

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 1

Konstruktions-
technik/
Maschinen-
elemente

Nr. 448

Dipl.-Ing. Martin Weschta,
Erlangen

Untersuchungen zur Wirkungsweise von Mikrotexturen in elastohydrodynamischen Gleit/Wälzkontakten

Lehrstuhl für

Konstruktionstechnik

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack



UNTERSUCHUNGEN ZUR WIRKUNGSWEISE VON MIKROTEXTUREN IN ELASTO- HYDRODYNAMISCHEN GLEIT/WÄLZ- KONTAKTEN

Der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg
zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Martin Franz Weschta
aus Neustadt an der Aisch

Als Dissertation genehmigt

von der Technischen Fakultät

der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Tag der mündlichen Prüfung: 20. November 2017

Vorsitzender des Promotionsorgans: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch

Gutachter:
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 1

Konstruktionstechnik/
Maschinenelemente

Dipl.-Ing. Martin Weschta,
Erlangen

Nr. 448

Untersuchungen zur
Wirkungsweise von
Mikrotexturen in
elastohydrodynamischen
Gleit/Wälzkontakten

Lehrstuhl für

Konstruktionstechnik

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartack



Weschta, Martin

Untersuchungen zur Wirkungsweise von Mikrotexturen in elastohydrodynamischen Gleit/Wälzkontakten

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 448 . Düsseldorf: VDI Verlag 2018.

218 Seiten, 93 Bilder, 11 Tabellen.

ISBN 978-3-18344801-2 ISSN 0178-949X,

€ 76,00/VDI-Mitgliederpreis € 68,80.

Für die Dokumentation: Wälzkontakt – Computersimulation – Elastohydrodynamik – Reibung – Schmierung – Mikrotextur – Tribologie

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler aus dem Bereich der Tribologie, die sich mit der Reibungsminderung in elastohydrodynamischen (EHD) Gleit/Wälz-Kontakten befassen. Eine mögliche Methode hierzu stellt die selektive Oberflächenbearbeitung dar, die Oberflächenmerkmale im mikroskopischen Maßstab erzeugt. In dieser Arbeit erfolgt eine Einschränkung auf diskrete Texturelemente. Bei diesen konnte ein positiver Effekt auf die Reibung bisher nur für niedrigbelastete Gleitkontakte wie den Zylinder/Laufbahn-Kontakt nachgewiesen werden, für EHD Kontakte fehlten noch klare Aussagen. Die Arbeit bietet einen Literaturüberblick zu bekannten Mechanismen diskreter Mikrotexturen in verschiedenen Kontaktssituationen, baut ein vertieftes Verständnis hinsichtlich der EHD-Wälz/Gleit-Kontakte auf und zeigt in einem Machbarkeitsnachweis ihr Reibungsreduktionspotential in diesen Kontaktssituationen auf. Hierzu werden numerische Studien und deren Umsetzung sowie Experimente an einem Komponentenprüfstand vorgestellt.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at
www.dnb.de.

Vorwort

“The best way to predict the future is to invent it.”

Alan Kay

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik KTmfk der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg FAU. Ich möchte mich an dieser Stelle bei allen bedanken, die auf vielfältigste Art und Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Zunächst möchte ich meinem Doktorvater Prof. S. Wartzack für die Betreuung dieser Arbeit, die herausfordernde Themenstellung und die großen Freiheiten bei der Bearbeitung dieser danken. Er hatte immer das Vertrauen in das Gelingen der Arbeit.

Meinem Zweitgutachter Prof. H. Hick, Leiter des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz, und meinem fachfremden Prüfer Prof. A. Wierschem, Professur für Hochdruckthermofluiddynamik und Rheologie am Lehrstuhl für Strömungsmechanik der FAU, danke ich für ihr Interesse an meiner Arbeit. Ebenso danke ich Prof. H. Meerkamm, ehemaliger Ordinarius des KTmfk, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Dank gilt der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG und dem Schwerpunktprogramm SPP 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ das die finanziellen Mittel für das Teilprojekt „Reibungsreduzierung in EHD-Kontakten durch mikrostrukturierte Bauteiloberflächen – Auslegung, Gestaltung und umformtechnische Herstellung“ zur Verfügung gestellt hat und in dessen Rahmen viele Grundlagen für diese Arbeit entstanden sind. In diesem Zusammenhang gilt mein Dank auch dem Lehrstuhl für Fertigungstechnologie LFT der FAU, der für den fertigungstechnischen Teil, die Herstellung der Mikrotexturen, verantwortlich zeichnete, sowie dem Bayerischen Laserzentrum BLZ für die Lasermikrotexturierung der Tassenstöfel-Einstellscheiben.

Auch bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen möchte ich mich bedanken. Im Besonderen gilt dieser Dank meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. S. Tremmel für die vielen Diskussionen und die „rot gefärbten“ Manuskripte, den Mitgliedern der Arbeitsgruppe Wälzlagertechnik M. Marian, A. Meinel, M. Müller und A. Pabst sowie meinen Bürokolleginnen und -kollegen D. Hochrein, K. Seiler, T. Stahl und R. Zhao für die sehr angenehme und in Erinnerung bleibende Zeit am und auch außerhalb des Lehrstuhls. Auch die technisch-administrativen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls seien an dieser Stelle hervorgehoben, die durch Ihre Unterstützung in Verwaltung, Prüfstandsinstandhaltung und IT die Arbeit wesentlich erleichtert haben.

Ebenso danke ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der zentralen Mechanik- und Elektronikwerkstatt der Technischen Fakultät die durch die hervorragende Umsetzung von Entwicklungs- und Fertigungsaufträgen für Messtechnik und Prüfstandsbauteile die experimentellen Arbeiten unterstützt haben.

Zudem möchte ich den vielen Studierenden danken, die in meiner Lehrstuhlzeit durch ihre Arbeit als Hilfswissenschaftler oder durch die Bearbeitung ihrer Abschlussarbeiten unter meiner Betreuung ihren Anteil am Gelingen dieser Arbeit hatten. Namentlich seien F. Halmos, S. Luckert, M. Marian, V. Sessner und T. Spannbauer genannt.

Meinen Eltern danke ich, für Ihre Unterstützung auf meinem Weg vom Studium bis nun zum Abschluss dieser Arbeit, ohne die dies alles nicht möglich gewesen wäre.

Steffi, dir danke ich für deine Unterstützung weit über die Promotion hinaus. Gerade zu Ende hast du mich immer wieder auf die Motivationsspur zurück gebracht.

Zu guter Letzt möchte ich meinem Opa Leo danken, der all dies leider nicht mehr erleben durfte. Er hat mich bereits in Kindergartenzeiten für Technik und „Basteln“ begeistert. Ich werde dies immer in Erinnerung behalten.

Im November 2017

Martin Weschta

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation und Problembeschreibung	1
1.2 Aufgabenstellung	2
2 Grundlagen der Mikrotexturierung von Tribokontakten	5
2.1 Tribologische Kontakte	5
2.1.1 Das tribologische System	6
2.1.2 Größenskalen tribologischer Systeme	8
2.1.3 Beanspruchung konzentrierter tribologischer Kontakte.....	9
2.1.4 Schmierung und Schmierungszustand	14
2.2 Mikrotexturierung tribologischer Bauteiloberflächen	16
2.2.1 Herstellungsverfahren diskreter Mikrotexturen.....	18
2.2.2 Hydrodynamische Gleitkontakte	20
2.2.3 Elastohydrodynamische Kontakte.....	31
3 Grundlagen der Simulation geschmierter Tribokontakte	40
3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik	40
3.2 Reynoldssche Differentialgleichung	43
3.3 Verallgemeinerte reynoldssche Differentialgleichung.....	45
3.4 Gültigkeit der reynoldsschen Differentialgleichung in texturierten Kontakten.....	47
3.5 Berücksichtigung der Oberflächengeometrie und -mikrotextur in der Hydrodynamik.....	49
3.5.1 Makrogeometrie.....	49
3.5.2 Mikrogeometrie	50
3.6 Kavitation	54
3.7 Berechnung der Temperaturverteilung	58
3.8 Schmierstoffeigenschaften.....	60
3.8.1 Viskosität	60
3.8.2 Dichte.....	67
3.8.3 Thermische Eigenschaften.....	70
3.9 Reibungsmechanismen und Reibungsberechnung	72
3.9.1 Kontaktmechanischer Reibungsanteil	72
3.9.2 Hydrodynamischer Reibungsanteil.....	74
3.10 Elastische Deformation.....	76

3.11 Dimensionslose Kennzahlen und Gleichungen	81
3.11.1 Dimensionslose Kennzahlen	81
3.11.2 Dimensionslose Gleichungen	82
3.12 Lösung des gekoppelten EHD-Problems	85
3.12.1 Kopplung von elastischer Deformation und Hydrodynamik	86
3.12.2 Stabilisierung der reynoldsschen Differentialgleichung	89
3.12.3 Kopplung von Hydrodynamik, Deformation, nicht-newtonsschem Fluid und Wärmeübertragung	91
4 Untersuchungen am Nocken/Stöbel-Kontakt.....	94
4.1 Tribologisches System Nocken/Stöbel.....	97
4.1.1 Geometrie des Tribosystems	98
4.1.2 Kinematik, Belastung und Beanspruchung des Tribosystems	100
4.2 Prüfaufbau der experimentellen Untersuchungen	105
4.3 Schmierungszustand im Tribosystem Nocken/Stöbel	106
4.4 Reibungsmessung an mikrotexturierten Flachstöbeln.....	112
4.4.1 Probekörper	112
4.4.2 Versuchsreihen und Versuchsdurchführung.....	112
4.4.3 Versuchsergebnisse.....	116
5 Simulation mikrotexturierter EHD-Kontakte	120
5.1 Validierung.....	120
5.1.1 Unterschiede durch Kavitationsmodelle	120
5.1.2 Linienkontakt.....	123
5.1.3 Punktkontakt.....	129
5.2 Mathematische Beschreibung diskreter Mikrotexturen.....	131
5.3 Auswirkung des Schlupfes auf den Schmierfilm unter Berücksichtigung von Mikrotexturen, nicht-newtonsschem Fluidverhalten und thermischen Effekten	137
5.4 Statistische Versuchsplanung und Modellbildung.....	147
5.5 Gaußförmige Mikrotexturen im infiniten EHD-Linienkontakt.....	151
5.6 Trapezförmige Mikrotexturen im infiniten EHD-Linienkontakt	158
5.7 Gaußförmige Mikrotexturen im finiten EHD-Linienkontakt.....	163
5.8 Diskussion der Ergebnisse	171
6 Zusammenfassung und Ausblick.....	174
Anhang - Berechnungsergebnisse der Simulationsstudien	177
Literaturverzeichnis	182

Nomenklatur

Abkürzungen

CAD	Computer-Aided Design
CCD	Central Composite Design
CFD	Computational Fluid Dynamics (Numerische Strömungsmechanik)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLC	Diamond-Like Carbon (amorpher Kohlenstoff)
DOHC	Double Overhead Camshaft (doppelt obenliegende Nockenwelle)
EHD	Elastohydrodynamik
EN	Europäische Norm
FD	Finite Differenzen
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GLS	GALERKIN-Least-Squares
HD	Hydrodynamik
HVA	hydraulischer Ventilspiel-Ausgleich
ID	Isotropic Diffusion
ISO	International Organization for Standardization
LHS	Latin Hypercube Sampling
MOP	Metamodel of Optimal Prognosis
OHV	Overhead Valve (unten liegende Nockenwelle)
RMS	Root Mean Square (quadratisches Mittel, Effektivwert)
SP	Simulationspunkt (in der Simulationsplanung)
SRR	Slide-to-Roll-Ratio (Gleit/Roll-Verhältnis)
SRV	Schwing-Reib-Verschleiß
SSK	Solid-Solid-Kontakt
SUPG	Streamline Upwind PETROV GALERKIN
TEHD	thermische Elastohydrodynamik
TEM	Transversale Elektromagnetische
VD	variable Dichte

VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VI	Viskositäts-Index

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

<i>a</i>	große (Ellipsen-)Halbachse quer zur Rollrichtung, Kontaktlänge
<i>a_c, n_c</i>	Anpassungsparameter für das CARREAU-Viskositätsmodell
<i>A</i>	Fläche
<i>A, ..., E</i>	Anpassungsparameter der Viskositäts- bzw. Dichtemodelle
<i>b</i>	kleine (Ellipsen-)Halbachse, Kontaktbreite
<i>c</i>	Wärmekapazität
<i>C</i>	Koeffizient der polynomialen Regression
<i>C</i>	Elastizitätsmatrix
<i>C_r</i>	Faktor zur transienten Anpassung des Krümmungsradius
<i>C_u</i>	Faktor zur transienten Anpassung der hydrodynamischen Geschwindigkeit
<i>C_w</i>	Faktor zur transienten Anpassung der Belastung
<i>C^{zz}</i>	Einflussfunktion des elastischen Halbraums
<i>d</i>	Durchmesser
<i>d_s</i>	Laserstrahl durchmesser
<i>e</i>	Exzentrizität
<i>E</i>	Elastizitätsmodul des Werkstoffes
<i>E'</i>	reduziertes Elastizitätsmodul
<i>E_e</i>	äquivalenter Elastizitätsmodul
<i>Ē_e</i>	Elastizitätsmodul des dimensionslosen Berechnungskörpers
<i>F</i>	Kraft
<i>F</i>	Belastungsmatrix
<i>F_n</i>	Normalkraft
<i>F_R</i>	Reibungskraft
<i>g</i>	Erdbeschleunigung
<i>G</i>	dimensionslose Materialkennzahl
<i>G_c</i>	kritische Schubspannung
<i>h</i>	Schmierfilmdicke
<i>h_{el}</i>	Elementgröße
	$G = \alpha_{\eta} E'$

h_{No}	Hub des Nockens	
H	dimensionslose Schmierfilmdicke	1D: $H = hr'/b^2$ 2D: $H = hr'_x/a^2$
I	Impulskraft	
I	Intensität	
\mathbf{K}	Gesamtsteifigkeitsmatrix	
K_0	Kompressionsmodul	
K'_0	initiale druckbedingte Änderungsrate des Kompressionsmoduls	
l	Länge	
L	dimensionslose Materialkennzahl nach MOES	$L = G(2U)^{0,25}$
m	Masse	
m	Massenstrom	
max	Maximum-Funktion	
min	Minimum-Funktion	
mw	Mittelwert-Funktion	
M	Massenkraft	
M	dimensionslose Lastkennzahl nach MOES	1D: $\left(\frac{W}{(2U)^{0,5}}\right)$ 2D: $\left(\frac{W}{(2U)^{0,75}}\right)$
n	Drehzahl	
N	Stichprobengröße	
O	Oberflächenkraft	
O_{el}	Ordnung der Ansatzfunktion in der FE-Formulierung	
p	Druck	
p_{cav}	Kavitationsdruck	
p_s	Verfestigungsdruck	
P	dimensionsloser Druck	$P = p/p_{\text{max}}$
P	Druckkraft	
Pe	PECLET-Zahl	
Pf	Penalty-Faktor	
q	Linienbelastung	
Q	Quellterm	
Q_{ϑ}	Wärmequelle	
r	Radius	
r'	reduzierter Krümmungsradius	

r_G	Radius des Nockengrundkreises	
r_{Sp}	Radius der Nockenspitze	
r_{SSK}	Verhältnis an Solid-Solid-Festkörperkontakten	
R	Rauheit der Oberfläche	
R	elektrischer Widerstand	
\mathfrak{R}	Volumenelement	
\mathcal{R}_P	Residuum der dimensionslosen REYNOLDS-Gleichung	
R^2	Bestimmtheitsmaß der Regression	
R_{prog}^2	Prognosefähigkeit der Regression	
Re	REYNOLDS-Zahl	
$R_{z,\text{DIN}}$	gemittelte Rauhtiefe nach DIN	
s	mathematische Funktion der Mikrotextur	
s_0	Ventilspiel	
s_w	Texturbreite (engl. width)	
s_l	Texturlänge	
s_a	Texturtiefe, -amplitude	
s_d	Texturabstand (engl. distance)	
S	dimensionslose mathematische Funktion der Mikrotextur	
S_w	dimensionslose Texturbreite	$S_w = s_w/b$
S_l	dimensionslose Texturlänge	$S_l = s_l/b$
S_a	dimensionslose Texturtiefe, -amplitude	$S_a = s_a r' / b^2$
S_d	dimensionsloser Texturabstand (engl. distance)	$S_d = s_d/b$
S_{Roel}	Temperatur-Exponent der ROELANDS-Viskositätsgleichung	
t	Zeit	
t	standardisierter Effekt	
T	dimensionslose Zeit	1D: $T = u_m t/b$ 2D: $T = u_m t/a$
T	Temperatur in Kelvin	
T_g	Glasübergangstemperatur	
u	Geschwindigkeit in x-Richtung	
u	Verschiebung in x-Richtung	
U	dimensionslose Geschwindigkeitskennzahl	$U = \frac{\eta_0 u_m}{E' r_x^2}$
U	elektrische Spannung	
\mathbf{U}	Verschiebungsmatrix	

v	Geschwindigkeit in y-Richtung
v	Verschiebung in y-Richtung
V	Volumen
w	Geschwindigkeit in z-Richtung
w	Verschiebung in z-Richtung
w^*	Testfunktion
W	dimensionslose Lastkennzahl
	1D: $W = \frac{F_n}{E' l r'}$
	2D: $W = \frac{F_n}{E' r'_z \tau}$
x	kartesische Raumkoordinate
x_{Start}	Beginn der ersten Textur zum Startzeitpunkt der Simulation
X	dimensionslose kartesische Raumkoordinate
	1D: $X = x/b$
	2D: $X = x/a$
y	kartesische Raumkoordinate
Y	dimensionslose kartesische Raumkoordinate
	1D: $Y = y/b$
	2D: $Y = y/a$
z	kartesische Raumkoordinate
Z	dimensionslose kartesische Raumkoordinate
	Schmierspalt: $Z = z/h$
	Solid 1D: $Z = z/b$
	thermisch: $Z_{\text{sol}} = \frac{z}{a}$
	$Z_{\text{liq}} = \frac{z}{h}$
Z_{Roel}	Druck-Exponent der ROELANDS-Viskositätsgleichung

Griechische Buchstaben

α	Signifikanzniveau
$\alpha_{\text{li,re}}$	Neigungswinkel der Flanke trapezförmiger Mikrotexturen
α_{Stern}	kodierte Sternstufe des CCD-Versuchsplanes
α_η	Druck-Viskositätskoeffizient
β_ρ	Volumenausdehnungskoeffizient
β_η	Temperatur-Viskositätskoeffizient
γ	Schubverzerrung
γ	PEKLENIK-Faktor
$\dot{\gamma}$	Scherrate
$\gamma(p)$	Penalty-Funktion des Druckes
δ	elastische Deformation in z-Richtung
$\bar{\delta}$	dimensionslose elastische Deformation in z-Richtung

$\delta_{i,j}$	KRONECKER-Delta (mathematischer Operator)	$\delta_{i,j} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
δm_{\Re}	Masse des infinitesimalen Volumenelements	
δV_{\Re}	infinitesimales Volumenelement	
ε	Dehnung	
ϵ	Fehler der Regression	
$\bar{\varepsilon}$	dimensionsloser Diffusions-Koeffizient	
$\bar{\zeta}$	dimensionsloser Konvektions-Tensor	
η	dynamische Viskosität	
$\bar{\eta}$	dimensionslose dynamische Viskosität	$\bar{\eta} = \eta / \eta_0$
η_H	hertzscher Beiwert für die Kontaktbreite	
ϑ	Temperatur in °C	
θ	Dichtevehrhältnis, Spaltfüllungsgrad	
Θ	HEAVISIDE-Funktion	
λ	Schmierfilmkennzahl	
λ	Wärmeleitfähigkeit	
λ_R	Festkörpertraganteil	
Λ	spezifische Schmierfilmdicke	
μ	Reibungszahl	
ν	Querdehnzahl	
ν	kinematische Viskosität	
ξ_H	hertzscher Beiwert für die Kontaktlänge	
π	Kreiszahl	
ρ	Hauptkrümmung	
ρ	Dichte	
$\bar{\rho}$	dimensionslose Dichte	$\bar{\rho} = \rho / \rho_0$
ρ_{Σ}	kumuliertes Krümmungsmaß	
ϱ	Höhe der Rauheitsspitzen	
σ	Normalspannung	
σ_R	quadratischer Mittenrauwert	$\sigma_R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$
Σ	Summe	
τ	Schubspannung	
τ_e	äquivalente Schubspannung	$\tau_e = \sqrt{\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2}$
$\tau_{i,j}$	molekülbedingter Impulstransport pro Zeit u. Flächeneinheit	

τ_{stab}	Gewichtungsfaktor für SUPG und GLS Stabilisierung
$\cos \tau$	Hilfsgröße zur Bestimmung der hertzschen Beiwerte
ϕ	Flussfaktor
ψ	kombinierter Normierungsfaktor der REYNOLDS-Gleichung
ω	Winkelgeschwindigkeit
Ω_c	Kontaktfläche (engl. contact)
$\partial\Omega_c$	Rand der Kontaktfläche
∇	Nabla-Operator (Vektor der partiellen Ableitungsoperatoren) $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$

Indizes

0	Initialzustand, Zustand bei Umgebungsbedingungen
1, 2	Kontaktkörper 1 bzw. 2
c	zentral (engl. central)
cav	Kavitation (engl. cavitation)
e	äquivalent (engl. equivalent)
f,l	bei trapezförmigen Texturen: f für in Bewegungsrichtung nachfolgend, engl. following und l für führend, engl. leading
g	Glasübergang
gas	gasförmig
i	Körper oder Oberfläche
i,j	in Strömungsmechanik: i = molekulare Transportrichtung, j = Komponente des Geschwindigkeitsvektors
i,j	in Strukturmechanik: i = Körper, j = Hauptkrümmungsebene
lim	limitiert, nach oben begrenzt
liq	Fluid (engl. liquid)
m	mittel
max	maximale, größte
min	minimale, kleinste
mix	Mischung (engl. mixture)
p	Druck
s	Schub, Scherung
sol	Festkörper (engl. solid)
x, y, z	kartesische Raumrichtungen

Abstract

Due to increased requirements for machine elements and technical systems with regard to their energy efficiency, in the last decades there has been a focus in tribology oriented sciences and research on methods and treatments to reduce friction. Amongst others, a selective surface machining defining surface features on a microscopic scale was found to be an appropriate solution for friction reduction. These surface features can be divided into stochastically distributed yet oriented grooves or discrete surface features. Focusing on the latter in this thesis, a positive effect on friction has mainly been proven for them for low loaded sliding contacts as the cylinder/liner-contact whereas no clear decision can be done for elastohydrodynamic (EHL) contacts. The goal of this thesis therefore is to provide a literature overview of the known mechanisms of discrete microtextures in different contact situations, to develop a deeper understanding regarding rolling-sliding EHL contacts as well as to perform a proof of concept for their friction reduction potential in these contact situations. To achieve this, a focus was made on numerical studies and their implementation but also experiments were undertaken.

First, friction measurements in a cam/follower tribo system – representing rolling-sliding EHL contacts and running mostly in mixed lubrication – were conducted. Therefore different shapes and arrangements of microstructures were applied on flat-base tappets. A friction reduction potential of up to 18 % compared to a polished surface reference resulted in best case. But also a noteworthy amount of running in wear had to be detected that need deeper investigation.

Second, resembling a “numerical loupe” and in order to look deeper into microtextured rolling/sliding EHL contacts and the mechanisms and effects occurring a simulation model of these contacts was developed. Deviating from the widespread approach in EHL research of self-developed program codes and sequential numerical solution algorithms, the decision was made in favor of adopting commercial FE software and using a fully-coupled solution approach. Extended comparison with data from literature proved the feasibility of this approach and showed only small deviations that could be explained with differences in the numerical implementation. This was followed up by a broad study of non-newtonian and thermal effects as well as of different microtexture shapes and loading conditions. These studies provided findings for the importance of slip effects and medium loading conditions but high enough lubricant viscosity as well as favorable microtexture dimensions.

Summarizing, this thesis provides further insights into microtextured EHL contacts from a numerical point of view while giving confident prospects for their friction reduction potential in experiments.

1 Einleitung

1.1 Motivation und Problembeschreibung

Die Energie- und Ressourceneffizienz technischer Produkte besitzt sowohl im Bewusstsein der Bevölkerung und damit der Nutzer bzw. Käufer als auch aufgrund regulatorischer Anforderungen durch Behörden eine immer größere Bedeutung. Knapper werdende Rohstoffe sowie eine internationale Klimaschutzpolitik erzwingen die Reduzierung von klimarelevanten Gasen und somit vor allem der CO₂-Emissionen. Was dies konkret bedeutet, soll am Beispiel des Automobils aufgezeigt werden: etwa 20 % des CO₂-Ausstoßes sind in Deutschland im Bereich Verkehr zu verorten wovon wiederum 84 % auf den Straßenverkehr zurückgehen [1]. Über Deutschland hinaus spielt der Straßenverkehr aber auch weltweit eine wichtige Rolle bei den Emissionen. Allein die Zahl der PKW steigt tendenziell von aktuell 0,9 Milliarden [2] durch den Aufstieg der Schwellenländer bis 2035 auf 1,7 Milliarden und bis 2050 auf 2-3 Milliarden PKW an [3, 4]. Für die dabei in Zukunft anzutreffenden Antriebssysteme wurden für Deutschland in [5] Szenarien erarbeitet: im Jahr 2040 werden dem Trendszenario folgend noch immer 85 %, dem Alternativszenario folgend 70 % der Fahrleistung aller PKW durch einen Otto- oder Dieselmotor bzw. Elektro-Hybridbauweisen erbracht. Daher muss die Effizienz insbesondere der konventionellen Antriebe und ihrer Nebenaggregate weiter zunehmen. Um dies zu ermöglichen sind die Verluste aus Reibung, in etwa ein Viertel der zugeführten Energie [6], durch eine anforderungsgerechte Gestaltung der Einzelkomponenten zu reduzieren. Dies gilt in dieser Form aber nicht nur für den Verbrennungsmotor sondern kann vielmehr als allgemeingültiger Grundsatz zur Effizienzsteigerung technischer Systeme verstanden werden: es müssen somit in Zukunft in besonderem Maße ressourceneffiziente Konstruktionselemente bereitgestellt werden, in denen eine Relativbewegungen der einzelnen Komponenten mit möglichst geringen Reibungsverlusten stattfinden kann. Mit dieser Verringerung der Reibungsverluste geht häufig auch als positiver Nebeneffekt, eine erhöhte Gebrauchs- bzw. Lebensdauer durch einen reduzierten Verschleiß einher.

Eine derartige Verbesserung in Hinblick auf Reibung und Verschleiß lässt sich durch verschiedenste Ansätze erzielen. Exemplarisch seien hier die Weiterentwicklung von Werkstoffen, Schmierstoffen und deren Additiven sowie die Optimierung der Bauteiloberflächen durch den Einsatz von Beschichtungen oder der direkten Beeinflussung der

Oberflächenfeintextur genannt. Gerade der letztgenannte Aspekt kann unter dem Begriff „Engineered Surfaces“ [7], also gestalteter Oberflächen, verstanden werden, bei denen die Feintextur durch eine gezielte Endbearbeitung an die jeweiligen Anforderungen angepasst wird. Die kontrollierte Ausbildung von Oberflächentexturen zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften von zueinander bewegten Gleitpartnern ist bereits seit vielen Jahren bekannt. Erste Arbeiten hierzu wurden bereits in den 60er Jahren des vergangenen Jahrhunderts von HAMILTON et al. [8] und ANNO et al. [9, 10] durchgeführt. Hierin wurde nachgewiesen, dass Texturen im Mikrometermaßstab bei geschmierten Kontakten zu einem vergrößerten Schmierspalt führen können. Mit zunehmendem Schmierspalt sinkt die Wahrscheinlichkeit für Mischreibung durch Interaktion von Rauheitsspitzen als auch der hydrodynamischen Reibung durch die Scherung des Schmierstoffes. In der Folge wurde vorrangig bei hydrodynamischen Gleitkontakten – wie z. B. Gleitlager oder dem Kolbenring/Zylinderlaufbahn-Kontakt – in den vergangenen Jahrzehnten ein großes Potential zur Reibungsreduzierung durch diskrete Mikrotexturen nachgewiesen. Bei den höher belasteten, elastohydrodynamischen (EHD) Kontakten ist dies dagegen bis heute Gegenstand der wissenschaftlichen Diskussion.

Aus der Möglichkeit die Reibung geschmierter, tribologischer Kontakte durch die Oberflächentextur, genauer durch lokal begrenzte Oberflächenunebenheiten bzw. Texturelemente, zu beeinflussen leitet sich die Aufgabenstellung dieser Arbeit ab.

1.2 Aufgabenstellung

Zielsetzung dieser Arbeit ist es, dem mit Fragestellungen zur Reibungsreduktion tribologischer Kontakte in Maschinenelementen konfrontierten Konstrukteur ein Verständnis der Wirkungsweise von Mikrotexturierungen in geschmierten Kontakten zu vermitteln und ihm erste Ansatzpunkte für eine günstige Gestaltung der Mikrotexturen in Form und Anordnung zu liefern. Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt dabei auf diskreten Mikrotexturen in geschmierten und höher belasteten Wälz/Gleit-Kontakten, bei denen die elastohydrodynamische Schmiertheorie (siehe Abschnitt 2.1.4) gilt. Ein Überblick zu Grundlagen der Mikrotexturierung in Abschnitt 2.2 schließt aber auch hydrodynamische Kontakte mit ein. Für die höherbelasteten EHD-Kontakte ist auf Grundlage verschiedener Veröffentlichungen im Zustand des Rollens anzunehmen, dass es im Umfeld der diskreten Mikrotexturelemente zu einer Verschlechterung des Schmierfilms kommt, siehe beispielsweise PAUSCH [11]. Dies kann sich nachteilig sowohl auf Reibung als auch auf Werkstoffermüdung und Verschleiß auswirken. Bisher wenig betrachtet sind demgegenüber schlupfbehafte elastohydrodynamische Kontakte. Diese besitzen strömungsmechanisch mehr Ähnlichkeit zu den vorgenannten Gleitkontakten, bei denen hingegen sehr positive Effekte der Mikrotexturen festgestellt wurden. Die Belastung der EHD-Kontakte ist jedoch weit größer, weshalb die elastische

Deformation der KontaktPartner eine entscheidende Rolle spielt und der Schmierfilm zudem weitaus dünner ist. Daher ist es Aufgabe dieser Arbeit, aufbauend auf dem Stand der Wissenschaft zur Mikrotexturierung von Oberflächen, einen Beitrag für ein besseres Verständnis zur Wirkungsweise diskreter Mikrotexturelemente in schlupfbehaf-ten, elastohydrodynamischen Kontakten zu leisten und ihr Potential für eine Reibungsreduzierung exemplarisch zu evaluieren.

Der Blick in einen geschmierten EHD-Kontakt und damit ein Verstehen der dort stattfindenden komplexen Vorgänge ist experimentell – wenn überhaupt – nur mittels sehr aufwändiger Versuchsaufbauten möglich. Beispielsweise kommen hierzu Tribometer, mit den Kontaktpartnern beschichtete Glasscheibe und polierte Stahlkugel, unter Einsatz lichtoptischer Interferenzmessverfahren [12] oder laseroptischer Fluoreszenzverfahren [13] zur Anwendung. Neben dem komplexen technischen Aufbau ist auch die veränderte Materialpaarung (Glas/Stahl), die eingeschränkte Kontaktgeometrie (meist Kugel/Scheibe) und der Aufwand zur Herstellung der Versuchspröben ein Hemmnis für die flexible Untersuchung texturierter Kontakte. Im Gegensatz dazu kann ein Simulationsmodell als „numerische Lupe“ einen Blick in den Kontaktbereich ermöglichen und damit einen wichtigen Beitrag zum Verständnis der Effekte und Zusammenhänge im Mikrometermaßstab mikrotexturierter, elastohydrodynamischer Kontakte leisten.

Bisher stand am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik KTmfk der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, an dem die Untersuchungen dieser Arbeit durchgeführt wurden, ein solches Simulationstool nicht zur Verfügung. Den Kern der Arbeit stellt daher ein neu zu entwickelndes, numerisches Modell der texturierten EHD-Kontakte dar. Mit diesem soll die Wirkung einzelner Texturelemente auf den Schmierspalt untersucht und im Rahmen einer Parameterstudie relevante Einflussfaktoren identifiziert werden. Auf die dem Simulationsmodell zugrundeliegenden physikalischen und numerischen Zusammenhänge geht Kapitel 3 ausführlich ein. Anstelle der in der Literatur häufig anzutreffenden, selbst programmierten und speziell auf die Fragestellung von EHD-Kontakten zugeschnittenen Simulationswerkzeuge, wird dabei ein Ansatz mittels kommerzieller Finite-Elemente-Software verfolgt. „Spezialsoftware“ kann teilweise eine höhere Effizienz aufweisen und ermöglicht auch den Einsatz numerischer Lösungsmethoden abseits der etablierten numerischen Algorithmen. Dies erfordert jedoch deren individuelle Umsetzung und bedeutet einen nicht zu vernachlässigenden Wartungsaufwand durch sich stetig verändernde Laufzeitumgebungen und Betriebssysteme. Beim Einsatz kommerzieller FE-Löser wird hingegen die informationstechnische Umsetzung der numerischen Methoden durch Spezialisten in diesem Bereich durchgeführt und dem Tribologen eine Fokussierung auf die physikalische Modellbildung der Phänomene im EHD-Kontakt ermöglicht, weshalb diese Strategie gewählt wurde.

Experimente sollen darüber hinaus belegen, dass in schlupfbehaf-ten EHD-Kontakten eine Reduzierung der Reibung durch diskrete Mikrotexturelemente möglich ist. Kapi-

tel 4 befasst sich daher mit experimentellen Untersuchungen an einem Nocken/Tassenstöbel-Tribosystem. Dabei wird die Auswirkung von, durch Laserablation auf der Oberfläche des Tassenstöbels hergestellter, diskreter Mikrotexturelemente auf die entstehenden Reibungskräfte erörtert. Hierzu wird eingangs das Tribosystem genauer charakterisiert und dann die Ergebnisse zweier Versuchsserien diskutiert.

An die versuchstechnischen Arbeiten anschließend werden in Kapitel 5 die Ergebnisse von Simulationsstudien mit dem in der kommerziellen FE-Software implementierten Modell mikrotexturierter EHD-Kontakte betrachtet. Zunächst erfolgt dabei eine Validierung des Berechnungsmodells gegenüber veröffentlichten Berechnungsergebnissen verschiedener Autoren, sowohl für glatte als auch für texturierte Kontakte. Danach wird detailliert auf die mathematische Beschreibung von Mikrotexturen sowie auf die Bildung und Auswertung von drei Simulationsstudien auf Basis der statistischen Versuchsplanung eingegangen. Die Ergebnisse der Simulationsstudien mit unterschiedlichen Texturformen werden schließlich untereinander und gegenüber den Experimenten diskutiert.

Die Arbeit schließt in Kapitel 6 mit einer Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse sowie einem Ausblick auf zukünftige Forschungsmöglichkeiten.

2 Grundlagen der Mikrotexturierung von Tribokontakten

2.1 Tribologische Kontakte

Die Tribologie, aus dem griechischen *tribein* für reiben, bezeichnet nach ihrem Wortursprung die Reibungslehre und ist eine interdisziplinäre Ingenieurwissenschaft mit darüber hinausgehenden Verknüpfungen in die Naturwissenschaften. Sie lässt sich beispielsweise nach CZICHOS [14] definieren als

„ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste“.

Sie fasst damit über die Reibung hinausgehende Mechanismen wie den Verschleiß mit ein und verweist zudem auf ein breites Spektrum an Anwendungen mechanischer Kontakte (z. B. Lager, Fertigungsprozesse oder elektrische Bauteile).

Die wissenschaftlichen Ursprünge der Tribologie können unter anderem auf DA VINCI (1452-1519) und COULOMB (1736-1806) zurückgeführt werden. DA VINCI weist 1492 im Codex Madrid I [15] bereits auf wesentliche Zusammenhänge hin: die Reibung ist proportional zur Normalkraft, unabhängig von der Fläche, aber abhängig von deren Glätte und kann durch Rollen oder Schmierstoff reduziert werden [14]. Ein Einfluss der Oberflächenrauheit („Glätte“ bei DA VINCI) ist bei trockenen Kontaktflächen (staub- und ölfrei) jedoch häufig nicht gegeben, eine sehr glatte Oberfläche kann hier sogar eine höhere Reibung aufweisen. Unterschiede lassen sich meist erst durch den Einsatz von beispielsweise Schmierstoffen erzielen [16]. Gerade die Reduzierung der Reibung durch den Einsatz von flüssigen Schmierstoffen stellt einen Grundaspekt dieser Arbeit dar. Darüber hinaus soll aber auf die Bedeutung der Oberflächenfeinstruktur und das Zusammenspiel mit der Schmierung eingegangen werden, siehe u. a. Abschnitt 2.2. Für die trockene Reibung entwickelte COULOMB aus den Arbeiten DA VINCIS das nach ihm benannte coulombsche Reibungsgesetz. Dieses findet bis heute weite Verbreitung und zeichnet sich durch das Einführen der Reibungszahl μ als Proportionalitätsfaktor zwischen Reibungs- und Normalkraft aus:

$$F_R = \mu \cdot F_n. \quad 2.1$$

Diese Proportionalität ist auch unter dem Begriff AMONTONS-Gesetz bekannt (GUILLAUME AMONTONS 1663-1705). Erweitert man die Gültigkeit der Reibungszahl

auch auf geschmierte Kontakte, so schwankt dieser zwischen 0,001 und 0,01 bei reiner Flüssigreibung und 0,1 bis 1 bei trockener Reibung (bzw. unter Vakuum auch > 1) [17]. Auf die Reibungszustände und Mechanismen soll in Abschnitt 2.1.3 und 3.9 noch genauer eingegangen werden. Die zunächst simpel anmutende Proportionalitätskonstante nach COULOMB verschleiert die meist komplexen Wechselwirkungen in tribologischen Systemen bei der Entstehung von Reibung, weshalb Reibung nicht als Werkstoffkennwert wie beispielsweise der Elastizitätsmodul angegeben werden kann [14]. Dennoch hat die Reibungszahl in den vergangenen Jahrhunderten eine große Bedeutung in den Ingenieurwissenschaften erlangt und dort bei der Weiterentwicklung und Optimierung von Frictionssystemen Anwendung gefunden. Dabei muss aber bedacht werden, dass er von vielen Faktoren beeinflusst wird und immer nur für eine genau zu beschreibende Anwendung zutrifft, bei der auch der zeitliche Verlauf der Reibungszahl zu berücksichtigen ist [18]. Neben der Reibung sind auch der Verschleiß und andere wichtige Kenngrößen der Tribologie weder Materialkonstanten noch zeitunabhängig. CZICHOS [14] schlägt daher eine systemtechnische Methodik zur Beschreibung der Systemeigenschaften tribologischer Systeme, oder kurz Tribosysteme, vor, unter denen die genannten Kennwerte bestimmt wurden. Hierfür sei auf Abschnitt 2.1.1 verwiesen. Daran anschließend wird in Abschnitt 2.1.2 den unterschiedlichen Größenskalen tribologischer Kontakte Rechnung getragen und eine Einordnung der diskreten Mikrotexturen dieser Arbeit in den Kontext der Tribologie vorgenommen. Schließlich betrachtet Abschnitt 2.1.3 detaillierter die Schmierung, die bereits DA VINCI, wie zuvor ausgeführt, als wichtiges Mittel zur Reduzierung der Reibung identifiziert hat.

2.1.1 Das tribologische System

Grundlage für die Definition tribologischer Systeme nach [14] stellt die allgemeine Funktion technischer Systeme dar, Energie, Stoff und/oder Information umzuwandeln, zu transportieren und/oder zu speichern. In der einfachsten Form entspricht dies der Black-Box-Darstellung [19] und der mit ihr verbundenen abstrakten Systemdarstellung, wie sie Bild 2.1 zeigt. Für die Beschreibung eines technischen Systems werden daher meist Systemelemente, Eingangs- und Ausgangsgrößen, die funktionale Übersetzung von Eingangs- in Ausgangsgrößen, sowie eine das System umschließende Systemgrenze benötigt. Die Systemfunktion überführt die Eingangsgrößen in Ausgangsgrößen und wird von der Struktur des Systems gestützt. Diese Systemstruktur wiederum besteht aus einzelnen Elementen und deren Eigenschaften und Wechselwirkungen. Zudem treten Verluste und Störgrößen auf, die die Systemfunktion beeinflussen. [14]

Übertragen auf ein Tribosystem ergibt sich die Darstellung in Bild 2.2. Die Systemstruktur besteht aus dem Wirkflächenpaar von Grund- und Gegenkörper, dem Zwischenstoff (z. B. Schmierstoff) und dem Umgebungsmedium (z. B. Luft). Dabei werden offene und geschlossene Systemstrukturen unterschieden. Offene Systemstrukturen

zeichnen sich aus durch einen ständigen Stofffluss in und aus dem System bzw. durch eine Beanspruchung des Grundkörpers durch ständig neue Bereiche des Gegenkörpers (z. B. Fertigungsprozesse). Geschlossene Systeme hingegen erfahren eine dauerhafte, teils unterbrochene tribologische Beanspruchung der Elemente (z. B. Wälzlager). [14]



Bild 2.1: Black-Box-Darstellung als Modell für eine Soll-Funktion nach [19]

Die Systemfunktion des Tribosystems wird durch das Wirkflächenpaar gebildet. Im Maschinenbau kommen als Systemfunktionen vor allem die Bewegungsübertragung (Lager) bzw. -hemmung (Bremsen) und die Kraft- (Kupplungen) oder Energieübertragung (Getriebe) in Betracht. Auf die Wirkflächen wirken bei der Funktionserfüllung sowohl äußere Kräfte als auch Relativbewegungen und Temperaturen für unterschiedliche Beanspruchungsdauern. Dies wird als tribologische Beanspruchung bezeichnet und entspricht den Eingangsgrößen der Systemfunktion. Die Stellen, an denen die elementaren physikalischen und chemischen Wechselwirkungsmechanismen stattfinden werden als Wirkorte benannt. Diese Wirkorte ändern sich sowohl zeitlich als auch örtlich und entsprechen den stochastisch verteilten Mikrokontakten des Wirkflächenpaares. [14]

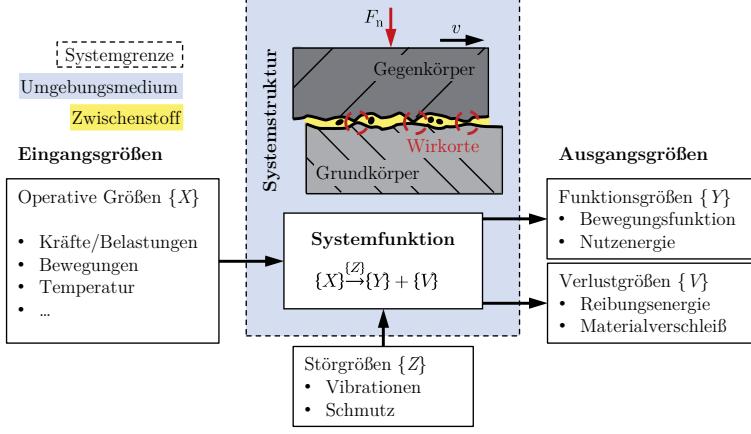


Bild 2.2: Darstellung eines tribologischen Systems aus einer Systemanalyse und dessen wichtigste Kenngrößen nach [14]

Bezogen auf den für diese Arbeit relevanten elastohydrodynamischen (EHD) Kontakt (siehe Abschnitt 2.1.4) lassen sich die Systemgrößen wie folgt zuordnen. Störgrößen Z sind nur in seltenen Fällen zu erwarten, da die EHD-Kontakte beispielsweise meist in nach außen abgedichteten Systemen auftreten (z. B. lebensdauerfettgeschmiertes Rillenkugellager). Als Verluste V können sowohl Reibung als auch Verschleiß Relevanz

besitzen, wenngleich beides durch einen günstigen Schmierungszustand häufig minimiert werden kann (siehe Abschnitt 2.1.3). Die Funktionsgröße Y der EHD-Kontakte steht in engen Zusammenhang hiermit und stellt die unter der Beanspruchung der operativen Größen X vorhandene Schmierfilmdicke dar.

2.1.2 Größenskalen tribologischer Systeme

Im Falle tribologischer Systeme kommen nach heutigem Stand der Technik Dimensionen von bis zu zehn Größenordnungen in Betracht, die einen Einfluss auf das tribologische System zeigen [14]. Dies beginnt beispielsweise bei Nanometer großen Kristallorientierungen in Beschichtungen, z. B. die basale Orientierung von Molybdänsulfid im Hinblick auf die Feuchteempfindlichkeit der Beschichtung [20] und endet bei Baugruppen mit mehreren Tribokontakten, beispielsweise Großwälzlagern der Windenergieindustrie mit Außendurchmessern von über 3 Metern oder Großgetrieben mit Zahnrädern ähnlicher Abmessungen. Einen Überblick über die verschiedenen Betrachtungsebenen und deren zugehörige Größenskalen bietet Bild 2.3. Darin sind auch die Bereiche einzelner Maschinenelemente sowie die Mikrotexturen dieser Arbeit eingordnet.

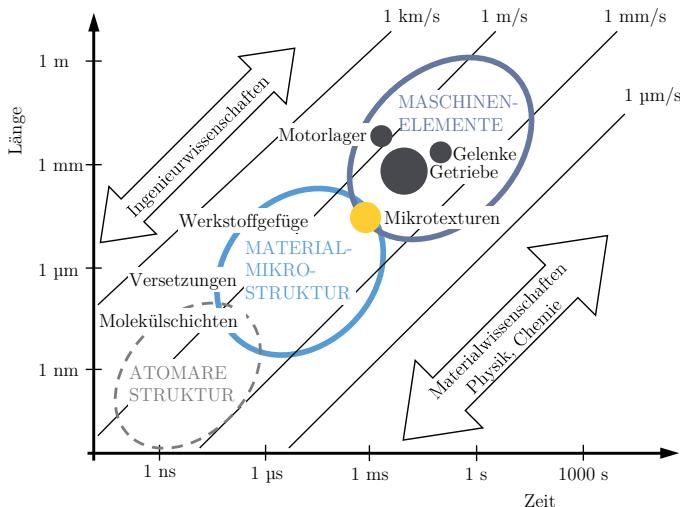


Bild 2.3: Größenskalen geschmierter, tribologischer Systeme nach [14]

Die hier betrachteten Mikrotexturen lassen sich oberhalb der Materialmikrostruktur und auch der Oberflächenrauheit einordnen. Einzelne Rauheitsspitzen haben laterale Abmessungen von wenigen Mikrometern bei einer von der fertigungstechnischen Endbearbeitung abhängigen Höhe. Durch die Endbearbeitung sind in tribologischen Kontakten feingedrehte bzw. geschliffenen Oberflächen typisch, deren Rauheiten Mitten-

rauwerte, also arithmetische Mittel der absoluten Höhen, kleiner als einen Mikrometer aufweisen [21]. Die betrachteten diskreten Mikrotexturen sind lateral um mindestens eine Größenordnung ausgedehnter, sie besitzen beispielsweise für die Versuche in Kapitel 4 Abmessungen von etwa 30 µm bis hin zu 120 µm. Die Mikrotexturen sind zudem tiefer als die Rauheitsamplituden bei typischer Oberflächenrauheit ausgeführt.

Werden tribologische Kontakte mit einem flüssigen Zwischenstoff, dem Schmierstoff, geschmiert, so bildet sich ein – zumindest teilweise – die Oberflächen der Kontaktpartner trennender Schmierfilm aus [14]. Details zu den zugehörigen Mechanismen finden sich nachfolgend in Abschnitt 2.1.3. Die Dicke des Schmierfilms hängt von der Belastung und den kinematischen Bedingungen ab und kann von einigen zehn Nanometern [22] in hoch belasteten Kontakten bis zu mehreren zehn Mikrometern [23] bei Gleitlagern betragen.

2.1.3 Beanspruchung konzentrierter tribologischer Kontakte

Im Bereich der Makrotribologie und damit der Maschinenelemente (siehe Abschnitt 2.1.2) werden Kraft- bzw. Energieübertragung durch Wirkflächenpaare realisiert. Die Oberflächen dieser Paare können zueinander konform, also gleichgerichtet gekrümmmt, z. B. Gleitlager, oder auch kontraform, also gegensinnig gekrümmmt, z. B. Wälzlager oder Nocken/Stößel-Kontakte, ausgeführt sein. Bei kontraformen Oberflächen spricht man häufig auch von konzentrierten Kontakten. Im Falle konformer Paarungen liegen vergleichsweise niedrige Kontaktpressungen von maximal einigen 10 MPa vor und die KontaktPartner können meist als starr angenommen werden. Es liegt damit ein hydrodynamischer (HD) Kontakt vor. Bei kontraformen Paarungen können Pressungen von mehreren GPa, beispielsweise im Falle der Wälzlager, erreicht werden [24]. Bei den konzentrierten Kontakten führen diese hohen Kontaktpressungen zu lokalen Deformationen der KontaktPartner. Ist einer der KontaktPartner vergleichsweise weich (z. B. Dichtungen) so genügen für diese Deformationen bereits kleinere Pressungen. Tritt eine solche Deformation im Zusammenspiel mit einer hydrodynamischen Schmierung auf und ist ihr Betrag größer oder gleich der Schmierfilmdicke, so spricht man von Elastohydrodynamik (EHD) [25], siehe Abschnitt 2.1.4. Für die weitere Betrachtung der Beanspruchung sollen nur kontraforme Paare aus zwei harten Werkstoffen (harte EHD) herangezogen werden. Typische Vertreter fasst hierzu Bild 2.4 zusammen.

Zur Bestimmung der grundlegenden Beanspruchung und Deformation kontraformer Kontakte wird in diesem Abschnitt zunächst die Schmierung vernachlässigt. Die Bestimmung der elastischen Deformation, der wirkenden Pressungen und der Spannungen in den Bauteilen folgt dann der hertzischen Theorie [26]. HERTZ (1857-1894) hat hierzu das Kontaktproblem unter der Annahme eines ideal glatten und reibungsfreien Kontakts mit isotropen und eignespannungsfreien Materialeigenschaften unter reiner Nor-

malbelastung analytisch gelöst. Bis auf die aus der Reibung resultierenden tangentialen Beanspruchungsanteile können viele technische Kontakte in guter Näherung durch diese Vereinfachungen betrachtet werden. Daher werden die resultierenden Kontaktabmessungen und -pressungen meist auch für die Beschreibung von EHD-Kontakten herangezogen, siehe auch Abschnitt 3.11.

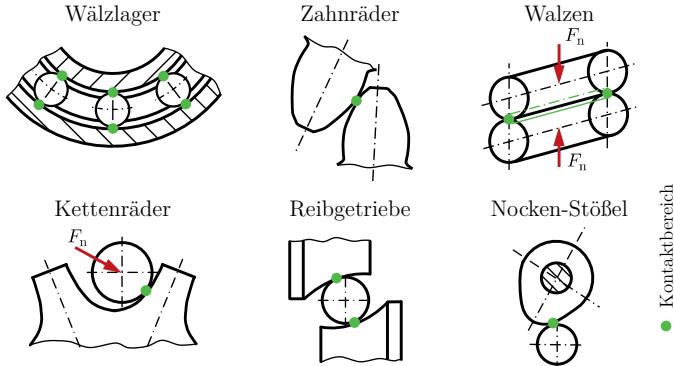


Bild 2.4: Typische Vertreter konzentrierter Wälz/Gleit-Kontakte nach [25]

Die sich einstellende Kontaktfläche des allseitig gekrümmten, kontraformen Wirkflächenpaares ist allgemein durch eine Ellipse darstellbar, siehe Bild 2.5. Die Ellipse geht in ihren Extrema in einen Kreis (Punktkontakt, Krümmung der Körper richtungsunabhängig) bzw. einen Streifen (Linienkontakt, Krümmung der Körper in höchstens einer Raumachse) über. Im Falle des Linienkontaktes wird dann aus dem dreiachsigem Spannungszustand ein ebener Spannungszustand senkrecht zum Kontaktstreifen.

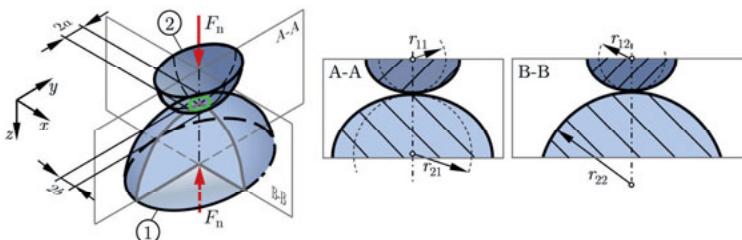


Bild 2.5: Berührung zweier allseitig gekrümmter Körper unter Last F_n ; A-A – Hauptkrümmungsebene 1; B-B – Hauptkrümmungsebene 2; 1 – Körper 1; 2 – Körper 2; nach [21]

Die Krümmungen der Flächen des Wirkflächenpaares sind die Reziprokwerte ihrer maximalen und minimalen Krümmungsradien $r_{i,j}$, die auf zwei zueinander senkrecht stehenden Ebenen, den Hauptkrümmungsebenen, liegen. Die Hauptkrümmungen $\rho_{i,j}$ können dann als

$$\rho_{i,j} = \frac{1}{r_{i,j}} \text{ mit } i,j = 1,2 \quad 2.2$$

ausgedrückt werden, wobei der Index i den Körper und der Index j die Krümmungsebene bezeichnet. Für konvexe Oberflächen haben die Krümmungsradien positive, für konkave demgegenüber negative Werte. Fallen die Hauptkrümmungsebenen der KontaktPartner zusammen, so lassen sich die große Halbachse a und die kleine Halbachse b der Kontaktellipse anhand Gleichung 2.3 und 2.4 bestimmen [21]:

$$a = \xi_H \cdot \sqrt[3]{\frac{3F_n E'}{\rho_\Sigma}}, \quad 2.3$$

$$b = \eta_H \cdot \sqrt[3]{\frac{3F_n E'}{\rho_\Sigma}}. \quad 2.4$$

Zu ihrer Berechnung sind die hertzschen Beiwerte ξ_H und η_H , die Belastung F_n , der reduzierte E-Modul der beiden KontaktPartner E' sowie das kumulierte Krümmungsmaß ρ_Σ nötig. Die Funktionen der genannten Beiwerte sind von der Hilfsgröße $\cos \tau$

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\rho_\Sigma} \quad 2.5$$

abhängig und beinhalten elliptische Integrale. Die Lösung der elliptischen Integrale ist nur numerisch möglich, was hier aber nicht näher behandelt werden soll. In guter Näherung können sie Tabellen wie beispielsweise in [21] entnommen oder durch Approximationsgleichungen nach GREKOSSIS und MICHAILIDIS [27] bestimmt werden. Weiterhin stellt das kumulierte Krümmungsmaß ρ_Σ die Summe der Einzelkrümmungen dar:

$$\rho_\Sigma = \sum_{i,j=1}^2 \rho_{i,j}. \quad 2.6$$

Der reduzierte E-Modul E' zur Berücksichtigung der Deformation beider Kontaktkörper 1 und 2 ergibt sich schließlich aus den Materialeigenschaften als

$$E' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right). \quad 2.7$$

Die sich auf der elliptischen Kontaktfläche einstellende Druckverteilung $p(x, y)$ kann durch ein Halbellipsoid ausgedrückt werden als

$$p(x, y) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \text{ für } \forall p(x, y) \in A. \quad 2.8$$

Für die darin enthaltene maximale Pressung in der Mitte des Kontaktes gilt:

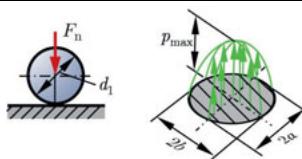
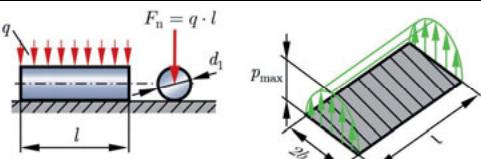
$$p_{\max} = \frac{3F_n}{2\pi ab}. \quad 2.9$$

Im späteren Verlauf der Arbeit werden vor allem der Kugel/Ebene und der Zylinder/Ebene-Kontakt betrachtet. Im Falle des Zylinder/Ebene-Kontaktes ist spannungsmechanisch von unendlich langen Kontaktkörpern auszugehen, da bei finiten Körperabmessungen Druckspitzen im Randbereich auftreten würden. Diese Druckspitzen wurden als einem der ersten von LUNDBERG [28] erkannt, aber noch nicht bestimmt. Reale Zylinderkontakte wiesen auf ihrer Mantelfläche eine Profilierung auf, die die Spannungsspitzen reduziert. Durch die Paarung mit einer ebenen Fläche vereinfachen sich die Probleme und es ergeben sich die in Tabelle 2.1 aufgeführten Gleichungen. Die Fälle Kugel/Kugel und Zylinder/Zylinder sind dennoch mit diesen Gleichungen beschreibbar, da sie sich durch die Bestimmung eines reduzierten Krümmungsradius r'

$$\frac{1}{r'_{1/2}} = \frac{1}{r_{11/21}} + \frac{1}{r_{12/22}} \quad 2.10$$

in den Kontaktfall eines gekrümmten Körpers und einer Ebene überführen lassen.

Tabelle 2.1: Hertzche Gleichungen für die Sonderfälle Kugel/Ebene und Zylinder/Ebene

Kugel/Ebene-Kontakt	Zylinder/Ebene-Kontakt
	
$a = b = \sqrt[3]{\frac{3F_n E' d}{4}}$ 2.11	$b = \sqrt{\frac{4F_n E' d}{\pi l}}$ da $a = l$ 2.12
$p_{\max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{6F_n}{E'^2} \left(\frac{1}{d}\right)^2}$ 2.13	$p_{\max} = \sqrt{\frac{F_n}{\pi E' l d}}$ 2.14
$p(x, y) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2}$ 2.15	$p(x) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2}$ 2.16

Neben den bereits ausgeführten Kontaktabmessungen und der Kontaktpressung spielt für die Beanspruchung, beispielsweise im Hinblick auf Werkstoffermüdung, auch der Spannungszustand unter der Oberfläche eine wichtige Rolle. Die Pressungen sind dabei gleich den Normalspannungen an der Oberfläche. Hieraus lässt sich dann die Spannungsverteilung in der Tiefe bestimmen. Dies gelang erstmalig 1917 BELJAJEW [29] durch die Lösung der Potentialgleichungen des hertzischen Kontaktes. Mit deren analytischen Lösung hat sich später auch FÖPPL [30] befasst. Die von ihm erzielten Gleichungen dienen heute eher der Beschreibung der grundlegenden Zusammenhänge oder dem Abgleich der an ihre Stelle getretenen numerischen Lösungen des Spannungsfeldes.

Nachfolgend soll exemplarisch der Linienkontakt näher ausgeführt werden, da dieser durch den ebenen Spannungszustand nur Normalspannungen in zwei Raumrichtungen aufweist und somit vollständig in der Schnittebene dargestellt werden kann.

Den Kontakt und die resultierenden Spannungsverteilungen der beiden Hauptnormalspannungskomponenten σ_x und σ_z sowie der Hauptschubspannungskomponente τ zeigt Bild 2.6. Die in der Schnittebene wirkende Hauptspannungskomponente kann als

$$\frac{\sigma_x}{p_{\max}} = 2 \cdot \left(\frac{z}{b}\right) - \frac{1 + 2 \cdot \left(\frac{z}{b}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \quad 2.17$$

ausgedrückt werden. Die Hauptspannung in Tiefenrichtung ergibt sich zu

$$\frac{\sigma_z}{p_{\max}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}}. \quad 2.18$$

Beide Spannungskomponenten erreichen an der Oberfläche für $z = 0$ den Wert der maximalen hertzischen Pressung.

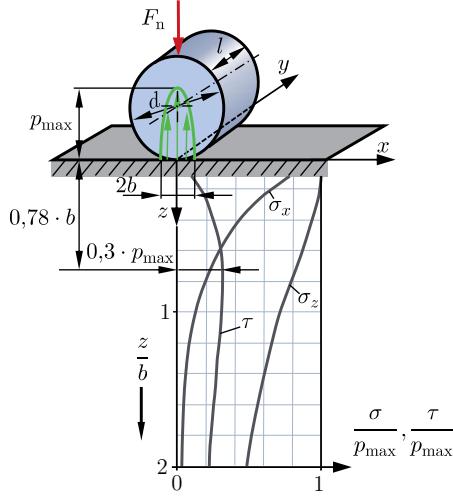


Bild 2.6: Spannungsverlauf bei Linienberührung zwischen Zylinder und Ebene nach [21]

Für den reibungsfreien Kontakt ist die Schubspannung an der Oberfläche $\tau = 0$ und kann in ihrem Verlauf über der Tiefe ausgedrückt werden durch

$$\frac{\tau}{p_{\max}} = \frac{z}{b} - \frac{\left(\frac{z}{b}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}}. \quad 2.19$$

Das Maximum der Schubspannung befindet sich im reibungsfreien Kontakt zudem nicht an der Oberfläche sondern in einer Tiefe von etwa $0,78 \cdot b$ und hat dort einen Wert von $0,30 \cdot p_{max}$.

2.1.4 Schmierung und Schmierungszustand

Die Reibung und der Verschleiß in Tribosystemen wird im Wesentlichen von vier Merkmalen beeinflusst [31]: dem Vorhandensein eines Schmierstoffes, der Reibpaarung Metall/Metall bzw. Metall/Nichtmetall, der Reibung des Werkstoffes gegen sich selbst oder einem anderen Werkstoff sowie das Umgebungsmedium (d. h. Luft oder eine andere Atmosphäre). Günstig wirkt sich ein Schmierstoff oder die Paarung Metall/Nichtmetall aus, negativ hingegen beispielsweise ein Betrieb im Vakuum [31]. Der positive Einfluss des Schmierstoffes ist dabei auf die durch ihn teilweise oder vollständige Trennung der Kontaktpartner zurückzuführen. Insgesamt lassen sich fünf verschiedene Schmierungszustände, wie sie Bild 2.7 zusammenfasst, unterscheiden.

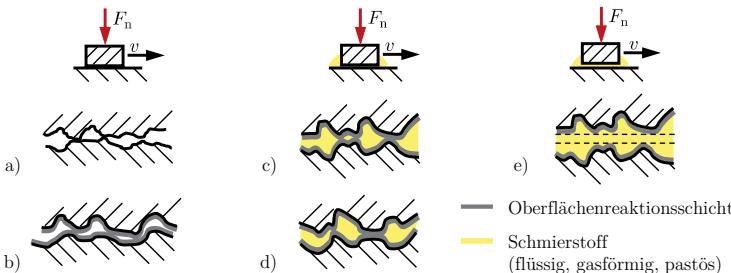


Bild 2.7: Schmierungszustände geschmierter Tribosysteme, a) Reibung blauer Oberflächen (nahezu nur unter Vakuum), b) Oberflächenschichtreibung oder Grenzreibung durch Ausbildung einer natürlichen (z. B: Oxidations-) oder künstlichen (z. B Phosphat-) Oberflächenschicht, c) Trockenschmierung auf Basis eines (Fest-)Schmierstoffes (z. B. Molybdändisulfid MoS₂), d) Mischreibung aus Oberflächenschichtreibung und Flüssigkeitsreibung durch teilweiser Trennung der Oberflächen mittels eines unter Druck befindlichen Medienfilmes, dem Schmierfilm e) Flüssigkeitsreibung mit vollständig tragendem Medienfilm (keine Festkörperreibung); Reibung und Verschleiß nehmen von a) nach e) ab; nach [31]

Reibung und Verschleiß nehmen, beginnend bei der ungünstigen Reibung blauer Oberflächen, immer weiter ab, bis sie im Übergang zur Flüssigkeitsreibung zunächst ihr Minimum erreichen. Bei der Flüssigkeitsreibung resultiert die Reibung nur aus der Scherung des Schmierstoffes und ist damit vor allem von dessen Viskosität abhängig, siehe Abschnitt 3.8.1. Ein Verschleiß ist bei ihr durch die fehlende Oberflächeninteraktion der Rauheitsspitzen der Festkörperreibung nahezu ausgeschlossen. Betrachtet man nur mit viskosen Medien geschmierte Tribosysteme, so lässt sich der Übergang von der Festkörperreibung zur Flüssigkeitsreibung durch die Höhe des sich ausbildenden

Schmierfilms bezogen auf die Rauheit der Oberfläche beschreiben. Graphisch erfolgt dies typischerweise in Form der STRIBECK-Kurve [32], wie sie qualitativ Bild 2.8 zeigt.

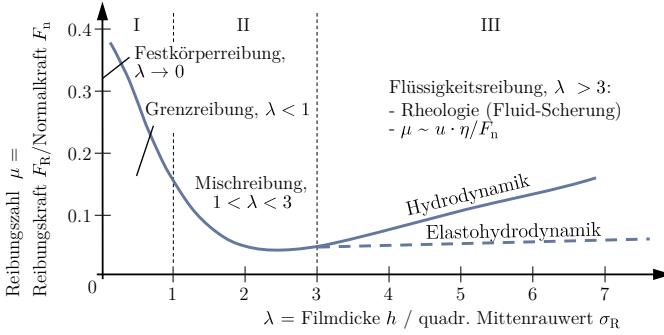


Bild 2.8: Unterscheidung verschiedener Schmierungszustände und daraus resultierende Beeinflussung der Reibung (dargestellt als Reibungszahl) im tribologischen System anhand der STRIBECK-Kurve nach [14], erweitert um den Bereich der EHD-Schmierung bei hohen Drücken

Der Aufbau des hydrodynamischen Schmierfilms ist von einigen Voraussetzungen wie einer bestimmten Spaltform, einer Bewegung der Oberflächen des Wirkflächenpaars, einem viskosen Medium oder einer Haftbedingung zwischen Medium und Kontaktköpfen abhängig. Die Relativbewegung muss bei einem keil- bzw. sichelförmigen Schmierspalt, wie beim stationären Gleitlager, tangential, bei einem Parallelspalt hingegen in Form einer Hubbewegung auftreten [31]. Sind alle Voraussetzungen erfüllt, so wird beispielsweise bei der Tangentialbewegung in Gleitlagern durch Hafteffekte Schmierstoff in den Spalt zwischen den Oberflächen hineingezogen, Bild 2.9. Hierdurch kommt es zum Aufbau eines hydrodynamischen Schmierdruckes, wie er in Bild 2.10a) dargestellt ist, der die Welle anhebt und damit die Oberflächen trennt.

