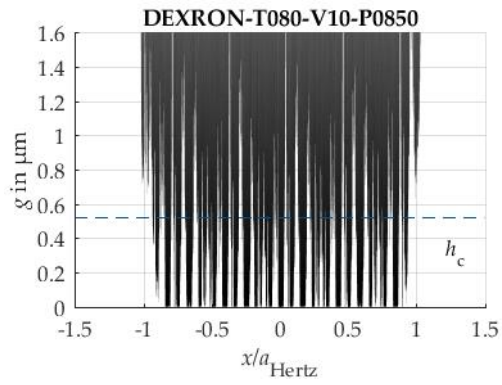
DEXRON (rau) – T080-V05-P1000



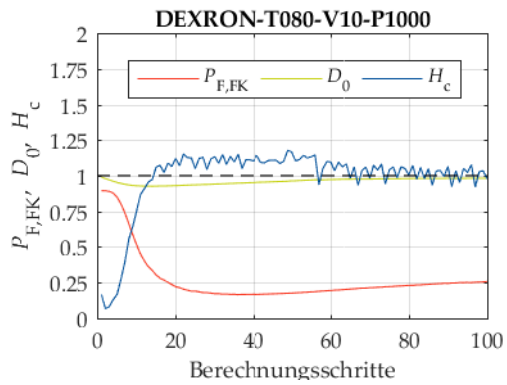
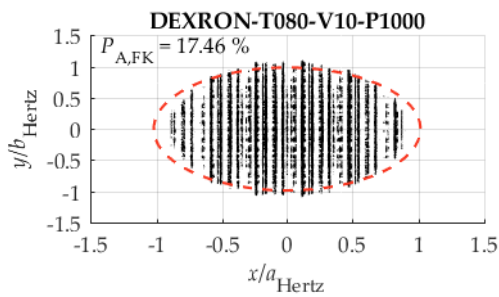
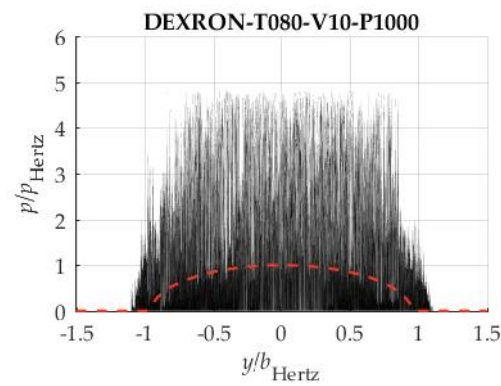
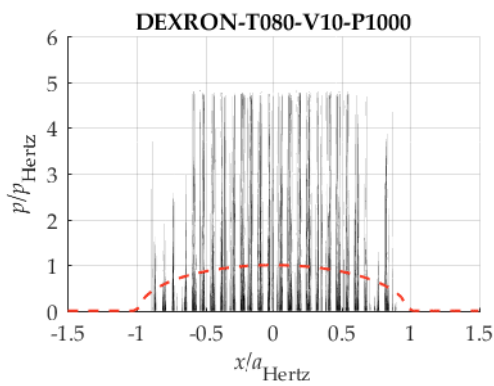
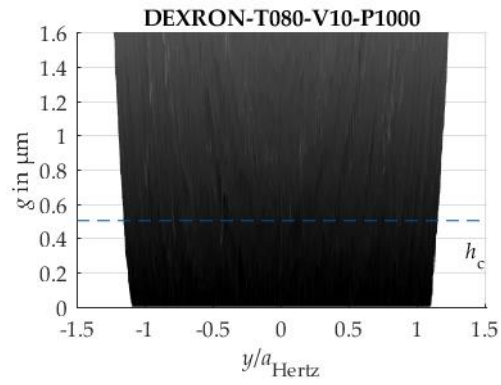
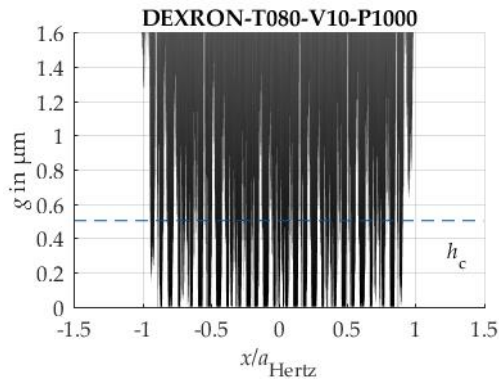
DEXRON (rau) – T080-V05-P1250



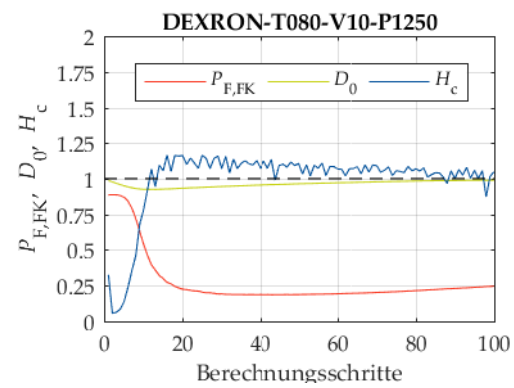
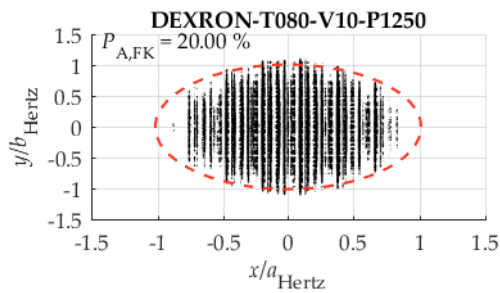
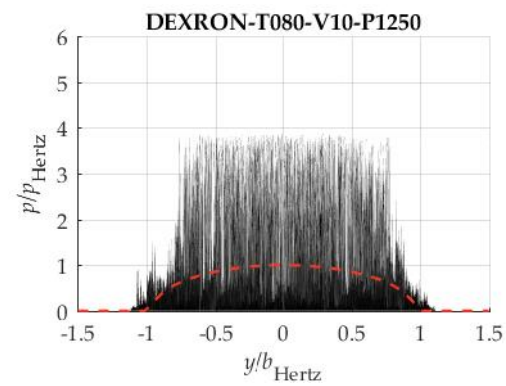
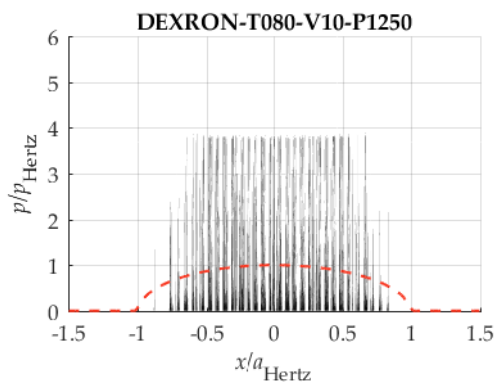
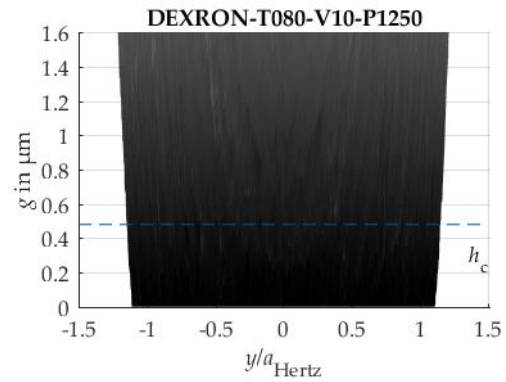
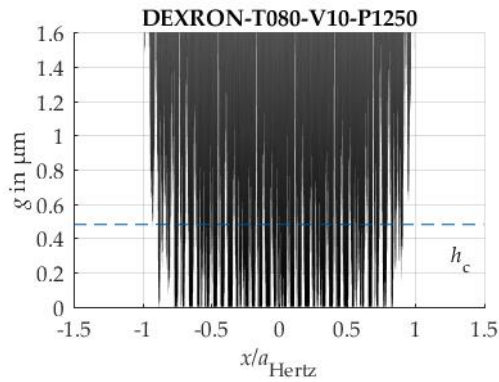
DEXRON (rau) – T080-V10-P0850



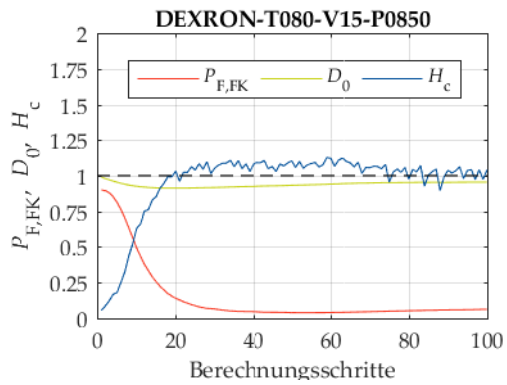
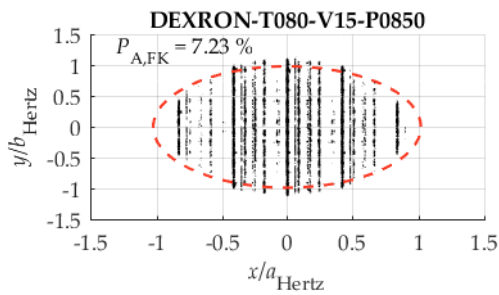
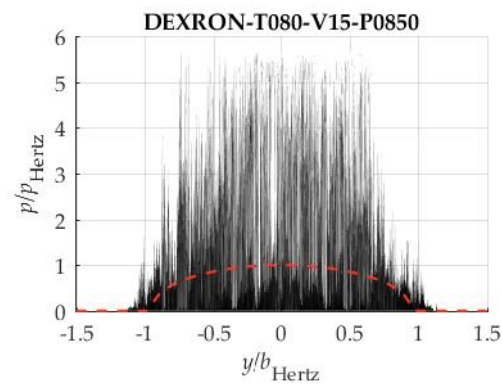
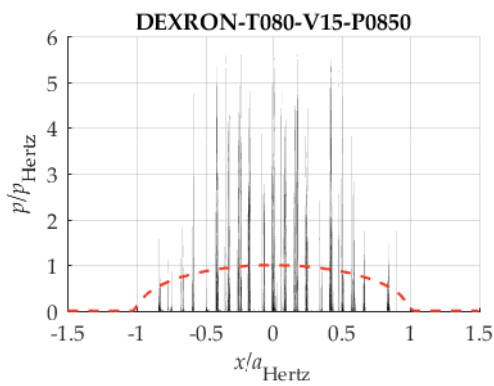
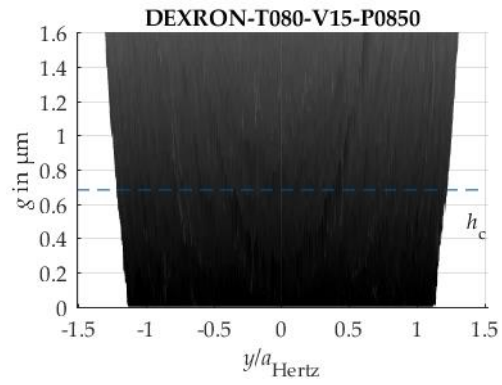
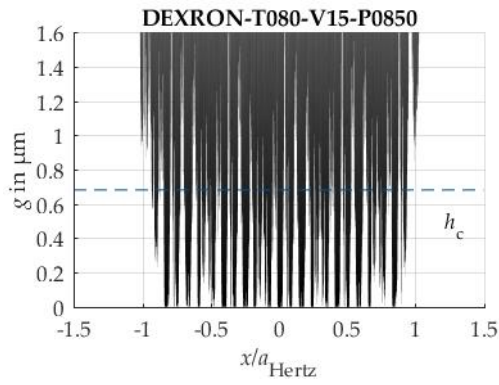
DEXRON (rau) – T080-V10-P1000



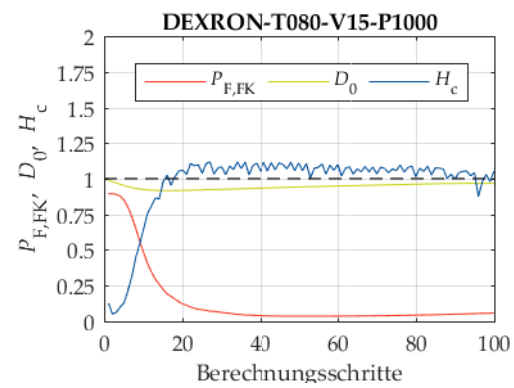
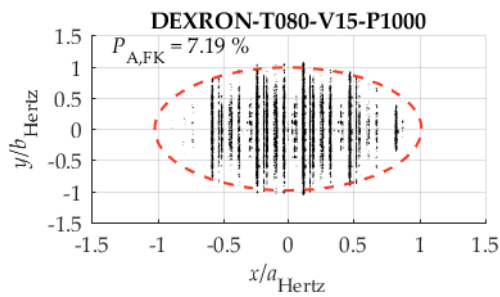
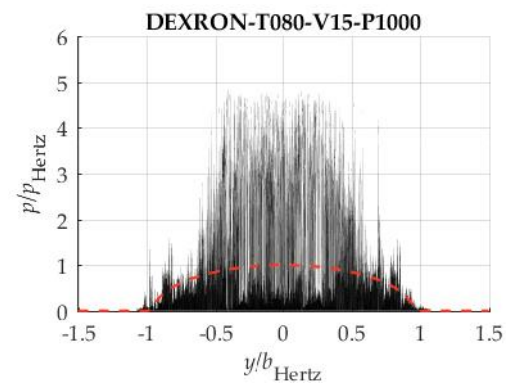
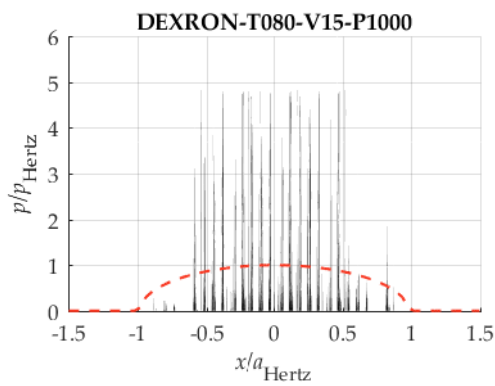
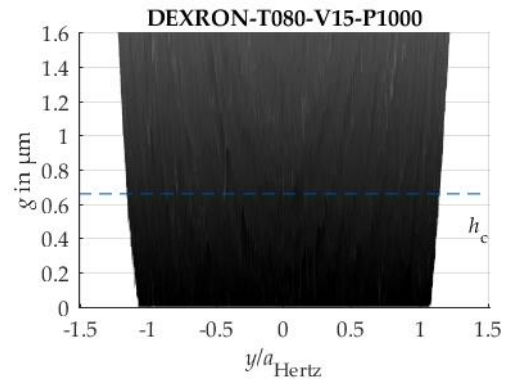
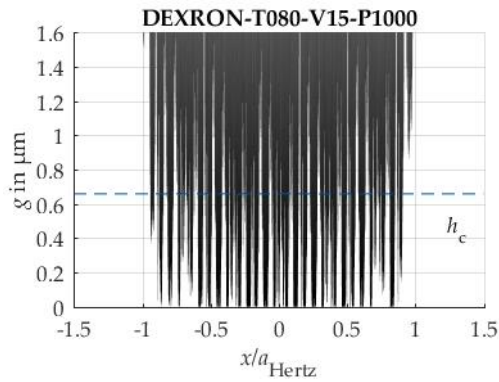
DEXRON (rau) – T080-V10-P1250



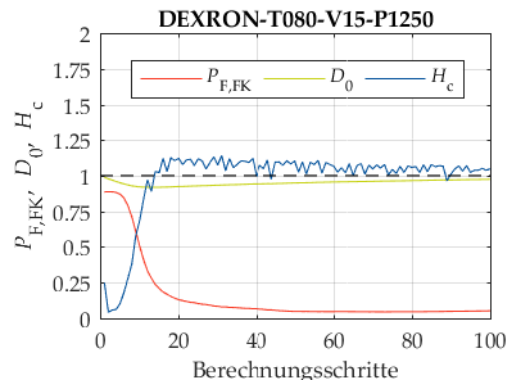
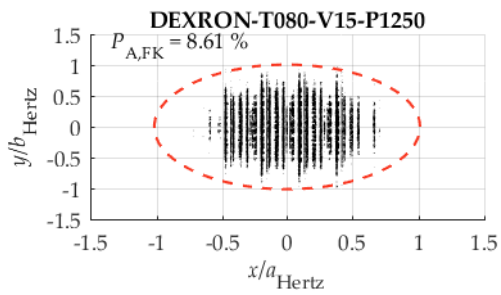
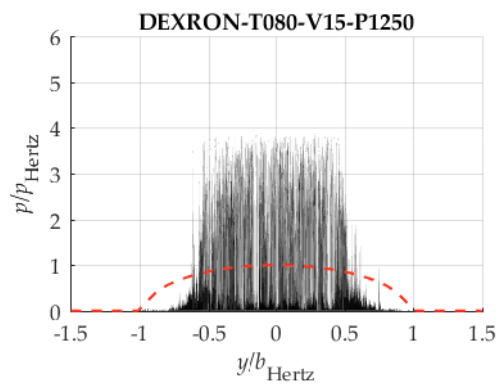
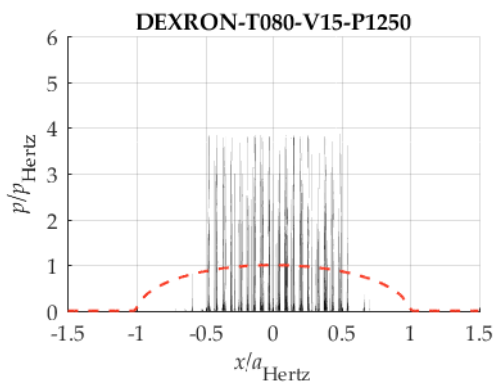
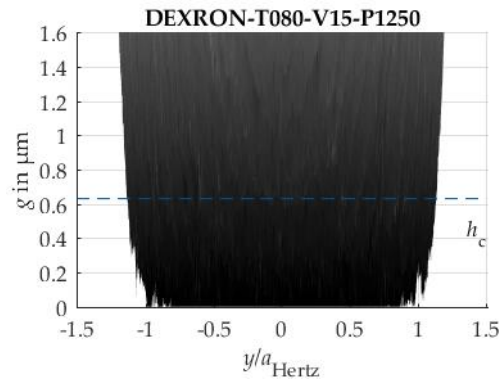
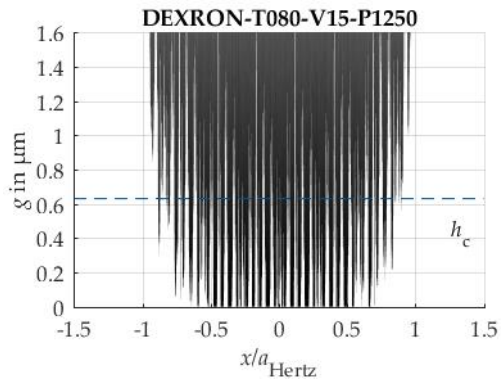
DEXRON (rau) – T080-V15-P0850



DEXRON (rau) – T080-V15-P1000



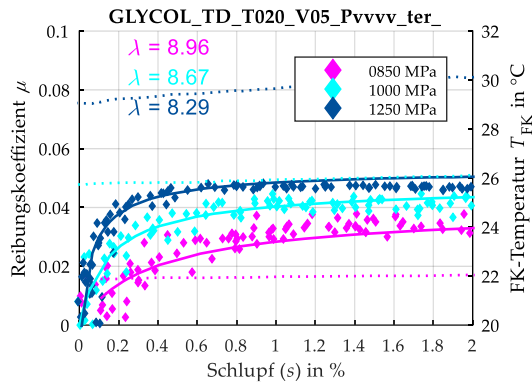
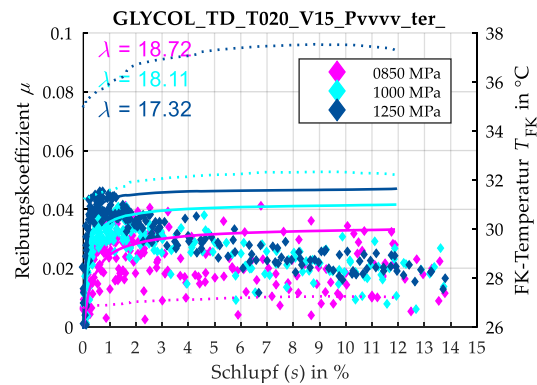
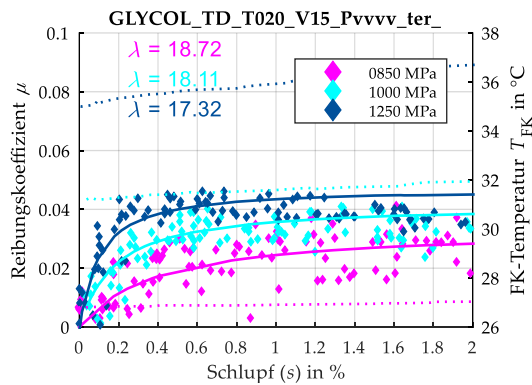
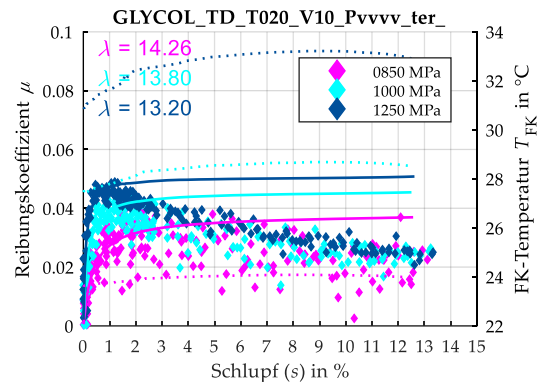
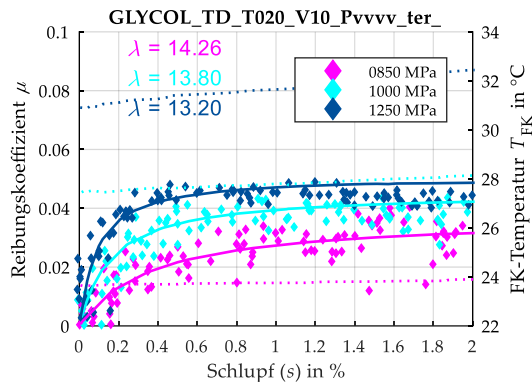
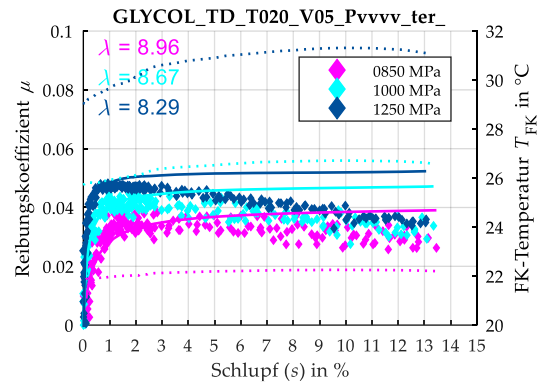
DEXRON (rau) – T080-V15-P1250



8.2 Reibung (Experiment und Simulation)

8.2.1 GLYCOL (glatt)

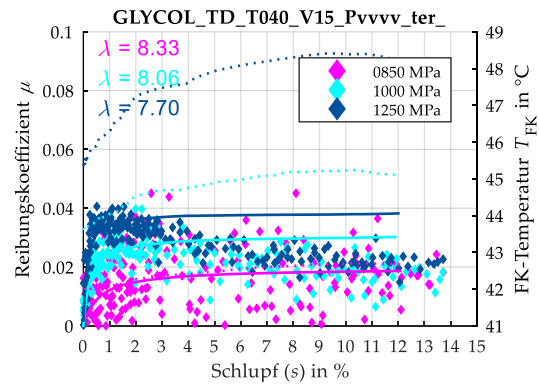
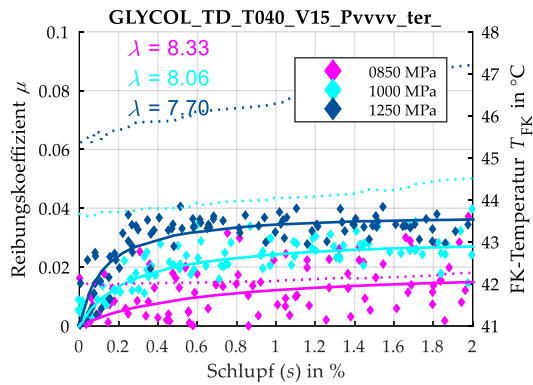
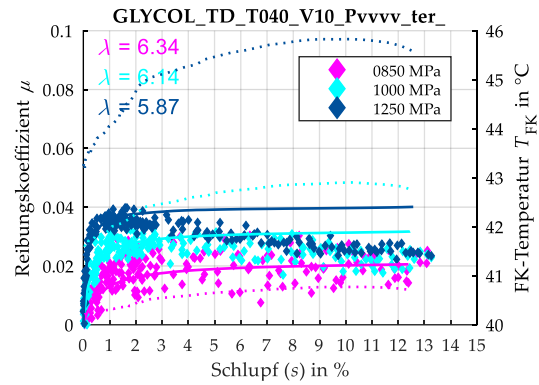
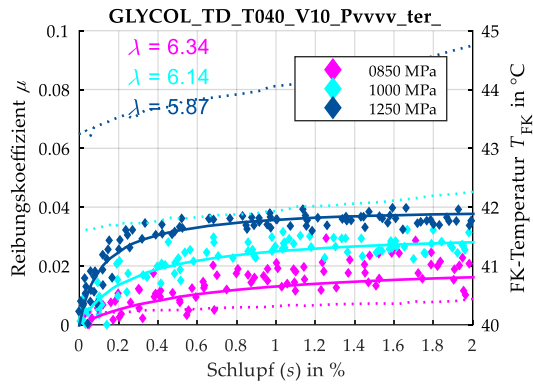
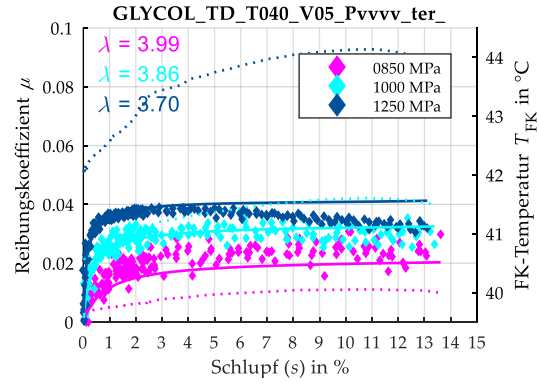
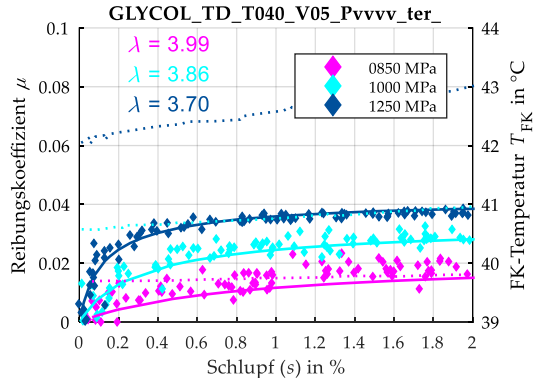
GLYCOL (glatt) – Variation der Pressung – T020 – V05/V10/V15

 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

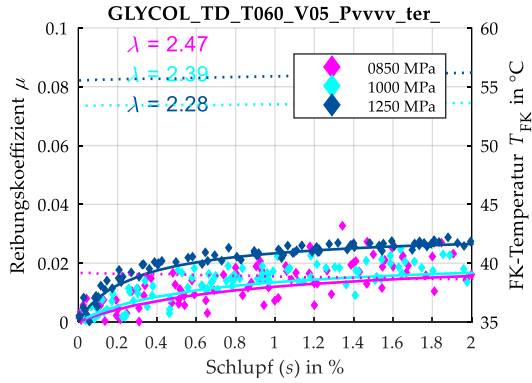
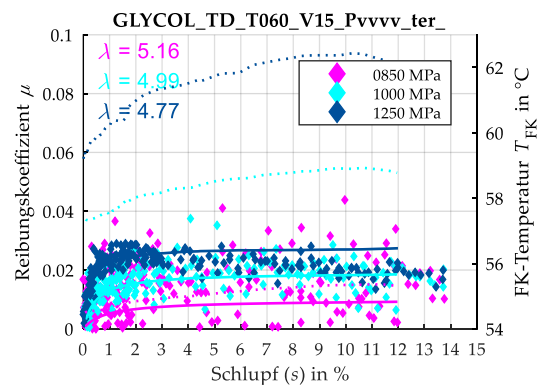
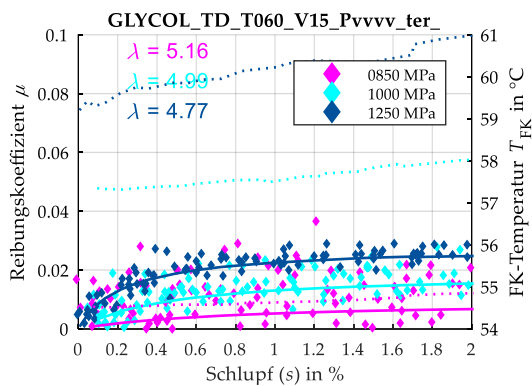
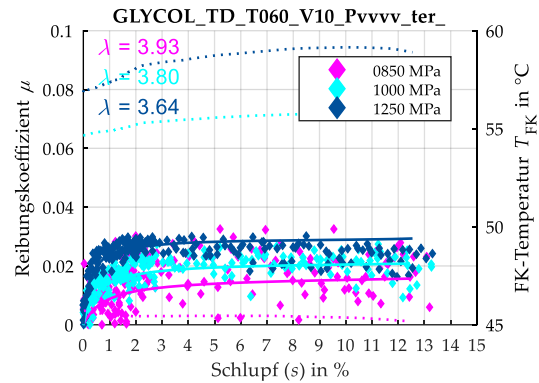
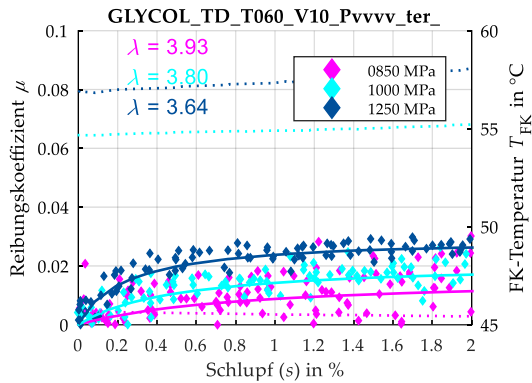
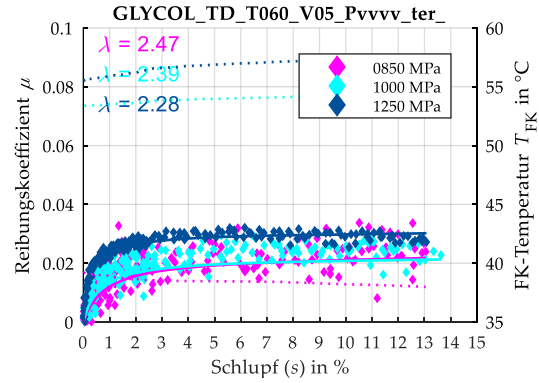
GLYCOL (glatt) – Variation der Pressung – T040 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$