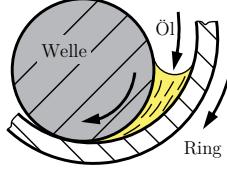


Bild 2.9: Aufbau des Schmierfilms zwischen Welle und Lagerschale im Fall eines hydrodynamischen Gleitlagers nach [31]

Der Schmierdruck beträgt im Falle von Gleitlagern typischerweise zwischen nahezu Null und maximal 100 MPa [31]. Hierdurch können die Oberflächen des Wirkflächenpaars in weiten Betriebsbereichen als ideal starr angenommen werden. Erhöht sich der Druck weiter, so kommt es zu einer elastischen Deformation der Oberflächen, man spricht von der Elastohydrodynamik, Bild 2.10b). Die hydrodynamische Schmierung

kann in beiden Fällen durch Differentialgleichungen berechnet werden. Auf diese gehen die Abschnitte 3.1 bis 3.4 genauer ein. Für die EHD-Kontakte ist zudem eine wechselseitige Kopplung mit der elastischen Deformation notwendig, da sich hier lokal die Schmierspaltform in Abhängigkeit des Schmierstoffes sowie ggf. die Energiegleichung für thermische Effekte in der Berechnung berücksichtigt werden. Für die gekoppelte, numerische Lösung von EHD-Kontakten sei auf Abschnitt 3.12 verwiesen. Die genannte elastische Deformation der EHD-Kontakte folgt im Wesentlichen der bereits gezeigten Deformation trockener Kontakte nach HERTZ [26] (Abschnitt 2.1.3), mit dem Unterschied, dass sich am Austritt des Schmierstoffes aus dem Kontakt durch den starken Druckabfall eine elastische Einschnürung und eine hydrodynamische Druckspitze, die sogenannte PETRUSEVICH-Spitze [33], ausbilden. An der Einschnürung ist dann auch die minimale Schmierspalthöhe h_{\min} zu finden, während der restliche Bereich weitestgehend einem Parallelspalt mit Abstand h_c entspricht (Bild 2.10b).

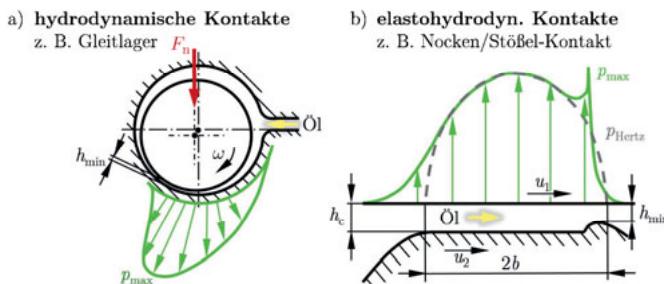


Bild 2.10: Schmierspalt und Schmierdruck bei a) hydrodynamischer und b) elastohydrodynamischer Schmierung

2.2 Mikrotexturierung tribologischer Bauteiloberflächen

Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Grundzüge der Schmierung von Tribosystemen erläutert und auf das Ziel der Trennung des Wirkflächenpaars durch den Schmierspalt eingegangen. Beispielsweise führen aber der Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe, um die scherbedingte Fluidreibleistung zu reduzieren, oder eine zunehmend höhere Belastung der tribologischen Kontakte durch Downsizing zu einer Vielzahl technischer, tribologischer Systeme, bei denen keine ausreichende Trennung der Oberflächen sichergestellt werden kann. Damit besteht die Gefahr der Mischreibung bzw. werden die Tribosysteme in dieser betrieben. Dies führt zu unerwünscht erhöhter Reibung durch den Festkörperreibungssanteil, einem erhöhten Verschleiß und damit einhergehend einer reduzierten Lebensdauer. Hieraus resultiert ein Bestreben, trotz der äußeren Begebenheiten, den Übergang der geschmierten Kontakte in den Bereich der Flüs-

sigkeitsreibung zu begünstigen bzw. die Reibung und die Oberflächeninteraktion im Bereich der Mischreibung zu reduzieren. Eine mögliche Maßnahme für Systeme unter Mischreibungsbedingungen ist der Einsatz von tribologischen Beschichtungen [34]. Hierbei wird der Stahl/Stahl-Kontakt durch Aufbringen eines günstigeren Reibpartners in Form einer dünnen Schicht in der Größenordnung weniger Mikrometer vermieden. Durch ihre chemische Struktur können solche Beschichtungen, beispielhaft im Fall von amorphem Kohlenstoffschichten, die Ausbildung von Schmierstoffgrenzschichten aus abgesättigten C-Verbindungen der Schmierstoff-Kohlenwasserstoffe, den Aufbau von Transferfilmen oder eine lokale Graphitisierung der Beschichtung bewirken [35]. Dadurch kann die Reibung und der Verschleiß, vor allem hinsichtlich des Adhäsionsanteils, reduziert werden. Dies erfordert aber den Einsatz eines weiteren Konstruktionselements (der Schicht) und eines zusätzlichen, meist aufwändigen, Fertigungsschrittes (Beschichtungsprozess, häufig unter Vakuum). Eine andere Möglichkeit, die auf ein zusätzliches Element verzichtet, ist demgegenüber die Modifikation der Oberflächenmikrotextur eines oder beider Reibpartner. Diese Modifikation kann sowohl durch diskrete Mikrotexturformen (z. B. Näpfchen durch Laserablation) als auch die Schaffung von Regelmäßigkeiten in der Oberflächenrauheit (z. B. Schleifriefen quer zur Gleitrichtung) erfolgen und in die etablierte Endbearbeitung der Bauteile integriert werden. Dies reduziert den Fertigungsaufwand im Vergleich zu Beschichtungen und stellt damit eine kostengünstigere Alternative, vor allem bei Bauteilen mit hoher Fertigungsautomatisierung und Stückzahl, dar. Diese zweite Form der Verbesserung des Schmierungszustandes ist bereits seit vielen Jahren bekannt. Ihre erste kommerzielle Umsetzung liegt nach allgemeinem Verständnis im Honen der Zylinderlaufbahnenfläche im Verbrennungsmotor [36] vor. Im Rahmen dieser Arbeit sollen auf dieser Grundüberlegung aufbauend, diskrete Oberflächenmikrotexturen in EHD-Kontakten behandelt werden. Die Texturen haben Abmessungen, die ein Vielfaches einzelner Oberflächenrauheitsspitzen betragen, dabei aber kleiner als die tribologische Kontaktfläche bleiben. Für hydrodynamische Gleitkontakte ist die diskrete Oberflächenmikrotexturierung schon länger Gegenstand der Forschung. Als eine der ersten zeigten HAMILTON et al. [8] bereits 1966 die Wirkung von Mikrooberflächenunebenheiten als lokale hydrodynamische Lager in einem Parallelspalt, die zu einer lokalen Ausbildung eines zusätzlichen Tragdruckes führen. Dies wurde kurz darauf auch von ANNO et al. in zwei Veröffentlichungen für Gleitringdichtungen, die ebenfalls einen solchen Parallelspalt aufweisen, praktisch umgesetzt [9, 10]. Im Bereich der Gleitkontakte wurde die Forschung stetig weitergeführt und es haben sich vor allem diskrete Mikrotaschen als geeignet gezeigt. So haben beispielsweise laserstrukturierte Kolbenlaufbahnen, und damit diskrete Mikrotexturelemente, den Einzug in die industrielle Fertigung gefunden [37]. In jüngerer Vergangenheit wurden nun die Ansätze zur Texturierung hydrodynamischer Kontakte auf den Bereich elastohydrodynamischer Kontakte übertragen. Hier setzt auch diese Arbeit an.

Prinzipiell sind für die Texturierung von Oberflächen mit diskreten Strukturelementen beliebige Geometrien denkbar. Allerdings unterliegen auch sie, wie alle technisch herzustellenden Elemente, Fertigungsrestriktionen, die vom konkreten Verfahren abhängig sind. Daher soll zunächst kurz auf die technologischen Möglichkeiten zur Fertigung von Mikrotexturelementen eingegangen werden. Allerdings müssen dabei vielfach die Fertigungsgrenzen der Verfahren für die Herstellung von Mikrotexturen ausgeklammert bleiben, da sie meist Gegenstand aktueller Forschung sind. Es soll aber auf grundlegende Gestaltungsmöglichkeiten der Geometrie eingegangen werden. Nachfolgend werden bestehende Arbeiten zur Wirkung von Mikrotexturen in hydrodynamischen, also niedrig belasteten Kontakten und daran anschließend EHD-Kontakten behandelt, um einen Überblick über die bereits auf diesem Thema erfolgten Untersuchungen zu geben.

2.2.1 Herstellungsverfahren diskreter Mikrotexturen

In der Fertigungstechnik werden die Fertigungsverfahren als Verfahren zur Herstellung von geometrisch bestimmten festen Körpern definiert. DIN 8580 [38] gliedert diese Fertigungsverfahren in sechs Hauptgruppen: Urformen, Umformen, Trennen, Fügen, Be-schichten und Stoffeigenschaft ändern. Zur Herstellung diskreter Mikrotexturelemente haben sich vor allem die Verfahren des Trennens und Umformens etabliert. Verfahren zur Herstellung stochastischer Oberflächentexturen mit Vorzugsrichtung der Rauheit und sich ausbildenden Plateaus oder Taschen, wie dies beispielweise beim Honen der Zylinderlaufbahnenfläche der Fall ist, sollen explizit nicht betrachtet werden. Für diskrete Texturelemente sind im Bereich des Trennens v. a. Verfahren des Spanens (DIN 8589 [39]) – Drehen, Fräsen, Hobeln und Schleifen – und des Abtragens (DIN 8590 [40]) – thermisches, chemisches und elektrochemisches Abtragen – geeignet. Als umformende Verfahren können Verfahren des Druckumformens (DIN 8583-1 [41]) v. a. das Walzen und das Prägen herangezogen werden. All diesen Verfahren ist gemein, dass sie im Gegensatz zu ihren „normalen“ Vertretern für die Herstellung diskreter Texturelemente auf dem Mikroskalenmaßstab adaptiert bzw. neu entwickelt werden müssen.

Voraussetzung für die Anwendung von spanenden Fertigungsverfahren zur Herstellung von Mikrotexturelementen ist eine geeignete Miniaturisierung der Zerspanungswerkzeuge, man spricht daher von der Mikrozerspanung [42]. Die Werkzeugmaschinen besitzen bereits seit den 2000er Jahren die für die Mikrozerspanung notwendige Positioniergenauigkeit kleiner 1 µm [43]. Beim Mikrodrehen werden die Texturelemente durch eine lineare Bewegung des Drehmeißels, beispielsweise durch einen Piezoaktuator erzeugt [44], der dadurch mehr oder weniger im Eingriff mit dem Werkstück steht. Hierdurch können sowohl auf zylindrischen Innen- bzw. Außenkonturen als auch auf planen Flächen längliche Texturelemente mit einstellbarer Länge und Tiefe erzeugt werden. Ihre Querschnittsgeometrie kann zudem durch die Werkzeugschneide angepasst werden [45]. Das Mikrofräsen, als weiteres Verfahren, ist in der Lage frei gestaltbare Strukturen

herzustellen [46] und dabei sowohl höchste Materialabtragsraten als auch Oberflächen-güten sicherzustellen [47]. Die Genauigkeit verschiedener Geometrien ist vor allem durch die Werkzeug- und Maschinengenauigkeit [48], die kleinsten Texturabmessungen durch kommerziell verfügbare Fräser von aktuell 30 µm [49] begrenzt. Als Sonderform ähnelt das Mikrofräsen mit einer Schneide dem bereits vorgestellten Mikrodrehen nur mit einer linearen anstelle der rotativen Bewegung der Schneide [50]. Ein weiteres Ver-fahren ist das Hobeln, bei der die Spanbildung durch eine geradlinige Hubbewegung des Werkzeuges erfolgt. Es lassen sich dadurch kreisförmige Texturelemente [51] aber auch Freiformflächen [52] herstellen. Zur Bearbeitung harter und spröder Werkstoffe eignen sich Verfahren des Schleifens, die Strukturen bis hinab zu 5 µm Größe [53] ermöglichen.

Unter den abtragenden Verfahren kommen vor allem thermische Verfahren und darunter das Laserstrahlabtragen zum Einsatz. Die Mikrolaserablation nutzt sehr kurze und intensitätsreiche Lichtpulse zum Eintrag thermischer Energie in die Bauteiloberfläche wodurch diese lokal aufschmilzt und verdampft [54]. Prinzipiell sind sehr hohe Abtrags-raten möglich, die aber einhergehen mit einer starken Schmelzebildung und schlechter Oberflächenqualität durch Materialaufwürfe [55]. Je kürzer und energiereicher der Puls desto mehr liegt eine reine Sublimation des Werkstoffes vor [56]. Durch die Mikrolaser-ablation lassen sich Strukturen bis hinab zu 1 µm herstellen [57]. Sie ist daher auch das am weitesten verbreitete Verfahren für die Fertigung tribologischer Oberflächentextu-ren. Einen Überblick zu Verfahren der tribologischen Lasertexturierung bietet ETSION [58]. Weiterhin zählt zu den thermischen Verfahren die Mikrofunkenerosion. Durch eine elektrische Entladung kommt es zum Eintrag hoher thermischer Energie in die Oberflä-che und damit einem Verdampfen des Werkstoffes. Es eignet sich daher nur für elektrisch leitfähige Werkstoffe [54]. Im Unterschied zur normalen Funkenerosion werden miniaturisierte Elektroden eingesetzt und minimale Strukturgrößen von 10 µm bei Formgenauigkeiten von 1 µm [59] und Aspektverhältnissen bis zu 100 [47] hergestellt.

Zur Fertigung von Mikrotexturen ist unter den chemischen Verfahren das Ätzabtragen zu nennen. Durch flüssige (Nassätzen) oder gasförmige (Trockenätzen) Ätzmedien er-folgt ein Materialabtrag an der Oberfläche. Bereiche, die nicht abgetragen werden sollen, müssen durch Masken geschützt und die Masken am Ende wieder entfernt werden [54]. Die laterale Formgebung ist nur durch das Maskenverfahren begrenzt. Die gefer-tigten Strukturen weisen im Gegensatz zu den zuvor genannten thermischen Verfahren keine Materialaufwürfe auf. Das Verfahren spielt im Bereich der Tribologie eine eher untergeordnete Rolle und ist vor allem in der Halbleiterfertigung anzutreffen.

Die elektrochemische Mikrobearbeitung nutzt Elektrolyse für den Materialabtrag der durch eine Formkathode oder einen gezielt aufgebrachten Elektrolytstrahl lokalisiert und damit eine Mikrostruktur erzeugt werden kann. Daneben ist es möglich, ähnlich dem Ätzabtragen, Maskenverfahren einzusetzen [54]. Die Werkstoffe können somit ohne thermische oder mechanische Beeinflussung abgetragen werden [60].

Im Hinblick auf die reproduzierbare Herstellung großer Stückzahlen mikrotexturierter Bauteile sind vor allem die umformtechnischen Verfahren vorteilhaft. Die gleichzeitig texturierbare Fläche ist bei diesen letztlich nur durch den Aufwand zur Herstellung des Werkzeuges und die zum Prägen notwendigen Prozesskräfte limitiert. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Verfahren ist es allerdings kaum in der traditionellen Mikrobearbeitung anzutreffen. Beim Mikrowalzen werden beispielsweise Drähte [61] oder lokal begrenzte Texturelemente wie einzelne Wellenformen [62] auf die Walze aufgebracht oder diese mit Umfangsrillen versehen [63]. Durch das Rollen der Walze über die Oberfläche werden schließlich die Texturen ausgebildet. Den bisher genannten Umformverfahren ist gemein, dass sie im Wesentlichen kanalartige Texturen auf der Oberfläche abformen. Für lokal begrenzte Texturelemente eignet sich hingegen das Mikroprägen, bei dem ein Prägestempel mit dem Negativ der zu erzeugenden Oberflächentextur in die Bauteiloberfläche gedrückt wird. Grundlegende Arbeiten hierzu können für die Mikroumformung im Allgemeinen bei ENGEL et al. [64] und für das Mikroprägen im Besonderen bei IKE et al. [65] für napfförmige oder HIRT et.al. [66] für längliche Texturen gefunden werden.

Aus den vorgenannten Verfahren kommt für die Herstellung der Probekörper der Versuche in Kapitel 4 nur die Mikrolaserablation zum Einsatz. Bei den Simulationen in Kapitel 5 wird zudem das Mikroprägen in Betracht gezogen. Grundlage hierfür ist die bessere Eignung für hohe Stückzahlen beim Mikroprägen – beispielsweise des Tassenstößels – und die hohe Variabilität bei Formgebung und Anordnung bei vergleichsweise kurzer Bearbeitungszeit durch die Mikrolaserablation. Für beide Verfahren wird in Abschnitt 5.2 eine Möglichkeit zur mathematischen Beschreibung diskreter Mikrotexturelemente entwickelt, um diese in Simulationen in Kapitel 5 zu untersuchen.

2.2.2 Hydrodynamische Gleitkontakte

Zunächst soll auf die allgemeine Wirkungsweise von Mikrotexturen in hydrodynamischen Kontakten eingegangen werden bevor in der Literatur anzutreffende Arbeiten zu diesem Thema aufgegriffen werden. Wie bereits in Abschnitt 2.1.4 ausgeführt, wird zum Aufbau eines Schmierfilms bei relativ zueinander bewegten Oberflächen ein sich verengender Spalt benötigt. In Gleitlagern wird dies typischerweise durch zwei Maßnahmen erreicht: das Wirkflächenpaar ist unter einem gewissen Winkel zueinander geneigt (Bild 2.11a) oder die eine Seite des Wirkflächenpaares weist einen Sprung bzw. eine Stufe auf (Bild 2.11b). Nach heutigem Stand der Technik sind mikrotexturierte Oberflächen in der Lage auch bei einem parallelen Wirkflächenpaar einen Tragdruck und damit einen Schmierfilm auszubilden oder diesen in einem der beiden erstgenannten Gleitlagerfälle zu verstärken. Dies wird im Wesentlichen auf zwei unterschiedliche Mechanismen zurückgeführt: entweder wirken die Mikrotexturen auf lokaler Ebene wie ein kleines hydrodynamisches Lager (Bild 2.11c) oder sie führen zu einem Saugeffekt

am Beginn der Mikrotextur in Strömungsrichtung, dem Einströmungs-Saug-Effekt (engl. „inlet-suction“) [67]. Bei letzterem wird zusätzlicher Schmierstoff durch einen Unterdruck infolge Kavitation in die Mikrotextur hineingezogen, was am Austritt aus der Mikrotextur zu einem Druckaufbau führt (Bild 2.11d). Die negative Auswirkung aus dem Druckabfall im Kavitationsgebiet ist – bei geeigneter Texturtiefe – kleiner als der positive Druckanstieg am Ende der Texturelemente. Darüber hinaus gelten die Mikrotexturelemente im Mischreibungsbereich als Schmierstoffreservoir aus dem zusätzlichen Schmierstoff in den Kontakt eingebracht und damit der Schmierungszustand lokal verbessert wird. Weiterhin werden Texturen auch als Aufnahmeort für Verschleißpartikel beschrieben, wodurch die Partikel im Kontakt keine schädigende Wirkung, beispielsweise durch das Entstehen von Eindrückungen, entfalten können [68].

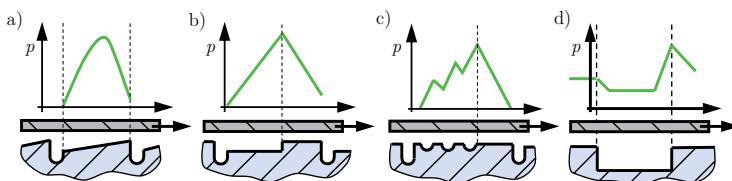


Bild 2.11: Druckverteilung im Gleitlager durch a) verengenden Spalt, b) Stufengleitlager, c) mikrotexturiertes Gleitlager mit Schereffekt und d) mit „inlet-suction“-Effekt; nach [58, 67]

Über diese grundlegenden Ansätze hinaus haben sich mit den Auswirkungen von Mikrotexturen in hydrodynamischen Gleitkontakten in der Vergangenheit bereits zahlreiche Autoren auseinandergesetzt. Nachfolgend soll ein Überblick zunächst über experimentell und anschließend numerisch gewonnene Ergebnisse gegeben werden. Aufgrund der Vielzahl an Veröffentlichungen besitzt dieser Überblick keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern versucht wesentliche Zusammenhänge darzustellen.

Experimentelle Arbeiten

Allen experimentellen Untersuchungen gemein ist der mit ihnen einhergehende Aufwand zur Herstellung der Probekörper und Durchführung der Versuche. Es ist daher in einzelnen Experimenten nur schwer möglich ein umfassendes Bild der Mikrotexturierung verschiedenster Kontaktarten zu erzielen und verallgemeinerte Gesetzmäßigkeiten über die konkrete Situation hinaus abzuleiten. Dies zeigt sich auch in den, dem Autor bekannten Veröffentlichungen. Diese untersuchen für verschiedene hydrodynamische Kontakte unterschiedlicher Dimension und Belastung die Auswirkung verschiedenster Texturvarianten. Nachfolgend sollen die Arbeiten daher bezogen auf ihr Tribosystem gegliedert und hinsichtlich der zur Anwendung kommenden Texturformen und Abmessungen beleuchtet werden. Es resultiert daraus eine, in sich jeweils chronologische Auflistung stichprobenartiger Versuche. Erst die Gesamtheit dieser Vielzahl an

Untersuchungen lässt einen Eindruck über in hydrodynamischen Kontakten günstige Texturformen zu, deren Gemeinsamkeiten abschließend zusammengefasst werden.

Die Ursprünge der Texturierung von Gleitkontakten liegen, wie zu Beginn dieses Kapitels genannt, im Bereich der Dichtungstechnik. Die nachfolgenden Arbeiten befassen sich daher alle mit Gleitringdichtungen. Neben ANNO et al. [9, 10] sind hier vor allem Arbeiten von ETSION et al. zu nennen [69]. Sowohl auf einem Tribometer als auch in verschiedenen Pumpen wurde von letzteren eine verbesserte Leistung der Dichtungen durch die Texturierung der Oberflächen mittels Laserablation nachgewiesen. In einer späteren Veröffentlichung quantifizierte der gleiche Hauptautor die Verbesserung auf eine Reibungsreduzierung um den Faktor 4, eine 20 % kleinere Leckage sowie eine Verringerung des Verschleißes [70]. Auch YU et al. [71] nutzten die Laserablation um die Reibung zu reduzieren und den hydrodynamischen Druckaufbau zu verbessern. Bei Texturen mit konstant 100 µm Durchmesser wurde eine bis zum Faktor vier kleinere Reibung bei einer Texturtiefe von 10 µm und einer Texturierungsdichte (bzw. Flächendichte) der Oberfläche von 50 % erreicht. Zudem nahm bei ihnen die verbesserte Wirkung mit steigender Drehzahl zu. Ebenso zeigten WAN et al. [72] eine Reduzierung der Reibung und des Verschleißes. Die verwendeten Texturen mit 20 µm Durchmesser, 10 µm Tiefe und einer Flächendichte von 10 % erhöhten die Tragfähigkeit, ausgedrückt als Druck-Geschwindigkeitskennzahl oder pv -Wert, um den Faktor 2,5 und ließen somit höhere Gleitgeschwindigkeiten und Dichtungskräfte im Vergleich zur untexturierten Probe zu. Auch bei - tribologisch komplett verschiedenen aber am ehesten hierzu passenden - Lippendichtungen wurde später die verbesserte Wirkung der Mikrotexturen nachgewiesen. KANAKASABAI et al. [73] verwendeten dreieckige Mikrotexturen auf der Wellenoberfläche mit einer Tiefe von 5 µm und einer Basislänge von 107 µm bei einer Höhe von 78 µm und einem Abstand der Mittelpunkte von 150 µm. Diese Texturen erhöhten die Förderwirkung der Dichtungen bei korrekter Ausrichtung der Dreiecke, reduzierten die Reibung, erhöhten aber auch gleichzeitig den Verschleiß am Elastomer.

Die Erkenntnisse bei Gleitringdichtungen wurden von verschiedenen Autoren auf den kinematisch äquivalenten Scheibe/Scheibe-Kontakt im Tribometer, auch Axialgleitlager mit parallelen Flächen genannt, übertragen. Zunächst erfolgte dies durch BRIZMER et al. [74] numerisch (siehe später) und anschließend von ETSION et al. [75] experimentell. Die dort untersuchten Lasertexturen hatten einen Durchmesser von 60 µm, eine Tiefe von 6,5 µm und eine Flächendichte von 60 %. Sie vergrößerten den Schmierspalt um das Dreifache und reduzierten die Reibung um mehr als die Hälfte. Die Arbeiten von YAN et al. [76] erzielten, unter den dortigen Bedingungen, eine Reibungsreduzierung von bis zu 77 % bei Mikrotexturen mit einem Durchmesser zwischen 100 und 200 µm, einer Tiefe von 5-10 µm und einer Flächendichte von 5 %. YU et al. [77] variierten auch die Form der Texturelemente und nutzten neben runden auch ellipsoide und dreieckige Geometrien. Am günstigsten verhielten sich von diesen ellipsoide Textu-

ren, orthogonal zur Gleitbewegung ausgerichtet, mit einer Tiefe von 8 µm und einer großen und kleinen Halbachse von 150 bzw. 37,5 µm. Diese Texturen reduzierten die Reibung um 26 %. MARIAN et al. [78] nutzten runde Texturelemente mit einem Durchmesser von 100 µm. Sie zeigten, dass mit einem photolithographischen Verfahren hergestellte Texturen aufgrund ihrer steilen Strukturflanken im Vergleich zu Texturen aus Laserablation einen größeren Schmierfilm ausbilden. SCHUBERT et al. [79] belegten in Ring/Scheibe-Versuchen eine Reibungsreduzierung von bis zu 27 % mittels durch elektrochemisches Abtragen erzeugter runder Texturen. Diese waren 20 µm tief, bei einem Durchmesser von 500 µm und einem Flächendeckungsgrad von 10 %. Ein erhöhter Flächendeckungsgrad von 30 % zeigte hingegen teilweise mehr als eine Verdopplung der Reibung. Bei IMAI et al. [80] kamen längliche (longitudinal, transversal und fischgrätenähnlich orientiert) und rechteckige Texturen zum Einsatz. Am günstigsten erwiesen sich die fischgrätenähnlich angeordneten Liniennuster mit einer Tiefe von 3 µm und einem Flächenanteil von 60 %. Schließlich erzielten BAI et al. [81], mit zweireihig und zur Gleitbewegung schräg angeordneten, ellipsoide Texturen mit einer großen und kleinen Halbachse von 900 zu 300 µm, einer Flächendichte von 20 % und einer Tiefe von 6-7 µm die niedrigste Reibung unter den untersuchten Texturen.

Die Mikrotexturierung kann auch im Falle der Radialgleitlager ausgeführt werden. Bei feststoff- oder fettgeschmierten Radialgleitlagern werden die Texturen als Taschen zur Schmierstoffspeicherung genutzt [82]. Aber auch im hydrodynamischen Betrieb, wie dies beispielweise LU et al. [83] nachwiesen, können sie effektiv eingesetzt werden. Die Texturen sind mit lateralen Abmessungen im Millimeterbereich und Tiefen im Zehntelmillimeterbereich, im Vergleich zu den bisher und auch noch später genannten jedoch als eher groß anzusehen. In einem Teilstück eines Radialgleitlagers (Ring-Block-Versuch) nutzten GALDA et al. [84] sowohl runde als auch längliche Texturen. Die runden Texturen mit einem Durchmesser von 900 µm und einer Tiefe von 60 µm zeigten bei einem Flächendeckungsgrad von 12,5 %, neben einer in Gleitrichtung länglichen Textur mit steiler Flanke (Breite×Länge×Tiefe = 500×1600×55 µm, Flächendichte von 10 %), das niedrigste Reibungsniveau. Zudem ergaben die Versuche eine scheinbare obere Grenze der Flächendichte von etwa 20 %. Ab dieser verschlechterten alle Texturvarianten das Reibungsniveau signifikant.

Ein weiterer flächiger Gleitkontakt, der von mehreren Autoren untersucht wurde, ist der Kolbenringkontakt, der vielfach vereinfachend auch auf einem Schwing-Reib-Verschleiß(SRV)-Tribometer (DIN 51834-1 [85]) abgebildet wurde. Er ist einer der wenigen Tribokontakte, bei dem – wie bereits erläutert – die Mikrotexturierung von Oberflächen Einzug in die Serienfertigung gefunden hat. Beispielsweise nutzt dies OPEL POWERTRAIN seit dem Jahr 2002 in der Serienfertigung von Dieselmotoren [86]. Aus zunächst theoretischen Überlegungen [87] entstanden erste Messungen auf einem, dem SRV-Prüfaufbau ähnlichen Tribometer durch RYK et al. [88]. Es wurden hierbei Versu-

che sowohl mit ebenen Proben als auch Segmenten aus der Zylinderlaufbuchse durchgeführt. Die Mikrotexturen wurden mittels Laserablation hergestellt: Durchmesser 100 µm, Tiefe 10 µm und Texturdichte 13 %. Die Reibung wurde für die ebene Paarung um 40 % und für die konforme um 30 % reduziert. Derselbe Autor erweiterte seine Untersuchungen in [89], bei denen nur noch ein Teil der ebenen Oberfläche texturiert wurde. Die Mikrotexturen hatten in diesem Fall einen Durchmesser von ca. 75 µm, eine Tiefe von 9 µm und wurden auf der ganzen Fläche mit einer Flächendichte von 10 % oder auf einem begrenzten Bereich mit 50 % Flächendichte auf einem ebenen und bewegten Quader appliziert. Die Reibungsreduzierung war dabei vor allem bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten stärker ausgeprägt und erreichte Werte von bis zu 45 %. Die nur teilweise Texturierung auf den beiden, bei der Gleitbewegung führenden Seiten der Probe war um bis zu 29 % günstiger als eine vollflächige Texturierung. Die partielle Texturierung wurde dann in [90] bei nahezu identischen Abmessungen der Texturelemente auf Ausschnitte einer Kolbenring/Zylinderlaufbahn-Paarung angewandt und eine Reibungsreduzierung von 25 % nachgewiesen. Auch andere Autoren untersuchten dieses Friktionssystem. So zeigten GOLLOCH et al. [91] im gefeuerten Betrieb eines Motors eine geringere Reibung und bis zu 25 % weniger Verschleiß bei einer lasertexturierten Laufbahn im Vergleich zu einer etablierten, plateau-gehonten Oberfläche. Hingegen konnten PISCHINGER et al. [92] keinen Vorteil einer Lasertexturierung gegenüber einer Plateau-Honung in ihren Messungen erkennen. Den Einfluss unterschiedlicher Texturformen untersuchten YU et al. [93] für ebene Kontaktpartner in einem SRV-Prüfaufbau. Sie zeigten, dass elliptische Texturelemente besser als quadratische und diese besser als runde wirken. Die elliptischen Texturen mit Halbachsenlängen von 500 und 80 µm, einer Tiefe von etwa 10 µm und einer Flächendichte von 10 % erreichten eine Reibungsreduzierung von maximal 26 %. Weiterhin untersuchten ZHAN et al. [94] den Einfluss der Anordnung runder Texturelemente mit einem Durchmesser von 100 µm, einer Tiefe von 25 µm und einer Flächendichte von konstant 20 %. Die Versuche wurden hinsichtlich des resultierenden Verschleißes ausgewertet, wobei eine Anordnung der Texturelemente zwischen zwei Reihen unter einem Winkel von 60° am günstigsten abschnitt. Der Abstand zum nächsten in Gleitbewegungsrichtung dahinter liegenden Texturelement in der übernächsten Reihe entsprach dadurch etwa dem Strukturdurchmesser. Der Verschleiß sank bei diesen Texturen gegenüber einer untexturierten Vergleichsprobe um 21 %. Anstelle der Laserablation verwendeten ULMER et al. [95, 96] einen Drehprozess zur Herstellung der Mikrotexturen, wodurch ellipsenförmige Texturelemente mit einer Tiefe von 7 µm entstanden. Geprüft wurde die Texturierung in einem gefeuerten Einzylindermotor. Bei einer Texturierung im Bereich des oberen Totpunktes wurde eine Reibungsreduzierung von bis zu 19 % gegenüber einer Plateau-Honung gemessen. Eine Texturierung im hydrodynamischen Laufbereich hingegen wies eher negative Auswirkungen auf.

Darüber hinaus sind noch Veröffentlichungen zu Versuchen auf Tribometern mit Kugelsegment/Scheibe- oder Stift/Scheibe-Kontakten bekannt. Diese bilden jedoch im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen kein technisch reales System ab, lassen aber dafür auf einfache Weise die Änderung einer Vielzahl an Parametern zu. Als eine der ersten nutzen KOVALCHENKO et al. [97, 98] den Kugelsegment/Scheibe-Aufbau zur Untersuchung des Übergangs von der Misch- in die Flüssigkeitsreibung. Sie weisen nach, dass dies bei mikrotexturierten Oberflächen bereits bei kleineren Gleitgeschwindigkeiten oder noch bei höheren Lasten erfolgte. Dabei waren hohe Gleitgeschwindigkeiten bzw. Viskositäten günstig für den verbessernden Einfluss der Mikrotexturen. Jedoch war es zwingend notwendig Schmelzeaufwürfe nach der Laserablation zu entfernen, da diese andernfalls den positiven Effekt zunichthemachten. Am günstigsten zeigten sich die Mikrotexturen mit der geringsten Flächendichte (12 %), wobei eine Textur mit Tiefe von 5,5 µm, Durchmesser von 78 µm und einem Abstand der Texturen zueinander von 200 µm die geringste Reibung erreichte. NAKANO et al. [99] nutzten einen Stift als Gegenkörper. Wurden bezüglich der Kontaktfläche offene Rillen als Texturelemente eingesetzt, so verschlechterte sich die Reibung. Bei abgeschlossenen, runden Texturelementen (Durchmesser 60 µm, Tiefe 6-10 µm, Abstand 90 µm) hingegen wurde die Reibung reduziert. Im Gegensatz dazu konnten SUH et al. [100] auch für mit Rillen texturierte Scheiben eine Reibungsreduzierung nachweisen. Allerdings durfte in ihrem Fall dazu der Winkel unter dem die Rillen zur Bewegungsrichtung gekreuzt wurden, nicht größer als 45° werden. Die Texturen mussten also vorrangig quer zur Bewegungsrichtung ausgerichtet bleiben. BORGHI et al. [101] zeigten im Mangelschmierungsbereich eines Stift/Scheibe-Versuches eine reduzierte Reibung von annähernd 75 % und einen weitest gehenden Entfall des Mischreibungsgebietes bei der Aufnahme einer STRIBECK-Kurve (runde Texturen, Durchmesser 100 µm, Tiefe 50 µm, Flächendichte 40 %). Für den Stahl/Keramik-Kontakt zeigten ZUM GAHR et al. [102], dass auch hier rillenartige Mikrotexturen die Schmierfilmbildung verschlechterten und die Reibung erhöhten, wohingegen geschlossene Kreistexturen den gegenteiligen Effekt zeigten. Dies wurde auch bei MANN et al. [103] deutlich. Dort konnte der Bereich der Flüssigkeitsreibung durch nähpfchenförmige Texturen (Durchmesser 60 µm, Tiefe 10 µm, Flächendichte 30 %) auf Bereiche mit niedrigerer Viskosität und/oder Drehzahl, verglichen zu polierten Referenzproben, ausgedehnt werden. Den negativen Einfluss von Rillen im Gegensatz zum positiven Effekt von Näpfen (Durchmesser 50 µm, Tiefe 10 µm, Flächendichte 20 bzw. 35 %) zeigten auch SCARAGGI et al. [104], die durch die Näpfe bis zu 50 % weniger Reibung erreichten. Weiterhin nutzten SEGU et al. eine Kombination aus kreis- und ellipsenförmigen Texturen die bei einer Flächendichte von 12 % die Reibung auf ein Drittel der polierten Referenz absenkten. HSU et al. [105] setzten bei ihren Versuchen kreis-, ellipsen- und dreieckförmige Texturen mit jeweils gleicher Tiefe (8 µm) und Flächendichte (7 %) ein. Wie bereits in anderen Veröffentlichungen, verhielten sich die ellipsoiden Texturen (150 x 37 µm) quer zur Gleitrichtung ausgerichtet mit einer Rei-

bungsreduzierung von maximal 80 % am günstigsten. Einen ähnlichen Orientierungseffekt zeigten auch dreiecksförmige Texturen, bei denen nur eine Bewegung auf die Dreiecksbasis zu, sich positiv verhielt. HSU et al. bieten mit ihren Arbeiten auch einen Ausblick auf höher belastete Kontakte, wie sie in Abschnitt 2.2.2 behandelt werden. Es zeigte sich, dass unter erhöhten Lasten vor allem auch Kantenpressungseffekte und damit elastische Deformationen an den Mikrotexturrändern eine Rolle spielten. Eine zunächst günstige Texturierung verschlechterte die Reibungszahl mit zunehmender Pressung auf nahezu das Doppelte. Schließlich nutzten WANG et al. [106] ringförmige Texturelemente und ließen einen flachen Stift über die so texturierte Oberfläche hin- und hergleiten. Durch die Texturen konnte die Reibung sowohl reduziert als auch erhöht werden. Die geringste Reibung wurde mit Texturen von 20 µm Tiefe und einer Ringbreite von etwa 200 µm bei versetzter Anordnung der Texturen erzielt.

Durch eine optische, den Schmierspalt auflösende Messung befassten sich WANG et al. [107] mit den Vorgängen in der Umgebung der diskreten Mikrotextur der hier behandelten Gleitkontakte. Ein Stift bzw. Kugelsegment wurde dazu in Kontakt mit einer Glasplatte gebracht und nach einer gewissen Laufzeit die Schmierstoffzufuhr zum Kontakt unterbrochen. Es wurde dann beobachtet, dass Schmierstoff durch Scherung aus den Mikrotexturen gezogen wurde, nachdem zuvor der von außen zugeführte Schmierstoff nahezu vollständig aus dem Kontaktbereich entwichen war. Die Texturen versorgten damit den mangelgeschmierten Kontakt mit Schmierstoff. Diese Arbeit weist damit experimentell die Reservoir-Funktion von Texturen nach. Für verhältnismäßig flache Texturen konnte der Effekt mit zunehmender Tiefe verstärkt werden. Auch eine steigende Last verlängerte den Austritt von Schmierstoff aus der Textur.

Insgesamt kann aus den genannten Veröffentlichungen bei hydrodynamischen Gleitkontakten auf ein Reibungsreduzierungspotential durch Mikrotexturierung von mehreren zehn Prozent geschlossen werden. Zudem ist von einer Versorgung des Kontaktes mit zusätzlichem Schmierstoff, gerade im Bereich der Mängelschmierung, durch die Texturen auszugehen. Die Mikrotexturen haben bei Versuchen mit günstigem Reibungs- und Verschleißverhalten häufig laterale Abmessungen von 50 bis zu mehreren hundert Mikrometern, wobei ein Schwerpunkt um die 100 µm zu erkennen ist. Die Tiefe der Texturen schwankt meist um die 10 µm. Es wurden aber teilweise auch viel größere und vor allem tiefer Texturen erfolgreich eingesetzt, was am Beispiel des Radialgleitlagers deutlich wurde. Effektive Texturformen besaßen aber meist eine Tiefe in der Größenordnung des beim untexturierten Kontakt erwarteten Schmierspaltes. Bei der Texturgeometrie scheinen quer zur Gleitbewegung ausgerichtete, ellipsoide und geschlossene Formen den rotationssymmetrischen bzw. achssymmetrischen überlegen zu sein. Kanalartigen Texturen, auch wenn sie quer zur Bewegungsrichtung orientiert waren, schnitten gegenüber abgeschlossenen Texturelementen schlechter ab oder führten sogar zu einer Erhöhung der Reibung im Vergleich zur glatten Referenz. Insgesamt kann aber trotz

dieser großen Anzahl an Veröffentlichungen noch keine generelle Aussage für einen beliebigen Gleitkontakt abgeleitet werden. Es wurde vielmehr deutlich, dass für verschiedene Kontakte auch verschiedene „optimale“ Texturen existieren.

Numerische Arbeiten

Neben den bisher vorgestellten experimentellen Untersuchungen sind auch vielfältige theoretische und numerische Veröffentlichungen zu hydrodynamischen Kontakten vorzufinden. Diese sollen nachfolgend diskutiert werden. Die Hydrodynamik wird darin sowohl durch die NAVIER-STOKES-Gleichungen (Abschnitt 3.1) als auch die reynolds-sche Differentialgleichung (Abschnitt 3.2) beschrieben. Auf die ggf. vorhandenen Ungenauigkeiten durch letztere geht Abschnitt 3.4 ein. Im Wesentlichen kann man aber den Grundsatz festhalten, dass vergleichsweise große Texturen durch NAVIER-STOKES-Ansätze und kleinere durch REYNOLDS-Ansätze korrekt berechnet werden können. Nachfolgend werden sie in umgekehrter Reihenfolge, resultierend aus der zeitlichen Chronologie der Umsetzung und jeweils gegliedert nach der Spaltgeometrie behandelt.

Die ersten theoretischen Untersuchungen zur Wirkung von Mikrotexturen korrespondieren mit den ersten experimentellen Untersuchungen an Gleitringdichtungen. ETSION et al. [108] führten Simulationen mit Texturelementen in Form von Kugelhalbschalen durch. In einem Parallelspalt mit konstanter Höhe berücksichtigten sie weiterhin die Kinematik und Makrogeometrie der Dichtung. Der Durchmesser der Texturelemente wurde zwischen 5 und 200 µm, die Flächendichte zwischen 2,5 und 20 % variiert. Als Ergebnis der Parameterstudie ergab sich ein günstigster Flächendeckungsgrad von 20 %, wohingegen ein geeigneter Texturdurchmesser von der Viskosität, dem anliegenden Dichtungsdruck und dem Texturverhältnis abhing. Als Tendenz konnte ein kleiner Durchmesser für kleinere Viskositäten, höhere Drücke und geringere Flächendeckungsgrade identifiziert werden. Hiermit sind erstmalig grundlegende Gestaltungshinweise für Texturen in hydrodynamischen Gleitkontakten gegeben, die in ihren Grundzügen in vielen späteren Veröffentlichungen, sowohl auf experimenteller als auch auf theoretischer Seite, wiedergefunden werden können.

Die Arbeiten wurden von ETSION et al. [69] erweitert und mit den bereits zuvor beschriebenen experimentellen Untersuchungen verglichen. Im Gegensatz zu den Halbschalen wurde nun die Tiefe von sphärischen Texturelementen als weiterer Parameter eingeführt. Dabei zeigte sich, dass das Verhältnis aus Texturdurchmesser und -tiefe signifikanten Einfluss auf den Druckaufbau besitzt und die bisherigen Halbkugeln am schlechtesten abschnitten. Zudem konnte ein weiterer, wichtiger Punkt in hydrodynamischen Kontakten identifiziert werden: wenn durch den an der Dichtung anliegenden Druck Kavitation in den Texturelementen verhindert wurde, so verschwand auch der positive Effekt der Texturierung nahezu vollständig.

Die theoretischen Untersuchungen wurden nachfolgend von der gleichen Arbeitsgruppe bei RONEN et al. [87] auf den Kolbenring/Laufbuchsen-Kontakt angewandt. Die numerische Umsetzung erfolgte durch zwei jeweils ebene Flächen, die in Analogie zur wechselseitigen Bewegung der Kolbenringe hin und her bewegt wurden. Die Analyse erfolgte dann über mehrere Perioden dieser Bewegung. Als wesentliche neue Erkenntnisse blieben festzuhalten: es wurde ein nicht vernachlässigbarer Einfluss der aufeinanderfolgenden Texturelemente festgestellt und ein günstiges Verhältnis aus Texturtiefe zu Texturdurchmesser beim untersuchten Tribosystem im Bereich 0,1 bis 0,18 bestimmt. Günstige Texturen waren bei diesen Simulationen somit eher flach ausgeprägt. Kurz zuvor wurde der Kolbenring/Laufbuchsen-Kontakt auch von BURSTEIN et al. [109] behandelt. Allerdings beschränkte sich die Simulation dort auf einzelne Texturelemente und vernachlässigte damit noch die von RONEN et al. festgestellte, gegenseitige Beeinflussung der Texturen. Auch GADESCHI et al. [110] greifen das Kolben-Tribosystem auf und konnten eine geeignete Texturierung für den Fall eines profilierten Kolbenringes bestimmen. Sie zeigten, dass eine partielle Texturierung der vollständigen überlegen ist, was die bereits genannten experimentelle Ergebnisse in [89] untermauert.

Viele weitere numerische Untersuchungen vereinfachen jedoch wie ETSION et al. zu Beginn die Kontaktgeometrie auf zwei ebene Flächen und versuchen damit die prinzipiellen Mechanismen der Texturierung zu erklären. Dies trifft auch auf BRIZMER et al. [74] (Arbeitsgruppe ETSION) zu. Für kurze Axialgleitlager hielten sie eine vollflächige Texturierung mit einer Flächendichte von 13 % für optimal. Diese erreichte aber nicht den maximal möglichen Tragdruckaufbau. Der wurde vielmehr erzielt, wenn nur zu Beginn des Spaltes, auf etwa 60 % der Spaltlänge, Texturen vorhanden waren. Deren Abstand war zudem so gering, dass sich der Effekt des Tragdruckaufbaus einzelner Texturelemente gegenseitig überlagerte. Sie schlussfolgerten weiterhin, dass die Mikrotextur am effizientesten ist, wenn ihre Tiefe etwa der Spalthöhe entspricht.

Der bereits zu Beginn des Abschnittes genannte „inlet-suction“-Effekt wurde erstmals von FOWELL et al. [67] sowohl an einem parallelen und als auch an einem konvergierenden Spalt nachgewiesen und benannt. Die Autoren stellten fest, dass er bei einem parallelen Spalt in hydrodynamischen Kontakten alleine für den Tragdruckaufbau verantwortlich ist. Er trat aber nur auf, solange der Kontaktbereich nach der Textur größer war als vor der Textur, andernfalls brach er zusammen.

RAHMANI et al. [111] nutzten einen mit Rechtecken texturierten, unendlichen Parallelspalt und zeigten, dass der Abstand der Texturelemente ihrer Länge entsprechen und die Tiefe etwa die Hälfte des Parallelspaltes betragen sollte. YU et al. [77] untersuchten hingegen kreisförmige, dreieckige und ellipsoide Texturen im Parallelspalt wobei sie Fläche, Flächendichte und Tiefe konstant ließen. Ellipsen orthogonal zur Gleitrichtung erhöhten den Tragdruck am meisten (26 %) und im direkten Vergleich mit den anderen Texturen wurde durch die Autoren eine starke Richtungsabhängigkeit der Textur-

merkmale erkannt. Dies konnten YU et al. [93] in weiteren Simulationen bestätigen, bei denen quer zur Bewegung orientierte Ellipsen vor Quadrat- und Kreisform den größten Tragdruckaufbau erzielten.

Schließlich befassten sich GHERCA et al. [112] mit der Fragestellung, ob ein Unterschied besteht zwischen Texturelementen auf einer bewegten Fläche eines unendlichen Parallelspaltes und denen auf einer stationären Fläche. Sie wiesen nach, dass es bei einer bewegten Textur zwar zu einer Abweichung im resultierenden Schmierspalt gegenüber dem untexturierten Fall kommt, die Reibungskraft aber abnimmt und der Volumenstrom steigt. Sie schlussfolgerten daraus, dass bevorzugt die bewegte Oberfläche texturiert werden sollte. Diese Aussage findet sich auch in Veröffentlichungen zu den höher belasteten EHD-Kontakten wieder, die im nächsten Abschnitt behandelt werden.

Neben den Parallelspalten wurden auch Radialgleitlagerspalte betrachtet. In den Arbeiten von BRIZMER et al. [113] senkte eine vollständige Texturierung des Radialgleitlagers mit Kugelsegmenten dessen Tragfähigkeit. Eine partielle Texturierung, einhergehend mit einer kleinen Exzentrizität < 30 %, konnte hingegen in den Untersuchungen die Tragfähigkeit erhöhen. Auch KANGO et al. [114] zeigten, dass durch eine partielle Texturierung des Radialgleitlagers mit Kugelsegmenten oder auch mit Rillen eine Reibungsreduzierung möglich ist.

Aufgrund der bisher genannten simulationsbasierten Veröffentlichungen kann bei hydrodynamischen Gleitkontakten, im Hinblick auf einen verbesserten Druckaufbau und eine Reduzierung der Reibung, ein günstiges Texturelement definiert werden. Dieses hat eine länglich Form, die quer zur Bewegungsrichtung angeordnet ist, was meist als Ellipse beschrieben wird. Das Tiefe zu Breitenverhältnis dieser Texturform ist auf die jeweilige Schmierspalthöhe abgestimmt und die Tiefe liegt in der gleichen Größenordnung wie die Spalthöhe. Die Flächendichte der Texturen übersteigt nicht 20 %.

Nachfolgend sollen nun Untersuchungen vorgestellt werden, die numerisch auf den NAVIER-STOKES-Gleichungen beruhen. Meist werden für hydrodynamische Problemstellungen die NAVIER-STOKES-Gleichungen mittels kommerzieller CFD-Programme gelöst, teilweise aber auch selbstgeschriebene Programme verwendet. Bei den untersuchten diskreten Texturen handelt es sich durchgehend um Beispiele mit verhältnismäßig großen Abmessungen. Sie spielen daher für die, in dieser Arbeit untersuchten EHD-Kontakte als Vergleichsgrundlage eine untergeordnete Rolle. Daher wird nachfolgend nur auf die mit dieser Methode identifizierten Mechanismen von großskaligen Texturen eingegangen. Eine der ersten Arbeiten hierzu stammt von ARGHIR et al. [115] bei der einzelne Texturelemente in einem Parallelspalt sowohl durch ein 2D- als auch ein 3D-Modell analysiert werden. Den zusätzlichen Druckaufbau durch die Texturen führen die Autoren in diesem Fall auf Trägheitseffekte zurück und stellen damit die Gültigkeit der REYNOLDS-Gleichung zur Berechnung tiefer Texturen in Frage, siehe hierzu auch Ab-

schnitt 3.4. Ebenfalls mit einem Parallelspalt befassten sich SAHLIN et al. [116] und bestätigten bei kreissegmentförmigen Texturen die Ursache des zusätzlichen Druckaufbaus durch Trägheitseffekte. Sie identifizierten die Grenze der verbessernden Wirkung durch die Texturen, sobald sich innerhalb dieser aufgrund ihrer Größe (vor allem Tiefe) ein Zirkulationsgebiet ausbildete. Identisches zeigten auch CUPILLARD et al. [117] für einen Parallelspalt mit mehreren Rechtecktexturen.

Eine Analyse unterschiedlicher Querschnittsformen führten DENKENA et al. [44] durch. Hierzu wurden neun verschiedene Varianten untersucht, die auf einer stehenden Fläche angeordnet waren zu der eine parallel angeordnete, zweite Fläche bewegt wurde. Ein dreieckförmiger Querschnitt mit senkrechter Flanke besaß in dieser Konstellation den größten Druckaufbau. Ebenfalls asymmetrische Texturen untersuchten HAN et al. [118] durch eine vergleichbare Spaltgeometrie. Sie untermauerten mit den erzielten Ergebnissen den von DENKENA et al. identifizierten Vorteil einseitig steiler Texturflanken auf die sich die untexturierte Oberfläche zubewegt.

BRAJDIC-MITIDIERI et al. [119] befassten sich als eine der Ersten mit einem sich verengenden Spalt und analysierten rechteckige Texturelemente auf der stationären Oberfläche. Bei sich schnell verengenden Spalten reduzierte ein Texturelement die lokale Schubspannung stärker als dass dies die Tragfähigkeit des Lagers beeinträchtigte. Hierfür war eine möglichst tiefe Texturtasche günstig, die im Verhältnis zum Schmierspalt etwa um das zwanzigfache größer war. Für wenig konvergierende Spalte wurde, wie bei Parallelspalten, ein zusätzlicher Druckaufbau identifiziert. Als verantwortlich hierfür wurden Vorgänge im lokalen Strömungsfeld innerhalb der einzelnen Texturen identifiziert. Hierzu gehören die Ausbildung einer Grenzschicht und eines Rezirkulationsgebietes sowie einer Strömungskomponente in Spalthöhenrichtung. Zudem wurde nachgewiesen, dass Kavitation am Beginn der Texturen nur bei sehr flachen Neigungswinkeln (kleinen Konvergenzverhältnissen) auftreten konnte, wie sie im Rahmen des „inlet-suction“-Effekts bei Parallelspalten für den zusätzlichen Tragdruckaufbau verantwortlich ist. Auch CUPILLARD et al. [120] untersuchten einen konvergierenden Spalt, allerdings mit mehreren statt einer einzelnen Rechteck-Textur. Sie stellten fest, dass für einen zusätzlichen Druckaufbau durch die Texturen diese nach einem möglicherweise auftretenden Rezirkulationsgebiet im Spalteintritt und vor der Stelle maximalen Drucks angeordnet werden müssen. Andernfalls reduzierten sie den Druckaufbau. Zudem zeigte sich eine Grenze in der Tiefe der Texturelemente, da andernfalls lokale Rezirkulationsgebiete auftraten und damit verbunden der Druckaufbau geschwächt wurde. Später führten PAPADOPOULOS et al. [121] eine Optimierung der Rechtecktexturen in konvergierenden Spalten durch, ohne neue Mechanismen zu identifizieren. Damit sollen die Ausführungen zu NAVIER-STOKES-Ansätze abgeschlossen werden.

Über die bisher gezeigten Berechnungsansätze hinaus finden sich in der Literatur Multiskalenansätze, die auch die molekulare bzw. atomare Struktur der Fluide und Fest-

körper in die Betrachtung einbezieht. Ein Beispiel hierfür sind Arbeiten von TONG et al. [122]. Sie untersuchen den makroskopischen Kontakt durch kontinuumsmechanische Ansätze, betrachten aber auch atomare Wechselwirkungen durch eine gekoppelte Moleküldynamiksimulation. Auch in dieser sehr aufwändigen Analyse wird auf die Bedeutung einer günstigen Texturtiefe und eines passenden Texturabstandes hingewiesen. Aufgrund der numerischen Komplexität und dem damit einhergehenden Berechnungsaufwand eignen sich Multiskalensimulationen nur für einzelne Fallbeispiele. Sie sollen daher nicht tiefergehend behandelt werden.

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass in der Vergangenheit im Bereich der hydrodynamischen Gleitkontakte umfassende experimentelle und numerische Untersuchungen zu den Auswirkungen von mikrotexturierten Oberflächen durchgeführt wurden. Die den Schmierfilmaufbau verbesserten und reibungsreduzierenden Effekte dürfen damit als weitestgehend verstanden gelten. Offene Fragen sind im Bereich mangelgeschmierter Kontakte und bei der Aufnahme von Verschleißpartikeln zu sehen, siehe auch ETSION [123]. Mikrotexturierte EHD-Kontakte sind hingegen aufgrund sich überlagernder Effekte bisher bei weitem nicht so detailliert untersucht und deshalb auch noch nicht vollständig verstanden. Bisherige Erkenntnisse zeigt der nachfolgende Abschnitt.

2.2.3 Elastohydrodynamische Kontakte

EHD-Kontakte zeichnen sich durch eine Überlagerung von hydrodynamischem Schmierfilm und elastischer Deformation der KontaktPartner aus. Dies betrifft sowohl konzentrierte/kontraforme als auch sehr hoch belastete konforme Kontakte [14]. Für die hier betrachteten Forschungsarbeiten sind aber nur erstere relevant, mit der Ausnahme einer Veröffentlichung zur Simulation texturierter EHD-Kontakte bei kleiner Pressung. Der Schmierfilm ist bei EHD-Kontakten, im Vergleich zu hydrodynamischen Gleitkontakten, vielfach um Größenordnungen kleiner und liegt weitestgehend im Bereich kleiner 2 µm [124]. Daher sind Auswirkungen der Oberflächenfeingestalt, wie der Rauheit oder diskreter Mikrotexturen, auf die Hydrodynamik ausgeprägter als bei rein hydrodynamischen Kontakten und großen Spalten. Zudem sind Wechselwirkungen mit der lokalen elastischen bzw. elasto-plastischen Deformation anzunehmen.

Die Wirkung einer bearbeitungsbedingten Oberflächentextur, der Rauheit, wurde sowohl experimentell als auch theoretisch in verschiedenen Arbeiten untersucht, von denen hier exemplarisch einige genannt werden sollen. Untersuchungen auf einem Zwei-Scheiben-Prüfstand führten unter anderem MASEN et al. [125], MIHALIDIS et al. [126] oder KREIL [127] für unterschiedlich geschliffene Oberflächen durch. Letzterer ergänzte dies um Querrillen als Sonderform der Rauheit. Solche Querrillen wurden unter anderem von CHOO et al. [128] in einem optisch-schmierspaltmessenden Versuchsaufbau genutzt um in die Vorgänge im Kontakt „hineinblicken“ zu können. Alle Versuche

zeigten den signifikanten Einfluss der Rauheit auf den Schmierfilmaufbau. Unter den theoretischen Untersuchungen sollen beispielhaft die Arbeiten von KANETA et al. [129, 130], MORALES-ESPEJEL et al. [131], HOLMES et al. [132] oder WANG et al. [133], wobei letztere sich speziell mit dem Nocken/Stöbel-Kontakt befassten, genannt werden. Auch sie unterstreichen den signifikanten Einfluss der Rauheit auf den Schmierfilmaufbau. Auf die dahinterliegenden Mechanismen geht in groben Zügen Abschnitt 3.5.2 ein.

Im Rahmen dieser Arbeit werden jedoch diskrete Mikrotexturelemente untersucht, denen nachfolgend der Schwerpunkt dieses Abschnittes gewidmet wird. Sie besitzen dabei einige Vorteile gegenüber einer gezielt gestalteten Oberflächenfeintextur. Zunächst können sie positiv auf die Schmierfilmbildung Einfluss nehmen, auch wenn die sie umgebenden Oberflächen nahezu keine Rauheit aufweisen. Eine Oberfläche ohne nennenswerte Rauheit ist in einigen Anwendungen aber erstrebenswert, da auch bei sehr kleinen λ -Werten – siehe Abschnitt 2.1.4 – noch keine Mischreibung und damit einhergehend, potentieller Verschleiß und frühzeitige oberflächennahe Ermüdung auftreten. Ermöglicht werden solche Oberflächen durch die immer weiter verbesserte Fertigungstechnik zur Herstellung von Großserienbauteilen. Weiterhin können diskrete Mikrotexturen den Schmierungszustand auch bei unregelmäßiger bzw. isotroper Oberflächenrauheit verbessern und damit den Grad der eventuell vorhandenen Mischreibung senken. Auch ist, wie bei hydrodynamischen Kontakten, die Funktion als Schmierstoffreservoir in mangelgeschmierten Kontakten oder zur Aufnahme von Verschleißpartikeln denkbar. Auf die diesen Aussagen zugrunde liegenden Veröffentlichungen wird zunächst anhand experimenteller und anschließend theoretischer bzw. numerischer Untersuchungen in weitestgehend chronologischer Reihenfolge eingegangen.

Experimentelle Arbeiten

Erste praktische Arbeiten realisierten einen reinen EHD-Gleitkontakt auf einem (Rotations-)Tribometer, bei dem ein Quader, eine Kugel oder ein Zylinder über die texturierte Oberfläche gleitet. So drückten beispielsweise GEIGER et al. [134] einen lasertexturierten Block auf die Mantelfläche einer rotierenden Scheibe, woraus ein Linienkontakt resultiert. Sie zeigten eine Zunahme der Schmierfilmhöhe bei texturierten Probekörpern, wobei sie einen Einfluss der Texturform und Tiefe nicht, wohl aber einen positiven Einfluss zunehmender Flächendichte der Texturen feststellen konnten. Zur Ausbildung eines Linienkontaktees verwendeten WAKUDA et al. [135] in ihren Tribometer-Versuchen drei Zylinderrollen als Gegenkörper zu ihrer texturierten Probe. Die Zylinder wurden in einer Aufnahme eingespannt und gleitend über die Oberfläche rotiert. Nur runde Texturen, die größer als die Linienbreite des Kontaktes waren, konnten in diesem Versuchsaufbau eine reibungsreduzierende Wirkung zeigen. Dies steht jedoch im Gegensatz zu allen anderen hier zitierten Quellen, die von Texturen kleiner als den Kontaktabmessungen ausgehen und sollte daher vermutlich nicht als günstige Gestaltungs-

form angesehen werden. Warum dies im konkreten Fall dennoch ein günstigeres Reibungsverhalten lieferte, konnte nicht geklärt werden.

Häufiger ist bei Tribometer-Versuchen ein Punktkontakt anzutreffen. PETTERSSON et al. [136, 137] nutzten beispielsweise die Hin- und Herbewegung einer Wälzlagerkugel auf einer texturierten Oberfläche. Ohne Schmierung verschlechterten die Texturen das Reibungsverhalten der beschichteten Proben, im Bereich der Grenzreibung aber erreichten sie ein sehr niedriges Reibungsniveau, das sonst erst nach dem Einlauf erzielt wurde. Im Vergleich zweier quadratischer Texturen (5 und 20 µm Kantenlänge, 3,5 und 5 µm Tiefe) zeigten nur die kleineren von beiden eine reduzierte Reibung, die nochmals niedriger als die von rillenartigen Texturen war. Erst eine Rotation der größeren Texturen in eine Rautenform zur Richtung der Gleitbewegung glich ihr Verhalten nahezu an. Es ist also auch bei EHD-Kontakten eine starke Richtungsabhängigkeit der Texturelemente vorhanden, wie dies bereits bei den HD-Kontakten von diversen Autoren festgestellt wurde.

Ähnliches zeigten auch die Arbeiten von ANDERSSON et al. [138] im SRV-Kugel/Scheibe-Versuch. Für alle Varianten applizierten sie initial eine begrenzte Menge an Schmierstoff im Kontaktbereich und erfassten anschließend die Zahl der Hin- und Herbewegungen des Gegenkörpers bis zum Anstieg der Reibungszahl. Texturen erhöhten, im Vergleich zu polierten Proben, diese Zahl um bis zum Zehnfachen und senkten zudem das Reibungsniveau. Der Effekt der Mikrotexturierung nahm dabei mit der Viskosität des Schmierstoffes zu. Mit den Untersuchungen wird somit ein erster Nachweis des Reservoir-Prinzips der Mikrotexturen in EHD-Kontakten geführt.

Mit dreiecksförmigen Texturen nutzten WANG et al. [139] eine bisher nicht untersuchte Texturgeometrie im Kugel/Scheibe-Versuch. Die geringste Reibung hatten hier Texturen mit einer Kantenlänge von 443 µm, die mit ihrer Basis senkrecht zur Gleitbewegung der Kugel ausgerichtet waren (Tiefe 15 µm, Flächendichte 10 %).

Eine Zwischenstufe aus diskreter Mikrotextur und definierter Rauheit nutzten schließlich ROSENKRANZ et al. [140] in Form eines Schachbrettmusters, hergestellt mittels Laserinterferenz. Auch hier wurde, wie bereits bei einer der vorangegangenen Veröffentlichungen, eine initiale Menge an Schmierstoff aufgebracht und die Zahl der Zyklen einer Hin- und Herbewegung bestimmt, bis sich die Reibungszahl bzw. der Schmierungszustand (gemessen als Übergangswiderstand im Kontakt) signifikant verschlechterten. Eine Kreuzstruktur mit 6 µm Breite erhöhte dabei die Zyklenzahl um den Faktor 130. Nur halb so groß fiel hingegen die Verbesserung bei einer etwas größeren Texturbreite von 9 µm aus. Zudem wurde ein möglichst minimaler, initialer Schmierfilm als hilfreich beschrieben, da er die Zyklenzahl ebenfalls positiv beeinflusste. Dies führten die Autoren auf einen dann auftretenden zusätzlichen hydrodynamischen Effekt durch eine ähnliche Größenordnung von Texturamplitude und Schmierfilmdicke zurück.

Ob ein Kugel/Scheibe-Kontakt zur Beurteilung hydrodynamischer Effekte durch Mikrotexturierung geeignet ist, wird durch die Arbeiten von KOVALCHENKO et al. [141] zu gewissen Teilen in Frage gestellt. In den Versuchen zeigte sich ein durch die Laser-texturen initial erhöhter Verschleiß an den Kugeln im Vergleich zu polierten Referenzproben. Hierdurch wurden die Kugeln schneller abgeplattet und die Reibung sank, nach Meinung der Autoren, durch die veränderte Kontaktgeometrie. Dies wirft für alle ähnlichen Untersuchungen mit einem Kugel/Scheibe-Kontakt die Frage auf, ob die dort gemessene reduzierte Reibung nicht auch, ganz oder zumindest teilweise, aus einem erhöhten Verschleiß zu Beginn der Versuche anstelle hydrodynamischer Effekte resultiert. Da dem Autor aber keine weiteren Veröffentlichungen mit ähnlichen Überlegungen bekannt sind, lässt sich dies nicht zweifelsfrei beantworten. Der Kugelverschleiß sollte aber zumindest bei derartigen Versuchsaufbauten in Betracht gezogen werden.

Neben Versuchen auf Tribometern wurden auch in Zwei-Scheiben-Prüfaufbauten diskrete Mikrotexturen untersucht, indem die Scheiben auf ihrer Mantelfläche texturiert wurden. NAKATSUJI et al. [142] stellten die Texturen durch Eindrücken mit einer Diamantpyramide her (Kantenlänge des Eindrucks ca. 15 µm, Tiefe 3 µm). Bei den mit 25 % Schlupf durchgeföhrten Versuchen konnte durch die Texturen ein verbessertes Einlaufverhalten und eine erhöhte Grübchentragfähigkeit festgestellt werden. In Untersuchungen von VRBKA et al. [143] konnte bei leichtem Schlupf ebenso eine Erhöhung der Wälzermüdungsdauer gemessen werden, was auf eine reduzierte Interaktion von Rauheitsspitzen aufgrund der Texturen (Durchmesser 35 µm, Tiefe 0,6 µm, Flächendichte 18,4 %) zurückgeführt wurde. Bei halber Flächendichte oder tieferen Texturen war jedoch kaum ein Unterschied zur untexturierten Probe erkennbar. Dies weist auf Mindest- bzw. Maximaltiefen der Texturen hin, ab denen bzw. bis zu denen positive Effekte durch die Texturen zu verzeichnen sind. Werden hingegen, wie von SACHANAS et al. [144], reine Rollkontakte untersucht, so konnte keine Verbesserung des Schmierungszustandes gemessen sondern eher eine leichte Verschlechterung bestimmt werden. Ähnliches zeigten auch die Untersuchungen von MAYER [145] auf. War die Reibung bei einem Schlupf von 20 % noch bei der polierten Probe am geringsten, so konnte bei 50 % Schlupf eine mikrotexturierte Oberfläche eine leicht geringere Reibung vorweisen (quer ausgerichtete, rechteckige Textur, 60 x 45 µm, Tiefe 0,5 µm, Flächenanteil 17 %). Ein dünnflüssigeres Öl vergrößerte hier den positiven Einfluss der Texturierung, was im Gegensatz zu den oben genannten Ergebnissen aus [138] steht, bei denen ein zäheres Öl die Texturwirkung verstärkte. Bei Versuchen mit sehr hohen Summengeschwindigkeiten verschwand bei MAYER der Unterschied zwischen der texturierten und der polierten Probe wieder. Alle tieferen Texturen zeigten zudem ein schlechteres Reibungsverhalten, was ebenfalls auf eine Maximaltiefe für günstige Texturen schließen lässt.

Weiterhin wurden spaltauflösende Messungen auf Basis der Weißlichtinterferometrie in Kugel/Glasscheibe-Tribometern durchgeföhr. Ziel dieser Untersuchungen war es die

lateralen Effekte diskreter Texturen in hochbelasteten Kontakten besser zu verstehen und numerische Ergebnisse experimentell zu bestätigen. Erste Experimenten führten WEDEVEN und CUSANO bereits vor über drei Jahrzehnten durch [146, 147]. Verwendet wurden hierzu runde und längliche Eindrückungen auf einer polierten Stahlkugel. Die Autoren wiesen eine Reduzierung des Schmierfilmes um die Eindrückungen nach, die bei länglichen Formen in Rollrichtung stärker als bei quer ausgerichteten ausfiel. Weiterhin war der Einfluss an der Vorderkante der Eindrückungen größer als an der Hinterkante, bezogen auf die Bewegungsrichtung durch den Kontakt. Der Einfluss der Eindrückungen auf den Schmierspalt nahm zudem mit steigendem Schlupf zu. Messungen von KANETA et al. [148] führten solche Reduzierungen des Schmierfilmes in der Nähe einer Querrille auf Scherströmungseffekte und ein seitliches Ausströmen zurück. Mit dem Aufkommen der Laserablation wurden die Stahlkugeln später mit diesem Verfahren, anstelle von Eindrückungen, texturiert. So zeigten MOURIER et al. [149] im Fall von 50 % Schlupf (die Scheibe ist schneller als die Kugel) für eine Einzeltextur, dass tiefe Texturen, wie bereits bekannt, den Schmierfilm reduzierten, jedoch auch erstmalig, dass flache Elemente ihn signifikant vergrößern konnten (+30 %). Diese Vergrößerung hängt mit aus den Texturen durch Schereffekte herausgezogenem Schmierstoff sehr hoher Viskosität zusammen, der dann zu einer elastischen Deformation und Aufweitung des Spaltes führt. Je höher der Gleitanteil, desto größer ist der Bereich mit verbessertem Schmierfilm, da mehr Schmierstoff durch die Schereffekte bewegt wird. Dies wurde durch weitere Messungen desselben Autors untermauert [150]. Zudem zeigten diese, dass eine optimale Tiefe für die Vergrößerung des Schmierspaltes existiert (im vorliegenden Fall bei einem Durchmesser von 57 µm eine Tiefe von etwa 450 nm), unter und oberhalb dessen weniger Zugewinn auftritt. Ein größerer Durchmesser bei gleicher Texturtiefe führte zudem nicht zu einem verbesserten Schmierspalt. Vielmehr musste die komplette Textur erst innerhalb des Druckbereiches liegen, bevor der komprimierte Schmierstoff sehr hoher Viskosität aus den Texturen gezogen wurde und eine zusätzliche elastische Aufweitung bewirkte. Dies passierte für einen größeren Durchmesser später, weshalb die Aufweitung kleiner ausfiel. Es existiert also auch hier ein Optimum, dass von den Autoren aber nicht weiter untersucht wurde.

Weiterhin sind sehr detaillierte Arbeiten in der Arbeitsgruppe von KŘUPKA entstanden. In [151] und [152] wurden Untersuchungen zu einem Feld aus acht Lasertexturen vorgestellt, die sich im Wesentlichen in der Tiefe der einzelnen Texturen unterschieden. Zudem wurden in der zweiten Veröffentlichung auch Versuche mit Schlupf durchgeführt, bei dem die Oberfläche der texturierten Kugel sich schneller als die Scheibe bewegt. Für eine schnellere Scheibe, wurde der von MOURIER bekannte Einfluss der Texturtiefe gemessen, bei der nur flache Texturen zu einem verbesserten Schmierfilm führten. War jedoch die texturierte Oberfläche schneller, so wurde kein negativer Einfluss der Texturtiefe mehr festgestellt. War die Spaltvergrößerung bei schnellerer Scheibe den Texturelementen „vorausgeeilt“, so folgte sie nun dem Texturelement nach, da der

Schmierstoff in die andere Richtung aus den Kavitäten gefördert wurde. In [153] wurden, bezogen auf die EHD-Kontaktfläche, sehr kleine Texturen verwendet um Effekte im Bereich der Mischreibung zu untersuchen. Durch die Texturen konnte die Interaktion von Rauheitsspitzen reduziert werden. Eine den Schmierfilm reduzierende Wirkung, wie bei den zuvor behandelten glatten Kugeln, konnte aber nicht festgestellt werden, da diese vermutlich durch die Oberflächenrauheit kompensiert wurde. Bei, zum Vergleich durchgeführten, Zwei-Scheiben-Versuchen (ähnlich VRBKA [143]) wurde im Hinblick auf das Ermüdungsverhalten außerdem keine Veränderung gemessen, sondern festgestellt, dass hierfür tiefere Texturen verwendet werden mussten. In [154] wurden ebenfalls sehr kleine Texturen bei zudem sehr dünnen Schmierfilmen untersucht. Zu den bekannten Phänomenen wurde dabei zudem erkannt: die Schmierfilmreduzierung nahm mit der Größe der Texturen zu und war bei längs oder quer ausgerichteten Rillen erheblich; außerdem führten große Texturen im Randbereich zu einer seitlichen Leckage und damit einer signifikanten Schmierfilmhöhenreduzierung. In [155] wurden zudem Anlauf (siehe auch [156]), Richtungswechsel und Mangelschmierung adressiert. Beim Anlauf wurde die Schmierung in noch mit Schmierstoff unversorgten Gebieten verbessert und beim Richtungswechsel der negative Einfluss einer durch den Kontakt laufenden Einschnürung abgemildert. Im Bereich der Mangelschmierung konnten die Texturen, selbst im Fall reinen Rollens, den Schmierungszustand verbessern. In [157] wurden transiente Geschwindigkeitsbedingungen eines Nocken/Stößel-Kontaktes (somit sowohl positiver als auch negativer Schlupf) nachgebildet. Es zeigte sich, dass gerade bei gegenläufigen Geschwindigkeiten (analog der Gleitbewegung der Nockenspitze über die Oberfläche der Tasse) die Texturen dazu beitragen konnten, die Oberflächen voneinander zu separieren. Abschließend wurde in [158, 159] das Verhalten von quer zur Bewegungsrichtung orientierten, länglichen Texturelementen behandelt. Waren diese länger als die hertzsche Kontaktfläche, so kam es zu seitlicher Leckage, war ihre Länge hingegen kürzer, so wurde die Schmierfilmdicke in der Voll- als auch der Mangelschmierung vergrößert und sogar die Reibung reduziert. Ein zunehmender Schlupf erhöhte zwar die aus den Texturen gezogene Schmierstoffmenge, hatte nach Auffassung der Autoren aber nicht zwingend eine stärkere Reduzierung der Reibung zur Folge.

Numerische Arbeiten

Nach den experimentellen soll nun auf numerische Arbeiten eingegangen werden. Die ersten gehen auf AI et al. [160] zurück, deren Erkenntnisse vielfach auch in späteren Veröffentlichungen wiedergefunden werden können. Sie bildeten die von WEDEVEN und CUSANO [146, 147] durchgeführten und bereits vorgestellten Versuche eines Punktkontakte in der Simulation nach und erzielten eine sehr gute Übereinstimmung mit diesen. Sie zeigten, dass für reine Rollkontakte nur im direkten Umfeld der Texturen Veränderungen im Schmierspaltprofil sichtbar sind. Mit zunehmendem Schlupf wurde hingegen eine zusätzliche Aufweitung im Schmierspalt in Bewegungsrichtung vor oder hinter der Textur sichtbar, je nachdem ob diese langsamer oder schneller als die Gegenfläche be-

wegt wurde. Diese Aufweitung breitet sich in etwa mit der Schlupfgeschwindigkeit aus. Zudem nahmen mit steigendem Schlupf die durch die Textur erzeugten Druckschwankungen im Zeitverlauf zu. Darüber hinaus wurde eine Einschnürung an der Hinterkante der Textur, bei tiefen Texturen auch seitlich, festgestellt.

Für einen Linienkontakt mit Oberflächenrauheit unter nahezu reinem Rollen und Vollschmierung stellen später ZHAI et al. [161] fest, dass Vertiefungen keine lokalen Effekte erzeugen, die die Ermüdungslebensdauer verbessern könnten. Sie schlussfolgerten, dass eine Verbesserung der Ermüdungslebensdauer, wie sie in [162] durch solche Vertiefungen festgestellt wurde, darauf zurückzuführen ist, dass an den Stellen mit Texturen in der Oberfläche keine Interaktionen der Oberflächenrauheiten mehr stattfinden können.

Im Fall der Mangelschmierung zeigten DUMONT et al. [163] für einen Punktkontakt, dass das Texturelement innerhalb der Kontaktfläche eine elastische Deformation erfährt (verkleinert wird) und damit zusätzlichen Schmierstoff an den umgebenden Kontakt abgibt. Dies wiederum vergrößerte in den Untersuchungen den Schmierspalt. Im Fall der Vollschmierung setzt diese Deformation und damit die Schmierstoffabgabe früher ein, weshalb weniger Schmierstoff in den Kontakt gelangt um eine zusätzliche Spaltaufweitung zu erreichen. Einen zur Mangelschmierung ähnlichen Fall, nämlich das Anlaufverhalten behandelten ZHAO et al. [164] für einen Linienkontakt. Hierzu verwendeten die Autoren ein im Kontakt stationäres Texturelement. Ab einer bestimmten Menge an Schmierstoff im Texturelement wurde durch dieses ein zusätzlicher hydrodynamischer Druck aufgebaut und damit die Gesamtzeit bis zur vollständigen Entwicklung des Schmierfilmes im Vergleich zu einem glatten Kontakt verkürzt.

MOURIER et al. [149, 150] verglichen ihre bereits vorgestellten Experimente mit numerischen Ergebnisse und konnten die dort getroffenen Beobachtungen bestätigen: im Fall flacher Texturen wird Öl hoher Viskosität aus den Texturelementen gezogen, woraus eine lokale Schmierfilmaufweitung resultiert. Sehr flache Texturen wurden durch elastische Deformation vollständig eingebettet und der darin enthaltene Schmierstoff freigegeben. Bei tieferen Texturen kommt es relativ schnell zu einem Art Sättigungseffekt, so dass immer tiefere Texturen die Freigabe von Schmierstoff nicht beliebig erhöhen.

Bei den Untersuchungen von REN et al. [165], NANBU et al. [166] und ZHU et al. [167] handelt es sich prinzipiell um konforme Kontakte mit nur 7 MPa hertzscher Pressung (Stahl/Aluminium-Paarung). Da sie jedoch auch als EHD-Kontakt mit elastischer Deformation berechnet wurden und eine große Studie verschiedener Texturvarianten beinhaltet, sollen sie hier kurz erwähnt werden. Im Hinblick auf einen möglichst dicken Schmierfilm empfehlen die Autoren quer zur Bewegungsrichtung ausgerichtete Texturen, die stabförmig ausgeprägt sind und somit ein kleines Breite zu Länge-Verhältnis aufweisen. Bei der Querschnittsform sind ein Rechteck, ein Dreieck mit einer führenden steilen Flanke bzw. ein doppeltes Dreieck mit Steg dazwischen im Vergleich zu den sonstigen getesteten Querschnitten am günstigsten. Im Hinblick auf einen zusätzlichen

Schmierfilmaufbau musste auch bei diesen Simulationen die texturierte Oberfläche schneller als die glatte bewegt werden.

Im Bereich hochbelasteter, elliptischer EHD-Kontakte und stillstehender Texturen führten BAKOLAS et al. [168] bzw. für Rollkontakte PAUSCH et al. [11, 169, 170] umfangreiche Studien zur Querschnittsform und Anordnung durch. Für stationäre Texturen, bei denen sich nur die Gegenfläche bewegt, zeigten sie die auch in anderen Veröffentlichungen genannten zwei Effekte: eine Vergrößerung des Schmierfilms stromabwärts der Textur und eine Reduzierung der Schmierfilmhöhe an der hinteren Kante der Texturen und an ihren Seitenrändern, die die minimale Schmierfilmhöhe des glatten Kontaktes unterschreiten können. Die Schmierfilmhöhenreduzierung war für unsteile Querschnitte (Pyramide, Kegel) größer als bei einer stetigen Funktion (Glockenfunktion) und wurde auch durch die Tiefe oder die lateralen Abmessungen der Texturen sowie die Kontaktbelastung ungünstig beeinflusst. Bei der Anordnung der Texturen war ein negativer Einfluss mit zunehmender Texturdichte zu verzeichnen, was im Rahmen der untersuchten Varianten nahezu unabhängig von deren Anzahl und Größe blieb. Es eigneten sich somit sowohl viele kleine Texturen als auch wenige große Texturen. In der Summe zeigten die Texturen für reine Rollkontakte durchgängig verschlechterte Schmierspaltprofile.

Abschließend sollen die Arbeiten von WENZHONG et al. [171] vorgestellt werden. Sie stellten einen Zusammenhang zwischen einer Reibungsreduzierung und einem möglichst großen Bereich der Schmierfilmvergrößerung durch die Texturen her. Je größer der Bereich der Spaltaufweitung war, desto geringer wurde auch die Reibung. Die Autoren empfehlen hierzu längliche, quer zur Bewegung ausgerichtete Texturen mit einem dreieckigen Querschnitt der an der Hinterkante steil ausgeführt ist. Sie bestätigten, dass der verbesserte Schmierfilmaufbau durch zusätzlichen Schmierstoff aus den Texturen entsteht. Eine Scherbewegung fördert diesen aus der Textur und die Schmierstoffverdrängung führt zu einer lokalen elastischen Aufweitung.

Die oberhalb genannten, experimentellen und numerischen Arbeiten lassen im Bereich der EHD-Kontakte zusammenfassend eine Verbesserung des Schmierfilmes und eine Reduzierung der Reibung nur dann erwarten, wenn auch ein gewisses Maß an Schlupf vorherrscht. Bei reinem Rollen sind hingegen eher negative Auswirkungen anzunehmen. Die Geometrie der Texturen sollte dabei möglichst transversal zur Bewegungsrichtung ausgedehnt und von den Abmessungen so dimensioniert sein, dass sie beim Durchlauf durch den Kontakt zumindest zeitweise vollständig innerhalb des zentralen Kontaktbereiches der hertzschen Kontaktellipse liegen. Ihre Tiefe besitzt dabei ein vom Anwendungsfall abhängiges Maximum, bis zu dem positive Effekte zu erwarten sind. Dieses Maximum ist im Falle negativen Schlupfes, also bei einer gegenüber der glatten schneller bewegten texturierten Oberfläche, größer als im umgekehrten Fall. Besonders günstig ist es letztlich, wenn der Schlupf so groß wird, dass sich die Oberflächen in gegensätzliche Richtungen bewegen. Dies wird vor allem von KŘUPKA et al. [157] in den

genannten Kugel/Glasscheibe-Versuchen mit kinematischen Verhältnissen analog dem Nocken/Stöbel-Kontakt untermauert. Die gewählte Belastung entspricht dem Kontakt Nockenspitze/Tassenstöbel in einem mechanischen Ventiltrieb. Daher wird in dieser Arbeit das System Nocken/Tassenstöbel als Demonstrator gewählt. Dieses Tribosystem arbeitet in weiten Betriebsbereichen im Gebiet der Mischreibung und weist aufgrund der Kinematik der Kontaktpartner meist einen hohen Gleitanteil auf (siehe auch Abschnitt 4.1). Zudem konnten von GANGOPADHYAY et al. [172, 173] durch Aufbringen eines V-förmigen Rillenmusters auf einem Tassenstöbel die Reibung im Vergleich zu einem isotrop polierten Stöbel gesenkt werden. Dies lässt auch eine Wirkung von diskreten Mikrotexturen wahrscheinlich erscheinen, da diese in den vorgestellten Veröffentlichungen meist günstigere Reibungsbedingungen zur Folge hatten, als es bei Texturen aus Rillenmustern der Fall war. Im Hinblick auf die Berechnung texturierter Kontakte bleiben vor allem Untersuchungen unterschiedlicher Querschnittsformen und Anordnungen in schlupfbehafteten Kontakten wenig behandelt und die Auswirkung von thermischen Effekten und nicht-newtonsschem Schmierstoffverhalten ist bisher kaum adressiert. Beide Aspekte sollen daher in dieser Arbeit aufgegriffen werden.

3 Grundlagen der Simulation geschmierter Tribokontakte

3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Dieser Abschnitt dient der Einführung in die Grundlagen der Strömungsmechanik, die auch für die Hydrodynamik in geschmierten Tribokontakten relevant sind. Hierzu ist zunächst eine Abgrenzung von Medien in Festkörper – im weiteren Verlauf der Arbeit teilweise verkürzend als Solids bezeichnet – und Fluide vorzunehmen. Eine der charakteristischen Eigenschaften der Festkörper ist deren Elastizität. Eine auf einen Festkörper wirkende Scherbeanspruchung führt daher zu inneren Scherkräften und/oder Scherspannungen, aber nicht zu einer irreversiblen Lageänderung der Atome bzw. Moleküle. Fluide besitzen als vergleichbare Größe die Viskosität und weichen äußeren Scherkräften durch den Aufbau von Geschwindigkeitsgradienten aus. Dieser Gradient ist durch den intermolekularen Impuls austausch, die Viskosität des Fluides, charakterisiert und kann durch mathematische Gleichungen ausgedrückt werden. [174]

Um das Verhalten der Fluide mathematisch möglichst allgemeingültig zu beschreiben ist eine gewisse Zahl an grundlegenden Erhaltungssätzen für Masse, Impuls, Energie, chemische Spezies usw. notwendig, die an die konkreten Strömungsprobleme durch die Wahl geeigneter Randbedingungen angepasst werden können [174]. Durch die Anwendung der strömungsmechanischen Grundgleichungen auf HD- und EHD-Kontakte kann dort das Verhalten der Schmierstoffe beschrieben werden. Die Gleichungen bauen dabei auf einem Kontinuums-Ansatz auf, d. h. es wird nicht das Verhalten einzelner Atome oder Moleküle sondern ein gleichmäßiges Kontinuum betrachtet [174]. Dies ist zulässig, solange die Abmessungen des Strömungsfeldes ein Vielfaches des Bereichs der intermolekularen Wechselwirkungen betragen, was bei geschmierten Kontakten gegeben ist. Zudem werden die Eigenschaften der Moleküle durch integrale Größen wie beispielweise der Dichte ρ oder der Viskosität η als gemittelte Größen berücksichtigt.

In der lagrangeschen Form werden die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und chemische Spezies an einem Fluidelement formuliert. Hierzu wird das Fluid in kleine Massestücke unterteilt, deren Größe so gewählt ist, dass trotz materiebedingter, stochastischer Schwankungen in diesem Fluidelement von einer konstanten Masse ausgegangen werden kann. Zudem wird vorausgesetzt, dass sich das definierte Fluidelement als Einheit durch den Fluidraum bewegt, sich also nicht in einzelne Fluidelemente aufteilen kann. Man spricht deshalb von einer teilchenfesten Betrachtungsweise. Für

die Berechnung strömungsmechanischer Problemstellungen ist hingegen eine Formulierung an Bilanzvolumen, also ortsfesten Fluidelementen, anzustreben. Dies wird als EULER-Form, die Feldgrößen als EULER-Variablen bezeichnet. [174]

Den nachfolgenden Gleichungen und auch dem näher zu betrachtenden Schmierspalt aus zwei relativ zueinander bewegten Oberflächen des Wirkflächenpaars wird im Rahmen dieser Arbeit ein kartesisches Koordinatensystem zugrunde gelegt. Den Raumrichtungen x , y und z sind die Geschwindigkeitsvektoren u , v , und w zugeordnet. Bild 3.1 zeigt diese Nomenklatur am Beispiel des geschmierten Kontaktes.

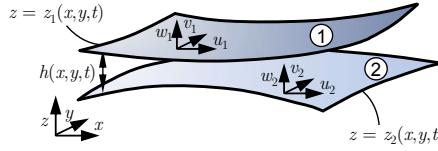


Bild 3.1: Definition der Raumrichtungen und Geschwindigkeiten zur allgemeinen Beschreibung von Fluidströmungen als auch eines geschmierten Kontaktes im Speziellen; gekrümmte Oberflächen 1 und 2 des Wirkflächenpaars bei den z -Koordinaten z_1 und z_2 , lokaler Schmierspalt h .

Das Gesetz der **Massenerhaltung** bzw. die daraus resultierende **Kontinuitätsgleichung** beruht auf der Tatsache, dass um ein beliebiges Strömungsproblem eine Hülle gelegt werden kann, innerhalb derer die Gesamtmasse konstant ist. Diese Hülle kann für unterschiedliche Phänomene unterschiedliche Größenordnungen erreichen und beispielsweise durch die Wände eines Schwimmbeckens oder die Atmosphäre beim Wetter begrenzt werden. Für eine differentielle Schreibweise wird die Massenbilanz an einem infinitesimalen aber endlichen Volumenelement \mathfrak{R} aufgestellt, siehe Bild 3.2.

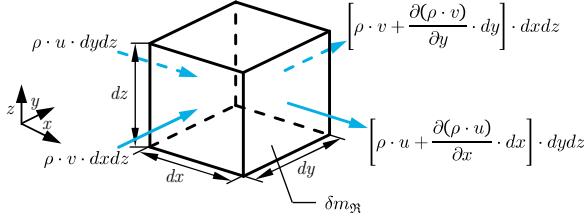


Bild 3.2: Massenströme am infinitesimalen Volumenelement mit Masse $\delta m_{\mathfrak{R}}$ nach [175] unter Vernachlässigung der Anteile in Spalthöhenrichtung z

An die Stelle der Masse tritt dabei die Dichte des Fluides, also der Quotient aus Masse pro Volumen. Masserhaltung ist erfüllt, wenn die zeitliche Massenänderung gleich der Differenz aus ein- und ausströmendem Massenstrom in und aus dem Fluidelement ist. Nach [174] lässt sich somit die Kontinuitätsgleichung kompressibler

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} \quad 3.1$$

und inkompressibler Fluide

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad 3.2$$

angeben. Dabei gilt für die Vektoren u_i und x_i :

$$u_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} \text{ und } x_i = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}. \quad 3.3$$

Zur Bestimmung der **Impulsgleichungen** wird häufig das zweite newtonsche Gesetz (Impuls $I = \text{Masse } m \cdot \text{Geschwindigkeit } v$) herangezogen und die Impulsgleichung zunächst in der LANGRAGESchen Form aufgestellt [174]. Grundlage für die Impulsgleichung ist das Gleichgewicht aus zeitlicher Änderung des Impulses und der Summe der in dieser Richtung wirkenden externen Kräfte zuzüglich des molekülbedingten Impulseintrages. Die externen Kräfte untergliedern sich in Massenkräfte, druckbedingte Oberflächenkräfte, Gravitationskräfte und – hier vernachlässigte – elektromagnetische Kräfte. Es gilt für die Bewegungsgleichung des Fluidelementes in j-Raumrichtung [174]

$$\frac{d(\delta I_j)_{\mathfrak{R}}}{dt} = \underbrace{\sum_{\text{Massenkräfte}} (\delta M_j)_{\mathfrak{R}}}_{\mathfrak{R}} + \underbrace{\sum_{\text{Oberflächenkräfte}} (\delta O_j)_{\mathfrak{R}}}_{\mathfrak{R}} + \underbrace{\left(\frac{d}{dt} (\delta I_M)_j \right)}_{\substack{\text{molekülbedingter} \\ \text{Impuseintrag}}} \quad 3.4$$

und somit die Impulserhaltung in der LANGRAGESchen Form. Diese kann in die zur einfacheren Berechnung gewünschte eulersche Form überführt werden, in dem jeder der Terme in Gleichung 3.4 in Feldgrößen ausgedrückt wird. Unter Vernachlässigung der Zwischenschritte (siehe beispielsweise [174]) resultiert daraus die pro Volumenelement $\delta V_{\mathfrak{R}}$ geltende Impulsgleichung

$$\rho \left(\frac{\partial u_j}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_j \quad 3.5$$

mit der auf ein Fluidelement wirkenden Druckkraft P , Beschleunigung g_j und dem in i-Richtung eingetragenen j-Impuls τ_{ij} . Der Index i bezeichnet somit die „molekulare Transportrichtung“ und der Index j die Komponente des Geschwindigkeitsvektors ($i, j = 1, 2, 3$) [174]. Für strömungsmechanisch ideale (nicht-viskose) Fluide gilt $\tau_{ij} = 0$.

Durch die Symmetrie des Terms τ_{ij} besitzt Gleichung 3.5 insgesamt 10 Unbekannte für deren Lösung aber nur die Kontinuitäts- und die drei Impulsgleichungen zur Verfügung stehen [174]. Daher ist es notwendig den Term τ_{ij} bzw. seine einzelnen Komponenten durch zusätzliche, physikalisch motivierte, Gleichungen in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsgradienten $\partial u_j / \partial x_i$ zu formulieren [174]. Für newtonsche Fluide (siehe Abschnitt 3.8.1.4) gilt dann unter Anwendung des KRONECKER-Delta δ_{ij}

$$\tau_{ij} = -\eta \left[\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \frac{2}{3} \eta \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}. \quad 3.6$$

Die Kombination von Gleichung 3.6 mit den Impulsgleichungen (Gleichung 3.5) werden als NAVIER-STOKES-Gleichungen bezeichnet.

Mit den bisher genannten Gleichungen, der thermischen Energiegleichung und einer thermodynamischen Zustandsgleichung für das Fluid ist es prinzipiell möglich die Hydrodynamik von Schmierstoffen zu berechnen. Beispielsweise können hierfür kommerzielle Computational-Fluid-Dynamics (CFD) Programme eingesetzt oder eigene Gleichungslöser entwickelt werden, siehe auch Abschnitt 3.12. Dies führt in vielen Fällen tribologischer Fragestellungen jedoch zu sehr hohen Rechenzeiten und ist daher nur in speziellen Fällen sinnvoll. Die prinzipielle Machbarkeit wurde zudem erst durch gestiegene Rechnerleistungen der vergangenen Jahre ermöglicht. Durch Vereinfachungen lassen sich aber auch Differentialgleichungen mit reduziertem Berechnungsaufwand ableiten, auf die nachfolgend näher eingegangen wird. Abschnitt 3.4 zeigt dann, dass auch diese für die hier betrachteten Fälle eine ausreichende Genauigkeit liefern.

3.2 Reynoldssche Differentialgleichung

Bereits 1886 leitete REYNOLDS [176] die nach ihm benannte reynoldssche Differentialgleichung aus den NAVIER-STOKES-Gleichungen und der Kontinuitätsgleichung, jeweils in der Form für inkompressible Fluide, ab. Mit dieser Differentialgleichung lässt sich bei einem gegebenen Schmierspalt die Druckverteilung berechnen, weshalb sie bis heute die wichtigste Gleichung zur Berechnung geschmierter Kontakte darstellt. Zu ihrer Herleitung sind einige vereinfachende Annahmen zu treffen [177]:

- Volumenkräfte sind vernachlässigbar,
- Schmierdruck ist konstant in Schmierspaltrichtung,
- Haftbedingung für den Schmierstoff an den Wänden,
- Laminare Strömung (kleine REYNOLDS-Zahl),
- Trägheitskräfte und Oberflächenspannungen sind klein verglichen mit Viskositätskräften,
- Scherspannungen und Geschwindigkeitsgradienten sind nur in Schmierfilmdickenrichtung signifikant,
- Schmierstoff ist ein newtonsches Fluid,
- Viskosität und Dichte des Schmierstoffes sind konstant über den Schmierspalt,
- Schmierstoffgrenzflächen sind parallel oder unter einem kleinen Winkel zueinander angeordnet.

Prinzipiell ist es nicht notwendig ein newtonsches Fluid sowie eine konstante Viskosität und Dichte in Spaltrichtung vorauszusetzen. Werden diese Einschränkungen nicht vorgenommen, so ergeben sich andere Differentialgleichungen, worauf Abschnitt 3.3 im Detail eingehen.

Mit den obigen Annahmen ergeben sich vereinfachte NAVIER-STOKES-Gleichungen zu

$$\begin{aligned}\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial x}, \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= 0,\end{aligned}\quad 3.7$$

wobei gilt

$$\tau_{zx} = \eta \frac{\partial u}{\partial z}, \tau_{zy} = \eta \frac{\partial v}{\partial z}. \quad 3.8$$

Werden nun die Gleichungen 3.7 zweimal in Spalthöhenrichtung integriert, so erhält man, unter Berücksichtigung der Randbedingungen

$$\begin{aligned}\text{der oberen Oberfläche bei } z = h: u &= u_1, v = v_1, \\ \text{der unteren Oberfläche bei } z = 0: u &= u_2, v = v_2\end{aligned}\quad 3.9$$

die Gleichungen für die Geschwindigkeitsverteilung im Schmierspalt

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - zh) + \frac{z}{h} (u_1 - u_2) + u_2, \quad 3.10$$

$$v = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} (z^2 - zh) + \frac{z}{h} (v_1 - v_2) + v_2. \quad 3.11$$

Der quadratische Anteil der Gleichungen röhrt dabei aus dem Druckgradienten, der lineare Anteil aus den Oberflächengeschwindigkeiten. Für ein kompressibles Fluid ergeben sich aus den Massenströmen am Volumenelement

$$m_x = \rho \int_0^h u \, dz, \quad 3.12$$

$$m_y = \rho \int_0^h v \, dz \quad 3.13$$

die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial m_x}{\partial x} + \frac{\partial m_y}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = 0. \quad 3.14$$

Werden nun Gleichungen 3.10 und 3.11 in Gleichung 3.14 unter Berücksichtigung der Massenströme eingesetzt, so erhält man die reynoldssche Differentialgleichung. In ihr beschreibt der POISEUILLE-Term die druckinduzierte und der COUETTE-Term die oberflächengeschwindigkeitsinduzierte Strömung im Schmierspalt. Bewegungen in Normalenrichtung bzw. zeitabhängige Vorgänge resultieren in Strömungsvorgängen, die im Verdrängungsterm berücksichtigt sind. Zusammen ergibt sich damit:

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3 \partial p}{12\eta \partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3 \partial p}{12\eta \partial y} \right]}_{\text{POISEUILLE- bzw. Druckterm}} = \\
 & \quad \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \frac{(u_1 + u_2)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho h \frac{(v_1 + v_2)}{2} \right]}_{\text{COUETTE- bzw. Keil- und Geschwindigkeitsterm}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho h)}_{\text{Quetsch- bzw. Verdrängungsterm}} . \quad 3.15
 \end{aligned}$$

Die für die oberflächengeschwindigkeitsinduzierte Strömung verantwortlichen, sogenannten hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten u_m und v_m entsprechen dem Mittelwert der Oberflächengeschwindigkeiten und es gilt:

$$u_m = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad \text{und} \quad v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} . \quad 3.16$$

Je nachdem in welchem Verhältnis die Oberflächengeschwindigkeiten zueinander stehen, handelt es sich um einen reinen Roll- oder um einen schlupfbehafteten Roll/Gleit-Kontakt. Das Maß des Schlupfes wird typischerweise als *SRR*-Wert (engl. slide to roll ratio) angegeben. Für eine Bewegung in x -Richtung lautet dieser:

$$SRR = \frac{u_1 - u_2}{u_m} . \quad 3.17$$

3.3 Verallgemeinerte reynoldssche Differentialgleichung

Wie im vorangegangenen Abschnitt festgehalten, ist es nicht notwendig ein newtonssches Fluid sowie eine konstante Dichte und Viskosität in Spalthöhenrichtung bei der Herleitung der REYNOLDS-Gleichung festzulegen. Viele Schmierstoffe zeigen vielmehr ein nicht-newtonssches Fluidverhalten, bei dem die Viskosität mit zunehmender Scherrate abnimmt, siehe hierzu Abschnitt 3.8.1.4. Dies geht einher mit einer über der Spalthöhe veränderlichen Viskosität. Werden darüber hinaus thermische Effekte durch gleichzeitige Lösung der Energiegleichung aus Abschnitt 3.4 berücksichtigt, so ändert sich mit der Temperatur sowohl Viskosität als auch Dichte über der z -Koordinate. Dies führt zur Notwendigkeit einer verallgemeinerten reynoldsschen Differentialgleichung die von variabler Viskosität und Dichte in Spalthöhenrichtung ausgeht.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete verallgemeinerte REYNOLDS-Gleichung wurde von YANG und WEN [178] entwickelt. Ihre Herleitung erfolgt analog zu Abschnitt 3.2 auf Basis der reduzierten NAVIER-STOKES-Gleichungen (Gleichung 3.7). Da nun jedoch die Viskosität in z -Richtung variabel ist, verbleiben bei der zweifachen Integration dieser Gleichungen Integralterme. Ihr Index e verweist auf ihren Ursprung aus der Verallgemeinerung durch Einführung äquivalenter (engl. equivalent) Größen. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen aus Gleichung 3.9 ergibt sich für das Geschwindigkeitsfeld nach [178] in leicht veränderter Schreibweise

$$u = \frac{\partial p}{\partial x} \left(\int_0^z \frac{1}{\eta} z dz - \frac{\eta_{e1}}{\eta_{e0}} \int_0^z \frac{1}{\eta} dz \right) + \frac{1}{\eta_{e0}} (u_1 - u_2) \int_0^z \frac{1}{\eta} dz + u_2 , \quad 3.18$$

$$v = \frac{\partial p}{\partial y} \left(\int_0^z \frac{1}{\eta} z dz - \frac{\eta_{e1}}{\eta_{e0}} \int_0^z \frac{1}{\eta} dz \right) + \frac{1}{\eta_{e0}} (v_1 - v_2) \int_0^z \frac{1}{\eta} dz + v_2 . \quad 3.19$$

Für die darin enthaltenen Integralterme η_{e0} und η_{e1} der Viskosität gilt:

$$\eta_{e0} = \int_0^h \frac{1}{\eta} dz , \quad \eta_{e1} = \int_0^h \frac{z}{\eta} dz . \quad 3.20$$

Durch die veränderliche Dichte in z -Richtung kann diese in den Integralen der Massenströme nicht mehr wie in Gleichung 3.12 ausgeklammert werden. Daher gilt für diese

$$m_x = \int_0^h \rho u dz , \quad 3.21$$

$$m_y = \int_0^h \rho v dz . \quad 3.22$$

Setzt man nun Gleichungen 3.18 und 3.19 in Gleichungen 3.21 und 3.22 und diese wiederum in Gleichung 3.14 ein, so ergibt sich die verallgemeinerte REYNOLDS-Gleichung nach YANG und WEN [178] in leicht modifizierter Schreibweise

$$\nabla \cdot \left(\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e \nabla p \right) - \frac{\partial \rho_x}{\partial x} - \frac{\partial \rho_y}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial t} (\rho_{e0}) = 0 \quad 3.23$$

mit den variablen Größen

$$\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e = \frac{\eta_{e1} \rho_{e1}}{\eta_{e0}} - \rho_{e2} ,$$

$$\rho_x = \left[\frac{\rho_{e1}}{\eta_{e0}} (u_1 - u_2) + \rho_{e0} u_2 \right] , \quad \rho_y = \left[\frac{\rho_{e1}}{\eta_{e0}} (v_1 - v_2) + \rho_{e0} v_2 \right] ,$$

$$\rho_{e0} = \int_0^h \rho dz , \quad \rho_{e1} = \int_0^h \rho \int_0^z \frac{1}{\eta} dz' dz , \quad \rho_{e2} = \int_0^h \rho \int_0^z \frac{z'}{\eta} dz' dz ,$$

$$\eta_{e0} = \int_0^h \frac{1}{\eta} dz \quad \text{und} \quad \eta_{e1} = \int_0^h \frac{z}{\eta} dz .$$

Durch den Einsatz des in obiger Gleichung erstmals auftretenden Nabla-Operators ∇ , dem Vektor der partiellen Ableitungsoperatoren $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$, können die Gleichungen in ihrer Darstellung verkürzt werden. Für die REYNOLDS-Gleichung entfällt zudem durch die bekannten Vereinfachungen dessen z -Anteil. Der Nabla-Operator wird sowohl

nachfolgend als auch in weiteren Gleichungen anderer Abschnitte für eine kompakte Schreibweise Anwendung finden.

Kann die Temperatur im Schmierfilm als konstant und gleich der Einströmtemperatur in den Kontakt angenommen werden, so lässt sich obige Gleichung vereinfachen. Eine solche verallgemeinerte REYNOLDS-Gleichung für den isothermen Zustand und nicht-newtonische Fluide haben beispielsweise NAJJI et al. [179] hergeleitet. Die einzelnen Schritte sind analog zu den oberhalb gezeigten, nur das für die Massenströme wieder Gleichungen 3.12 und 3.13 gelten. Es folgt damit die isotherme verallgemeinerte REYNOLDS-Gleichung nach [179] für nicht-newtonische Fluide in angepasster Schreibweise:

$$\nabla \cdot \left(\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_{e,iso} \nabla p \right) - \frac{\partial \rho_{x,iso}}{\partial x} - \frac{\partial \rho_{y,iso}}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = 0 \quad 3.24$$

mit

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_{e,iso} &= \rho \left(\eta_{e2} - \frac{\eta_{e1}^2}{\eta_{e0}} \right), \\ \rho_{x,iso} &= \rho h \left(u_1 - \frac{\eta_{e1}}{\eta_{e0}} \left(\frac{u_1 - u_2}{h} \right) \right), \quad \rho_{y,iso} = \rho h \left(v_1 - \frac{\eta_{e1}}{\eta_{e0}} \left(\frac{v_1 - v_2}{h} \right) \right), \\ \eta_{e0} &= \int_0^h \frac{1}{\eta} dz, \quad \eta_{e1} = \int_0^h \frac{z}{\eta} dz, \quad \eta_{e2} = \int_0^h \frac{z^2}{\eta} dz. \end{aligned} \quad 3.25$$

Hiermit sind alle in dieser Arbeit verwendeten Gleichungen zur Berechnung des Schmierdruckes und des Geschwindigkeitsfeldes im Schmierspalt eingeführt. Im nachfolgenden Abschnitt wird nun die Gültigkeit dieser Differentialgleichungen für die Beschreibung mikrotexturierter Schmierungsprobleme diskutiert.

3.4 Gültigkeit der reynoldsschen Differentialgleichung in texturierten Kontakten

Vor allem im Bereich der hydrodynamischen Gleitkontakte wurde von mehreren Autoren die Gültigkeit der REYNOLDS-Gleichung zur Berechnung texturierter Kontakte in Frage gestellt. Erste Untersuchungen führten ARGHIR et al. [115] für Texturelemente in einem Parallelspalt durch, bei dem die darüber liegende Oberfläche bewegt, die Texturen aber stationär sind. Sie zeigten, dass mit Zunahme der REYNOLDS-Zahl Re , der für Trägheitseinflüsse charakteristischen dimensionslosen Kennzahl von Strömungen, ein zusätzlicher Druckaufbau durch die Texturen sichtbar wurde. Im Fall kleiner Re entstand ein punktsymmetrischer Druckverlauf mit gleich großem positiven wie negativem Druckbereich. Im Fall großer Re war hingegen der positive Druckbereich größer als der negative. Es ist zu beachten, dass dies auch dem Umstand geschuldet ist, dass die Un-

tersuchungen ohne Berücksichtigung von Kavitation durchgeführt wurden, was negative Drücke auf numerischem Wege erst ermöglicht. Die Autoren bestätigten damit die auch für glatte Kontakte geltende Voraussetzung kleiner REYNOLDS-Zahlen für die Anwendung der reynoldsschen Gleichung. Auch SAHLIN et al. [116] wiesen auf Abweichungen bei Kontakten mit hoher REYNOLDS-Zahl hin und begründeten damit später die vorangegangenen Aussagen. ODYCK und VENNER [180] untersuchten die Genauigkeit der REYNOLDS-Gleichung im Zusammenspiel mit einzelnen Texturelementen innerhalb des Schmierspaltprofiles. Sie zeigten, dass größere Fehler erst auftreten, wenn die Wellenlänge eines sinusförmigen Texturelementes größer als das Zehnfache der Schmierfilmdicke wurde. Anstelle eines starren Schmierspaltprofils nutzten ALMQVIST et al. [181] einen EHD-Linienkontakt durch den eine Erhebung läuft. Sie behandelten damit prinzipiell das Gegenteil einer vertiefenden Textur. Für ein kleines Verhältnis von Amplitude zu Wellenlänge einer Einzelerhebung konnten Sie schließlich nur sehr kleine Unterschiede nachweisen. In [182] zeigten sie zudem, dass erst ab einem Verhältnis aus Schmierfilmdicke zur Wellenlänge der Erhebung größer als 0,01 ein nennenswerter Unterschied durch die Anwendung der NAVIER-STOKES-Gleichungen ersichtlich wurde. Für den Fall gasgeschmierter Parallelspalte traten bei FELDMANN et al. [183] vor allem lokale Unterschiede in der Druckverteilung auf, die aber keinen nennenswerten Einfluss auf das Tragdruckverhalten des Gesamtkontaktes besaßen. Zudem begründeten sie, dass selbst bei ungünstigen Größenverhältnissen zwischen Textur und Spalt die REYNOLDS-Gleichung immer als konservative Abschätzung gelten kann. LI et al. [184] zeigten im Fall sehr großer Schmierspalte ($> 0,1$ mm) und rechteckiger Texturquerschnitte in einem konvergierenden Spalt, dass bereits eine Texturamplitude größer 10 % des Spaltes zu einem um 20 % geringeren Druck bei Berechnungen mit der REYNOLDS-Gleichung führte. Die Arbeiten von DOBRICA und FILION [185] wiesen schließlich darauf hin, dass neben der REYNOLDS-Zahl auch das Verhältnis von Strukturlänge zu -tiefe einen signifikanten Einfluss auf die Gültigkeit der REYNOLDS-Gleichung besitzt. Es muss ausreichend groß sein (flache Texturen), damit der Fehler klein ist.

Zusammenfassend sind bei hydrodynamischen Gleitkontakten vor allem große Schmierspalte oberhalb der Mikrometerskala und Texturen mit einer Tiefe, die einem Vielfachen der Schmierspalthöhe entsprechen, problematisch. Für lasertexturierte hydrodynamische Kontakte und deren prozessbedingt resultierende Abmessungen der Texturelemente bewertet ETSION [123] die REYNOLDS-Gleichung hingegen als meist ausreichend genau. Für die in dieser Arbeit behandelten EHD-Kontakte, bei denen aus der hohen Viskosität noch kleinere Werte für Re folgen und ebenfalls Schmierfilm und Texturen sehr dünn bzw. flach ausfallen, dürfte daher eine zu ETSION vergleichbare Schlussfolgerung Gültigkeit besitzen. Es werden daher für die vorliegende Arbeit alle Berechnungen mittels der REYNOLDS-Gleichung durchgeführt.

3.5 Berücksichtigung der Oberflächengeometrie und -mikrotextruktur in der Hydrodynamik

Bisher wurde der Schmierspalt h in allen Gleichungen als variable Größe behandelt, aber nicht näher bestimmt. Für eine Berechnung ist der Schmierspalt jedoch mathematisch zu beschreiben. Dabei ist zwischen den Formen des Kontaktflächenpaars (Makrogeometrie), der Oberflächenfeinstruktur (Mikrogeometrie) und bei hoher Belastung dem Anteil aus elastischer bzw. elastoplastischer Deformation der Kontaktkörper bzw. auch der Oberflächenfeintextur zu unterscheiden. Auf den Anteil aus Deformation geht Abschnitt 3.10 ein. Dieser kann nicht von vornherein angegeben werden, sondern steht in direktem Zusammenhang mit der Beanspruchung des tribologischen Kontaktes, ist also iterativ zu bestimmen. Für die zunächst starr angenommene Makro- und Mikrogeometrie können hingegen lastunabhängige Gleichungen formuliert werden.

3.5.1 Makrogeometrie

Zur Beschreibung der Makrogeometrie wird zunächst von ideal glatten Oberflächen des Wirkflächenpaars ausgegangen. Konforme Kontakte wie Gleitlager sind dabei beispielsweise durch zwei ineinander liegende, achsparallele Zylinder definiert, siehe Bild 3.3a). Eine Krümmung der Zylinder in Achsrichtung liegt meist nicht vor. Kontraformale Kontakte hingegen werden, wie bei der Bestimmung der Beanspruchung nach Abschnitt 2.1.3, meist in ein reduziertes Modell aus einem gekrümmten Körper und einer Ebene überführt, wie dies Bild 3.3b) für den Punkt- und Linienkontakt illustriert.

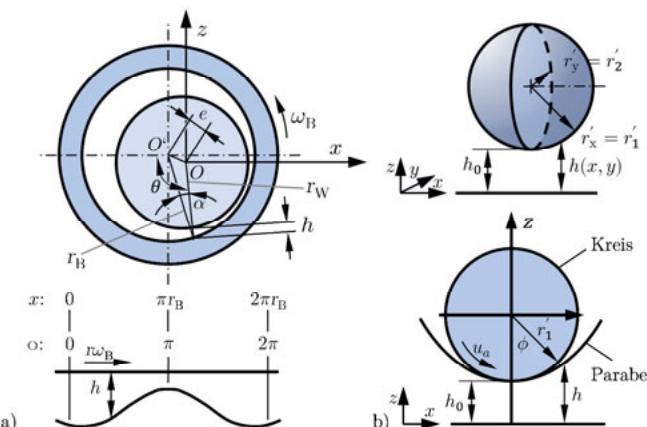


Bild 3.3: Makroskopische Beschreibung der Schmierspaltgeometrie a) für konforme Kontakte, b) für allseitig gekrümmte, kontraforme Kontakte durch Reduktion auf äquivalenten Kontaktzustand mit einem gekrümmten Körper und einer Ebene nach [186]

Beim konformen Kontakt kann die Spaltgeometrie mit einem ebenen Ansatz, mittels des Sinussatzes [187] und dem Winkel ϕ bezogen auf den Zapfenmittelpunkt, durch

$$h = r_B \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r_B}\right)^2 \sin^2 \theta} - r_W + e \cos \theta \quad 3.26$$

beschrieben werden. Der Wurzelterm ist dabei eine Kreisgleichung die durch einen Polynomansatz nach der MACLAURIN-Formel [187] ausgedrückt werden kann. Wird berücksichtigt, dass $e/r_B \ll 1$, so können alle Terme höherer als zweiter Ordnung vernachlässigt werden. Fließt zudem mit ein, dass e/r_B meist in der Größenordnung 10^{-3} liegt, so kann auch der quadratische Term entfallen [23]. Es ergibt sich somit [186]:

$$h = (r_B - r_W) \left(1 + \frac{e}{r_B - r_W} \cos \theta\right). \quad 3.27$$

Bei kontraformen Kontakten erfolgt zunächst, zur anschaulichereren Darstellung, die Überführung in einen äquivalenten Kontaktzustand aus gekrümmtem Körper und einer Ebene nach Gleichung 2.10. Weiter vereinfachend wird dann nur der Linienkontakt, bzw. die erste Hauptkrümmungsebene der Kugel, in der unteren Hälfte von Bild 3.3b) betrachtet. Die Spaltgeometrie in dieser Ebene ist mit einer Kreisfunktion beschreibbar:

$$h = h_0 + r'_1 - r'_1 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{r'_1}\right)^2}. \quad 3.28$$

Der Kreis ist um den Abstand zwischen gekrümmtem Körper und Ebene h_0 verschoben. Der Wurzelterm der Gleichung wird ebenfalls nach der MACLAURIN-Formel [187] durch eine Polynomreihe ersetzt. Im Kontaktbereich ist $x \ll r'_1$ und damit x^2/r'^2_1 sowie die Terme höherer Ordnung $\ll 1$. Es ergibt sich die parabolische Näherung [186]

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r'_1}. \quad 3.29$$

Diese Approximation hat für den bei der Berechnung interessanten Bereich $x/r'_1 < 0,1$ einen Fehler $< 0,2\%$ [24]. Analog kann auch für die zweite Hauptkrümmungsebene vorgegangen werden so dass für den Kontakt Ellipsoid/Ebene für den Schmierspalt gilt:

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r'_1} + \frac{y^2}{2r'_2}. \quad 3.30$$

3.5.2 Mikrogeometrie

Unter der Mikrogeometrie wird die der Makrogeometrie überlagerte Oberflächenfeintextur verstanden. Es können hierbei zwei mikrogeometrische Fälle unterschieden werden. Einerseits ist dies der Einfluss der Oberflächenrauheit. Ihre Ausprägung ist im Wesentlichen durch das maschinelle Endbearbeitungsverfahren gegeben. Sie kann sowohl

stochastisch, unregelmäßig als auch partiell gerichtet ausfallen (siehe später). Der Abstand zwischen zwei unterschiedlichen Höhenniveaus bzw. Rauheitsspitzen beträgt bei aktuellen Endbearbeitungsverfahren typischerweise weniger als ein bis mehrere Mikrometer. Auf der anderen Seite sind diskrete Mikrotexturen zu sehen, deren laterale Ausprägung bei wenigen zehn Mikrometern beginnt und bis zu mehreren hundert Mikrometern groß werden kann. Diese diskreten Mikrotexturelemente werden gezielt durch einen zusätzlichen Bearbeitungsschritt erzeugt und stehen im Fokus dieser Arbeit. Auf ihre Herstellung und mathematische Beschreibung geht daher Abschnitt 5.2 ausführlich ein. Hier soll der prinzipielle Einfluss der Mikrogeometrie und deren Berücksichtigung in der Beschreibung des Schmierspaltes bzw. der Hydrodynamik erläutert werden.

Im Allgemeinen kann bei großen Spaltweiten auf die Berücksichtigung der Oberflächenrauheit in der Berechnung geschmierter Kontakte verzichtet werden. Diese hat bei diesen keinen nennenswerten Einfluss auf die Hydrodynamik im Kontakt, die dann wesentlich durch die Makrogeometrie bestimmt ist [188]. Anders verhält es sich bei mikrotexturierten Oberflächen, wie dies bei den hydrodynamischen Gleitkontakten in Abschnitt 2.2.2 erläutert wurde. Sinkt die Spaltweite nimmt der Einfluss der Rauheitsspitzen bzw. auch der später zu betrachtenden diskreten Mikrotexturelemente auf die Fluidströmung zu. Man spricht in diesem Zusammenhang von der Mikrohydrodynamik. Dieser Einfluss kann sowohl positiv als auch negativ auf den Schmierfilm- und Druckaufbau im Kontakt sein. Um ihn zu berücksichtigen kann die Mikrogeometrie direkt in die Spaltbeschreibung einfließen oder die REYNOLDS-Differentialgleichung um entsprechende Einflussfaktoren, genannt Flussfaktoren, erweitert werden.

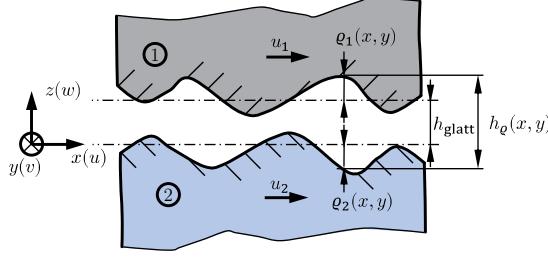


Bild 3.4: Schmierspalt unter Berücksichtigung lokaler Rauheitsamplituden

Soll die Mikrogeometrie vollständig in die Berechnung des EHD-Kontaktes einfließen, so ist Gleichung 3.29 bzw. 3.30 um die lokalen Rauheitsamplituden $\varrho_{1,2}$ der beiden Oberflächen zu erweitern. Die Rauheitsamplituden werden dazu auf den arithmetischen Mittelwert der jeweiligen Oberfläche bezogen, siehe Bild 3.4. Eine Rauheitsspitze wird dadurch zu einer negativen Rauheitsamplitude und reduziert den Schmierspalt. Die beiden Mittelebenen der Oberflächen bilden dann den nominalen Schmierspalt. Es gilt:

$$h_\varrho(x, y) = h_{\text{glatt}}(x, y) + \varrho_1(x, y) + \varrho_2(x, y). \quad 3.31$$

Analog wird bei der Berücksichtigung diskreter Mikrotexturelemente, deren mathematische Beschreibung in Abschnitt 5.2 aufgegriffen wird, vorgegangen.

Zur Bestimmung der Rauheitsamplituden können reale Bauteiloberflächen gemessen oder, auf Basis stochastischer Methoden, künstliche Oberflächen errechnet werden. Zur Messung der Oberflächenfeinstruktur stehen im Wesentlichen das Tastschnitverfahren [189], bei dem mehrere Einzellinienmessungen zu einer Flächenmessung kombiniert werden müssen, optische Verfahren, wie die konfokale Weißlicht-Mikroskopie [190] oder konfokale Laser-Scanning-Mikroskopie [191], zur Verfügung. Statistische Verfahren errechnen durch Vergleich mit zuvor festgelegten Oberflächenkenngrößen (siehe z. B. DIN EN ISO 25178-2 [192]) die Verteilung der Rauheitsspitzen und -täler.

Wird die reale Mikrogeometrie in der Berechnung verwendet, so zwingt dies zur Verwendung vergleichsweise feiner Berechnungsgitter mit Gitterpunktabständen von einem Mikrometer und weniger. Zudem muss im Bereich der Mischreibung ggf. die Interaktion der Rauheitsspitzen und die dabei resultierende elasto-plastische Deformation dieser geeignet bestimmt werden. Dies führt alleine, und erst recht in der Kombination mit der Lösung der Hydrodynamik, zu hohen Rechenzeiten. Daher wurde von PATIR und CHENG [193, 194] ein Verfahren entwickelt, das einen idealisierten glatten Kontakt berechnet, bei dem der Einfluss der Mikrogeometrie, durch von ihnen so benannte Flussfaktoren repräsentiert wird. Die Flussfaktoren ϕ werden getrennt für den druckströmungsinduzierten Anteil ϕ_p , durch einen lokal veränderten Spalt und den scherströmungsinduzierten Anteil ϕ_s , durch die Relativbewegung der Rauheitsspitzen bestimmt und berücksichtigt. Für den isothermen und newtonischen Fall kann dann die REYNOLDS-Gleichung nach PATIR und CHENG neu formuliert werden [193]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\phi_{i,p} \frac{\rho h_{\text{glatt}}^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x_i} \right] = \frac{u_{i,1} + u_{i,2}}{2} \frac{\partial(\rho h_{\text{glatt}})}{\partial x_i} + \frac{u_{i,2} - u_{i,1}}{2} \sigma \frac{\partial(\rho \phi_{i,s})}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho h_{\text{glatt}})}{\partial t}. \quad 3.32$$

Für das Schmierverhältnis $\lambda \rightarrow \infty$ erreichen die Flussfaktoren ihre Grenzwerte $\phi_{i,p} = 1$ bzw. $\phi_{i,s} = 0$. Die Gleichung geht dann wieder in Gleichung 3.15 über. Ansonsten ist ein Druckflussfaktor größer Eins gleichbedeutend mit einem vermindernden Druckaufbau, ein Druckflussfaktor kleiner Eins mit einem verstärkten Druckaufbau. Der Scherflussfaktor kann nur Werte größer als Null annehmen und verstärkt dann den Druckaufbau.

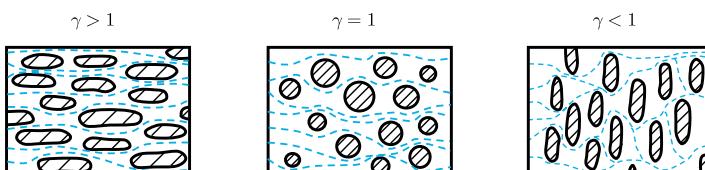


Bild 3.5: Typische Verteilung der lokalen Kontaktflächen rauer Oberflächen bei a) längs orientierter Mikrotexturen, b) isotroper Oberfläche und c) quer orientierter Mikrotexturen und deren Zuordnung zu PEKLENIK-Faktoren γ ; gestrichelte Linie symbolisiert Fluidströmung; nach [193]

Durch die mechanische Bearbeitung der Oberflächen ergeben sich häufig Vorzugsrichtungen der Verteilung der Rauheitsmerkmale, beispielsweise durch Dreh- oder Fräserien. Man spricht in solchen Fällen von anisotropen Oberflächen. Um die räumliche Ausrichtung der Oberflächentextur quantifizieren zu können hat PEKLENIK [195] einen nach ihm benannten Kennwert, den PEKLENIK-Faktor γ , entwickelt. Es handelt sich bei diesem um den Quotienten der charakteristischen Korrelationslängen der zwei zueinander orthogonalen Messrichtungen. Ein Faktor $\gamma > 1$ bedeutet eine longitudinale, $\gamma < 1$ eine transversale und $\gamma = 1$ eine isotrope Orientierung der Rauheiten. Bild 3.5 zeigt abstrahiert die lokale Kontaktflächenverteilung beim Kontakt zweier rauer Oberflächen und die dabei entstehende Fluidströmung. Es wird deutlich, dass durch eine transversale Orientierung die Strömung behindert wird, die Fluidmoleküle also einen längeren Weg zurücklegen müssen. Dies drückt sich auch in den von PATIR und CHENG [193] bestimmten Flussfaktoren aus. In Bild 3.6 sind die Druck- und Scherflussfaktoren für unterschiedliche PEKLENIK-Faktoren aufgetragen. Mit zunehmender transversaler Orientierung steigen auch der durch die Oberflächentextur bedingte Druckaufbau sowie die zusätzliche Scherströmung. Dies steht in Einklang mit in Abschnitt 2.2 zitierten Quellen für diskrete Mikrotexturelemente bei niedrigen Kontaktpressungen, bei denen ebenfalls eine orthogonale Orientierung der Texturelemente die Reibung verbessert.

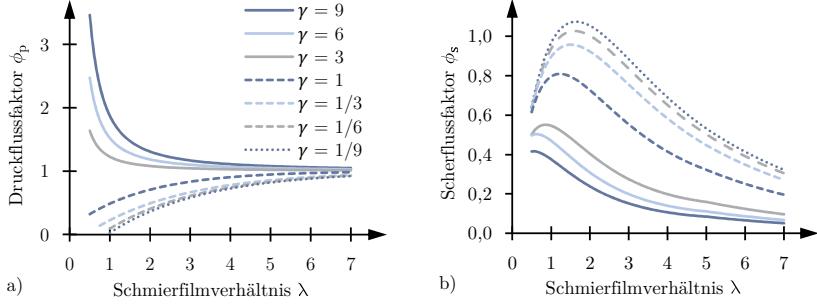


Bild 3.6: Verlauf des a) Druck- und b) Scherflussfaktors mit variierenden PEKLENIK-Faktoren; nach [193, 194]

Die Flussfaktoren wurden von PATIR und CHENG [193] für stochastisch modellierte Oberflächen, bei denen sich die Rauheitsspitzen nicht deformieren sondern durchdringen, im Falle hydrodynamischer Kontakte bestimmt. Durch die zugelassene Durchdringung handelt es sich bei diesem Ansatz nicht um eine physikalisch korrekte, sondern rein theoretische Betrachtung, die aber von weiteren Autoren aufgegriffen und an verschiedenen Stellen erweitert wird, siehe beispielsweise eine Übersicht in [188]. Exemplarisch soll LAGEMANN [196] herausgegriffen werden, der ein Halbraummodell nutzt, um die elastisch-plastische Deformation der Rauheitsspitzen abzubilden. Neben statistisch generierten Oberflächen verwendet er auch gemessene Oberflächen verschiedener End-

bearbeitungsverfahren zur Berechnung der Flussfaktoren. Er zeigt, dass bei kleinen λ die Deformation zu einer Glättung der Druck- und Scherflussfaktoren führt, bei großen λ hingegen kein Unterschied zu den Ergebnissen in [193] besteht.

Prinzipiell könnten Flussfaktoren auch zur Berechnung von Kontakten mit diskreten Mikrotexturen eingesetzt werden, siehe beispielsweise LAGEMANN [196] oder SCARAGGI [197–199] für konforme Gleitkontakte. Allerdings erfolgt die Bestimmung der Flussfaktoren für eine konstante, nominelle Spalthöhe [188]. Sie geben damit nur einen lokal konstanten Ausschnitt des Schmierspaltprofiles korrekt wieder. Die diskreten Mikrotexturen erreichen aber durchaus laterale Abmessungen in der Größenordnung der halben Kontaktbreite. Die Berechnung der Flussfaktoren müsste nun auf einem Gebiet größer oder gleich der Kontaktfläche erfolgen. Zudem besteht in kontraformen Kontakten eine starke Wechselwirkung zur elastischen Deformation, die das Schmierspaltprofil lokal beeinflusst und die Annahme eines konstanten Spaltprofiles verhindert. Zudem wird, wie von VENNER [200] festgehalten, schon bei der Berechnung rauer EHD-Kontakte durch die integrale Schmierfilmhöhe die Rückwirkung aus der Deformation der Rauheitsspitzen auf die Schmierfilmhöhe vernachlässigt, was vor allem bei der Berechnung von Linienkontakten in größeren Abweichungen resultiere. In der Summe sind daher bei einer integralen Betrachtung nach PATIR und CHENG, gerade bei gegenüber der Rauheit vergleichsweise großkaligen Mikrotexturen, größere Abweichungen im Berechnungsergebnis zu erwarten. Die diskreten Mikrotexturen müssen somit direkt in die Kontaktberechnung einfließen und können nicht durch Flussfaktoren modelliert werden. Die hierzu notwendige mathematische Beschreibung wird in Abschnitt 5.2 ausgeführt.

3.6 Kavitation

Kavitation ist die Unterbrechung einer kontinuierlichen Flüssigphase durch Hohlräume aus Gas oder Dampf bzw. einer Mischung aus beidem. Sie ist meist als strömungsmechanischer Vorgang in Wasser bekannt und führt dort beispielweise an Kraftwerksturbinen oder Schiffspropellern zu Kavitationsschläden (Kavitationsfraß). Aber auch im Bereich der geschmierten Kontakte hat die Kavitation eine essentielle Bedeutung, die bereits REYNOLDS [176] in Betracht zog. Die Kavitation in Schmierstoffen kann als eine von drei Formen auftreten [201]: bei der *Gaskavitation* (weiche Kavitation) wird in der Flüssigkeit gelöstes Gas freigesetzt, sobald der Sättigungsdampfdruck unterschritten wird oder Gas zur Bildung der Kavitationsblase aus der Umgebung zugeführt. Unter *Pseudo-Kavitation* versteht man eine Form der gasförmigen Kavitation, bei der sich eine vorhandene Gasblase durch Diffusion von Flüssigkeit in die Gasphase weiter ausdehnt. Schließlich ist die *Dampfkavitation* (harte Kavitation) der thermodynamische Vorgang zur Bildung von Dampfblasen bei Unterschreiten des Dampfdruckes der Flüssigkeit. Bei wieder ansteigendem Druck implodieren die Gasblasen schlagartig, woraus

die genannten Oberflächenschäden resultieren können. In Tribokontakten tritt vermutlich eine Kombination aus harter und weicher Kavitation auf, wobei Dampfkavitation mit sinkendem Druck dominiert [188]. Einen umfassenden Literaturüberblick zu Kavitation in Tribokontakten liefern DOWSON und TAYLOR [202] und BRAUN und HANNON [201]. Nachfolgend wird nur auf die wesentlichen Zusammenhänge eingegangen.

Die erste Lösung der REYNOLDS-Gleichung erfolgte durch SOMMERFELD [203] mittels trigonometrischer Substitution. Die resultierende Druckverteilung ist heute unter dem Namen SOMMERFELD-Lösung bekannt und durch eine punktsymmetrische Druckkurve mit gleich großem positivem wie negativem Druckanteil charakterisiert, Bild 3.7a). Der negative Druckteil beginnt am Übergang des konvergierenden in den divergierten Schmierspalt. Damit dieses Ergebnis physikalisch korrekt ist, muss die Flüssigphase in der Lage sein erhöhte Zugspannungen zu übertragen, was nach BERTHOLET [204] und REYNOLDS [205] unter bestimmten Bedingungen möglich, für tribologische Kontakte aber unwahrscheinlich [201] ist. Daher wurden in der Vergangenheit verschiedene Modellansätze entwickelt um eine physikalisch korrekte(re) Druckverteilung zu erhalten.