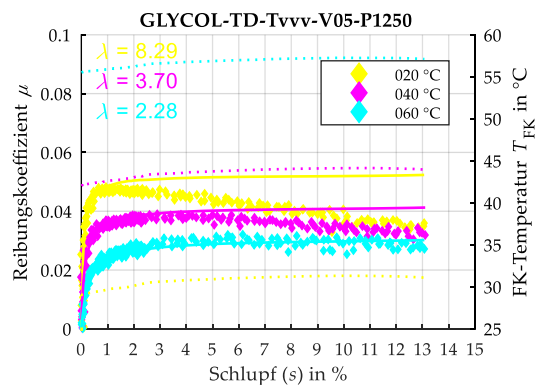
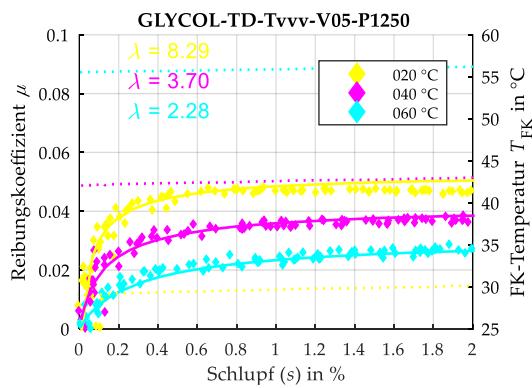
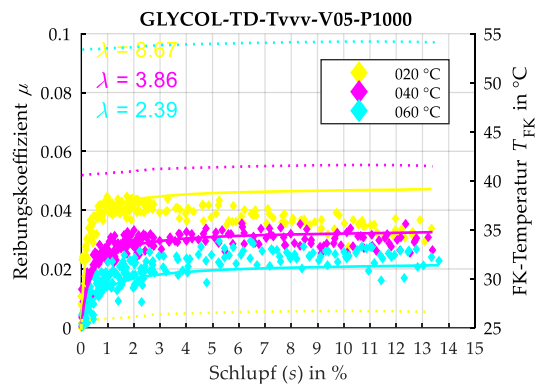
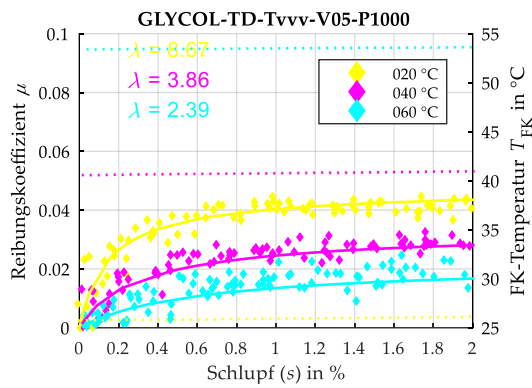
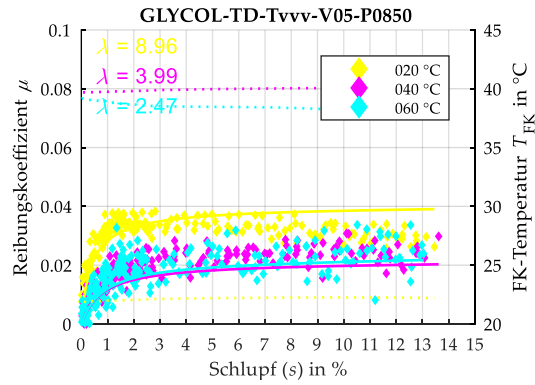
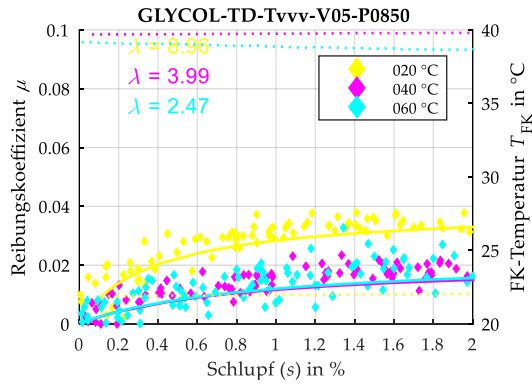
GLYCOL (glatt) – Variation der Pressung – T060 – V05/V10/V15

 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

GLYCOL (glatt) – Variation der Temperatur – V05 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

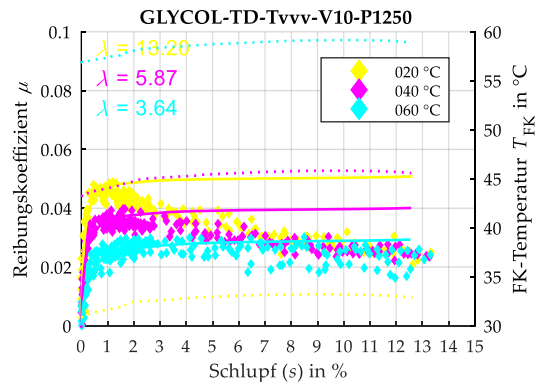
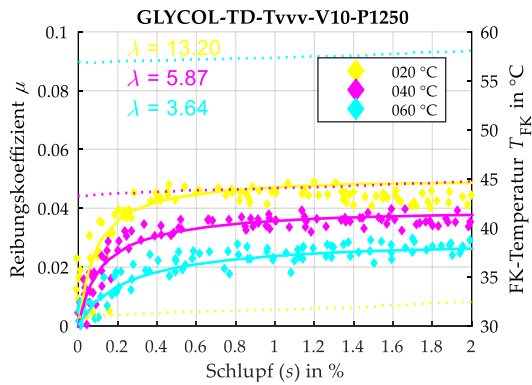
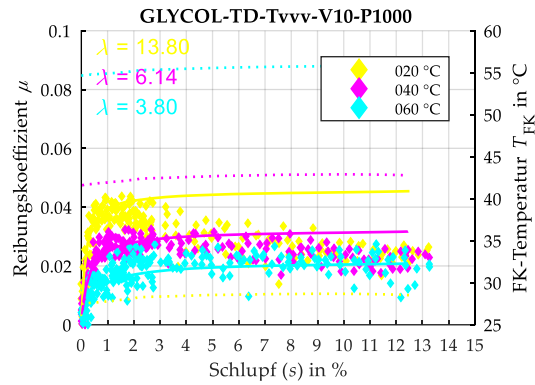
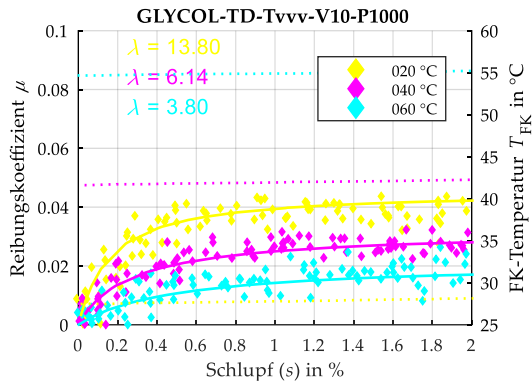
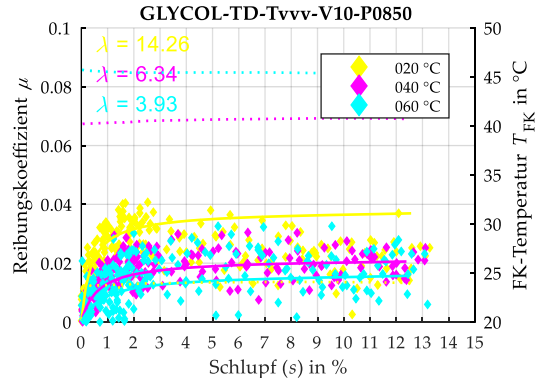
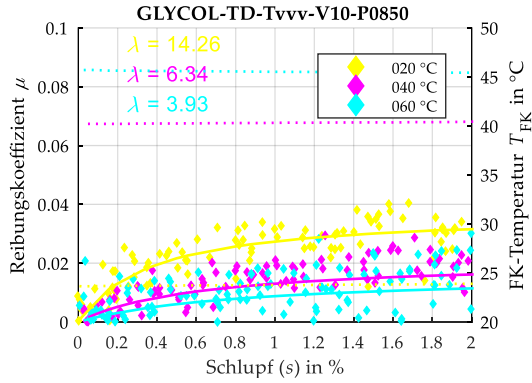
$s = 0 \dots 15 \%$



GLYCOL (glatt) – Variation der Temperatur – V10 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

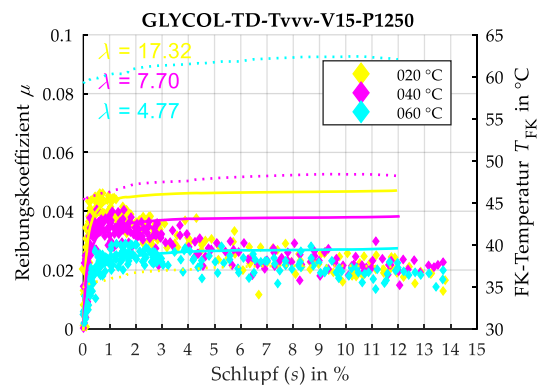
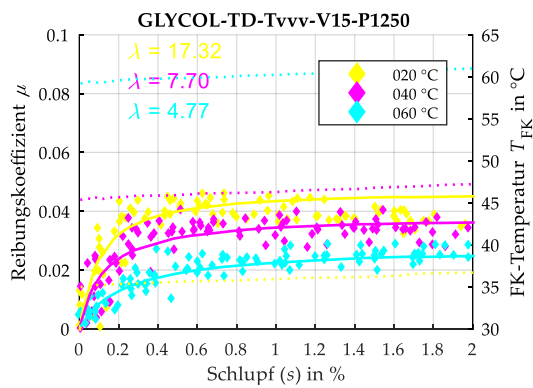
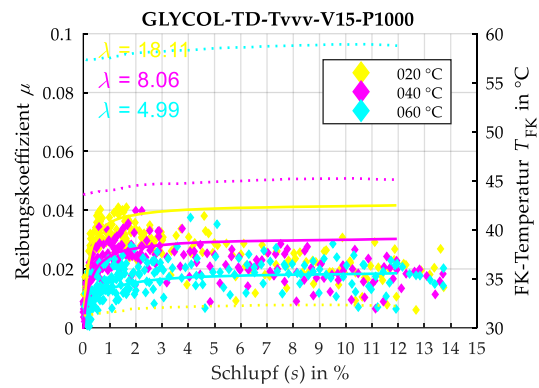
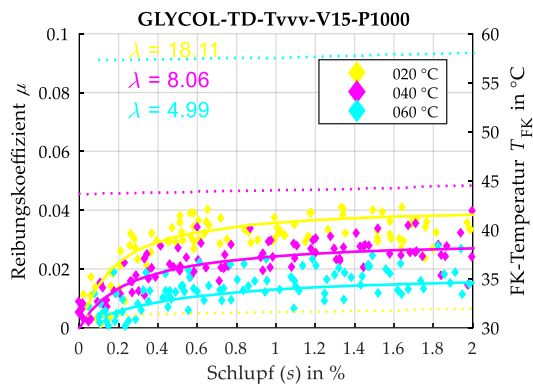
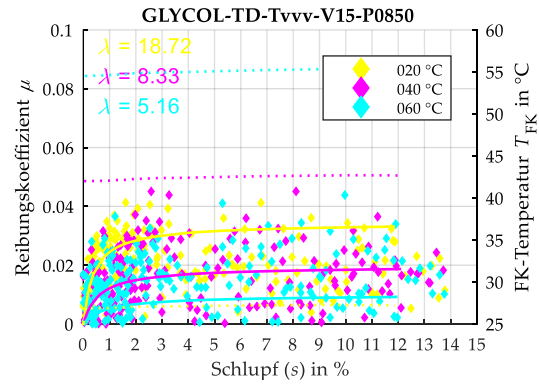
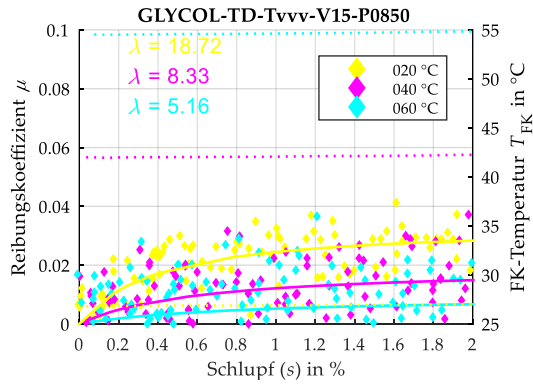
$s = 0 \dots 15 \%$



GLYCOL (glatt) – Variation der Temperatur – V15 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

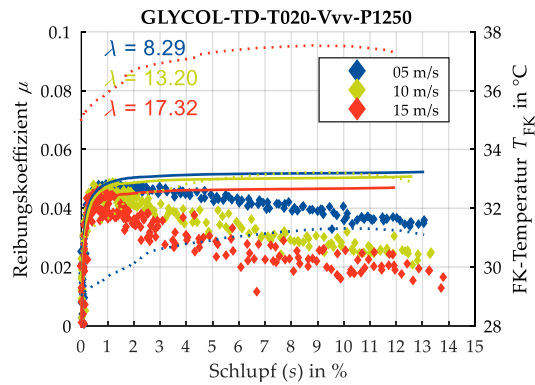
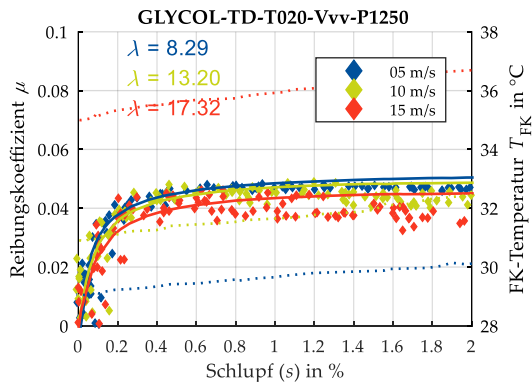
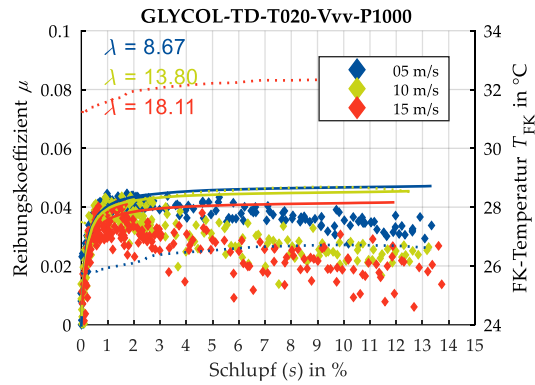
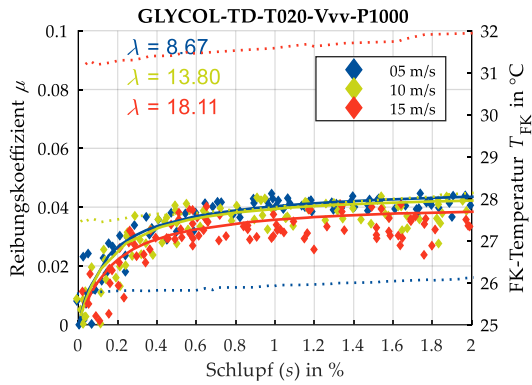
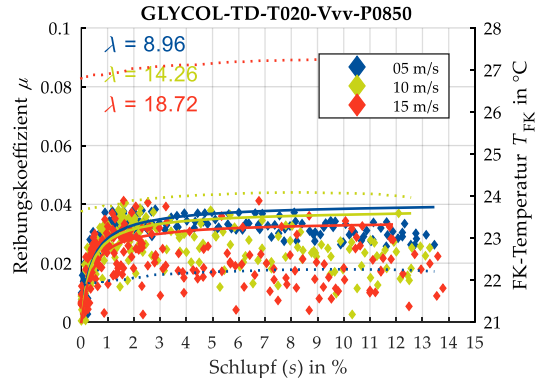
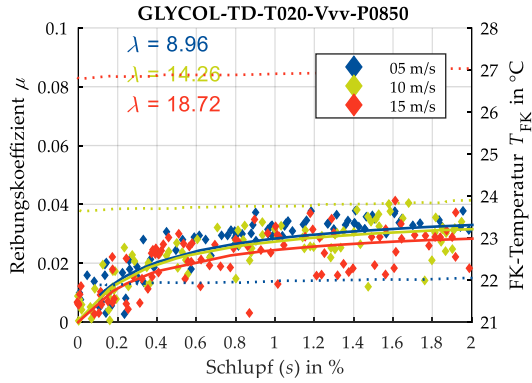
$s = 0 \dots 15 \%$



GLYCOL (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T020 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2\%$

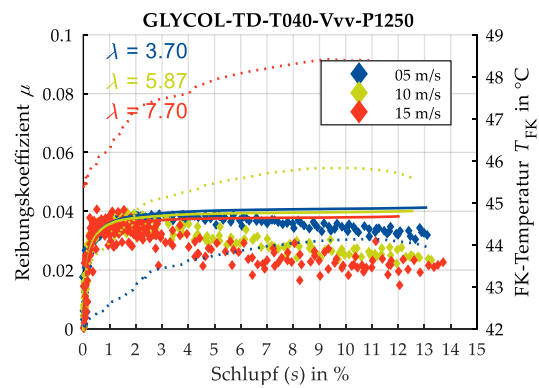
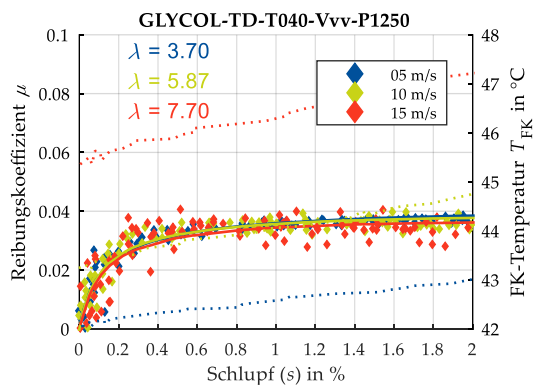
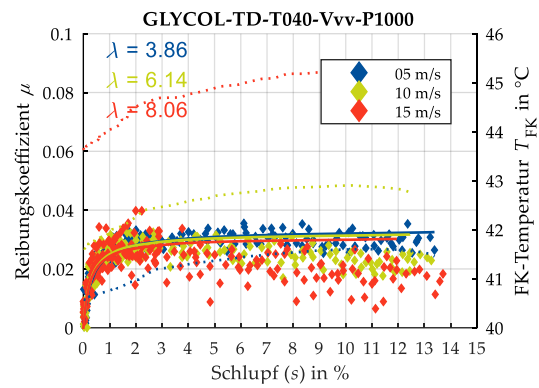
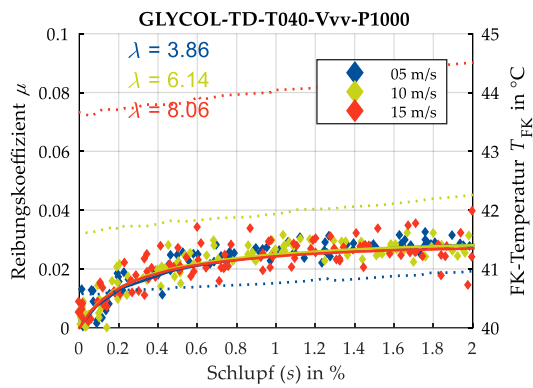
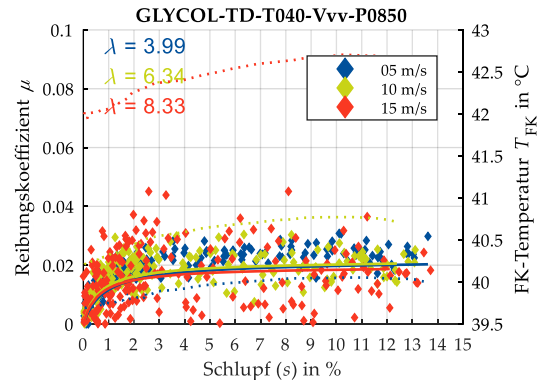
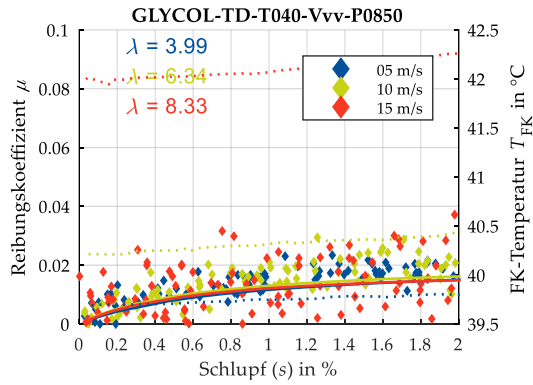
$s = 0 \dots 15\%$



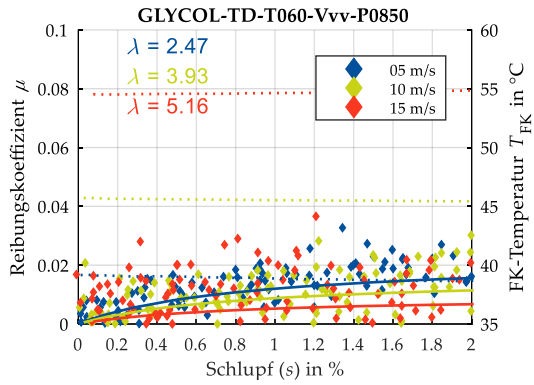
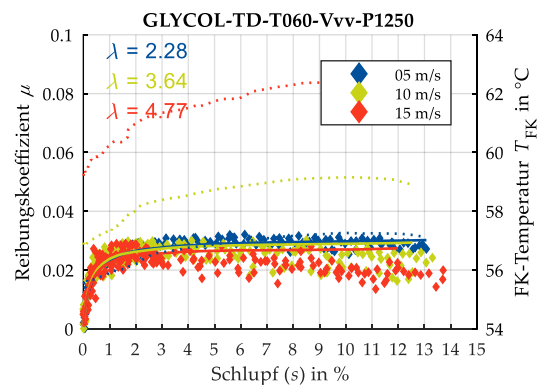
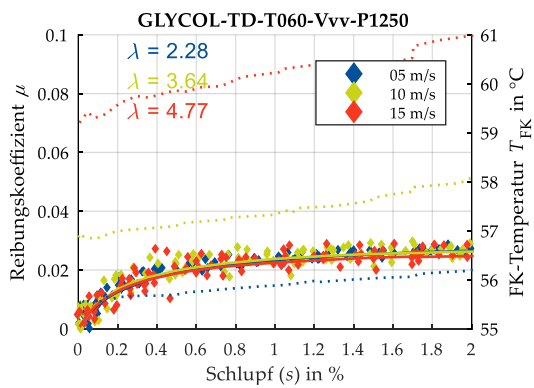
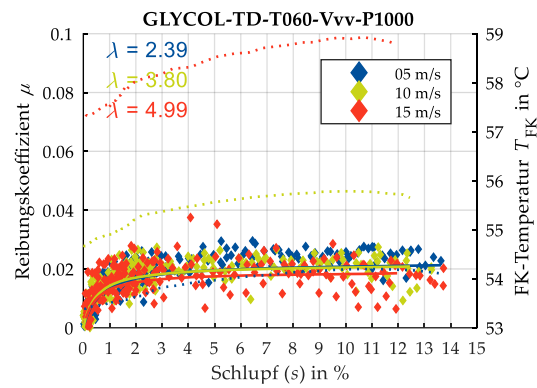
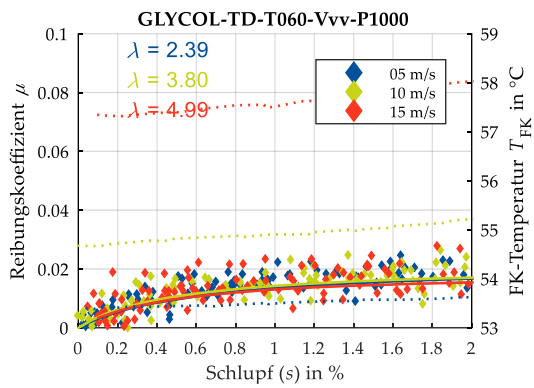
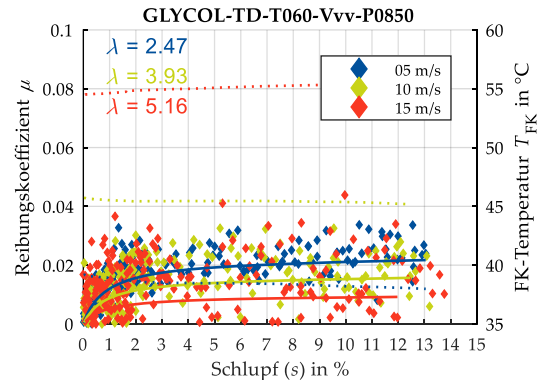
GLYCOL (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T040 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2\%$

$s = 0 \dots 15\%$

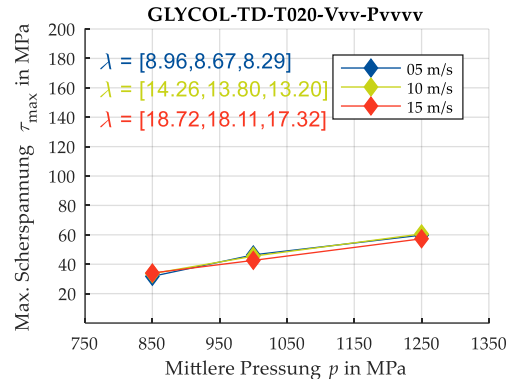
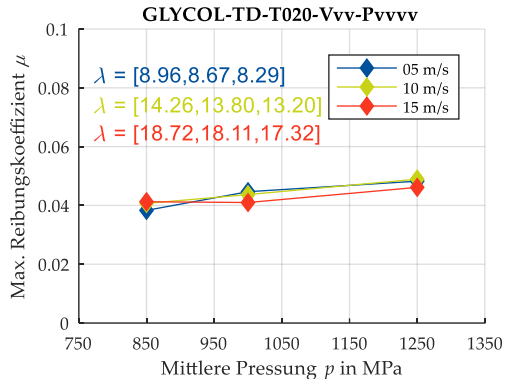


GLYCOL (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T060 – P0850/P1000/P1250

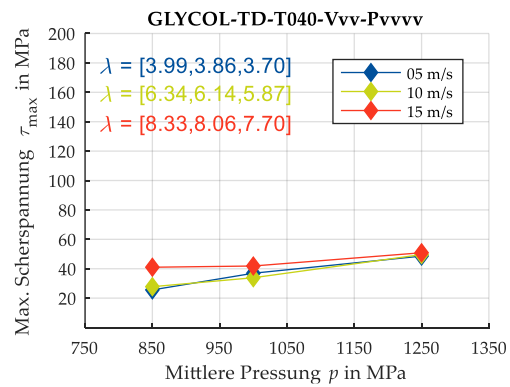
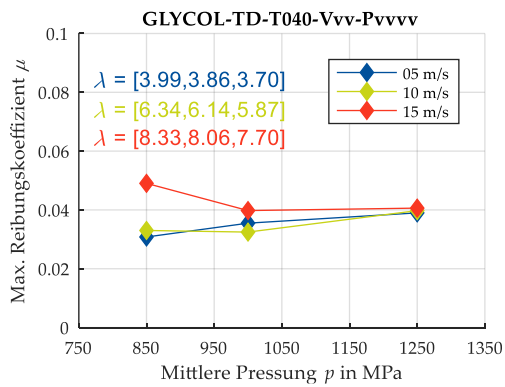
 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

GLYCOL (glatt) – Maximale Reibung und Scherspannung

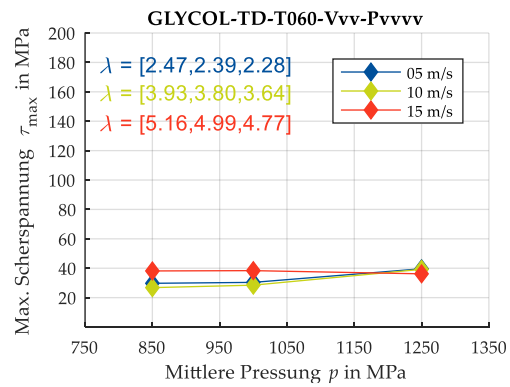
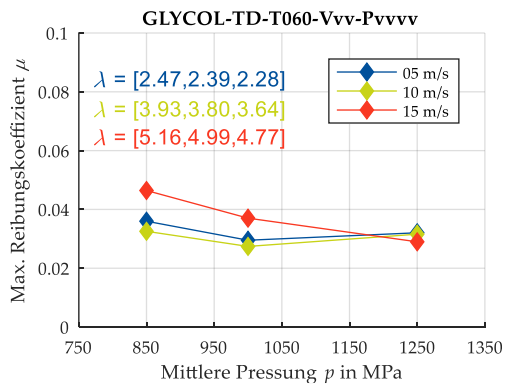
T020



T040

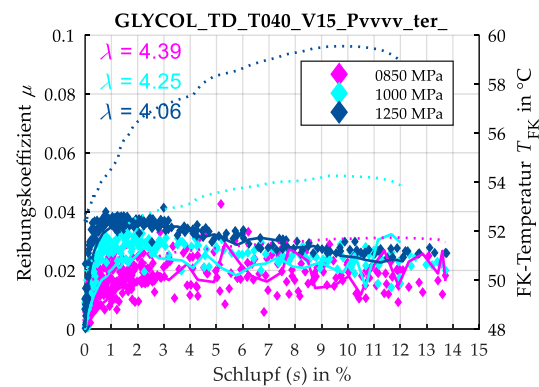
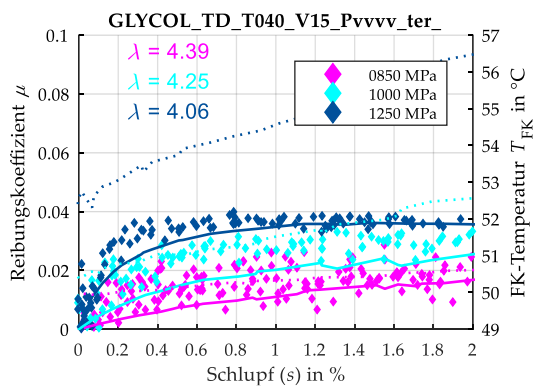
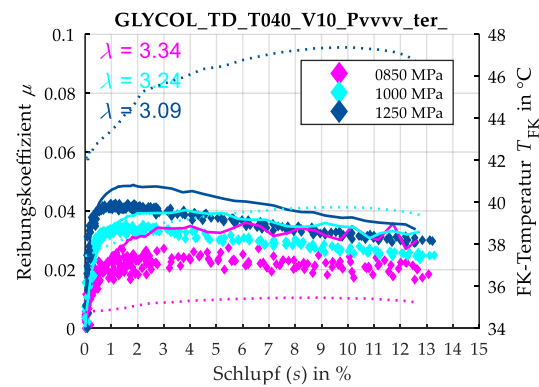
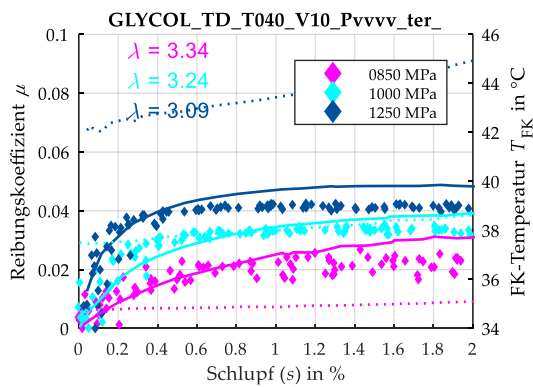
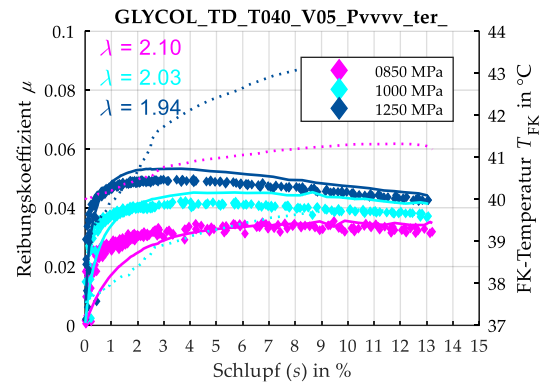
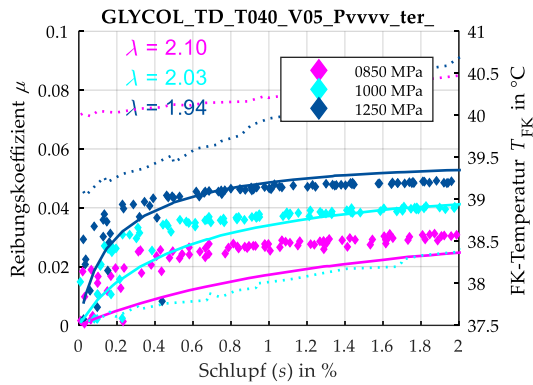