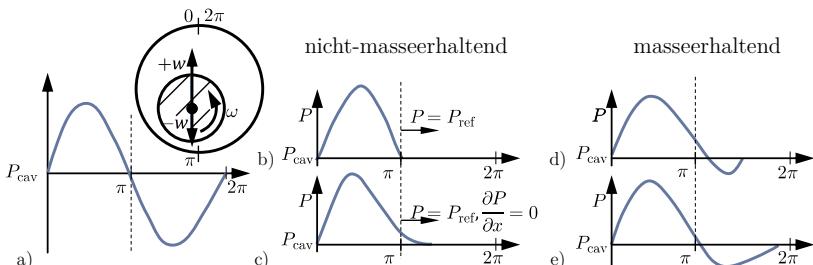


Bild 3.7: Qualitative Druckverteilung eines hydrodynamischen Radialgleitlagers mit exzentrischer Welle bei Berechnung mit verschiedenen Kavitationsmodellen: a) SOMMERFELD-LÖSUNG; b) GÜMBEL-Randbedingung; c) REYNOLDS- oder SWIFT-STIEBER-Randbedingung; d) JFO-Kavitationsmodell; e) ELROD-Kavitationsmodell

Die entwickelten Modelle lassen sich in zwei Gruppen untergliedern: nicht-masseerhaltende und masseerhaltende Kavitationsmodelle, also Modelle die die Kontinuitätsgleichung (Massenstrombilanz) verletzen oder einhalten. Der erste Ansatz stammt von GÜMBEL [206], der ab der Stelle des kleinsten Spaltes bis zum Spaltende von einem konstanten Kavitationsdruck p_{cav} ausgeht (siehe Bild 3.7b). Dieser gehört damit zur Gruppe der nicht-masseerhaltenden Ansätze. Die nach ihm benannte gümbelsche Randbedingung oder halbe-SOMMERFELD-Randbedingung (da als Lösung nur die Hälfte der Sommerfeld-Lösung resultiert) lautet daher: für $p < 0$ gilt $p = p_{cav}$. Eine bessere Alternative zu diesem Ansatz wurde, unabhängig voneinander, durch SWIFT [207] und STIEBER [208] entwickelt. Beide setzten voraus, dass am Beginn des Kavitationsbereiches der Druckgradient zu Null wird und der Druck ab diesem Punkt dem Kavitationsdruck entspricht. Dadurch ist im Kavitationsgebiet nur noch der

COUETTE-Term für die Fluidbewegung verantwortlich. Zudem ist der Übergang zwischen Druck- und Kavitationsgebiet stetig und damit die Massenerhaltung im Druckgebiet erfüllt. Jedoch wird im Kavitationsgebiet die Massenerhaltung weiterhin verletzt. Die SWIFT-STIEBER-Randbedingung oder auch REYNOLDS-Randbedingung lautet damit:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial y} = 0, p = p_{\text{cav}} . \quad 3.33$$

Die Lage des Kavitationsgebietes ist bei diesem Ansatz nicht von vornherein bekannt und muss daher iterativ bestimmt werden. Zur numerischen Umsetzung hat sich bei der Lösung der REYNOLDS-Gleichung mit einem FE-Ansatz ein sogenanntes Penalty-Verfahren nach WU [209] bewährt. Bei diesem werden in jeder Iteration negative Drücke durch einen der REYNOLDS-Gleichung hinzugefügten Penalty-Term kompensiert. Dies erfolgt, indem die negativen Drücke mit einer ausreichend großen Zahl P_f (penalty-Faktor) multipliziert werden, wodurch sich das Residuum der Lösung verschlechtert und somit über die Iterationen eine Drucklösung im Kavitationsgebiet gegen Null erzwungen wird. Die Umsetzung zeigt im weiteren Verlauf der Arbeit Gleichung 5.1. Das Verfahren zeichnet sich durch eine einfache Implementierung aus und wird, aufgrund der in Abschnitt 5.1.1 gezeigten Ergebnisse, für diese Arbeit verwendet.

Weiterhin existieren verschiedene masseerhaltende Kavitationsmodelle. Diese können in zwei Hauptgruppen untergliedert werden. Zum einen sind dies vergleichsweise komplexe Modelle, die die Kavitation mit der Ausbildung und Bewegung einzelner Bläschen erfassen. Man bezeichnet sie deshalb als bläschendynamische Modelle. Sie berücksichtigen neben den bläschendynamischen Vorgängen auch thermische und thermodynamische Gleichgewichtsbeziehungen bei der Entstehung und dem Zerfall der Blasen. Eingesetzt werden sie vor allem bei der Gleitlagerberechnung aufgrund der dort auftretenden Schaumbildung im Schmierstoff. Ein typischer Vertreter ist das Modell von PEEKEN und BENNER [210]. Ob die Modelle für EHD-Kontakte (höhere Drücke, steilere Druckgradienten) geeignet sind bleibt unklar [188]. Sie werden daher nicht weiter ausgeführt.

Zum anderen gehören zur Gruppe der masseerhaltenden Modelle solche, die von einem konstanten Kavitationsdruck p_{cav} im Kavitationsgebiet ausgehen. Sie alle haben ihren Ursprung in den, teilweise unabhängigen, Arbeiten von JAKOBSON, FLOBERG und OLSSON [211–214]. Das Modell wird nach ihnen meist als JFO-Kavitationsmodell in der Literatur angegeben. Die Autoren gehen davon aus, dass der Schmierstoff zwischen den aus Kavitation entstehenden Gas-/Dampfvolumen transportiert wird, wobei sich die Kavitationsbereiche im Gegensatz zu SWIFT-STIEBER auch wieder schließen können. Sie stellen dazu die notwendigen Randbedingungen für die Grenze zwischen Fluid und Kavitationsbereich auf, siehe beispielsweise [201]. Die numerische Umsetzung erfolgte später durch verschiedene andere Autoren, u. a. von ELROD und ADAMS [215, 216]. Sie entwickeln hierzu eine einfachere Möglichkeit der Massenerhaltung bei Kavitation Rechnung zu tragen: die Einführung einer dimensionslosen Dichtevariable bzw. des

Dichtevehältnisses $\theta = \rho / \rho_{\text{cav}}$. Dieses kann unter Zuhilfenahme einer Schaltfunktion in die REYNOLDS-Gleichung integriert werden, woraus eine Gleichung resultiert, die sowohl im gefüllten Spalt als auch in den Kavitationsregionen Gültigkeit besitzt. Dieser, nach einem der Autoren benannte, ELROD-Algorithmus wurde von verschiedenen Autoren aufgegriffen und auch teilweise modifiziert. Als einige verbreitete Modifikationen seien BREWE [217] sowie VIJAYARAGHAVAN und KEITH [218, 219] genannt.

Die numerische Lösung des Schmierungsproblems erfolgt für den ELROD-Algorithmus jedoch meist mittels Finite-Differenzen(FD)-Verfahren. Einen sehr ähnlichen Ansatz, aber für eine FE-Formulierung angepasst, schlagen KUMAR und BOOKER [220, 221] vor. Anstelle des Dichtevehältnisses θ wird die Dichte gesucht. Das Fluid wird als inkompressibel, die Kavitationsbereiche hingegen als kompressibel angenommen. Damit gilt für die Mischdichte und -viskosität der zweiten Phase bzw. das Kavitationsgebiet [220]

$$0 \leq \rho_{\text{mix}} \leq \rho_{\text{liq}}, 0 \leq \eta_{\text{mix}} \leq \eta_{\text{liq}} \text{ und } \theta = \frac{\rho_{\text{mix}}}{\rho_{\text{liq}}} = \frac{\eta_{\text{mix}}}{\eta_{\text{liq}}}. \quad 3.34$$

Somit kann eine angepasste REYNOLDS-Gleichung formuliert werden:

$$\nabla \cdot \left[\frac{\rho_{\text{liq}} h^3}{12 \eta_{\text{liq}}} \nabla p \right] = \frac{\partial (\rho_{\text{mix}} h)}{\partial t} + \frac{u_{i,1} + u_{i,2}}{2} \nabla (\rho_{\text{mix}} h). \quad 3.35$$

Diese ist lösbar, da im Kavitationsgebiet der Druck $p_{\text{cav}} = 0$ und im Druckgebiet die Dichte ρ_{liq} und Viskosität η_{liq} bekannt sind. Unter Vernachlässigung der Masse von Gas- bzw. Dampfphase entspricht das Dichtevehältnis dem Spaltfüllungsgrad [188]. Ersetzt man daher in Gleichung 3.35 die Mischdichte durch $\rho_{\text{mix}} = \theta \rho_{\text{liq}}$ so ist die gesuchte Variable der Spaltfüllungsgrad. Mathematisch handelt es sich damit um ein lineares Komplementaritätsproblem. Dieses kann nach WIJNANT [222] unter Berücksichtigung der Komplementaritätsbedingung

$$p(x, y, t)(1 - \theta(x, y, t)) = 0 \text{ mit } p(x, y, t) \geq 0 \text{ und } 0 < \theta(x, y, t) \leq 1 \quad 3.36$$

gelöst werden. Als numerisches Lösungsverfahren eignet sich beispielsweise ein Pivoting-Algorithmus, dessen Ursprünge in der mathematischen Optimierung liegen. Dazu ist neben den Druckrandbedingungen auch der Spaltfüllungsgrad θ im Einlauf vorzugeben. Hierdurch ist es möglich, Mangelschmierungseffekte (engl. starvation) in der Berechnung zu berücksichtigen, indem der Spaltfüllungsgrad am Rand des Berechnungsgebietes kleiner Eins gewählt wird [222]. In der vorliegenden Arbeit wird jedoch immer von Vollschmierungsbedingungen ausgegangen, weshalb auf die Berücksichtigung der Mangelschmierung durch teilweise numerisch aufwändige Verfahren verzichtet wird.

Eine weitere Möglichkeit zur Umsetzung masseerhaltender Kavitationsmodelle besteht darin, die Mischdichte als Funktion des Druckes in der REYNOLDS-Gleichung zu berücksichtigen. Es ist dadurch nicht mehr notwendig eine weitere Lösungsvariable in Form der Mischdichte oder dem Spaltfüllungsgrad in das Gleichungssystem einzubringen.

gen. Erste in diese Richtung gehende Arbeiten können beispielsweise bei FENG und HAHN [223] gefunden werden. Sie nutzten eine vergleichsweise komplexe Hyperbelfunktion für die Mischdichte. Ebenfalls eine die Dichte reduzierende Hyperbelfunktion der Form $-1/x$ wurde in den Arbeiten von DIAZ und SAN ANDRÉS [224] sowie SZAVAI und KOVACS [225, 226] vorgeschlagen. Letztere verwendeten für die Mischdichte einen vergleichsweise einfachen Ansatz [226]:

$$\rho_{\text{mix}} = \rho_{\text{liq}} \frac{1}{\gamma(p)(p_{\text{cav}} - p) + 1} \quad \text{bzw.} \quad \theta = \frac{1}{\gamma(p)(p_{\text{cav}} - p) + 1}. \quad 3.37$$

Die Funktion $\gamma(p)$ ist hier eine Penalty-Funktion die für $p > p_{\text{cav}}$ zu Null und für $p < p_{\text{cav}}$ zu einer hinreichend großen Zahl P_f wird und somit zu einer sowohl im Druck- als auch im Kavitationsgebiet gültigen Mischdichte führt. Analog wird für die Viskosität vorgegangen, siehe Gleichung 3.34. Ansätze, Kavitation durch eine Extrapolationsfunktion der Dichte in den Bereich negativer Drücke zu berücksichtigen, können auch bei CFD-Berechnungen von EHD-Kontakten gefunden werden. ALMQVIST und LARSSON [227] schlugen hierzu ein Polynom zweiter Ordnung vor. Sie wiesen aber auch darauf hin, dass hierfür prinzipiell beliebige Funktionen verwendet werden können, deren Unterschied in der resultierenden Drucklösung marginal ist, solange die Gradienten der Dichte ausreichend glatt sind. Dieser Polynomansatz wurde in der Folge auch in den Arbeiten von BRUYERE et al. [228] aufgegriffen.

Einen kurzen Vergleich zwischen einem nicht-masseerhaltenden und einem masseerhaltenden Kavitationsalgorithmus im Falle der Vollschmierung wird in Abschnitt 5.1.1 ausgeführt. Hierzu kommt als Vertreter für ersten die Penalty-Methode nach WU und für letzteren ein Ansatz mit variabler Dichte zum Einsatz. Der Vergleich erfolgt im Falle eines hydrodynamischen Kontaktes mit einer CFD-Lösung mit Zwei-Phasen-Kavitationsmodell und im Falle des EHD-Kontaktes untereinander. Es zeigt sich, dass im Bereich der EHD-Kontakte auch ein nicht-masseerhaltendes Modell, das die REYNOLDS-Randbedingung erfüllt, eine ausreichend genaue Lösung liefert.

3.7 Berechnung der Temperaturverteilung

Werden, wie in Abschnitt 3.8 erläutert, die Dichte und Viskosität als abhängig von der Temperatur betrachtet, ist die Temperatur im Schmierspalt eine Voraussetzung zur Lösung des thermischen EHD-Problems. Ein thermischer Einfluss im Schmierspalt ist vor allem bei höher belasteten EHD-Kontakten mit hohen hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten oder einem hohen Schlupf relevant. Zur Temperaturbestimmung im Schmierfilm ist eine Lösung des Wärmeleitungsproblems in Form einer Differentialgleichung für das Temperaturfeld notwendig. Bild 3.8 zeigt das Wärmeübertragungsproblem eines EHD-Linienkontaktes in einer schematisch vereinfachten Form.

Soll das thermische Problem gelöst werden, so sind die Vorgänge der Wärmeleitung und Konvektion im Schmierspalt und den Kontaktkörpern als auch der Wärmeentstehung im Schmierspalt numerisch zu lösen. Wärmestrahlung und chemische Reaktionen können im EHD-Kontakt vernachlässigt werden. Das Wärmegleichgewicht kann dann unter Berücksichtigung der Wärmequellen Q_ϑ geschrieben werden als ($i = 1,2,3$)

$$\underbrace{\rho c \frac{\partial \vartheta}{\partial t} + \rho c (u_i \cdot \nabla \vartheta)}_{\text{Konvektion}} - \underbrace{\nabla \cdot (\lambda_i \nabla \vartheta)}_{\text{Wärmeleitung}} - \underbrace{Q_\vartheta}_{\text{Wärmequelle}} = 0 . \quad 3.38$$

Dabei sind die Dichte ρ , die Wärmekapazität c und die (ggf. richtungsabhängige) Wärmeleitfähigkeit λ_i Eigenschaften des Schmierstoffes, siehe Abschnitt 3.8.

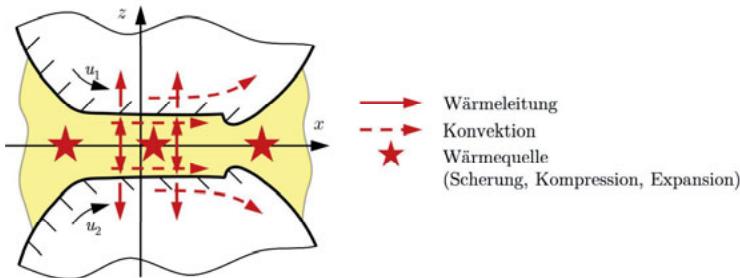


Bild 3.8: Schematische Darstellung des Wärmeleitungsproblems in EHD-Kontakten als Längsschnitt entlang der x -Achse

Die Konvektion wird durch transiente Effekte und das Strömungsfeld u_i mit seinen jeweiligen Komponenten nach Gleichungen 3.10 und 3.11 (newtonsches Fluid) bzw. 3.18 und 3.19 (nicht-newtonsches Fluid) sowie die Oberflächengeschwindigkeiten des Wirkflächenpaars nach Bild 3.1 bestimmt. Das bedeutet, dass keine z -Terme im Konvektionsterm vorhanden sind. Aufgrund des im Vergleich zu den lateralen Kontaktabmessungen sehr dünnen Schmierfilms kann die Wärmeleitung im Schmierfilm in guter Näherung, siehe beispielsweise LIN et. al [229] oder KIM et. al [230], nur in Spalthöhenrichtung gelöst und die x - und y -Komponente vernachlässigt werden. Hierdurch vereinfacht sich die im Schmierspalt zu lösende Gleichung etwas.

Als Wärmequellen fungieren im Schmierspalt des EHD-Kontakts die Kompression des Schmierstoffes am Kontaktteintritt bzw. dessen Expansion beim Austritt sowie die Scherung des Schmierstoffes bei einer Differenzgeschwindigkeit (Schlupf) des Wirkflächenpaars. Die Wärmequellen des Schmierstoffes lassen sich damit ausdrücken als

$$Q_{\vartheta, \text{Schmierstoff}} = \underbrace{\beta_\rho \vartheta \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_i \cdot \nabla p \right)}_{\text{Kompression oder Expansion}} + \underbrace{\eta \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial z} \right)^2 \right]}_{\text{Reibung}} . \quad 3.39$$

Der thermische Volumenausdehnungskoeffizient β_ρ ist ebenfalls eine Schmierstoffeigenschaft und wird in Abschnitt 3.8 beschrieben. Die Kontaktkörper besitzen im Rahmen dieser Arbeit keine Wärmequellen, somit gilt $Q_{\vartheta, \text{Körper}} = 0$. Würden Festkörperinteraktionen der Rauheiten in die Betrachtung mit einbezogen, so kommt es an diesen durch Festkörperreibungsmechanismen zu lokalen Temperaturerhöhungen. Dies ist unter dem Begriff der Blitztemperatur [231] bekannt, soll hier aber keine Rolle spielen.

3.8 Schmierstoffeigenschaften

Dem Schmierstoff kommt in EHD-Kontakten eine entscheidende Rolle bei der Minimierung von Reibung und Verschleiß zu. Der Schmierstoff kann durch hydrodynamische Effekte zwischen das Kontaktflächenpaar gezogen werden und dort einen Schmierfilm aufbauen, siehe die in Abschnitt 3.4 gezeigten Differentialgleichungen. Die physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffs, namentlich Viskosität, Dichte und thermische Zustandsgrößen, sind in diesen Differentialgleichungen als Parameter enthalten. Der Schmierstoff besitzt zudem eine Kühlwirkung auf die Kontaktpartner, kann mit Additiven, die aktiv beispielweise gegen Korrosion oder Verschleiß wirken, gemischt werden und ist in der Lage Verschleißpartikel aus dem Kontakt zu spülen [186].

Diese physikalischen Eigenschaften sind in den betrachteten Druck-, Temperatur- und Scherungsbereichen bei EHD-Kontakten jedoch keine konstanten Werte, sie hängen vielmehr von der Kontaktbeanspruchung ab. Die Viskosität beispielsweise erhöht sich, unter im EHD-Kontaktbereich typischen Drücken um mehrere Größenordnungen. Dies ist daher die für die Funktion und den Schmierfilmaufbau wichtigste Änderung der Schmierstoffeigenschaften. Die Änderung der Dichte durch den erhöhten Druck ist im Vergleich weniger ausgeprägt. In hoch beanspruchten Kontakten hat zudem eine Änderung der Viskosität und der Dichte mit der Temperatur einen signifikanten Einfluss auf die Schmierfilmhöhe. Weiterhin zeigen viele reale Schmierstoffe ein nicht-newtonisches Fließverhalten, d. h. die Viskosität nimmt nicht bei steigender Scherung linear zu. Für eine korrekte Berechnung des geschmierten Kontaktproblems sind deshalb alle veränderlichen Größen durch mathematische Gleichungen zu beschreiben. Hierzu haben sich in der Literatur verschiedenste Ansätze entwickelt. Nachfolgend soll auf einige gängige näher eingegangen werden.

3.8.1 Viskosität

Zur Beschreibung der Zähflüssigkeit von Fluiden wird die physikalische Größe der Viskosität verwendet. Eine höhere Viskosität ist gleichbedeutend mit einem weniger fließfähigen Medium, eine kleinere Viskosität mit einem dünnflüssigeren. Ursache des Fließwiderstandes und damit der Viskosität sind intermolekulare Reibungskräfte bei

der Relativbewegung durch eine von außen aufgeprägte Verschiebung [232]. Man unterscheidet zwischen der Viskosität (bzw. Scherviskosität) η , oftmals auch als dynamische Viskosität bezeichnet, und der kinematischen Viskosität ν [232]. Die Scherviskosität eines idealviskosen Fluides ist das Verhältnis aus Schubspannung τ zur Scherrate $\dot{\gamma}$

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad 3.40$$

und damit eine Stoffkonstante. Man bezeichnet dies meist als newtonsches Gesetz nach der Formulierung: „der Fließwiderstand einer Flüssigkeit ist proportional zur Fließgeschwindigkeit“ [233]. Im Gegensatz zu diesen idealen Fluiden (newtonsche Fluide) existieren auch Fluide mit einem nichtlinearen Zusammenhang, siehe Abschnitt 3.8.1.4.

Die kinematische Viskosität als abgeleitete Größe ist im Wesentlichen für die Viskositätsmetrie relevant und bezeichnet das Verhältnis aus (Scher-)Viskosität zu Dichte

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad 3.41$$

Nachfolgend soll nun auf den Einfluss von Druck und Temperatur auf die Viskosität näher eingegangen und anschließend die Thematik der nicht-newtonischen Fluide genauer betrachtet werden.

3.8.1.1 Abhängigkeit vom Druck

Wird ein Schmierstoff isotherm auf in EHD-Kontakten typische Drücke komprimiert, so erhöht sich deren ursprüngliche Viskosität η_0 bei Raumtemperatur und Umgebungsdruck um mehrere Größenordnungen [124]. Ein einfacher Exponentialansatz zur Beschreibung dieses Verhaltens wird BARUS [234] zugeschrieben:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{(\alpha_\eta \cdot p)} \quad 3.42$$

Hier wird die Änderung der Viskosität mit dem Druck durch den schmierstoffabhängigen Druck-Viskositätskoeffizienten α_η ausgedrückt. Es gilt:

$$\alpha_\eta = \frac{1}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial p} \quad 3.43$$

Die Gleichung nach BARUS wird jedoch ab Drücken größer 0,5 GPa vielfach ungenau [177]. Daher wurden seit dieser ersten Veröffentlichung noch eine Vielzahl weiterer Modellgleichungen vorgestellt. Eine weitverbreitete nach ROELANDS [235] passt den Term $(\alpha_\eta \cdot p)$ durch einen Polynomansatz an:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{(\ln(\eta_0) + 9,67) \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0}\right)^{Z_{\text{Roel}}} \right]},$$

mit $Z_{\text{Roel}} = \frac{\alpha_\eta \cdot p_0}{\ln(\eta_0) + 9,67}$ und $p_0 = 1,96 \cdot 10^8 \text{ Pa}$. 3.44

Der Exponent Z_{Roel} wird in vielen Fällen in der Literatur bei der Berechnung vereinfachend zu $Z_{\text{Roel}} = 0,68$ gesetzt [177]. Diese Gleichung besitzt für die Berechnung von EHD-Kontakten eine oftmals ausreichende Genauigkeit, da die Viskosität im Kontaktbereich bereits so groß ist, dass eine weitere Erhöhung der Viskosität bzw. die großen Druckgradienten die Strömung nicht weiter beeinflussen [236]. Dennoch zeigt bei höheren Drücken auch die Gleichung nach ROELANDS Abweichungen zu real gemessenen Viskositäten [188, 237] und wird meist nur unterhalb von ca. 1,0 GPa als geeignet betrachtet. Allerdings existieren vielfach nur Messdaten bis zu dieser Grenze [188], was den Abgleich genauerer Funktionsansätze mit Messdaten erschwert oder verhindert.

3.8.1.2 Abhängigkeit von der Temperatur

Analog zur Druckabhängigkeit existieren auch für die Temperaturabhängigkeit der Viskosität verschiedene Ansätze zu deren Beschreibung. Beispielsweise hat bereits REYNOLDS einen sehr einfachen exponentiellen Zusammenhang hergeleitet [177]:

$$\eta(\vartheta) = \eta_0 e^{-A \cdot \Delta \vartheta} . \quad 3.45$$

Hier ist A eine thermoviskose Konstante, die den Temperatureinfluss bestimmt. In der Chemie existiert für das Temperatur-Viskositäts-Verhalten von Reinstoffen die ANDRADE-Gleichung [238], die ursprünglich auch von RAMAN publiziert wurde [239] und ebenfalls einen Exponentialansatz

$$\eta(T) = A \cdot e^{BT^{-1}} \quad 3.46$$

verfolgt bei dem die Viskosität mit zwei empirischen Faktoren A und B errechnet wird. Im Bereich der EHD-Kontakte hat sich eine, zu dieser Gleichung sehr ähnliche, Form nach VOGEL [240] in vielen Modellen etabliert [188]:

$$\eta(\vartheta) = A_1 \cdot e^{\left(\frac{A_2}{\vartheta + A_3}\right)} . \quad 3.47$$

3.8.1.3 Abhängigkeit von Druck und Temperatur

In nicht-isothermen EHD-Kontakten kommt es sowohl zu einer thermischen als auch einer druckbedingten Änderung der Viskosität. Dem werden Gleichungen gerecht, die die beiden Effekte zu vereinen versuchen. Ursprünglich wurde hierzu meist die Gleichung nach VOGEL um den Druckeinfluss erweitert [188]. Später wurden aber auch davon unabhängige Gleichungen entwickelt. Hierbei muss zwischen rein empirischen und physikalisch motivierten Gleichungen unterschieden werden. Die bereits in Abschnitt 3.8.1.1 vorgestellte empirische Gleichung von ROELANDS wurde vom selben Autor um den Temperatureinfluss ergänzt [235]:

$$\eta(p, \vartheta) = \eta_0 \cdot e^{\left\{ \ln(\eta_0) + 9,67 \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0}\right)^{Z_{\text{Roel}}} \cdot \left(\frac{\vartheta - 138}{\vartheta_0 - 138} \right)^{-S_{\text{Roel}}} \right] \right\}} , \quad 3.48$$

$$\text{mit } S_{\text{Roel}} = \frac{\beta_\eta(\vartheta_0 - 138)}{\ln(\eta_0) + 9,67}.$$

Für diese Gleichung sind also nur der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_η und der Temperatur-Viskositätskoeffizient β_η durch Messungen zu bestimmen. Diese geringe Anzahl an Eingangsparametern ist der Grund, warum in Kapitel 5 dieses Modell verwendet wird. Zudem soll in dieser Arbeit nicht möglichst exakt das Verhalten eines bestimmten Schmierstoffes wiedergegeben werden. Der Fokus liegt vielmehr auf der Wirkung von Mikrotexturen, weshalb dieses, zudem in der Literatur weit verbreitete, Viskositätsmodell als ausreichend erachtet wird. Dabei ist natürlich zu beachten, dass sich mit Gleichung 3.48 und deren zwei Parametern vielfach die in Messungen gewonnenen Messkurven der Viskosität nur ungenau beschreiben lassen. Für eine möglichst exakte Repräsentation haben daher andere, von verschiedenen Autoren entwickelte, Modelle Vorteile. Ein Beispiel ist die empirische Gleichung nach MIHAILIDIS [241] die speziell die FVA-Referenzmineralöle und deren binäre Mischungen, auch im Bereich von Temperaturen größer als 170 °C, abbilden kann. Für sie gilt der exponentielle Zusammenhang

$$\eta(\vartheta, p) = A \cdot e^{\left[\frac{B}{\vartheta+C} \left(\frac{p-10^5}{2 \cdot 10^8} + 1 \right)^{D+E \left[\frac{B}{(\vartheta+C)} \right]} \right]}. \quad 3.49$$

Die Koeffizienten A bis E können für das Referenzöl FVA-3 direkt [241] entnommen oder aus den in [242] veröffentlichten Messdaten bestimmt werden. Weiterhin findet sich häufiger die empirische Gleichung nach BODE [243], die auch den Verfestigungsbeginn der Schmieröle bei hohen Drücken abbilden kann [188].

Auf ein physikalisch motiviertes Modell wird zudem nachfolgend eingegangen. WILLIAM, LANDEL UND FERRY haben für die Physik von Polymerschmelzen ein auf dem Äquivalenzprinzip von Zeit und Temperatur basierendes Modell (WLF-Modell) entwickelt [244]. Das Äquivalenzprinzip geht allgemein davon aus, dass sich aus einer Masterkurve, die auf eine Referenztemperatur in Relation zur Glasübergangstemperatur T_g bezogen ist, die verschiedenen rheologischen Parameter ableiten lassen [245]. Hierauf aufbauend haben später YASUTOMI et al. [246] und wiederum darauf aufbauend BAIR et al. [247] für Schmierstoffe angepasste Formulierungen entwickelt. Letztere gilt nach heutigem Stand der Wissenschaft als eine der präzisesten für die Beschreibung der Messdaten verschiedenster Schmierstoffe [245]. Das modifizierte YASUTOMI-WLF-Modell [247] lautet:

$$\eta(p, T) = \eta_g \cdot 10^{\frac{-C_1(T-T_g(p))f(p)}{C_2+(T-T_g(p))f(p)}}, \quad 3.50$$

mit $T_g(p) = T_g(p=0) + A_1 \ln(1+A_2p)$,
 $f(p) = (1+B_1p)^{B_2}$.

Die Konstanten A_1, A_2, B_1, B_2, C_1 und C_2 sowie die Viskosität η_g bei der Glasübergangstemperatur T_g charakterisieren den Schmierstoff und sind durch Messungen zu bestimmen. Die Glasübergangstemperatur ist dabei abhängig vom Druck. Die Hilfsfunktion $f(p)$ drückt zudem die dimensionslose Änderung des thermischen Ausdehnungskoeffizienten des relativen freien Volumens mit dem Druck aus. Für einige grundlegende Schmierstoffe können die Konstanten beispielsweise [245] entnommen werden.

Das DOOLITTLE-Modell [248], welches auf dem Prinzip der freien Volumen basiert, ist ein weiteres physikalisch motiviertes Modell. Es wird meist zusammen mit der Dichtegleichung nach TAIT [249], siehe Abschnitt 3.8.2.1, verwendet. Es soll hier aber nicht weiter diskutiert werden, da es bei der Berechnung von EHD-Kontakten selten Verwendung findet.

3.8.1.4 Abhängigkeit von der Scherrate

Gleichung 3.40 beschreibt das Verhalten eines idealviskosen, newtonschen Fluides. Beispiele hierfür sind Wasser, Lösungsmittel und reine Mineralöle [232]. Viele reale Schmierstoffe, unter anderem aufgrund polymerer Additive, genügen jedoch nicht diesem linearen Zusammenhang. Sie zeigen vielmehr eine Änderung der Viskosität mit der Scherrate. Zudem herrschen in EHD-Kontakten extreme Scherraten von bis zu 10^6 s^{-1} vor [177] die zu einem komplexeren Antwortverhalten der Schmierstoffe führen als dies durch den newtonschen Ansatz wiedergegeben werden kann. Dies liegt beispielweise am Aufbrechen langkettiger Schmierstoffbestandteile [124]. Zudem stellte bereits SMITH [250] die Theorie auf, dass Schmierstoffe in der zentralen Kontaktzone verfestigen und als Feststoff eine Schubspannungsgrenze aufweisen, die mit zunehmender Temperatur abnimmt. Zunächst soll aber auf das prinzipielle nicht-newtonische Verhalten von Fluiden eingegangen werden.

Zur Beschreibung des Verhaltens von Fluiden bei steigender Scherrate werden Fließkurven, d. h. die gemessene Schubspannung aufgetragen über der Scherrate und Viskositätskurven, d. h. die gemessene Viskosität aufgetragen über der Scherrate, herangezogen. Bild 3.9 zeigt für verschiedene Fluide die resultierenden Kurvenverläufe.

Dilatante Fluide erhöhen mit steigender Scherrate ihre Viskosität. Ein bekanntes Beispiel ist die Suspension aus Wasser und Stärke, die bei schneller Schrittweise von einem Menschen ohne einzusinken überquert werden kann. Im Gegensatz dazu reduzieren Schmierstoffe mit steigender Scherrate ihre Viskosität. Man bezeichnet dies als strukturviskoses, pseudoplastisches oder scherverdünnendes (engl.: shear thinning) Verhalten. Typische weitere Vertreter sind Polymerlösungen bzw. -schmelzen, Kleister oder auch viele Lacke [232]. Die letzte Gruppe sind sogenannte BINGHAM-Fluide, bei denen zunächst eine Fließschubspannung überschritten werden muss, bevor das Fluid viskos zu fließen beginnt. Dies ist beispielsweise bei Schmierfetten der Fall [251].

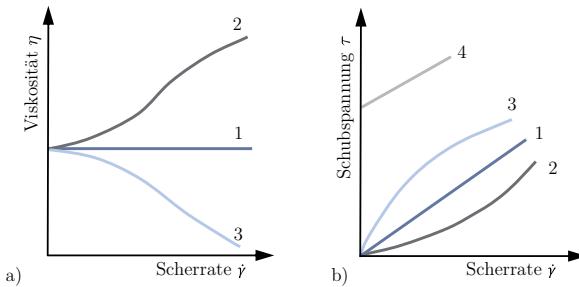


Bild 3.9: a) Viskositäts- und b) Fließkurven verschiedener Fluide: 1 – idealviskose, newtonsche Fluide, 2 – dilatante Fluide, 3 – strukturviskose Fluide, 4 – BINGHAM Fluide mit newtonsem Fließverhalten

Zur mathematischen Beschreibung des unterschiedlichen Fließverhaltens von Fluiden wurde in verschiedenen Wissenschaftsdisziplinen eine große Zahl an Fließmodellen entwickelt. Schmierstoffe weisen im Wesentlichen ein scherverdünnendes Verhalten auf, weshalb im Weiteren nur hierzu passende Modelle behandelt werden. Eine Gruppe von Schmierstoff-Rheologie-Modellen geht davon aus, dass ab einer bestimmten Schubspannung τ_0 die Schubspannung nicht mehr mit der gleichen Steigung zunimmt sondern der Anstieg signifikant abfällt. Typische Vertreter [188] dieser Modelltheorie sind DE WAELLE und OSTWALD [252], PRANDTL [253] und EYRING [254]. Bereits 1974 haben HIRST und MOORE [255] auf Basis experimenteller Untersuchungen das Modell nach EYRING als geeignetes Fließmodell vorgeschlagen. Es ist bis heute bei der Simulation von EHD-Kontakten eines der am weitesten verbreiteten [188]. Für die verallgemeinerte newtonsche Viskosität nach EYRING gilt:

$$\frac{\eta_{e,EYRING}}{\eta} = \frac{\tau_e}{\tau_0} \frac{1}{\sinh\left(\frac{\tau_e}{\tau_0}\right)}. \quad 3.51$$

Die Schubspannung τ_e ist hier, wie auch in allen nachfolgenden Gleichungen, die aus den Schubspannungen der beiden Raumrichtungen (Gleichung 3.73 bzw. 3.74) zusammengesetzte, äquivalente Schubspannung. Für diese gilt:

$$\tau_e = \sqrt{\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2}. \quad 3.52$$

Eine zweite Gruppe von Autoren definiert eine maximale Grenzschubspannung τ_{lim} die nicht überschritten werden kann. Verbreitete Beispiele [186] für diese Gruppe sind Modelle nach BAIR und WINER [256], GECIM und WINER [257] oder LEE und HAMROCK [258]. Von diesen hat letzteres eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Beobachtungen gezeigt [186]. Für die verallgemeinerte newtonsche Viskosität gilt hier:

$$\frac{\eta_{e,LEEHAMROCK}}{\eta} = \left[1 - \left(\frac{\tau_e}{\tau_{lim}} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad 3.53$$

Eine weitere Kategorie stellen Modelle für additivierte Öle dar. Im Hinblick auf eine reibungsarme Auslegung von EHD-Kontakten wird meist ein möglichst dünnflüssiger Schmierstoff angestrebt. Jedoch sinkt, wie bereits in Abschnitt 3.8.1.2 ausgeführt, die Viskosität mit steigender Temperatur wodurch bei erhöhten Temperaturen ein gegenüber den Anforderungen zu dünnflüssiger Schmierstoff resultieren würde. Um dem entgegen zu wirken, werden häufig den Viskositätsindex (VI, Kennzahl zur Beschreibung der Änderung der Viskosität mit der Temperatur) verbessende Additive dem Schmieröl hinzugefügt. Diese Additive bestehen meist aus langkettigen Polymeren [259]. Solche Polymere zeigen aus energetischen Gründen eine knäuelartige Struktur, wobei die Einzelknäuel mit den benachbarten Molekülnäueln verschlauft sind [232]. Bei niedriger Temperatur sind sie vergleichsweise klein und beeinflussen damit die Viskosität kaum, bei hoher Temperatur strecken sich die Polymermoleküle und die Knäuel wachsen in ihrem Durchmesser stark an. Die Interaktionen zwischen den vergrößerten Knäueln und dem Grundöl führt dann zu einer Verdickung des Schmierstoffes [259].

Polymerlösungen zeigen im Allgemeinen einen speziellen Verlauf der Viskosität mit steigender Scherrate, der sich dann auch auf die additivierten Schmierstoffe auswirkt. Es kommt bei diesen zur Ausbildung von zwei newtonschen Plateaus, wie dies in Bild 3.10b) für das CARREAU-Modell zu erkennen ist. Beim Scheren werden die Knäuel partiell orientiert, wodurch sich eine teilweise Entschlauftung einstellt. Im Bereich von η_0 liegt ein Gleichgewicht zwischen Entschlauftung und Rückverschlauftung vor. Erst mit zunehmender Scherrate überwiegt die Entschlauftung, die Viskosität sinkt. Bei sehr hoher Scherbelastung schließlich sind nahezu alle Makromoleküle entschlauft und in Fließrichtung orientiert, weshalb die Viskosität η_∞ nicht weiter absinken kann und durch die Reibung der Einzelmoleküle untereinander bestimmt wird [232].

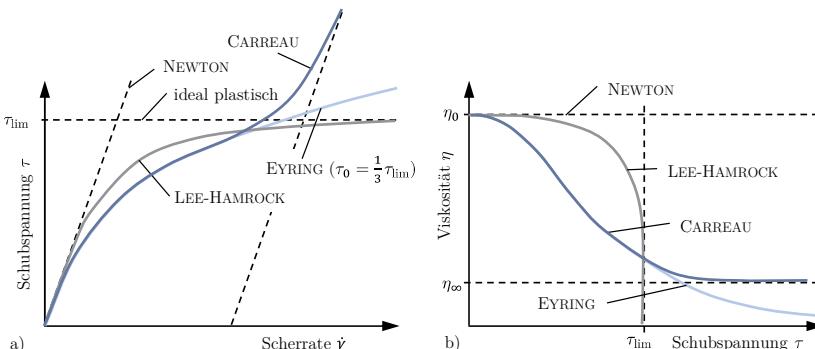


Bild 3.10: Auswahl an Fließmodellen nicht-newtonscher Schmierstoffe dargestellt a) als Fließ- und b) als Viskositätskurven (qualitative Darstellung) nach EYRING, LEE-HAMROCK und CARREAU

Zur Beschreibung solcher scherverdünnenden Schmierstoffe mit zwei newtonschen Plateaus bestehen im Wesentlichen die Modelle nach CROSS [260], CARREAU [261] und

CARREAU-YASUDA [262]. In seiner ursprünglichen Formulierung hat das CARREAU-Modell eine irreversible Formulierung, bei der die äquivalente Schubspannung als Funktion der äquivalenten Scherrate angegeben wird. Durch eine Modifikation erreicht es BAIR [263] daraus eine verallgemeinerte newtonsche Viskosität aufzustellen:

$$\eta_{e,CARREAU} = \eta_\infty + \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{\left[1 + \left(\frac{\tau_e}{G_c}\right)^{a_c}\right]^{\left(\frac{1}{n_c}-1\right)/a_c}}. \quad 3.54$$

Hierin ist G_c die kritische Schubspannung und die Parameter a_c und n_c dienen zur Anpassung des Kurvenverlaufes an vorhandene Messdaten. Durch das Prinzip der Zeit-Temperatur-Druck-Superposition kann mit obiger Gleichung durch die Messung einer „Masterkurve“ bei einer bestimmten Kombination aus Temperatur und Druck in gewissen Bereichen auch das Verhalten bei einer beliebigen anderen Kombination aus Temperatur und Druck erfolgen, indem für die Viskosität bei kleinen Scherraten η_0 (und ggf. auch η_∞) die in Abschnitt 3.8.1.3 genannten Gleichungen Anwendung finden [264].

Für die oberhalb in den Gleichungen 3.51 bis 3.54 beschriebenen Fließmodelle sind die resultierenden Kurvenverläufe der Fließ- und Viskositätskurven zusammenfassend, qualitativ in Bild 3.10 dargestellt. Nur das LEE-HAMROCK-Modell hat eine nicht überschreitbare, maximale Schubspannung, die beiden anderen verzeichnen bis in den Bereich sehr hoher Scherraten einen kontinuierlichen Anstieg der Schubspannung.

Typischerweise liegen für hohe Schubspannungen keine Messdaten vor, so dass gerade in diesem Bereich ein Abgleich der scherratenabhängigen Viskositätsmodelle erschwert wird. Beispielsweise können Messdaten für verschiedene Motor- und Getriebeöle in [265] gefunden werden. Das Erreichen eines zweiten newtonischen Plateaus oder ein weiteres Absinken der Viskosität lässt sich damit in Messungen vielfach nicht sicher bestimmen. Aufgrund des oberhalb dargestellten, physikalisch begründeten Verhaltens von Polymerschmelzen und die Analogie zu additivierten Schmierstoffen soll in dieser Arbeit von einem Viskositätsverhalten mit zwei newtonischen Plateaus ausgegangen werden und daher das CARREAU-Modell Anwendung finden.

3.8.2 Dichte

Für thermodynamisch ideale Flüssigkeiten kann von einer Inkompressibilität der Fluide ausgegangen werden, d. h. die Dichte der Fluide ist trotz Druckbeaufschlagung konstant. Bei realen Stoffen ändert sich hingegen die Dichte mit steigendem Druck. Dies ist besonders bei Gasen ausgeprägt, etwas weniger bei realen Fluiden und kaum bei Festkörpern [174]. Die Kompressibilität hat bei EHD-Kontakten entscheidenden Einfluss auf die Schmierfilmgestalt [177] und geht in der thermischen Betrachtung in die Bestimmung der Kompressionswärme ein (Abschnitt 3.4). Sie kann daher nicht vernachlässigt werden. Weiterhin führt auch ein Anstieg der Temperatur zu einer verän-

derten Dichte, da aufgrund der steigenden Molekülbewegung mit der Temperatur deren Platzbedarf zunimmt. Für beide Vorgänge haben sich im Bereich der EHD-Kontakte verschiedene Beschreibungsansätze entwickelt, die nachfolgend näher erläutert werden.

3.8.2.1 Abhängigkeit von der Temperatur

Durch eine Erhöhung der Temperatur kommt es, unter konstantem Druck, bei Stoffen allgemein zu einer Vergrößerung des Volumens. Der Volumenausdehnungskoeffizient β_ρ

$$\beta_\rho = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial \vartheta} \right)_{p=\text{const.}} = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \vartheta} \right)_{p=\text{const.}} \quad 3.55$$

kann dann als die relative Änderung des Volumens bzw. der Dichte mit der Temperatur verstanden werden. Bei Mineralölen zeigt sich in Messungen eine lineare Änderung der Dichte mit der Temperatur, siehe z. B. [242] für FVA-Referenzöle. Dies wird auch für andere Schmierstoffe angenommen und durch eine lineare Gleichung ausgedrückt:

$$\rho(\vartheta) = \rho_0 [1 - \beta_\rho (\vartheta - \vartheta_0)]. \quad 3.56$$

Die Werte des Volumenausdehnungskoeffizienten β_ρ können für die FVA-Referenzöle [188] entnommen werden oder sind aus Messdaten zu ermitteln.

3.8.2.2 Abhängigkeit vom Druck

Die Dichte von Schmierstoffen nimmt bei moderaten Drücken zunächst nahezu linear zu, bevor die Zunahme bei hohen Drücken abfällt [186]. Aus Messungen an Mineralölen bei Drücken bis 0,4 GPa leiteten DOWSON und HIGGINSON den bis heute gebräuchlichsten Zusammenhang für die Änderung der Dichte mit dem Druck (in GPa) her [22]:

$$\rho(p) = \rho_0 \left(1 + \frac{0,6p}{1 + 1,7p} \right). \quad 3.57$$

Durch diese empirische Gleichung ist maximal eine Zunahme der Dichte um 33 % möglich. Die Gleichung wird unabhängig vom Schmierstoff mit identischen Parametern verwendet. In Experimenten mit höheren Maximaldrücken und anderen Schmierstofftypen zeigten HAMROCK et al. [266] das obige Gleichung die Dichteänderung eines Mineralöles bei Drücken oberhalb 1,0 GPa bzw. bei Polyalphaolefinen insgesamt nicht ausreichend beschreibt. Eine starke, lineare Zunahme der Dichte erfolgt bis zum Verfestigungsdruck p_s , oberhalb dessen die Volumenänderung mit zunehmendem Druck nur noch sehr kleine Werte annimmt. Zur Berücksichtigung dieser Effekte schlugen HAMROCK et al. eine bereichsweise Funktion der Dichte (Druck in GPa) vor:

$$\rho(p) = \begin{cases} \rho_0 (1 - C_1 p^2 - C_2 p)^{-1} & \text{für } p \leq p_s, \\ \rho_0 (1 - C_3 p - C_4)^{-1} & \text{für } p > p_s. \end{cases} \quad 3.58$$

Die Konstanten C_1 bis C_4 können für diverse Grundöle [186, 266] entnommen werden.

Bei Gleichungen 3.57 und 3.58 kann der Einfluss der Temperatur durch Multiplikation mit Gleichung 3.56 berücksichtigt werden. Dies führt in einem begrenzten Temperaturbereich zu sinnvollen Ergebnissen, birgt aber eine gewisse Gefahr größerer Fehler bei der Bestimmung der Kompressibilität unter sehr hohen Temperaturen [267]. Physikalisch motivierte Ansätze fassen den Temperatur- und Druckeinfluss in einer Gleichung zusammen und sind daher noch etwas genauer, siehe Abschnitt 3.8.2.3.

3.8.2.3 Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Grundlage für die physikalisch motivierten Dichtemodelle ist die freie Volumentheorie. In vielen Fachdisziplinen wird die Änderung der Dichte mit dem Druck von schwer kompressiblen Fluiden mit der Zustandsgleichung nach TAIT [249] beschrieben. Die nachfolgende Form der Gleichung, wie sie in Veröffentlichungen zu EHD-Kontakten anzutreffen ist, entspricht jedoch genaugenommen nicht der originalen nach TAIT. Vielmehr genügt eher die Gleichung nach DOWSON und HIGGINSON (3.57) der ursprünglichen TAIT -Form [267, 268]. Im Hinblick auf den allgemeinen Sprachgebrauch soll dennoch die Benennung nach TAIT beibehalten werden. Die angepasste Formulierung wird als präziseste der isothermen Zustandsgleichungen [269] und auch als für die Extrapolation zu sehr hohen Drücken geeignetste [270] erachtet. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis des Volumens unter Druck V zum Volumen unter Umgebungsdruck V_0 :

$$\frac{V}{V_0} = \frac{\rho_0}{\rho} = 1 - \frac{1}{1 + K'_0} \ln \left[1 + \frac{p}{K'_0} (1 + K'_0) \right]. \quad 3.59$$

Daneben existiert die isotherme Zustandsgleichung nach MURNAGHAN [271] die ebenfalls bei der Berechnung von EHD-Kontakt häufiger anzutreffen ist:

$$\frac{V}{V_0} = \frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{K'_0}{K_0} p \right)^{-\frac{1}{K'_0}}. \quad 3.60$$

In beiden Gleichungen repräsentiert K_0 das Kompressionsmodul für $p = 0$ und K'_0 dessen initiale druckbedingte Änderungsrate. In der Literatur wird K'_0 als unabhängig von der Temperatur betrachtet [272] und meist mit einem Wert von $K'_0 = 10,2$ belegt [273]. In Abhängigkeit der Molekülmasse der Schmierstoffe ist ein Bereich $K'_0 = 9 \dots 12$ (leicht zu schwer) möglich [267]. Der Kompressionsmodul hingegen ändert sich mit der Temperatur. Hierfür wurde zunächst ein quadratischer [273] und ein reziprok proportionaler [274] Ansatz vorgeschlagen. Letztlich hat sich aber ein über alle Temperaturbereiche günstiger exponentieller Ansatz [275] durchgesetzt [267]:

$$K_0 = K_{00} e^{-\beta_K T} \quad 3.61$$

mit $K_{00} \approx 9$ GPa und $\beta_K \approx 0,0065 \text{ K}^{-1}$ [267]. Zur vollständigen Beschreibung des Temperatureinflusses fehlt abschließend die Variation von V_0 mit der Temperatur [267]:

$$\frac{V_0}{V_R} = \frac{\rho_R}{\rho_0} = 1 + a_v(T - T_R) . \quad 3.62$$

Der Index R verweist dabei auf den Referenzzustand bei $p = 0$ (bzw. 0,1 MPa) und $T = T_R$. Der Koeffizient a_v kann in vielen Fällen zu $a_v = 0,0008 \text{ K}^{-1}$ angenommen werden [267]. Für die Dichte in Abhängigkeit von Druck und Temperatur gilt dann

$$\rho(p, T) = \rho_R \frac{V_R}{V_0} \frac{V_0}{V} = \rho_R \frac{1}{V_0/V_R} \frac{1}{V/V_0} . \quad 3.63$$

Insgesamt erfordern die in diesem und dem vorangegangenen Abschnitt vorgestellten Ansätze eine teilweise sehr detaillierte Charakterisierung des Schmierstoffes um die große Anzahl an Parametern geeignet bestimmen zu können. Da in Kapitel 4 aber vor allem der Einfluss unterschiedlicher Mikrotexturen unter (additivierten) Mineralölen bei Drücken bis maximal 1 GPa betrachtet werden soll, wird ein kleinerer Fehler bei der Berechnung der Dichte in Kauf genommen, wie dies auch bei der Viskosität durch die Wahl der ROELANDS-Gleichung erfolgte. Es wird deshalb die weit verbreitete, um den Temperatureinfluss erweiterte, Gleichung nach DOWSON-HIGGINSON verwendet. HABCHI et al. [276] zeigten für zwei Beispilschmierstoffe, dass hierdurch im Vergleich zur TAIT-Zustandsgleichung kein messbarer Fehler im Hinblick auf die minimale Schmierfilmdicke zu erwarten ist. Die zentrale Schmierfilmdicke wird jedoch überschätzt, da die Kompressibilität des Schmierstoffes unterschätzt wird. Dies führt zu einem Fehler von bis zu 15 % bei einer Pressung von 2 GPa, im Bereich bis 1 GPa jedoch nur zu einem maximalen Fehler zwischen 6 % bei 30 °C und 9 % bei 200 °C.

3.8.3 Thermische Eigenschaften

In vielen Fällen werden die thermischen Eigenschaften, namentlich Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität, als konstante Werte für die Berechnung angenommen. Bei genauerer Betrachtung kann dies aber zu Abweichungen bei der Bestimmung der Temperaturverteilung, der Schmierfilmdicke und der Reibung führen [277]. Es erscheint daher angebracht, auch für die Wärmeleitfähigkeit und -kapazität Modellgleichungen zur Beschreibung des Temperatur- und Druckeinflusses heranzuziehen.

Grundlegende Untersuchungen an naphthenischen und paraffinischen Mineralölen, Polyalphaolefinen und synthetischen Schmierstoffen haben hierzu LARSSON und ANDERSSON [278] bei Drücken bis 1,1 GPa und Temperaturen von 22 und 107 °C durchgeführt. Dabei zeigte sich, dass die Wärmeleitfähigkeit kaum durch eine erhöhte Temperatur beeinflusst wird (Änderung kleiner 5 %), wohingegen eine Druckerhöhung auf 1 GPa die Wärmeleitfähigkeit mindestens verdoppelt. Würde also im zentralen Kontaktbereich bei der Berechnung eines TEHD-Problems die Leitfähigkeit bei Umgebungstemperatur herangezogen, so würde die Temperatur im Kontakt überschätzt. Die Wärmekapazität hingegen wird sowohl positiv durch einen Temperatur- als auch nega-

tiv durch einen Druckanstieg beeinflusst. Sie wirkt sich auf den konvektiven Wärmestrom und damit vor allem auf die Temperatur im Einlassbereich aus.

Die druckabhängige Wärmeleitfähigkeit nach LARSSON und ANDERSSON [278] lautet

$$\lambda(p) = \lambda_0 \left(1 + \frac{A_1 p}{1 + A_2 p} \right), \quad 3.64$$

wobei der Druck in GPa einzusetzen und die Koeffizienten A_1 und A_2 aus Messungen zu bestimmen sind. Die Koeffizienten können für verschiedene Grundöle [278] entnommen werden. Das Produkt aus spezifischer Wärmekapazität und Dichte im konvektiven Wärmestrom kann nach [278] wiederum ausgedrückt werden als

$$\rho c(p, T) = (\rho c)_0 [1 + \beta_0 (1 + B_1 p + B_2 p^2)(T - T_0)] \left(1 + \frac{C_1 p}{1 + C_2 p} \right). \quad 3.65$$

Die zugehörigen Koeffizienten (β_0 , B_1 , B_2 , C_1 , C_2) sind für einige Grundöle ebenfalls [278] zu entnehmen. Der Term ρc ist für die Berechnung des konvektiven Wärmestromes ausreichend, stellt aber nicht die Abhängigkeit der Wärmekapazität von Druck und Temperatur dar. Teilt man Gleichung 3.65 durch eine der Dichtegleichungen aus Abschnitt 3.8.2 ist dies aber möglich. Daraus ergibt sich, dass die spezifische Wärmekapazität mit steigender Temperatur zunimmt, sich mit dem Druck aber nicht so nennenswert ändert und sich sowohl erhöht als auch reduziert [188].

Beide Gleichungen (3.64 und 3.65) gelten streng genommen nur für die in [278] gewählten Versuchsgrenzen, also Temperaturen zwischen 22 und 107 °C und Drücke bis 1,1 GPa bzw. unterhalb des Verfestigungsdruckes. Mit beginnender Verfestigung ist in den Messkurven [278] eine Unstetigkeit zu erkennen, die durch die Gleichungen nicht abgebildet wird und in der Folge der berechnete Wert für beispielsweise ρc überschätzt wird. Da die Messgrenzen aber sehr gut mit den Simulationsgrenzen in dieser Arbeit übereinstimmen können obige Gleichungen für die Berechnung herangezogen werden.

Kommt ein nach Abschnitt 3.6 masseerhaltendes Kavitationsmodell zum Einsatz, so sind im Kavitationsgebiet die thermischen Eigenschaften durch den Spaltfüllungsgrad θ zu korrigieren. Allerdings ist nach BARTEL [188] eine direkte Gewichtung mit dem Spaltfüllungsgrad nicht zielführend, da die Unterschiede der thermischen Eigenschaften in Gas- und Fluidphase, im Vergleich zu den Unterschieden bei Dichte und Viskosität, wesentlich kleiner ausfallen. BARTEL schlägt daher zur Anpassung vor:

$$c_{\text{mix}} = c_{\text{gas}} + (c_{\text{liq}} - c_{\text{gas}})\theta, \quad 3.66$$

$$\lambda_{\text{mix}} = \lambda_{\text{gas}} + (\lambda_{\text{liq}} - \lambda_{\text{gas}})\theta, \quad 3.67$$

$$\beta_{\text{mix}} = \beta_{\text{gas}} + (\beta_{\text{liq}} - \beta_{\text{gas}})\theta. \quad 3.68$$

3.9 Reibungsmechanismen und Reibungsberechnung

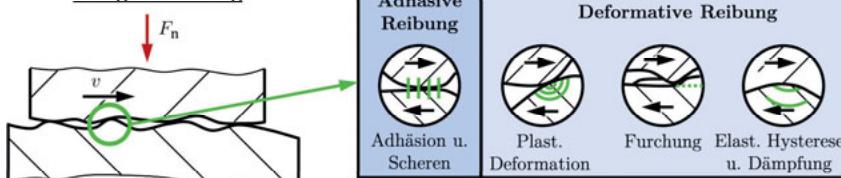
Wie in Abschnitt 2.1.4 ausgeführt, können bei geschmierten Kontakten verschiedene Schmierungszustände und damit einhergehend auch Reibungszustände auftreten. Diese reichen von der Festkörperreibung (trocken, Oberflächeninteraktion) bis zur Flüssigkeitsreibung (kein Oberflächenkontakt, Fluidscherung). In den dazwischenliegenden Reibungszuständen tritt eine Mischung aus beiden auf (Mischreibung). Die Reibung durch Oberflächeninteraktion wird durch die Berührung zweier Körper als äußere Reibung, die Reibung durch Fluidscherung hingegen als innere Reibung bezeichnet [14]. Die Reibung selbst ist dabei die Wechselwirkung sich berührender Stoffe, die einer Relativbewegung entgegen wirkt [279]. Auf die Möglichkeit die beiden Anteile in der Simulation von Tribosystemen zu berechnen, gehen die beiden nachstehenden Abschnitte ein.

3.9.1 Kontaktmechanischer Reibungsanteil

Die kontaktmechanische Reibung resultiert aus der Berührung des Wirkflächenpaars. Auf die ersten Arbeiten hierzu – von DA VINCI, AMONTONS und COULOMB – wurde bereits in Abschnitt 2.1.1 verwiesen. Betrachtet man die lokal ablaufenden Vorgänge genauer, so kann die kontaktmechanische Reibung als Energiebilanzierung verstanden werden. Dazu werden nacheinander drei Phasen durchlaufen: Energieeinleitung (tribologische Beanspruchung), Energieumsetzung (Reibungsmechanismen) und Energiedissipation (meist Freisetzung von Reibungswärme) [14]. Diese Energiebilanz kann in ein vereinfachendes Schema überführt werden, wie es Bild 3.11 zeigt. Die die Energieumsetzung charakterisierenden Reibungsmechanismen lassen sich wiederum in Einzelsegmente untergliedern, die sich mit zeitlich und örtlich veränderlichen Anteilen überlagern. Das tatsächliche Reibungsverhalten lässt sich deshalb meist nur aus Versuchen bestimmen [14]. Die einzelnen Vorgänge sind unter dem Oberbegriff Adhäsive Reibung, Adhäsion und Scheren, und unter dem Begriff Deformative Reibung, plastische Deformation, Furchung sowie elastische Hysterese und Dämpfung, zusammengefasst.

I. Energieeinleitung: Tribologische Beanspruchung

II. Energieumsetzung:



III. Energiedissipation: Thermische Prozesse, Energieabsorption, Energieemission

Bild 3.11: Schema zur Energiebilanz des kontaktmechanischen Reibungsanteils nach [14]

Ursache der Adhäsion ist die Ausbildung und Zerstörung von chemischen und physikalischen Adhäsionsbindungen auf atomarer Ebene. Ein weit verbreitetes Modell hierzu wurde von BOWDEN und TABOR [280] entwickelt, in dem die Adhäsion auf eine maximale Scherfestigkeit der Bindungskräfte an den lokalen Kontaktflächen (grüne Linien in Bild 3.11) zurückgeführt wird. Die deformativen Anteile wiederum sind letztlich durch die Interaktion der einzelnen Rauheitsspitzen der Oberflächen begründet. Hierdurch werden entweder die Einzelrauheiten elastisch oder plastisch abgeplattet oder es erfolgt eine Furchung des weicheren Kontaktkörpers durch den härteren (Gegenkörperfurchung) oder auch durch harte Verschleißpartikel (Teilchenfurchung) [188]. Einen Ansatz diese Vorgänge vollständig zu modellieren haben unter anderem BARTEL [175] und darauf aufbauend REDLICH [281] und SOLOVYEV [282] unternommen. Eine Zusammenfassung wesentlicher Aspekte bietet [188]. Da die Überlagerung der einzelnen Anteile aber, wie oberhalb bereits genannt, sehr komplex ist, wird meist vereinfachend vom coulomb-/amontonschen Reibungsgesetz ausgegangen und, vorzugsweise in Experimenten, eine für das konkrete Tribosystem gültige Grenzreibungszahl bestimmt. Diese beinhaltet dann auf empirische Weise alle genannten Reibungsanteile. Dieser Ansatz wird auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit genutzt.

In geschmierten Reibkontakten unter Relativbewegung liegt jedoch nie reine Festkörperreibung vor. Entsprechend des Schmierungszustandes ist nur ein Teil der Oberflächenrauheiten des Wirkflächenpaars miteinander in Kontakt, woraus der Festkörperreibungsanteil resultiert. Dies muss bei der Berechnung des kontaktmechanischen Reibungsanteils berücksichtigt werden. Analog zur Beschreibung der Mikrogeometrie des Schmierspaltes in der Hydrodynamik, siehe Abschnitt 3.5.2, können auch hier zwei Varianten unterschieden werden. Zum einen ist es möglich, die Oberflächenfeingestalt vollständig in der Spaltgeometrie zu berücksichtigen. Der Anteil des Festkörperreibungsanteils resultiert dann direkt aus dem in Kontakt stehenden Flächenanteil nach Deformation der Einzelrauheiten. Dies erfordert aber ein sehr feines Berechnungsgitter und zudem in vielen Fällen die Berücksichtigung plastischer Deformation im Bereich der Rauheitsspitzen. Zum anderen kann, ähnlich dem Ansatz von PATIR und CHENG in der Hydrodynamik, eine Beschreibung des Einflusses der Oberflächenrauheit auf den Festkörperreibungsanteil in Abhängigkeit des Schmierspaltes bzw. des Verhältnisses Λ aus Schmierspalt zu quadratischem Mittenrauwert σ_R gewählt werden. Ein Modellansatz hierzu geht auf ZHOU und HOEPRICH zurück [283]. Sie schlagen für den Festkörpertraganteil λ_R vor:

$$\lambda_R = \frac{F_{n,fest}}{F_n} = e^{-B\Lambda^C}. \quad 3.69$$

Mittels der Parameter B und C können unterschiedliche Materialeigenschaften und Oberflächentopographien berücksichtigt werden. ZHOU und HOEPRICH haben diese für drei unterschiedliche Stahlpaarungen und eine ellipsenförmige Kontaktfläche durch

Berechnungen bestimmt. Hierdurch können die Parameter für Oberflächen mit $\sigma_R = 0,35 \mu\text{m}$, $\sigma_R = 0,10 \mu\text{m}$ und eine optisch glatte Oberfläche direkt [283] entnommen werden. Es ergibt sich daraus Bild 3.12.

Für das Verhältnis A nutzen ZHOU und HOEPPRICH die thermisch korrigierte, zentrale Schmierfilmhöhe. Dem Prinzip einer lokalen Festkörperreibungskraft folgend, siehe beispielweise KOCH [284], soll davon abweichend die lokale Schmierfilmhöhe verwendet werden und mit dieser der Festkörpertraganteil bestimmt werden. Daraus folgt:

$$\Lambda(x, y) = \frac{h(x, y)}{\sigma_R}. \quad 3.70$$

Der Festkörperreibungsanteil kann dann in Abhängigkeit des lokalen Festkörpertraganteils und der Reibungszahl des Tribokontaktes bestimmt werden als

$$F_R = \int_{\Omega_c} \lambda_R \mu p(x, y) dA. \quad 3.71$$

Da eine derartige Reibungskraft nur im Falle einer Differenzgeschwindigkeit der beiden Oberflächen, also bei überlagertem Gleiten, auftreten kann ist bei reinem Rollen der Term zu Null zu setzen. Die Reibungszahl μ kann, wie oberhalb ausgeführt, durch Experimente bestimmt werden. Alternativ schlägt beispielsweise BLAU [285] für die Grenzreibung geschmierter Kontakte einen Wert von $\mu \cong 0,1$ vor (typischer Wertebereich $\mu = 0,07 \dots 0,12$), der in den späteren Berechnungsstudien verwendet wird.

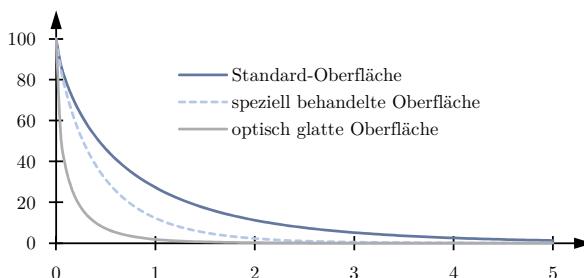


Bild 3.12: Festkörpertraganteil nach ZHOU und HOEPPRICH [283] für unterschiedliche Oberflächentopographien in Abhängigkeit des quadratischen Mittenrauwertes σ_R

3.9.2 Hydrodynamischer Reibungsanteil

Grund für den hydrodynamischen Reibungsanteil ist der innere Widerstand, die Viskosität des Fluides gegen die im Kontakt auftretende Scherung, wie sie zu Beginn von Abschnitt 3.8.1 erläutert wird. Die Scherung bzw. genauer die Scherrate $\dot{\gamma}$ ist gleichbedeutend mit dem Geschwindigkeitsgradienten im Schmierspalt aufgrund der Druck-

und Schleppströmung. Für newtonsche Fluide gilt der lineare Zusammenhang zwischen Schubspannung und Scherrate aus Gleichung 3.40. Wird darin die Scherviskosität durch die verallgemeinerte newtonsche Viskosität aus Abschnitt 3.8.1.4 ersetzt, so lassen sich auch nicht-newtonsche Fluide betrachten. Bei diesen ist jedoch zu berücksichtigen, dass dann die Viskosität ebenfalls von der Spalthöhenkoordinate z abhängig ist. Somit gilt für die hydrodynamische Schubspannung ($i = 1,2$):

$$\tau_{zi}(z) = \eta \dot{\gamma}_i = \eta \frac{\partial u_i}{\partial z}. \quad 3.72$$

Die Scherrate $\dot{\gamma}$ erhält man für nicht-newtonsche Fluide durch Ableitung des Geschwindigkeitsfeldes in Gleichungen 3.18 und 3.19. Eingesetzt ergibt sich damit

$$\begin{aligned} \tau_{zi} &= \frac{\partial p}{\partial x_i} \left(z - \frac{\eta_{e1}}{\eta_{e0}} \right) + \frac{1}{\eta_{e0}} (u_{i,z=h} - u_{i,z=0}), \\ \text{mit } \eta_{e0} &= \int_0^h \frac{1}{\eta} dz, \quad \eta_{e1} = \int_0^h \frac{z}{\eta} dz. \end{aligned} \quad 3.73$$

Im Falle eines newtonischen Fluides reduziert sich obige Gleichung zu

$$\tau_{zi} = \frac{\partial p}{\partial x_i} \left(z - \frac{1}{2} h \right) + \frac{\eta}{h} (u_{i,z=h} - u_{i,z=0}). \quad 3.74$$

Wird bei der Berechnung ein masseerhaltendes Kavitationsmodell verwendet, ist auch der Spaltfüllungsgrad und mittels Gleichung 3.34 die resultierende Mischviskosität η_{mix} bekannt. Diese kann dann anstelle der Fluidviskosität η in den obigen Gleichungen verwendet werden. Für eine kompakte Darstellung sei an dieser Stelle jedoch auf eine ausführliche Beschreibung verzichtet.

Aus den Reibungsschubspannungen kann durch Integration über die Kontaktfläche die der Oberflächenbewegungen entgegen gerichtete Reibungskraft berechnet werden mit

$$F_{R,Fluid,i} = \int_{\Omega_c} \tau_i dA. \quad 3.75$$

Die so berechnete Reibungskraft bezieht sich auf die gesamte Kontaktfläche. Für den Fall des Kontaktes eines rauen Wirkflächenpaars werden bei der Berührung der Rauheitsspitzen jedoch der Schmierspalt und damit auch der Geschwindigkeitsgradient und schlussendlich die lokale Schubspannung partiell zu Null. Wird die Oberflächentopographie in der Berechnung als Teil des Schmierspaltes mit betrachtet, wird dem implizit Rechnung getragen. Nutzt man hingegen einen Ansatz mit ideal glatten Oberflächen bei dem der Festkörpertraganteil durch eine Modellgleichung repräsentiert wird (siehe ZHOU und HOEPRICH, Abschnitt 3.9.1), ist dies nicht der Fall. In diesem Fall sollte der Fluidreibungsanteil analog dem Festkörperreibungsanteil gewichtet werden, wie dies

beispielsweise KOCH [284] vorschlägt, auch wenn dies von ZHOU und HOEPRICH in [283] nicht vorgesehen ist. Es ergibt sich damit für den hydrodynamischen Reibungsanteil

$$F_{R,\text{Fluid},i} = \int_{\Omega_c} (1 - \lambda_R) \tau_i \, dA . \quad 3.76$$

3.10 Elastische Deformation

Die Bestimmung der elastischen Deformation in konzentrierten Kontakten kann nur für die einfachen Geometrien, wie sie in Abschnitt 2.1.3 behandelt wurden, analytisch mit den Gleichungen der hertzschen Theorie erfolgen. Für komplexere Formen, beispielsweise profilierte Rollen oder unter Berücksichtigung der Wechselwirkung mit der Hydrodynamik (Einschnürung usw.) ist dies nur noch auf numerischem Wege möglich. Dennoch gründen die ersten Arbeiten zur Berechnung des EHD-Schmierproblems auf den Verformungen nach HERTZ. Unter dem Pseudonym ERTEL [286] (eigentlich MOHRENSTEIN; erst seit der Übersetzung des Originaltextes [287] bekannt und daher meist trotzdem unter dem Namen ERTEL referenziert [24]) und mit gewissen Änderungen von GRUBIN [288] wurde eine Lösung des Linienkontaktes vorgestellt. Diese geht von einem Schmierspaltprofil in der Eintrittszone aus, das der um einen Offset nach oben verschobenen hertzschen Lösung der Deformation entspricht. Innerhalb der hertzschen Kontaktbreite b resultiert daraus ein Parallelspalt. Als weitere Randbedingung wird ein hydrodynamischer Druck im Übergang zum Parallelspalt in der Größenordnung des dort gültigen hertzschen Druckes vorausgesetzt. Durch beide Maßnahmen wird eine sehr gute Lösung für den Druckanstieg im Eintrittsbereich erreicht und auch die Lösung für den zentralen Schmierspalt weicht nie um mehr als 20 % zur vollständig numerischen Lösung ab [24].

Für eine numerische Lösung der Deformation stehen im Wesentlichen zwei Methoden zur Verfügung. Dies sind die Nachgiebigkeitsmatrix-Methode (Lösung eines Halbraummodells) und die FE-Methode. Wesentlicher Unterschied zwischen beiden ist die notwendige Vernetzung. Bei Halbraummodellen genügt ein Netz über der Kontaktfläche wohingegen die FE-Methode eine Vernetzung mit Elementen in Materialtiefenrichtung voraussetzt. Allerdings stehen nur für den FE-Ansatz kommerzielle Löser zur Verfügung, für Halbraummodelle müssen solche selbst entwickelt werden. Dennoch haben gerade die Halbraummodelle bei der Simulation tribologischer Kontakte weite Verbreitung gefunden [188]. Die Grundlagen beider Berechnungsmöglichkeiten werden nachfolgend kurz erläutert.

Bereits kurz nach der Veröffentlichung von HERTZ wurde 1885 von BOUSSINESQ [289] eine auf der Potentialtheorie basierende Lösung des Kontaktproblems zur Bestimmung

der Deformation bei einer angreifenden Punktlast publiziert. Diese Theorie stellt bis heute die Grundlage für die Halbraummodelle eines Normalkontaktes dar. Unter Halbraum versteht man dabei einen halbunendlichen Raum, mit einer ihn begrenzenden, unendlich ausgedehnten Ebene und einer einseitig begrenzten dritten Raumrichtung. Eine auf einen derartigen Halbraum wirkende Punktlast und die aus dieser Last an einem anderen Ort der Kontaktfläche Ω_c resultierende Deformation w sind in Bild 3.13 dargestellt.

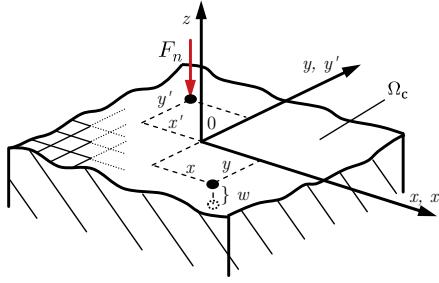


Bild 3.13: Punktlast auf elastischem Halbraum

Für den in Bild 3.13 gezeigten Fall der Punktlast kann die elastische Verschiebung in z -Richtung an einer beliebigen Stelle der Oberfläche mit den Koordinaten x und y sowie dem Elastizitätsmodul E und der Querdehnzahl ν als

$$w(x, y) = \frac{(1 - \nu^2)}{\pi E} \frac{F_n(x, y)}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad 3.77$$

ausgedrückt werden. Wird hingegen von einem flächigen Druck ausgegangen, so beeinflussen sich die Verschiebungen benachbarter Lasten und es folgt die Integralgleichung

$$w(x, y) = \underbrace{\frac{(1 - \nu^2)}{\pi E} \int_{\Omega_c} \frac{1}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dx' dy'}_{C^{zz}} p(x', y') . \quad 3.78$$

Diese Gleichung weist für $x = x'$ und $y = y'$ eine Singularität auf [188]. Geht man jedoch bei einer in Rechtecke diskretisierten Fläche von einem konstanten Druck je Einzelrechteck aus, so lässt sich die Einflussfunktion C^{zz} in Gleichung 3.78 durch einen auf LOVE [290] zurückgehenden Ansatz ohne Singularität ersetzen. Für den Ansatz nach LOVE und auch weitere Einflussfunktionen C^{zz} für normale und tangentiale Verschiebungen sei auf WILLNER [291] verwiesen.

Mit obigen Gleichungen ist bisher nur ein elastischer Körper behandelt worden. Treten zwei elastische Körper in Kontakt, so kann einer als ideal starr angenommen und der

andere um den Einfluss der elastischen Deformation des anderen erweitert werden. Dies erfolgt, indem im ersten Term der Einflussfunktion mit

$$\frac{(1-\nu^2)}{E} = \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \quad 3.79$$

substituiert wird (analog zum hertzschen Kontakt in Abschnitt 2.1.3).

Als weitere Möglichkeit zur Berechnung der elastischen Deformation steht die Methode der Finiten Elemente (FEM) zur Verfügung. Diese hat sich unter anderem bei der Simulation strukturmechanischer Problemstellungen als bevorzugtes numerisches Verfahren durchgesetzt [292]. Sie kann aber auch bei Kontaktproblemen [293] und damit für die Simulation von EHD-Kontakten eingesetzt werden. Der Grundgedanke der FEM in der Strukturmechanik ist die Zerlegung der Gesamtstruktur in eine diskrete Zahl an kleineren Elementen, deren mechanisches Verhalten näherungsweise oder exakt bestimmt werden kann [292]. Ursprünglich bezog sich dies auf die einzelnen Stäbe eines Tragwerkes. Durch die grundlegenden Arbeiten von TURNER et al. [294] sowie ARGYRIS und KELSEY [295] wurde sie aber auf die Kontinuumsmechanik ausgedehnt [292]. Die Lösungsvariablen stellen bei der FEM die Verschiebungsgrößen dar, die resultieren, wenn die Struktur belastet wird. Die Verknüpfung zwischen der Matrix der Belastungen \mathbf{F} und der Matrix der Verschiebungen \mathbf{U} kann, bezogen auf ein globales Koordinatensystem, durch die Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K} erfolgen. Es ergibt sich für den statio-nären Fall

$$\mathbf{F} = \mathbf{KU}. \quad 3.80$$

Um obiges lineares Gleichungssystem lösen zu können, muss entweder die Last oder die Verschiebung durch Einführung geeigneter Randbedingungen für jeden Freiheitsgrad vorgegeben werden. Die Steifigkeitsmatrix an sich kann für Stabtragwerke analytisch exakt bestimmt werden. Bei kontinuumsmechanischen Problemen ist es jedoch notwen-dig Annahmen über den Verlauf von Verformungen oder Spannungen in jedem Element zu treffen [292]. Zunächst ist hierzu an jedem infinitesimal kleinen Element, das dem Element der Vernetzung entspricht, ein Gleichgewicht der Kräfte aufzustellen. Für die Normalspannungen σ und die Schubspannungen τ gelten die in Bild 3.14a) getroffenen Bezeichnungen. Unter Vernachlässigung der Volumenkräfte (spezifisches Gewicht bzw. Trägheitskräfte) gilt damit für das Kräftegleichgewicht:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = 0 \text{ mit } \boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}. \quad 3.81$$

Weiterhin kann ein Zusammenhang zwischen Verzerrungen (Dehnungen infolge Normalkräften und Schubverzerrungen infolge Schubkräften) und Verschiebungen hergestellt werden, siehe Bild 3.14b) und c). Eine Dehnung ε entspricht dabei einer Längenänderung bezogen auf die ursprüngliche Länge, also $\varepsilon = \Delta l/l$ und eine Schubverzer-

rung γ einer Winkeländerung eines ursprünglich rechten Winkels [292]. Verknüpft man dies mit den Verschiebungen so gilt für die Dehnungen und Schubverzerrungen:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, & \gamma_{yz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, & \gamma_{xz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}.\end{aligned}\quad 3.82$$

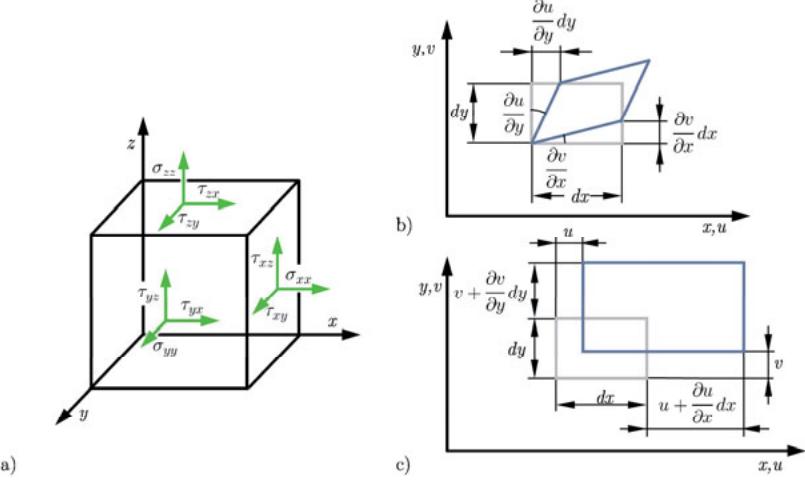


Bild 3.14: a) Kräftegleichgewicht am infinitesimalen Volumenelement, b) Dehnungen und c) Schubverzerrungen in der x,y -Ebene

Eine Verbindung zwischen Kräftegleichgewicht (Gleichung 3.81) und dem Zusammenhang aus Verzerrungen und Verschiebungen (Gleichung 3.82) wird durch ein sogenanntes Werkstoffgesetz hergestellt. Es soll sich hier auf den einfachsten Fall eines linearen Zusammenhangs zwischen Spannung und Dehnung, dem hookeschen Gesetz, beschränkt werden. Unter Annahme eines isotropen Materials kann geschrieben werden:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix}}_C = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \\ & & 2(1+\nu) \\ & & 2(1+\nu) \\ & & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix}. \quad 3.83$$

Die Elastizitätsmatrix C fasst darin die Materialeigenschaften zusammen.

Um nun mit obigen Gleichungen die elastische Deformation im EHD-Kontakt berechnen zu können, muss ein elastischer Körper definiert und dieser in finite Elemente un-

tergliedert werden. Um das damit entstehende Gleichungssystem zu lösen, sind zudem eindeutige Randbedingungen vorzugeben.

Den Arbeiten von HABCHI [296] folgend wird für den EHD-Kontakt als elastischer Körper ein Kubus verwendet, der auf einer Fläche fest eingespannt ist und auf der gegenüberliegenden Fläche durch den Druck aus der Hydrodynamik (REYNOLDS-Gleichung) beaufschlagt wird. Die Abmessungen des Kubus sind so zu wählen, dass das Berechnungsergebnis dem eines Halbraum-Ansatzes mit unendlicher Ausdehnung entspricht. Das damit resultierende Modell zeigt Bild 3.15.

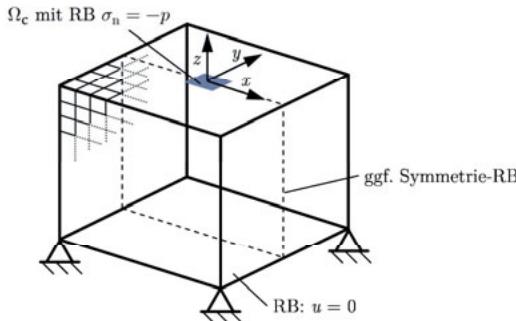


Bild 3.15: Geometrie beim FEM-Ansatz mit Randbedingungen und Kontaktbereich Ω_c

Das Modell aus Bild 3.15 kann analog zum Halbraumansatz oder den hertzischen Gleichungen auch die Deformation von zwei elastischen Kontaktkörpern repräsentieren, bei denen der zweite als starr angenommen wird. Hierzu sind sowohl das E-Modul als auch die Querdehnzahl in den Materialeigenschaften entsprechend anzupassen und durch ihre äquivalenten Ausdrücke zu ersetzen [297]:

$$E_e = \frac{E_1^2 E_2 (1 + \nu_2)^2 + E_2^2 E_1 (1 + \nu_1)^2}{[E_1 (1 + \nu_2) + E_2 (1 + \nu_1)]^2}, \quad 3.84$$

$$\nu_e = \frac{E_1 \nu_2 (1 + \nu_2) + E_2 \nu_1 (1 + \nu_1)}{E_1 (1 + \nu_2) + E_2 (1 + \nu_1)}.$$

Für den Fall, dass beide Kontaktkörper die gleichen Materialparameter besitzen, vereinfachen sich die Gleichungen zu $E_e = E/2$ bzw. $\nu_e = \nu$.

Neben der Bestimmung der Deformation kann auch die Berechnung der Spannungen in EHD-Kontakten von Interesse sein. Aufgrund dieser Spannungen resultiert beispielsweise bei Überschreiten werkstoffmechanischer Grenzen eine plastische Deformation. Weiterhin ist bei einer zyklischen Werkstoffbeanspruchung von Ermüdungserscheinungen auszugehen, die entscheidend durch die lokal auftretenden Schubspannungsspitzen beeinflusst werden. Bei Anwendung der FEM zur Berechnung der elastischen Deformation sind durch das verwendete Werkstoffgesetz die Spannungen immanenter Teil der

Lösung und können daher in der Simulationsauswertung direkt analysiert werden. Bei einem Halbraumansatz sind hingegen eigenständige Berechnungen notwendig, auf die hier nicht weiter eingegangen werden soll. Der interessierte Leser sei beispielsweise auf die Ausführungen in [188] verwiesen.

3.11 Dimensionslose Kennzahlen und Gleichungen

3.11.1 Dimensionslose Kennzahlen

Für den stationären und isothermen Fall wurden von DOWSON und HIGGINSON [298] im Rahmen einer der ersten numerischen Lösungen des EHD-Problems durch eine Dimensionsanalyse Kennzahlen bestimmt, die die wichtigste Kenngröße im EHD-Kontakt – die Schmierfilmhöhe – vollständig beschreiben. Aus den sieben Variablen [22]

- r' reduzierter Krümmungsradius (Gl. 2.10),
- E' reduzierter Elastizitätsmodul (Gl. 2.7),
- η_0, α_η Viskositätseigenschaften des Schmierstoffes (Abschnitt 3.8.1),
- q Belastung bezogen auf die Kontaktlänge,
- u_m hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit (Gl. 3.16) und
- h gesuchte Schmierfilmhöhe

ergibt sich ein funktionaler Zusammenhang für den Schmierspalt in Abhängigkeit von drei dimensionslosen Kennzahlen: dem Lastparameter W , dem Geschwindigkeitsparameter U und dem Materialparameter G . Sie unterscheiden sich für den Linien- (1D) und Punktkontakt (2D) nur geringfügig und können ausgedrückt werden als [200]

$$\begin{aligned} W &= \begin{matrix} 1D \\ \left(\frac{F_n}{E' l r'} \right) \end{matrix} \quad \begin{matrix} 2D \\ \left(\frac{F_n}{E' r_x'^2} \right) \end{matrix}, \\ U &= \begin{matrix} 1D \\ \left(\frac{\eta_0 u_m}{E' r'} \right) \end{matrix} \quad \begin{matrix} 2D \\ \left(\frac{\eta_0 u_m}{E' r_x'} \right) \end{matrix}, \\ G &= (\alpha_\eta E') \quad (\alpha_\eta E'). \end{aligned} \tag{3.85}$$

MOES [299] weist nach, dass zur vollständigen Beschreibung bereits zwei Kennzahlen ausreichend sind: der Lastparameter M und der Viskositätsparameter L . Diese lassen sich aus den bisherigen drei Kennzahlen durch deren Kombination definieren [200]:

$$\begin{aligned} M &= \begin{matrix} 1D \\ \left(\frac{W}{(2U)^{0.5}} \right) \end{matrix} \quad \begin{matrix} 2D \\ \left(\frac{W}{(2U)^{0.75}} \right) \end{matrix}, \\ L &= (G(2U)^{0.25}) \quad (G(2U)^{0.25}). \end{aligned} \tag{3.86}$$

Die Kennzahlen M und L sollen im weiteren Verlauf der Arbeit herangezogen werden um den EHD-Kontakt hinsichtlich Belastung und Schmierstoff zu charakterisieren. Auf die funktionalen Zusammenhänge zur Bestimmung der Schmierfilmdicke soll hingegen nicht weiter eingegangen und der interessierte Leser auf [186] verwiesen werden.

3.11.2 Dimensionslose Gleichungen

Zur numerischen Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems, hier dem EHD-Kontaktproblem, werden Speichervariablen mit einer begrenzten Genauigkeit verwendet. Durch die Vielzahl an Rechenoperationen kommt es durch diese Begrenzung unvermeidlich zu Rundungsfehlern. Dies wird bei EHD-Kontakten durch die Tatsache verstärkt, dass es sich um ein Problem mit um 15 Größenordnungen und mehr voneinander verschiedenen Lösungsvariablen handelt. Bezogen auf das SI-Einheitenystem resultiert dies beispielsweise aus einem Mikrometer großem Schmierspalt ($\approx 10^{-6}$) und einem Schmierdruck bis in den GPa-Bereich ($\approx 10^9$). Es sollte daher angestrebt werden, die Konditionierung der Lösungsmatrix zu verbessern. Eine einfache Möglichkeit ist es, alle Lösungsvariablen zu skalieren, so dass sie der Größenordnung von Eins entsprechen (Äquilibrierung). Im Fall des EHD-Kontaktes kann diese Skalierung durch die charakteristischen Größen der hertzschen Theorie erfolgen, da sich mit zunehmender Last die Druckverteilung im Schmierspalt der Druckverteilung des trockenen hertzschen Kontaktes annähert. Es bieten sich drei hertzsche Parameter an [200]

- a, b halbe hertzsche Kontaktlänge bzw. -breite
(Linie: b nach Gl. 2.11; Punkt: a nach Gl. 2.12),
- p_{\max} maximaler hertzscher Druck
(Linie nach Gl. 2.13; Punkt nach Gl. 2.14),
- δ_{HERTZ} charakteristische Deformation
(Linie: $\delta_{\text{HERTZ}} = b^2/r'$; Punkt: $\delta_{\text{HERTZ}} = a^2/r'_x$).

Mit ihnen lassen sich dimensionslose Variablen für den Linien- und Punktkontakt bestimmen, die anschließend in die REYNOLDS-Gleichung eingesetzt werden. Diese dimensionslosen Variablen werden nachfolgend bei arabischen Schriftzeichen durch große Buchstaben, bei griechischen durch einen Querstrich verdeutlicht. Es ergeben sich für den Linien und Punktkontakt die normierten Größen [200]

$$\begin{aligned} \text{Linienkontakt: } X &= \frac{x}{b}, & P &= \frac{p}{p_{\max}}, & H &= \frac{hr'}{b^2}, & T &= \frac{tu_m}{b}, \\ \text{Punktkontakt: } X &= \frac{x}{a}, & Y &= \frac{y}{a}, & P &= \frac{p}{p_{\max}}, & H &= \frac{hr'_x}{a^2}, & T &= \frac{tu_m}{a}, \end{aligned}$$

sowie die dimensionslosen Variablen für Dichte und Viskosität

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0} \text{ und } \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}.$$

Nachfolgend sind vor allem die Gleichungen für den Punktkontakt aufgeführt, da die Vorgehensweise beim Linienkontakt weitestgehend, bis auf die Vernachlässigung der y -Komponente, identisch ist. Durch Einsetzen der dimensionslosen Variablen oberhalb in Gleichung 3.15 ergibt sich, unter Berücksichtigung des Sonderfalles $v_1 = v_2 = 0$, die dimensionslose REYNOLDS-Gleichung zu

$$\nabla \cdot \left(\frac{H^3}{\psi} \frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \nabla P \right) - \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} - \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial T} = 0 \text{ mit } \psi = \frac{12\eta_0 u_m r_x'^2}{a^3 p_{\max}}. \quad 3.87$$

Auch die Schmierspaltgleichung (Gl. 3.30) kann in eine dimensionslose Form

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} + \bar{\delta} \quad 3.88$$

überführt werden. Dabei ist $\bar{\delta}$ die dimensionslose elastische Deformation in z-Richtung. Sie kann direkt aus der FE-Berechnung gewonnen werden, wenn dort neben den Koordinatenachsen x , y und z auch das äquivalente E -Modul (Gl. 3.84) skaliert wird [297]:

$$\overline{E}_e = \frac{E_1^2 E_2 (1 + \nu_2)^2 + E_2^2 E_1 (1 + \nu_1)^2}{[E_1 (1 + \nu_2) + E_2 (1 + \nu_1)]^2} \cdot \frac{a}{r_x' p_{\max}}. \quad 3.89$$

Letztlich wird nur noch eine dimensionslose Gleichung für das Kräftegleichgewicht (Gl. 3.102) benötigt um das EHD-Problem in einer dimensionslosen Form zu lösen:

$$\text{Linienkontakt: } \int_{\Omega_c} P(X) dX = \frac{\pi}{2}; \text{ Punktkontakt: } \int_{\Omega_c} P(X, Y) dA = \frac{2\pi}{3}. \quad 3.90$$

Bisher wurde von konstanten Bedingungen für die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, die Krümmung und die Belastung ausgegangen. Dies muss aber nicht auf alle Anwendungsfälle, wie beispielsweise den Nocken-Stößel-Kontakt, zutreffen. In diesem Fall kann durch Korrekturfaktoren in der dimensionslosen REYNOLDS-Gleichung die zeitliche Änderung dieser Größen auf sehr einfache Weise berücksichtigt werden. Für die so angepassten Gleichungen folgt [300]:

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\psi} \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\eta}} \nabla P \right) - \frac{\partial(C_u(T)\bar{\rho}H)}{\partial X} - \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial T} = 0 \text{ mit } C_u(T) = \frac{u_m(T)}{u_m(0)}, \quad 3.91$$

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_r(T)} + \frac{Y^2}{2C_r(T)} + \bar{\delta} \text{ mit } C_r(T) = \frac{r'(T)}{r'(0)} \text{ und} \quad 3.92$$

$$\int_{\Omega_c} P(X, Y) dA = C_w(T) \frac{2\pi}{3} \text{ mit } C_w(T) = \frac{w(T)}{w(0)}. \quad 3.93$$

Eine Dimensionslosmachung kann auch bei den verallgemeinerten reynoldsschen Differentialgleichungen durchgeführt werden. Exemplarisch soll dies anhand Gleichung 3.23 gezeigt werden. Im verallgemeinerten Fall sind Viskosität und Dichte eine über der

Spalthöhe veränderliche Größe, woraus die bekannten Integralterme resultieren. Die z -Koordinate der Integrale kann mit dem dimensionsbehafteten Schmierspalt durch

$$Z = \frac{z}{h} \quad 3.94$$

normiert werden. Dies hat den Vorteil, dass der gekrümmte Schmierspalt für die numerische Lösung in ein rechteckiges Berechnungsgebiet transformiert wird, siehe Bild 3.18. Für die verallgemeinerte reynoldssche Differentialgleichung in dimensionsloser Schreibweise gilt damit:

$$\nabla \cdot \left(\frac{H^3}{\psi_e} \left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \right)_e \nabla P \right) - \frac{\partial H \bar{\rho}_x}{\partial X} - \frac{\partial H \bar{\rho}_y}{\partial Y} - \frac{\partial}{\partial T} (H \bar{\rho}_{e0}) = 0 \quad 3.95$$

mit den variablen Größen

$$\begin{aligned} \psi_e &= \frac{\eta_0 u_m r_x'^2}{a^3 p_{\max}} , & \left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \right)_e &= \frac{\bar{\eta}_{e1} \bar{\rho}_{e1}}{\bar{\eta}_{e0}} - \bar{\rho}_{e2} , \\ \bar{\rho}_x &= \frac{1}{u_m} \left[\frac{\bar{\rho}_{e1}}{\bar{\eta}_{e0}} (u_1 - u_2) + \bar{\rho}_{e0} u_2 \right] , & \bar{\rho}_y &= \frac{1}{u_m} \left[\frac{\bar{\rho}_{e1}}{\bar{\eta}_{e0}} (v_1 - v_2) + \bar{\rho}_{e0} v_2 \right] , \\ \bar{\rho}_{e0} &= \int_0^1 \bar{\rho} dZ , & \bar{\rho}_{e1} &= \int_0^1 \bar{\rho} \int_0^Z \frac{1}{\bar{\eta}} dZ' dZ , & \bar{\rho}_{e2} &= \int_0^1 \bar{\rho} \int_0^Z \frac{Z'}{\bar{\eta}} dZ' dZ , \\ \bar{\eta}_{e0} &= \int_0^1 \frac{1}{\bar{\eta}} dZ \text{ und } \bar{\eta}_{e1} &= \int_0^1 \frac{Z}{\bar{\eta}} dZ . \end{aligned}$$

Zur Bestimmung der in Gleichung 3.95 durch die temperaturabhängige Dichte und Viskosität implizit enthaltene Temperaturverteilung muss folglich auch die Energiegleichung (Gl. 3.38) in eine dimensionslose Form überführt werden. Hierbei empfiehlt es sich die Gleichungen im Schmierspalt und in den Festkörpern in der z -Richtung unterschiedlich zu skalieren. Dies hat den Hintergrund, dass ein Abklingen der Wärmeeinflusszone im Festkörper eine im Vergleich zum Schmierspalt größere räumliche Distanz benötigt. Durch eine derartige Fallunterscheidung gilt im thermischen Problem für die dimensionslosen Z -Koordinaten im Festkörper und Schmierstoff

$$\begin{aligned} \text{Festkörper: } Z_{\text{sol}} &= \frac{z}{a} , \\ \text{Schmierstoff: } Z_{\text{liq}} &= \frac{z}{h} . \end{aligned} \quad 3.96$$

Damit ist in beiden Fällen ebenfalls eine Transformation in ein rechteckiges Berechnungsgebiet gewährleistet, das auch die unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten berücksichtigt. Unter den in Abschnitt 3.7 genannten Vereinfachungsmöglichkeiten folgt

$$\text{für Solid (i = 1,2,3)} \quad \rho c_{\text{sol}} \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial T} + \rho c_{\text{sol}} \left(\frac{u_{\text{sol}}}{u_m} \cdot \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial X_i} \right) - \frac{\partial}{\partial X_i} \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{sol}}}{au_m} \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial X_i} \right) = 0 \quad 3.97$$

$$\text{und Fluid (i = 1,2)} \quad \rho c_{\text{liq}} \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial T} + \rho c_{\text{liq}} \left(\frac{u_i}{u_m} \cdot \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial X_i} \right) - \frac{\partial}{\partial Z} \cdot \left(\frac{r'_x^2 \lambda_{\text{liq}}}{H^2 a^3 u_m} \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial Z} \right) - \beta_\rho \bar{\vartheta} p_{\max} \left(\frac{\partial P}{\partial T} + \frac{u_i}{u_m} \frac{\partial P}{\partial X_i} \right) - \frac{\eta r'_x^2}{\vartheta_0 H^2 a^3 u_m} \left(\frac{\partial u_i}{\partial Z} \right)^2 = 0 . \quad 3.98$$

Durch die unterschiedlichen Skalierungen kommt es allerdings zu einer Unstetigkeit im Übergang zwischen Schmierstoff und Festkörpern. Um die Kontinuitätsrandbedingung

$$\lambda_{\text{liq}} \frac{\partial \vartheta}{\partial z} = \lambda_{\text{sol}} \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \quad 3.99$$

zu wahren wird numerisch jeweils im Übergang der beiden Domänen Schmierstoff und Festkörper die hierauf angepasste Wärmestromdichte als Randbedingung vorgegeben.

Zur Lösung von Gleichung 3.98 ist weiterhin eine dimensionslose Schreibweise der Fluidegeschwindigkeiten

$$u_i = \frac{p_{\max} H^2 a^3}{\eta_0 r'_x^2} \frac{\partial P}{\partial X_i} \left(\int_0^Z \frac{Z}{\bar{\eta}} dZ - \frac{\bar{\eta}_{e1}}{\bar{\eta}_{e0}} \int_0^Z \frac{1}{\bar{\eta}} dZ \right) + \frac{1}{\bar{\eta}_{e0}} \int_0^Z \frac{1}{\bar{\eta}} dZ (u_{i,1} - u_{i,2}) + u_{i,2} , \quad 3.100$$

als auch der Fluidschubspannungen

$$\tau_{zi} = \frac{p_{\max} Ha}{r'_x} \frac{\partial P}{\partial X_i} \left(Z - \frac{\bar{\eta}_{e1}}{\bar{\eta}_{e0}} \right) + \frac{\eta_0 r'_x}{Ha^2} \frac{(u_{i,1} - u_{i,2})}{\bar{\eta}_{e0}} \quad 3.101$$

erforderlich. Letztere fließt nur implizit, über die verallgemeinerte newtonscche Viskosität, in die Wärmeleitungsgleichung und die verallgemeinerte REYNOLDS-Gleichung ein.

3.12 Lösung des gekoppelten EHD-Problems

Im Unterschied zu hydrodynamischen Kontakten spielt die elastische Deformation im Bereich der elastohydrodynamischen Kontakte eine entscheidende Rolle. Sie resultiert sowohl aus der Annäherung der Kontaktpartner – siehe die Beanspruchung konzentrierter Kontakte in Abschnitt 2.1.3 – als auch aus hydrodynamischen Effekten, wie beispielweise der Einschnürung am Kontaktaustritt. Durch die lokale Deformation des Wirkflächenpaars ändert sich die Geometrie des Schmierspaltes und somit wiederum die Drucklösung des hydrodynamischen Problems aus der REYNOLDS-Gleichung. Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung entsteht ein iterativ zu lösendes Gleichungssystem, das durch geeignete Ansätze miteinander zu koppeln ist. Auf diese Kopplung der Deformation mit dem hydrodynamischen Problem geht Abschnitt 3.12.1 ein. Im Falle der Berücksichtigung der Wärmeentwicklung und -leitung im Schmierspalt ist darüber hinaus das Wärmeleitungsproblem in die Kopplung mit aufzunehmen. Die damit einhergehenden Veränderungen zeigt Abschnitt 3.12.2, wobei auch die notwendigen Anpassungen um das Verhalten nicht-newtonsscher Fluide berücksichtigt werden.

3.12.1 Kopplung von elastischer Deformation und Hydrodynamik

Zur Lösung des EHD-Kontaktproblems ist, wie bereits aufgezeigt, sowohl eine Lösung der Hydrodynamik als auch der elastischen Deformation notwendig. Stehen Strömung und Strukturmechanik in Wechselwirkung zueinander, so wird dies im Allgemeinen als Fluid-Struktur-Interaktion bezeichnet. Da sich beide Lösungen gegenseitig beeinflussen (Druck verändert Spalt und Spalt verändert Druck), ist eine geeignete Kopplung, genauer gesagt eine bidirektionale Kopplung, beider Gleichungen auf numerischem Wege notwendig. Die elastische Deformation ist im Wesentlichen die Folge der externen Belastung des Kontaktes, der der Druck im Schmierspalt gegenübersteht. Die Kopplungsbedingung zwischen Hydrodynamik und Deformation ist daher das Kräftegleichgewicht aus externer Belastung und Schmierdruck im Kontaktbereich

$$F_n = \int_{\Omega_c} p(x, y) dA , \quad 3.102$$

auch wenn in dieser Gleichung der Schmierspalt und damit die Deformation nicht explizit auftreten. Da aber der Druck eine vom Spalt abhängige Größe darstellt, ist die Deformation impliziter Teil der Gleichung.

Geht man von einem transienten Problem aus, so wäre die einfachste Form der Kopplung in jedem Zeitschritt eine Lösung der Hydrodynamik, gefolgt von einer Lösung der Deformation aufgrund des Druckes durchzuführen. Man spricht hier von einer schwachen Kopplung. Wird dieser Schritt nur einmalig ausgeführt, liegt nur eine unidirektionale Kopplung vor und die Wechselwirkung zwischen Fluid und Struktur wird unzureichend berücksichtigt. In der schwachen Kopplung werden deshalb meist die beiden Schritte sequentiell wiederholt, bis ein definiertes Konvergenzkriterium erreicht wird (Druck und Deformationsberechnung sind konvergiert bzw. das Kräftegleichgewicht aus Gleichung 3.102 ist erfüllt), bevor der nächste Zeitschritt berechnet wird. Die starke Kopplung hingegen löst die beiden diskretisierten Differentialgleichungen in einem gemeinsamen algebraischen Gleichungssystem. Beide Verfahren sind schematisch in Bild 3.16 einander gegenübergestellt. Die Hydrodynamik wird in der Literatur meist in Form der REYNOLDS-Differentialgleichung, die Deformation in Form eines Halbraumansatzes abgebildet. Dies ist auch in den nachfolgend genannten Quellen, wenn nicht explizit anders angegeben, zutreffend.

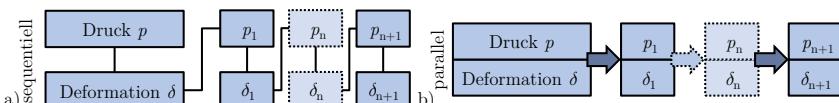


Bild 3.16: a) schwache und b) starke Kopplung von elastischer Deformation und hydrodynamischem Druck durch sequentielle bzw. parallele Lösung

In der Vergangenheit wurden zur Lösung des EHD-Problems von verschiedenen Wissenschaftlern sowohl die schwache als auch die starke Kopplung verwendet. Dabei stellt erstere, in Form der sequentiellen Lösung, sowohl die als erstes umgesetzte als auch die am weitesten verbreitete Kopplung dar. Die ersten Arbeiten verwenden eine „inverse Methode“, die auf MOHRENSTEIN-ERTEL [286] zurückgeht. Hier wird die REYNOLDS-Gleichung bei vorgegebenem Druck nach dem Schmierspalt gelöst. Als wichtige Arbeiten hierzu zählen DOWSON und HIGGINSON [298] (Linienkontakt) sowie EVANS und SNIDLE [301] (Punktkontakt). Als zweites sind die wegweisenden Arbeiten von HAMROCK und DOWSON [302–305] zu nennen, die demgegenüber eine sogenannte „direkte Methode“ anwenden und die REYNOLDS-Gleichung nach dem Druck lösen. Diese direkte Methode ist aber, ohne weitere Maßnahmen, auf einen Druck unter 1 GPa limitiert. Arbeiten von LUBRECHT [306] beschleunigten die Berechnung mit der Einführung von Multigrid (MG) Methoden. Die Druckbegrenzung wurde schließlich von VENNER [200] sowie VENNER und NAPEL [307, 308] mit der Einführung der Multi-Level Multi-Integration(MLMI)-Methoden und einem geeigneten Relaxationsverfahren überwunden. Zusammen stellen diese die bis heute am weitesten verbreiteten, direkten und iterativen Kopplungsmethoden für EHD-Probleme dar. Einen umfassenden Überblick über sie, sowie Möglichkeiten der numerischen Implementierung, bieten VENNER und LUBRECHT [236]. Nachteilig bei der sequentiellen Lösung bleibt aber, dass durch die voneinander unabhängige Behandlung der Gleichungen ein gewisser Informationsverlust innerhalb der Iterationen durch den Datenaustausch auftritt und die Kopplung durch einen Dämpfungsfaktor (Unter-Relaxation, häufig GAUSS-SEIDEL-Relaxation [200]) abgeschwächt werden muss, wodurch sich die Konvergenz der Lösung verschlechtert [309].

Den schwach gekoppelten Lösungen stehen solche mit einer starken Kopplung, also mit einer gleichzeitigen Lösung der Gleichungen, gegenüber. Sie basieren numerisch auf einem NEWTON-Verfahren. Als Beispiele seien die Arbeiten von RHODE und OH [310, 311] sowie OKAMURA [312] genannt. Durch das verwendete Halbraummodell für die elastische Deformation, also die Kopplung mit Gleichung 3.78, kommt es jedoch zu einer voll besetzten Matrix im zu lösenden nichtlinearen Gleichungssystem. Es stehen alle Netzpunkte durch die Integralgleichung untereinander in Beziehung, was einen hohen Speicherbedarf und Berechnungsaufwand bedeutet. Im Falle des Punktkontaktes führte dies in der Vergangenheit dazu, dass die Berechnungsgrenzen durch die Computerhardware definiert wurden [25]. Dies dürfte einer der Hauptgründe sein, weshalb sich in der Vergangenheit vor allem die schwach gekoppelten Lösungen durchgesetzt haben [309]. Um eine dünnbesetzte Matrix zu erhalten – geringerer Rechen- und Speicherbedarf – schlägt HABCHI [309] daher vor, die elastische Deformation durch eine FE-Formulierung zu ersetzen und auch die REYNOLDS-Differentialgleichung mit einem FE-Ansatz zu diskretisieren. Die so diskretisierte REYNOLDS-Gleichung ist jedoch in ihrer Lösung, ähnlich einer Konvektions-Diffusionsgleichung, bei hohem Druck instabil und erfordert eine geeignete Stabilisierung. Auf diese geht Abschnitt 3.12.2 ein. Durch die

starke Kopplung wird ein sehr gutes Konvergenzverhalten der Lösung erzielt, was eine vergleichsweise geringe Zahl an Iterationen bis zur Lösung bedeutet. Da für diesen Ansatz zudem auf kommerzielle FE-Löser zurückgegriffen werden kann, wird er im Rahmen dieser Arbeit für die durchzuführenden Berechnungsstudien verwendet.

Neben einer Lösung der Hydrodynamik durch die REYNOLDS-Differentialgleichung ist es, wie zu Beginn des Kapitels erläutert, auch möglich, die vollständigen NAVIER-STOKES-Gleichungen, also Gleichungen ohne die in Abschnitt 3.2 oder 3.3 getroffenen Vereinfachungen, zur Lösung des EHD-Kontaktproblems heranzuziehen. In diesem Fall muss der Schmierspalt aber in Spalthöhenrichtung vernetzt werden. In vielen Fällen ist zudem keine Normierung und damit einhergehende Transformation auf ein rechteckiges Netz möglich, weshalb das Netz des Spaltes durch Bewegen einzelner Knoten an die elastische Deformation angepasst werden muss. Auch hier sind dann Lösungen mit einer schwachen, beispielsweise HARTINGER et al. [313], oder starken Kopplung, beispielsweise BRUYERE et al. [228], möglich.

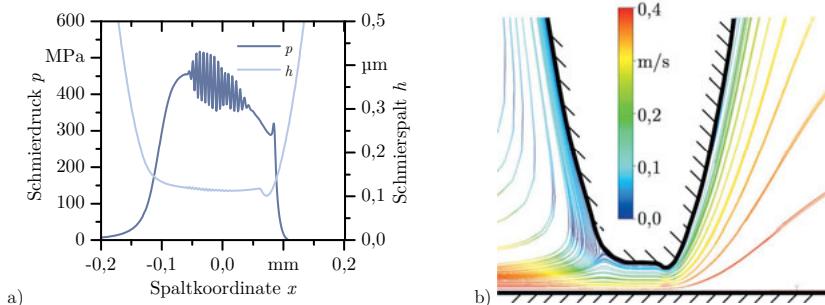


Bild 3.17: a) Instabilitäten bei der Lösung eines Fluid-Struktur-Ansatzes mit CFD- und FE-Lösern und b) spaltauflösende Betrachtung am Beispiel der Strömungslinien bei einer stehenden oberen und bewegten unteren Wand

Bei einer schwachen Kopplung kommt es bei der Lösung jedoch leicht zu Instabilitäten durch ein Übersprechen der elastischen Deformation als Reaktion auf den Oberflächendruck des vorangegangenen Iterationsschrittes [314]. Ein Beispiel hierfür zeigt Bild 3.17a) für eine im Vorfeld dieser Arbeit durchgeführte Studie. Hierzu wurden der CFD-Solver ANSYS-Fluent und der Struktur-Solver ANSYS-Mechanical mittels des ANSYS-System-Coupling-Moduls bidirektional gekoppelt. Erst durch Einführung geeigneter Dämpfungen, die die Auswirkungen des in jeder Iteration neu berechneten Druckverlaufes auf die Deformation begrenzen, gelang eine Lösung, Bild 3.17b), was in Einklang mit den von HARTINGER [315] beschriebenen Effekten und Unterrelaxationsfaktoren steht. Die Berechnung erforderte mit einem Workstation PC (8 Kerne à 2,66 GHz), bereits für einen stationären Linienkontakt mehrere Stunden. Um weitergehend auch Mikrotexturen zu berücksichtigen, wären diese im Rahmen einer transienten Berech-

nung zu vernetzen und das Netz der Texturen gegenüber dem Netz des glatten Kontaktes durch ein sogenanntes „sliding mesh“ in jedem Zeitschritt lateral zu verschieben. Die damit einhergehenden Berechnungszeiten würden dann aber selbst auf Rechenclustern inakzeptable Rechenzeiten erfordern. Basierend auf den Ausführungen aus Abschnitt 3.4 zur Gültigkeit der REYNOLDS-Differentialgleichung wurde daher eine Lösung mittels der NAVIER-STOKES-Gleichungen nicht weiter verfolgt.

3.12.2 Stabilisierung der reynoldsschen Differentialgleichung

Die REYNOLDS-Gleichung zeigt bei der numerischen Lösung im Bereich hoher Drücke ein instabiles Verhalten. Dies wurde bereits in den frühen Arbeiten von DOWSON und HIGGINSON [298] als auch von HAMROCK und DOWSON [305] festgehalten. Bei dieser Instabilität handelt es sich jedoch nicht um ein speziell auf die REYNOLDS-Gleichung bezogenes Problem. Dies trifft vielmehr auf alle Konvektions-Diffusionsgleichungen zu, also auch auf die Gleichungen der Wärmeübertragung oder der Impulserhaltung in den NAVIER-STOKES-Gleichungen. Sie alle konvergieren bei einer Diskretisierung mittels der GALERKIN-FE-Methode – bei linearen Ansatzfunktionen entspricht diese nahezu einem Finite-Differenzen Verfahren – nicht zu einer „glatten“ Lösung, sondern zeigen vielmehr lokale Oszillationen im Ergebnis der Lösungsvariablen.

Die allgemeine Form einer Konvektions-Diffusionsgleichung (beispielsweise aus [316]) kann mit der Lösungsvariablen Φ , dem Diffusionskoeffizienten D , der mittleren Geschwindigkeit der Spezies \vec{v} und den vorhandenen Quellen (oder auch Senken) Q als

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} = \underbrace{\nabla \cdot (D \nabla \Phi)}_{\text{Diffusion}} - \underbrace{\nabla \cdot (\vec{v} \Phi)}_{\text{Konvektion}} + \underbrace{Q}_{\text{Quellterme}} \quad 3.103$$

ausgedrückt werden. Durch Umformung der REYNOLDS-Gleichung (Gl. 3.87) nach [309]

$$\frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial T} = \nabla \cdot \left(\underbrace{\frac{H^3 \bar{\rho}}{\psi \bar{\eta}} \nabla P}_{\bar{\epsilon}} \right) - \underbrace{H \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial X}}_{\bar{\zeta}} - \bar{\rho} \frac{\partial(H)}{\partial X} \quad 3.104$$

wird ersichtlich, dass diese einer Konvektions-Diffusionsgleichung entspricht. Für diese ist ein stabiles Lösungsverhalten gegeben, solange die Diffusion überwiegt. Das Verhältnis von Konvektion zu Diffusion wird durch die dimensionslose PÉCLET-Zahl [309]

$$Pe = \frac{|\bar{\zeta}| h_{\text{el}}}{2 \bar{\epsilon} O_{\text{el}}} \quad 3.105$$

ausgedrückt. Eine sicher stabile Lösung ist nur für Werte von $Pe \leq 1$ möglich, darüber hinaus können Instabilitäten auftreten. Die lokale Elementgröße h_{el} und der Grad der Ansatzfunktion O_{el} hängen dabei von der gewählten FE-Diskretisierung ab. Die Stabilität kann somit auch durch ein feineres Netz oder Ansatzfunktionen höherer Ordnung

verbessert werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden für das hydrodynamische Problem Ansatzfunktionen fünfter (1D) bzw. siebter Ordnung (2D) verwendet. Dies hat den weiteren Vorteil, dass die Gradienten der REYNOLDS-Gleichung feiner aufgelöst werden können, ohne die Vernetzungsdichte zu erhöhen, was sich auch auf den elastischen Körper mit Ansatzfunktionen 2. Ordnung auswirken würde.

Daneben existieren verschiedene Stabilisierungsmethoden um den Oszillationen entgegenzuwirken. Eine Möglichkeit besteht darin, zusätzliche Terme in die Transportgleichung einzufügen, welche dort als numerische/künstliche Diffusion wirken [317]. Bei ihnen wird zwischen residuenbasierten (konsistenten) Verfahren, die die Lösung nicht beeinflussen (ihre Terme werden schwächer, je näher die Lösung der exakten Lösung kommt), und inkonsistenten Verfahren unterschieden, deren numerische Diffusion unabhängig von der Nähe zur exakten Lösung ist. Häufig zum Einsatz kommende Verfahren sind das „streamline upwind PETROV GALERKIN“ (SUPG) Verfahren [318], das „GALERKIN least squares“ (GLS) Verfahren [319] (beide konsistent) und das inkonsistente Verfahren „isotrope Diffusion“ (ID) [320]. Diese drei Verfahren schlägt auch HABCHI [309] für die Berechnung hochbelasteter EHD-Kontakte vor. Er zeigte, dass bei hochbelasteten Punktkontakten allein die konsistenten Verfahren nicht ausreichen, um die Oszillationen zu kompensieren, sondern zusätzliche inkonsistente Verfahren notwendig sind.

Um weiter auf die Stabilisierungstechniken eingehen zu können, muss zunächst im Rahmen eines FE-Lösungsansatzes die schwache Form der REYNOLDS-Gleichung aufgestellt werden. Die schwache Form ergibt sich durch Multiplikation aller Terme mit einer Testfunktion w^* , anschließender Integration über das Lösungsgebiet und Anwendung der Regeln der partiellen Integration (gaußscher Integralsatz). Im Falle der REYNOLDS-Gleichung wird zudem die Tatsache genutzt, dass der Druck am Rand der Kontaktfläche $\partial\Omega_c$ aufgrund der Randbedingungen Null wird. Für die schwache Form folgt:

$$(\mathcal{R}_P)_{\Omega_c} = \int_{\Omega_c} \frac{\partial \bar{\rho} H}{\partial T} w^* dA + \int_{\Omega_c} \bar{\varepsilon} \nabla P \cdot \nabla w^* dA - \int_{\Omega_c} \bar{\rho} H \frac{\partial w^*}{\partial x} dA = 0 , \quad 3.106$$

wobei \mathcal{R}_P das Residuum der Gleichung 3.104 ist. Durch Erweiterung um einen Term für die numerische Diffusion erhält man die SUPG- und GLS- Gleichungen [309]:

$$(\mathcal{R}_P)_{\Omega_c} + \sum_{el=1}^{n_{el}} \int_{\Omega_{el}} (\mathcal{R}_P) \tau_{stab} \left[\underbrace{\bar{\zeta} \cdot \nabla w^* - \bar{\varepsilon} \nabla \cdot (\bar{\varepsilon} \nabla w^*)}_{=0 \text{ für SUPG}} \right] dA = 0 . \quad 3.107$$

Der Index „el“ verdeutlicht, dass das Integral nur innerhalb der Elemente und nicht auf den Rändern integriert wird. Für den Gewichtungsfaktor τ_{stab} existieren unterschiedliche Ansätze. Den Arbeiten von HABCHI [309] folgend wird der nach GALEÃO et al. [321]

$$\tau_{stab} = \frac{h_{el}}{2|\bar{\zeta}|O_{el}} \xi(Pe) \text{ mit } \xi(Pe) = \coth(Pe) - \frac{1}{Pe} \quad 3.108$$

verwendet. Dieser berücksichtigt im Gegensatz zu anderen auch die Ordnung der Ansatzfunktion O_{el} . Beim ID-Verfahren tritt das Residuum der REYNOLDS-Gleichung nicht im Stabilisierungsterm auf, weshalb dieser auch bei einer vollständig konvergierten Lösung nicht verschwindet. Für die ID-Stabilisierung gilt [309]:

$$(\mathcal{R}_P)_{\Omega_e} + \sum_{\text{el}=1}^{n_{\text{el}}} \int_{\Omega_{\text{el}}} c_{\text{id}} \frac{|\beta| h_{\text{el}}}{2O_{\text{el}}} \nabla P \cdot \nabla w^* dA = 0. \quad 3.109$$

Durch den Faktor c_{id} kann der Grad der hinzugefügten ID-Stabilisierung beeinflusst werden. Er ist so klein zu wählen, dass die Beeinflussung der numerischen Lösung gegenüber der exakten Lösung klein bleibt. Um den Einfluss des ID-Verfahrens beurteilen zu können, wurde das GLS-Verfahren und das ID-Verfahren im newtonschen Fall umgesetzt. Dabei konnten die Erkenntnisse von HABCHI [309] bestätigt werden, dass sich nur im Bereich der Druckspitze kleinere Abweichungen durch das ID-Verfahren ergeben. Für die nicht-newtonschen und thermischen Modelle wurde daher nur mehr das ID-Verfahren angewandt.

3.12.3 Kopplung von Hydrodynamik, Deformation, nicht-newtonsschem Fluid und Wärmeübertragung

Neben der in Abschnitt 3.12.1 ausgeführten Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) sind im Falle eines nicht-newtonsschen Fluidverhaltens oder unter Berücksichtigung thermischer Effekte zusätzliche Kopplungen notwendig. Da in diesen Fällen jedoch die weiteren Lösungsvariablen (Viskosität und Temperatur) mit der Lösung des FSI-Problems wechselwirken, würden in einem vollständig gekoppelten System zyklische Bezüge entstehen. Daher muss hier die Kopplung durch eine iterative/schwache Linearisierung erfolgen. Zudem sind zur Berechnung der spalthöhenabhängigen Viskosität (nicht-newtonssches Fluid) und des Wärmeleitungsproblems vernetzte Domänen zu erstellen, auf denen die Gleichungssysteme gelöst werden. Es ergeben sich die in Bild 3.18 gezeigten Gebiete.

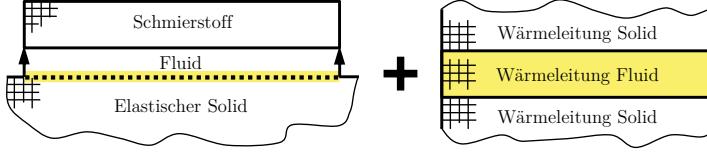


Bild 3.18: Zusammenfassung der in der Berechnung eines thermischen EHD-Linienkontakte zu berücksichtigenden Berechnungsdomänen

Für den allgemeinsten Fall – ein thermischer EHD-Kontakt mit nicht-newtonsschem Fluidverhalten – kann eine sequentielle Lösung, wie im Ablaufdiagramm in Bild 3.19 dargestellt, erfolgen. Zunächst werden initiale Startwerte auf Basis der hertzschen Kontakttheorie bestimmt. Diese dienen der Berechnung einer Startlösung der Deformation

und damit einhergehend des Schmierspaltes. Im nächsten Schritt kann diese Lösung dann als Ausgangspunkt für ein voll gekoppeltes, isothermes EHD-Problem herangezogen werden. Ohne thermische oder nicht-newtonische Effekte würde dieser zweite Berechnungsschritt nun in einem transienten Löser in kleinen Zeitschritten so lange wiederholt bis die gewünschte Endzeit erreicht ist (im Ablaufdiagramm nicht dargestellt).

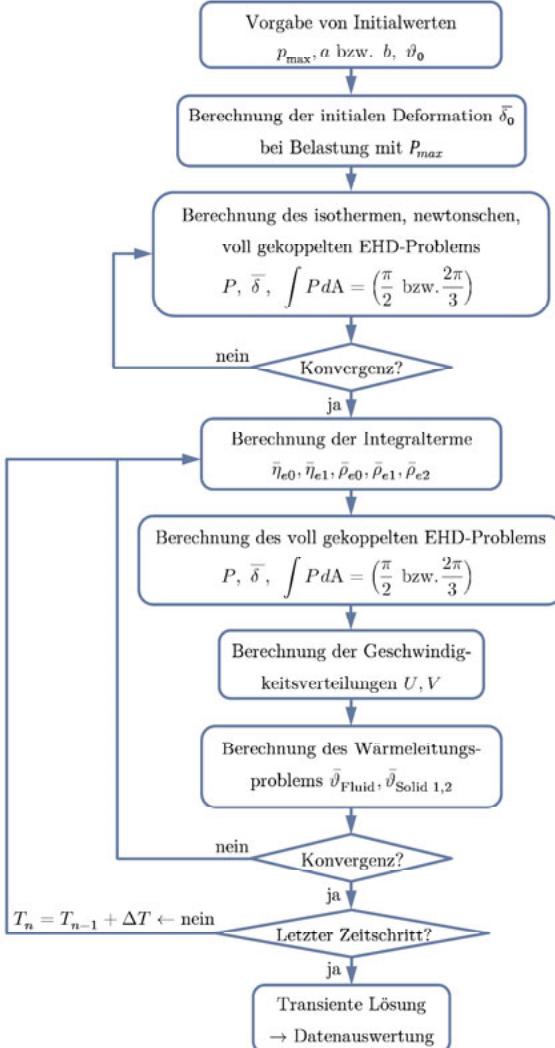


Bild 3.19: Ablaufdiagramm für die numerische Lösung eines thermischen EHD-Kontaktes

Mit Berücksichtigung thermischer oder nicht-newtonsscher Effekte wird hingegen darauf folgend ein sequentieller Löser angestoßen. Der sequentielle Löser berechnet die Integr-alterme der verallgemeinerten REYNOLDS-Gleichung gefolgt vom vollständig gekoppelten System aus Schmierdruck und Deformation und schließlich der Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung. Werden thermische Effekte berücksichtigt, so erfolgt als letzter Schritt des sequentiellen Lösers die Bestimmung der Temperaturverteilung. Diese maximal vier Einzelschritte werden wiederholt, bis eine konvergierte Lösung für alle Lösungsvariablen gefunden wurde. Im Falle einer transienten Betrachtung kann anschließend der nächste Zeitschritt berechnet werden, bis schließlich der letzte Zeitschritt konvergiert ist. Danach liegt die Lösung des transienten, ggf. thermischen und nicht-newtonsschen EHD-Problems vor und kann ausgewertet werden.

4 Untersuchungen am Nocken/Stößel-Kontakt

Ein verbessertes Reibungsverhalten unter dem Einfluss einer mikrotexturierten Oberfläche konnte bisher vor allem bei Gleitkontakten mit niedrigen Pressungen nachgewiesen werden, wie dies Kapitel 2 verdeutlicht. Der Schmierspalt reiner Rollkontakte im Bereich der EHD-Schmierung verschlechtert sich hingegen unter dem Einfluss der Texturen. Eine potentielle Verbesserung ist bei hohen Belastungen damit ebenfalls nur bei schlupfbefahteten Kontakten mit einem erhöhten Gleitanteil zu erwarten. Tribologische Kontakte mit dieser Eigenschaft sind unter anderem die Zahnradpaarung und der Nocken/Stößel-Kontakt. Letzterer soll als Demonstrator für die vorliegende Arbeit dienen.

In der Einleitung wurde bereits auf die, auch in Zukunft, entscheidende Rolle der Verbrennungsmotoren in der Individualmobilität hingewiesen. Dabei ist zu erwarten, dass durch den Einsatz von Hybridbauweisen (Range-Extender) und eine zunehmende Urbanisierung vor allem der Teillastbereich (niedrige Drehzahlen) einen hohen Anteil an den Gesamtbetriebsstunden des Motors haben wird. Analysiert man nun die Reibungsverluste im Verbrennungsmotor am Beispiel des Ottomotors und ordnet diese den einzelnen Baugruppen zu, so ergibt sich das in Bild 4.1a) dargestellte Ergebnis. Die wesentlichen Beitragsleister an den Reibungsverlusten sind demnach bei niedrigen Motordrehzahlen bis $2\,000\text{ min}^{-1}$ die Kurbelwelle und der Ventiltrieb mit je über 25 %.

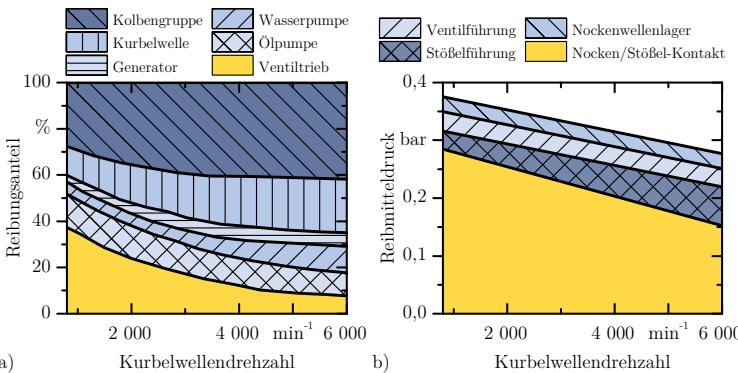


Bild 4.1: a) Aufteilung der Reibungsverluste im Ottomotor bei Verwendung eines Tassenstößels mit hydraulischen Ventilspielausgleich (HVA) im Ventiltrieb und b) Reibungsanteile der Kontakte im Ventiltrieb mit Tassenstößel und HVA nach [322]

Der Ventiltrieb ist im Verbrennungsprozess für das Öffnen und Schließen der Ventile und damit für die Zufuhr der notwendigen Menge Frischgas und die Abfuhr des entstandenen Abgases verantwortlich. Eine Steuerung dieses Ladungswechsels erfolgt nahezu ausschließlich durch die Nockenwelle und Tellerventile [323], wobei der Nocken über den Nockenfolger auf das Ventil eine Kraft ausübt und damit das Ventil entgegen der es schließenden Ventilfeder öffnet. Im Viertaktmotor muss jedes Ventil hierzu pro Zyklus einmal betätigt werden, weshalb die Nockenwellendrehzahl gegenüber der Kurzelwellendrehzahl auf die Hälfte unteretzt ist.

Ventiltriebe können im Allgemeinen nach Anordnung und Zahl der Nockenwellen, dem Nockenfolger und dem Ventilspielausgleich [323] unterschieden werden. Die ursprünglichste Bauform stellt dabei ein Ventiltrieb mit unten liegender Nockenwelle („overhead valve“, OHV) dar. Im Hinblick auf Steifigkeit ist die Nockenwelle heutzutage jedoch meist im Zylinderkopf angeordnet und getrennt als Einlass- und Auslassnockenwelle gestaltet („double overhead camshaft“, DOHC). Dies entspricht auch dem in dieser Arbeit untersuchten Ventiltrieb und dem Bild 4.1 zugrundeliegenden Beispiel. Der Nockenfolger wiederum ist in aktuellen Motoren sowohl als Flachtasse als auch als Rollenschlepphebel ausgeführt. Bei einer Flachtasse entsteht ein Gleit-/Wälzkontakt zwischen Nocken und Folger, beim Rollenschlepphebel weitestgehend ein Rollkontakt. Der Ventilspielausgleich als drittes Unterscheidungskriterium stellt sicher, dass das Ventil auch unter Berücksichtigung von Fertigungsabweichungen, bei thermischer Dehnung der beteiligten Komponenten sowie auftretendem Verschleiß immer sicher schließt. Dies wird entweder durch mechanische Elemente und ein ausreichendes Ventilspiel oder einen hydraulischen Ventilspielausgleich (HVA) realisiert, die beide sowohl beweglich im Nockenfolger als auch stationär im Zylinderkopf angeordnet sein können.

Betrachtet man nun die Reibungsanteile des Ventiltriebs, so kann eine Zuordnung der Reibungsverluste auf einzelne Kontaktstellen erfolgen. Der hierzu in Bild 4.1b) aufgetragene Reibmitteldruck ist eine rechnerische Größe, der zur allgemeinen Beurteilung des Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren, unabhängig von deren Hubraum, dient. Er ist die Differenz aus induziertem Mitteldruck (induzierte Arbeit bzw. Volumenarbeit) und effektivem Mitteldruck (abgegebene Arbeit) [324]. Es zeigt sich, dass der EHD-Kontakt Nocken/Flachstöbel über den gesamten Drehzahlbereich den größten Anteil am Reibmitteldruck stellt. Der Absolutwert als auch der prozentuale Anteil nimmt dabei mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich ab. Für eine Reibungsreduzierung im Ventiltrieb ist somit, gerade auch im zukünftig bedeutsamen Teillastbereich, diese Kontaktstelle zu optimieren. Hierzu sind bisher Maßnahmen zur Verringerung der bewegten Massen oder das Ersetzen des Gleit-/Wälzkontaktes beim Flachstöbel durch einen Rollkontakt mittels Einsatz eines Rollen-Kipphebels oder des Rollen-Schlepphebels, siehe z. B. [322], zum Einsatz gekommen.

Werden die genannten Maßnahmen zur Reibungsreduzierung umgesetzt, so lässt sich ein Vergleich zwischen Tassenstößel-, Leichtbau- und Rollenabgriff-Ventiltrieb durchführen, wie er in Bild 4.2 aufgezeigt ist. Beim Leichtbau-Ventiltrieb verringert sich gegenüber dem Standard-Ventiltrieb vorrangig der Betrag des EHD-Kontaktes, wohingegen die verbleibenden Beitragsteile nur kleinere Verbesserungen aufweisen (abgesehen von der Stößelführung bei hohen Drehzahlen). Beim Rollenabgriff hingegen verschwindet der Anteil des EHD-Kontakts fast vollständig. Zudem entfällt der Anteil der Stößelführung, der aber durch einen sogar größeren Anteil des Rollenlagers ersetzt wird. In der Summe besitzt dennoch der Rollenabgriff-Ventiltrieb die geringste Reibung.