T060



8.2.2 GLYCOL (rau)

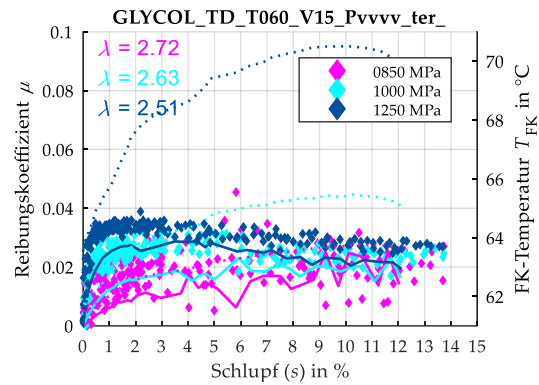
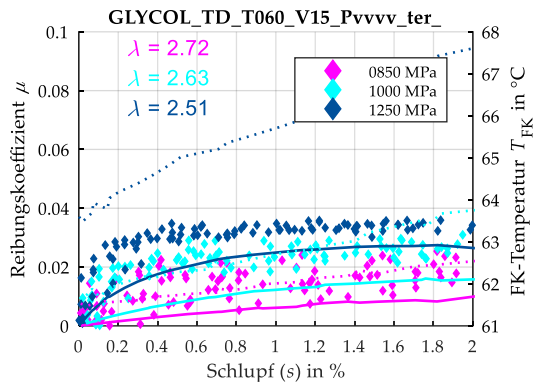
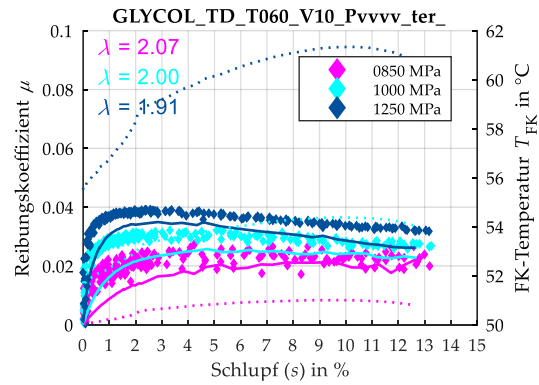
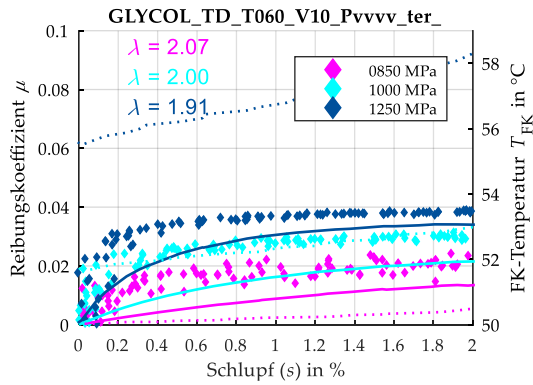
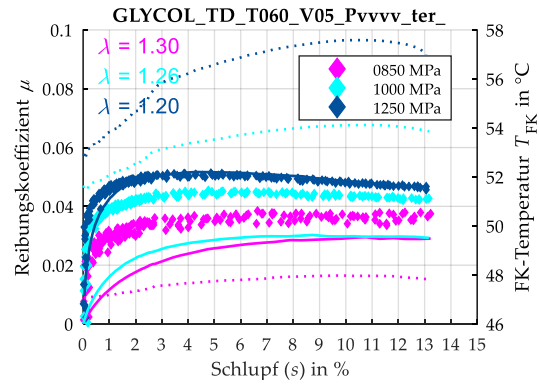
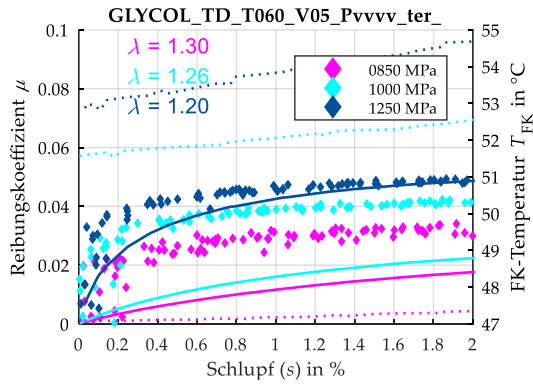
GLYCOL (rau) – Variation der Pressung – T040 – V05/V10/V15

 $s = 0 \dots 2 \%$ $s = 0 \dots 15 \%$ 

GLYCOL (rau) – Variation der Pressung – T060 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

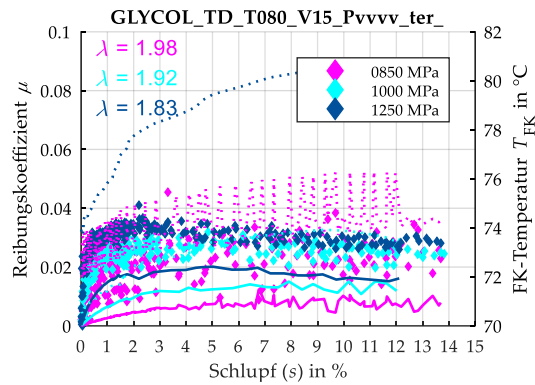
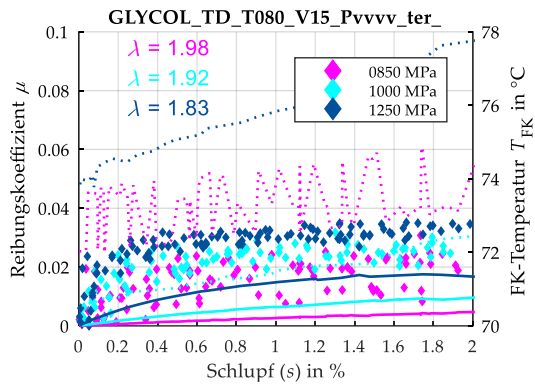
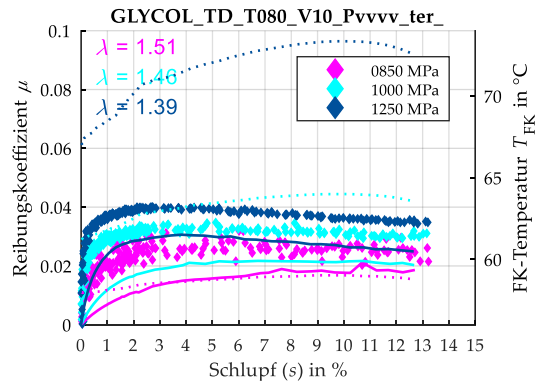
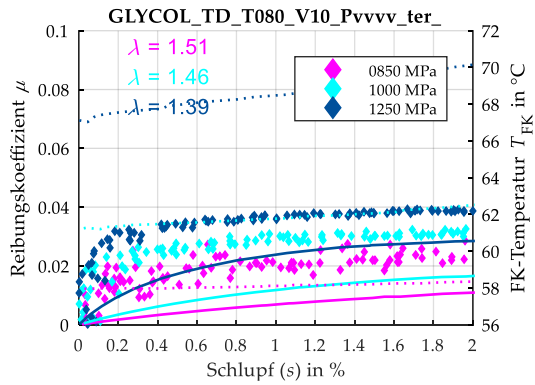
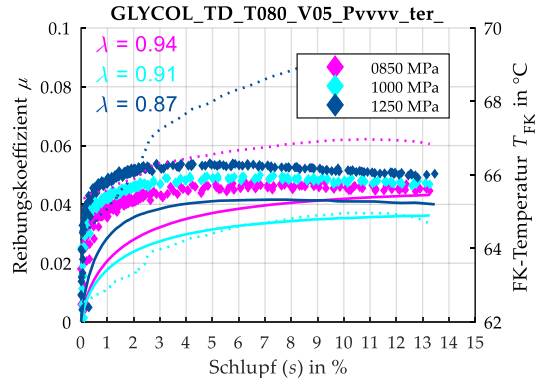
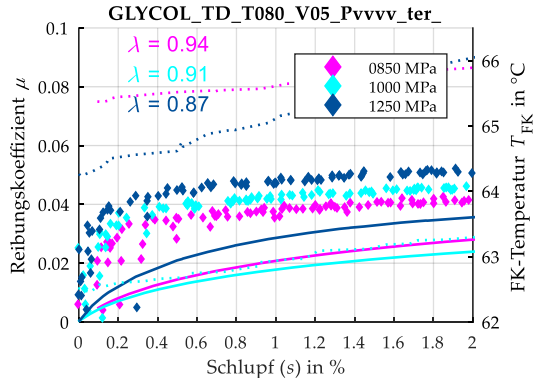
$s = 0 \dots 15 \%$



GLYCOL (rau) – Variation der Pressung – T080 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

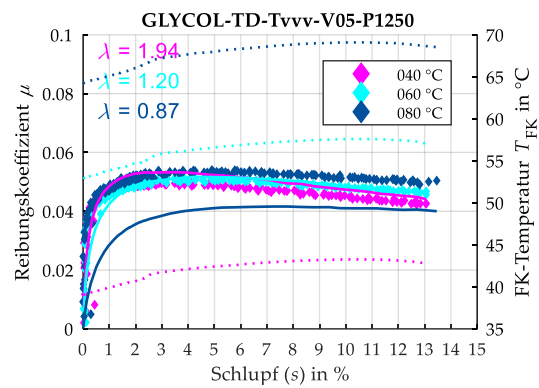
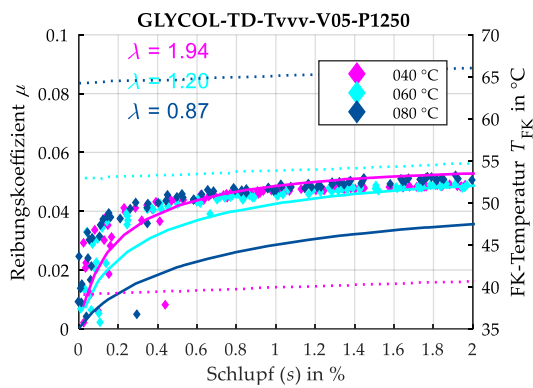
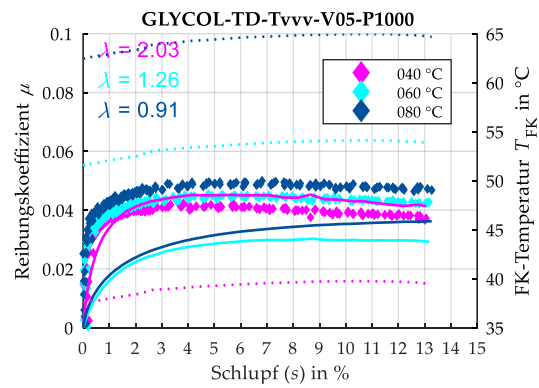
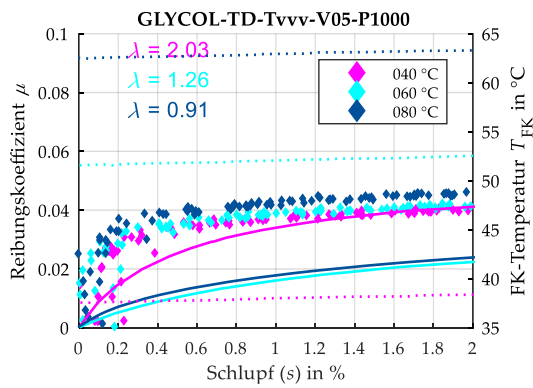
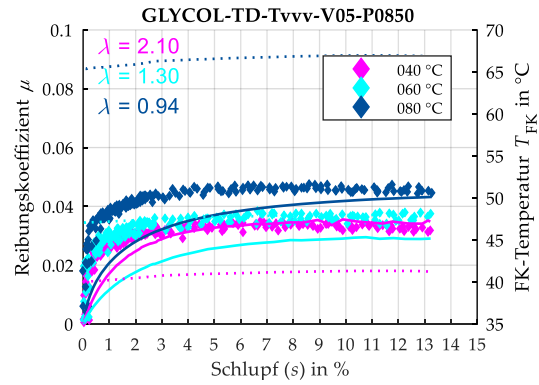
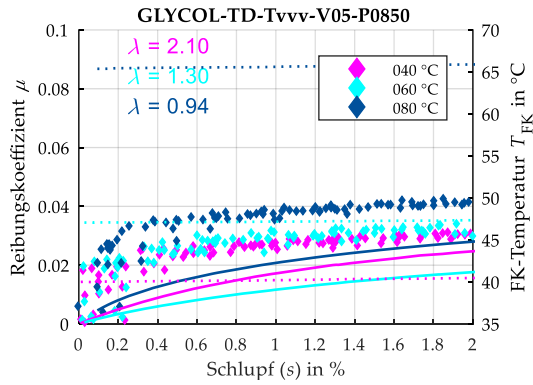
$s = 0 \dots 15 \%$



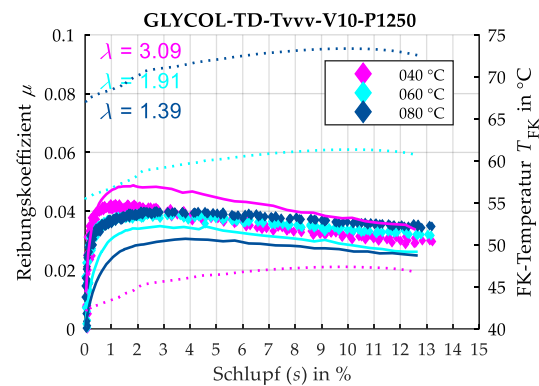
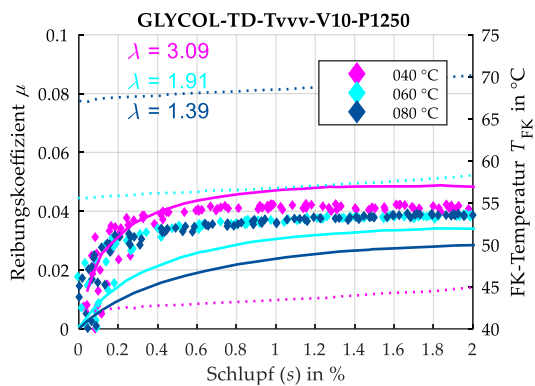
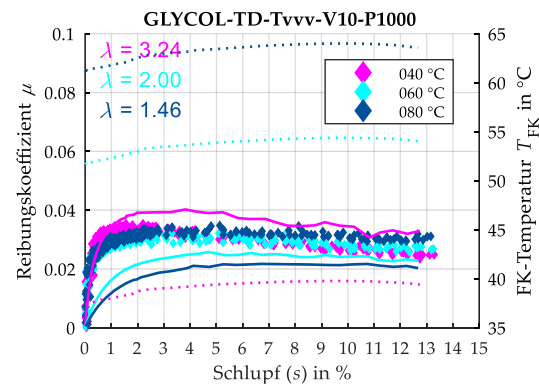
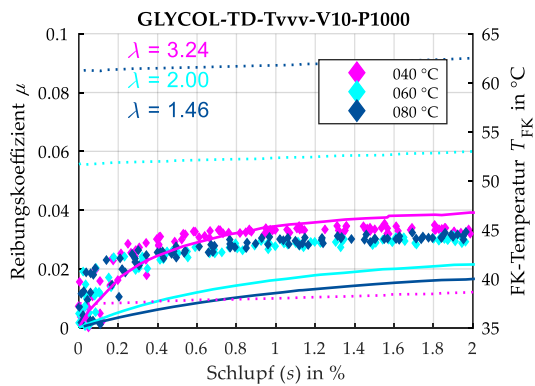
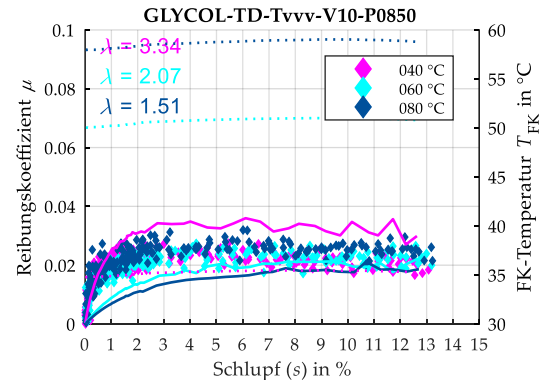
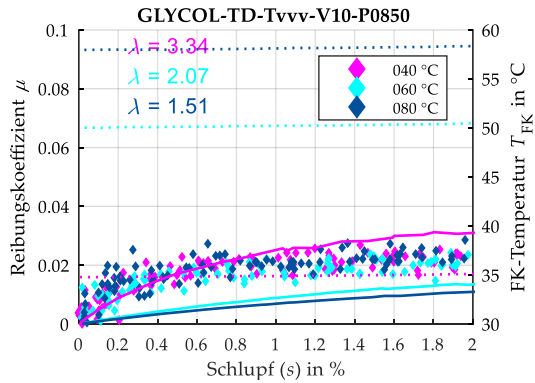
GLYCOL (rau) – Variation der Temperatur – V05 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$



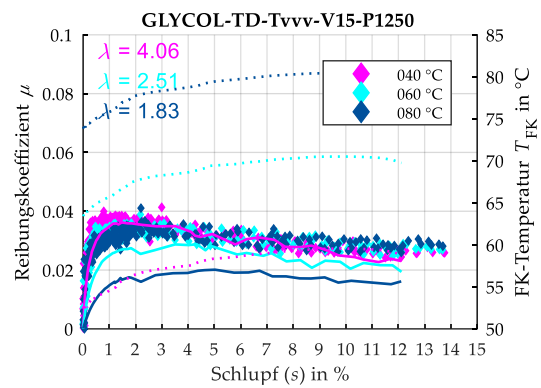
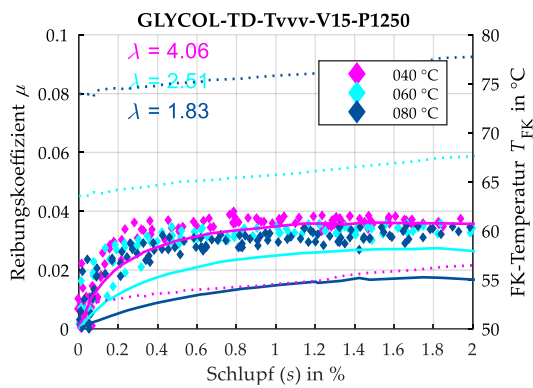
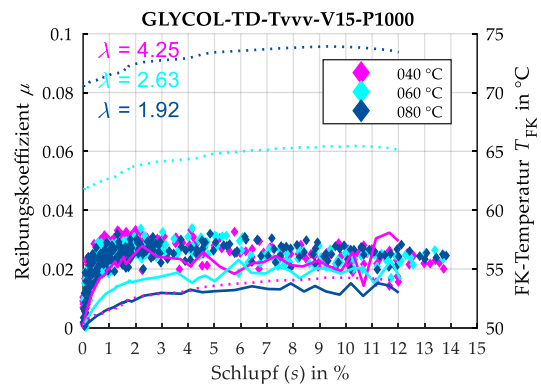
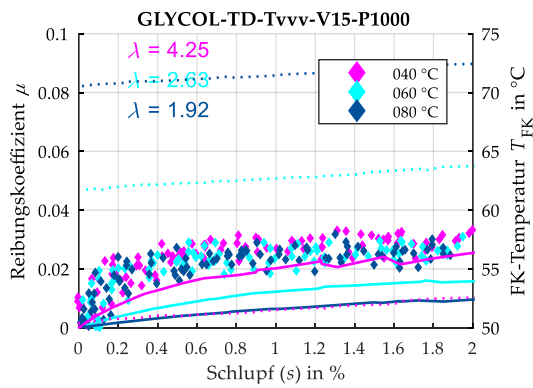
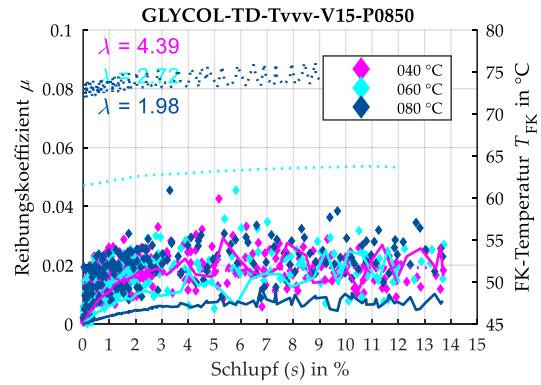
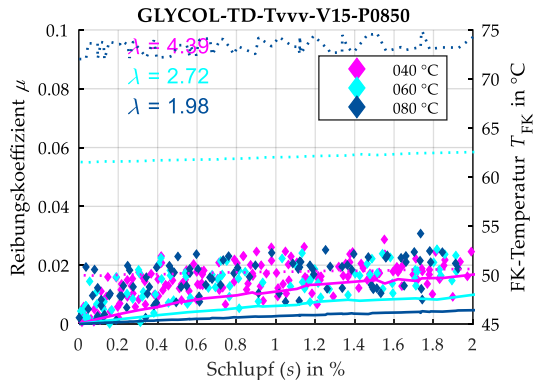
GLYCOL (rau) – Variation der Temperatur – V10 – P0850/P1000/P1250

 $s = 0 \dots 2 \%$ $s = 0 \dots 15 \%$ 

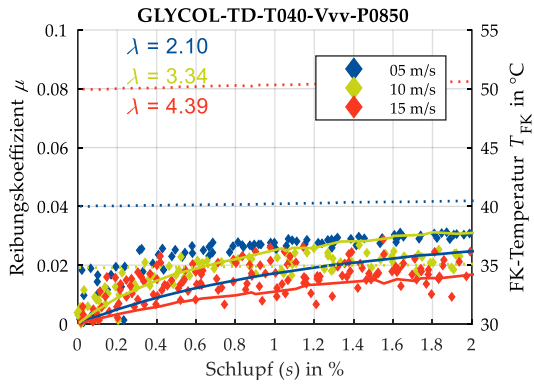
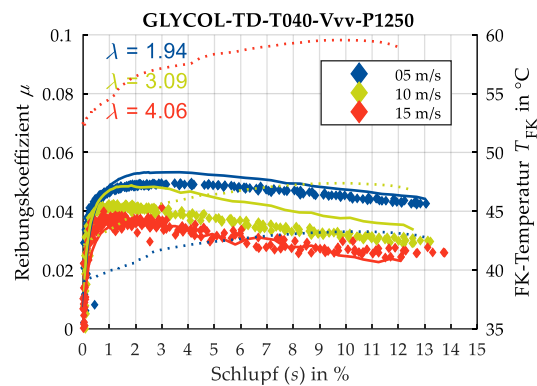
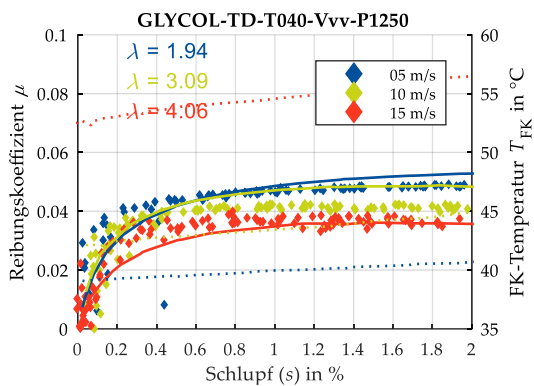
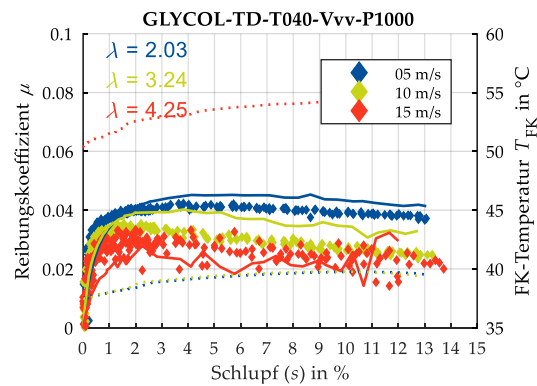
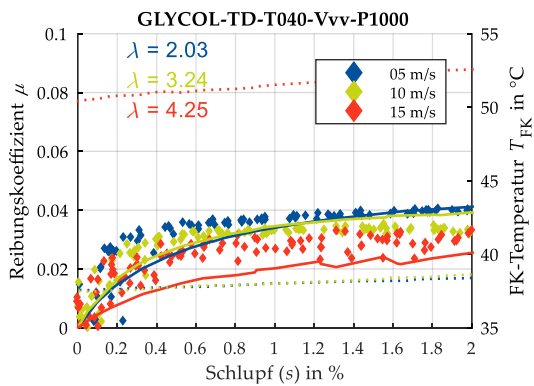
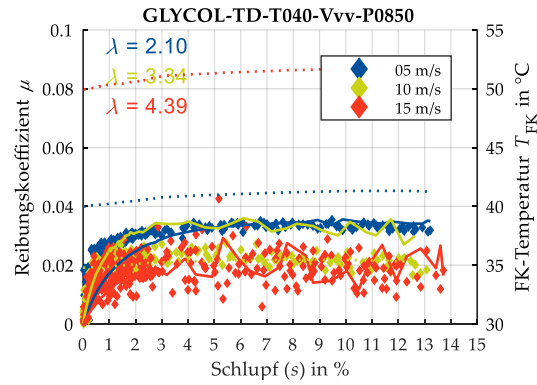
GLYCOL (rau) – Variation der Temperatur – V15 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$



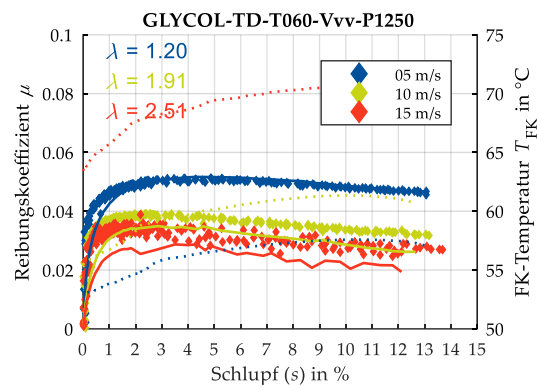
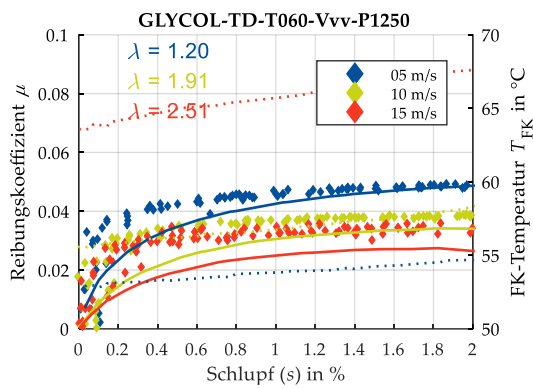
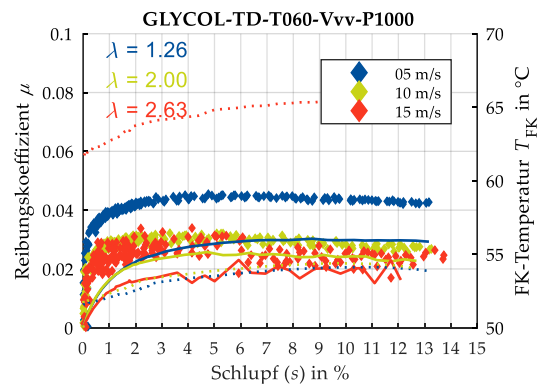
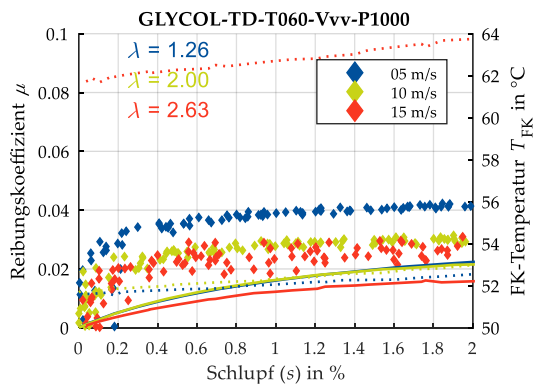
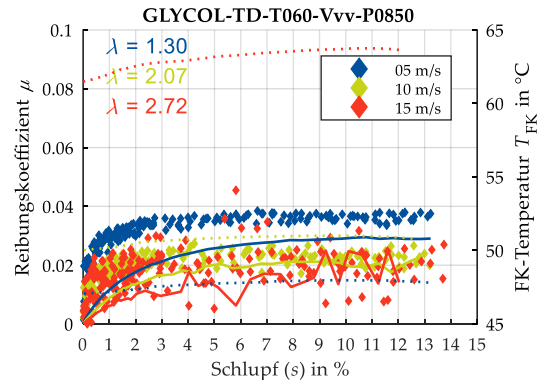
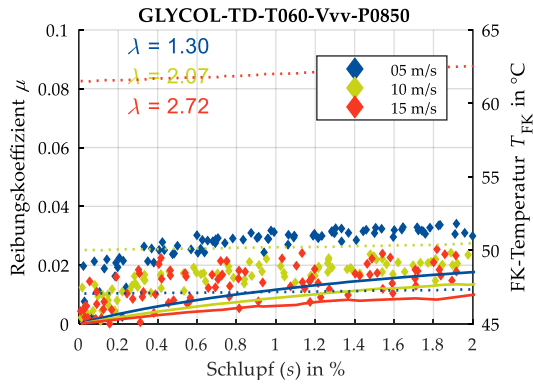
GLYCOL (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T040 – P0850/P1000/P1250

 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

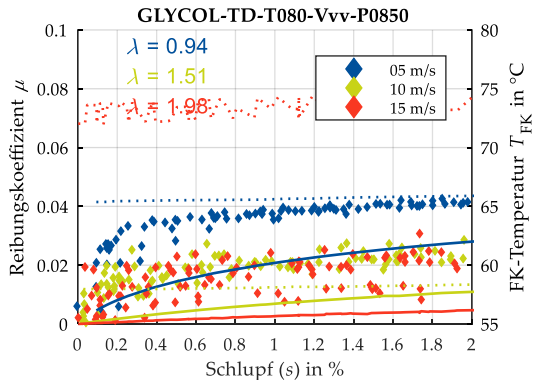
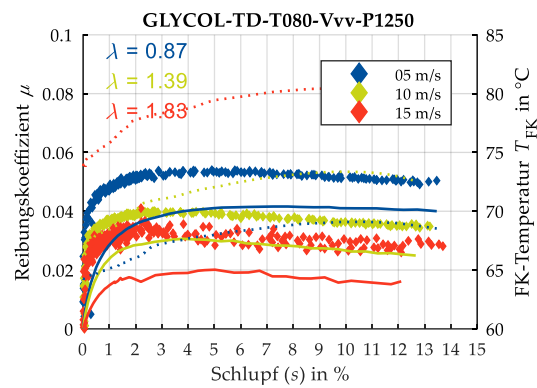
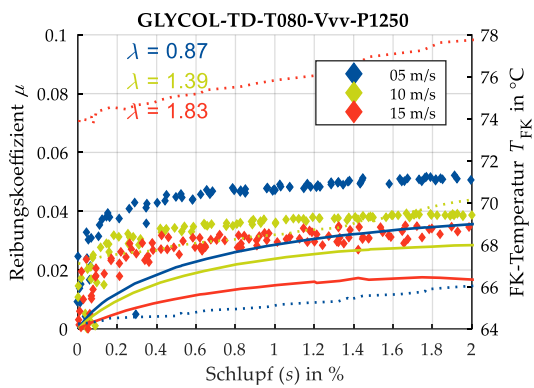
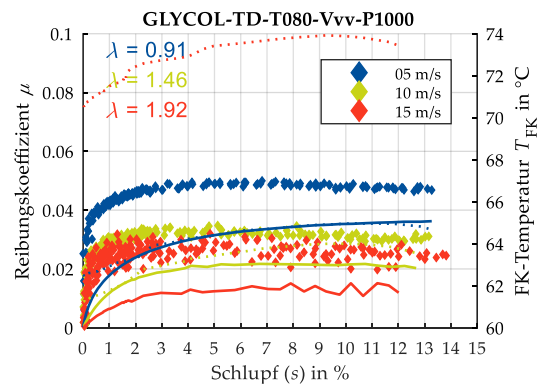
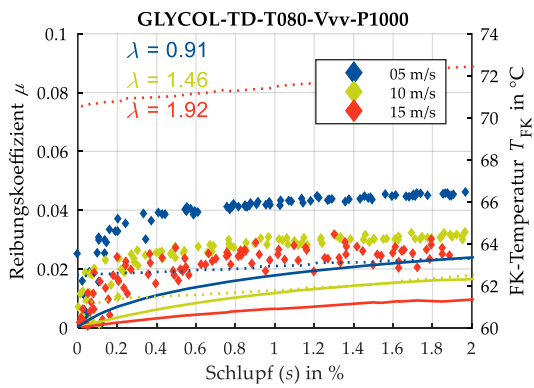
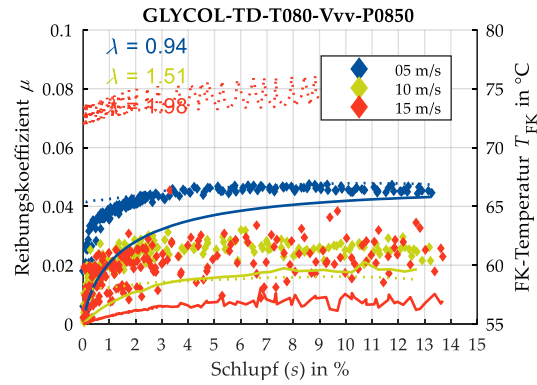
GLYCOL (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T060 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2\%$

$s = 0 \dots 15\%$

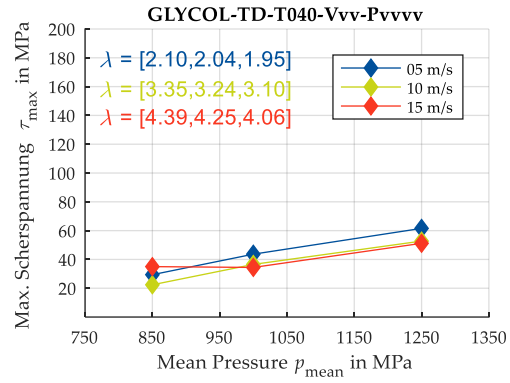
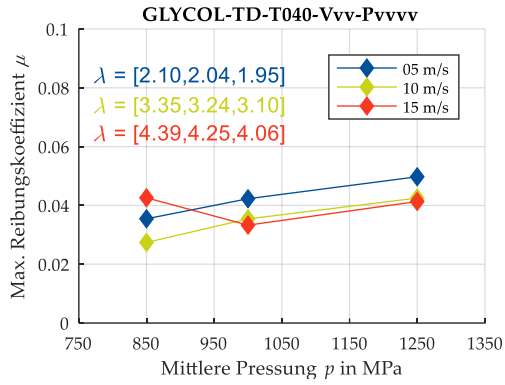


GLYCOL (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T080 – P0850/P1000/P1250

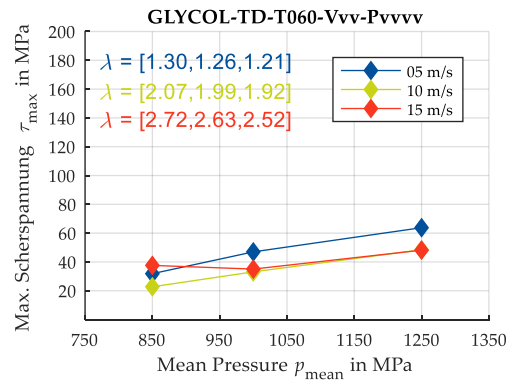
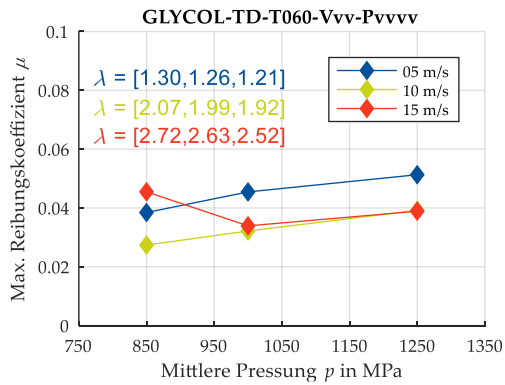
 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

GLYCOL (rau) – Maximale Reibung und Scherspannung

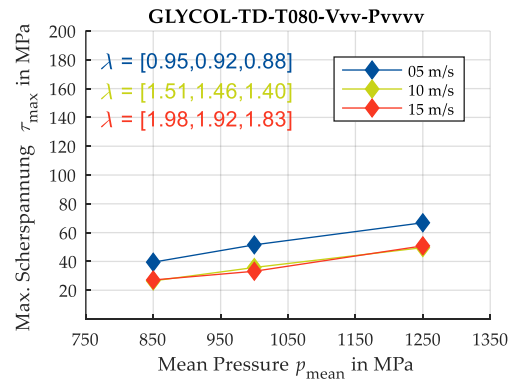
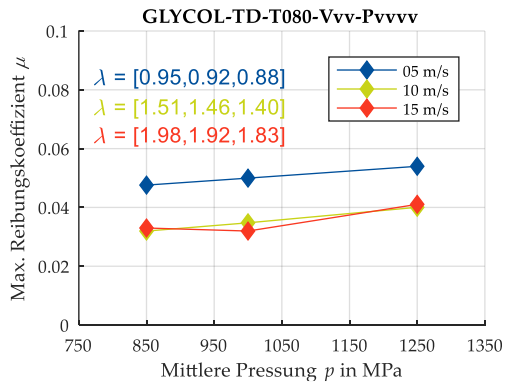
T040



T060



T080

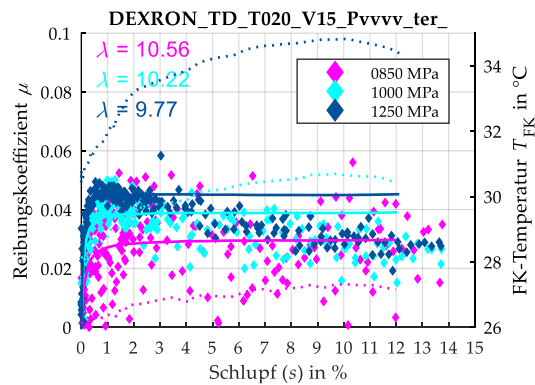
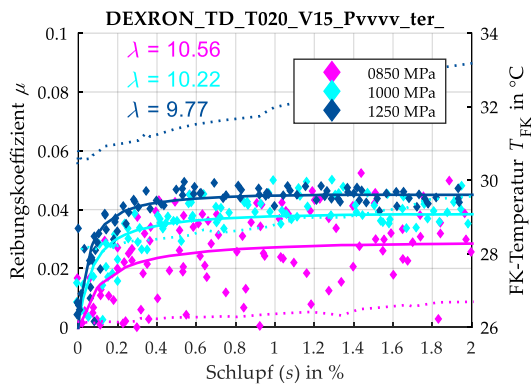
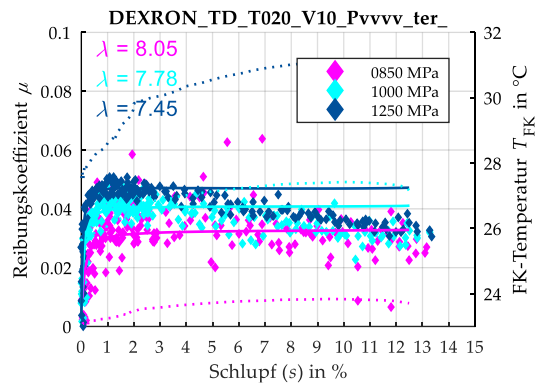
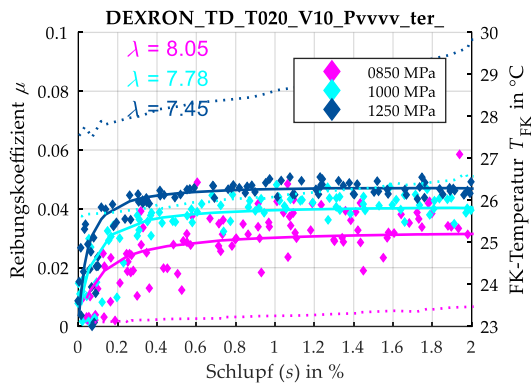
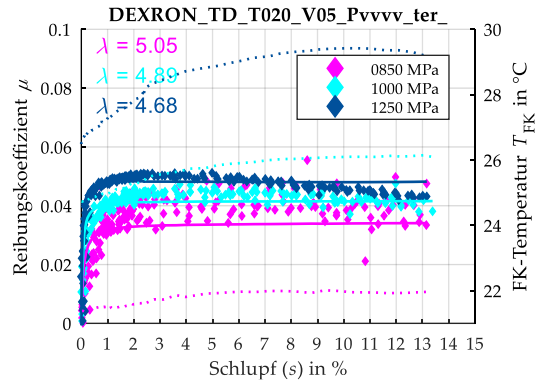
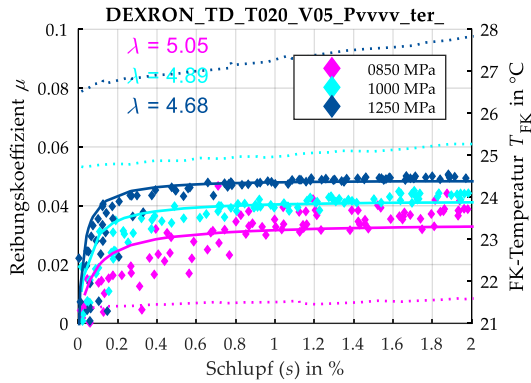


8.2.3 DEXRON (glatt)

DEXRON (glatt) – Variation der Pressung – T020 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

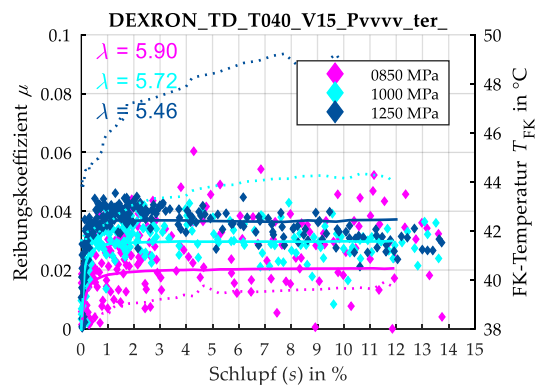
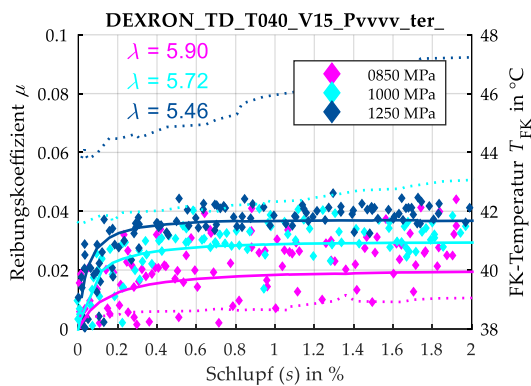
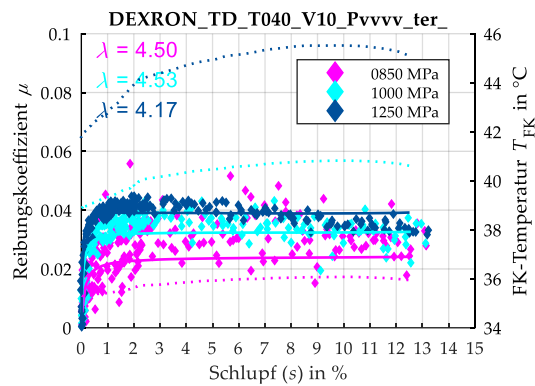
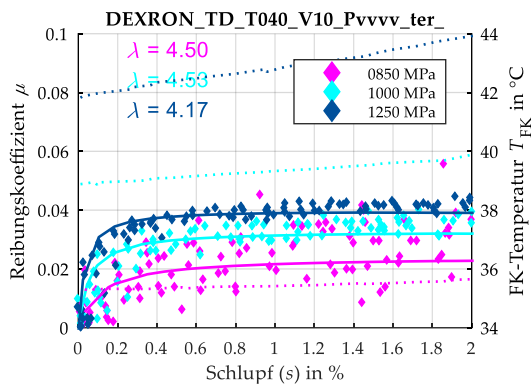
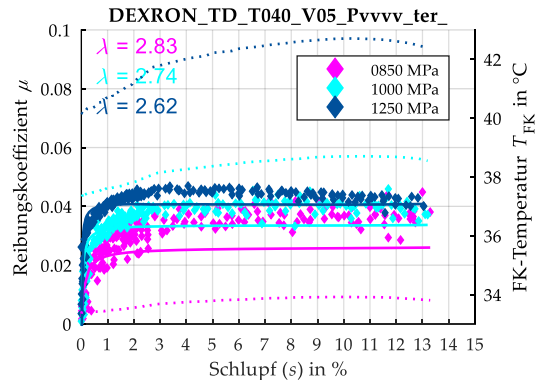
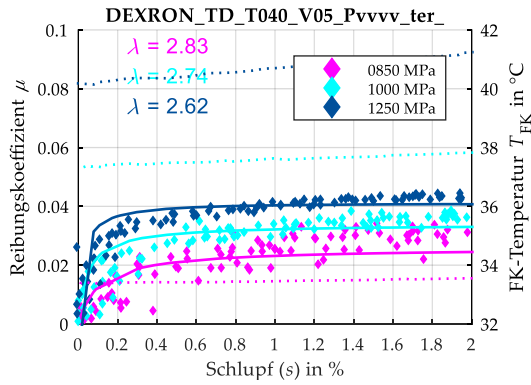
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Pressung – T040 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2\%$

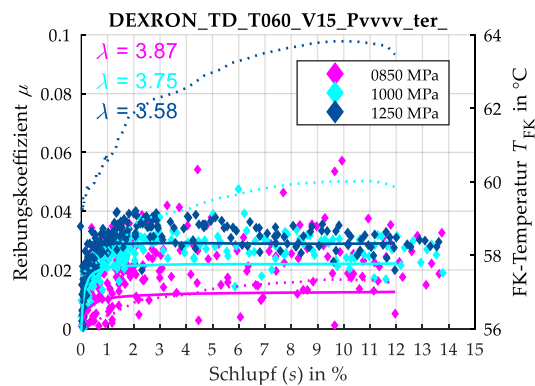
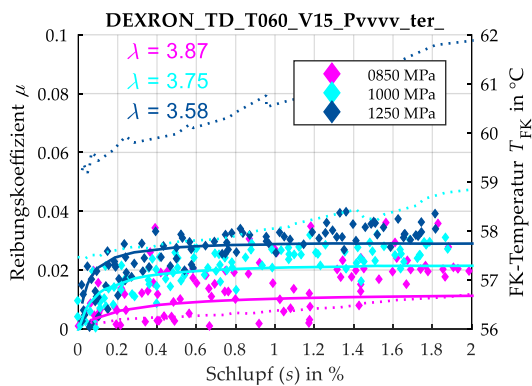
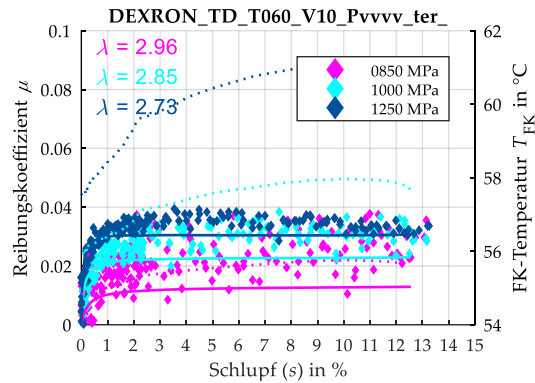
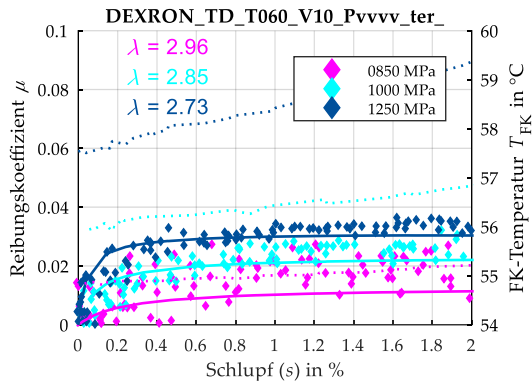
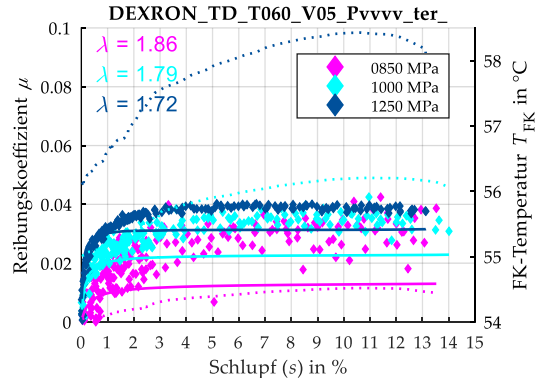
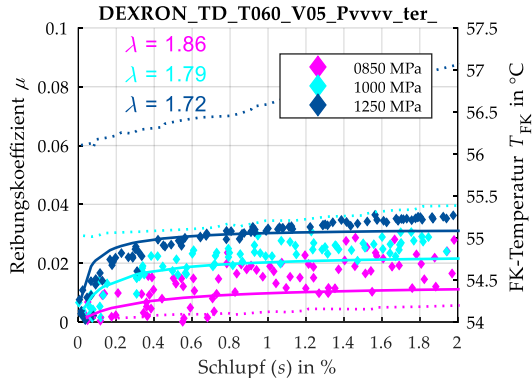
$s = 0 \dots 15\%$



DEXRON (glatt) – Variation der Pressung – T060 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2\%$

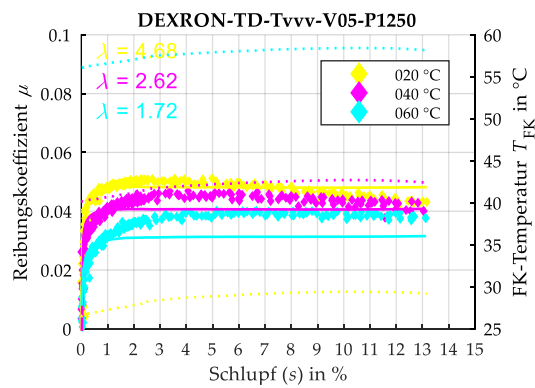
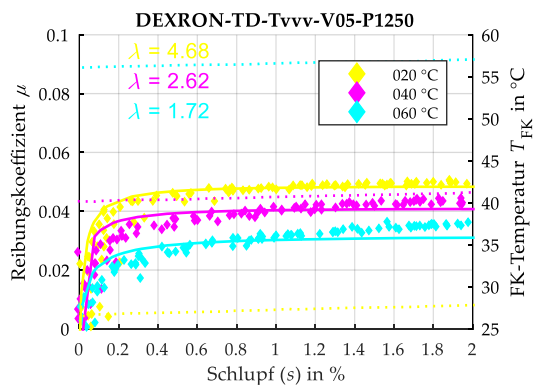
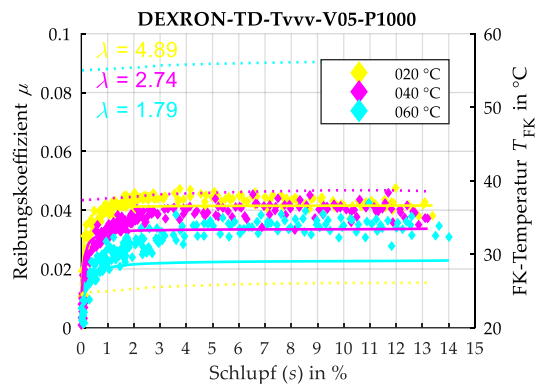
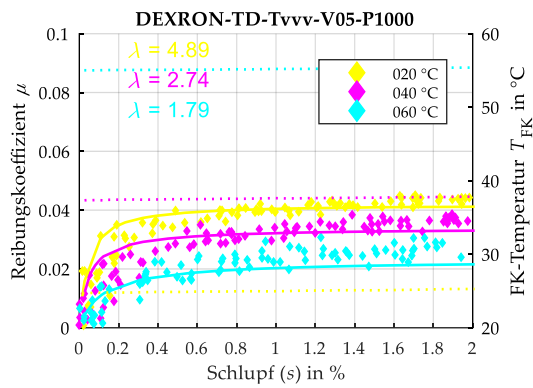
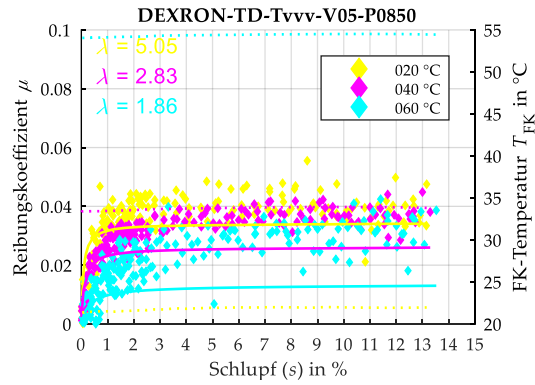
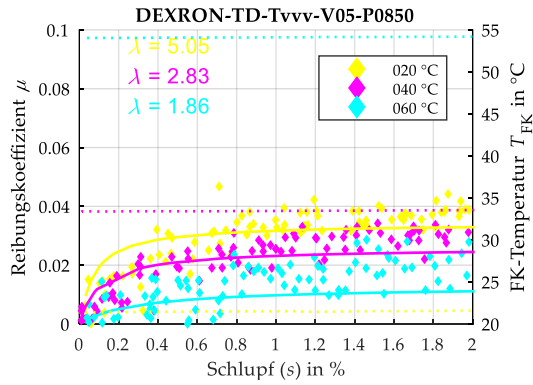
$s = 0 \dots 15\%$



DEXRON (glatt) – Variation der Temperatur – V05 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

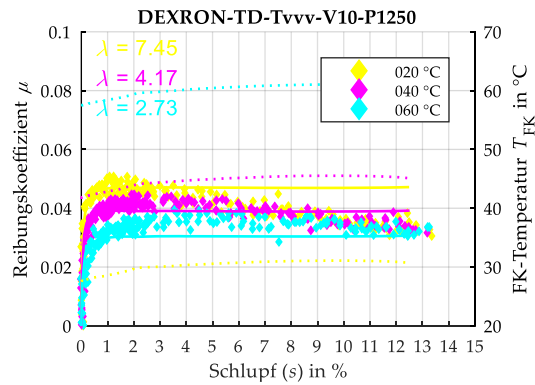
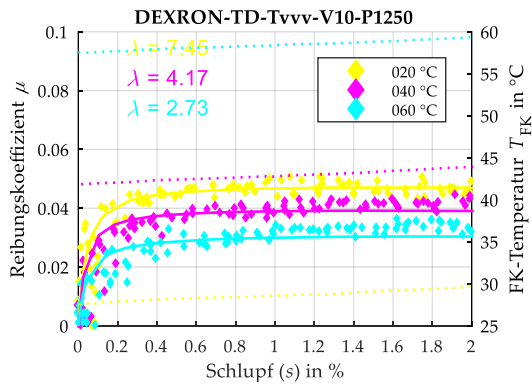
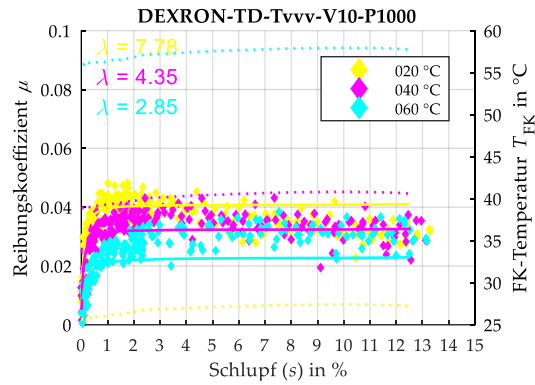
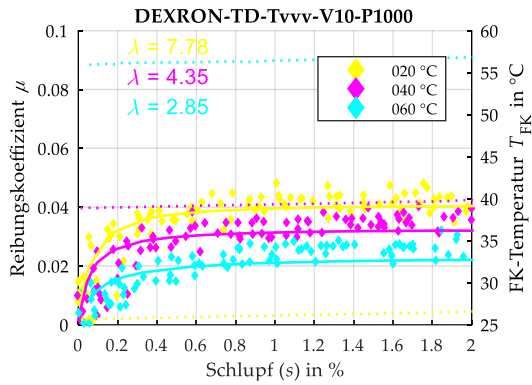
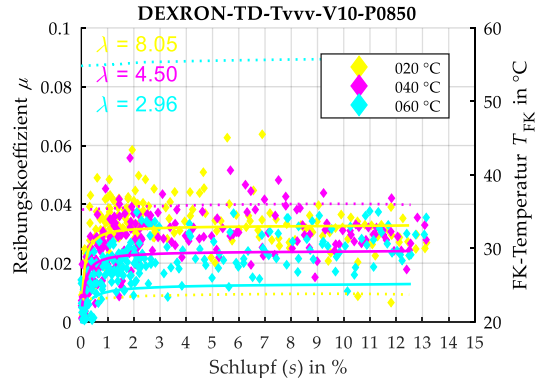
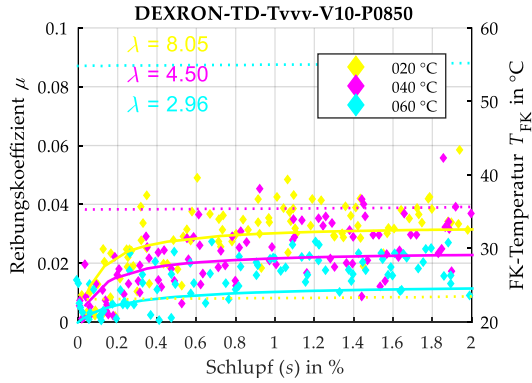
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Temperatur – V10 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

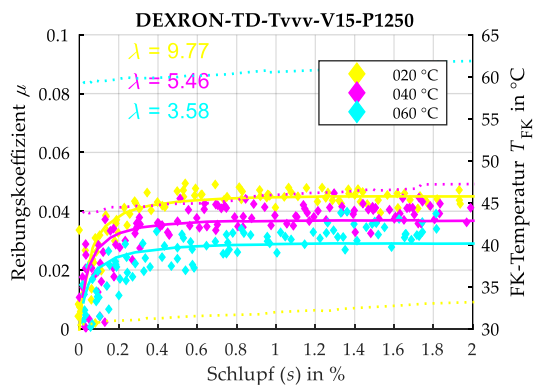
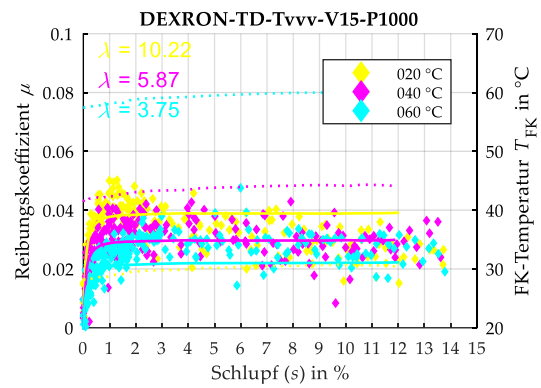
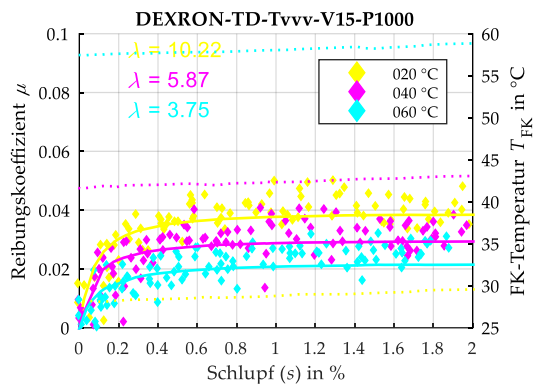
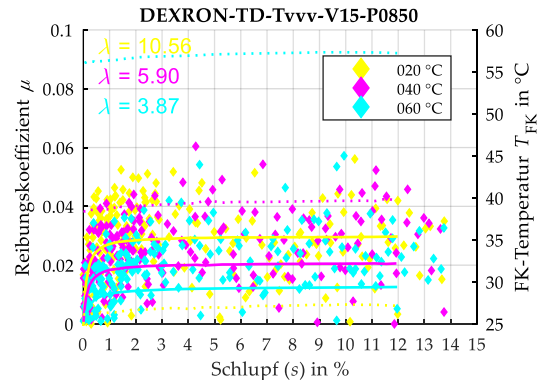
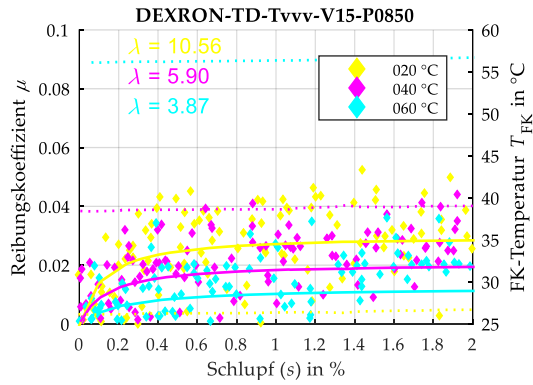
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Temperatur – V15 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

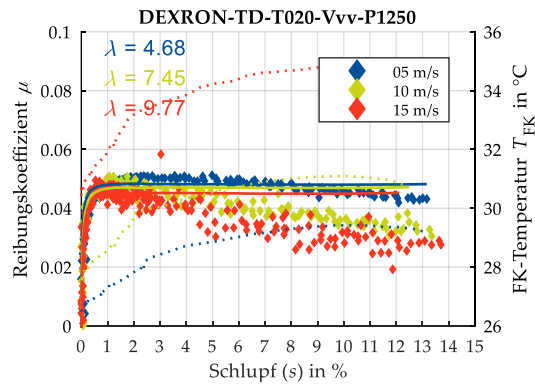
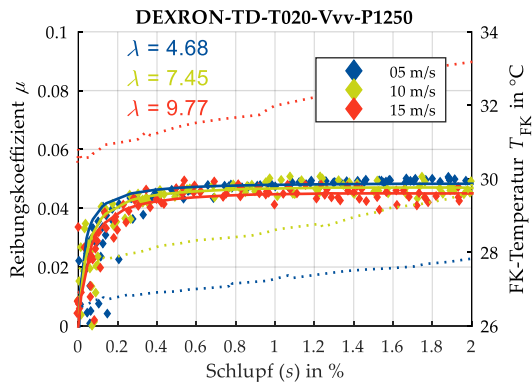
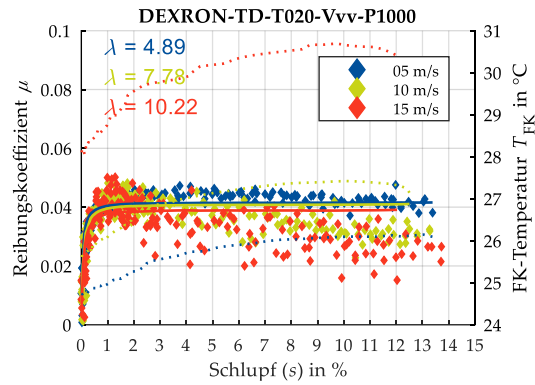
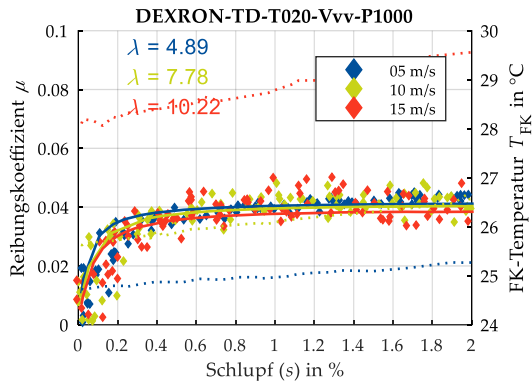
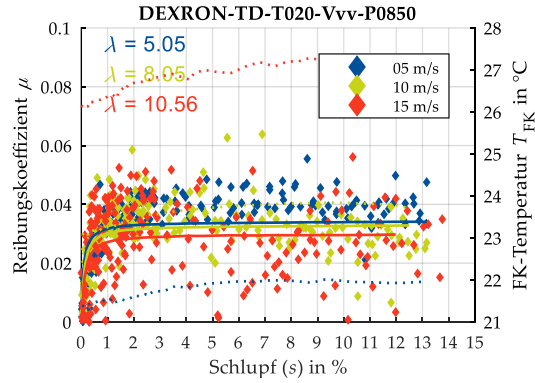
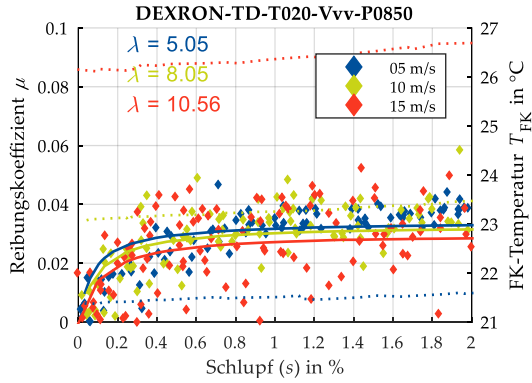
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T020 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