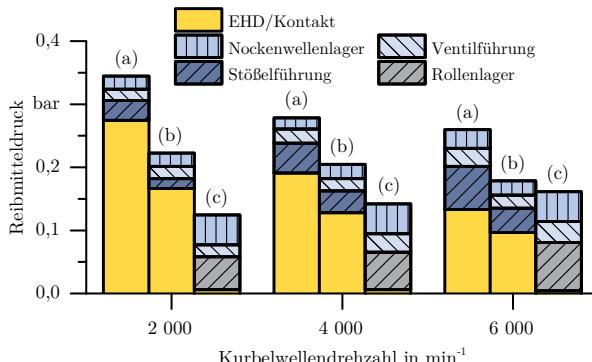


Bild 4.2: Vergleich des Reibmitteldruckes für einen (a) Tassenstößel-, (b) Leichtbau-Tassenstößel- und (c) Rollenabgriff-Ventiltrieb nach [322]

Der Tassenstößel-Ventiltrieb ist damit selbst in einer auf Leichtbau optimierten Ausführung einem Rollenabgriff unterlegen. Es sind beim Flachstößel also weitere Verbesserungsmaßnahmen notwendig um ein vergleichbares Reibungsniveau zu erzielen. Dies erscheint jedoch sinnvoll, da ein Tassenstößel-System sowohl hinsichtlich der Konstruktions- und Fertigungskosten [325], als auch im Hinblick auf die Steifigkeit des Ventiltriebs [322], mit einhergehender verbesserter Drehzahleignung und der Dämpfung von Torsionsschwingungen der Nockenwelle [326] Vorteile aufweist. Eine derartige Maßnahme zur Reduzierung der Reibung im Gleitkontakt kann beispielsweise die Beschichtung der Stößeloberfläche durch eine tribologische Schicht sein. Dies ist mittlerweile sogar in der industriellen Praxis anzutreffen [325]. Jedoch erfordert die Beschichtung einen zusätzlichen Bearbeitungsschritt in vergleichsweise aufwändigen Prozessen unter Vakuum. Ziel sollte es daher sein, die Reibung im EHD-Kontakt zu reduzieren, und die zusätzlichen Maßnahmen in die bestehende Bearbeitungskette zu integrieren. Dies kann unter Umständen eine Mikrotexturierung der Stößeloberfläche leisten, die durch einen Mikroprägeprozess auch direkt in die umformtechnische Herstellung des Tassenstößels integriert werden könnte, siehe z. B. [327]. Da potentielle industrielle Anwender im

Umfeld des Verbrennungsmotors durch die in der industriellen Praxis etablierte Mikrotexturierung im Bereich der Klobengruppe bereits für die Thematik sensibilisiert sind, erscheint die Wahl des Nocken/Tassenstöbel-Kontaktes als Demonstrator für die weiteren Grundlagenuntersuchungen geeignet.

4.1 Tribologisches System Nocken/Stöbel

Das tribologische System Nocken/Stöbel ist wie oben dargestellt Teil des Ventiltriebes im Verbrennungsmotor. Die Charakterisierung des Tribosystems soll anhand des mechanischen Tassenstöbel-Ventiltriebes ohne HVA ausgeführt werden. Es handelt sich bei diesem tribologischen System um ein informationsdeterminiertes und geschlossenes Tribosystem mit dem Grundkörper „Tassenstöbel“, dem Gegenkörper „Nocken“ und dem Zwischenstoff „Motoröl“ sowie dem Umgebungsmedium „Öl-Luft-Gemisch“. Dieses Tribosystem zeigt Bild 4.3 mit den wesentlichen Komponenten und Parametern.

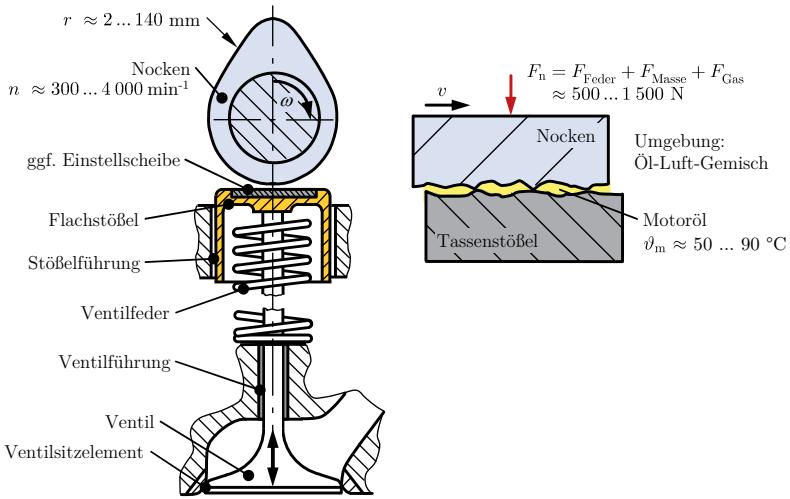


Bild 4.3: Tribologisches System Nocken/Tassenstöbel: Komponenten, Systemstruktur und wesentliche Parameter nach [328]

Konstruktiv wird das Tribosystem vor allem durch die Geometrie der Kontaktpaarung sowie deren Werkstoff und Oberflächenzustand, den Ventilhub, die Masse der Einzelkomponenten und die aus der Drehzahl und Hubbewegung resultierenden Kräfte, Beschleunigungen und Geschwindigkeiten, aber auch den Schmierstoff als Zwischenmedium bestimmt. Auf die Geometrie und die daraus resultierende Kinematik gehen nachfolgende Abschnitte genauer ein, wohingegen Werkstoff, Oberflächenzustand und ablaufende tribologische Prozesse hier kurz angesprochen werden sollen.

Als Werkstoffe kommen für Nocken und Stößel im Wesentlichen metallische Werkstoffe mit hoher Oberflächenhärte (Verschleißschutz) und zähem Kern, also einsatzhärtbare Werkstoffe, zur Anwendung. Im Hinblick auf Leichtbau sind aber auch, aktuell vor allem im Motorsport, Tassenstößel aus Aluminium oder Aluminium-Keramik-Verbundbauweise bekannt [326]. Die Nockenwelle wird entweder gegossen, geschmiedet oder gebaut, woraus sich als Werkstoffe Gusseisen mit Kugel- oder Lamellengraphit (am verbreitetsten als Schalenhartguss mit verschleißfester Karbidstruktur an der Oberfläche), Schmiedestähle oder ein Materialmix optimal auf den Einsatzort abgestimmter Werkstoffe im Falle der gebauten Nockenwelle ergeben [323]. Durch ein Schleifen in der Endbearbeitung ergeben sich Oberflächenrauheiten von etwa $R_{z,\text{DIN}} = 2,5 \mu\text{m}$ bzw. von $R_{z,\text{DIN}} = 0,4 \dots 2 \mu\text{m}$ bei einem nachgeschalteten Finishing-Prozess [328]. Für den Tassenstößel sind die Herstellverfahren Tiefziehen und Fließpressen etabliert, wobei als Werkstoffe die Einsatzstähle 16MnCr5 oder C15 häufig anzutreffen sind [328]. Bei der spanenden Endbearbeitung (Schleifen und teilweise Polieren) ergeben sich Oberflächenrauheiten von $R_{z,\text{DIN}} = 1 \dots 2 \mu\text{m}$ [328].

Im gesamten Ventiltrieb tritt in den Kontaktpaarungen in der Regel Festkörperkontakt, also Mischreibung, auf. Dies gilt insbesondere auch für den Gleitabgriff zwischen Nocken und Stößel. Die dominierenden Verschleißmechanismen sind bei Gleitkontakte der adhäsive Verschleiß und bei Rollkontakte die Tribovermüdung, aber auch abrasiver Verschleiß und Tribooxidation sind im Ventiltrieb anzutreffen. Gerade die Werkstoffpaarung von Eisen-Metallen im Nocken/Stößel-Kontakt neigt zu adhäsivem Verschleiß durch Kaltverschweißungen/Fressen. In der Folge entstehen Oberflächenschäden, Verschmierungen/Einglättungen und teilweiser Werkstoffübertrag. Dem kann durch nichtmetallische Gefügebestandteile, z. B. Karbide beim Schalenhartguss, oder Oberflächenbeschichtungen, z. B. Nitrieren oder DLC-Beschichtungen, entgegengewirkt werden. Auch die Oberflächentexturierung könnte, durch einen aus ihr resultierenden, verbesserten Schmierungszustand und damit gleichbedeutend weniger Oberflächeninteraktionen, ebenfalls reduzierend auf den adhäsiven Verschleiß wirken. [323]

4.1.1 Geometrie des Tribosystems

Die Geometrie des Stößels ist vergleichsweise einfach und ähnelt einem Zylinder mit Boden. Sowohl die Mantel- als auch die Bodenfläche sind möglichst dünnwandig, um das Gewicht des Stößels klein zu halten (typisch um 1 mm). Die Bodenfläche wird hierbei vor allem in Hinblick auf Steifigkeit im Kontakt mit dem Nocken etwas dicker ausgeführt. Zur bereits genannten Ventilspieleinstellung werden oben- oder untenliegende Einstellscheiben (engl. „shim“) eingesetzt oder der Boden gestuft, in definierter und eng tolerierter Wandstärke ausgeführt. Bei der oben liegenden Einstellscheibe stellt diese den Kontakt zum Nocken her und kann im Verschleißfall auch ausgetauscht werden (siehe Bild 4.3). Moderne Motoren setzen aber überwiegend die gestufte Bauform

ein, da diese mittlerweile die geringste Masse und die kleinsten Herstellkosten aufweist. Die Bodenfläche ist in der Regel eben, kann im Falle schaltbarer Tassenstöbel oder zylindrisch ausgeführter Nockenkontaktflächen auch einseitig gekrümmmt oder zur Reduzierung von Kantenpressungen leicht ballig sein. [328]

Eine aufwändiger Geometrie weist hingegen der Nocken auf, da dieser durch seine Form die Ladungswechsel im Verbrennungsprozess weitestgehend festlegt. Die Form wird durch drei Teilsegmente, den Grundkreis, die Nockenflanke und die Nockenspitze charakterisiert. Im Falle des Kreisbogennockens sind in den Übergängen der einzelnen Kreisbogensegmente Unstetigkeiten vorhanden, woraus Beschleunigungssprünge und Stoßkräfte entstehen, die die Ventilfunktion beeinflussen und Geräusche anregen können. Sie wurden daher durch ruckfreie Nocken ersetzt, die eine kontinuierliche Änderung der Krümmungsradien besitzen. [329]

Bei ruckfreien Nocken wird die Form aus einer zusammengesetzten Funktion von trigonometrischen Grundfunktionen sowie Polynomen höherer Ordnung gebildet, wobei die Konstanten der Funktionen einen stetigen Übergang zwischen diesen sicherstellen. Für Details sei beispielsweise auf BENSINGER [330] verwiesen. Zur Veranschaulichung des Krümmungsradienverlaufes wurde dieser entlang der Nockenkontur in Bild 4.4 aufgetragen. Der dargestellte Verlauf entspricht dabei dem Nocken, der in den Prüfläufen dieser Arbeit verwendet wird, wobei die Kontur durch eine Messung auf einer Koordinatenmessmaschine bestimmt und anschließend der Krümmungsverlauf in CAD (PTC Creo Parametric) durch einen Spline als stetige Beschreibung approximiert wurde.

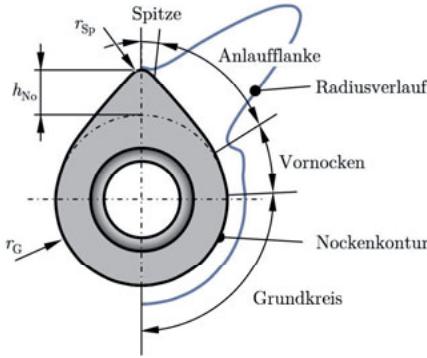


Bild 4.4: Nocken mit keglichen Sitzflächen und Hohlwelle; Einteilung der Nockenkontur in Bereiche Spitze, Anlaufflanke und Grundkreis sowie Verlauf des Krümmungsradius unter der Annahme eines symmetrischen Nockens (nur halbseitige Darstellung)

In Bild 4.4 lassen sich vier Teilbereiche der Nockenkrümmung erkennen. Ist die Spitze, wie dargestellt, nach oben gerichtet, so besteht kein Kontakt zwischen Nocken und untenliegendem Tassenstöbel, das Ventil ist geschlossen. Zwischen dem Grundkreis r_G

und der Stößeloberfläche besteht dann das Ventilspiel, welches typischerweise $s_0 = 0,05 \dots 0,35$ mm beträgt [328]. Hierdurch wird ein geschlossenes Ventil sichergestellt und zudem die Reibung reduziert, da kein Kontakt der Oberflächen besteht. An den Grundkreis schließt sich der Vornocken an, dessen Aufgabe es ist, das Ventilspiel auszugleichen und den Kontakt zwischen Nocken und Tassenstößel herzustellen. Die Anlaufwanke (bei symmetrischen Nocken identisch der Ablauflanke) ist wiederum für die Beschleunigung des Tassenstößels und damit des Ventils verantwortlich. Hier tritt auch der größte Radius r_{\max} auf. Ist der kleinste Radius, der Spitzenradius r_{Sp} , in Kontakt, erfolgt eine Verzögerung von Stößel und Ventil bis im Umkehrpunkt (die Spitze zeigt nach unten) der maximale Hub h_{No} und damit der Beginn des Schließvorganges erreicht wird. Im gezeigten Fall sind $h_{No} = 7,5$ mm, $r_{Sp} = 2,3$ mm, $r_{\max} = 133$ mm und $r_G = 15$ mm.

4.1.2 Kinematik, Belastung und Beanspruchung des Tribosystems

Das Ziel der Kinematik des Ventiltriebes ist eine lineare Bewegung des Ventils und die Übertragung reiner Normalkräfte auf den Ventilschaft, was durch das zwischengeschaltete Element des Stößels realisiert wird. Während der Rotation des Nockens verändert sich die Lage des Kontaktpunkts bzw. genauer der Kontaktlinie zwischen Nocken und Stößelboden, wie dies schematisch in Bild 4.5a) dargestellt ist. Man bezeichnet dies als Auswandern der Kontaktlinie. Durch die sich hierdurch verändernde Lage des Normal- und Reibungskraftangriffspunktes entsteht ein Reaktionsmoment, das den Tassenstößel in seiner mit einer Spielpassung ausgeführten Führung, je nach Kontakt punktposition, wechselseitig verkippt, siehe Bild 4.5b).

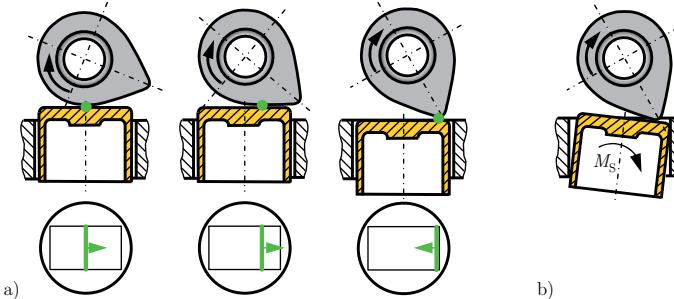


Bild 4.5: a) Wanderbewegung des Kontakt punktes zwischen Nocken und Stößel, exemplarisch für drei Nockenwinkelstellungen und resultierende überstrichene Kontaktfläche b) Verkippung des Stößels in der Führung durch außer mittigen Kraftangriff und resultierendes Kippmoment

Zudem wird der Nocken meist leicht außer mittig (im Bereich 1 bis 3 mm [331]) bezogen auf den Mittelpunkt des Stößelbodens in Achsrichtung des Nockens angeordnet um eine Rotationsbewegung des Stößels aufgrund der Reibungskräfte im Kontakt zu erzeugen.

Dies führt zu einem charakteristischen Verschleißbild konzentrischer Kreise auf der Stößeloberfläche und verteilt damit den Verschleißbetrag gleichmäßig auf die zur Verfügung stehende Fläche. Gleichzeitig verändert sich aber auch die Kinematik im Kontakt Nocken/Stößel von einem vorrangigen Gleitkontakt zu einem komplexen Wälz/Gleitkontakt mit über der Nockenbreite unterschiedlichen Relativgeschwindigkeiten. Im Falle einseitig gekrümmter oder schaltbarer Stößel wird diese Rotation jedoch durch einen im Mantel des Stößels angebrachten Zylinderstift, siehe Bild 4.18, verhindert und der Nocken zentrisch ausgerichtet.

Für die weitere Betrachtung, und um später gerichtete Oberflächentexturen untersuchen zu können, wird von einem in der Rotationsbewegung gesperrten Tassenstößel ausgegangen. Zudem wird zur Vereinfachung angenommen, dass der Stößel in der Führung nicht verkippt, sondern eine reine Linearbewegung ausführt.

Die weiteren Ausführungen in diesem Abschnitt beruhen auf einer in PTC Creo Parametric erstellten Kinematik-Analyse, wobei die oben beschriebene Nockenkontur, eine Ventilfeder und ein Flachstößel modelliert wurden. Das Ventil und die bewegte Federmasse (1/3 ihrer Masse) sind nur als dem Stößel folgende Punktmassen in die Simulation eingebunden. Es ergibt sich dadurch eine in die Simulation eingehende bewegte Gesamtmasse von 104 g. Die Federsteifigkeit beträgt 27,6 N/mm bei einer Vorspannung von 165 N. Weiterhin ist ein Abheben zwischen Nocken und Stößel nicht möglich, die Rotation des Stößels gesperrt, das gesamte System reibungsfrei und die Gravitation in Achsrichtung des Stößels orientiert. Die Nullposition des Nockenwinkels wird entsprechend einer nach unten zeigenden Nockenspitze, also bei maximalem Hub, definiert.

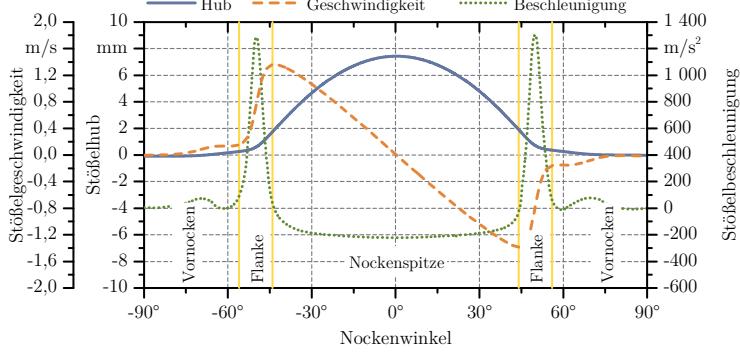


Bild 4.6: Verlauf von Stößelhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung bei einer Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$, unterteilt in die Bereiche Vornocken, (Anlauf-)Flanke und Nockenspitze

Für eine Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$ ergeben sich die in Bild 4.6 dargestellten Verläufe von Stößelhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung. Klar zu erkennen sind die Konturabschnitte Vornocken, Anlaufflanke und Spitz, wie sie zur

Verdeutlichung eingezeichnet sind. Im Bereich des Vornockens wurde in der Simulation eine weitere Vereinfachung getroffen: normalerweise würde es hier zu einem schlagartigen Kontakt kommen, welcher in der Simulation numerisch aber schwierig abzubilden ist. Daher wurde der Kontakt bereits auf dem Grundkreis hergestellt und verläuft dann im Bereich des Vornockens kontinuierlich. Dies erscheint aber insofern legitim, da bei der Gestaltung der Nockenkontur typischerweise auf eine möglichst kleine Hubgeschwindigkeit beim erstmaligen Kontakt zwischen Vornocken und Stöbel Wert gelegt wird und demnach die Abweichungen klein ausfallen sollten. Dies wird durch den ermittelten Geschwindigkeitsverlauf untermauert, der jeweils bis/nach $\pm 80^\circ$ Nockenwinkel nahe der Nulllinie verläuft.

Nach dem Vornocken werden im Bereich der Anlaufflanke nun der Stöbel und damit auch das Ventil maximal beschleunigt und die höchste Translationsgeschwindigkeit erreicht, bevor es im Kontakt mit der Nockenspitze wieder zu einer langsamen Verzögerung des Bewegungsablaufes kommt. In der senkrechten Position des Nockens ändert sich schließlich die Bewegungsrichtung, ersichtlich an der Vorzeichenumkehr der Geschwindigkeit, und der Schließvorgang läuft in umgekehrter Reihenfolge ab. Mit steigender Drehzahl würde sich die Hubkurve, unter der Annahme eines kontinuierlichen Kontaktes zwischen Nocken und Stöbel (kein Abheben), vom Verlauf und Betrag nicht ändern. Der Verlauf der Geschwindigkeit steigt vom Betrag her hingegen mit steigender Drehzahl linear, der Verlauf der Beschleunigung quadratisch an.

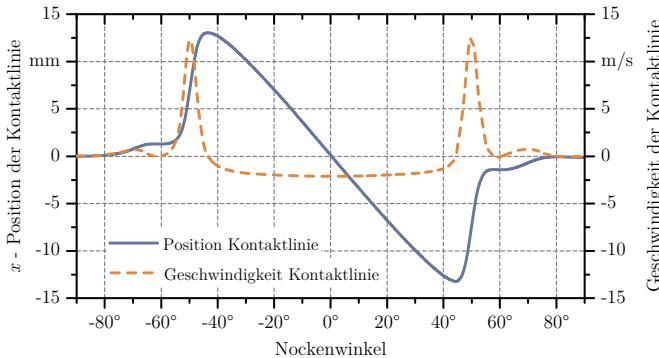


Bild 4.7: Position der Kontaktlinie auf der Stöbeloberfläche (Nullpunkt entspricht der Stöbelmitte) und zugehörige Gleitgeschwindigkeit aufgetragen gegenüber dem Nockenwinkel; Nockenwellendrehzahl $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$

Bei der Nockenrotation wandert der Kontaktpunkt zwischen Nocken und Stöbel auf der Oberfläche hin und her. Es resultiert eine Wälzbewegung im Kontakt, eine Überlagerung von Roll- und Gleitbewegung. Der Gleitanteil ist das Ergebnis der Bewegung des Kontaktpunktes über der Stöbeloberfläche. Die Position des Kontaktpunktes auf der

Stöbeloberfläche und die zugehörige Gleitgeschwindigkeit sind in Bild 4.7 gegenüber dem Nockenwinkel aufgetragen. Es wird deutlich, dass jeder Punkt der Oberfläche des Stöbels pro Nockenwellenumdrehung zweimal mit dem Nocken in Kontakt kommt.

Die Rollgeschwindigkeit wiederum folgt aus der Rotation des Nockens und ist damit das Produkt aus Achsabstand des Berührpunktes und Winkelgeschwindigkeit. An der Nockenspitze besitzen schließlich Roll- und Gleitgeschwindigkeit unterschiedliche Vorzeichen und es resultiert eine Relativgeschwindigkeit. Aus den Ausführungen in Kapitel 3 ist bekannt, dass für die Schmierfilmbildung die Summengeschwindigkeit, die Addition aus Roll- und Kontaktpunktgeschwindigkeit, relevant ist. Ihr Verlauf und die beiden Summanden sind für den Beispieldfall einer Nockenwellendrehzahl von $1\,000\,\text{min}^{-1}$ in Bild 4.8 dargestellt. Gerade an den Flanken entsteht eine sehr hohe Summengeschwindigkeit, da hier Roll- und Gleitgeschwindigkeit gleichgerichtet sind. An der Nockenspitze wiederum dominiert die Bewegung des Kontaktpunktes und die Summengeschwindigkeit entspricht nahezu der Gleitgeschwindigkeit. Der vorhandene hohe Gleitanteil verspricht die größten Änderungspotentiale beim Einsatz einer mikro-texturierten Oberfläche, da die größte Ähnlichkeit mit einem reinen Gleitkontakt besteht. Die Gestaltung der Mikrotexturen (Abmessungen, Anordnung) sollte daher auf diesen Bereich hin ausgerichtet werden. Dies gilt auch insofern, da in Abschnitt 4.2 gezeigt werden kann, dass hier ein sehr ausgeprägter Mischreibungszustand existiert.

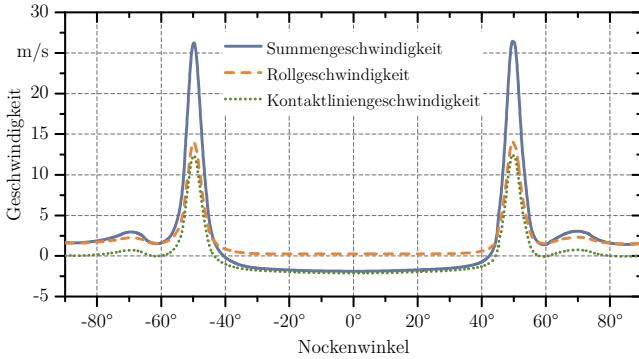


Bild 4.8: Verlauf von Kontaktpunkt-, Roll und Summengeschwindigkeit, aufgetragen über dem Nockenwinkel bei einer Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000\,\text{min}^{-1}$

Die mechanische Belastung im Nocken/Stöbel-Kontakt resultiert aus Kräften in Folge elastischer Deformation, im Wesentlichen der Ventilfeder, Massenkräften in Folge der Beschleunigung, Reibungs- und Gaskräfte. Die beiden letzteren sollen nachfolgend vernachlässigt werden, da sie im Vergleich zu den erstgenannten eher klein sind. Die so ermittelten Normalkraftverläufe zeigt Bild 4.9. Bei niedrigen Drehzahlen wird der Normalkraftverlauf hauptsächlich durch die Federkraft bestimmt, er ist dann direkt pro-

portional zum Stößelhub (vergleiche Bild 4.6). Mit zunehmender Drehzahl wächst der Anteil der Massenkräfte, die Kraftmaxima verschieben sich in den Bereich der Nockenflanke, wo die höchsten Beschleunigungen auftreten. Gleichzeitig sinkt die Normalkraft im Bereich der Nockenspitze. Bei sehr hohen Drehzahlen und zu geringer Federvorspannkraft kann dies schließlich dazu führen, dass die Normalkraft bei maximalem Hub zu Null wird und der Stößel gegenüber dem Nocken abhebt.

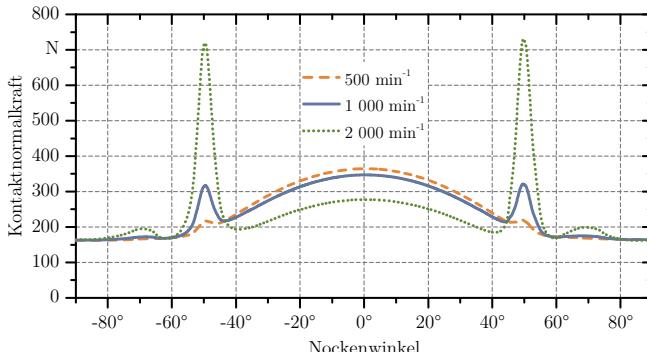


Bild 4.9: Verlauf der Kontaktnormalkraft über dem Nockenwinkel für Nockenwellendrehzahlen von $n = 500 \text{ min}^{-1}$, $1\,000 \text{ min}^{-1}$ und $2\,000 \text{ min}^{-1}$

Aus der Belastung kann nun die Beanspruchung abgeleitet werden. Diese folgt den in Abschnitt 2.1.3 ausgeführten Regeln zur hertzschen Pressung. Unter Anwendung der Gleichungen 2.12 und 2.14 für den Linienkontakt lassen sich die in Bild 4.10 dargestellten Verläufe von hertzscher Pressung und Kontaktzonenbreite – doppelte hertzische Breite – errechnen. Obwohl z. B. bei einer Nockenwellendrehzahl von $1\,000 \text{ min}^{-1}$ die Normalkräfte an Flanke und Nockenspitze ähnlich groß sind, unterscheiden sich Kontaktbreite und Flächenpressung signifikant. Dies liegt an dem viel kleineren Radius der Nockenspitze gegenüber dem Radius der Anlaufwanke (etwa Faktor 60). Der höchstbeanspruchte Bereich liegt bei niedrigen Drehzahlen somit im Nockenspitzenkontakt. Mit zunehmender Drehzahl sinkt dort die maximale Pressung, bis schließlich die Beschleunigungskräfte so groß werden, dass die aus ihnen resultierende Pressung, trotz großer Radian und Abplattung, die Pressung an der Nockenspitze übersteigt.

Für die später untersuchten Teillastdrehzahlbereiche ist hinsichtlich der Beanspruchung demzufolge der Nockenspitzenkontakt entscheidend. Betrachtet man die Pressungsverteilung nicht über dem Nockenwinkel sondern der Tassenoberfläche, Bild 4.11, so zeigt sich, dass diese über nahezu die gesamte Kontaktfläche die hohe Pressung des Nockenspitzenkontakte erfährt. Im Hinblick auf die zu erwartenden Verschleißmechanismen stellt somit auch hier der Nockenspitzenkontakt den für eine Verbesserung der Schmierbedingungen relevanten Bereich dar.

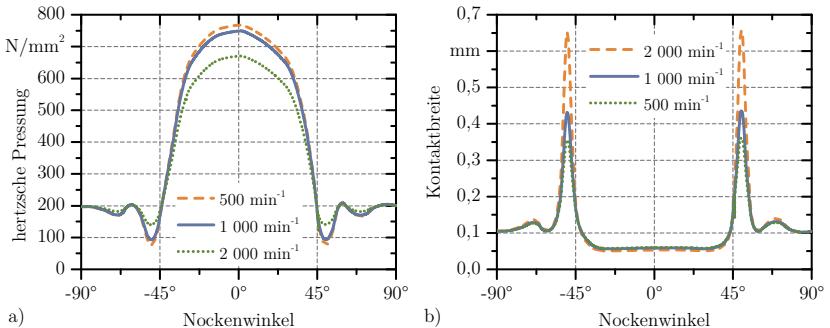


Bild 4.10: Verlauf von a) hertzscher Pressung und b) Breite der Kontaktlinie (doppelte hertzsche Breite) über dem Nockenwinkel für Nockenwellendrehzahlen von $n = 500 \text{ min}^{-1}$, $1\,000 \text{ min}^{-1}$ und $2\,000 \text{ min}^{-1}$

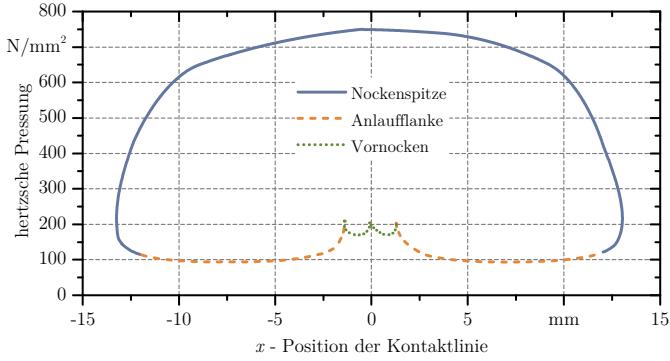


Bild 4.11: Verlauf der Flächenpressung über der Stöbeloberfläche bezogen auf den Nullpunkt in der Stöbelmitte bei einer Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$

4.2 Prüfaufbau der experimentellen Untersuchungen

Für die experimentellen Untersuchungen kommt ein Tassenstöbel-Reibungsprüfstand zum Einsatz, der bei SCHULZ [332] ausführlich erläutert ist. Es soll daher hier nur auf dessen wesentliche Eigenschaften eingegangen werden. Im Prüfaufbau des in Bild 4.12 gezeigten Prüfstandes wird ein einzelner Nocken mit einem Tassenstöbel in Kontakt gebracht. Der Einzelnocken ist symmetrisch, durch zwei in Spindellagern gelagerte Wellen, beidseitig in einem Kegelsitz aufgenommen. Dies verhindert eine Verkippung des Nockens auch unter Last und bildet bestmöglich die realen Einbaubedingungen der Nockenwelle nach. Der Prüfzylinder, in dem sich der Stöbel linear bewegt, ist unten elastisch gelagert und oben – im Bereich der tangential wirkenden Reibungskräfte –

durch vier über Kreuz vorgespannte piezoelektrische Sensoren abgestützt. Eine Bestimmung der im Kontakt vorherrschenden Reibungskräfte ist damit durch eine Vektoraddition der vier Einzelsignale möglich. Durch die sehr hohe Steifigkeit der Sensoren im Bereich $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ ist der parasitäre Einfluss der elastischen Lagerung auf die gemessenen Reibungskräfte vergleichsweise klein. Da zudem in der späteren Auswertung nur auf relative und keine absoluten Werte der Reibungskraft zurückgegriffen wird, kann ihr Einfluss vernachlässigt werden. Die Schmierung des Kontaktes erfolgt wiederum über ein Ölgregat dessen Reservoir konstant temperiert werden kann. Das Schmieröl wird vom Aggregat über Leitungen in die Prüfkammer geführt und dort zielgerichtet auf den Kontakt geleitet. Die zugeführte Ölmenge kann dabei über eine Drossel reguliert werden.

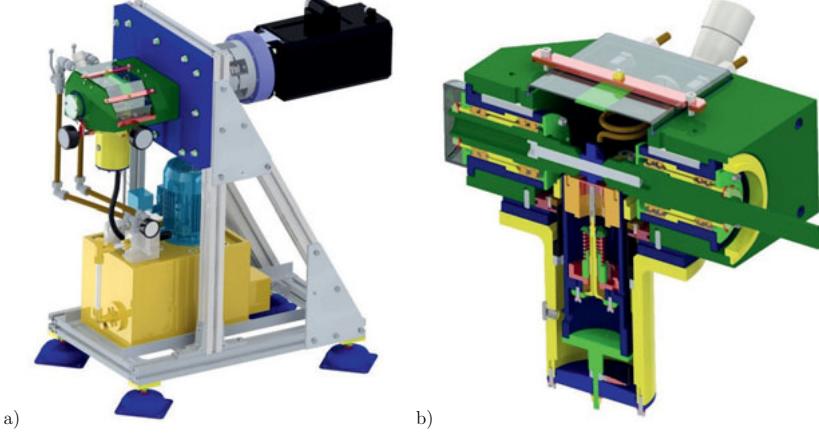


Bild 4.12: a) Tassenstöbel-Reibungsprüfstand; b) Prüfaufbau mit in Kegelsitzen eingespanntem Nocken und Ventiltrieb mit gestufterm Tassenstöbel

4.3 Schmierungszustand im Tribosystem Nocken/Stöbel

Der Nocken/Stöbel-Kontakt wird im Verbrennungsmotor mit Motoröl geschmiert, welches durch eine hohle Nockenwelle zugeführt wird oder als Spritzöl den Kontakt erreicht [328]. Aufgrund der Kinematik der Oberflächen von Nocken und Stöbel und der Spaltgeometrie kann zwischen den beiden Komponenten ein tragfähiger Schmierfilm aufgebaut werden. Durch die vorliegenden Pressungen kommt es zu elastischer Deformation und es resultiert ein EHD-Kontakt. Für EHD-Kontakte wurde unter Annahme ideal glatter Oberflächen, isothermer Zustandsbedingungen und newtonschem Fließverhalten des Schmierstoffes von diversen Autoren Gleichungen für den stationären Zustand ermittelt. Diese Gleichungen erlauben eine näherungsweise Berechnung der

Schmierfilmdicke und unterscheiden sich meist gering in den Exponenten und dem linearen Faktor. In erster Näherung können sie auch für den vorliegenden transienten Fall des Nocken/Stößel-Kontaktes verwendet werden. Aus der Schmierfilmdicke und der Oberflächenrauheit kann dann nach Abschnitt 2.1.4 auf den zu erwartenden Reibungs- bzw. Schmierungszustand rückgeschlossen werden.

Eine mögliche Gleichung zur Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke geht auf DOWSON [333] zurück [24]:

$$h_{\min} = 2,65 \frac{U^{0,7} G^{0,54}}{W^{0,13}} r'. \quad 4.1$$

Die dimensionslosen Kennzahlen U , G und W entstammen Gleichung 3.85 (1D).

Wendet man obige Gleichung auf den in Abschnitt 4.1.2 berechneten Nocken/Stößel-Kontakt an, so erhält man den in Bild 4.13 dargestellten Verlauf der minimalen Schmierfilmhöhe. Es fällt auf, dass dieser im Bereich der Nockenspitze minimal wird und im Punkt der Richtungsumkehr des Kontaktpunktes den Wert Null annimmt, da dort die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit ebenfalls zu Null wird. Dieser vollständige Zusammenbruch ist der stationären Annahme zuzurechnen. Hingegen zeigen DOWSON et al. [334] in einer transienten Simulation, dass es nicht zu einem vollständigen Zusammenbruch des Schmierfilms kommt, sondern dieser aufgrund des dämpfenden Effekts der Verdrängungsschmierfilmbildung nur auf die halbe Schmierfilmdicke im Nockenspitzenkontakt reduziert wird.

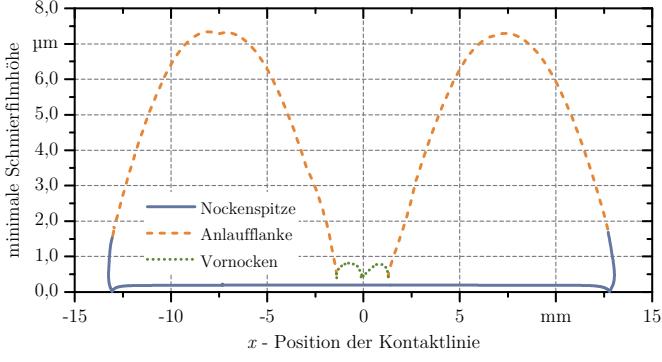


Bild 4.13: Verlauf der minimalen Schmierfilmhöhe über der Stößeloberfläche unter Annahme stationärer Bedingungen und bei einer Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$; Annahmen für den Schmierstoff: $\eta = 0,05 \text{ Pa s}$ und $\alpha_\eta = 0,022 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Pa}$

Betrachtet man die dimensionslosen Kennzahlen in Gleichung 4.1 genauer, so wird klar, dass die Schmierfilmdicke mit zunehmender Geschwindigkeit und damit zunehmender Nockenwellendrehzahl ansteigen wird (U ist direkt proportional zur hydrodynamisch

wirksamen Geschwindigkeit und W ist direkt proportional zur sinkenden Normalkraft). Dies steht in direktem Zusammenhang mit dem hohen Anteil des Nocken/Stößel-Kontaktes an den Reibungsverlusten im Ventiltrieb bei niedrigen Drehzahlen. Führt man sich Bild 2.8 in Erinnerung, so liegt ab einem Wert von $\lambda < 3$ Mischreibung vor. Ausgehend von den zu Beginn des Abschnittes genannten Oberflächenrauheiten der Kontaktpartner von $R_{\text{a,DIN}} = 0,5$ bzw. $1 \mu\text{m}$ resultiert ein Beginn der Mischreibung ab Unterschreiten einer Schmierfilmhöhe von etwa $3,3 \mu\text{m}$. Verglichen mit Bild 4.13 liegt also nur im Flankenkontakt keine Mischreibung vor. Je höher die Nockenwellendrehzahl aber ist, desto geringer werden auch der Anteil der Mischreibung und damit der in Bild 4.1a) gezeigte Anteil des EHD-Kontaktes an der Gesamtreibung ausfallen.

Neben einer theoretischen Einschätzung des Schmierungszustandes kann dieser auch mit verschiedenen Verfahren messtechnisch bestimmt werden. Die Messung des Schmierungszustandes – oder bei quantitativen Verfahren auch der Schmierfilmdicke selbst – kann durch lichtoptische [12, 335], laseroptische [13, 336] oder radiometrische [337] Verfahren, Ultraschall [338] oder elektrische Messverfahren – kapazitiv [339, 340] und resistiv [341] – erfolgen. Jedoch sind die strahlbasierten Verfahren durch die Notwendigkeit eines optischen Zugangs (transparente Körper) oder der von ihnen ausgehenden Gefährdung und notwendigen Abschirmung (Röntgenstrahlung) meist auf stationäre Systeme mit einfacher Zugangsmöglichkeit beschränkt. Im direkten Einsatz in technischen Systemen haben sich im Wesentlichen die elektrischen Messverfahren etabliert [342]. Ist nur eine Bestimmung des Schmierungszustandes ausreichend, so kann das resistive Verfahren als die Methode der Wahl angesehen werden.

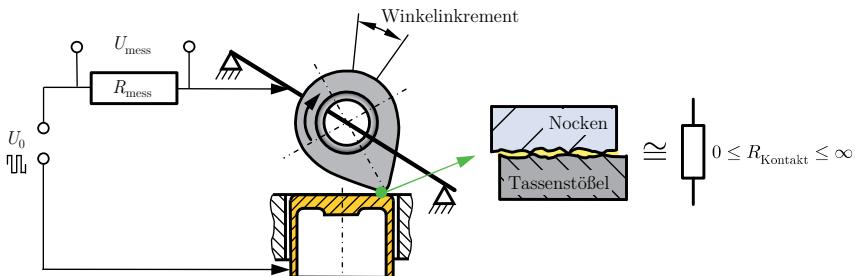


Bild 4.14: Schaltbild für eine resistive Schmierungszustandsmessung im Nocken/Stößel-Kontakt

Eine vergleichsweise junge Veröffentlichung zu einem resistiven Schmierungszustandsmessaufbau kann bei ROSENKRANZ et al. [343] gefunden werden. Diese setzt den im Kontakt auftretenden Widerstand R_{Kontakt} ins Verhältnis zu einem vorgeschalteten Messwiderstand R_{Mess} und erfasst die am Messwiderstand abfallende Spannung eines Rechtecksignals als Messwert. Angewandt auf den Nocken/Stößel-Kontakt ergibt sich das in Bild 4.14 gezeigte Schaltbild. Zwischen angelegter Rechteckspannung und dem Messsignal gilt, der Spannungsteilerregel folgend, damit:

$$U_{\text{Mess}} = \frac{R_{\text{Mess}}}{R_{\text{Mess}} + R_{\text{Kontakt}}} U_0 . \quad 4.2$$

Der Schmierungszustand bzw. das Verhältnis an Solid-Solid-Kontakten (Kontaktverhältnis) lässt sich nach [343] für den obigen Fall angeben als

$$r_{\text{Solid-Solid-Kontakt (SSK)}} = \frac{\int |U_{\text{Mess}}| dt}{\int |U_0| dt} . \quad 4.3$$

Trennt ein Schmierfilm die Kontaktpartner vollständig voneinander (Vollschmierung), so fällt die ganze Spannung am, dann unendlich großen, Kontaktwiderstand ab. In der Folge wird die Messspannung zu Null und damit auch das Kontaktverhältnis. Im umgekehrten Fall, bei einem Kurzschluss im Kontakt, fällt die gesamte Spannung am Messwiderstand ab und das Kontaktverhältnis wird maximal, also Eins. Im Bereich der Mischreibung nimmt das Kontaktverhältnis somit Werte zwischen Null und Eins an.

In der Elektronik wird typischerweise, anders als in der Mathematik, kein Betrag eines Signals sondern dessen Effektivwert gebildet. Da die Bestimmung des Messsignals in den folgenden Untersuchungen mittels analoger Messbausteine erfolgen soll, muss Gleichung 4.3 in eine Form basierend auf dem Effektivwert der Spannungen (RMS) überführt werden. Es ergibt sich:

$$r'_{\text{SSK}} = \frac{\sqrt{\int U_{\text{Mess}}^2 dt}}{\sqrt{\int U_0^2 dt}} . \quad 4.4$$

Dies liefert für die einzelnen Integrale andere Werte als der mathematische Betrag, spielt aber bei der Bildung des Verhältnisses eine untergeordnete Rolle.

Weiterhin muss beachtet werden, dass die Messungen in [343] für einen Punkt/Scheibe-Kontakt im Stift/Scheibe-Tribometer durchgeführt wurden. Im Nocken/Stöbel-Kontakt ändert sich jedoch der Kontaktzustand (Krümmung, Belastung, hydrodynamisch wirkende Geschwindigkeit usw.) stetig. Dies ist demnach bei der Messung zu berücksichtigen und erfordert eine zeitlich sehr hoch aufgelöste Erfassung, so dass das Integral aus Gleichung 4.4 jeweils nur auf einen Abschnitt der Nockenkurve bezogen werden kann, wie er in Bild 4.14 als Winkelinkrement eingezeichnet ist.

Unter Berücksichtigung aller oben genannten Faktoren lässt sich eine analoge Messschaltung aufbauen, die als kontinuierliche Ausgabewerte den Schmierungszustand einer bestimmten Integraldauer aufweist. Wird das analoge Ausgangssignal dann mit einem Zeitschritt, der der Integrallänge entspricht, abgetastet, so ist eine Aufzeichnung diskreter Schmierungszustände für die vorgenannten Winkelinkremente möglich. Die so umgesetzte Schaltung ist, in vereinfachter Form, in Bild 4.15a) skizziert. Das damit aufgebaute Messgerät zeigt wiederum Bild 4.15b). Am Messgerät kann sowohl die Integrationszeit (4 diskrete Integrationszeiten) als auch der Messwiderstand (Potentiometer mit 0 ... 2 kΩ bzw. 2 kΩ Widerstand) an die Messumgebung angepasst werden.

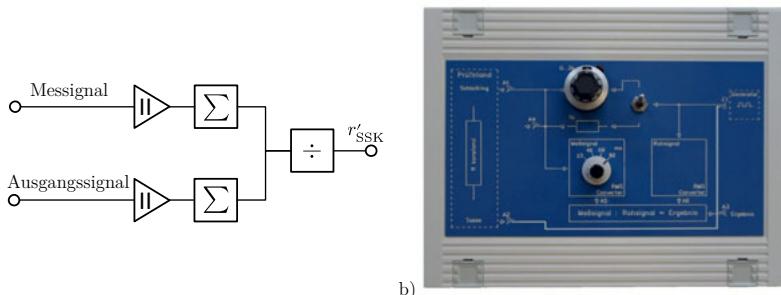


Bild 4.15: a) Schaltung zur Bestimmung des Schmierungszustandes in vereinfachter Darstellung,
b) Photographie des entwickelten Messgerätes

Für die messtechnische Beurteilung des Schmierungszustandes im Nocken/Stößel-Kontakt sollen zwei Szenarios betrachtet werden: (I) Veränderung der Drehzahl bei sonst konstanten Bedingungen und (II) Einlaufverhalten in Verbindung mit reinem Mineralöl und additiviertem Motoröl. Für das Szenario (I) ergibt sich in Bild 4.16 der auch in einer theoretischen Betrachtung erwartete Verlauf. Mit zunehmender Drehzahl nimmt, vor allem im Nockenspitzenkontakt, das Maß der Mischreibung ab, da wie zuvor dargestellt durch die steigende hydrodynamische wirksame Geschwindigkeit und die sinkende Normalkraft die Schmierfilmdicke anwächst. Dies ist gut an einem bis zum Faktor fünf kleineren r'_{SSK} -Wert zu erkennen.

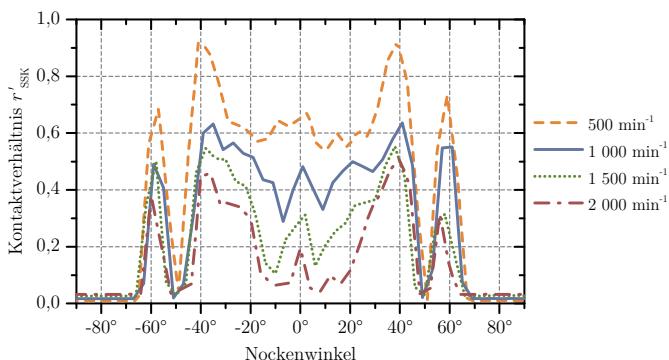


Bild 4.16: Verlauf des Schmierungszustandes, ausgedrückt als r'_{SSK} -Wert, über dem Nockenwinkel für unterschiedliche Nockenwinkeldrehzahlen; additiviertes Motoröl bei einer Öltemperatur im Schmieraggregat von 65 °C; nicht dargestellter Nockenwinkelbereich besitzt aufgrund des Ventilspiels im Bereich des Grundkreises ein $r'_{SSK} \approx 0$

Im Szenario II wird, jeweils mit einem ungelauften Nocken/Stößel-Paar, die Änderung des r'_{SSK} -Wertes über der Laufzeit betrachtet. Hierzu erfolgt eine Messung zu Beginn des Versuches und nach 14 Stunden Laufzeit. Es zeigt sich (Bild 4.17), dass wie zu

erwarten der Messwert des Solid-Solid-Kontaktes mit der Laufzeit abnimmt. Dies kann mit dem Einlaufverschleiß und der damit einhergehenden Einglättung der größten Rauheitsspitzen erklärt werden. Durch die kleineren Rauheitsspitzen entsteht bei gleichbleibender Schmierfilmhöhe ein größerer λ -Wert und damit ein besserer Schmierungszustand. Weiterhin ist ein Unterschied zwischen reinem Mineralöl und einem additivierten Motoröl zu erkennen. Trotz vergleichbarer Ausgangssituation ist das Signalniveau nach 14 Stunden Laufzeit im Falle des additivierten Motoröles geringer. Dies ist nachvollziehbar, da vermutlich mit der Versuchslaufzeit die im Motoröl enthaltenen Additive eine Grenzschicht auf den Metalloberflächen ausgebildet haben. Eine derartige Grenzschicht wird im Allgemeinen als weniger leitfähig betrachtet, und daher häufig ebenfalls durch einen resistiven Messaufbau nachgewiesen, siehe z. B. [344].

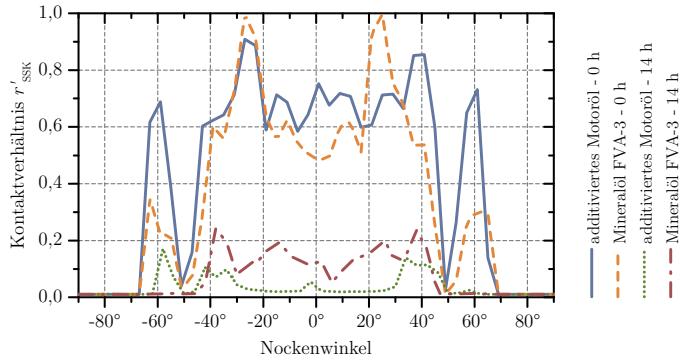


Bild 4.17: Verlauf des Schmierungszustandes, ausgedrückt als r'_{SSK} -Wert, über dem Nockenwinkel für unterschiedliche Schmieröle; Nockenwinkeldrehzahl $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$; Mineralöl und additiviertes Motoröl bei einer Öltemperatur im Schmieraggregat von 70°C ; nicht dargestellter Nockenwinkelbereich besitzt aufgrund des Ventilspiels im Bereich des Grundkreises ein $r'_{SSK} \approx 0$

Die beiden betrachteten Szenarios belegen, dass im Nocken/Stöbel-Kontakt ein sich zeitlich sehr stark verändernder Schmierungszustand vorherrscht. Vor allem im Nockenspitzenkontakt weist dieser bei kleinen Drehzahlen ein hohes Maß an Mischreibung auf. Die zuvor getroffenen Annahmen konnten damit bestätigt werden. Die weitere Arbeit fokussiert sich daher insbesondere auf den Kontakt der Nockenspitze für die Auslegung der Mikrotexturen und die in Kapitel 5 durchgeführten Simulationen.

Es ist zu beachten, dass die Entwicklung des zuvor vorgestellten Messsystems zur Bestimmung des Schmierungszustandes im Nocken/Stöbel-Kontakt erst zum Ende der dieser Arbeit zugrunde liegenden Projekte abgeschlossen werden konnte. Es stand daher für die nachfolgend aufgezeigten Messungen der Reibung mikrotexturierter Oberflächen nicht zur Verfügung. Ein Abgleich des gemessenen Schmierungszustandes mit der zeitgleich gemessenen Reibung bleibt daher nachfolgenden Arbeiten vorbehalten.

4.4 Reibungsmessung an mikrotexturierten Flachstößen

4.4.1 Probekörper

Für die Versuche kommen Tassenstöbel mit oben liegender Einstellscheibe zum Einsatz, siehe Bild 4.18. Die Einstellscheiben (Werkstoff 1.7131/16MnCr5, einsatzgehärtet) werden zunächst poliert ($R_a \approx 0,005 \mu\text{m}$) und dann, im Falle mikrotexturierter Proben, durch einen Mikrolaserablationsprozess mit Hilfe eines Ultrakurzpulsasers (Pulsdauer 10 ps) und einem 2D-Scannersystem im Bereich der Kontaktlinie (Bild 4.18 rechts) texturiert. Details zum Texturierungsprozess können [345] entnommen werden und sollen hier nicht näher ausgeführt werden. Anschließend werden die Einstellscheiben mit einem temperatur- und schlagfesten Sofortklebstoff (LOCTITE 480) in der Aussparung des Stöbels verklebt. Wie bereits im Abschnitt „Kinematik“ erläutert, wird die Rotation des Stöbels durch einen in die Tassenwand eingeklebten Zylinderstift unterbunden. Hierdurch, und durch das Verkleben der Einstellscheiben, bleiben die Texturen immer gleich zur Kontaktzone orientiert und es lassen sich Effekte der Texturausrichtung untersuchen. Zudem wird ein auftretender Verschleiß lokal begrenzt und immer die gleichen Oberflächenbereiche durch den Nocken beansprucht. Als Nocken kommt ein Seriennocken ohne Profillierung (leichter Winkelschliff) zum Einsatz, der aus einer Nockenwelle herausgetrennt wurde. Zur Schmierung des Kontaktes wird ein Mineralöl vom Typ FVA-3 [242] ohne Additive eingesetzt. Durch den Verzicht auf ein normales Motoröl ist sichergestellt, dass es zu keinen Wechselwirkungen zwischen Additiven und Texturen kommt. Das Mineralöl wird bei allen Versuchen im Ölregal auf 70 °C temperiert.

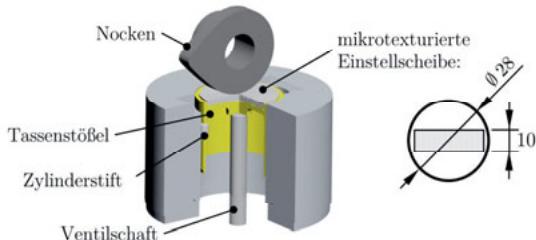


Bild 4.18: Tassenstöbel mit obenliegender, mikrotexturiertener Einstellscheibe und Zylinderstift zur Verhinderung der Stöbelrotation

4.4.2 Versuchsreihen und Versuchsdurchführung

Zur Untersuchung des Einflusses mikrotexturierter Oberflächen auf die Reibung im Kontakt Nocken/Stöbel wurden zwei aufeinander aufbauende Versuchsreihen mit unterschiedlichen Texturformen und Anordnungen durchgeführt. Diese sind in Tabelle 4.1

und Tabelle 4.2 mit ihren Parametern und Symbolbildern für die jeweilige Anordnung und Texturform zusammengefasst. Die Abmessungen und Anordnungen der Texturelemente können nach aktuellem Stand der Wissenschaft noch nicht im Sinne einer Auslegung bestimmt werden. Die Wahl ihrer Geometrieparameter beruht daher auf theoretischen Überlegungen anhand der in Kapitel 2 vorgestellten Veröffentlichungen.

Der Nockenspitzenkontakt im untersuchten Tribosystem weist beispielsweise bei einer Nockenwellendrehzahl von $1\,000\text{ min}^{-1}$ eine Kontaktbreite von etwas über $50\text{ }\mu\text{m}$ auf und liegt auch bei anderen Drehzahlen in einer ähnlichen Größenordnung, wie in Bild 4.10b) zu erkennen ist. Die Breite der Texturen sollte also kleiner als dieser Wert sein, da es sonst zu Leckageeffekten kommen kann und der Schmierfilmaufbau gestört oder ganz verhindert würde. Nur eine im zentralen Kontaktbereich liegende und zur Umgebung hin abgeschlossene Textur kann demgegenüber auch Änderungen im Schmierfilmaufbau bewirken. Aufgrund dessen wird als Breitenabmessung der Texturen ein Wert von $32\text{ }\mu\text{m}$ bzw. $35\text{ }\mu\text{m}$ in der ersten bzw. zweiten Versuchsreihe gewählt.

Weiterhin ist die Tiefe der Texturelemente festzulegen. Im Stand der Technik wurde deutlich, dass die Tiefe der Mikrotexturen in der Größenordnung der Schmierfilmdicke liegen sollte, da andernfalls negative Effekte dominieren. Wie Bild 4.13 verdeutlicht, ist im Nockenspitzenkontakt die Schmierfilmhöhe stets kleiner als $1\text{ }\mu\text{m}$. Mit zunehmender Drehzahl steigt dieser Wert zwar leicht an, bleibt aber insgesamt in einer ähnlichen Größenordnung. Für die Tiefe der Texturen wird daher ein Wert kleiner $3\text{ }\mu\text{m}$ angestrebt, die meisten Versuche sogar nur mit einer Tiefe von $1\text{ }\mu\text{m}$ durchgeführt.

Für die Texturform haben sich in der Literatur verschiedene Varianten als geeignet gezeigt. Unter dem Aspekt einer Reibungsreduzierung kommt einer runden Texturform die häufigste Nennung zu Teil. Dies kann jedoch auch mit der meist angewandten Herstellung der Texturen durch einen Laserablationsprozess – wie er auch für diese Arbeit zum Einsatz kommt – zusammenhängen. In der Folge werden meist unterschiedlich große und unterschiedlich angeordnete runde Texturen untersucht, da diese Form dem fokussierten Laserstrahl entspricht. Ein Vergleich mit anderen Texturformen fehlt daher bei derartigen Arbeiten häufig. Eine runde Form hat somit eher praktische als physikalische Gründe und muss auch nicht das Optimum darstellen. Da sich diese Form aber in verschiedenen Situationen als sehr positiv gezeigt hat, soll sie als eine Texturform gewählt werden. Darüber hinaus sind Veröffentlichungen bekannt, die eine längliche und quer zur Bewegungsrichtung ausgerichtete Texturform als günstiger ansehen. Eine längliche Form stellt daher die zweite untersuchte Variante dar. Ihre Länge wird mit dem etwa Vierfachen der Breite festgelegt. Sie entspricht einer linearen Extrusion der kreisförmigen Texturform, ihre Herstellung erfolgt also durch eine lineare Bewegung des Laserfokuspunktes. Der Querschnitt der runden und der länglichen Texturen ist sich damit sehr ähnlich. Texturformen die einem Dreieck, einer Raute oder anderen Geometrien folgen, wie sie in der Literatur ebenfalls genannt werden, sind mit dem

gewählten Herstellungsverfahren in der gewünschten kleinen lateralen Abmessung nicht fertigbar. Hierzu müsste der Laserfokuspunkt lokal in der zu erzeugenden Form verfahren werden, wodurch jedoch Texturgrößen größer als der oben genannten Grenze entstünden oder ein Lasersystem mit kürzerer Wellenlänge und damit kleinerem minimalen Fokusdurchmesser benötigt werden würde.

Tabelle 4.1: Versuchsreihe I: Formen und Anordnungen der Mikrotexturelemente.

Variante	V-I-1	V-I-2	V-I-3	V-I-4
Anordnung relativ zur Bewegungsrichtung	↑	⋮	⋮	⋮
Durchmesser bzw. Länge	32 µm	32 µm	100 µm	120 µm
Abstände quer zur Bewegungsrichtung	287 µm	144 µm	1 380 µm	626 µm
Abstände in Bewegungsrichtung	50 µm	50 µm	50 µm	50 µm
Anteil der Texturen an der Kontaktfläche	5 %	10 %	5 %	10 %

Die Breite der länglichen Texturen entspricht dem Durchmesser der runden Texturen. Die Abstände beziehen sich jeweils auf den Mittelpunkt der Texturen. Alle Texturen besitzen eine mittlere Tiefe von ca. 1 µm.

Tabelle 4.2: Versuchsreihe II: Formen und Anordnungen der Mikrotexturelemente bei einem konstanten Flächendeckungsgrad von 5 %

Variante	V-II-1	V-II-2	V-II-3	V-II-4-1	V-II-4-2	V-II-5	V-II-6	V-II-7
Anordnung relativ zur Bewegungsrichtung	↑	----	----	----	----	----	----	----
Durchmesser bzw. Länge	130 µm	130 µm	130 µm	130 µm	130 µm	35 µm	35 µm	35 µm
Abstände quer zur Bewegungsrichtung	82 µm	176 µm	100 µm	169 µm	169 µm	54 µm	135 µm	293 µm
Abstände in Bewegungsrichtung	90 µm	42 µm	333 µm	179 µm	179 µm	54 µm	58 µm	50 µm

Die Breite der länglichen Texturen entspricht dem Durchmesser der runden Texturen. Die Abstände beziehen sich jeweils auf den Mittelpunkt der Texturen. Alle Texturen besitzen eine mittlere Tiefe von ca. 1 µm, mit Ausnahme von V-II-4-2 mit einer Tiefe von ca. 2,5 µm.

Die Querschnittsform der Texturen, also ihr Tiefenverlauf, könnte ebenfalls eine Gestaltungsgröße sein. Beispielsweise sind in Bewegungsrichtung unterschiedlich steil ausgeführte Texturflanken denkbar. Ohne einen lateralen Versatz oder Veränderung der Intensitätsverteilung der/des Einzelpulse/s ergibt sich bei der Herstellung mittels Laserablation jedoch ein typischer gauß- bzw. glockenförmiger Verlauf. Dieser weist einen graduellen Übergang von der glatten Oberfläche in die Textur hinein auf. Den Querschnitt einer so entstehenden runden wie auch einer länglichen Textur zeigt Bild 4.19. Die Untersuchungen sollen auf derartige Querschnittsformen beschränkt bleiben.

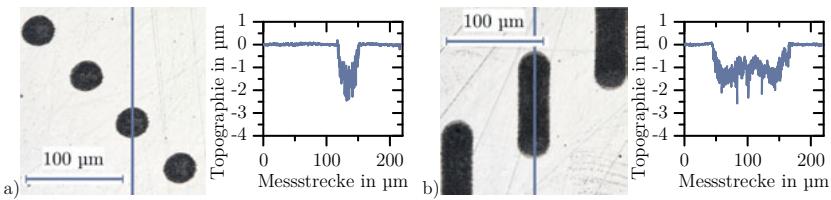


Bild 4.19: Querschnitt einer a) runden (V-II-5) und b) linienförmigen (V-II-1) Textur nach der Herstellung mittels Laserablation, gemessen an Proben der Versuchsreihe II

Auch die Anordnung der einzelnen Texturelemente kann einen Einfluss auf deren Wirkung besitzen. Beispielsweise ist eine Interaktion zwischen der durch den Kontakt vorauslaufenden und der nachfolgenden Textur denkbar, wenn der Abstand eine gewisse Grenze unterschreitet. Für die durchgeführten Versuche werden daher sowohl Bänder von, in Bewegungsrichtung des Nockens, eng aufeinander folgenden Texturen in Versuchsreihe I als auch gleichmäßiger über die Stöbeloberfläche und damit unter größerem Abstand in Bewegungsrichtung verteilte Texturanordnungen in Versuchsreihe II untersucht. Die Anzahl und Anordnung werden so gewählt, das in Summe 5 bzw. 10 % der texturierten Oberfläche von den Texturelementen eingenommen werden.

Ziel der durchgeführten Versuche ist im Wesentlichen eine exemplarische Quantifizierung der Veränderung der Reibung im Nocken/Stöbel-Kontakt durch die Oberflächenmodifikation mit diskreten Mikrotexturen. Dem wird bei der Versuchsdurchführung durch ein darauf abgestimmtes Versuchsprogramm Rechnung getragen. Als Versuchspolen kommen in jeder Versuchsserie ein zuvor eine gewisse Zeit eingelaufener und für alle Versuche gleichbleibender Nocken sowie Tassenstöbel mit ungelaufenen, mikrotexturierten Einstellscheiben zum Einsatz. Der Nocken weist somit bereits beim ersten Versuchspunkt einen gewissen Einlaufverschleiß auf, die größten Rauheitsspitzen sind damit bereits eingeebnet. Der Nocken bleibt dann innerhalb jeder Versuchsreihe dauerhaft eingebaut und Auswirkungen aus Montageabweichungen beim Nockenwechsel können ausgeschlossen werden. Darüber hinaus werden nur Kurzzeitversuche durchgeführt, bei denen jede Drehzahlstufe für eine Minute gehalten wird, bevor direkt die nächste Drehzahlstufe folgt. Durch diese sehr kurze Laufzeit sollen Verschleißeffekte zwischen den einzelnen Versuchspunkten und Varianten so gering wie möglich gehalten werden. Jede Probenvariante wird zudem zur statistischen Absicherung dreimal geprüft und die Versuchsabfolge der Varianten randomisiert.

Bei den Versuchen wird eine Drehzahlrampe mit Drehzahlen von 300 bis 2 000 min⁻¹ abgefahren. Zu jeder Drehzahl werden für eine Sekunde die Reibungskräfte an den Piezosensoren erfasst und vektoriell zur resultierenden Reibungskraft addiert. Die anschließende Auswertung erfolgt wie im nachfolgenden Abschnitt erläutert. Darüber hinaus wird exemplarisch an einer Probe das Einlaufverhalten betrachtet, um eine erste Aussage über das zu erwartende Verschleißverhalten zu ermitteln.

4.4.3 Versuchsergebnisse

Die Messergebnisse der Reibungsversuche sind die Rohdaten der über die Piezokraftsensoren ermittelten Reibungskräfte. In Bild 4.20 sind für eine polierte und eine mikrotexturierte Probe je ein exemplarischer Verlauf dieses Reibungskraftsignals für Versuche aus der zweiten Versuchsreihe dargestellt. Es ist zu erkennen, dass über den gesamten Nockenwinkelbereich die Reibungskraft der texturierten Probe unterhalb der Vergleichsmessung der polierten Probe verläuft. Für einen quantitativen Vergleich aller Texturvarianten und Drehzahlen ist diese Darstellung über dem Nockenwinkel aber nicht optimal geeignet. Es wird daher zunächst eine Auswertung in den einzelnen Verläufen durchgeführt, indem jeweils das Reibungskraftmaximum pro Umdrehung bestimmt wird. Jede Messung dauert eine Sekunde und erfasst damit, je nach Drehzahl, mehrere Nockenumdrehungen und somit auch Reibungskraftmaxima. Aus diesen mehreren Reibungskraftmaxima wird für jede Probe und jede Drehzahl ein Mittelwert gebildet. Über die drei Wiederholversuche hinweg erfolgt anschließend eine Mittelung der zuvor bestimmten Mittelwerte der Reibungskraftmaxima. Die Standardabweichung der Mittelwertbildung der Maxima aus dem Rohsignal ist typischerweise kleiner 0,5 %, während die Mittelwertbildung der Wiederholversuche meist eine Standardabweichung im Bereich von 3 bis 10 % aufweist (Werte exemplarisch für die Messdaten bei 800 min^{-1} der Versuchsserie II). Um nun die unterschiedlichen Texturvarianten miteinander vergleichen zu können erfolgt abschließend die Bildung der relativen Änderung zwischen den polierten und den mikrotexturierten Proben (jeweils innerhalb einer Versuchsreihe!). Diese relativen Werte sind für Versuchsreihe I in Bild 4.21 und für Versuchsreihe II in Bild 4.22 aufgetragen.