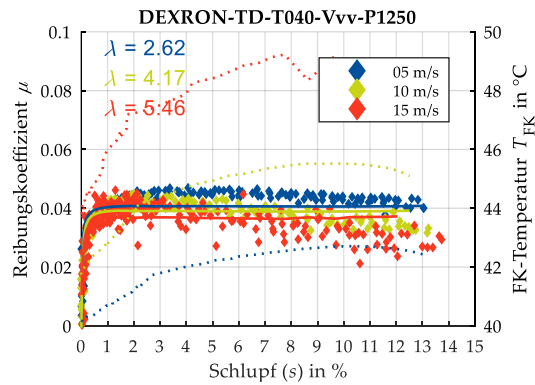
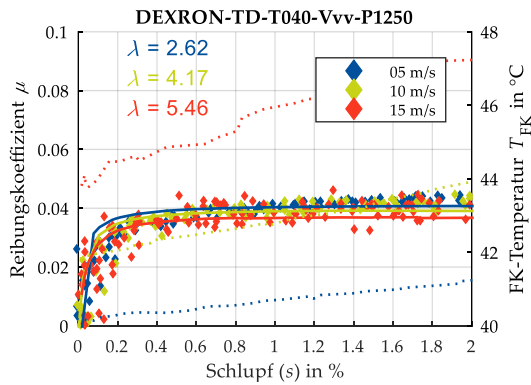
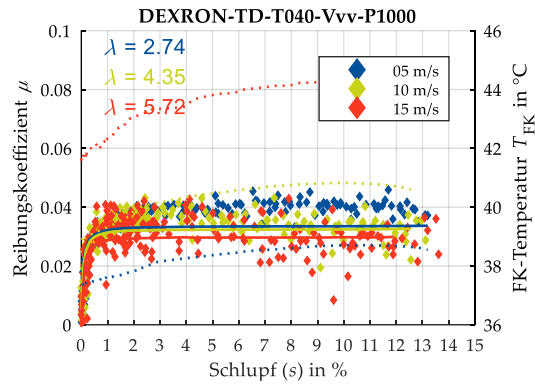
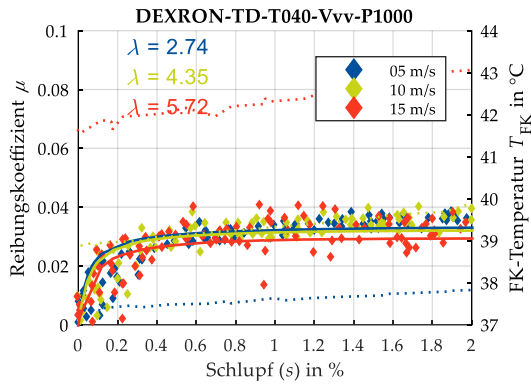
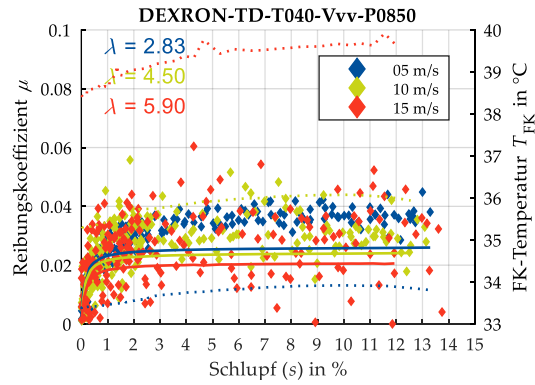
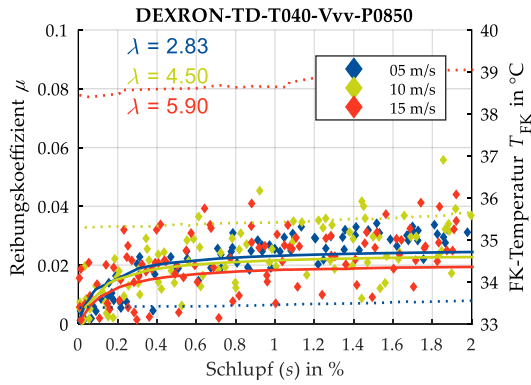
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T040 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

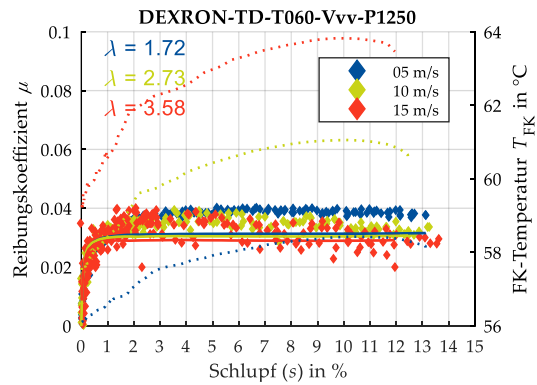
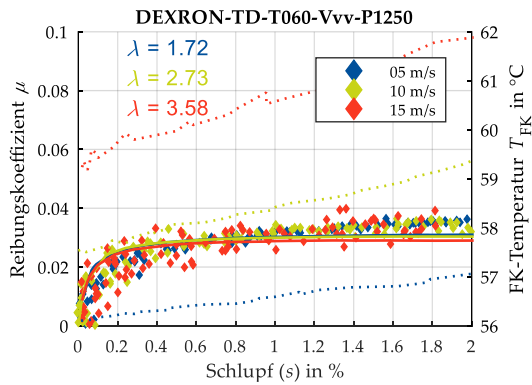
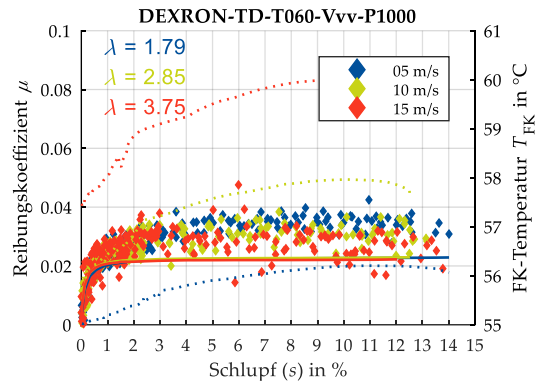
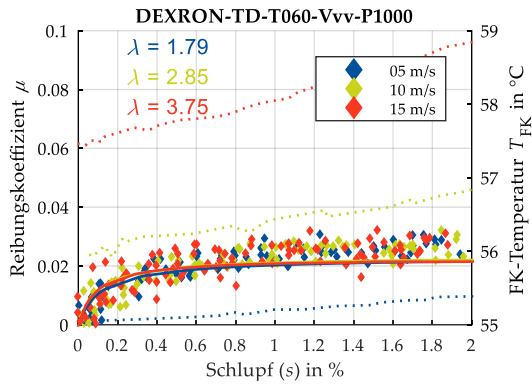
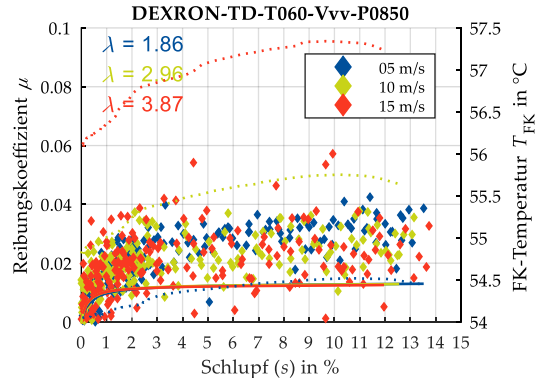
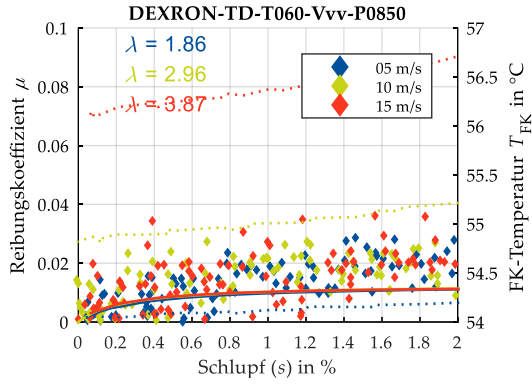
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (glatt) – Variation der Geschwindigkeit – T060 – P0850/P1000/P1250

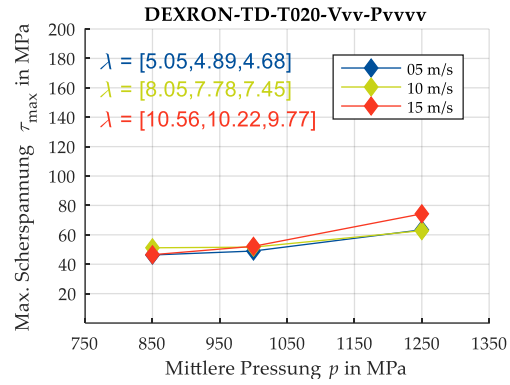
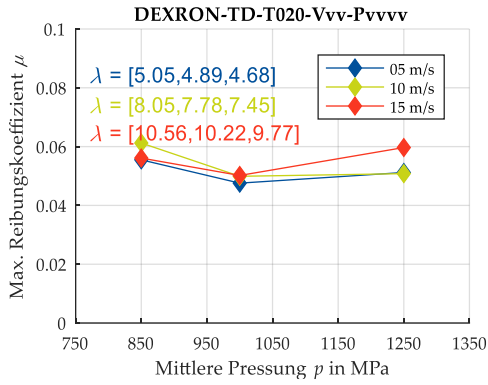
$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$

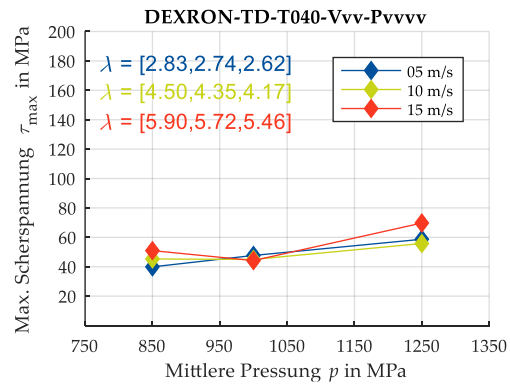
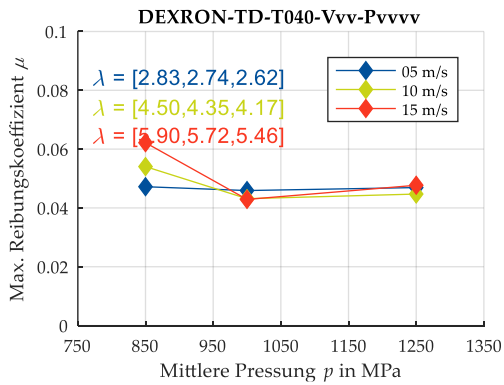


DEXRON (glatt) – Maximale Reibung und Scherspannung

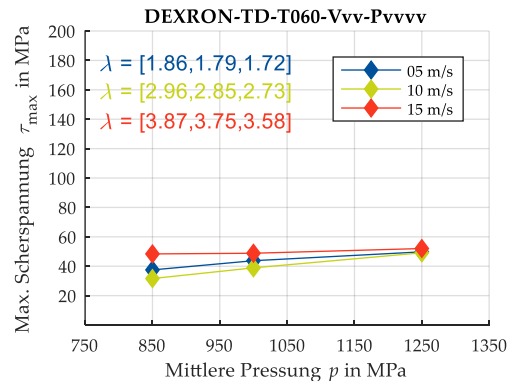
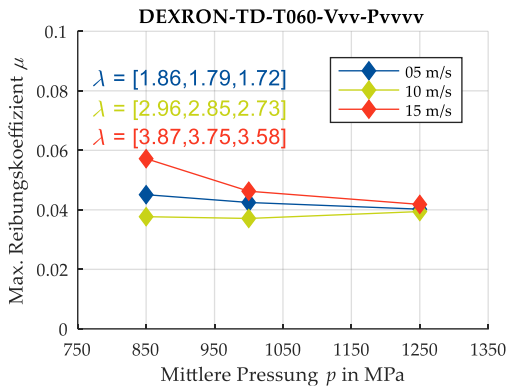
T020



T040

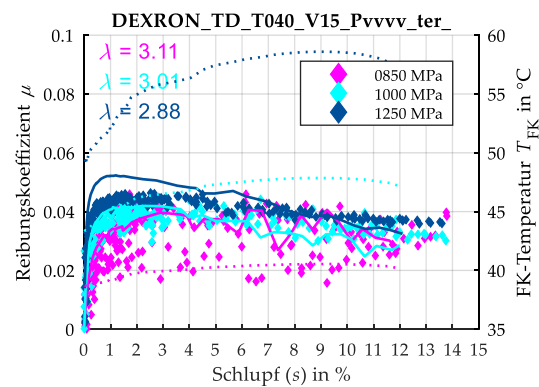
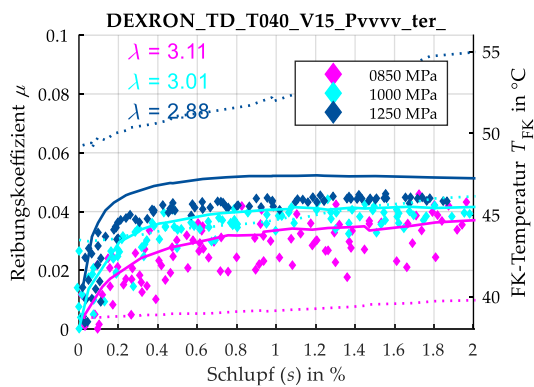
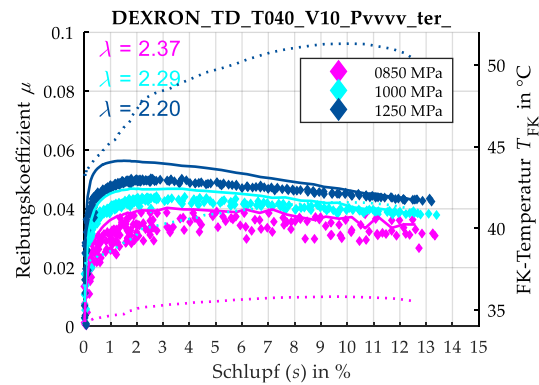
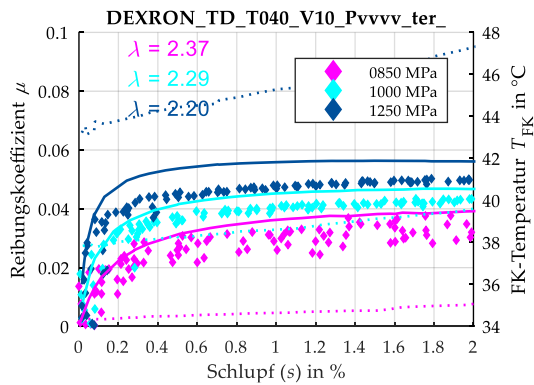
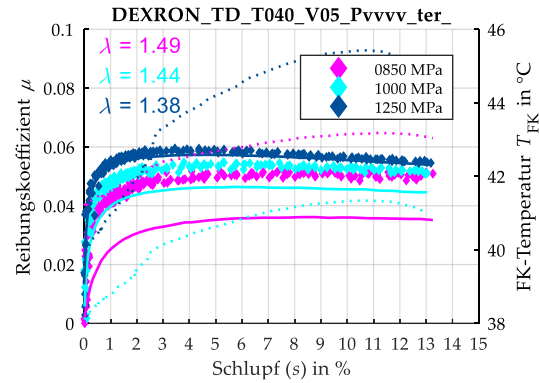
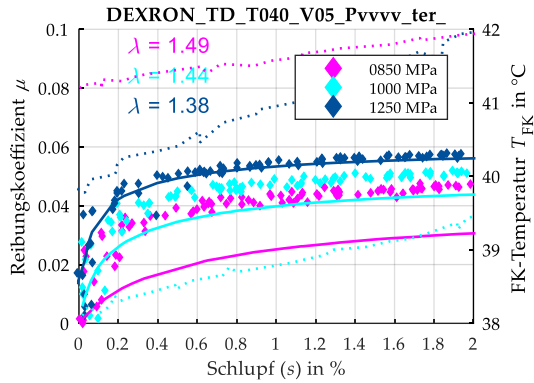


T060



8.2.4 DEXRON (rau)

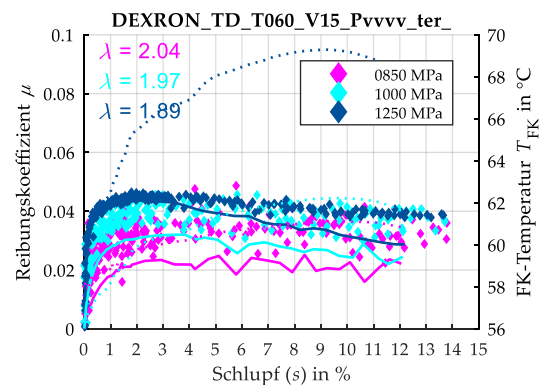
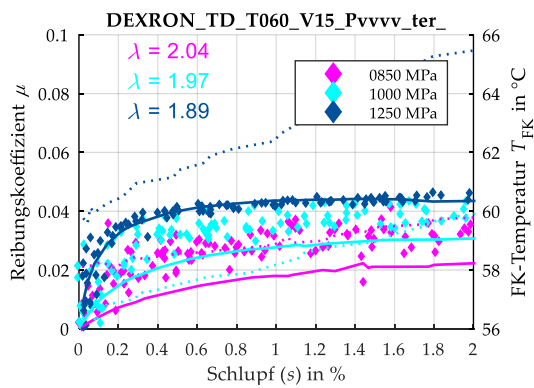
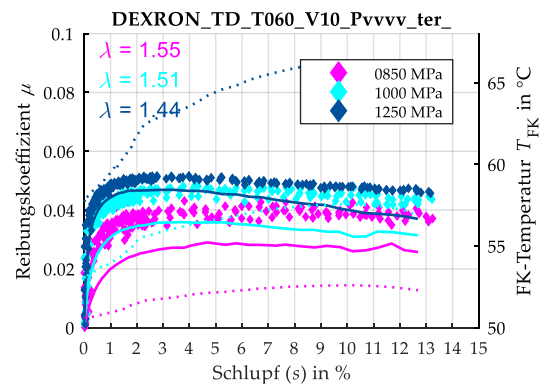
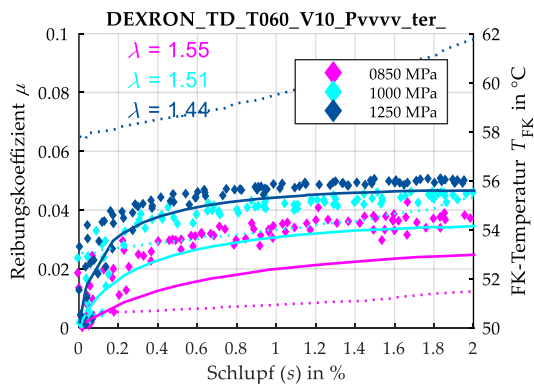
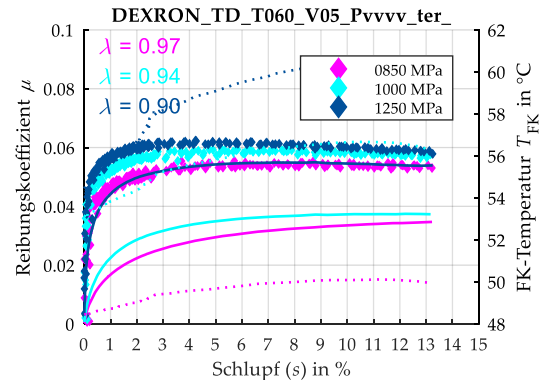
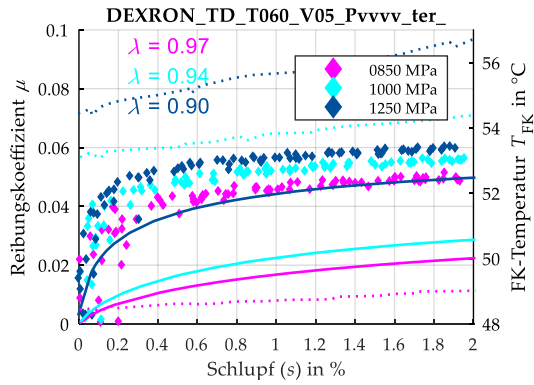
DEXRON (rau) – Variation der Pressung – T040 – V05/V10/V15

 $s = 0 \dots 2 \%$ $s = 0 \dots 15 \%$ 

DEXRON (rau) – Variation der Pressung – T060 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

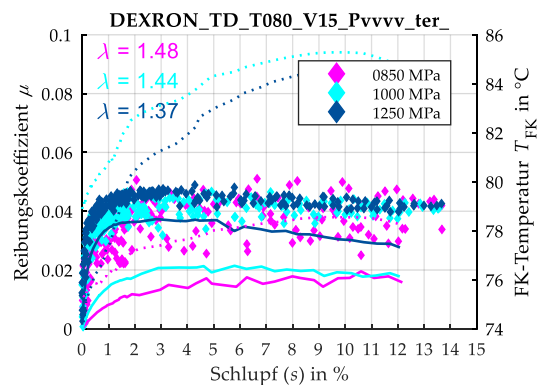
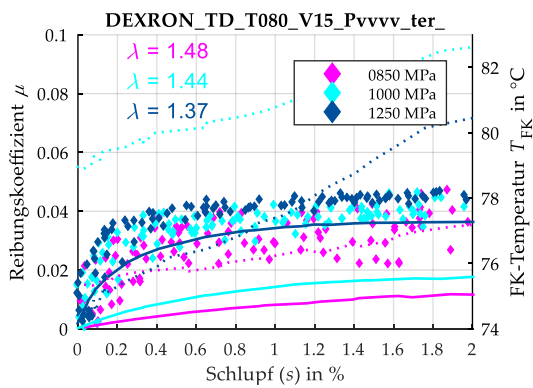
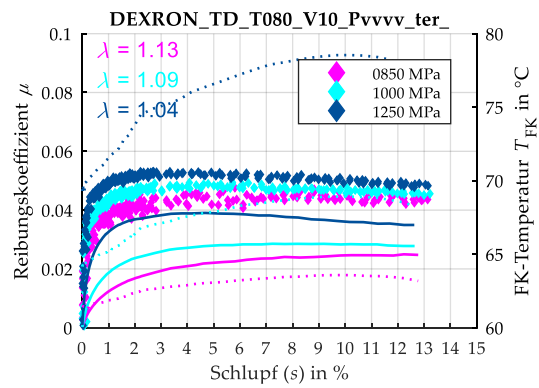
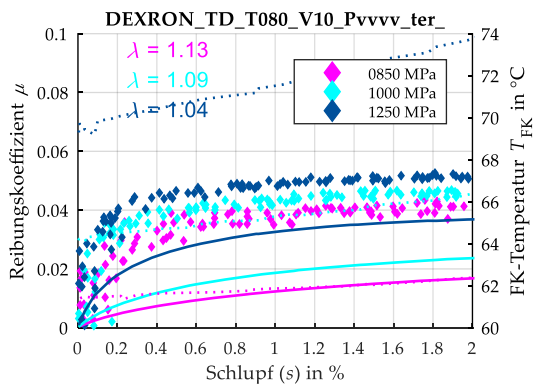
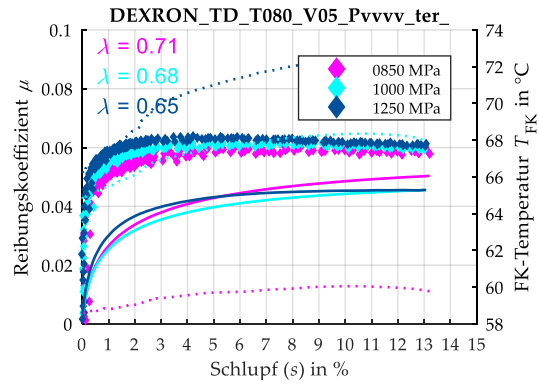
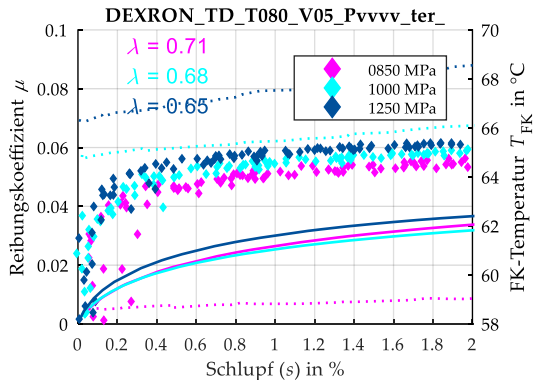
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (rau) – Variation der Pressung – T080 – V05/V10/V15

$s = 0 \dots 2 \%$

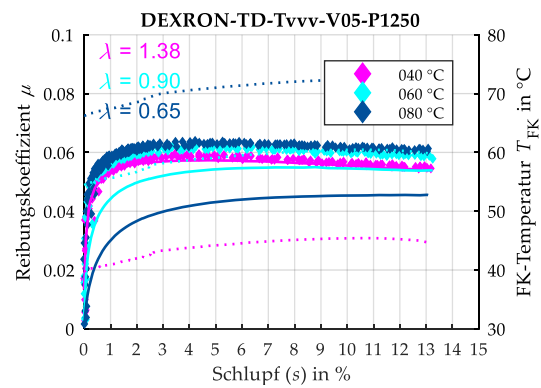
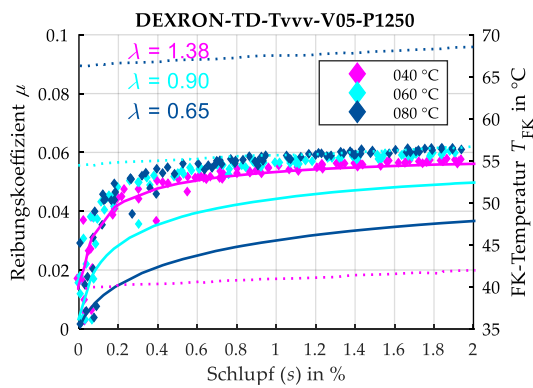
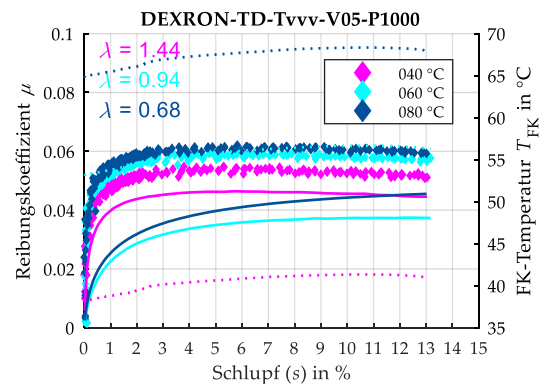
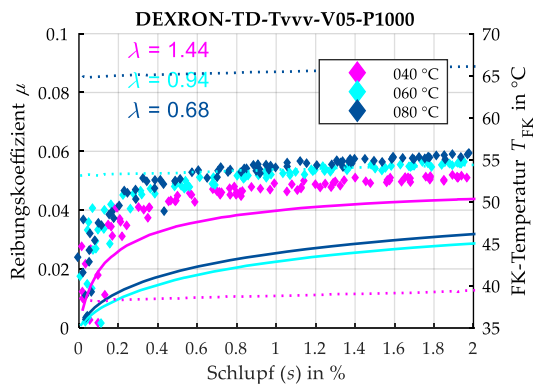
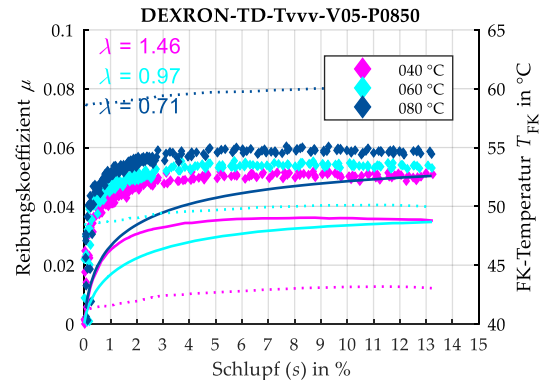
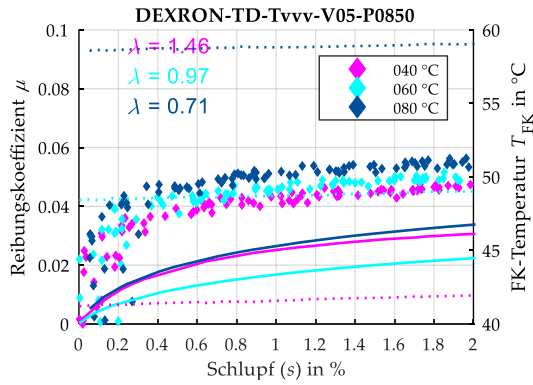
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (rau) – Variation der Temperatur – V05 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

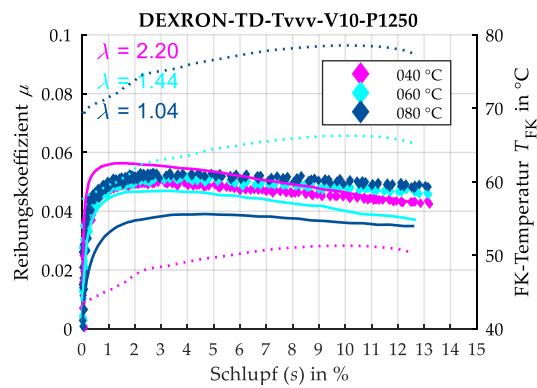
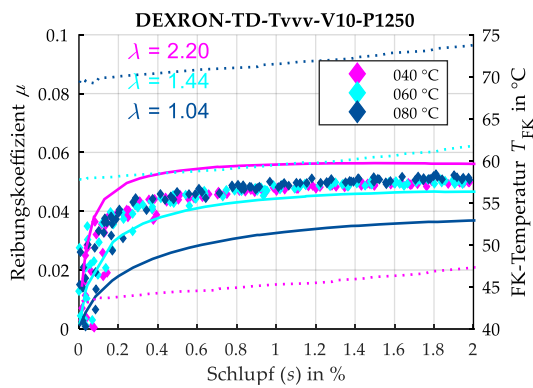
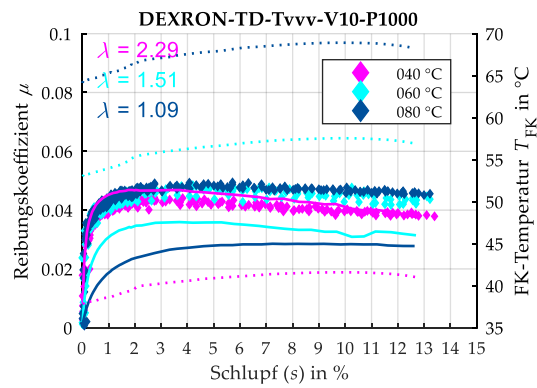
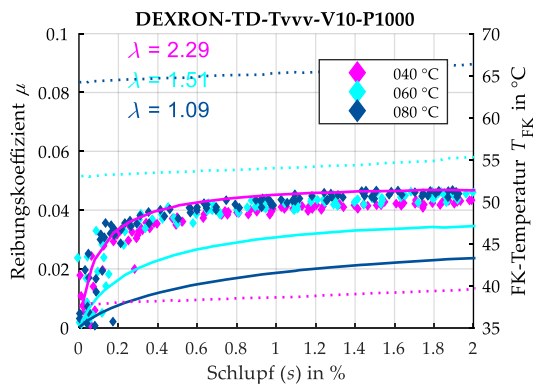
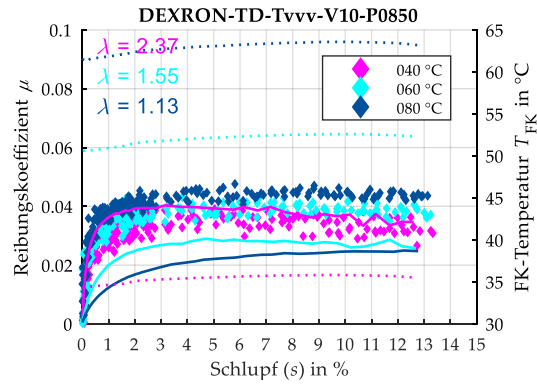
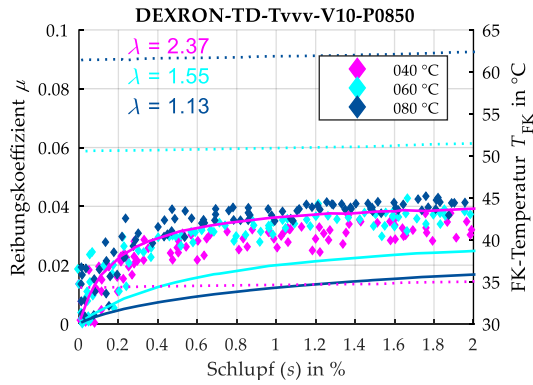
$s = 0 \dots 15 \%$



DEXRON (rau) – Variation der Temperatur – V10 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

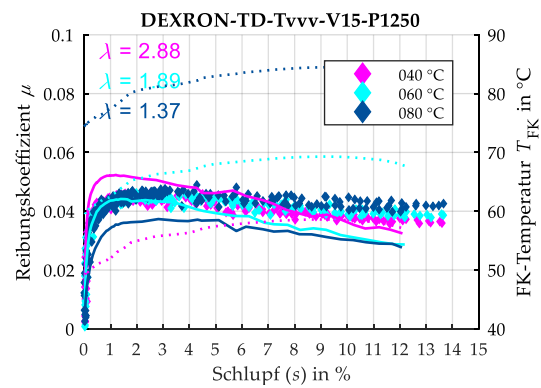
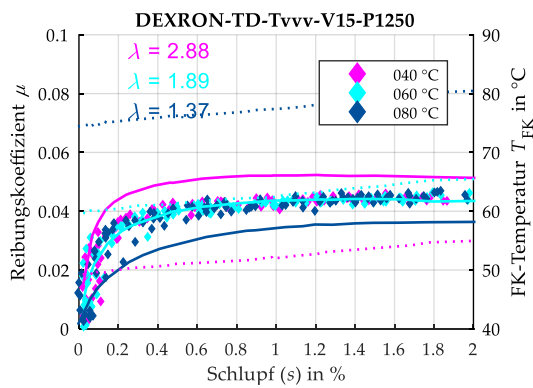
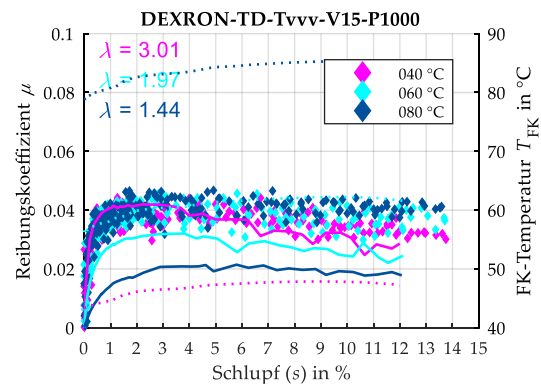
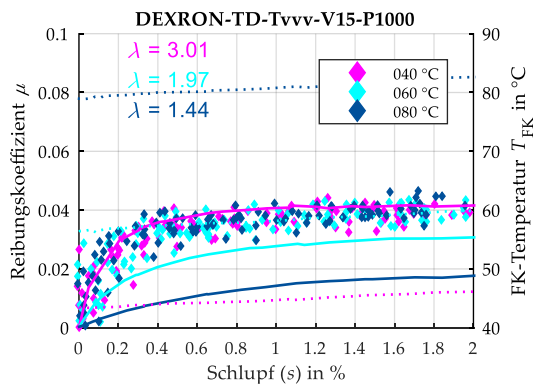
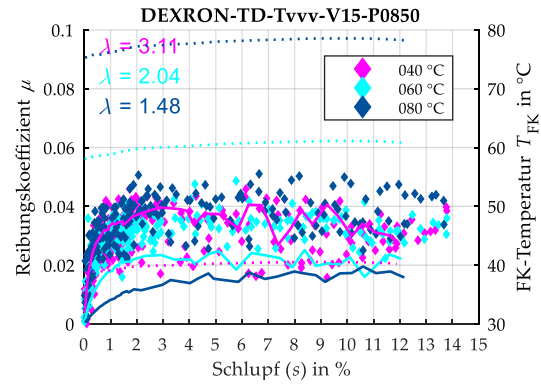
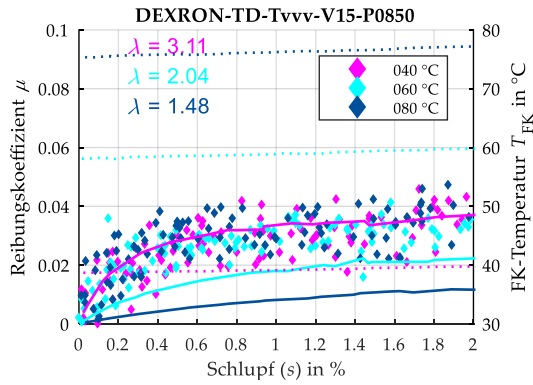
$s = 0 \dots 15 \%$



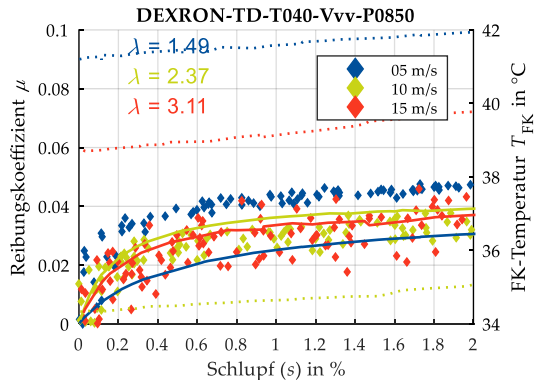
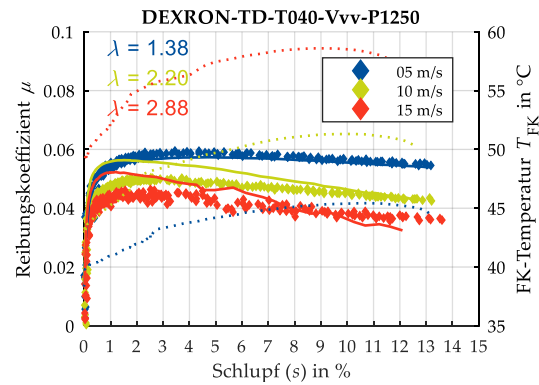
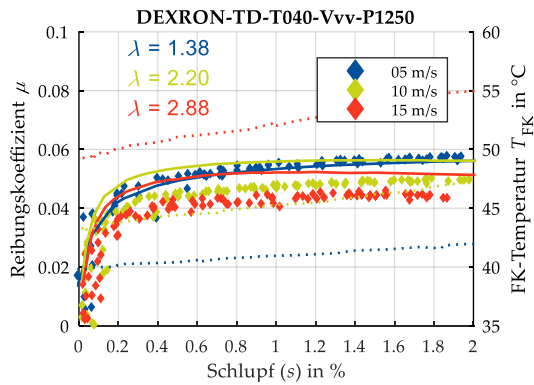
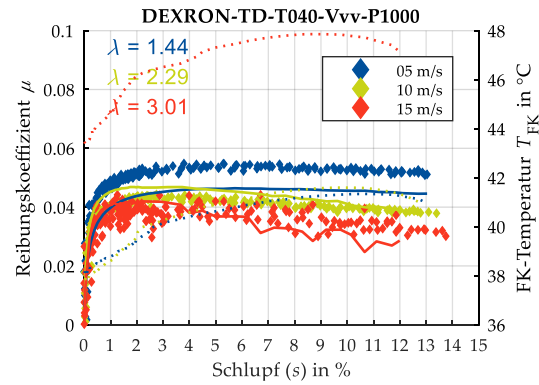
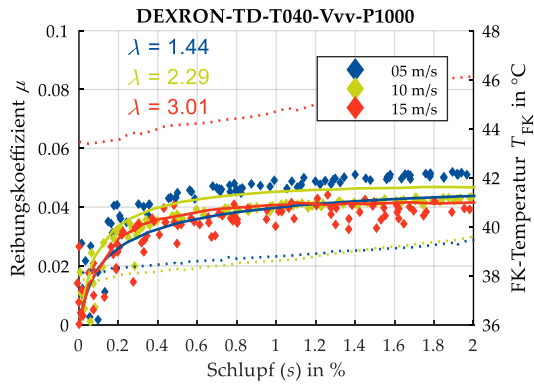
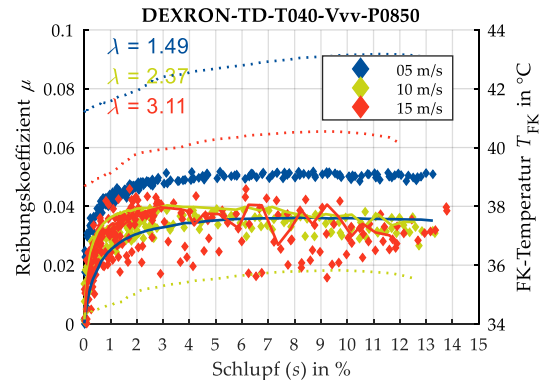
DEXRON (rau) – Variation der Temperatur – V15 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$



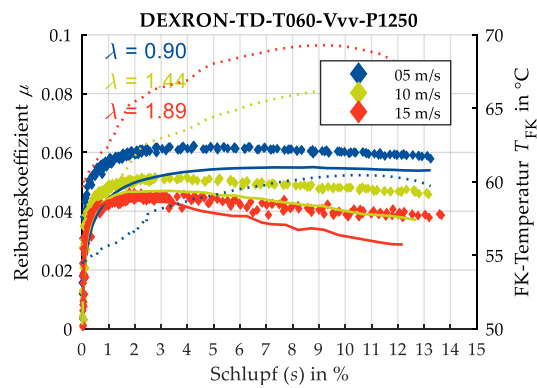
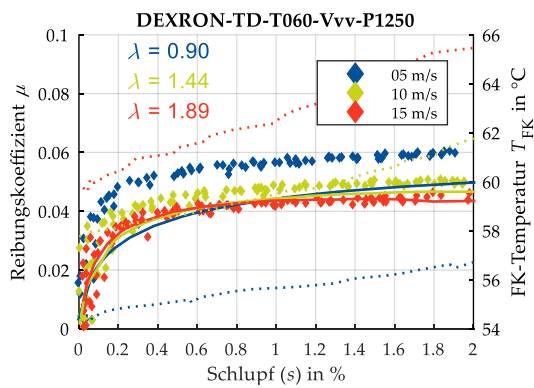
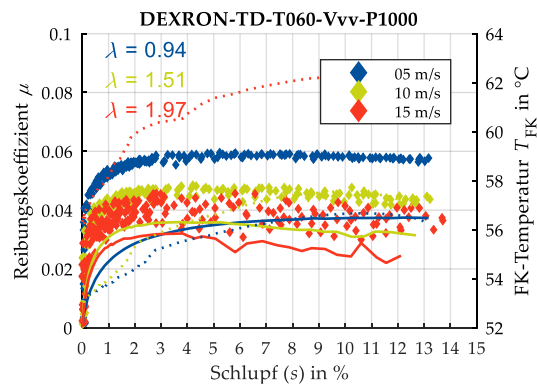
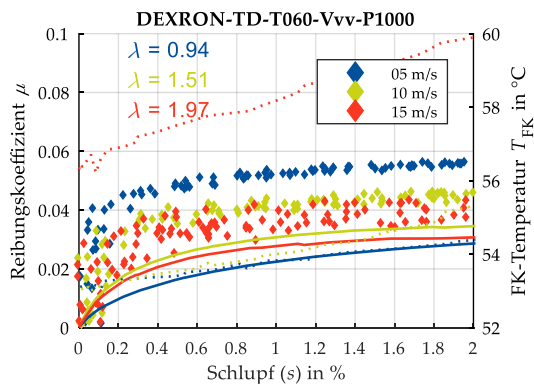
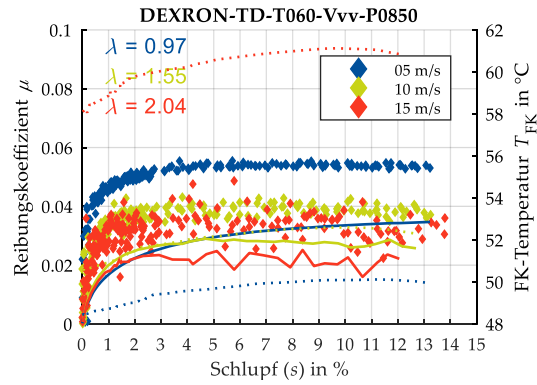
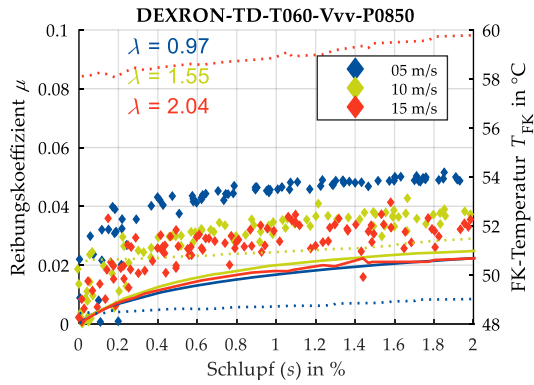
DEXRON (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T040 – P0850/P1000/P1250

 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

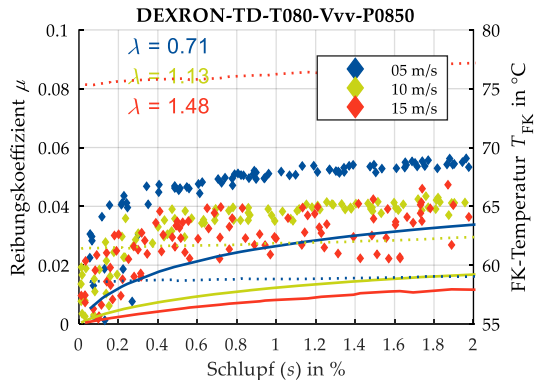
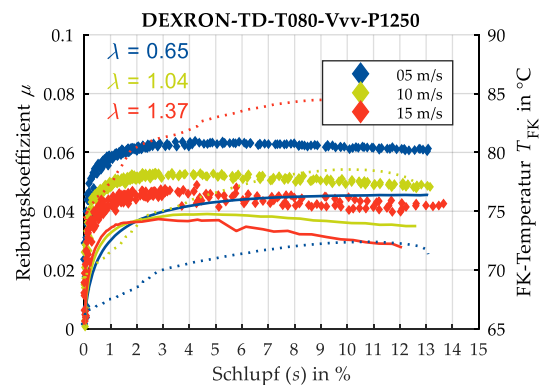
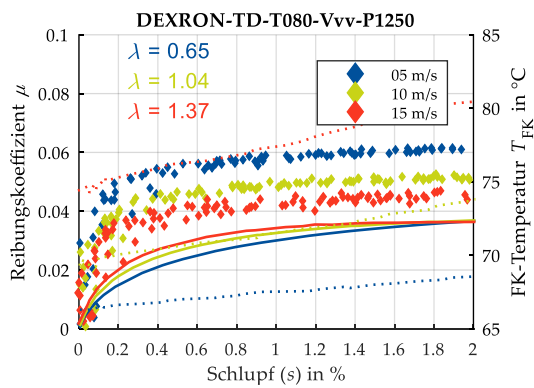
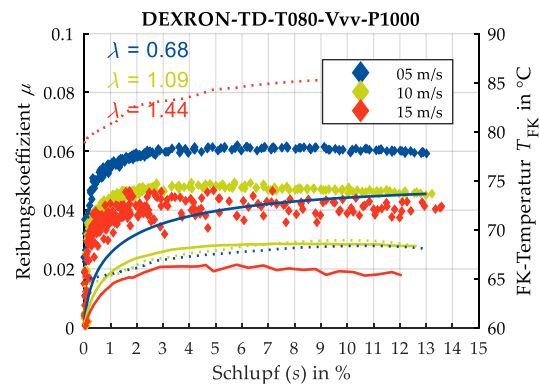
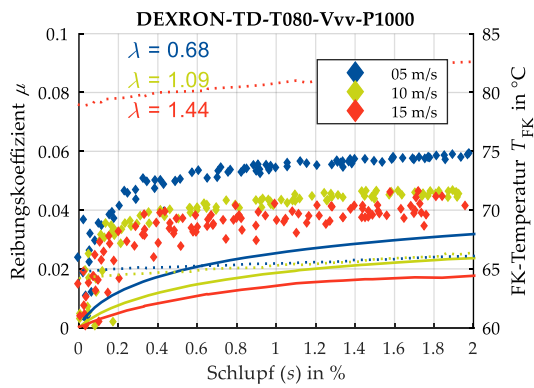
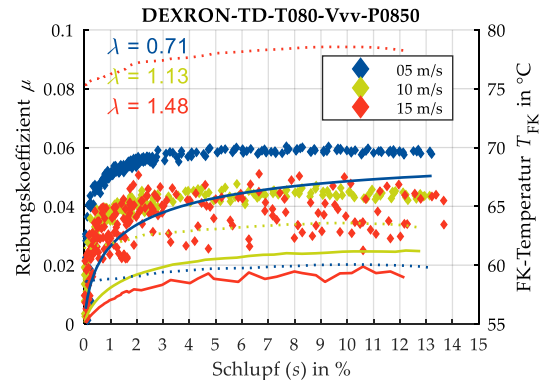
DEXRON (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T060 – P0850/P1000/P1250

$s = 0 \dots 2 \%$

$s = 0 \dots 15 \%$

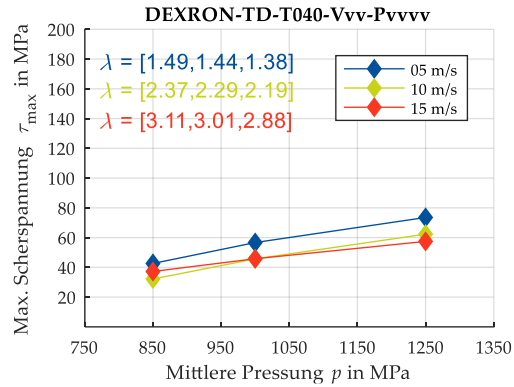
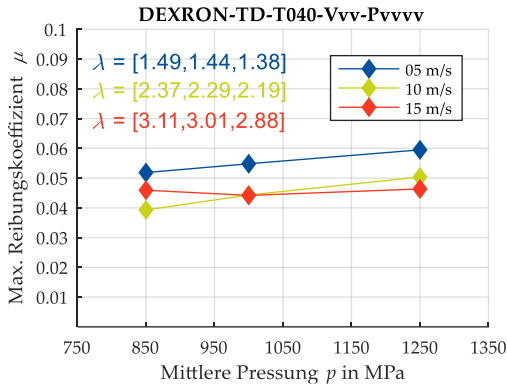


DEXRON (rau) – Variation der Geschwindigkeit – T080 – P0850/P1000/P1250

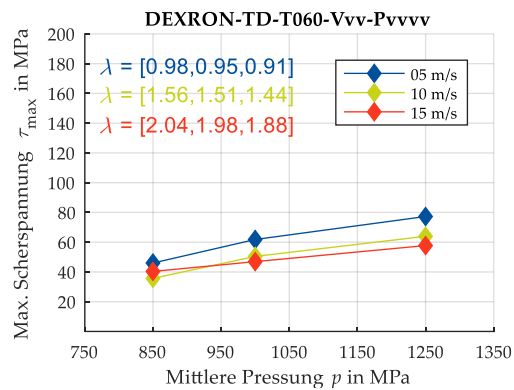
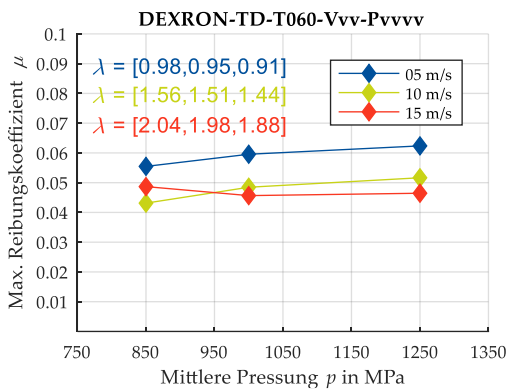
 $s = 0 \dots 2 \%$  $s = 0 \dots 15 \%$ 

DEXRON (rau) – Maximale Reibung und Scherspannung

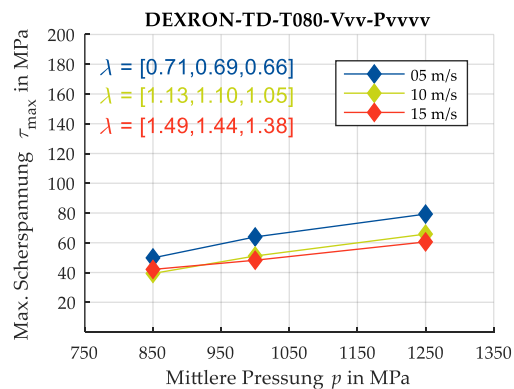
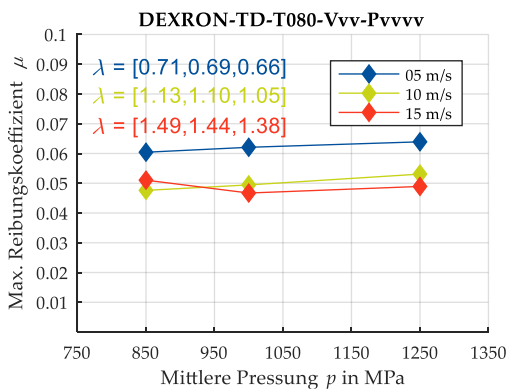
T040



T060



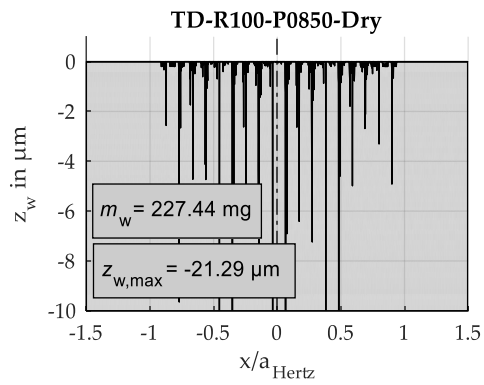
T080



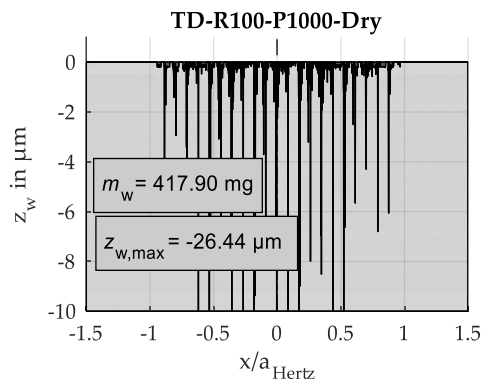
8.3 Verschleiß (Simulation)

8.3.1 Trockener Kontakt (rau)

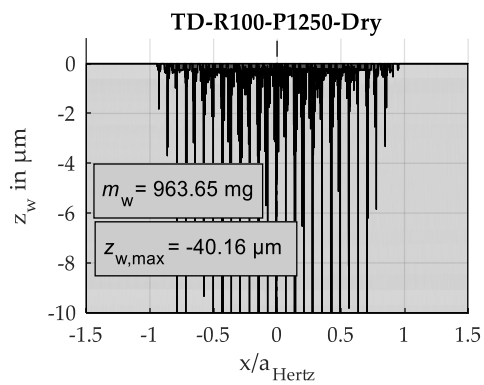
Trockener Kontakt (rau) – P0850



Trockener Kontakt (rau) – P1000

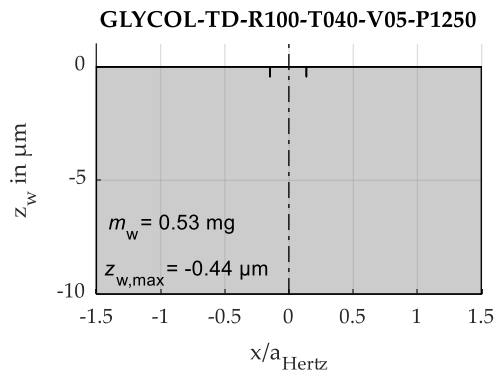


Trockener Kontakt (rau) – P1250

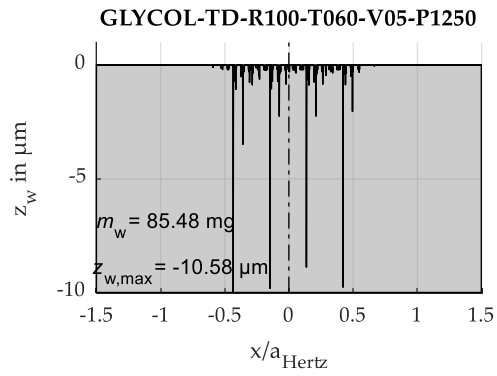


8.3.2 GLYCOL (rau)

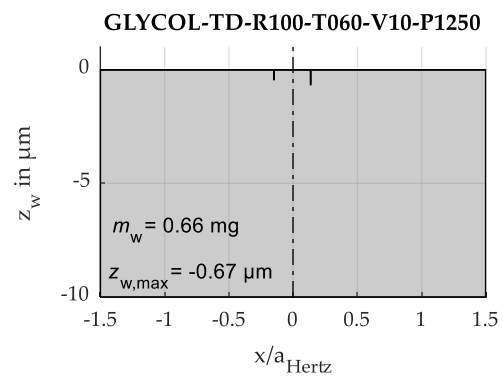
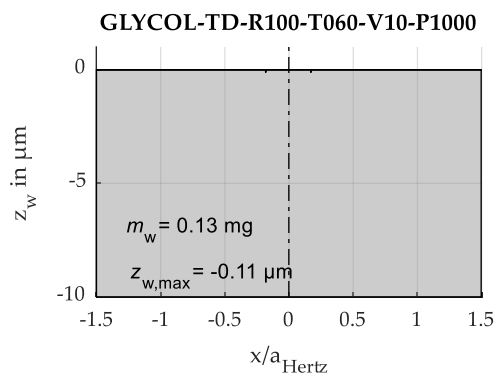
GLYCOL (rau) – T40 – V05



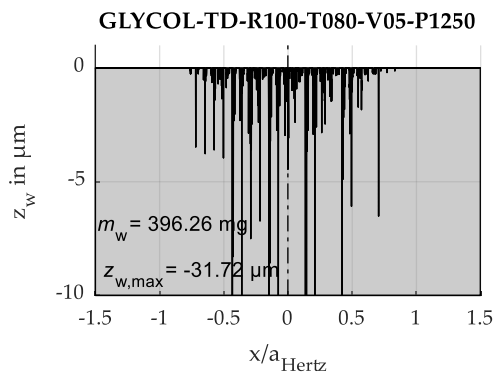
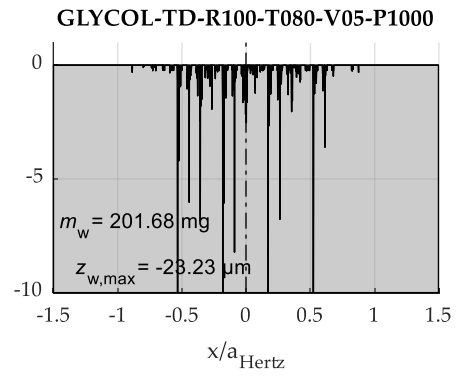
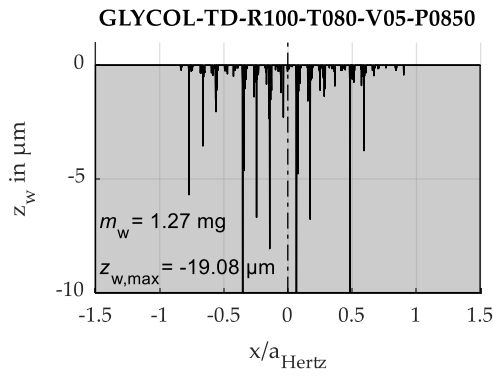
GLYCOL (rau) – T60 – V05



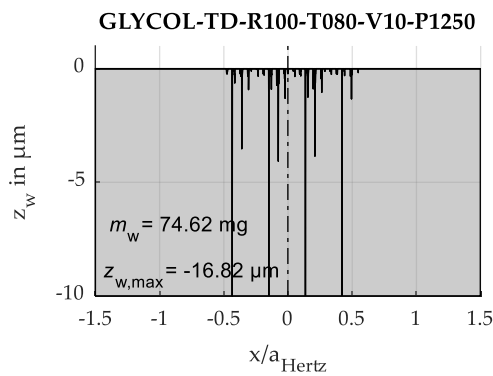
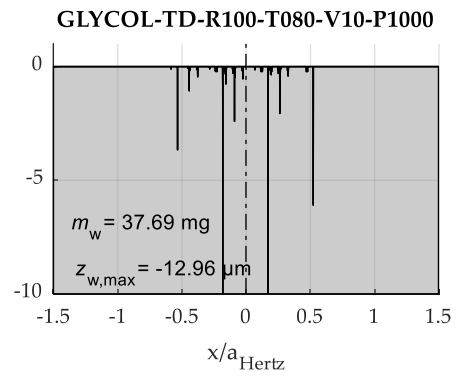
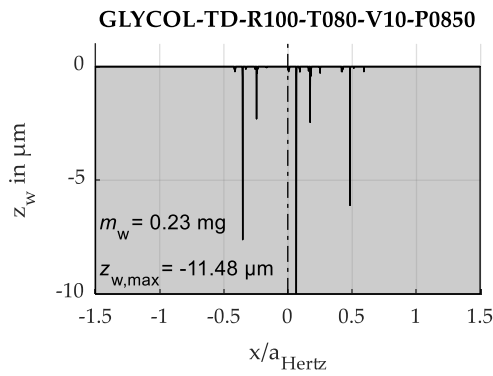
GLYCOL (rau) – T60 – V10



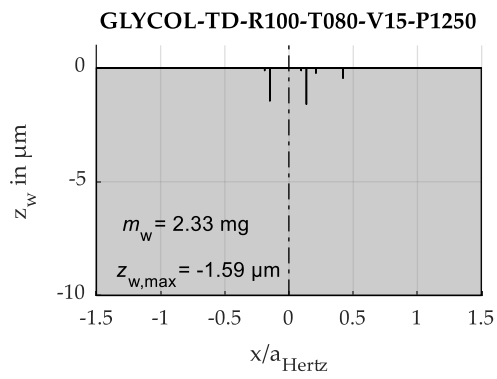
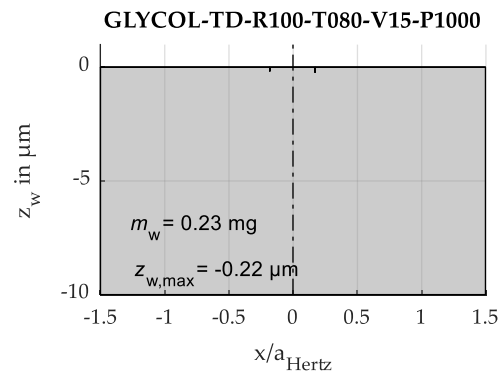
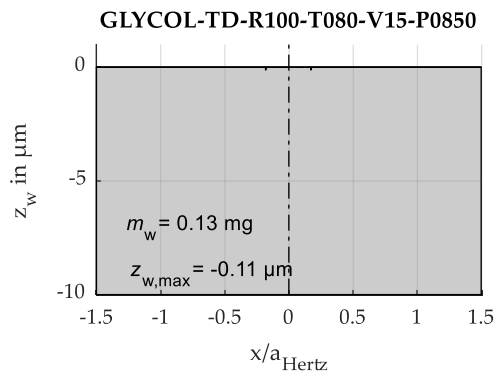
GLYCOL (rau) – T80 – V05



GLYCOL (rau) – T80 – V10

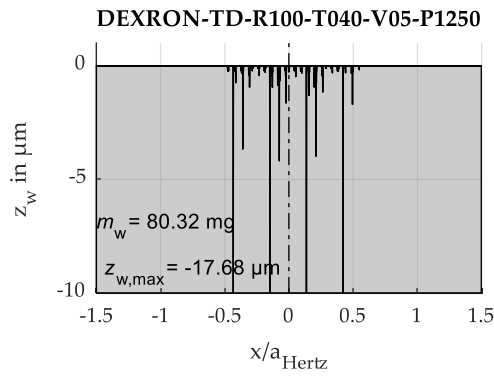
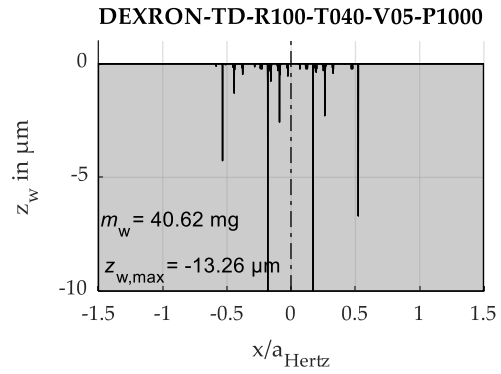
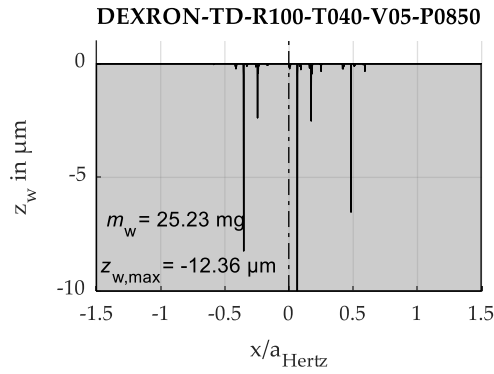


GLYCOL (rau) – T80 – V15

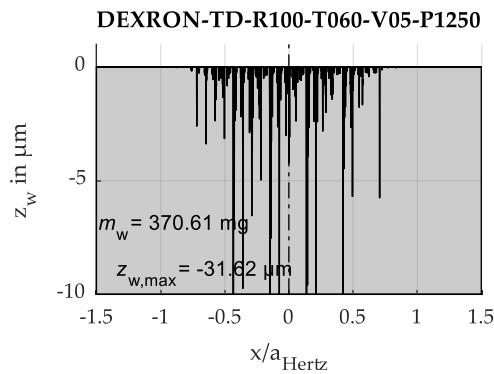
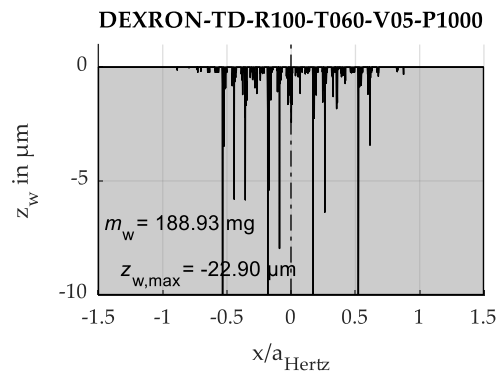
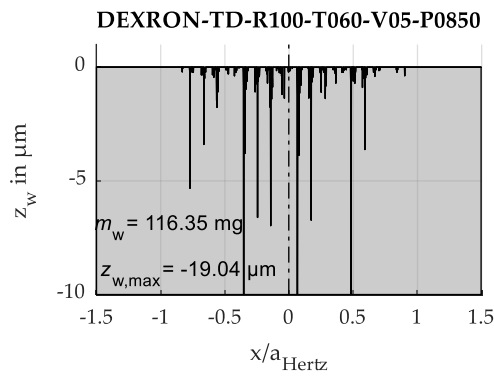