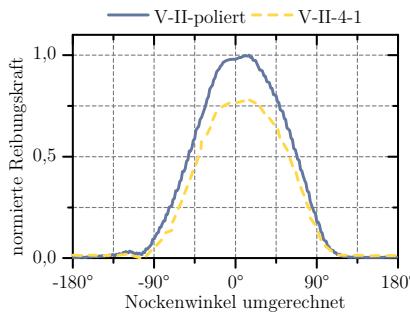


Bild 4.20: Exemplarische Verläufe der Reibungskraft bei einer Nockenwellendrehzahl von $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$ für zwei Proben der zweiten Versuchsserie

In der ersten Versuchsreihe (Bild 4.21) zeigen sich für alle untersuchten Texturformen und Flächendeckungsgrade Verbesserungen im Reibungsverhalten. Diese Verbesserung nimmt zunächst mit steigender Drehzahl zu und erreicht ab etwa 700 min^{-1} ein näherungsweise konstant niedriges Reibungsniveau. Im Hinblick auf den Flächendeckungs-

grad zeigt sich bei runden Texturen deutlich eine negative Auswirkung des höheren Flächendeckungsgrades bei Variante V-I-2 gegenüber der – auch über alle Varianten betrachtet – besseren Variante V-I-1. Bei den linienförmigen Texturen hingegen scheint der Flächendeckungsgrad keinen vergleichbaren Einfluss zu besitzen, da beide Varianten eine ähnliche Reduzierung der Reibung zeigen. Daher wurden in Versuchsreihe II nur noch Texturen mit einem Flächendeckungsgrad von 5 % untersucht und die Anordnung der Texturen genauer betrachtet.

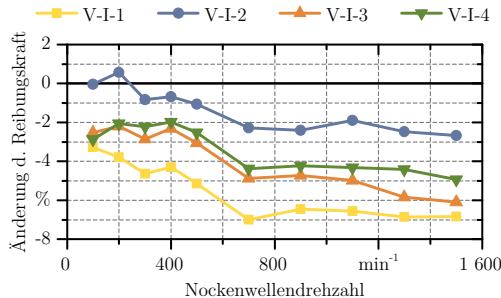


Bild 4.21: Änderung der Reibungskraftmaxima im Vergleich zu einem polierten Tassenstöbel; Probenvarianten der ersten Versuchsserie nach Tabelle 4.1; für jeden Punkt gilt $N = 3$

Abgesehen von Texturvariante V-II-1 kann, bei allen Weiteren in der zweiten Versuchsreihe betrachteten Mikrotexturvarianten, eine Reduzierung der Reibung erkannt werden, vgl. Bild 4.22. Diese liegt bei den vier Varianten -3, -5, -6 und -7 auf einem mit der ersten Versuchsreihe vergleichbaren Niveau. Interessant dabei ist, dass alle kreisförmigen Texturen zu dieser Gruppe gehören. Hier scheint somit der Einfluss der Anordnung keine größere Rolle zu spielen. Die Varianten -2, -4-1 und -4-2 können sich hingegen deutlich von den kreisförmigen Texturen absetzen. Es liegt daher die Vermutung nahe, dass eine quer zur Bewegungsrichtung länglich ausgeführte Texturform vorteilhafter ist als eine rotationssymmetrische. Dies muss aber insoweit eingeschränkt werden, dass mit Variante V-II-1 eine längliche Textur am schlechtesten abschneidet. Bei dieser Texturform scheint somit die Anordnung der einzelnen Texturelemente zueinander eine größere Rolle zu spielen. Variante V-II-4-2 erzielt insgesamt das Reibungs optimum innerhalb der untersuchten Proben mit einer um 18 % reduzierten Reibung gegenüber der polierten Vergleichsprüfung (bei $1\,200 \text{ min}^{-1}$). Vergleicht man die linienförmigen Texturen untereinander, so zeigen die Varianten ein günstigeres Verhalten, die nicht mit der in Bewegungsrichtung nachfolgenden Textur überlappen. Unter den so klassifizierten Varianten -2 und -4 ist wiederum ein Unterschied zu erkennen: Variante -4 hat eine im Vergleich sehr gleichmäßige Anordnung über der texturierten Oberfläche und schneidet mit dieser nochmal günstiger ab. Innerhalb Variante -4 ist abschließend noch die Tiefe variiert worden. Es zeigt sich, dass die über doppelt so tiefe

Textur -4-2 nochmals eine leichte Verbesserung des Reibungsniveaus erzielt. Dies soll aber nicht die Vermutung nahelegen, dass immer tiefere Texturen immer noch bessere Ergebnisse erzielen könnten. Vielmehr ist zu vermuten, dass es ab einer bestimmten Tiefe zu signifikanten negativen Folgen im Schmierfilmaufbau und damit zu einer Verschlechterung des Schmierungszustandes kommt (siehe auch Ausführungen hierzu in Abschnitt 2.2). Dennoch bleibt festzuhalten, dass auch die Tiefe auf die Wirkung der Texturen einen nennenswerten Einfluss besitzt.

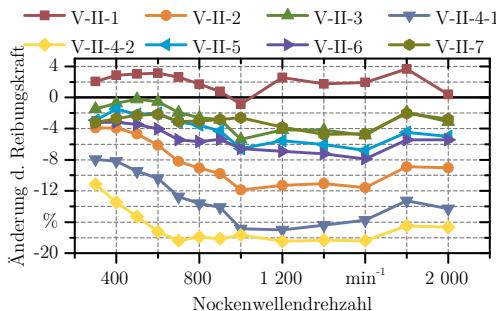


Bild 4.22: Änderung der Reibungskraftmaxima im Vergleich zu einem polierten Tassenstöbel; Probenvarianten der zweiten Versuchsserie nach Tabelle 4.2; für jeden Punkt gilt $N = 3$

Die experimentellen Untersuchungen sollen unter dem Aspekt des Oberflächenverschleißes abgeschlossen und dieser an einem Beispiel kurz angerissen werden. So sind bei den oberhalb gezeigten Versuchsergebnissen nur sehr kurze Prüfzeiten aufgetreten, wodurch der Verschleiß bisher vernachlässigt werden konnte. Bei Kontakten, die im Mischreibungsgebiet betrieben werden, kommt es aufgrund der Oberflächeninteraktionen jedoch zu den in Abschnitt 4.1 genannten Verschleißerscheinungen. Dieser Materialabtrag bzw. die Furchungen können mit der Laufzeit die Geometrie der Texturen verändern und damit auch deren Einfluss auf die Schmierfilmbildung schwächen.

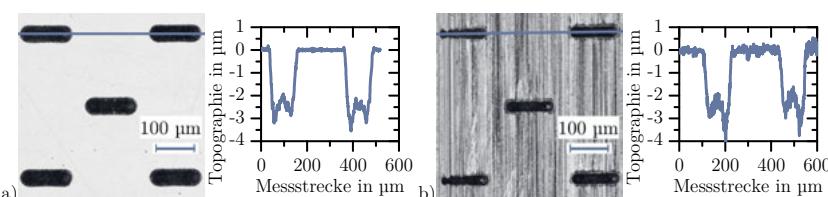


Bild 4.23: Messungen des Texturquerschnittes bei Texturvariante V-II-4-2 a) zu Beginn und b) am Ende eines Dauerlaufversuches mit 1,2 Millionen Lastzyklen; Texturtiefe im Mittel zu Beginn bei $2,6 \pm 0,1 \mu\text{m}$ und nach dem Prüflauf bei $2,3 \pm 0,1 \mu\text{m}$ (der Mittelwert bezieht sich dabei auf die im Grund ersichtliche hügelförmige Erhebung, wobei über den Bereich vom tiefsten zum tiefsten Punkt gemittelt wurde; $N = 12$ auf einer Probe)

Wie stark der Verschleiß ausgeprägt ist wurde daher anhand Texturvariante V-II-4-2 untersucht und der Querschnitt der Texturen vor und nach einer Beanspruchung mit 1,2 Millionen Lastzyklen (Einlaufverschleiß, ungelaufer Nocken) gemessen, siehe Bild 4.23. Es zeigt sich, dass an einer repräsentativen gewählten Position auf der Oberfläche, die Tiefe der Texturen von anfänglich $2,6 \pm 0,1 \mu\text{m}$ auf eine Tiefe von $2,3 \pm 0,1 \mu\text{m}$ (jeweils $N = 12$) reduziert wurde. Dabei ist zu beachten, dass durch ein leicht verkipptes Tragbild (ungleichmäßiger Verschleiß über der Nockenbreite) auch Bereiche mit einem deutlich höheren sowie Bereiche mit fast gar keinem Verschleiß existieren. Dies lässt sich allein durch den Winkelschliff der Nocken nicht erklären und sollte daher in weiterführenden Untersuchungen einer genaueren Betrachtung unterworfen werden. Insgesamt kommt damit für mikrotexturierte Kontakte in Tribosystemen mit hohen Lebensdauer- bzw. Laufzeitanforderungen dem Verschleiß der Mikrotexturen eine nicht zu vernachlässigende Bedeutung zu. Eine genauere Untersuchung muss jedoch nachfolgenden Arbeiten vorbehalten bleiben.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass Mikrotexturen auch in höherbelasteten EHD-Kontakten mit hohem Gleitanteil und Mischreibung eine Möglichkeit darstellen, die Reibung zu reduzieren und damit die Effizienz von Tribosystemen zu verbessern. Der hier angestrebte „Proof-of-Concept“ konnte damit erfolgreich erbracht werden. Eine Suche nach der optimalen Form und Anordnung wäre aber auf dem rein experimentellem Wege nur mit sehr hohem Aufwand und damit verbundenen Kosten möglich. Vielmehr sollte angestrebt werden, die Auswahl günstiger Textureigenschaften bereits im Vorfeld durch eine simulative Untersuchung einzuzgrenzen, so dass nur noch eine reduzierte Anzahl an Texturen zu prüfen ist. Einen ersten Ansatz hierfür sollen die in Kapitel 5 gezeigten Parameterstudien liefern.

5 Simulation mikrotexturierter EHD-Kontakte

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der Wirkung diskreter Mikrotexturen auf die Schmierfilmbildung und Reibung in EHD-Kontakten. Dazu kommt ein, auf den im Stand der Technik erläuterten Grundlagen aufsetzendes, Simulationsmodell zum Einsatz. Dieses soll zunächst in Abschnitt 5.1 gegenüber anderen veröffentlichten Modellen validiert werden. Daran anschließend werden nicht-newtonsche und thermische Einflüsse auf mikrotexturierte Kontakte behandelt, bevor eine Simulationsstudie zu den Auswirkungen einzelner Parameter zwei- und dreidimensionaler Texturformen, wie Tiefe oder laterale Abmessungen, die Arbeit abschließt.

5.1 Validierung

5.1.1 Unterschiede durch Kavitationsmodelle

In Abschnitt 3.6 wurde bereits detailliert die Theorie zum Phänomen der Kavitation bei geschmierten Kontakten betrachtet. Im Bereich der texturierten Gleitkontakte ist die Kavitation zudem für einen der Mechanismen zur Verbesserung des Schmierfilmaufbaus, dem „inlet-suction“-Effekt, verantwortlich. Daher soll im Rahmen der Validierung zunächst ein Vergleich mit unterschiedlichen Ansätzen zur Kavitationsmodellierung durchgeführt werden. Es wird hierzu zunächst ein hydrodynamischer Fall betrachtet, wie er von HARTINGER [315] bei CFD-Simulationen von EHD-Kontakten ebenfalls für den Vergleich von verschiedenen Kavitationsmodellen verwendet wird. Ein ruhender Halbzylinder ($u_1 = 0$) mit Radius $r = 10$ mm wird dazu unter einem Abstand $h_c = 0,1 \mu\text{m}$ zu einer mit der Geschwindigkeit $u_2 = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bewegten Ebene angeordnet. Es handelt sich also um einen reinen Gleitkontakt. Der Schmierstoff besitzt eine Viskosität von $\eta_0 = 0,01 \text{ Pa s}$ und eine Dichte von $\rho_0 = 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ und ist in der Berechnung als inkompressibel angenommen. Berechnet wird dieser Testfall mit drei unterschiedlichen Kavitationsmodellen. Zum einen wird eine CFD-Lösung dieses Kontaktes mit einem Zwei-Phasen-Kavitationsmodell nach ZWART-GERBER-BELAMRI (ZGB) [346] in der Software ANSYS FLUENT umgesetzt. Als zweites kommt das Penalty(P)-Verfahren zum Einsatz, dass auch in den ursprünglichen Arbeiten von HABCHI [297] zum Full-System-Approach Verwendung findet. Hierzu wird die normierte REYNOLDS-Gleichung (Gl. 3.87) um den Penalty-Term mit Penalty-Faktor P_f erweitert:

$$\nabla \cdot \left(\frac{H^3}{\psi} \frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \nabla P \right) - \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} - \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial T} + Pf \cdot \min(0, P) = 0 . \quad 5.1$$

Schließlich wird in einem dritten Modell ein masseerhaltendes Kavitationsmodell auf Basis einer Mischdichte umgesetzt. Diese Mischdichte folgt dabei anstelle der in Abschnitt 3.6 genannten $1/x$ -Funktionen einer e^2 -Funktion und lautet [347]

$$\rho(p) = \rho_0 \cdot e^{-\gamma(p) \cdot p^2} \text{ mit } \gamma(p) = \begin{cases} 0 & \text{für } p > 0 , \\ Pf & \text{sonst .} \end{cases} \quad 5.2$$

Die mit den drei Kavitationsmodellen erhaltenen Lösungen für den Schmierfilmdruck zeigt Bild 5.1. Bei den errechneten Druckverteilungen zeigen die CFD-Lösung und das masseerhaltende Kavitationsmodell auf den ersten Blick eine nahezu identische Lösung. Erst bei genauerer Betrachtung des Druckmaximums und des Kavitationsbereiches lassen sich kleine Abweichungen erkennen. Interessant ist, dass sowohl das Zwei-Phasen-Kavitationsmodell der CFD-Lösung als auch das masseerhaltende Kavitationsmodell einen leicht negativen Druck aufweisen, obwohl der Kavitationsdruck in beiden Fällen zu $p_{cav} = 0$ angenommen wurde. Im Falle des Variable-Dichte-Modells könnte dieser negative Druck durch die Wahl eines größeren Penalty-Faktors nahezu auf Null gezwungen werden, was aber aufgrund der guten Übereinstimmung mit dem ZGB-Modell nicht sinnvoll erscheint und zudem die Konvergenz verschlechtert. Die Druckverteilung im Penalty-Modell hat demgegenüber ein niedrigeres Druckmaximum und der Druckgradient am Kontaktaustritt verläuft gegenüber den anderen Modellen steiler.

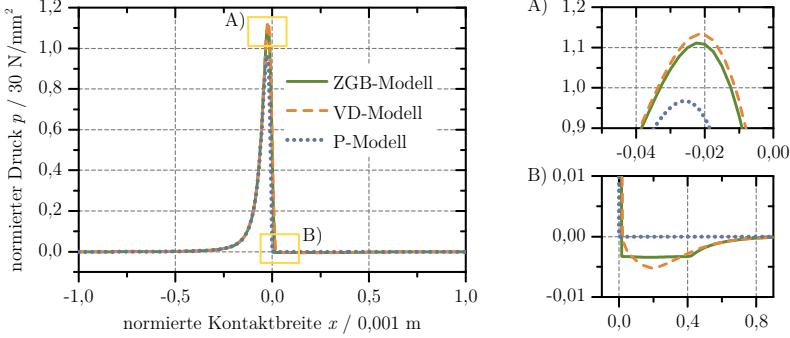


Bild 5.1: Druckverteilung eines hydrodynamischen Gleitkontaktees, berechnet mit Zwei-Phasen-Kavitationsmodell nach ZWART-GERBER-BELAMRI (ZGB), Variable-Dichte- (VD) und Penalty-(P)Kavitationsmodell

Bei der CFD-Lösung und im Falle des masseerhaltenden Kavitationsmodells kann darüber hinaus der Spaltfüllungsgrad im Kavitationsgebiet ausgewertet werden, welcher in Bild 5.2 dargestellt ist. Der Verlauf des Spaltfüllungsgrades ist gleichbedeutend mit dem Verhalten des Schmierstoffes beim Aufreißen und Reformieren der Kavitationsblasen im Kavitationsgebiet. Zwischen beiden Lösungen ist eine sehr gute Übereinstim-

mung beim Aufreißen zu erkennen, wohingegen die Reformation im Falle des Variable-Dichte-Modells langsamer und mit einem flacheren Gradienten, die des ZGB-Modells hingegen relativ abrupt erfolgt. Auf die Druckverteilung scheint dies aber offensichtlich keinen nennenswerten Einfluss zu besitzen, wie die Auswertung des Druckverlaufes gezeigt hat. Dies lässt sich erklären, da das Aufreißen direkt den Druckgradienten am Kontakttaustritt beeinflusst, wohingegen die Reformation bei Umgebungsdruck stattfindet und durch von außerhalb der Kontaktzone einströmendes Fluid (bei Vollschmierung) realisiert wird und damit nicht mit dem Druckgebiet in Wechselwirkung steht.

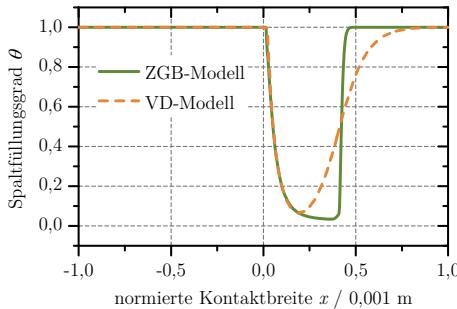


Bild 5.2: Verteilung des Spaltfüllungsgrades eines hydrodynamischen Gleitkontaktees berechnet mit Zwei-Phasen-Kavitationsmodell nach ZWART-GERBER-BELAMRI (ZGB) und Variable-Dichte-(VD)-Kavitationsmodell

Für hydrodynamische Fragestellungen ist somit der Einfluss des Kavitationsmodells auf die Druckverteilung bereits bei glatten Kontakten nennenswert und muss in die Betrachtung mit einbezogen werden. Bei EHD-Kontakten wird in der Literatur jedoch meist auf ein masseerhaltendes Kavitationsmodell verzichtet und in vielen Fällen nur mit einer gümbelschen Kavitations-Randbedingung oder einer Penalty-Methode gearbeitet. Daher soll nachfolgend der Einfluss bei EHD-Kontakten näher beleuchtet werden. Die Belastungssituation des gewählten EHD-Linienkontakts entspricht einemmäßig belasteten Kontakt mit den dimensionslosen Kennzahlen $M = 20$ und $L = 10$. Die Berechnungsergebnisse für Druckverteilung und Schmierspalt mit Variable-Dichte- und Penalty-Kavitationsmodell sind in Bild 5.3 gegenübergestellt. Sowohl der Verlauf von Schmierspalt als auch von Schmierdruck sind über den gesamten Kontaktbereich deckungsgleich. Dies lässt sich auch quantitativ an der minimalen Schmierfilmhöhe ablesen, die in beiden Fällen $H_{\min} = 0,0751$ beträgt. Beide Kavitationsmodelle sind damit gegeneinander austauschbar ohne das Berechnungsergebnis zu beeinflussen.

Bisher wurden rein statische Kontakte in die Betrachtung einbezogen. Aber auch bei transienten Fragestellungen lässt sich zeigen, dass bei EHD-Kontakten kein Unterschied im Berechnungsergebnis zwischen einem Variable-Dichte-Ansatz und der Penalty-Methode besteht. Hierzu sei vorgezogen auf eine Betrachtung in Abschnitt 5.1.2

verwiesen. In Bild 5.5 ist das Berechnungsergebnis für den Durchlauf einer Mikrotextur durch einen EHD-Linienkontakt zu zwei diskreten Zeitzuständen aufgetragen. Die Ergebnisse mit Variable-Dichte- und Penalty-Ansatz sind deckungsgleich.

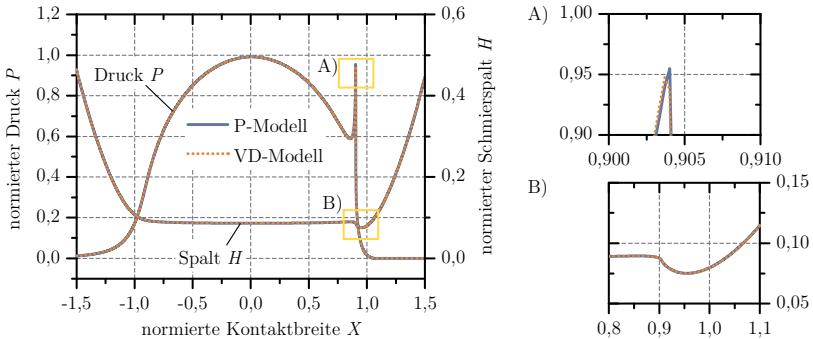


Bild 5.3: Druckverteilung und Schmierspalt eines EHD-Linienkontakte ($M = 20; L = 10$) bei Verwendung eines Variable-Dichte bzw. eines Penalty-Kavitationsmodells

Bei nicht-isothermen EHD-Kontakten wäre prinzipiell eine Abweichung zwischen masseerhaltenden und nicht-masseerhaltenden Kavitationsmodellen denkbar, wenn die thermischen Eigenschaften des Schmierstoffes, wie in Abschnitt 3.8.3 ausgeführt, und auch die Dichte vom Spaltfüllungsgrad abhängig sind. Jedoch zeigen Ergebnisse in der Literatur auch bei nicht-masseerhaltenden Kavitationsmodellen, wie beispielsweise bei HABCHI et al. [348] unter Verwendung der Penalty-Methode, eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment. Daher soll an dieser Stelle auf eine genauere Betrachtung thermischer Fälle verzichtet werden.

Für alle in dieser Arbeit folgenden Simulationen wird aufgrund der zuvor gezeigten Ergebnisse zur Berücksichtigung von Kavitationseffekten die Penalty-Methode gewählt. Diese stellt eine sehr robuste Methode dar und kann mit ausreichender Genauigkeit das Verhalten des Schmierstoffes bei Kavitation abbilden.

5.1.2 Linienkontakt

Bei der Simulation mikrotexturierter EHD-Kontakte ist, nach den in Abschnitt 2.2.3 ausgeführten Literaturquellen, mit einer starken Wechselwirkung zwischen Mikrotextur und Schmierspaltgeometrie sowie mit transienten Schlepeffekten zu rechnen. Für die Validierung des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodells sollen daher zu allererst Veröffentlichungen herangezogen werden, die die Wirkung einzelner Texturen auf den EHD-Kontakt behandeln. Hierzu werden Arbeiten von VENNER UND LUBRECHT [349] sowie LU et al. [350] betrachtet. Beide Arbeiten verwenden als Textur eine Vertiefung, die einer Cosinus-Funktion entspricht und sich aufgrund der Oberflä-

chengeschwindigkeiten der beiden Kontaktpartner mit einer Relativgeschwindigkeit durch den Kontakt bewegt. Die texturierte Oberfläche ist dabei langsamer als die glatte. Der Unterschied zwischen beiden Veröffentlichungen liegt sowohl in der Belastung – VENNER und LUBRECHT wählten $M = 100$, $L = 11,1$ und LU et al. $M = 23,1$, $L = 6,5$ – als auch in der numerischen Lösung. VENNER und LUBRECHT verwendeten hierzu die Multilevel-Methodik auf Basis Finiter Differenzen (FD), wohingegen LU et al. auf einen Ansatz mit Finiten Elementen (FE) und Ansatzfunktionen höherer Ordnung setzten. Letzterer ist besser mit dem in dieser Arbeit verwendeten Lösungsansatz vergleichbar, was sich auch in den Berechnungsergebnissen zeigt. Für jeweils vier unterschiedliche Zeitpunkte sind in Bild 5.4 die berechneten und die zugehörigen, aus den Veröffentlichungen digitalisierten, Verläufe von Druck und Schmierspalt aufgetragen.

Zunächst sollen die beiden Lösungen ohne Textur nach VENNER und LUBRECHT [349] (Bild 5.4a) und LU et al. [350] (Bild 5.4e) betrachtet werden. In beiden Darstellungen ist kein nennenswerter Unterschied erkennbar. Für die Arbeiten von VENNER und LUBRECHT kann dies auch quantifiziert werden. Ein Vergleich der minimalen Schmierspalthöhen liefert $h_{\min, \text{VennerLubrecht}} = 0,232 \mu\text{m}$ und $h_{\min} = 0,229 \mu\text{m}$ und somit lediglich einen Unterschied von 1,3 %. LU et al. geben keine quantitativen Werte an, so dass dort kein Vergleich möglich ist. Dennoch kann für beide Fälle eine sehr gute Übereinstimmung der glatten Lösungen attestiert werden.

Interessanter ist aber der Vergleich der transienten Lösung. In Bild 5.4b) bis d), die den Vergleich mit VENNER und LUBRECHT [349] herstellen, sind in der Umgebung der Texturen, aber auch bei den durch Schleppeffekte begründeten Spaltaufweitungen Unterschiede festzustellen. Die Schleppeffekte führen aufgrund der geringeren Oberflächengeschwindigkeit der texturierten Oberfläche dazu, dass Schmierstoff aus der Textur gezogen wird und dieser als eingeschlussener Schmierstoffpfropfen durch hydrodynamische Effekte vor der eigentlichen Mikrotextur herläuft. In den Bildern b) und c) ist zu erkennen, dass dieser Effekt mit dem verwendeten Modell etwas ausgeprägter ausfällt. Hat der aus Schleppeffekten resultierende, eingeschlossene Schmierstoffpfropfen den Kontaktbereich verlassen, sind die berechneten Ergebnisse wieder nahezu deckungsgleich (Bild 5.4d). Weiterhin ist eine zusätzliche elastische Schmierspalteinschnürung in der Umgebung der Mikrotexturen erkennbar. In Bild 5.4d) ist damit einhergehend in den aktuellen Berechnungsergebnissen aber auch eine zusätzlichen Druckspitze am linken Rand der Texturvertiefung zu finden, die Darstellung in [349] weist sie hingegen nicht auf. Vermutlich sind beide genannten Abweichungen auf die unterschiedlichen Ansätze zur numerischen Lösung der Differentialgleichungen und die verwendete Zeitdiskretisierung zurückzuführen. Anstelle des FD-Ansatzes und festen Zeitschritten in [349] kommen ein FE-Ansatz mit Ansatzfunktionen höherer Ordnung und ein automatisches Zeitschrittverfahren zum Einsatz. Letzteres beachtet auch den relativen Unterschied zwischen den Zeitschritten und reduziert ggf. den vorgewählten Zeitschritt, bis

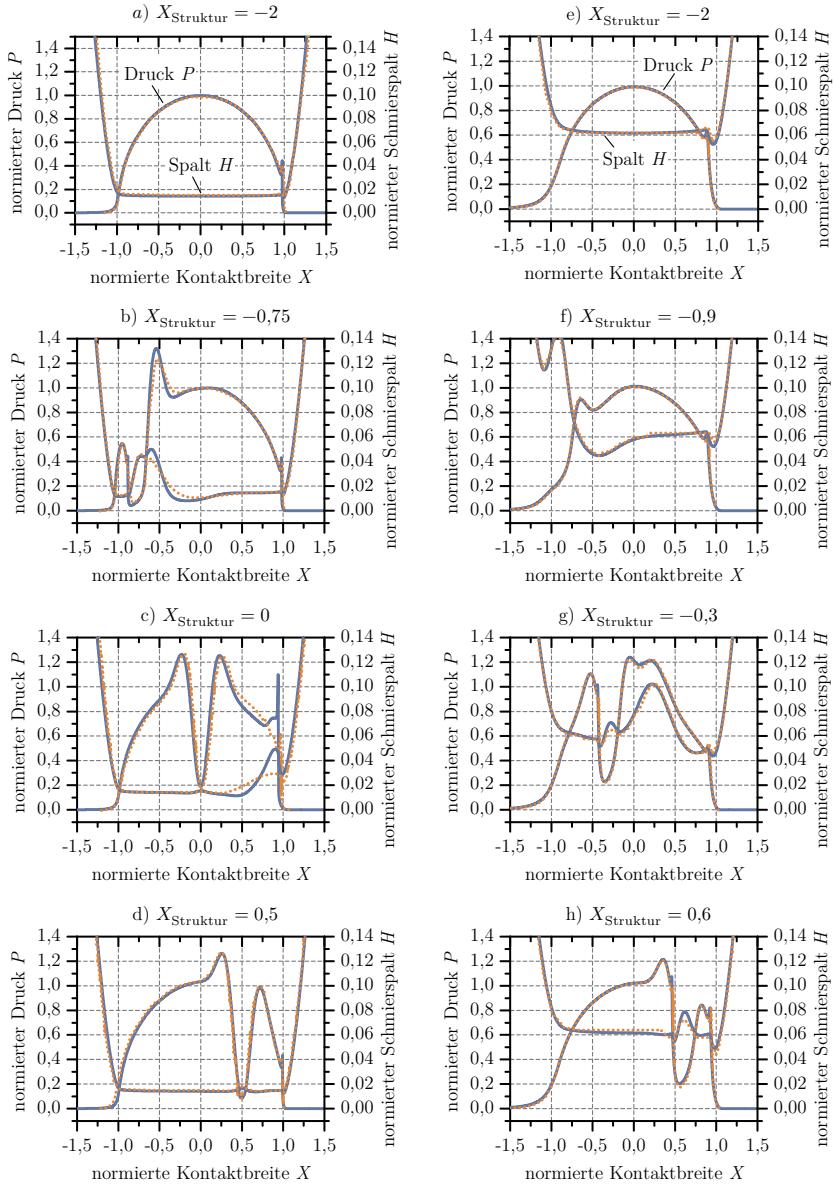


Bild 5.4: Vergleich einer transientes Lösung einer cosinus-förmigen Mikrotexture in einem schlupfbefestigten EHD-Linienkontakt a) bis d) mit VENNER und LUBRECHT [349] und e) bis h) mit Lu et al. [350] zum Zeitpunkt der Texturposition X_{Struktur} ; digitalisierte Daten gepunktet

ein vorgegebener Fehler unterschritten wird. Durch ein weitestgehendes Außerkraftsetzen dieser automatische Zeitschrittsteuerung durch sehr große zulässige Fehler und andere Maßnahmen kann aber auch mit dem vorliegenden Berechnungsmodell eine sich den in [349] gezeigten Ergebnissen annähernde Lösung erzielt werden. Dies soll hier aber nicht weiter ausgeführt sondern gleich auf den zweiten Literaturvergleich übergeleitet werden, der die bisher identifizierten Unterschiede nicht aufweist.

Bei LU et al. [350] weisen die Autoren explizit darauf hin, dass durch ihren FE-Ansatz mit Elementen höherer Ordnung in manchen Bereichen Details aufgelöst wurden, die bei einer traditionellen FD-Methodik bei einer ähnlichen Anzahl an Freiheitsgraden nicht nachgewiesen werden würden. Dies steht im Einklang mit der zuvor geäußerten Vermutung, dass die aktuellen Unterschiede zu VENNER und LUBRECHT auf die laterale und zeitliche Diskretisierung zurückzuführen sind. Es zeigt sich, dass die mit dem in dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodell erhaltenen Ergebnisse weitestgehend sehr gut mit den aus [350] digitalisierten übereinstimmen. Im direkten Vergleich mit den Ergebnissen von LU et al. sind vor allem beim Schmierspaltverlauf gewisse Unterschiede ersichtlich, wohingegen der Druckverlauf nahezu deckungsgleich ist. Ein Teil dieser Abweichungen kann aber auch auf die Digitalisierung der in [350] veröffentlichten Kurvenverläufe zurückgehen. Die Achsen für Druck und Schmierspalt sind dort identisch skaliert, so dass die Digitalisierung des Schmierspaltverlaufs einen größeren relativen Fehler aufweist, als die des Druckverlaufes. Bei genauer Betrachtung sind in beiden Lösungen sowohl in Bild 5.4g) als auch in Bild 5.4h) links vor der Textur zusätzliche kleine Druckspitzen präsent. Dies unterstreicht die Vermutung, dass die größeren Unterschiede im vorangegangenen Vergleich zu VENNER und LUBRECHT – fehlende Druckspitzen und Abweichungen im Schmierspaltverlauf rechts der Textur – auf die Verwendung Finiter Elemente mit Ansatzfunktionen höherer Ordnung und das adaptive Zeitschrittverfahren zurückzuführen sind. Insgesamt kann somit aber die Validierung anhand transienter Vergleichsfälle als erfolgreich benannt werden.

Über die gezeigten Vergleiche mit Literaturergebnissen hinaus soll, wie im vorangegangenen Abschnitt erwähnt, noch ein Abgleich der Kavitationsmodellierung mittels Penalty- und Variable-Dichte-Methode im Falle eines Texturdurchlaufes durchgeführt werden. Die Parameter entsprechen dem zuvor genannten Modell von VENNER und LUBRECHT. Für zwei Zeitpunkte sind Druck- und Schmierspaltverlauf in Bild 5.5 aufgetragen. Über den gesamten Kontaktbereich lassen sich keine Unterschiede zwischen den Berechnungsergebnissen identifizieren. Die für den stationären Fall getroffene Aussage trifft also auch auf einen transienten Fall zu und rechtfertigt die Entscheidung für das Penalty-Verfahren auch unter dem Gesichtspunkt der Texturen und transienter Effekte. Ein Unterschied wäre denkbar, wenn es im zentralen Kontaktbereich durch sehr tiefe Texturen zu einem Absinken des Druckes in den Kavitationsbereich kommen würde. Solche Fälle sollen daher in den späteren Studien ausgeschlossen werden.

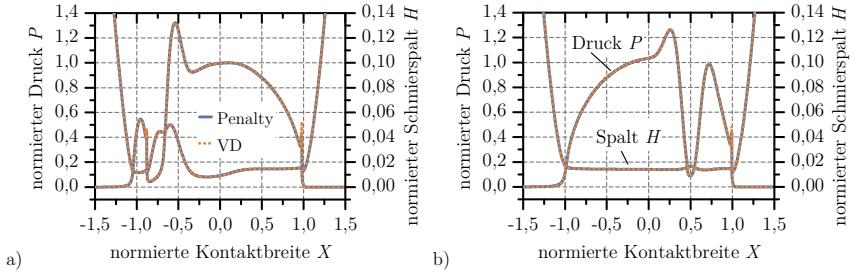


Bild 5.5: Vergleich zwischen Variable-Dichte- und Penalty-Kavitationsmodell für den transientes Fall einer cosinus-förmigen Mikrotextur in einem schlupfbehafteten EHD-Linienkontakt unter den Bedingungen aus VENNER und LUBRECHT [349] a) $X_{\text{Struktur}} = -0,75$ b) $X_{\text{Struktur}} = 0,5$

Die komplexeste Form von EHD-Kontaktmodellen stellen sicherlich nicht-isotherme Kontakte dar. Bei diesen ist die in Abschnitt 3.12.3 erläuterte Wechselwirkung der einzelnen Domänen am größten. Zudem sind sie, aufgrund der zu lösenden Freiheitsgrade, numerisch am aufwändigsten. Für die Validierung wird ein in der Literatur bekanntes Modell von SADEGHI und SUI [351] herangezogen. Das Berechnungsszenario ist ein EHD-Linienkontakt mit dimensionslosen Kennzahlen $M = 10,7$ und $L = 12,1$. Vor allem der vergleichsweise hohe Schmierstoffparameter ist zu beachten, da dieser zu hohen scherbedingten Erwärmungseffekten beiträgt. Weiterhin ist wichtig, dass in den Arbeiten von SADEGHI und SUI eine etwas andere Definition der ROELANDS-Gleichung Anwendung findet, als diese in Gleichung 3.44 aufgeführt ist. Zur Vergleichbarkeit wurde daher die Schreibweise von SADEGHI und SUI übernommen. Die Berechnungsergebnisse und digitalisierten Vergleichsdaten sind in Bild 5.6 einander gegenübergestellt.

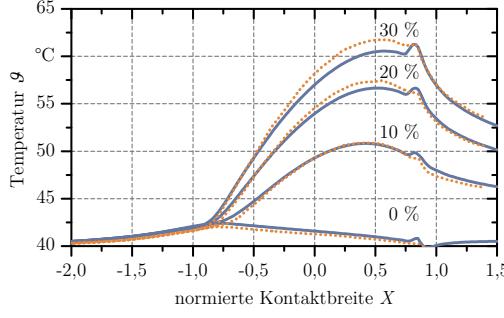


Bild 5.6: Vergleich des Temperaturverlaufes eines EHD-Linienkontaktees ($M = 10,7$; $L = 12,1$) mit Ergebnissen von SADEGHI und SUI [351] (digitalisiert) für reines Rollen und verschiedene Schlupfzustände von 10, 20 und 30 % ; digitalisierte Daten gepunktet

Im direkten Vergleich der Temperaturverläufe fällt auf, dass die berechneten Temperaturen meist etwas unterhalb der Vergleichskurven liegen. An der Position der PETRUSOVICH-Spitze im Druckverlauf ist auch im Temperaturverlauf eine lokale Erhöhung

vorhanden, welche auf die dortige Kontakteinschnürung und Druckgradienten zurückgeht. Die dort errechneten Werte sind ähnlich derer von SADEGHI und SUI, die „Spitzen“ sind in den vorliegenden Berechnungsergebnissen aber deutlicher ausgeprägt. Zur Erläuterung der unterschiedlich ausgeprägten „Temperaturspitzen“ kann, für reines Rollen und für 20 % Schlupf, der Verlauf von Schmierspalt und Druck dienen, wie ihn Bild 5.7 zeigt. Es ist klar zu erkennen, dass gegenüber den Literaturergebnissen das aktuelle Modell auch eine ausgeprägtere Druckspitze berechnet. Eine Erklärung hierfür könnte, wie bereits bei den transienten Vergleichsfällen, in der unterschiedlichen Diskretisierung liegen, da SADEGHI und SUI für die Berechnungen ein FD-Schema einsetzen. Weiterhin könnte auch ein im vorliegenden Fall feineres Netz die höhere Druckspitze erklären, die den steilen Druckgradienten besser auflösen konnte. Endgültig ließ sich dies aber nicht klären. In der Folge der größeren Druckspitze erfolgt durch die direkte Wechselwirkung mit dem Schmierspalt, der Viskosität und der Dichte auch eine lokal etwas andere Erwärmung durch Kompression und Scherung und es resultiert vermutlich die deutlichere Temperaturspitze des aktuellen Berechnungsmodells.

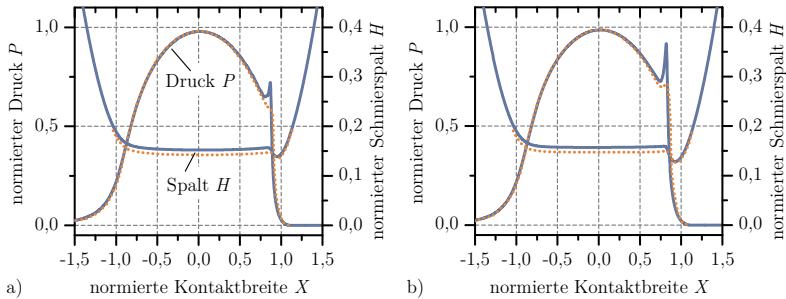


Bild 5.7: Vergleich von Druck- und Schmierspaltverlauf mit Ergebnissen von SADEGHI und SUI [351] (digitalisiert) a) bei reinem Rollen, b) unter 20 % Schlupf; digitalisierte Daten gepunktet

Ein quantitativer Vergleich der wesentlichen Kenngrößen minimaler Schmierspalt und Temperaturanstieg zeigt ebenfalls leichte Unterschiede. Die zugehörigen Werte sind in Tabelle 5.1 einander gegenübergestellt. Die maximale Abweichung für die minimale Schmierspalthöhe H_{\min} beträgt 2,9 % und für die größte Temperaturerhöhung $\max(\Delta\vartheta)$ 10,9 % bei reinem Rollen, bei schlupfbehafteten Kontakten sogar nur 2,8 %. Die Differenz, bezogen auf die minimale Schmierspalthöhe und die Temperaturerhöhung, liegen somit meist im niedrigen einstelligen Prozentbereich. Der Abgleich mit den Literaturdaten wird damit als ausreichende Validierung des thermischen Simulationsmodells betrachtet. Um das Kapitel Validierung abzuschließen soll im nächsten Abschnitt nun noch ein Punktkontakt als Vertreter für zweidimensionale Schmierungsprobleme analysiert werden.

Tabelle 5.1: Vergleich der minimalen Schmierspalthöhe H_{\min} und maximalen Temperaturerhöhung $\max(\Delta\vartheta)$ mit Berechnungsergebnissen von SADEGHI und SUI [351]

Schlupf	Vergleichsmodell	H_{\min}	$\max(\Delta\vartheta)$ in °C
0 %	SADEGHI und SUI	0,1386	11,06
		0,1351	9,97
10 %	SADEGHI und SUI	0,1331	50,85
		0,1305	51,33
20 %	SADEGHI und SUI	0,1289	80,93
		0,1260	82,95
30 %	SADEGHI und SUI	0,1262	99,78
		0,1226	102,67

5.1.3 Punktkontakt

Prinzipiell unterscheiden sich zweidimensionale EHD-Kontakte, also Punkt- und Ellipsenkontakt bzw. finite Linienkontakte, nur durch eine zusätzliche Dimension in der Berechnung von den bisher betrachteten eindimensionalen infiniten Linienkontakten. Dies hat zur Folge, dass gegenüber der bisherigen Betrachtung aller Vorgänge in einer Schnittebene, beispielsweise der Körper zur Berechnung der elastischen Deformation, nun in drei Dimensionen modelliert werden muss. Es kommen dann Volumenelemente statt Flächenelemente zum Einsatz. Zudem nimmt der Berechnungsaufwand aufgrund der zugenommenen Anzahl an zu lösenden Freiheitsgraden sowohl im Bereich der elastischen Deformation als auch der dem Schmierfilm zugeordneten Domänen zu. Die zuvor gezeigten Validierungen besitzen dennoch auch in diesem Fall Gültigkeit, da die zu lösenden Gleichungen und Lösungsalgorithmen hiervon unbeeinflusst bleiben. Exemplarisch soll aber dennoch ein Vergleich einer traditionellen Halbraumlösung mittels Multilevel-Lösung von VENNER und LUBRECHT [236] und dem hier verwendeten Simulationsmodell durchgeführt werden. Als Berechnungsfall wird ein Punktkontakt mit dimensionslosen Kennzahlen $M = 20$ und $L = 10$ bzw. $M = 200$ und $L = 10$ herangezogen. Es wird also ein mäßig bzw. hoch belasteter Punktkontakt berechnet. Die Druck- und Spaltverläufe längs (Bild 5.8a, Bild 5.9a) und quer (Bild 5.8b, Bild 5.9b) zur Bewegungsrichtung zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen beiden Lösungsansätzen.

Auch die mit dem vorliegenden Berechnungsmodell gewonnenen quantitativen Schmierspaltkennwerte minimale Schmierspalthöhe H_{\min} und zentrale Schmierspalthöhe H_c weisen eine nur geringe Abweichung gegenüber VENNER und LUBRECHT [236] auf, siehe Tabelle 5.2. Die Differenz beträgt maximal für H_{\min} 1,3 % im niedrig und 2,2 % im höher belasteten Fall. Für den höher belasteten der beiden Fälle haben auch HABCHI et al. [297] mit dem dieser Arbeit zugrunde liegenden Full-System-Approach Vergleichsergebnisse publiziert. Diese weisen eine noch bessere Übereinstimmung mit den aktuellen Berechnungsdaten auf und weichen nur um 0,8 % ab.

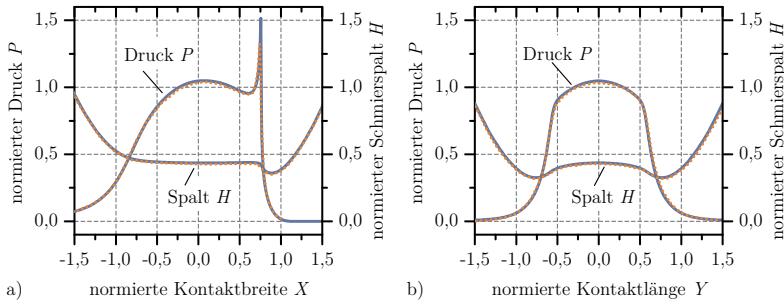


Bild 5.8: Isothermer Punktkontakt mit $M = 20$ und $L = 10$; Vergleich mit Berechnungsergebnis aus VENNER und LUBRECHT [236] (digitalisiert); Druck- und Schmierspaltverlauf a) längs der Bewegungsrichtung, b) quer dazu, jeweils durch den Kontaktmittelpunkt $(X, Y) = (0,0)$; digitalisierte Daten gepunktet

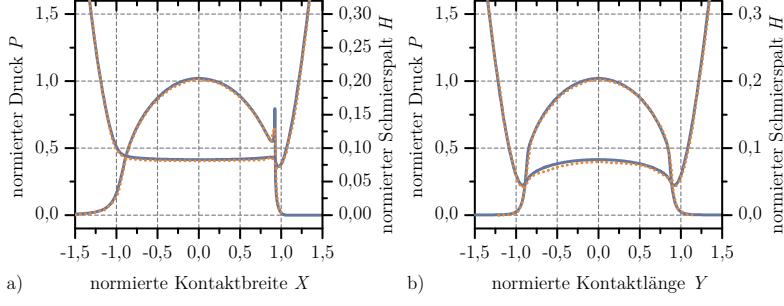


Bild 5.9: Isothermer Punktkontakt mit $M = 200$ und $L = 10$; Vergleich mit Berechnungsergebnis aus VENNER und LUBRECHT [236] (digitalisiert); Druck- und Schmierspaltverlauf a) längs der Bewegungsrichtung, b) quer dazu, jeweils durch den Kontaktmittelpunkt $(X, Y) = (0,0)$; digitalisierte Daten gepunktet

Tabelle 5.2: Vergleich der minimalen Schmierspalthöhe H_{\min} und zentralen Schmierspalthöhe H_c mit Berechnungsergebnissen von VENNER und LUBRECHT [236] und HABCHI et al. [297]

Belastung	Vergleichsmodell	H_{\min}	H_c
$M = 20, L = 10$	VENNER und LUBRECHT	$2,9626 \cdot 10^{-1}$	$4,3567 \cdot 10^{-1}$
		$2,9237 \cdot 10^{-1}$	$4,3177 \cdot 10^{-1}$
$M = 200, L = 10$	VENNER und LUBRECHT HABCHI et al.	$3,961 \cdot 10^{-2}$	$8,283 \cdot 10^{-2}$
		$3,8760 \cdot 10^{-2}$	$8,1447 \cdot 10^{-2}$
		$3,9298 \cdot 10^{-2}$	$8,2215 \cdot 10^{-2}$

Mit den vorangegangenen Vergleichen des für diese Arbeit verwendeten Simulationsmodells elastohydrodynamischer Kontakte mit in der Literatur publizierten Ergebnis-

sen, sowohl eindimensionaler (Linie) als auch zweidimensionaler (Punkt)Kontakte, konnte eine erfolgreiche Validierung nachgewiesen werden. Die Berechnung transienter, thermischer und isothermer elastohydrodynamischer Kontakte, auch unter Berücksichtigung nicht-newtonschem Fluidverhaltens, mittels des im Stand der Technik vorgestellten Berechnungsansatzes kann damit als geeignet betrachtet werden. Im Nachfolgenden soll daher mit dem entwickelten Simulationsmodell die Auswirkung von unterschiedlich geformten Mikrotexturen in verschiedenen Lastsituationen näher beleuchtet werden. Hierzu werden zunächst in Abschnitt 5.2 Möglichkeiten zur mathematischen Beschreibung von Mikrotexturen eingeführt. Im Anschluss wird die Wirkung von Mikrotexturen in Verbindung mit nicht-newtonischen Fluiden bzw. thermischen Effekten behandelt, bevor abschließend eine Parameterstudie zu mikrotexturierten Linienkontakten (eindimensional und zweidimensional) durchgeführt wird.

5.2 Mathematische Beschreibung diskreter Mikrotexturen

Für die Simulation mikrotexturierter EHD-Kontakte ist es notwendig den Tiefenverlauf der diskreten Mikrotexturen in die Gleichung des Schmierspaltes aufzunehmen (siehe Gl. 3.31 am Beispiel der Rauheitsspitzen). Der Verlauf muss dazu durch mathematische Gleichungen beschrieben werden. Um zudem Variationsrechnungen zu ermöglichen ist eine geeignete Parametrierung dieser Gleichungen notwendig. Durch analytische, ggf. auch zusammengesetzte, Funktionen ist prinzipiell bei den Formen der einzelnen Mikrotexturen als auch ihrer Anordnung eine Vielzahl an Möglichkeiten denkbar. In der praktischen Umsetzung müssen diskrete Mikrotexturen aber auch durch ein Fertigungsverfahren hergestellt werden. Hierbei können die in Abschnitt 2.2.1 erläuterten Verfahren zur Anwendung kommen, die für sie charakteristische Einschränkungen mit sich bringen. Wie dort ausgeführt, wird sich im Rahmen dieser Arbeit bei der Beschreibung von Mikrotexturen auf die Mikrolaserablation und das Mikroprägen beschränkt.

Bei der Mikrolaserablation erfolgt das Abtragen durch einen fokussierten Laserstrahl. Ein solch fokussierter Laserstrahl besitzt mehrere transversale Moden, die, miteinander überlagert, die Intensitätsverteilung des Laserstrahls bilden. Für die Lasermaterialbearbeitung wird eine möglichst nur aus der Grundmode, dem Gaußstrahl TEM_{00} , bestehende Intensitätsverteilung angestrebt. Wie der Name schon andeutet liegt hier eine gaußförmige Intensitätsverteilung vor, die beschrieben werden kann als [352]

$$I(x, y) = I_{\max} e^{\frac{-8r^2}{d_S^2}} = I_{\max} e^{\frac{-8(x^2+y^2)}{d_S^2}}. \quad 5.3$$

Die Intensitätsverteilung in der xy -Ebene ist somit kreisförmig und kann in Abhängigkeit der maximalen Intensität I_{\max} im Strahlzentrum und durch den Strahldurchmesser d_S ausgedrückt werden. Für nicht zu tiefe Texturen kann nun in erster Näherung ange-

nommen werden, dass die Tiefenverteilung der durch Laserablation hergestellten Texturen der Intensitätsverteilung des Laserstrahls folgt. Der Querschnitt einer solchen Textur ist in Bild 5.10a) mit den sie definierenden Parametern zu sehen.

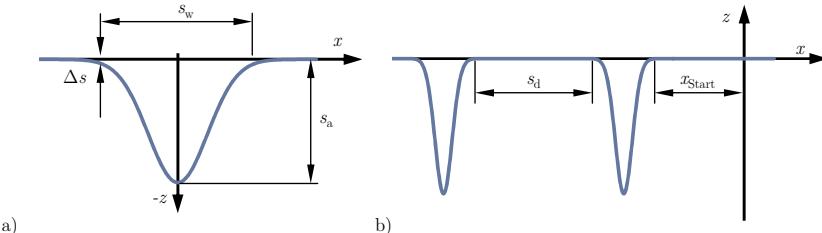


Bild 5.10: a) Schnitt durch einen rotationssymmetrischen GAUß-Puls mit zugehörigen Parametern, b) teilweise mit gaußförmigen Texturen versehene Oberfläche, nach links auf einen Startwert x_{Start} verschoben

Eine Exponentialfunktion nähert sich zwar mit steigenden bzw. fallenden x - bzw. y -Werten immer weiter der Null an, erreicht diese aber nie ganz. Die Bestimmung der Texturbreite s_w ist daher nicht direkt möglich. Sie wird vielmehr über die Punkte definiert, bei der die Exponentialfunktion eine bestimmte Abweichung Δs zum Nullniveau unterschreitet. Diese Abweichung kann prinzipiell beliebig gewählt werden und wird hier auf einen numerisch sehr kleinen Wert festgelegt. Es folgt für den Verlauf einer gaußförmigen Textur

$$s_G(x, y) = -s_a \cdot e^{-\frac{\ln(\frac{\Delta s}{s_A})(x^2+y^2)}{s_w^2}} \text{ hier } \Rightarrow -s_a \cdot e^{-\frac{-25(x^2+y^2)}{s_w^2}}. \quad 5.4$$

Eine texturierte Oberfläche besteht aber nicht nur aus einem Texturelement, vielmehr wird das Texturelement mehrfach auf der Oberfläche wiederholt angeordnet. Die Anordnung kann dabei sowohl stochastisch als auch gewissen Gesetzmäßigkeiten folgend ausfallen, es sollen aber im Weiteren nur regelmäßig angeordnete Texturen betrachtet werden. Mathematisch liegt der Anordnung von Texturen eine Koordinatentransformation zugrunde, d. h. anstelle der x - und y -Koordinaten wird die Funktion in Gleichung 5.4 mit transformierten Koordinaten x' und y' berechnet. Auf diese Weise können Texturen seitlich zueinander als auch hintereinander wiederholt werden. Zudem ist es denkbar die aufeinander folgenden Texturen mit einem Querversatz zu positionieren oder die (nicht rotationssymmetrische) Textur gegenüber der Bewegungsrichtung zu rotieren. Die beiden letztgenannten Fälle sollen im Folgenden aber nicht weiter ausgeführt werden. Zur Erläuterung der Vorgehensweise bei der Koordinatentransformation dient die reine Hintereinanderreihung von gaußförmigen Texturen (siehe Bild 5.10b).

Um eine die Textur beschreibende Funktion periodisch zu wiederholen bietet sich der Modulo-Operator an, bei dem es sich mathematisch um die Division mit Rest handelt. Um diesen auf die Exponentialfunktion der gaußförmigen Texturen anzuwenden, muss

deren Funktionsmittelpunkt zunächst um mindestens die halbe Texturbreite $s_w/2$ nach rechts verschoben werden (Funktion nur im Bereich positiver x -Werte). Wird als Abstand der Texturen s_d die Strecke vom Ende der einen Textur bis zum Beginn der nächsten Textur (siehe Bild 5.10b) verstanden, so ist in der Modulo-Operation die Summe aus Texturbreite und Texturabstand als Argument zu verwenden (Abstand des wiederholten Funktionsbeginns). Abschließend ist nach der Musterung noch eine Rückverschiebung der Textur auf den Nullpunkt erforderlich. Somit kann die Koordinatentransformation zur Musterung gaußförmiger Texturen geschrieben werden als

$$x' = \left[\left(x + \underbrace{\frac{s_w}{2}}_{\text{Verschiebung}} \right) \bmod \left(\underbrace{s_d + s_w}_{\substack{\text{Abstand der} \\ \text{period.Wiederholung}}} \right) \right] \underbrace{- \frac{s_w}{2}}_{\text{Rückverschiebung}} . \quad 5.5$$

Analog würde auch die Transformation und Musterung in y -Richtung erfolgen.

Im Hinblick auf die numerische Konvergenz und Stabilität der transientes Berechnung ist es sinnvoll für alle Texturvarianten mit einem untexturierten Kontakt zu starten und die Texturen erst mit der Zeit in den Kontakt zu bewegen. Dies orientiert sich an den für den Literaturvergleich herangezogenen transientes Beispielen von VENNER und LUBRECHT [349], LU et al. [350] oder auch den Arbeiten von PAUSCH [170]. Es ermöglicht durch die identischen Startbedingungen für Fälle mit gleicher Belastung eine bessere Vergleichbarkeit der Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Texturformen und Anordnungen. Um dies zu ermöglichen wird die Funktion der Texturbeschreibung mit einer HEAVISIDE-Funktion Θ (Einheitssprungfunktion) multipliziert und damit die Texturfunktion in ungewünschten Bereichen ausgelöscht. Die Einheitssprungfunktion wird dabei so transformiert, dass sie links des Anfangs der ersten Textur den Wert Eins und rechts davon den Wert Null annimmt (siehe Gl. 5.7).

Für eine transiente Berechnung ist abschließend noch eine Relativbewegung der Texturen durch den Kontakt notwendig. Es soll dabei angenommen werden, dass immer der untere der beiden Kontaktkörper texturiert ist (nach Definition in Bild 3.1 Index 2). Dies entspricht dem Testaufbau von „glattem“ Nocken oben und texturiertem Stöfel unten. Die Texturen bewegen sich somit mit der Geschwindigkeit u_2 der unteren Oberfläche. Ausgedrückt in dimensionsloser Ortskoordinate und Zeit ergibt sich ein lateraler Versatz in x -Richtung abhängig von der hydrodynamischen Geschwindigkeit u_m zu

$$\Delta X = \frac{u_2}{u_m} \cdot T . \quad 5.6$$

Eine Kombination der Einheitsstufenfunktion und des zeitabhängigen lateralen Versatzes führt letztlich zur endgültigen zeitabhängigen Funktion gaußförmiger Texturmuster. Zur besseren Lesbarkeit soll dies nur eindimensional ausgeführt werden. Unter Berücksichtigung der Funktion der einzelnen Gaußtextur in dimensionsloser Schreib-

weise S_G multipliziert mit der HEAVISIDE-Funktion Θ und unter Anwendung der Koordinatentransformation X' ergibt sich somit für das gaußförmige Texturmuster $S_{G,M}$:

$$S_{G,M}(X, T) = S_G \left(X' - X_{\text{Start}} - \frac{u_2}{u_m} \cdot T \right) \cdot \Theta \left(-X + \frac{S_d + S_w}{2} + X_{\text{Start}} + \frac{u_2}{u_m} \cdot T \right). \quad 5.7$$

Mit Gleichung 5.4 können Texturen mit gaußförmigem Querschnitt für eindimensionale oder zweidimensionale Schmierspaltgeometrien mathematisch formuliert werden. Bei letzteren führt dies zu einer rotationssymmetrischen Texturform. In den Experimenten in Abschnitt 4.4 wurden aber auch linienförmige Lasertexturen untersucht. Die technologische Herstellung der Texturen durch ein laterales Bewegen des Laserfokuspunktes kann prinzipiell auch auf die mathematische Beschreibung angewandt werden. Eine derartige „Linie“ mit Länge s_l setzt sich dann aus jeweils einem halben, rotationssymmetrischen Anteil an den beiden Rändern und einem Anteil mit in Längsrichtung der Textur konstantem Querschnitt zusammen. Es entsteht somit eine abschnittsweise definierte Funktion. Vereinfachend soll dies anhand einer um den Nullpunkt zentrierten Einzeltextrur gezeigt werden. Unter Anwendung von Gleichung 5.4 ergibt sich

$$s_{G,\text{Linie}}(x, y) = \begin{cases} s_G \left(x, y + \frac{s_l - s_w}{2} \right) & \text{für } y < \frac{s_w - s_l}{2}, \\ s_G(x, 0) & \text{für } \frac{s_w - s_l}{2} \leq y \leq \frac{s_l - s_w}{2}, \\ s_G \left(x, y + \frac{s_w - s_l}{2} \right) & \text{für } y > \frac{s_l - s_w}{2}. \end{cases} \quad 5.8$$

Auf obige Gleichung können nun analog die zuvor genannten Koordinatentransformationen und die HEAVISIDE-Funktion angewendet werden. Dadurch entsteht ein lateral gleichmäßig verteiltes Texturmuster, dass den Texturvarianten V-I-3 bzw. -4 entspricht. Die resultierenden Gleichungen sollen hier nicht ausgeführt werden.

Neben der Lasertexturierung stellt das Mikroprägen nach Abschnitt 2.2.1 das zweite zu betrachtende Herstellungsverfahren dar. Anstelle der gaußförmigen Texturquerschnitte treten Querschnittsverläufe mit unterschiedlich steilen seitlichen Flanken und einem gerundeten Übergang in den, ggf. gewölbten, Texturgrund. Einen derartigen, trapezähnlichen Querschnitt einer Mikrotextur zeigt Bild 5.11. Der gerundete Übergang sowie die Wölbung im Texturgrund sind Randbedingungen bzw. Effekte, die beim Prägeprozess erwartet werden, aktuell aber noch Gegenstand der Forschung sind (siehe beispielsweise [327]). Ein scharfer Übergang im Texturgrund wird vermutlich durch eine sonst zu hohe Belastung des Prägepins, ein ungünstiges Entformungsverhalten beim Herausziehen des Prägepins sowie ein lokales elastisches Rückfedern nicht realisierbar sein. Daher erscheint die Wahl eines stetigen Überganges als sinnvoll. Eine ggf. auftretende Wölbung im Texturgrund könnte ebenfalls das Ergebnis einer elastischen Rückfederung sein. Die Steigung der Texturränder wiederrum kann entweder, trotz Prägen mit einem Prägepin mit steilen Flanken, das Resultat des Materialflusses beim Prä-

prozess sein oder aus der Abformung eines Prägepins mit geneigten Seitenflächen resultieren. Der Übergang von der glatten Oberfläche in die Textur ist vermutlich vergleichsweise kantig, da die endgültige Texturtiefe nicht durch das Prägen selbst sondern durch einen nachgeschalteten Schleif- und Polierprozess bestimmt wird [327].

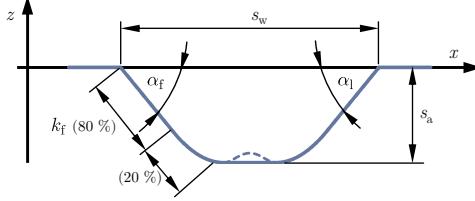


Bild 5.11: Möglicher Querschnitt einer Mikrotextur hergestellt durch Mikroprägen; Indizes f für in Bewegungsrichtung nachfolgend, engl. following, und l für führend, engl. leading

Zur mathematischen Beschreibung der in Bild 5.11 dargestellten Texturform kann eine abschnittsweise definierte Funktion dienen, die über den gesamten Verlauf stetig und differenzierbar ist. Für die Flanken kann dies eine Kombination aus Gerade und Polynom zweiten Grades sein, wobei das Polynom für den stetigen und differenzierbaren Übergang zwischen geneigter Flanke und waagerechtem Boden verantwortlich ist. Ein gewölbter Boden wiederum könnte durch ein Polynom vierten Grades beschrieben werden. Dieser soll hier aber als eben angenommen werden und hat daher in der abschnittsweisen Funktion einen konstanten Wert. Der Anteil von Gerade und Polynom zur Bildung der Flankenlinie kann prinzipiell beliebig sein, soll hier aber mit einer Aufteilung von 80:20 ($k_f = k_l = 0,8$) vom geraden Anteil dominiert werden. Als Parameter für die Texturbeschreibung sollen die Texturbreite s_w , die Texturtiefe s_a und die Neigungswinkel der Texturflanken α_f (nachfolgend, engl. following f) und α_l (führen, engl. leading) dienen. Damit ergibt sich für den nachfolgenden Teil aus Gerade und Polynom zweiten Grades der gezeigten Texturform in Abhängigkeit einiger Hilfsgrößen

$$s_{T,f}(x) = \begin{cases} -m_f \cdot x & \text{für } 0 < x < g_f \\ \frac{k_f m_f^2 + m_f^2}{4s_a - 4k_f s_a} \cdot x^2 + \frac{m_f}{k_f - 1} \cdot x - \frac{k_f^2 s_a}{k_f^2 - 1} & \text{für } g_f \leq x < s_{w,f} \end{cases}$$

mit $m_f = \tan(\alpha_f)$, $k_f = 0,8$, $g_f = k_f s_{w,f}$, $s_{w,f} = \frac{-m_f - \frac{m_f}{k_f - 1}}{2k_f \frac{k_f m_f^2 + m_f^2}{4s_a - 4k_f s_a}}$.

5.9

Analog kann für die führende Flanke $s_{T,l}(x)$ vorgegangen werden, indem die Funktion $s_{T,f}(x)$ gespiegelt und um die Breite der Textur nach rechts verschoben wird. Mit dem konstant angenommenen Texturtal folgt damit für eine trapezförmige Textur:

$$s_T(x) = \begin{cases} s_{T,f}(x) & \text{für } 0 < x < s_{w,f}, \\ -s_a & \text{für } s_{w,f} \leq x \leq s_w - s_{w,f}, \\ s_{T,l}(x) & \text{für } s_w - s_{w,f} < x < s_w, \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \quad 5.10$$

Die Erstellung eines Texturmusters geschieht auch hier mittels Koordinatentransformation, die Begrenzung auf einen Teil der Oberfläche durch eine HEAVISIDE-Funktion und die zeitabhängige Verschiebung analog der gaußförmigen Texturen.

Sollen Texturen mit trapezförmigen Querschnitten in zweidimensionalen Kontakten untersucht werden, so können diese mathematisch auf zwei Arten erzeugt werden. Zum einen können die Funktionen der Querschnitte in x - und y -Richtung miteinander multipliziert werden. Hierzu sind die Funktionen $s_T(x)$ und $s_T(y)$ zunächst mit der Texturtiefe zu normieren ($1/s_a$) und erst anschließend ihr Produkt mit der Texturtiefe wieder zu multiplizieren. Durch die multiplikative Überlagerung der beiden Steigungen der Texturflanken fällt im Übergangsbereich der entstehende Radius etwas klein aus. Dies kann aber ggf. durch das Mikroprägen nicht abgebildet werden. Sollen die Übergänge daher in den Ecken größere Radien aufweisen, so kann zum anderen auf eine stückweise Definition der Texturfunktion gesetzt werden. Hierfür wird in den Ecken die Funktion der Texturflanke rotiert, wobei die Funktionsdefinition so erfolgt, dass ein kontinuierlicher Übergang der einen Flankendefinition in die der anderen ermöglicht wird. Im einfacheren Fall sind die Texturflanken in beiden Raumrichtungen identisch, so dass eine reine Rotation der Flankenfunktion wie bei gaußförmigen Texturen für die Ausformung der Ecken genügt. Das Ergebnis einer durch Multiplikation der Querschnittsfunktionen entstandenen Textur zeigt Bild 5.12. Auf die mathematische Beschreibung der flächigen Texturen mit trapezförmigen Querschnitten soll im Detail verzichtet werden, da in den Parameterstudien der nachfolgenden Abschnitte bei zweidimensionalen Kontakten nur gaußförmige Querschnitte untersucht werden.