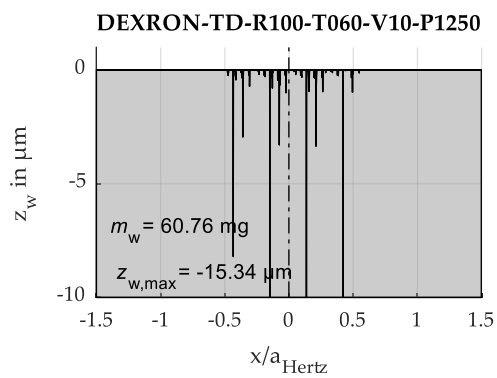
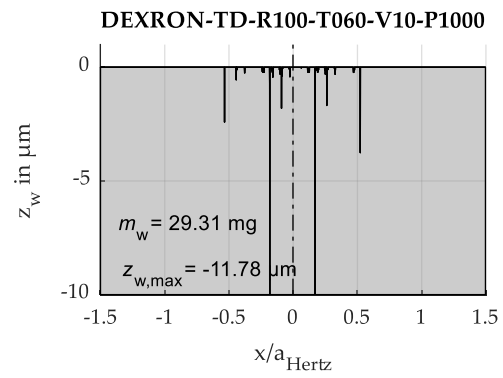
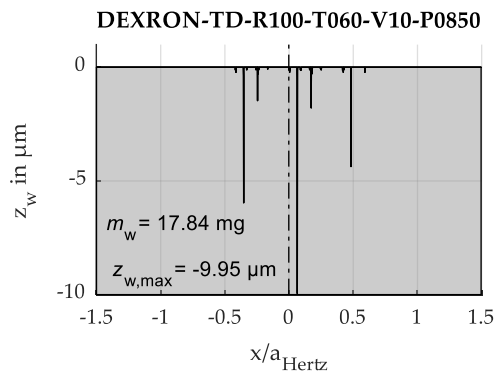
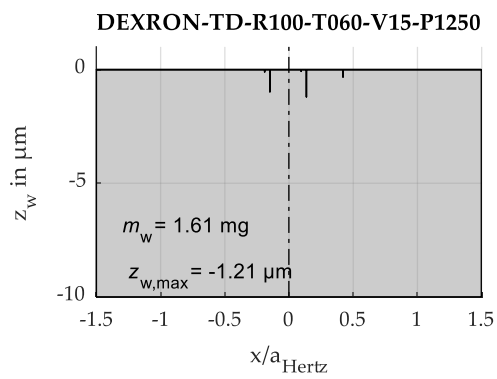
8.3.3 DEXRON (rau)

DEXRON (rau) – T40 – V05

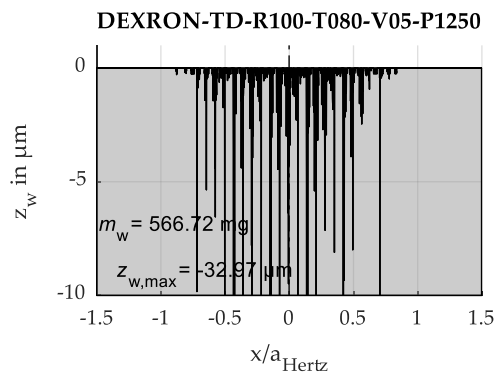
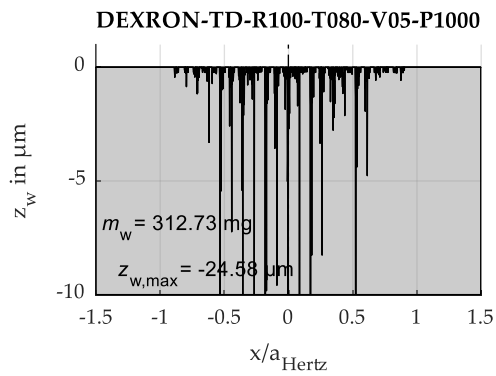
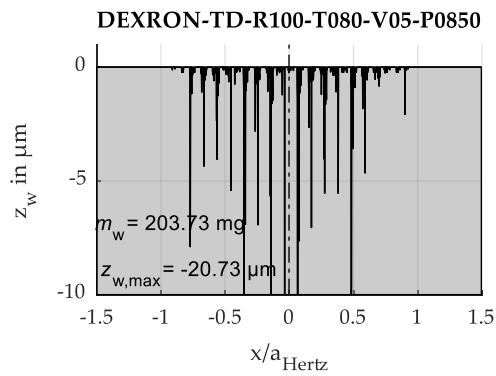


DEXRON (rau) – T60 – V05

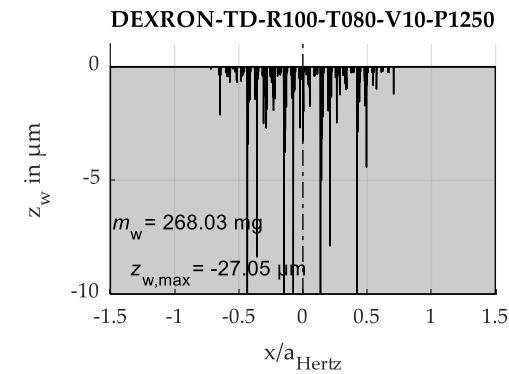
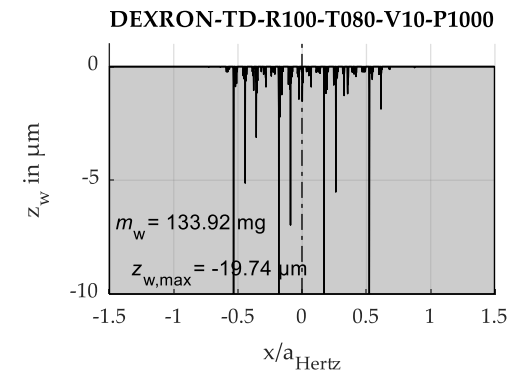
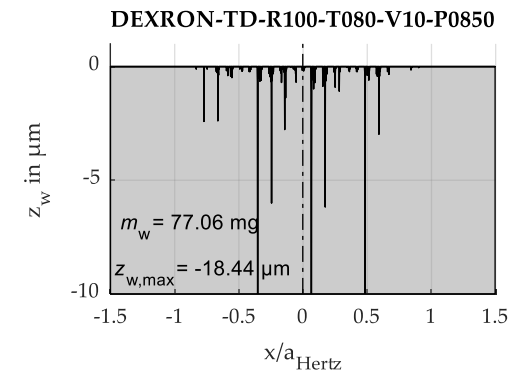


DEXRON (rau) – T60 – V10**DEXRON (rau) – T60 – V15**

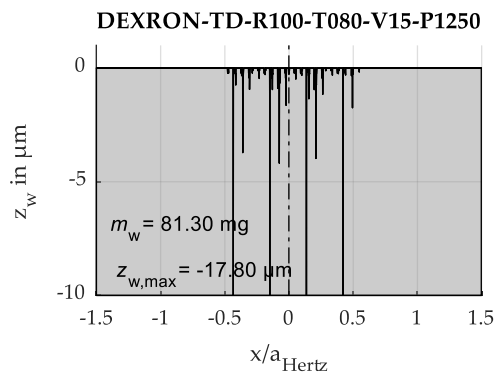
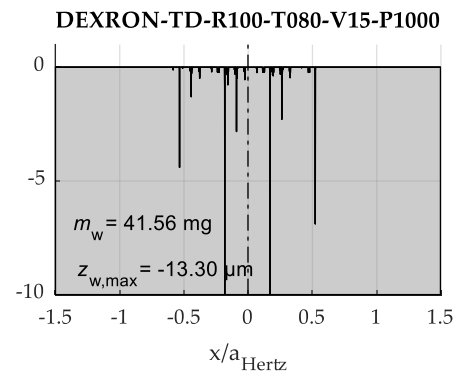
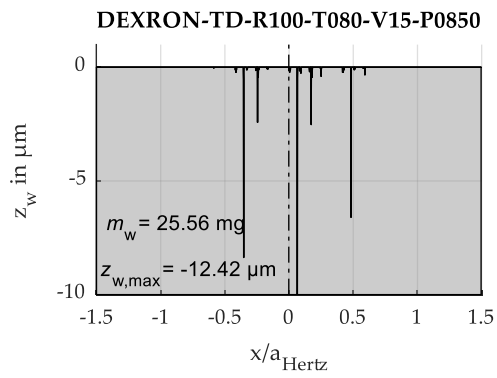
DEXRON (rau) – T80 – V05



DEXRON (rau) – T80 – V10



DEXRON (rau) – T80 – V15



8.4 Sonstiges

8.4.1 Datenblatt Wägezelle HBM Z6FC3



Z6...

Wägezelle



Charakteristische Merkmale

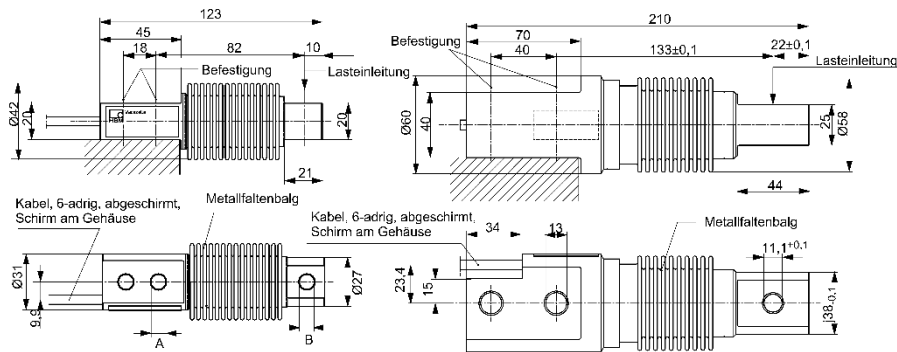
- Aufgeschweißter Metallfaltenbalg
- Nennlasten: 5 kg ... 1 t
- Wägezellen und Einbauhilfen aus nichtrostenden Materialien
- Eichfähig bis 6000 Teile, Prüfbericht nach OIML R60
- Sechsliterschaltung
- Optimiert für Parallelschaltung
- Erfüllt die EMV-Anforderungen entsprechend DIN EN 45501:2015
- Optionen:
Ex-Schutz-Ausführungen nach ATEX und IECEx, FM (US) und EAC

Datenblatt

Abmessungen (in mm)

Z6F; Nennlasten 5 kg...500 kg

Z6; Nennlast 500 kg (G), 1 t (F)



	A	B
5...200 kg	8,2	8,2
500 kg	10,5	11,1

Kabel Ø5,4; 3 m lang (Standardausführung)



Technische Daten

Typ		Z6(F/G)D1	Z6(F/G)C3	Z6FC4	Z6FC6
Genauigkeitsklasse nach OIML R 60		D1	C3	C4	C6
Anzahl der Teilungswerte (n_{LC})		1000	3000	4000	6000
Nennlast (E_{max})	kg	5; 10; 20; 30; 50; 100; 200; 500	10; 20; 30; 50; 100; 200; 500	20; 30; 50; 100; 200; 500	20; 30; 50; 100; 200
	t	1	1	-	-
Mindestteilungswert (v_{min})	% v. E _{max}	0,036	0,009 0,0083 (30 kg)	0,0066	0,0066
Y-Wert		2778	11111 12000 (30 kg)	15000	15000
Genauigkeitsklasse nach NTEP IIIM¹⁾					
Anzahl der Teilungswerte (n_{LC})			5000		
Nennlast (E_{max})	kg		20; 30; 50; 100; 200		
Mindestteilungswert (v_{min})	% v. E _{max}		E _{max} /11111 E _{max} /12000 (30 kg)		
Allgemeine technische Daten					
Nennkennwert (C_n)	mV/V	2			
Kennwerttoleranz bei Lastein. in angeg. Richtung	%	+(-0,1)	± 0,05 ²⁾		
Temperaturkoeffizient des Kennwerts (TK_C)³⁾	% v. C _n /10 K	±0,0500	±0,0080	±0,0070	±0,0040
Temperaturkoeffizient des Nullsignals (TK₀)		±0,0500	±0,0125 ±0,0116 (30 kg)	±0,0093	±0,0093
Relative Umkehrspanne (d_{ny})³⁾		±0,0500	±0,0170	±0,0130	±0,0080
Linearitätsabweichung (d_{lin})³⁾	% v. C _n	±0,0500	±0,0180	±0,0150	± 0,0110
Belastungskriechen (d_{DR}) über 30 min.		±0,0490	±0,0166	±0,0125	±0,0083
Eingangswiderstand (R_{LC})		350...480			
Ausgangswiderstand (R₀)	Ω	356 ±0,2	356 ±0,12		
Referenzspannung (U_{ref})		5			
Nennbereich der Versorgungsspannung (B_u)	V	0,5...12			
Isolationswiderstand (R_{is})	GΩ	> 5			
Nennbereich der Umgebungstemperatur (B_T)		-10...+40			
Gebrauchstemperaturbereich (B_{tu})	°C	-30...+70			
Lagerungstemperaturbereich (B_{tl})		-50...+85			
Grenzlast (E_L)	% v. E _{max}	150			
Bruchlast (E_d)		≥ 300			

¹⁾ Wägezellen der OIML Genauigkeitsklasse C3 entsprechen in den Nennlasten 20 bis 200 kg auch der Genauigkeitsklasse NTEP (USA) IIIM 5000. Sie verfügen über ein entsprechendes zweites NTEP-Label.

²⁾ Bei Wägezelle Z6FC3/10kg: ≤ ±0,1 %.

³⁾ Die Werte für die Linearitätsabweichung, relative Umkehrspanne und den Temperaturgang des Kennwertes sind Richtwerte. Die Summe dieser Werte liegt innerhalb der Summenfehlergrenze nach OIML R60.

Literaturverzeichnis

Bibliography

-
- [1] DOWSON, D. (1979): *History of Tribology*. Longman, London (UK).
 - [2] RETI, L. (1971): *Leonardo on Bearings and Gears*. In: *Scientific American* 224 (2), S. 100-111.
 - [3] JOST, H.P. (1966): *Lubrication (Tribology): Education and Research. A Report on the Present Position and Industry's Needs*. Department of Education and Science, H. M. Stationery Office, London (UK).
 - [4] JOST, H.P. (1990): *Tribology - Origin and Future*. In: *Wear* 136 (1), S. 1-17.
 - [5] Gesellschaft für Tribologie (2002): *GfT Arbeitsblatt 7: Tribologie - Verschleiß, Reibung: Definitionen, Begriffe, Prüfung*.
 - [6] Gesellschaft für Tribologie (2019): *Tribologie in Deutschland - Querschnittstechnologie zur Minderung von CO₂-Emissionen und zur Ressourcenschonung*.
 - [7] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H. (Hrsg.) (2015): *Tribologie-Handbuch – Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 4. Auflage.
 - [8] CZICHOS, H. (1982): *Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen*. Expert, Grafenau.
 - [9] HERTZ, H. (1882): *Ueber die Berührung fester elastischer Körper*. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92, S. 156-171.
 - [10] BREWE, D.E.; HAMROCK, B.J. (1977): *Simplified Solution for Elliptical-Contact Deformation Between Two Elastic Solids*. In: *Journal of Lubrication Technology* 99 (4), S. 485.
 - [11] HARRIS, T.A.; KOTZALAS, M.N. (2007): *Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, Boca Raton (USA), 5. Auflage.
 - [12] SADEGHI, F.; JALALAHMADI, B.; SLACK, T.S.; RAJE, N.; ARAKERE, N.K. (2009): *A Review of Rolling Contact Fatigue*. In: *Journal of Tribology* 131 (4), S. 14.
 - [13] IOANNIDES, E.; BERGLING, G.; GABELLI, A. (1999): *An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings*. *Acta Polytechnica Scandinavica - Mechanical Engineering Series No. 137*, Finnish Academy of Technology, Espoo (FI).
 - [14] WEIBULL, W. (1939): *A Statistical Theory of the Strength of Materials*. *Ingeniörsvetenskapsakademiens handlingar No. 151*, Generalstabens Litografiska Anstalts Förl., Stockholm (SE).
 - [15] LUNDBERG, G.; PALMGREN, A. (1947): *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. *Acta Polytechnica Scandinavica - Mechanical Engineering Series No. 3*, Generalstabens litografiska anstalts förlag, Stockholm (SE).
 - [16] LUNDBERG, G. (1939): *Elastische Berührung zweier Halbräume*. In: *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 10, S. 201-211.
 - [17] Deutsches Institut für Normung (2003): *DIN ISO 281: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Beiblatt 4 - Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager*.
 - [18] LUNDBERG, G.; SJÖVALL, H. (1979): *Stress and Deformation in Elastic Contacts*. Chalmers University of Technology, Gothenburg.
 - [19] PALMGREN, A. (1959): *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. Franckh'sche Verlagshandlung, W. Keller & Co., Stuttgart, 2. Auflage.
 - [20] KUNERT, K. (1961): *Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche*. In: *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 27 (6), S. 165-174.

- [21] TRIPP, J.H. (1985): *Hertzian Contact in Two and Three Dimensions*. NASA Lewis Research Center, Cleveland (USA).
- [22] HOUPERT, L. (2001): *An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity – Part I*. In: *Journal of Tribology* (123), S. 582-588.
- [23] HOUPERT, L. (2001): *An Engineering Approach to Non-Hertzian Contact Elasticity – Part II*. In: *Journal of Tribology* (123), S. 589-594.
- [24] BRANDAU, J.; POLL, G. (2002): *Wear Reduction in Light Rail Systems Through Asymmetrical Railhead Profiles*. In: *Tribology Series* 40, S. 305-316.
- [25] REUSNER, H. (1977): *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*. Dissertation, Universität Karlsruhe.
- [26] ROTHBART, H.A. (1985): *Mechanical Design and Systems Handbook*. McGraw-Hill, New York (USA), 2. Auflage.
- [27] YOUNG, W.C.; ROARK, R.J. (1989): *Roark's Formulas for Stress and Strain*. McGraw-Hill International Edition, McGraw-Hill, New York, 6. Auflage.
- [28] CERRUTI, V. (1882): *Ricerche Intorno all'Equilibrio dei Corpi Elastici Isotropi. Coi Tipi del Salviucci*, Rom (IT).
- [29] BOUSSINESQ, J. (1885): *Application des Potentiels à l'Étude de l'Équilibre et du Mouvement des Solides Élastiques*. Gauthier-Villars, Paris (FR).
- [30] LOVE, A.E.H. (1929): *The Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary*. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society A - Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 228 (659-669), S. 377-420.
- [31] BARTEL, D. (2010): *Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen*. Habilitationsschrift, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Vieweg+Teubner, Wiesbaden.
- [32] HARRIS, T.A. (1969): *The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings Having Crowned Rolling Members*. In: *Journal of Lubrication Technology* 91 (2), S. 294-300.
- [33] VESSELINOV, V. (2003): *Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern*. Dissertation, Universität Karlsruhe.
- [34] TEUTSCH, R.; SAUER, B. (2004): *An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts*. In: *Journal of Tribology* 126 (3), S. 436-442.
- [35] TEUTSCH, R. (2005): *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.
- [36] TERWEY, J.T.; BERGRATH, B. (2015): *Optimierte Rollenprofilierung für Hybrid-Zylinderrollenlager*. In: *VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2015*.
- [37] JOHNSON, K.L. (1985): *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge (UK).
- [38] LUBRECHT, A.A. (1987): *The Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Lubricated Line-and Point Contact Problem, Using Multigrid Techniques*. Dissertation, Enschede (NL), Universität Twente.
- [39] VENNER, C.H. (1991): *Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems*. Dissertation, Enschede (NL), Universität Twente.
- [40] VENNER, C.H.; LUBRECHT, A.A. (2000): *Multilevel Methods in Lubrication*. Elsevier, Amsterdam (NL).
- [41] SMEETH, M.; SPIKES, H.A. (1997): *Central and Minimum Elastohydrodynamic Film Thickness at High Contact Pressure*. In: *Journal of Tribology* 119 (2), S. 291-296.

- [42] DE MUL, J.M.; KALKER, J.J.; FREDRIKSSON, B. (1986): *The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimensions*. In: *Journal of Tribology* 108 (1), S. 140-148.
- [43] SCHWACK, F. (2020): *Untersuchungen zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [44] REICHERT, S. (2020): *An Approach to Investigate Surface Roughness Influence on the Running-In Behaviour of Mixed-Lubricated Sliding Contacts Using the Finite Element Method*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie.
- [45] BHUSHAN, B. (2013): *Introduction to Tribology*. John Wiley & Sons, New York (USA), 2. Auflage.
- [46] Ettl, P.; Schmidt, B.E.; Schenk, M.; Laszlo, I.; Haeusler, G. (1998): *Roughness Parameters and Surface Deformation Measured by Coherence Radar*. In: *Proceedings of the Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers* 3407, S. 133-140.
- [47] NIEMANN, G.; HÖHN, B.-R.; WINTER, H. (2005): *Maschinenelemente – Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Springer, Berlin - Heidelberg, 4. Auflage.
- [48] GREENWOOD, J.A.; WILLIAMSON, J.B.P. (1966): *Contact of Nominally Flat Surfaces*. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character* 295 (1442), S. 300-319.
- [49] WEBSTER, M.N.; SAYLES, R.S. (1986): *A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of Real Rough Surfaces*. In: *Journal of Tribology* 108 (3), S. 314-320.
- [50] BAILEY, D.M.; SAYLES, R.S. (1991): *Effect of Roughness and Sliding Friction on Contact Stresses*. In: *Journal of Tribology* 113 (4), S. 729-738.
- [51] SAYLES, R.S. (1996): *Basic Principles of Rough Surface Contact Analysis Using Numerical Methods*. In: *Tribology International* 29 (8), S. 639-650.
- [52] REN, N.; LEE, S.C. (1994): *The Effects of Surface Roughness and Topography on the Contact Behavior of Elastic Bodies*. In: *Journal of Tribology* 116 (4), S. 804-810.
- [53] GLEß, M. (2009): *Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [54] BRECHER, C.; RENKENS, D.; LÖPENHAUS, C. (2016): *Method for Calculating Normal Pressure Distribution of High Resolution and Large Contact Area*. In: *Journal of Tribology* 138 (1), S. 156.
- [55] TERWEY, J.T.; FOURATI, M.A.; PAPE, F.; POLL, G. (2020): *Energy Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime*. In: *Lubricants (Open Access)* 8 (2).
- [56] WANG, C.; SCHIPPER, D.J. (2020): *A Numerical-Analytical Approach to Determining the Real Contact Area of Rough Surface Contact*. In: *Tribology*, S. 1-11.
- [57] STRIBECK, R. (1902): *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 46, 1341-1348, 1432-1438, 1463-1470.
- [58] WRIGGERS, P. (2006): *Computational Contact Mechanics*. Springer, Berlin - Heidelberg, 2. Auflage.
- [59] BOWDEN, F.P.; TABOR, D. (1954): *The Friction and Lubrication of Solids*. Oxford University Press, Oxford (UK).
- [60] ZUM GAHR, K.-H. (2010): *Microstructure and Wear of Materials*. Elsevier, Amsterdam (NL) - New York (USA).

- [61] BADER, N.; PAPE, F.; GATZEN, H.H.; POLL, G. (2015): *Examination of Friction and Wear of a 100Cr6 Ball Against a Bearing Ring in a Micro-Pin-on-Disk Tester*. In: WIT Transactions on Engineering Sciences 91, S. 47-58.
- [62] PAPE, F.; GATZEN, H.-H.; POLL, G. (2016): *Micro Tribological Investigations on Dry Sliding Friction of 100Cr6 Axial Bearing Surfaces*. In: Tribology Online 11 (5), S. 547-550.
- [63] JOHNSON, K.L. (1970): *Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Tribology 12 (1), S. 9-16.
- [64] BAIR, S. (2007): *High-Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics*. Elsevier, Amsterdam (NL).
- [65] KHONSARI, M.M.; BOOSER, E.R. (2008): *Applied Tribology – Bearing Design and Lubrication*. John Wiley & Sons, Chichester (UK), 2. Auflage.
- [66] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D. (1983): *Film Thickness for Different Regimes of Fluid-Film Lubrication*. NASA Lewis Research Center, Cleveland (USA).
- [67] REYNOLDS, O. (1886): *On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*. In: Proceedings of the Royal Society of London 40, S. 191-203.
- [68] JACOBS, G.; PLOGMANN, M. (2011): *Tribologie – Vorlesungsumdruck*. RWTH Aachen. Schumacher Verlag, Herzogenrath, 2. Auflage.
- [69] LUGT, P.M.; MORALES-ESPEJEL, G.E. (2011): *A Review of Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory*. In: Tribology Transactions 54 (3), S. 470-496.
- [70] WIJNANT, Y.H. (1998): *Contact Dynamics in the Field of Elastohydrodynamic Lubrication*. Dissertation, Enschede (NL), Universität Twente.
- [71] EVANS, H.P.; SNIDLE, R.W. (1982): *The Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts at Heavy Loads*. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 382 (1782), S. 183-199.
- [72] PETRUSEVICH, A.I. (1951): *Fundamental Conclusions from the Contact Hydrodynamic Theory of Lubrication*. In: Izv. Akad. Nauk. SSSR 2, S. 209-223.
- [73] BADER, N. (2018): *Traction in EHL-Contacts – The Influence of Local Fluid Rheology and Temperatures*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [74] HABCHI, W. (2018): *Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems*. John Wiley & Sons, Hoboken (USA).
- [75] MOHRENSTEIN-ERTEL, A. (1984): *Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung*. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [76] GRUBIN, A.N.; VINOGRADOVA, E. (1949): *Investigation of the Contact of Machine Components*. Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, Moskau (RU).
- [77] CAMERON, A. (1985): *Righting a 40-Year-Old Wrong – A.M. Ertel - The True Author of 'Grubin's EHL' Solution*. In: Tribology International 18 (2), S. 92.
- [78] POPOVA, E.; POPOV, V.L. (2015): *On the History of Elastohydrodynamics: The Dramatic Destiny of Alexander Mohrenstein-Ertel and His Contribution to the Theory and Practice of Lubrication*. In: Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik 95 (7), S. 652-663.
- [79] POPOVA, E. (2012): *Zur Geschichte der Elastohydrodynamik: Das Wechselvolle Schicksal von Alexander Mohrenstein-Ertel*. In: Tribologie und Schmierungstechnik 59, S. 5-7.

- [80] CROOK, A.W. (1958): *The Lubrication of Rollers*. In: Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 250 (987), S. 387-409.
- [81] CROOK, A.W. (1961): *The Lubrication of Rollers – II. Film Thickness with Relation to Viscosity and Speed*. In: Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 254 (1040), S. 223-236.
- [82] DOWSON, D.; TOYODA, S. (1978): *A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts*. In: Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, S. 60-67.
- [83] HAMROCK, B.J.; SCHMID, S.R.; JACOBSON, B.O. (2004): *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Marcel Dekker, New York (USA) - Basel (CH), 2. Auflage.
- [84] WANG, D. (2015): *Berechnung der Wälzlagerreibung aufgrund weiterentwickelter rheologischer Fluidmodelle*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [85] DOWSON, D.; HIGGINSON, G.R. (1961): *New Roller Bearing Lubrication Formula*. In: Engineering 192 (4972), S. 158-159.
- [86] DOWSON, D. (1968): *Elastohydrodynamics*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (Part 3A) 182, S. 151-167.
- [87] BARZ, M. (1996): *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [88] ARCHARD, J.F.; COWKING, E.W. (1965): *Elastohydrodynamic Lubrication at Point Contact*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (Part 3B) 180 (2), S. 47-56.
- [89] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D. (1981): *Ball Bearing Lubrication – The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*. John Wiley & Sons, New York (USA).
- [90] CHITTENDEN, R.J.; DOWSON, D.; DUNN, J.F.; TAYLOR, C.M. (1985): *A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts – I. Direction of Lubricant Entrainment Coincident with the Major Axis of the Hertzian Contact Ellipse*. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 397 (1813), S. 245-269.
- [91] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D. (1977): *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts – Part III - Fully Flooded Results*. In: Journal of Lubrication Technology 99 (2), S. 264-275.
- [92] CHITTENDEN, R.J.; DOWSON, D.; DUNN, J.F.; TAYLOR, C.M. (1985): *A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts – II. General Case, with Lubricant Entrainment along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at Some Intermediate Angle*. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 397 (1813), S. 271-294.
- [93] GUPTA, P.K.; CHENG, H.S.; ZHU, D.; FORSTER, N.H.; SCHRAND, J.B. (1992): *Viscoelastic Effects in MIL-L-7808-Type Lubricant – Part I: Analytical Formulation*. In: Tribology Transactions 35 (2), S. 269-274.
- [94] BLOK, H. (1937): *Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual Contact under Oiliness Lubricating Conditions*. In: Proceedings of the General Discussion on Lubrication and Lubricants 2, S. 222-235.
- [95] CARSLAW, H.S.; JAEGER, J.C. (1958): *Conduction of Heat in Solids*. Oxford at the Clarendon Press, London (UK).
- [96] MURCH, L.E.; WILSON, W.R.D. (1975): *A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis*. In: Journal of Lubrication Technology 97 (2), S. 212-216.

- [97] ZHU, R.S.; HOEPRICH, M.R. (1991): *Torque of Tapered Roller Bearings*. In: *Journal of Tribology* 113 (590), S. 590-597.
- [98] HSU, C.-H.; LEE, R.-T. (1994): *An Efficient Algorithm for Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Under Rolling/Sliding Line Contacts*. In: *Journal of Tribology* 116 (4), S. 762-769.
- [99] HSIAO, H.-S.S. (1992): *Modeling And Analysis of Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts Considering Thermal and Non-Newtonian Effects*. Dissertation, Columbus (USA), The Ohio State University.
- [100] HSIAO, H.-S.S.; HAMROCK, B.J. (1992): *A Complete Solution for Thermal-Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts Using Circular Non-Newtonian Fluid Model*. In: *Journal of Tribology* 114 (3), S. 540-551.
- [101] HSIAO, H.-S.S.; HAMROCK, B.J. (1994): *Non-Newtonian and Thermal Effects on Film Generation and Traction Reduction in EHL Line Contact Conjunctions*. In: *Journal of Tribology* 116 (3), S. 559-568.
- [102] SUI, P.C.; SADEGHI, F. (1991): *Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication*. In: *Journal of Tribology* 113 (2), S. 390-396.
- [103] KIM, K.H.; SADEGHI, F. (1992): *Three-Dimensional Temperature Distribution in EHD Lubrication – Part I - Circular Contact*. In: *Journal of Tribology* 114 (1), S. 32-41.
- [104] KIM, K.-H.; SADEGHI, F. (1993): *Three-Dimensional Temperature Distribution in EHD Lubrication – Part II - Point Contact and Numerical Formulation*. In: *Journal of Tribology* 115 (1), S. 36-45.
- [105] MA, M.-T.; WANG, S. (1997): *Thermal and Non-Newtonian Effects on Traction in an Elliptical EHD Contact Under High Loads and Sliding Speeds*. In: *Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Conference on Tribology*, S. 337-346.
- [106] DAMA, R.; CHANG, L. (1997): *An Efficient and Accurate Calculation of Traction in Elastohydrodynamic Contacts*. In: *Wear* 206 (1-2), S. 113-121.
- [107] PANDEY, R.K.; GHOSH, M.K. (1998): *Temperature Rise due to Sliding in Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Lubrication Line Contacts – An Efficient Numerical Analysis for Contact Zone Temperatures*. In: *Tribology International* 31 (12), S. 745-752.
- [108] OLVER, A.V.; SPIKES, H.A. (2005): *Prediction of Traction in Elastohydrodynamic Lubrication*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 212 (5), S. 321-332.
- [109] ZHAI, X.; CHANG, L. (2000): *A Transient Thermal Model for Mixed-Film Contacts*. In: *Tribology Transactions* 43 (3), S. 427-434.
- [110] BAIR, S. (2005): *Shear Thinning Correction for Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Film Thickness*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 219 (1), S. 69-74.
- [111] POOLE, R.J. (2012): *The Deborah and Weissenberg Numbers*. In: *Rheology Bulletin* 53 (2), S. 32-39.
- [112] LIU, H.C.; ZHANG, B.B.; BADER, N.; GUO, F.; POLL, G.; YANG, P. (2019): *Crucial Role of Solid Body Temperature on Elastohydrodynamic Film Thickness and Traction*. In: *Tribology International* 131, S. 386-397.
- [113] TOŠIĆ, M.; LARSSON, R.; JOVANOVIĆ, J.; LOHNER, T.; BJÖRLING, M.; STAHL, K. (2019): *A Computational Fluid Dynamics Study on Shearing Mechanisms in Thermal Elastohydrodynamic Line Contacts*. In: *Lubricants* 7 (8), 69-88.

- [114] SCHRADER, R. (1988): *Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten im elastohydrodynamischen Wälzkontakt*. Dissertation, Universität Hannover.
- [115] BAUEROCHS, R. (1989): *Druck- und Temperaturmessungen in EHD-Wälzkontakten*. Dissertation, Universität Hannover.
- [116] DETERS, L.; BOSSE, H. (2004): *Online-Messung des Schmierzustandes mit Hilfe des Übergangswiderstandes*. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 35 (10-11), S. 645-649.
- [117] HENTSCHEKE, C.; JACOBS, G. (2012): *Untersuchung des Schmierfilmaufbaus und der Reibung bei dünnen Schmierfilmen mittels Interferometrie und FE8-Wälzlagerversuchen*. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt am Main.
- [118] ARCHARD, J.F. (1959): *The Temperature of Rubbing Surfaces*. In: *Wear* 2 (6), S. 438-455.
- [119] SPIKES, H.; JIE, Z. (2014): *History, Origins and Prediction of Elastohydrodynamic Friction*. In: *Tribology Letters* 56 (1), S. 1-25.
- [120] WITTEK, E. (2017): *Charakterisierung des Schmierzustandes im Rillenkugellager mit dem kapazitiven Messverfahren*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [121] BADER, N.; WANG, D.; POLL, G. (2017): *Traction and Local Temperatures Measured in an Elastohydrodynamic Lubrication Contact*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 231 (9), S. 1128-1139.
- [122] PATIR, N.; CHENG, H.S. (1978): *An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication*. In: *Journal of Lubrication Technology* 100 (1), S. 12-17.
- [123] TRIPP, J.H.; HAMROCK, B.J. (1985): *Surface Roughness Effects in Elastohydrodynamic Contacts – NASA Technical Paper 2488.*, Cleveland (USA).
- [124] EFFENDI, J. (1987): *Die numerische Lösung der elastohydrodynamischen Kontaktprobleme unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheiten*. Dissertation, RWTH Aachen.
- [125] ZHU, D.; CHENG, H.S. (1988): *Effect of Surface Roughness on the Point Contact EHL*. In: *Journal of Tribology* 110 (1), S. 32-37.
- [126] SADEGHI, F.; SUI, P.C. (1989): *Compressible Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces*. In: *Journal of Tribology* 111 (1), S. 56-62.
- [127] CHANG, L. (1995): *Deterministic Modeling and Numerical Simulation of Lubrication Between Rough Surfaces – A Review of Recent Developments*. In: *Wear* 184 (2), S. 155-160.
- [128] JIANG, X.; HUA, D.Y.; CHENG, H.S.; AI, X.; LEE, S.C. (1999): *A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model With Asperity Contact*. In: *Journal of Tribology* 121 (3), S. 481-491.
- [129] HU, Y.-Z.; ZHU, D. (2000): *A Full Numerical Solution to the Mixed Lubrication in Point Contacts*. In: *Journal of Tribology* 122 (1), S. 1-9.
- [130] REDLICH, A.; BARTEL, D.; SCHORR, H.; DETERS, L. (2000): *A Deterministic EHL Model for Point Contacts in Mixed Lubrication Regime*. In: *Proceedings of the 26th Leeds-Lyon Symposium on Tribology* 38, S. 85-93.
- [131] WEINHAUER, D. (1996): *Reibung und Verschleiß einer hochbeanspruchten Reibpaarung unter Mischreibungsbedingungen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [132] MAKINO, T.; MOROHOSHI, S.; SAKI, K. (1999): *The Effect of Roughness Orientation on Mixed Friction*. In: *Proceedings of the 25th Leeds-Lyon Symposium on Tribology* 36, S. 355-365.
- [133] GELINCK, E.R.M. (1999): *Mixed Lubrication of Line Contacts*. Dissertation, Enschede (NL), Universität Twente.

- [134] ELROD, H.G. (1979): *A General Theory for Laminar Lubrication With Reynolds Roughness*. In: Journal of Lubrication Technology 101 (1), S. 8-14.
- [135] TEALE, J.L.; LEBECK, A.O. (1980): *An Evaluation of the Average Flow Model for Surface Roughness Effects in Lubrication*. In: Journal of Lubrication Technology 102 (3), S. 360-366.
- [136] TRIPP, J.H. (1983): *Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication – The Flow Factor Method*. In: Journal of Lubrication Technology 105 (3), S. 458-463.
- [137] RIENÄCKER, A. (1995): *Instationäre Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflächen und inverse Bestimmung der Warmkonturen*. Dissertation, RWTH Aachen.
- [138] GUANGTENG, G.; CANN, P.M.; OLVER, A.V.; SPIKES, H.A. (2000): *Lubricant Film Thickness in Rough Surface, Mixed Elastohydrodynamic Contact*. In: Journal of Tribology 122 (1), S. 65-76.
- [139] POLL, G.; GATZEN, H.H.; WIENDL, S.B.; SPRECKELS, M.; GRONITZKI, M. (2000): *Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen*. In: Tribologie und Schmierungstechnik 47 (2), S. 13-17.
- [140] REDLICH, A. (2002): *Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [141] SOLOVYEV, S. (2007): *Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Mischreibungskontakten*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [142] HOL, J. (2013): *Multi-Scale Friction Modeling for Sheet Metal Forming*. Dissertation, Enschede (NL), Universität Twente.
- [143] NEUBERT, S.; PORAT, A.; HENTSCHE, C.; JACOBS, G. (2013): *Mixed Friction Model for Rough Contacts at High Pressure*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 227 (5), S. 496-509.
- [144] ZHANG, X.; LI, Z.; WANG, J. (2017): *Friction Prediction of Rolling-Sliding Contact in Mixed EHL*. In: Measurement 100, S. 262-269.
- [145] BRUNETIÈRE, N.; FRANCISCO, A. (2018): *Multiscale Modeling Applied to the Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces for Computation Time Reduction*. In: Lubricants 6 (3), S. 83.
- [146] JAITNER, D.; SCHÖNEN, R.; KNOLL, G.; RIENÄCKER, A. (2018): *Effiziente Finite-Elemente-Lösung der Energiegleichung zur thermischen Berechnung tribologischer Kontakte*. In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 82 (4), S. 285-300.
- [147] WEDEVEN, L.D.; CUSANO, C. (1979): *Elastohydrodynamic Film Thickness Measurements of Artificially Produced Surface Dents and Grooves*. In: ASLE Transactions 22 (4), S. 369-381.
- [148] DE SILVA, G.M.S.; LEATHER, J.A.; SAYLES, R.S. (1985): *The Influence of Surface Topography on the Lubricant Film Thickness in an Elastohydrodynamic (EHD) Point Contact*. In: Proceedings of the 12th Leeds-Lyon Symposium on Tribology.
- [149] KANETA, M.; SAKAI, T.; NISHIKAWA, H. (1993): *Effects of Surface Roughness on Point Contact EHL*. In: Tribology Transactions 36 (4), S. 605-612.
- [150] SCHMIDT, U. (1985): *Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit*. Dissertation, Universität Hannover.
- [151] KREIL, O. (2008): *Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt*. Dissertation, Technische Universität München.
- [152] FLÜGGEN, F. (1990): *Untersuchungen zum Reibungsverhalten von Axialwälzlagern*. Dissertation, Universität Hannover.

- [153] BÄSE, M. (2016): *Einfluss der Stahllamellen-Feinbearbeitung auf das Reibungsverhalten ölschmierter Lamellenreibkupplungen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [154] PAPE, F.; TERWEY, J.T.; WIESKER, S.; AVERBECK, S.; MUHMANN, C.; LIPINSKY, D.; ARLINGHAUS, H.F.; KERSCHER, E.; SAUER, B.; POLL, G. (2018): *Tribological Research on the Initiation of White Etching Cracks (WECs)*. In: 59. Tribologie-Fachtagung 2018, Tagungsband, S. 29.1–29.4.
- [155] PAPE, F.; TERWEY, J.T.; WIESKER, S.; AVERBECK, S.; MUHMANN, C.; LIPINSKY, D.; ARLINGHAUS, H.F.; KERSCHER, E.; SAUER, B.; POLL, G. (2018): *Tribological Research on the Development of White Etching Cracks (WECs)*. In: *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 82 (4), S. 341-352.
- [156] FAG (2000): *Wälzlagerschäden - Schadenserkenkung und Begutachtung gelaufener Wälzlager*. Selbstverlag.
- [157] TERWEY, J.T.; BERNINGER, S.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.; POLL, G. (2019): *Numerical Calculation of Local Adhesive Wear in Machine Elements under Boundary Lubrication Considering the Surface Roughness*. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear FFW 2018*, S. 796-807.
- [158] ARCHARD, J.F. (1953): *Contact and Rubbing of Flat Surfaces*. In: *Journal of Applied Physics* 24 (8), S. 981-988.
- [159] BARTEL, D. (2000): *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.
- [160] RABINOWICZ, E. (1958): *The Effect of Size on the Looseness of Wear Fragments*. In: *Wear* 2 (1), S. 4-8.
- [161] AGHABABAEI, R.; WARNER, D.H.; MOLINARI, J.-F. (2016): *Critical Length Scale Controls Adhesive Wear Mechanisms*. In: *Nature Communication* (7), S. 11816.
- [162] POPOV, V.L.; POHRT, R. (2018): *Adhesive Wear and Particle Emission – Numerical Approach Based on Asperity-Free Formulation of Rabinowicz Criterion*. In: *Friction* 6 (3), S. 260-273.
- [163] WOLF, T. (2008): *Schmierstoffabhängiges Verschleißverhalten als Basis für ein Lebensdauermodell von axial belasteten Wälzlagern bei Grenzreibung*. Dissertation, RWTH Aachen.
- [164] FLEISCHER, G. (1980): *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. VEB Verlag Technik, Berlin.
- [165] BEHESHTI, A.; KHONSARI, M.M. (2010): *A Thermodynamic Approach for Prediction of Wear Coefficient Under Unlubricated Sliding Condition*. In: *Tribology Letters* 38 (3), S. 347-354.
- [166] LIJESH, K.P.; KHONSARI, M.M. (2018): *On the Modeling of Adhesive Wear with Consideration of Loading Sequence*. In: *Tribology Letters* 66 (3), 024503-1024503-.
- [167] GHATREHSAMANI, S.; AKBARZADEH, S. (2018): *Predicting the Wear Coefficient and Friction Coefficient in Dry Point Contact Using Continuum Damage Mechanics*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 233 (3), S. 447-455.
- [168] WINKLER, A.; MARIAN, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S. (2020): *Numerical Modeling of Wear in a Thrust Roller Bearing under Mixed Elastohydrodynamic Lubrication*. In: *Lubricants* 8 (5), S. 58.
- [169] KRAUSE, H.; POLL, G. (1986): *Wear of Wheel-Rail Surfaces*. In: *Wear* 113 (1), S. 103-122.
- [170] LÖSCHE, T.; PALAND, E.-G.; POLL, G. (1998): *Wear Behaviour of Synchronisers in Relation to a Duty Parameter*. In: *Tribology Series* 34, S. 95-102.

- [171] SPRECKELS, M. (2001): *Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [172] RABINOWICZ, E. (1965): *Friction and Wear of Materials*. Wiley, New York (USA).
- [173] SIN, H.; SAKA, N.; SUH, N.P. (1979): *Abrasive Wear Mechanisms and the Grit Size Effect*. In: *Wear* 55, S. 163-190.
- [174] POISEUILLE, J.L. (1844): *Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très-petits diamètres*. Imprimerie Royale, Paris (FR).
- [175] LANG, O.R.; STEINHILPER, W. (1978): *Gleitlager – Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Springer, Berlin - Heidelberg.
- [176] SUTERA, P.; SKALAK, R. (1993): *The History of Poiseuilles's Law*. In: *Annual Review of Fluid Mechanics* 25, S. 1-19.
- [177] SLOTTE, K.F. (1881): *Ueber die innere Reibung der Lösungen einiger Chromate*. In: *Annalen der Physik* 250 (9), S. 13-22.
- [178] VOGELPOHL, G. (1958): *Betriebssichere Gleitlager – Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Springer, Berlin - Heidelberg.
- [179] VOGEL, H. (1921): *Das Temperaturabhängigkeitsgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten*. In: *Physikalische Zeitschrift* 22, S. 645-646.
- [180] TAMMANN, G.; HESSE, W. (1926): *Die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur bei unterkühlten Flüssigkeiten*. In: *Zeitschrift für anorganische und allgemeine Chemie* 156 (1), S. 245-257.
- [181] Deutsches Institut für Normung (1987): *DIN ISO 7884-1: Viskosität und viskosimetrische Festpunkte. Teil 1: Grundlagen für die Bestimmung der Viskosität und der viskosimetrischen Festpunkte*.
- [182] HESSE, W. (1926): *Die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur bei unterkühlten Flüssigkeiten*. Dissertation, Georg-August-Universität Göttingen.
- [183] ANDRADE, E.D.C.N. (1930): *The Viscosity of Liquids*. In: *Nature* 125, S. 309-310.
- [184] FALZ, E. (1931): *Grundzüge der Schmiertechnik*. Springer, Berlin - Heidelberg, 2. Auflage.
- [185] ROST, U. (1955): *Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Flüssigkeiten*. In: *Kolloid-Zeitschrift* 142 (2-3), S. 132-150.
- [186] BARUS, C. (1893): *Isothermals, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity*. In: *American Journal of Science* 45 (266), S. 87-96.
- [187] RODERMUND, H. (1975): *Beitrag zur elastohydrodynamischen Schmierung von Evolventenzahnradern*. Dissertation, TU Clausthal.
- [188] BAIR, S.; MARY, C.; BOUSCHARAIN, N.; VERGNE, P. (2013): *An Improved Yasutomi Correlation for Viscosity at High Pressure*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 227 (9), S. 1056-1060.
- [189] YASUTOMI, S.; BAIR, S.; WINER, W.O. (1984): *An Application of a Free Volume Model to Lubricant Rheology – I - Dependence of Viscosity on Temperature and Pressure*. In: *Journal of Tribology* 106 (2), S. 291-302.
- [190] EYRING, H. (1936): *Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates*. In: *The Journal of Chemical Physics* 4 (4), S. 283-291.
- [191] CARREAU, P.J. (1972): *Rheological Equations from Molecular Network Theories*. In: *Transactions of the Society of Rheology* 16 (1), S. 99-127.

- [192] WOLFF, R.; KUBO, A. (1996): *A Generalized Non-Newtonian Fluid Model Incorporated into Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Journal of Tribology 118, S. 74-82.
- [193] YASUDA, K.; ARMSTRONG, R.C.; COHEN, R.E. (1981): *Shear Flow Properties of Concentrated Solutions of Linear and Star Branched Polystyrenes*. In: Rheologica Acta 20 (2), S. 163-178.
- [194] GECIM, B.; WINER, W.O. (1980): *Lubricant Limiting Shear Stress Effect on EHD Film Thickness*. In: Journal of Lubrication Technology 102 (2), S. 213-220.
- [195] LEE, R.-T.; HAMROCK, B.J. (1990): *A Circular Non-Newtonian Fluid Model – Part I - Used in Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Journal of Tribology 112 (3), S. 486-495.
- [196] IIVONEN, H.; HAMROCK, B.J. (1991): *A New Non-Newtonian Fluid Model for Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Contacts*. In: Wear 143 (2), S. 297-305.
- [197] ELSHARKAWY, A.A.; HAMROCK, B.J. (1991): *Subsurface Stresses in Micro-EHL Line Contacts*. In: Journal of Tribology 113 (3), S. 645-655.
- [198] SIMO KAMGA, L.; OEHLER, M.; MAGYAR, B.; SAUER, B. (2018): *Charakterisierung des strukturviskosen Verhaltens von Schmierstoffen durch Kombination von Experiment und EHD-Simulation mithilfe des Carreau-Modells*. In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 82 (4), S. 301-309.
- [199] JADHAO, V.; ROBBINS, M.O. (2019): *Rheological Properties of Liquids Under Conditions of Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Tribology Letters 67 (3), S. 139.
- [200] MAXWELL, J.C. (1867): *On the Dynamical Theory of Gases*. In: Philosophical Transactions of the Royal Society of London 157, S. 49-88.
- [201] WINTER, H.H. (1970): *Simulation Nicht-Newtonischer Stoffe durch elektrische Modelle*. In: Rheologica Acta 9 (3), S. 405-409.
- [202] OLDROYD, J.G. (1997): *On the Formulation of Rheological Equations of State*. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 200 (1063), S. 523-541.
- [203] THIEN, N.P.; TANNER, R.I. (1977): *A New Constitutive Equation Derived from Network Theory*. In: Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics 2 (4), S. 353-365.
- [204] BARLOW, A.J.; ERGINSAV, A.; LAMB, J. (1967): *Viscoelastic Relaxation of Supercooled Liquids – II*. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 298 (1455), S. 481-494.
- [205] BARLOW, A.J.; LAMB, J.; MATHESON, A.J.; PADMINI, P.R.K.L.; RICHTER, J. (1967): *Viscoelastic Relaxation of Supercooled Liquids – I*. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 298 (1455), S. 467-480.
- [206] DYSON, A. (1970): *Frictional Traction and Lubricant Rheology in Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences 266 (1170), S. 1-33.
- [207] HUTTON, J.F.; PHILLIPS, M.C. (1972): *Shear Modulus of Liquids at Elastohydrodynamic Lubrication Pressures*. In: Nature Physical Science 238 (87), S. 141-142.
- [208] HOUPERT, L. (1980): *Contribution à l'étude du frottement dans un contact élastohydrodynamique*. Dissertation, Institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [209] EVANS, C.R.; JOHNSON, K.L. (1986): *The Rheological Properties of Elastohydrodynamic Lubricants*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 200 (5), S. 303-312.

- [210] BAIR, S.; WINER, W.O. (1992): *The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants*. In: Journal of Tribology 114 (1), S. 1-9.
- [211] JOHNSON, K.L.; TEVAARWERK, J.L. (1977): *Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films*. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 356 (1685), S. 215-236.
- [212] TICHY, J.A. (1996): *Non-Newtonian Lubrication With the Convected Maxwell Model*. In: Journal of Tribology 118 (2), S. 344-348.
- [213] SAWYER, W.G.; TICHY, J.A. (1998): *Non-Newtonian Lubrication With the Second-Order Fluid*. In: Journal of Tribology 120 (3), S. 622-628.
- [214] HABCHI, W.; BAIR, S. (2019): *Is Viscoelasticity of Any Relevance to Quantitative EHL Friction Predictions?* In: Tribology International 135, S. 96-103.
- [215] EVANS, C.R.; JOHNSON, K.L. (1986): *Regimes of Traction in Elastohydrodynamic Lubrication*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 200 (5), S. 313-324.
- [216] SMITH, F.W. (1960): *Lubricant Behavior in Concentrated Contact - Some Rheological Problems*. In: ASLE Transactions 3 (1), S. 18-25.
- [217] BAIR, S. (2002): *The Nature of the Logarithmic Traction Gradient*. In: Tribology International 35 (9), S. 591-597.
- [218] EHRET, P.; DOWSON, D.; TAYLOR, C.M. (1998): *On Lubricant Transport Conditions in Elastohydrodynamic Conjunctions*. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 454 (1971), S. 763-787.
- [219] JACOBSON, B.O. (1991): *Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication*. Tribology Series No. 19, Elsevier, Amsterdam (NL) - New York (USA).
- [220] JACOBSON, B.O. (2006): *High-Pressure Chamber Measurements*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 220 (3), S. 199-206.
- [221] MEYER, C. (2010): *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.
- [222] WANG, D. (2013): *Wirkungsgradoptimiertes Getriebe*. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen,, Frankfurt am Main.
- [223] NDIAYE, S.-N.; MARTINIE, L.; PHILIPPON, D.; DEVAUX, N.; VERGNE, P. (2017): *A Quantitative Friction-Based Approach of the Limiting Shear Stress Pressure and Temperature Dependence*. In: Tribology Letters 65 (4).
- [224] KANETA, M. (1993): *Necessity of Reconstruction of EHL Theory*. In: Japanese Journal of Tribology 38 (7), S. 859-868.
- [225] HABCHI, W.; VERGNE, P.; BAIR, S.; ANDERSSON, O.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G.E. (2010): *Influence of Pressure and Temperature Dependence of Thermal Properties of a Lubricant on the Behaviour of Circular TEHD Contacts*. In: Tribology International 43 (10), S. 1842-1850.
- [226] FRUTH, T. (2018): *Vom tribologischen Modellversuch zum Maschinenelemente: Berücksichtigung des rheologischen Verhaltens von Schmierstoffen in der Wälzlagersimulation*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.

- [227] POLL, G.W.G.; WANG, D. (2012): *Fluid Rheology, Traction/Creep Relationships and Friction in Machine Elements with Rolling Contacts*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 226 (6), S. 481-500.
- [228] TERWEY, J.T.; BADER, N.; LIU, H.C.; POLL, G. (2018): *Efficient Calculation of EHL Traction Using Simplified Approaches and Test Results*. In: 59. Tribologie-Fachtagung 2018, Tagungsband, 10.1-10.5.
- [229] BAIR, S.; VERGNE, P.; KUMAR, P.; POLL, G.; KRUPKA, I.; HARTL, M.; HABCHI, W.; LARSSON, R. (2015): *Comment on "History, Origins and Prediction of Elastohydrodynamic Friction" by Spikes and Jie*. In: Tribology Letters 58 (1), S. 171.
- [230] Deutsches Institut für Normung (2016): *DIN 51819: Prüfung von Schmierstoffen – Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8*.
- [231] POLL, G. (1983): *Der Einfluss der realen Systemeigenschaften auf die Kraftschlussgesetze bei wälzender Relativbewegung*. Dissertation, RWTH Aachen.
- [232] CARTER, F.W. (1997): *On the Action of a Locomotive Driving Wheel*. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 112 (760), S. 151-157.
- [233] KALKER, J.J. (1967): *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction*. Dissertation, Delft University of Technology.
- [234] KALKER, J.J. (1990): *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Springer Netherlands, Dordrecht (NL).
- [235] LUDEMA, K.C. (1984): *A Review of Scuffing and Running-In of Lubricated Surfaces, with Asperities and Oxides in Perspective*. In: Wear 100 (1-3), S. 315-331.
- [236] GUANGTENG, G.; SPIKES, H.A. (1997): *Elastohydrodynamic Film Thickness in Mixed Lubrication*. In: First World Tribology Congress, London (UK), S. 649.
- [237] KANETA, M.; KANADA, T.; NISHIKAWA, H.: *Optical Interferometric Observations of the Effects of a Moving Dent on Point Contact EHL*. In: 32, S. 69-79.
- [238] BHATTACHARYA, B.; ELLINGWOOD, B. (1998): *A Damage Mechanics Based Approach to Structural Deterioration and Reliability*. Oak Ridge National Laboratory, Baltimore.
- [239] BHATTACHARYA, B. (1998): *Continuum Damage Mechanics Analysis of Fatigue Crack Initiation*. In: International Journal of Fatigue 20 (9), S. 631-639.
- [240] BHATTACHARYA, B.; ELLINGWOOD, B. (1999): *A new CDM-Based Approach to Structural Deterioration*. In: International Journal of Solids and Structures 36 (12), S. 1757-1779.
- [241] LEMAITRE, J.; DESMORAT, R. (2005): *Engineering Damage Mechanics – Ductile, Creep, Fatigue and Brittle Failures*. Springer, Berlin - Heidelberg.
- [242] KHONSARI, M.M.; AMIRI, M. (2012): *Introduction to Thermodynamics of Mechanical Fatigue*. CRC Press, Boca Raton (USA).
- [243] Deutsches Institut für Normung (2019): *DIN ISO 76: Wälzlager - Statische Tragzahlen*.
- [244] TERWEY, J.T. (2017): *Erweiterung bestehender Modelle zur numerischen Berechnung des adhäsiven Verschleißverhaltens tribologischer Kontakte*. Unveröffentlichte Masterarbeit, RWTH Aachen.
- [245] LEUBE, H. (1986): *Untersuchungen zur Randschichtermüdung an einsatzgehärteten Zylinder-rädern*. Dissertation, RWTH Aachen.
- [246] VAN DE SANDT, N. (2004): *Gebrauchsdauer von axial belasteten Wälzlagern bei starker Mischreibung*. Dissertation, RWTH Aachen.

Veröffentlichungen

Publikationen

HWANG, J.; TERWEY, J.T.; KELLEY, J.; SAURE, F.; SCHÖNEMEIER, P.; POLL, G. (2020):
Design of Highly Loaded Slewing Bearings – The Collaborative Project HBDV.
In: EKC 2019 Conference Proceedings, Springer, Singapore, S. 69-78.
https://doi.org/10.1007/978-981-15-8350-6_6

TERWEY, J.T.; FOURATI, M.A.; PAPE, F.; POLL, G. (2019):
Energy Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime.
In: Lubricants (Open Access) 8 (16).
<https://doi.org/10.3390/lubricants8020016>

PAPE, F.; TERWEY J.T.; WIESKER, S.; AVERBECK, S.; MUHMANN, C.; LIPINSKY, D.; ARLINGHAUS, H.F.; KERSCHER, E.; SAUER, B.; POLL, G. (2018):
Tribological Research on the Development of White Etching Cracks (WECs).
In: Forschung im Ingenieurwesen 82 (4), S. 341-352.
<https://doi.org/10.1007/s10010-018-0289-6>

TERWEY, J.T.; BERNINGER, S.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.; POLL, G. (2018):
Numerical Calculation of Local Adhesive Wear in Machine Elements Under Boundary Lubrication Considering the Surface Roughness.
In: Proceedings of the 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear. FFW 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering, S. 796-807.
https://doi.org/10.1007/978-981-13-0411-8_71

BERGRATH, B.; BACHMANN, R.; TERWEY, J.T. (2014):
Untersuchung zum Ermüdungsverhalten von Hybrid-Wälzlagern zur Bestimmung werkstoffabhängiger Lebensdauerfaktoren.
In: Getriebe Aktuell 1 (1), S. 26-29.

Beiträge in Tagungsbänden

TERWEY, J.T.; POLL, G. (2019):
Energy Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime.
In: Tagungsband, 60. Tribologie-Fachtagung 2019.

PAPE, F.; TERWEY, J.T.; WIESKER, S.; AVERBECK, S.; MUHMANN, C.; LIPINSKY, D.; ARLINGHAUS, H.F.; KERSCHER, E.; SAUER, E.; POLL, G. (2018):

Tribological Research on the Initiation of White Etching Cracks (WECs).

In: Tagungsband, 59. Tribologie-Fachtagung 2018.

TERWEY, J.T.; BADER, N.; LIU, H.C.; POLL, G. (2018):

Efficient Calculation of EHL Traction Using Simplified Approaches and Test Results.

In: Tagungsband, 59. Tribologie-Fachtagung 2018.

TERWEY, J.T.; BERGRATH, B. (2015):

Optimierte Rollenprofilierung für Hybrid-Zylinderrollenlager.

In: Tagungsband, VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2015.

Vorträge

TERWEY, J.T.; FOURATI, M.A.; PAPE, F.; POLL, G. (2019):

Energy Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime.

Vortrag, 60. GfT Tribologie-Fachtagung, 23.-25. September 2019, Göttingen.

PAPE, F.; TERWEY, J.T.; POLL, G. (2019):

Numerical Calculation of Local Wear Under Mixed Lubrication Considering Fluid Traction.

Vortrag, International Tribology Conference, 17.-21. September 2019, Sendai, Japan.

PAPE, F.; TERWEY, J.T.; MALLACH, D.; LIPINSKY, D.; MATTHIAS, T.; BEHRENS, B.-A.; ARLINGHAUS, H.F.; POLL, G. (2019):

Investigations on the Reactivity of ZDDP Based Tribofilms Regarding Temperature Effects.

Vortrag, Tribochemistry Hakodate, 12.-14. September 2019, ITC-Sendai Satellite Forum.

LIU, H.C.; ZHANG, B.; BADER, N.; LI, X.; TERWEY, J.T.; POLL, G. (2019):

Fast Traction Prediction in Rolling/Sliding EHL Contacts.

Vortrag, 46th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2.-4. September 2019, Lyon, Frankreich.

HWANG, J.; WANDEL, S.; SCHÖNEMEIER, P.; TERWEY, J.T.; POLL, G. (2019):

Design of Highly Loaded Slewing Bearings – The Collaborative Project HBDV.

Vortrag, Europe-Korea Conference on Science and Technology, 15.-18. Juli 2019, Wien, Österreich.

TERWEY, J.T.; POLL, G. (2019):

Enhancement of Energy-Based Wear Models Considering Fluid Friction.

Vortrag, 3rd Young Tribological Researcher Symposium, 9.-10. Mai 2019, Wiener Neustadt, Österreich.

TERWEY, J.T.; BADER, N.; LIU, H.C.; POLL, G. (2018):

Efficient Calculation of EHL Traction Using Simplified Approaches and Test Results.

Vortrag, 59. GfT Tribologie-Fachtagung, 24.-26. September 2018, Göttingen.

PAPE, F.; **TERWEY, J.T.;** WIESKER, S.; AVERBECK, S.; MUHMANN, C.; LIPINSKY, D.; ARLINGHAUS, H.F.; KERSCHER, E.; SAUER, B.; POLL, G. (2018):

Tribological Research on the Initiation of White Etching Cracks (WECs).

Vortrag, 59. GfT Tribologie-Fachtagung, 24.-26. September 2018, Göttingen.

BADER, N.; LIU, H.C.; BRIEKE, T.; **TERWEY, J.T.;** POLL, G. (2018):

Investigation into the Influence of Temperature and Contact Geometry on Traction.

Vortrag, 45th Leeds-Lyon Symposium in Tribology 2018, 4.-7. September 2018, Leeds, Vereinigtes Königreich.

TERWEY, J.T.; BERNINGER, S.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.; POLL, G. (2018):

Numerical Calculation of Local Adhesive Wear in Machine Elements Under Boundary Lubrication Considering the Surface Roughness.

Vortrag, 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear, 9.-10. Juli 2018, Gent, Belgien.

TERWEY, J.T.; BADER, N.; LIU, H.C.; POLL, G. (2018):

Efficient Calculation of Fluid Traction Curves Using Simplified Approaches and Test Results.

Vortrag, 2nd Young Tribological Researcher Symposium, 8.-9. Mai 2018, Berlin.

Poster

SCHÖNEMEIER, P.; HWANG, J.; KELLEY, J.; WANDEL, S.; **TERWEY, J.T.;** POLL, G. (2019):

Investigations on Wear Mechanisms in Oscillating Ball Bearings.

Poster, Wind Europe Offshore, 26.-28. Oktober 2019, Kopenhagen, Dänemark.

BADER, N.; LIU, H.C.; BRIEKE, T.; **TERWEY, J.T.;** POLL, G. (2018):

Influence of Contact Geometry and Thermal Behavior on Traction.

Poster, ICETAT 2018 International Conference on Engineering Tribology and Applied Technology, 16.-18. November, Taiwan.

TERWEY, J.T.; POLL, G.; BROUWER, L.; SCHWARZE, H.; NEUPERT, T.; BARTEL, D. (2018): *Tribological Models of Fluids*.

Poster, FVV-Herbsttagung, 27.-28. September 2018, Würzburg.

TERWEY, J.T.; BERGRATH, B. (2015): *Optimierte Rollenprofilierung für Hybrid-Zylinderrollenlager*.

Poster, 11. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2015, 6.-7. Mai 2015, Schweinfurt.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Terwey, Jan Torben
Geburtstag und -ort: 10. Dezember 1985, Engelskirchen
Familienstand: verheiratet mit Nina Terwey, geb. Fahl

Berufstätigkeit und Ausbildung

04/2020 – heute Projektleiter
thyssenkrupp rothe erde Germany GmbH, Lippstadt

04/2017 – 03/2020 Wissenschaftlicher Mitarbeiter,
Teamleiter Wälzlager und Stellv. Oberingenieur
*Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie,
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover*

04/2010 – 01/2017 Studentischer Mitarbeiter
*Cerobear GmbH, Herzogenrath;
Inst. f. Maschinenelemente und Maschinengestaltung, RWTH Aachen;
Zentrum für Lern- und Wissensmanagement, RWTH Aachen*

09/2004 – 06/2009 Industriemechaniker (Ausbildung und Berufstätigkeit)
August Rüggeberg GmbH & Co. KG, Marienheide

Studium

04/2019 – heute Studium Wirtschaftswissenschaften für Ingenieure (M.Sc.)
FernUniversität in Hagen

10/2009 – 03/2017 Studium Maschinenbau (B.Sc. und M.Sc.)
RWTH Aachen

Schule

08/2006 – 12/2008 Abendgymnasium (Allgemeine Hochschulreife)
Abendgymnasium Rhein-Sieg, Gummersbach

08/1996 – 07/2004 Gymnasium (Fachoberschulreife)
Erzbischöfliches St.-Angela-Gymnasium, Wipperfürth

08/1992 – 07/1996 Grundschule
Katholische Grundschule, Marienheide