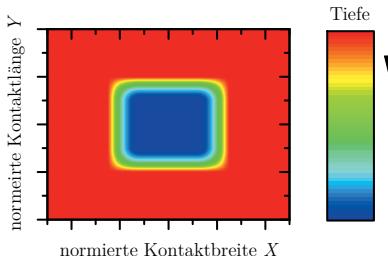


Bild 5.12: Flächige Texturen mit trapezförmigem Querschnitt durch Multiplikation der Querschnittsfunktionen $s_T(x)$ und $s_T(y)$

5.3 Auswirkung des Schlupfes auf den Schmierfilm unter Berücksichtigung von Mikrotexturen, nicht-newtonsschem Fluidverhalten und thermischen Effekten

In den vorangegangenen Abschnitten wurde deutlich, dass es für texturierte, elastohydrodynamische Kontakte vermutlich entscheidend ist, ob sich diese im Zustand des reinen Rollens oder in einer Mischung aus Rollen und Gleiten (Schlupf) oder gar reinem Gleiten befinden. Ein die Schmierfilmbildung verbessernder Effekt bleibt dabei, nach bisherigem Stand der Kenntnisse und den eigenen experimentellen Ergebnissen, wohl schlupfbehafteten oder gleitenden Kontakten vorbehalten. Gerade in diesen Kontakten zeigen sich aber bereits bei glatten Kontaktpaarungen größere Einflüsse von nicht-newtonsschem Fluidverhalten bzw. thermischer Erwärmung durch Scherung. Beide Aspekte wurden bisher, nach Kenntnis des Autors, kaum in der Wechselwirkung mit Texturen untersucht. In einer ersten Simulationsstudie soll dies daher für einen Kontakt mit dimensionsloser Lastkennzahl $M = 8,8$, Viskositätskennzahl $L = 7,8$ und einem Gleit/Roll-Verhältnis mit SRR-Werten von -1 , 0 und $+1$ erfolgen. Die Kontaktgeometrie und Belastung sind dem Kontaktzustand der Nockenspitze im Nocken/Stößel-Kontakt nachempfunden. Die Simulationsstudie zum Einfluss nicht-newtonsschem Fluidverhaltens und thermischer Effekte gliedert sich dabei in drei Bereiche. Zunächst werden die zeitlichen Verläufe der minimalen und zentralen Schmierspalthöhe sowie der Festkörperreibung nach ZHOU (Gl. 3.71) bei isothermen Bedingungen und newtonsschem Fluid miteinander verglichen, um den Einfluss des Schlupfes herauszustellen. Anschließend werden unter den gleichen Kontaktbedingungen Analysen für einen isothermen und nicht-newtonsschen, einen nicht-isothermen und newtonsschen und abschließend einen nicht-isothermen und nicht-newtonsschen Fall durchgeführt.

Die verwendete Textur besitzt einen gaußförmigen Querschnitt nach Gleichung 5.4. In dimensionslosen Größen weist diese eine Breite $S_w = 1$, eine Tiefe $S_A = 1$ und einen Abstand zwischen den Texturen $S_d = 1$ auf. Die Tiefe der Textur ist in diesem Fall somit bei isothermen Bedingungen und newtonsschem Fluidverhalten etwa 5,6-fach größer als die zentrale Schmierfilmhöhe des glatten Kontaktes. Aufgrund der Kombination aus Abstand und Breite tritt eine nachfolgende Textur bereits in den Kontakt ein, wenn die vorauslaufende diesen noch nicht vollständig verlassen hat.

Das druck- und temperaturabhängige Schmierstoffverhalten folgt der ROELANDS-Gleichung (Gl. 3.48), wobei die Kennwerte einem Mineralöl FVA3 bei $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ [242] nachempfunden sind. Die Grundviskosität beträgt in diesem Fall $\eta_0 = 0,0157\text{ Pa s}$, die Dichte $\rho = 841\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Das nicht-newtonssche Fluidverhalten wird durch das CARREAU-Modell repräsentiert (Gleichung 3.54). Es wird dabei davon ausgegangen, dass die additivierten Schmierstoffe ein zweites newtonssches Plateau erreichen (siehe Ab-

schnitt 3.8.1.4). Die Koeffizienten werden so gewählt, dass der resultierende Viskositätsverlauf einem Motoröl (NN1) sowie zwei Getriebeölen (NN2, NN3) der Messdaten zu verschiedenen Schmierstoffen in [265] ähneln. Es soll explizit darauf hingewiesen werden, dass die hier resultierenden Kurvenverläufe somit keinen exakten Messdaten entsprechen sondern vielmehr jeweils ein Modellfluid darstellen. Ihr qualitativer Verlauf und die zugehörigen Parameter für Gleichung 3.54 sind in Bild 5.13 aufgetragen.

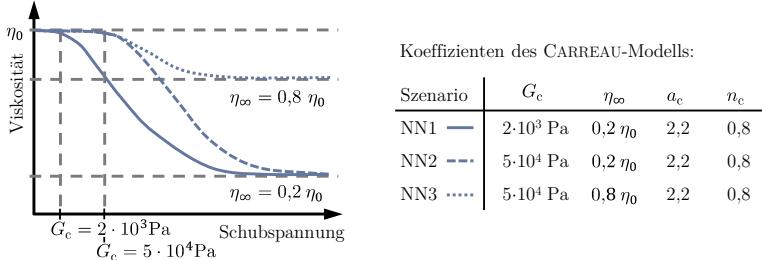


Bild 5.13: Qualitativer Verlauf der Viskosität über der Scherrate für die drei betrachteten Fälle eines nicht-newtonischen Fluides unter Anwendung des CARREAU-Modells; Wahl der Koeffizienten um ein Motoröl (NN1) sowie zwei Getriebeöle (NN2, NN3) nachzubilden

Als erstes soll der isotherme und newtonsche Fall betrachtet werden. Bild 5.14 zeigt hierzu den Verlauf der minimalen Schmierspalthöhe beim dreimaligen Durchlauf der gaußförmigen Mikrotextur für den Fall, dass sich die texturierte Oberfläche schneller bewegt als die untexturierte ($SRR = -1$), sich beide mit der gleichen Oberflächengeschwindigkeit bewegen (Rollen, $SRR = 0$) oder die untexturierte Oberfläche schneller ist ($SRR = +1$). In allen drei Fällen sinkt die minimale Schmierspalthöhe unter dem Einfluss der Textur gegenüber dem glatten Zustand (gestrichelte Referenzlinie) ab.

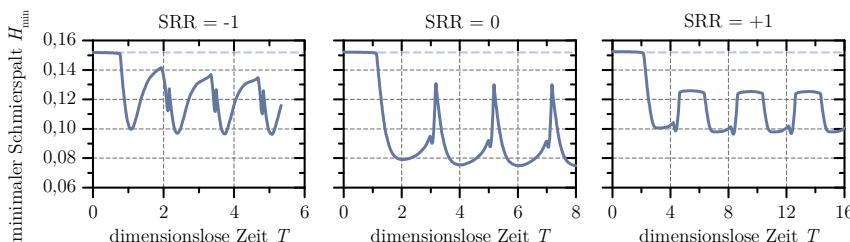


Bild 5.14: Verlauf des minimalen Schmierspaltes für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR); dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrotextur

Durch das Absinken der minimalen Schmierspalthöhe ist lokal auch von einem verschlechterten Schmierungszustand auszugehen. Ursache hierfür ist die bereits im Vergleich mit Literaturergebnissen gezeigte zusätzliche Kontakteinschnürung (und Druckspitze) in der Umgebung der Mikrotextur. Im Vergleich der drei Fälle untereinander ist auffällig, dass bei reinem Rollen die kleinsten minimalen Schmierspalthöhen resultieren

und auch der zeitliche Mittelwert am geringsten ausfällt. Am wenigsten negativ wird die minimale Schmierspalthöhe im Falle des negativen Schlupfes beeinflusst und dadurch zeitweise wieder fast das Niveau ohne Texturen erreicht.

Erweitert man die Betrachtung auf die zentrale Schmierspalthöhe, siehe Bild 5.15, so fallen zunächst in allen Fällen die drei hohen Peaks auf. Diese resultieren aus den Mikrotexturen selbst, die die Spaltgeometrie an der Mikrotexturposition lokal aufweiten. Die Aufweitung ist dabei stets kleiner als die Summe aus untexturiertem Schmierspalthöhe und Texturtiefe (nur ca. 1,0 statt ca. 1,2), was mit der elastischen Deformation der Texturen zusammenhängt, durch die die Texturtiefe sinkt. Die Spaltaufweitung wiederum sorgt lokal zu einer Verbesserung des Schmierungszustandes, da die Schmierfilmhöhe im Bereich der Mikrotextur bis zu 5-fach über dem Niveau zum Zeitpunkt $T = 0$ liegt. Bei einer genaueren Analyse der Kurvenverläufe fallen auch negative Auswirkungen durch einen zeitweise reduzierten Schmierspalt auf. Im Vergleich zur gestrichelten Referenzlinie des glatten Kontaktes ist diese bei $SRR = -1$ kaum vorhanden, in den beiden anderen Fällen ausgeprägter und vergleichsweise gleich groß. Als Drittes sind im Verlauf der zentralen Schmierspalthöhe die durch Scherung aus der Textur bewegten Schmierstoffpfropfen als Aufweitung des Schmierspaltes zu erkennen. Bei negativem Schlupf laufen diese der Textur hinterher, sind im zeitlichen Verlauf also rechts der Textur zu erkennen, bei positivem Schlupf voraus, sind also links zu finden. Bei reinem Rollen ist eine derartige Aufweitung nicht zu verzeichnen und der Verlauf der zentralen Schmierspalthöhe bleibt, ausgenommen bei den Texturen selbst, immer unterhalb des Referenzniveaus des glatten Kontaktes.

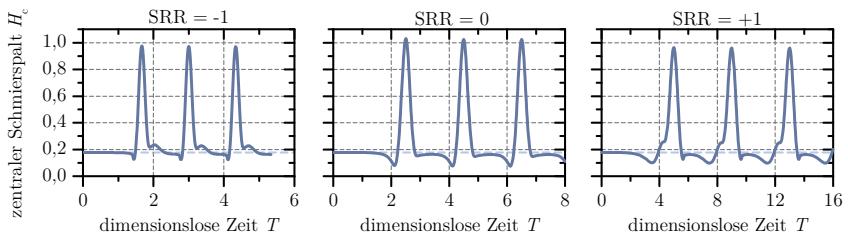


Bild 5.15: Verlauf des zentralen Schmierspaltes für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR); dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrotextur

Bezogen auf die minimale als auch auf die zentrale Schmierfilmhöhe zeigen somit mikrotexturierte Kontakte sowohl eine lokale Vergrößerung als auch Verkleinerung des Spaltes. Bei Kontakten mit negativem Schlupf fallen dabei die negativen Auswirkungen am geringsten, bei reinem Rollen am größten aus. Dies unterstreicht die zu Beginn des Abschnitts genannte Bedeutung des Schlupfes im Zusammenspiel mit Texturen.

Die gezeigte zusätzliche Spaltaufweitung und auch Spalteinschnürung legen nahe, dass sich diese auch auf die Reibung aus der Interaktion von Rauheitsspitzen auswirken. Zur

Bewertung ist in Bild 5.16 die Festkörperreibung nach Gleichung 3.71 aufgetragen. Bei reinen Rollkontakten ist diese definitionsgemäß Null, weshalb nur die schlupfbehafeten Fälle gegenübergestellt sind. Deutlich ist bei einem $SRR = -1$, auch im zeitlichen Mittel, eine Abnahme der Reibung zu erkennen, wohingegen ein positiver Schlupf sowohl höhere als auch niedrigere Reibungswerte aufweist. Im zweiten Fall gleichen sich offensichtlich die Anteile aus Spaltvergrößerung und -verkleinerung nahezu aus, so dass im zeitlichen Mittel nur eine kleinere Verbesserung der Reibung erkennbar bleibt.

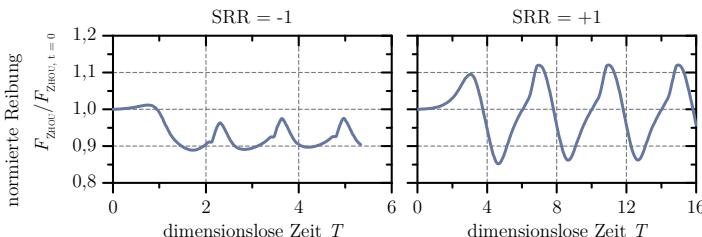


Bild 5.16: Verlauf der Reibungskraft nach ZHOU (Gleichung 3.71) für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR) bei newtonschem Fluidverhalten und isothermen Zustandsbedingungen; dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrostruktur

Die reduzierte Festkörperreibung in Bild 5.16 scheint das Resultat einer lokalen Schmierspaltvergrößerung durch die Texturen zu sein, die dabei größer ist als die gleichzeitig auftretende Verschlechterung beispielsweise des minimalen Schmierspaltes. Besonders günstig zeigt sich dabei der Fall mit der im Vergleich zur glatten schneller bewegten texturierten Oberfläche ($SRR = -1$). Der Einfluss des Schlupfes auf eine verbesserte Schmierfilmbildung und damit reduzierte Festkörperreibung wird daher in den Simulationsstudien in den Abschnitten 5.5 bis 5.7 noch detaillierter betrachtet.

Es soll nun der Einfluss des nicht-newtonischen Fluidverhaltens und nicht-isothermer Zustandsbedingungen beleuchtet werden. Den grundlegenden Einfluss auf Druck und Schmierspaltverlauf im nicht-newtonischen Fall im Vergleich zum newtonischen zeigt Bild 5.17 exemplarisch für ein $SRR = -1$. Dazu sind die drei Modellfluide NN1, NN2 und NN3 jeweils dem newtonischen Fall (gepunktet) gegenübergestellt. Zunächst ist zu erkennen, dass der Schmierspaltverlauf in allen drei Fällen nach unten verschoben wird. Die Abnahme ist dabei bei NN1 am größten und bei NN3 am kleinsten. Sie hängt also direkt mit dem scherratenabhängigen Viskositätsverhalten zusammen. Die Ursache der Abnahme liegt nur zu einem kleineren Teil an den im zentralen Kontaktbereich hohen Schubspannungen aufgrund des kleinen Spaltes, sondern ist bereits im Kontakteneintritt begründet, der vom Druckterm der REYNOLDS-Gleichung dominiert wird. Liegt die Schubspannungsgrenze ab der ein Scherverdünnen einsetzt in der Größe der im Kontakteneintritt auftretenden Schubspannungen, so sinkt dort die Viskosität und in der Folge die Schmierspalthöhe. In den gezeigten Fällen trifft dies zu und erklärt die umso

kleinere Abnahme des Schmierspaltes, je später und langsamer die Viskosität mit der Schubspannung sinkt (größer werdendes G_c und η_∞). Untermauert wird dies beim Vergleich mit und ohne Schlupf, siehe beispielsweise die Verläufe für H_c und H_{\min} in Bild 5.18 bei $T = 0$. Der dortige Wert ist nahezu unabhängig vom SRR-Fall. Auch die Druckverläufe des glatten Kontaktes werden vom nicht-newtonischen Fließverhalten beeinflusst. Dies betrifft jedoch vornehmlich die Druckspitze, die durch die scherverdünnende Wirkung kleiner ausfällt bzw. bei NN1 sogar fast vollständig verschwindet.

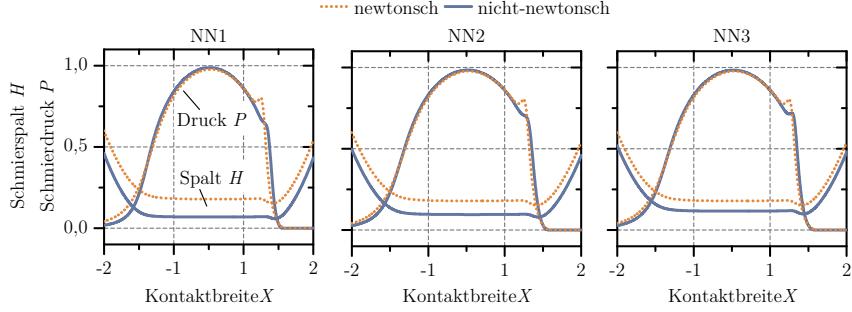


Bild 5.17: Druck- und Schmierspaltverlauf für drei unterschiedliche Modellfluide mit nicht-newtonischen Viskositätsverhalten NN1, NN2 und NN3 im Vergleich mit newtonsem Fließverhalten

Anhand des Verlaufs von zentralem und minimalem Schmierspalt sowie maximalem Schmierdruck bei der Passage einer gaußförmigen Mikrotextur (Bild 5.18) kann gezeigt werden, dass sich die für den glatten Kontakt erläuterten nicht-newtonischen Mechanismen auch auf texturierte Kontakte übertragen lassen. Auch hier wird im Verlauf von H_c eine globale Verschiebung des Schmierspaltes hin zu kleineren Werten deutlich. Dies ist darin begründet, dass im Bereich des Kontakteintritts die Texturen aufgrund des vergleichsweise großen Spaltes noch eine untergeordnete Rolle spielen. In der Folge findet eine Niveaumigration des Spaltprofils analog der Mechanismen bei glatten Kontakten statt. Durch ein horizontales Verschieben könnten die Kurven weitestgehend zur Deckung gebracht werden. Der Verlauf des minimalen Schmierspaltes zeigt hingegen bereits über eine reine Verschiebung hinausgehende Unterschiede zwischen newtonsem und nicht-newtonsem Fall. Diese sind aber im Vergleich zu den Unterschieden beim Druckverlauf eher klein, weshalb auch hier noch von einem verschobenen Kurvenverlauf gesprochen werden kann. Beim Verlauf des maximalen Druckes ist ein, vor allem im Rollkontakt, signifikant Unterschied zu verzeichnen. In beiden Fällen (H_{\min} und P_{\max}) liegt der Grund vermutlich in einer Wechselwirkung zwischen Texturen und Schmierstoffverhalten im zentralen Kontaktbereich. Durch den kleinen Spalt liegen hohe Schubspannungen vor, die die Viskosität reduzieren. Ähnlich der PETRUSEVICH-Spitze im glatten Kontakt, werden dadurch die lokale Einschnürung und Druckspitze, die durch die Mikrotextur hervorgerufen werden, stark beeinflusst. Da

die Schubspannungen aber vom Schlupfzustand abhängen werden sind die Unterschiede in den drei betrachteten Fällen mehr oder minder stark ausgeprägt.

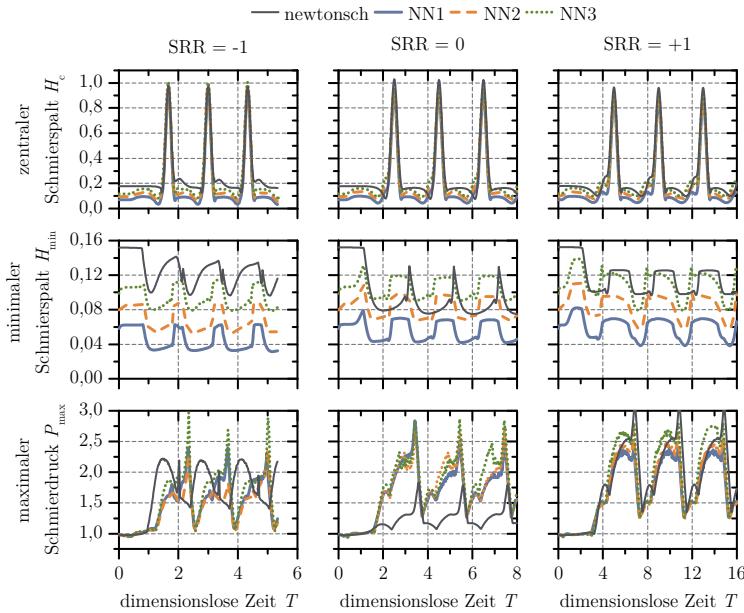


Bild 5.18: Verlauf von zentralem H_c und minimalen Schmierspalt H_{\min} , sowie des maximalen Druckes P_{\max} für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR); dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrotextur; grau gepunktet ist jeweils der Vergleichsfall bei newton-schem Fluidverhalten

Die zuvor bei nicht-newtonischen Fluide für die Reduzierung der Viskosität verantwortliche Fluidscherung spielt auch in einem nicht-isothermen Fall eine Rolle. Sie führt dort im Kontakt zu einer Erwärmung des Schmierstoffes. Auch die Kompression des Schmierstoffes aufgrund des hohen Druckes im Kontaktbereich trägt zu dieser Erwärmung bei. Die aus beiden Vorgängen resultierende Gesamterwärmung, siehe Bild 5.19a) für den glatten Kontakt, senkt nun die Viskosität des Schmierstoffes und sowohl Schmierspalt- als auch Druckverlauf werden beeinflusst. Unter dem Einfluss von Mikrotexturen verändert sich die Erwärmung dahingehend, dass sie lokal in der Umgebung der Texturen, bedingt durch die lokalen Einschnürungen und Druckanstiege, verstärkt wird. Dies zeigt beispielhaft Bild 5.19b) für einen Zeitpunkt zu dem sich eine Textur in der Kontaktmitte befindet. In der Spitze entstehen dabei Temperaturerhöhungen die im Beispiel fast den doppelten Wert des glatten Kontaktes erreichen und mit den Texturen durch den Kontakt bewegt werden.

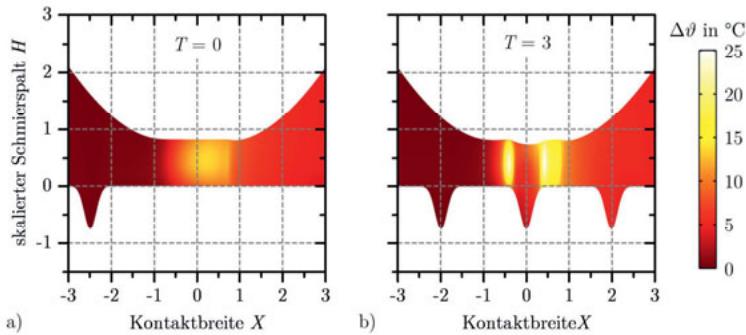


Bild 5.19: Temperaturerhöhung im Schmierspalt bei newtonsschem Fluidverhalten und $SRR = -1$,
a) für einen Kontakt ohne Texturen bei $T = 0$ und b) unter dem Einfluss von Texturen bei
 $T = 3$; Schmierspaltskalierung zur besseren Visualisierung nicht maßstabsgerecht (Texturen
in Realität tiefer als Spalt hoch)

Da die Schererwärmung von der Viskosität abhängt, ist zu erwarten, dass die entstehende Wärme im Falle eines nicht-newtonsschen Fluides kleiner ausfällt. Dies zeigen auch die drei in Bild 5.20 betrachteten Fälle mit unterschiedlichem SRR unter Einsatz des Modellfluides NN1. Die Annahme gilt sowohl für den glatten ($T = 0$) als auch den texturierten Kontakt. Zudem werden durch das nicht-newtonssche Fluid Temperaturschwingungen gedämpft, die bei einem newtonsschen Fluid – vermutlich numerisch bedingt – in der Wechselwirkung zwischen Viskosität und Erwärmung entstehen.

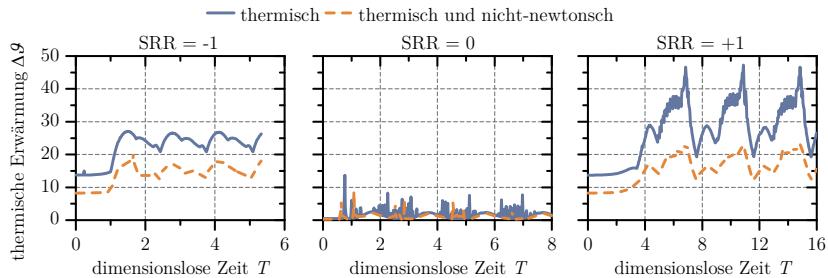


Bild 5.20: Verlauf der maximalen Erwärmung $\Delta\vartheta_{\max}$ bei newtonsschem und nicht-newtonsschem Fluidverhalten unter dem Einfluss des SRR -Wertes; dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrotextur;

Bild 5.21 zeigt darauf aufbauend die Auswirkungen auf Schmierspalt und maximalen Druck. Betrachtet man zunächst den Verlauf des minimalen Schmierspaltes so wird der Einfluss der in Bild 5.19b) gezeigten lokal erhöhten Erwärmung deutlich. In der Umgebung der Mikrotexturen kommt es in den schlupfbefestigten Fällen zu einem Absinken der minimalen Schmierspalthöhe, da in Folge der reduzierten Viskosität die elastische

Kontakteinschnürung vergrößert wird. Bei reinem Rollen ($SRR = 0$) ist die Scherung und die mit ihr einhergehende Erwärmung im zentralen Kontaktbereich nicht vorhanden, wodurch die Kurven so gut wie deckungsgleich sind. Der thermische Fall liegt bei $T = 0$ nur marginal unterhalb des isothermen.

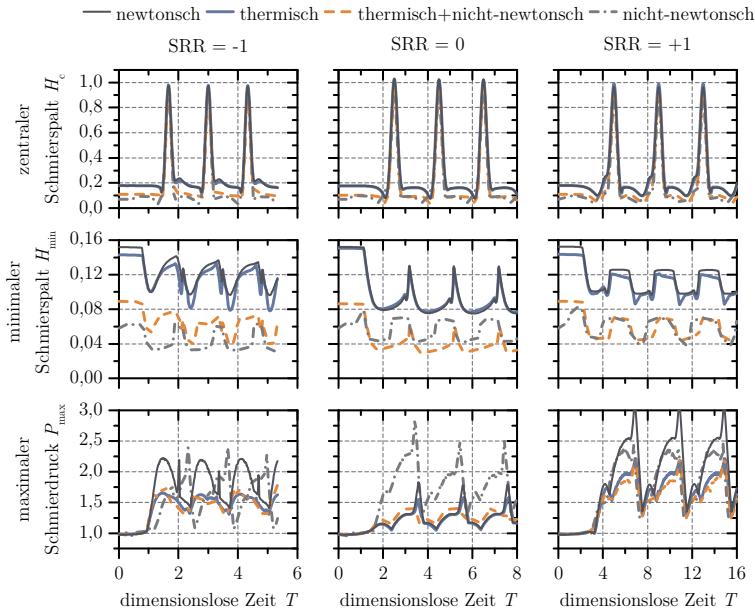


Bild 5.21: Verlauf von zentralem Schmierspalt H_c und minimalen Schmierspalt H_{\min} , sowie des maximalen Druckes P_{\max} für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR) für nicht-isotherme Zustandsbedingungen; dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaußförmigen Mikrotextur; grau gepunktet ist jeweils der Vergleichsfall bei newtonsschem und grau mit Strich-Punkt bei nicht-newtonsschem Fluidverhalten und jeweils isothermen Zustandsbedingungen

Bezogen auf den gesamten Kontakt hat die lokale Erwärmung in der Umgebung der Texturen hingegen nur einen geringen Einfluss, da, wie zuvor ausgeführt, die Spalthöhe wesentlich durch den Kontakteneintritt bestimmt wird. Dort kommt es nur zu einer vergleichsweise geringen Erwärmung, welche auch von den Texturen nicht erhöht wird. Der Verlauf des zentralen Schmierspaltes ist daher auch im Vergleich zum isothermen Fall nahezu unverändert. Bei höheren hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten muss dies nicht weiterhin zutreffen, da dann bereits bei reinen Rollkontakteinritten genug Wärme entsteht um den Schmierspalt nachhaltig zu beeinflussen, siehe z. B. [348]. Dass die Auswirkungen auf den Druckverlauf stärker ausfallen, hat vermutlich ähnliche Gründe wie dies bei den nicht-newtonsschen Fällen ausgeführt wurde. Auf die Druckspitzen in der Umgebung der Texturen wirkt sich eine reduzierte Viskosität vergleichs-

weise groß aus, so dass die durch die Texturen induzierten Druckmaxima stark abgeschwächt werden.

Interessant ist bei den dargestellten Verläufen ein Vergleich des thermischen und newtonsschen mit dem thermischen und nicht-newtonsschen Fall. Durch das nicht-newtonssche Fluidverhalten wird die Viskosität bereits im Kontakteintritt beeinflusst und das gesamte Schmierspaltniveau abgesenkt. Dies ist sehr deutlich am Verlauf der zentralen Schmierspalthöhe zu erkennen. Auch bei der minimalen Schmierspalthöhe ist ein Versatz zum newtonsschen Fall ersichtlich. Allerdings kommt es hier beim thermischen und nicht-newtonsschen Fall zu einem Verlauf, der den beiden mit newtonsschen Fluid berechneten Verläufen, sehr ähnelt. Es verhält sich hier somit anders als noch beim isothermen und nicht-newtonsschen Fall, bei dem sich nicht nur das Niveau sondern auch der Verlauf verändert haben. Ursache hierfür könnte sowohl eine Wechselwirkung zwischen thermischer Erwärmung und Scherverdünnung als auch die unterschiedliche verallgemeinerte, reynoldssche Differentialgleichung sein. Bezogen auf den Druckverlauf zeigt die nicht-isotherme Berechnung mit nicht-newtonsschem Fluid keinen nennenswerten Unterschied gegenüber dem nicht-isothermen und newtonsschen Fall. Die Reduzierung der Viskosität durch die thermische Erwärmung ist vermutlich bereits so groß, dass das nicht-newtonssche Verhalten keine weitere Absenkung bewirkt.

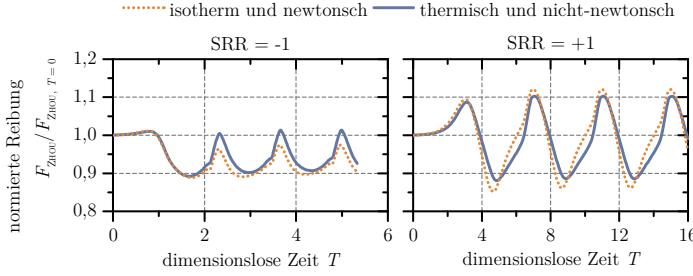


Bild 5.22: Verlauf der Reibungskraft nach ZHOU (Gleichung 3.71) für unterschiedliche Gleitverhältnisse (SRR) bei nicht-newtonsschem Fluid und nicht-isothermen Zustandsbedingungen im Vergleich zu newtonsschem Fluid und isothermen Zustandsbedingungen (grau gepunktet); dargestellt sind drei vollständige Passagen einer gaufförmigen Mikrotextur

Bleibt zu klären, ob sich die nicht-newtonsschen und thermischen Effekte auch auf die durch Mikrotexturen bedingte Änderung der Festkörperreibung nach Gleichung 3.71 auswirken. Aufgrund der unterschiedlichen Schmierspalthöhen weicht auch der Absolutwert der Festkörperreibung vom isothermen und newtonsschen Fall ab. Die Reibung ist also bereits im glatten Fall, unabhängig vom SRR -Wert (-1 oder $+1$), um etwa 26 % erhöht. Interessant aber ist der zeitliche Verlauf der auf den glatten Kontakt ($T = 0$) normierten Reibung, wie sie Bild 5.22 zeigt. Auch bei nicht-newtonsschen und nicht-isothermen Randbedingungen bleiben zu Bild 5.16 (grau gepunktet) qualitativ

sehr ähnliche Kurvenverläufe erhalten. Lediglich die Höhe der Änderung variiert etwas. Somit liefern ein nicht-newtonsscher und nicht-isothermer und ein newtonsscher und isothermer Berechnungsfall bei ansonsten identischen Parametern eine vergleichbare relative Änderung der Festkörperreibung durch die Mikrotexturen. Dies unterstützt die getroffene Annahme, dass sowohl das nicht-newtonssche Fluidverhalten als auch die thermischen Effekte im Bereich des Schmierspaltes im Wesentlichen zu einer globalen Absenkung des Niveaus führen, wohingegen die Druckspitzen in der Umgebung der Mikrotexturen durch die beiden Vorgänge nennenswert gedämpft werden. Dies hätte vor allem bei der Betrachtung des hydrodynamischen Reibanteils vermutlich signifikante Auswirkungen. Im Rahmen dieser Arbeit soll sich aber auf den kontaktmechanischen Mischreibungsanteil fokussiert werden, weshalb dies nach obigen Ausführungen wohl vernachlässigbar ist.

Alle Ergebnisse zu Simulationen unter Berücksichtigung nicht-newtonsschem Fluidverhaltens und thermischer Effekte haben somit unterschiedliche Auswirkungen auf die betrachteten Größen gezeigt. Im Falle der zentralen Schmierspalthöhe äußern sich die Unterschiede im Wesentlichen in einer Verschiebung des Kurvenverlaufes, sobald ein nicht-newtonssches Fluid im Modell berücksichtigt wird. Bei der minimalen Schmierspalthöhe ist die Wirkung der thermischen und scherbedingten Viskositätsänderung lokal relevanter, so dass sich auch Unterschiede im Kurvenverlauf ausmachen lassen. Es handelt sich aber ebenfalls hauptsächlich um eine Änderung des Niveaus. Diese Art Skalierung der Schmierspalthöhe durch thermische und nicht-newtonssche Effekte steht in guten Einklang zu linearen Korrekturfaktoren, wie sie beispielsweise von MURCH und WILSON [353] für die thermische Korrektur der Schmierspalthöhe glatter Kontakte vorgeschlagen werden. Etwas Ähnliches scheint nach den hier gezeigten Ergebnissen auch für texturierte Kontakte zutreffend und damit die Bestimmung geeigneter Korrekturfaktoren denkbar. Zu nennenswerten Abweichungen kommt es hingegen bei den Druckverläufen, bei denen auch vollkommen unterschiedliche Kurven resultieren können. Qualitativ bleibt der Einfluss der Mikrotexturen aber in allen betrachteten Fällen erhalten, was sich auch am Beispiel der Festkörperreibung in Bild 5.22 zeigt.

Um die wesentlichen Einflussfaktoren von Mikrotexturen auf Änderungen bei der Ausbildung des Schmierspaltes zu bestimmen, wird durch den Autor daher eine Simulationsstudie auf Basis isothermer Zustandsbedingungen und newtonsschen Schmierstoffverhaltens als ausreichend erachtet. Dies führt zu signifikanten Einsparungen in der Berechnungszeit der einzelnen Simulation, stellt aber dennoch eine qualitative Vergleichbarkeit der Texturvarianten sicher. Werden hingegen möglichst exakte Absolutwerte hinsichtlich Reibung, Schmierspalt und Druckverlauf als Ergebnis der Simulationen angestrebt, so sollten die in diesem Abschnitt gezeigten thermischen und nicht-newtonsschen Einflüsse Berücksichtigung finden.

5.4 Statistische Versuchsplanung und Modellbildung

Die statistische Versuchsplanung stellt Methoden zur systematischen Planung und Auswertung von Experimenten bereit um in einem technischen System die Wirkung von Einflussgrößen auf bestimmte Zielgrößen zu untersuchen. Das Ergebnis sind vielfach durch Regression gewonnene empirische Gleichungen, die innerhalb des untersuchten Parameterbereiches den Zusammenhang zwischen Einflussgrößen und Zielgrößen widerspiegeln. Auf Details zur statistischen Versuchsplanung sei an dieser Stelle verzichtet und der interessierte Leser auf beispielsweise [354, 355] verwiesen. Hier sollen nur Überlegungen, Vorgehensweisen und Modelle behandelt werden, die für die folgende Untersuchung der Wirkung von Mikrotexturen in EHD-Kontakten relevant sind.

Abweichend von den in der statistischen Versuchsplanung normalerweise adressierten physikalischen Experimenten liegen mit den durchzuführenden Simulationen computerbasierte Experimente vor. Aber auch für sie können die Methoden der statistischen Versuchsplanung Anwendung finden. Bei Simulationsstudien kommen dazu sowohl speziell auf die Eigenschaften der numerischen Simulation (deterministisch, kein Messfehler, hohe Faktorenzahl mit flexiblen Stufen) abgestimmte Versuchspläne wie das Latin Hypercube Sampling (LHS) als auch „traditionelle“ wie das Central Composite Design (CCD) zum Einsatz [355]. Für die hier vorliegende Arbeit soll mit einem CCD-Versuchsplan gearbeitet werden, da diesem gute Eigenschaften und ein nur moderater Anstieg der Simulationszahl mit zunehmender Zahl an Faktoren zugeschrieben werden [355]. Er setzt sich aus einem zweistufigen, voll- oder teilst faktoriellem Versuchsplan (Würfel), einem Zentralpunkt und Sternpunkten zusammen. Bild 5.23 zeigt dies am Beispiel eines Versuchsplans mit drei Faktoren F_1 bis F_3 . Es wird deutlich, dass jeder Faktor auf insgesamt fünf Stufen untersucht wird und die jeweiligen Maximalwerte der Faktoren nur mit den Mittelwerten der anderen Faktoren kombiniert werden.

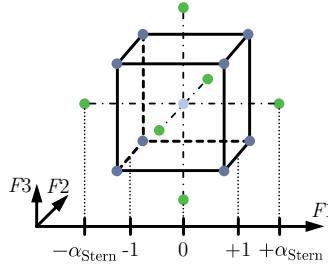


Bild 5.23: CCD-Versuchsplan für drei Faktoren und normierte Stufenwerte

Die in Bild 5.23 gezeigten Sternpunkte $\pm\alpha_{\text{Stern}}$ sollten so gewählt werden, dass ein orthogonaler Versuchsplan resultiert. Orthogonale Versuchspläne weisen den Vorteil auf, dass die Koeffizienten der Regressionsanalyse (siehe nachfolgend) unabhängig von

einander sind und der Vertrauensbereich für diese möglichst schmal wird, d. h. die Koeffizienten bestmöglich approximiert werden [354]. Die hierzu nötigen α_{Stern} -Werte schlägt die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Statistiksoftware MINITAB 16 automatisch vor, der Formelzusammenhang kann beispielweise [354] entnommen werden. Durch fehlgeschlagene Simulationen bestimmter Parameterkombinationen ist es teilweise notwendig von der idealen Orthogonalität abzuweichen. Die Auswertung der Versuchspläne ist mittels Software weiterhin möglich, hat aber verschlechterte Vertrauensintervalle der Koeffizienten der Regressionsgleichung zur Folge [354].

Nach den Versuchen bzw. Simulationen wird das Systemverhalten durch Erzeugen eines Approximationsmodells – häufig Metamodell genannt – beschrieben. Das Metamodell ermöglicht es, die Wirkung einer bestimmten Parameterkombination auf die Zielgröße zu bestimmen, ohne das ggf. sehr rechenintensive Simulationsmodell auszuführen. Diese, das Simulationsmodell repräsentierende Beschreibung, kann auf verschiedenen Ansätzen beruhen. Im Gegensatz zu speziell auf Computerexperimente abgestimmten Versuchsplänen, die auch komplexere Beschreibungsmodelle zulassen [355], limitiert der gewählte CCD-Versuchsplan die Auswahl auf ein quadratisches Regressionsmodell. Für die in dieser Arbeit angestrebten ersten Aussagen zur Wirkung der Mikrotexturen in schlupfbehafteten Kontakten, Effekten ihrer Geometrieparameter sowie ggf. auftretenden Wechselwirkungen zwischen einzelnen Parametern erscheint ein solches quadratisches Modell aber als ausreichend. Zukünftige Arbeiten können sich von dieser Beschränkung lösen und komplexere Beschreibungsmodelle wählen, wie dies beispielweise in der Methode des „Metamodell of Optimal Prognosis (MOP)“ [356] vorgeschlagen wird. Mit diesem sind auch funktionale Zusammenhänge höherer Ordnung repräsentierbar, sicherer optimale Texturformen bestimmbar oder aber die Auswirkungen von Fertigungsabweichungen im Rahmen einer Robustheitsbewertung quantifizierbar. Dies übersteigt aber den Rahmen der vorliegenden Arbeit, weshalb auf die vereinfachte Betrachtung mittels CCD und quadratischem Polynom zurückgegriffen wird. Das quadratische Regressionsmodell folgt mathematisch der Gleichung [355]

$$Z = \hat{Z} + \epsilon = C_0 + \sum_{i=1}^k C_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j>i}^k C_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k C_{ii} x_{ii}^2 + \epsilon, \quad 5.11$$

wobei Z die Zielgröße und x_i die einzelnen Faktoren sind. Die von x_i abhängigen Terme stellen damit in ihrer Reihenfolge die linearen Effekte, die Zwei-Faktor-Wechselwirkungen und die quadratischen Effekte dar. Die zugehörigen Koeffizienten C sind dabei proportional zur jeweiligen Höhe der Effekte. Zu beachten ist, dass die Koeffizientenmatrix symmetrisch zur Hauptdiagonalen ist, also $C_{ij} = C_{ji}$ gilt [355].

Die Regressionsgleichung weist gegenüber den wahren Werten der Zielgröße einen Fehler ϵ auf, die Schätzwerte der Zielgröße \hat{Z} weichen daher von den wahren Werten ab. Das Bestimmtheitsmaß R^2 quantifiziert die Qualität der Approximation, der Wert

R_{prog}^2 die Qualität der Prognose von Zielgrößenwerten neuer Faktorkombinationen, die nicht zur Bildung der Regressionsgleichung herangezogen wurden. Die Spanne beider Kennwerte beträgt 0 bis 1, was in Worten einer nicht vorhandenen Approximation oder einer exakten Wiedergabe des Systemverhaltens entspricht.

Für das Bestimmen einer Regressionsgleichung sind nach Gleichung 5.11 skalare Zielgrößen notwendig. Die transienten Simulationen liefern zunächst aber zeitabhängige Ergebnisse, die direkt nur im Rahmen einer Zeitreihenanalyse untersucht werden können. Um die Zeitreihen in skalare Größen zu überführen bietet es sich beispielsweise an, den Mittelwert, das Maximum oder das Minimum der Zielgröße aus den Zeitreihen zu bestimmen. Es erscheint dabei sinnvoll, dies nicht für alle Zielgrößen identisch durchzuführen sondern eine Entscheidung in Abhängigkeit der betrachteten Größe zu treffen.

Für die Auswertung der Simulationen sollen vier Zielgrößen herangezogen werden. Um den globalen Effekt der Mikrotexturen auf den Schmierfilm zu betrachten wird der Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe H_c herangezogen. Im zeitlichen Verlauf von H_c ist sowohl eine Spaltaufweitung durch die Texturen selbst, eine lokale Einschnürung durch die Deformation in der Umgebung der Mikrotexturen als auch eine Aufweitung durch Schleppeffekte aus der Textur erkennbar (siehe beispielsweise Bild 5.21). Alle drei Vorgänge gehen somit in den Mittelwert von H_c ein, weshalb von einer globalen Repräsentation der Beeinflussung des Schmierspaltes gesprochen werden kann. Die negativen Auswirkungen auf den Schmierspalt und Schmierdruck lassen sich hingegen gut durch Extremalwerte repräsentieren. Zum einen wird hierzu das Minimum der minimalen Schmierspalthöhe betrachtet. Dies stellt den ungünstigsten Fall im Hinblick auf verstärkte Oberflächeninteraktionen und damit einhergehend lokal erhöhte Festkörperreibung oder Verschleiß dar. Analog, aber durch Bestimmung des Maximums, wird für die maximale Pressung vorgegangen, die beispielsweise für die Werkstoffermüdung relevant ist. Wichtig ist hierbei zu beachten, dass nach den Ergebnissen aus Abschnitt 5.3, durch das in den Simulationsstudien berücksichtigte newtonscche Fluidverhalten und die isothermen Zustandsbedingungen extreme Druckanstiege im Simulationsergebnis erwartet werden können. Bei einem nicht-newtonscchen Schmierstoffverhalten oder unter Einbeziehung thermischer Effekte würden diese hingegen abgemildert. Die Auswertung des maximalen Druckes kann damit nur einen ersten Anhaltspunkt vermitteln, bedarf aber ggf. einer genaueren Betrachtung. Wie in Abschnitt 5.3 ausgeführt, ist dies auch der Grund, warum der hydrodynamische Reibungsanteil nicht als Zielgröße ausgewertet wird (zu hohe Viskosität bei einer newtonscchen und isothermen Betrachtung). Als vierte Zielgröße wird vielmehr der Mittelwert der Reibungszahl des kontaktmechanischen Reibungsanteils nach Gleichung 3.71 untersucht. Dieser ist nur von der lokalen Schmierspalthöhe abhängig, welche bei einer newtonscchen Betrachtung weitestgehend nur einen Offsetfehler besitzt. Qualitative und vor allem relative Aussagen zur Reibung bleiben bei dieser Zielgröße damit möglich.

Die oberhalb genannten Zielgrößen weißen bereits bei glatten Kontakten eine Abhängigkeit beispielsweise von der vorliegenden Belastung auf. Ihr Absolutwert ist daher immer in Verbindung mit den Werten der Kontaktparameter zu sehen. Im Interesse der hier durchgeführten Untersuchungen ist aber die durch die Mikrotexturen hervorgerufene relative Änderung der Zielgrößen von Interesse. Aus diesem Grund werden alle Zielgrößen als relative Größen ausgedrückt, also immer auf den glatten Kontakt und damit den Wert der Zielgröße zu Beginn der Berechnung bei $T = 0$ bezogen.

Um das Systemverhalten zu beurteilen sollen zwei graphische Auswertungen dienen: das Haupteffektdiagramm und das PARETO-Diagramm der standardisierten Effekte (Balkendiagramm mit nach Größe sortierten Balken), wie dies z. B. HETZNER [35] erfolgreich bei Tribotesten genutzt hat. Ein Haupteffekt bedeutet, dass sich unterschiedliche Stufen eines Faktors unterschiedlich auf die Zielgröße auswirken. Das Haupteffektdiagramm stellt dazu die Mittelwerte der Zielgröße für jeden Faktor sowie den Gesamtmittelwert der Zielgröße als Referenzlinie einander gegenüber. Bild 5.24a) zeigt hierzu ein vereinfachtes Beispiel. Verläuft die Verbindungsline der Mittelwerte der Faktorstufen waagerecht, so liegt kein Haupteffekt vor. Ist die Linie hingegen geneigt, so bildet die Steigung ein Maß für die Höhe des Haupteffekts. Um wiederum die Größe und Bedeutung eines Effekts zu beurteilen kann das PARETO-Diagramm der standardisierten Effekte dienen, siehe exemplarisch Bild 5.24b) für ein quadratisches Regressionsmodell. Der aufgetragene standardisierte Effekt, wie er in der verwendeten Statistiksoftware MINITAB Anwendung findet, soll nachfolgend erläutert werden. Sein Betrag ist ein Maß für die relative Bedeutung des Parameters für das System.

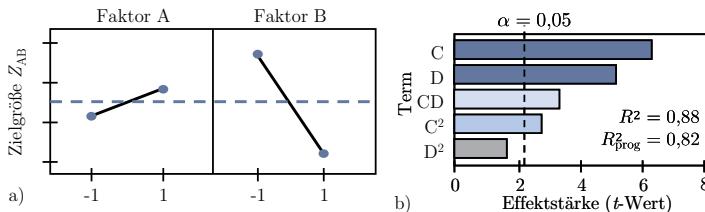


Bild 5.24: a) Haupteffektdiagramm einer Zielgröße Z_{AB} für zwei Faktoren A und B mit je zwei Stufen b) PARETO-Diagramm der standardisierten Effekte eines quadratischen Regressionsmodells einer Zielgröße Z_{CD} mit zwei Faktoren C und D

Beim standardisierten Effekt, der auch als t -Wert bezeichnet wird, handelt es sich um den Quotienten aus dem Betrag des Koeffizienten des Polynomterms C und der Standardabweichung seines Schätzwertes $\sigma(C)$. Er beschreibt also das Verhältnis aus Effekthöhe und der, bei der Bestimmung dieser, vorhandenen Unsicherheit. Es gilt [357]:

$$t = \frac{|C|}{\sigma(C)}. \quad 5.12$$

In Bild 5.24b) ist das Signifikanzniveau α als senkrechte, gestrichelte Linie eingezeichnet. Das Signifikanzniveau repräsentiert die Wahrscheinlichkeit einen nicht vorhandenen Effekt zu entdecken, was im Beispiel mit $\alpha = 0,05$ einer Wahrscheinlichkeit von 5 % entspricht. Dies ist auch das im Allgemeinen gebräuchlichste Signifikanzniveau. Im gezeigten Beispiel wäre somit der quadratische Term D^2 nicht signifikant, liefert im Regressionspolynom also keinen nennenswerten Beitrag zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Faktor und Zielgröße. Beispielsweise schlägt KLEPPMANN [354] deshalb vor, im Rahmen einer schrittweisen Regression nur Terme in das Regressionsmodell aufzunehmen, die signifikanten Einfluss auf die Zielgröße besitzen (*forward selection*) oder solche ohne signifikanten Einfluss aus diesem zu entfernen (*backward selection*, auch Faktorelimination genannt [355]). Im Rahmen dieser Arbeit soll das Prinzip der Faktorelimination Anwendung finden. Dazu werden nacheinander die Wechselwirkungsterme, quadratischen Terme und dann die linearen Terme aus dem Modell entfernt, die nicht signifikant sind. Lineare Terme werden dabei nur entfernt, wenn sie nicht in einem anderen Term enthalten sind. Beim Entfernen der Terme zeigen die Werte R^2 und R_{prog}^2 meist ein für sie typisches Verhalten [355]: mit der Anzahl der entfernten Terme sinkt zwar R^2 immer weiter, dabei nimmt aber auch R_{prog}^2 bis auf ein Maximum zu, bevor dieses ebenfalls wieder abfällt. Das so reduzierte Modell dient dann als Grundlage für die erzeugten PARETO-Diagramme.

Mit der geschilderten Vorgehensweise zur Simulationsplanung und daran anschließenden Auswertung in Form von Haupteffektdiagrammen und PARETO-Diagrammen der standardisierten Effekte sollen in den nachfolgenden Abschnitten drei Szenarien untersucht werden. Zunächst wird für infinite Linikontakte das Verhalten von gaußförmigen und trapezförmigen Mikrotexturquerschnitten untersucht. Anschließend werden, im Falle von linienförmigen Texturen mit gaußförmigen Querschnitten, laterale Effekte in einem zweidimensionalen Ausschnitt eines finiten Linikontakte behandelt.

5.5 Gaußförmige Mikrotexturen im infiniten EHD-Linienkонтакт

In der ersten Simulationsstudie wird das Verhalten gaußförmiger Texturquerschnitte in einem infiniten Linienkонтакт untersucht. Gaußförmige Texturen lassen sich durch lediglich zwei Parameter – Breite und Tiefe – vollständig beschreiben. Ihr gradueller Funktionsverlauf führt zudem zu keinen Sprüngen oder Knicken im Spaltverlauf, die sich ggf. in Druckspitzen oder ähnlichem niederschlagen könnten. In der Analyse werden neben der Geometrie der Texturen darüber hinaus ihr Abstand zueinander, das Schlupfverhältnis SRR , die Belastungskennzahl M und die Schmierstoffkennzahl L variiert. Die Tiefe der Texturen wird bei der Definition der Simulationspunkte als relative Größe vorgegeben, anstelle der absoluten Tiefe somit ein Vielfaches der zentralen Schmierspalthöhe des stationären Kontaktes ($H_{c,T=0}$) verwendet.

Für den CCD-Simulationsplan ergeben sich damit die in Tabelle 5.3 zusammengefassten Stufenwerte der einzelnen Faktoren. Die Werte wurden so gewählt, dass sie ein möglichst breites Spektrum an Texturformen und Lasten abdecken. Damit sind zwar ggf. vorhandene Nichtlinearitäten etwas schlechter in der Regression darstellbar, dafür wird ein guter Überblick über die prinzipiellen Zusammenhänge erzielt. Die Grenzen von M und L wurden in Anlehnung an die in Nocken/Stößel-Kontakten zu erwartenden Werte festgelegt. Das Schlupfverhältnis SRR hat Werte, die nicht symmetrisch zum Rollkontakt ($SRR = 0$) sind, da in Abschnitt 5.3 bereits gezeigt werden konnte, dass vor allem ein negativer Schlupf einen guten Kompromiss aus verbessernden und verschlechternden Effekten darstellt. Die Tiefe der Texturen wurde mit dem bis zu zwanzigfachen der Schmierspalthöhe auf einen möglichst großen Tiefenbereich ausgelegt. Die Breite der Texturen deckt eine Spanne ab, die maximal der kompletten Kontaktbreite entspricht und minimal zu einer Textur in der Größe einer Einzelrauheit führt. Der Abstand schließlich ist so gewählt, dass sich im einen Grenzfall nicht gleichzeitig mehrere Texturen im Kontaktbereich befinden oder im anderen die Texturen nahezu direkt ineinander übergehen und eine mögliche gegenseitige Beeinflussung maximiert ist.

Tabelle 5.3: Parameterwerte der Studie I mit gaußförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt; Werte auf zwei Nachkommastellen gerundet

Parameter	$-\alpha_{\text{Stern}}$	-1	0	+1	$+\alpha_{\text{Stern}}$
M	1,00	28,15	43,00	57,85	85,00
L	1,40	4,18	5,70	7,22	10,00
SRR	-1,91	-0,90	-0,35	0,20	1,21
$S_{\text{a,rel}}$	0,10	6,50	10,00	13,50	19,90
S_w	0,05	0,68	1,03	1,37	2,00
S_d	0,10	0,75	1,10	1,45	2,10

Die M, L -Kombinationen führen bereits im glatten Kontakt im Detail zu unterschiedlichen Schmierspaltprofilen und Druckverläufen, siehe Bild 5.25. Eine Zunahme des Lastparameters M führt zu einem, sich der hertzschen Druckverteilung annäherndem Verlauf des Schmierdruckes und bei gleichbleibendem L zu einer Abnahme der Schmierfilmhöhe. Eine Zunahme des Schmierstoffparameters L verstärkt bei gleichem M sowohl die Höhe der PETRUSEVICH-Spitze als auch die des Schmierspaltes. Nur der Kontakt mit dem Lastparameter $M = 1$, er markiert den Übergang von EHD- zu HD-Kontakten, sticht aus der Gesamtheit hervor. Da sich bei diesem die Verläufe von Spalt und Druck vollständig von denen der anderen unterscheiden, bestand die Überlegung diesen bei der Bildung der Regressionsgleichungen auszuschließen. Die Anpassung des quadratischen Regressionsmodells, am Beispiel $H_{\text{c,rel}}$ in Bild 5.26, steigt dadurch von $R^2 = 0,85$ auf $R^2 = 0,97$ an, die Prognosefähigkeit erfährt sogar einen Sprung von $R_{\text{prog}}^2 = 0,50$ auf einen Wert von $R_{\text{prog}}^2 = 0,92$. Dieser Ausschluss beeinflusst die Reihenfolge und Beträge der Effektstärken der anderen Parameter im PARETO-Diagramm

kaum. Die Effektstärken des Parameters M werden jedoch in einem nicht vernachlässigbaren Maße verringert. Daher werden, trotz reduzierter Prognosefähigkeit, alle Simulationspunkte für die Bildung der Regressionsgleichungen herangezogen.

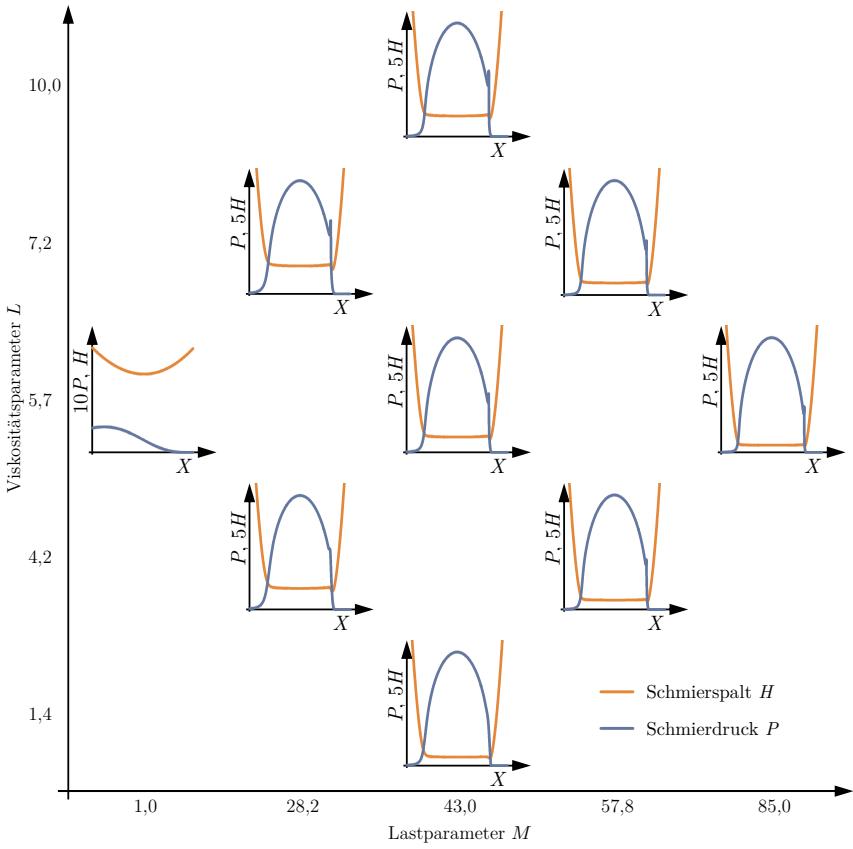


Bild 5.25: Vergleich der betrachteten Belastungsfälle als M, L -Kombination; dargestellt ist jeweils der Verlauf des Schmierspaltes H (skaliert um Faktor 5) und des Schmierdrucks P ; der Fall $(M; L)=(1;5,7)$ ist gegenüber den restlichen Diagrammen anders skaliert

An dieser Stelle sei der niedrige Wert von $R_{\text{prog}}^2 = 0,50$ für den Fall, dass alle Parameterkombinationen berücksichtigt werden, noch genauer analysiert. Ein niedrigerer R_{prog}^2 steht, wie oberhalb ausgeführt, stellvertretend für eine geringere Fähigkeit der Regressionsgleichung neue Werte der Zielgröße zu bestimmen, deren Parameterwerte nicht bereits bei der Bildung des Regressionsmodells vorlagen. Im konkreten Fall ist dies vermutlich auf die in Bild 5.25 gezeigte niedrigste Belastung ($M = 1$) zurückzuführen, die einen stark von den anderen Parameterkombinationen abweichenden Kurvenverlauf

zeigt. Durch diese Sonderstellung ist im Haupteffektdiagramm in Bild 5.26 beispielsweise auch beim Parameter M ein Knick hin zu $M = 1$ zu erkennen. Das gewählte quadratische Regressionsmodell ist vermutlich nicht in der Lage solche Extremesituationen ausreichend abzubilden. Dies wird sich auch bei den nachfolgenden Studien texturierter Kontakte wiederholen. Auch dort weisen die Regressionsgleichungen ein ausreichendes R^2 auf, wohingegen das R^2_{prog} teilweise sehr niedrige Werte erreichen kann. Aussagen über das Verhalten der Mikrotexturen über die betrachteten Parameterkombinationen sind davon nicht betroffen. Eine Verwendung der Gleichungen für die Vorhersage des Verhaltens bei veränderten Faktoren ist hingegen nur mit großer Vorsicht möglich. Es sollte daher in an diese Arbeit anschließenden Untersuchungen den Möglichkeiten von Versuchsplänen mit einer besseren Raumfüllung der Faktorkombinationen, wie beispielsweise dem LHS, und „höherwertigeren“ Regressionsmodellen, wie beispielsweise dem genannten MoP [356], eine genauere Betrachtung zukommen.

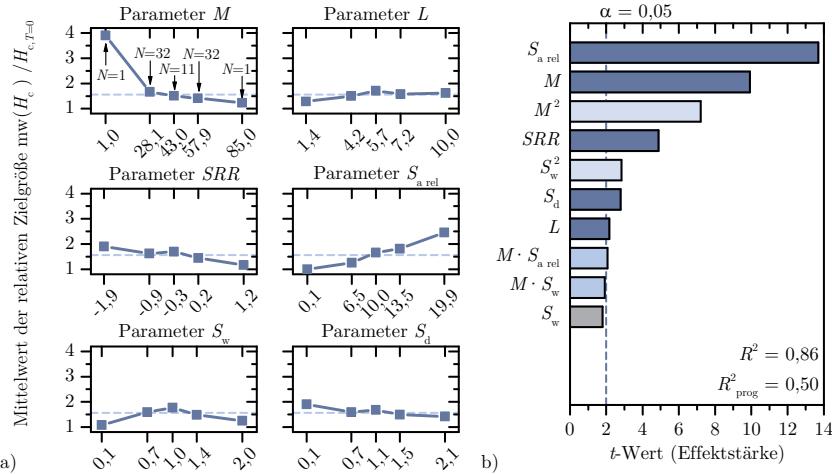


Bild 5.26: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe bei gaußförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt

Die Ergebnisse der statistischen Auswertungen der transienten Simulationen für die relativen Werte der einzelnen Zielgrößen fassen Bild 5.26 bis Bild 5.29 zusammen. Das PARETO-Diagramm für $H_{c,\text{rel}}$ zeigt eine Abhängigkeit von allen sechs Faktoren. Den größten Einfluss besitzt die Texturtiefe, gefolgt von der Belastung und dem Gleit/Roll-Verhältnis. Bei einer Zunahme der Texturtiefe steigt auch der Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe an. Vermutlich liegt dies an der im Verhältnis zur Textur vergleichsweise kleinen Spalteinschnürungen in der Umgebung der Texturen, wodurch der Mittelwert durch die Textur dominiert wird. Die Belastung ist sowohl durch einen starken linearen als auch quadratischen Term vertreten. Ein steigendes M reduziert den

Mittelwert von $H_{c,rel}$ bis der Einfluss der Textur nahezu verschwindet. Beim SRR -Wert wirkt sich vor allem ein negativer Schlupf günstig auf den Schmierspalt aus. Weiterhin sinkt mit zunehmendem Texturabstand S_d die Zielgröße, vermutlich durch eine geringere gegenseitige Verstärkung aufeinanderfolgender Texturen oder den verringerteren Zeitanteil an Texturen im Kontakt. Bei der Texturbreite ist vorrangig ein quadratischer Einfluss zu verzeichnen. Sowohl kurze als auch sehr breite Texturen reduzieren die Zielgröße, so dass ein Maximum bei etwa $S_w = 1$ erreicht wird. Der Viskositätsparameter L besitzt bei der zentralen Schmierspalthöhe den geringsten Effekt. Er sollte für eine Zunahme von $H_{c,rel}$ möglichst hoch sein. Über die Haupteffekte hinaus bestehen zwei Wechselwirkungen zwischen M und $S_{a,rel}$ sowie M und S_w . In der Summe scheint es somit zunächst sinnvoll eine möglichst Tiefe Textur, eine niedrige Belastung und einen hohen negativen Schlupf zu kombinieren um eine möglichst positive Wirkung der Texturen zu erzielen.

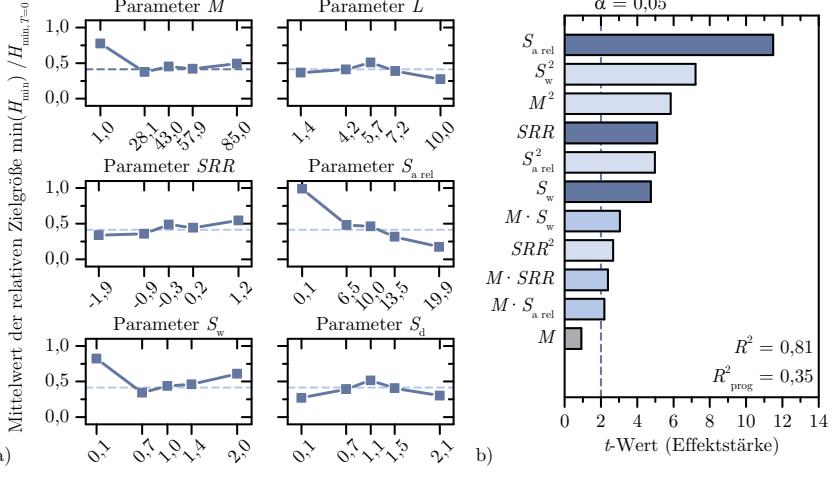


Bild 5.27: Einfluss der Faktoren auf das relative Minimum der minimalen Schmierspalthöhe bei gaußförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt

Vergleicht man den Einfluss der Faktoren auf die zentrale mit dem auf die minimale Schmierspalthöhe (Bild 5.27), so ergeben sich jedoch teilweise gegensätzliche Anforderungen. Nur bei der Belastung ist ebenfalls ein niedriger Wert günstig. Den größten Effekt auf $H_{min,rel}$ hat die Tiefe der Texturen, wobei tiefere Texturen das Minimum der minimalen Schmierspalthöhe herabsetzen. Ebenso verhält es sich beim SRR -Wert, so dass ein negativer Schlupf zu kleineren minimalen Schmierspaltwerten führt. Durch einen auch bei $H_{min,rel}$ quadratischen Effekt von S_w , mit jedoch entgegengesetzte gekrümmtem Verlauf, sind schmale und sehr breite Texturen günstig. In der Folge bedeutet dies also, dass ein möglichst hoher Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe mit

einem sehr kleinen minimalen Schmierspalt einhergeht und umgekehrt. Im Hinblick auf die Gestaltung muss also ein Ausgleich zwischen beiden Tendenzen gefunden werden und ein kleinerer minimaler Schmierspalt akzeptiert werden um im zeitlichen Mittel einen größeren Schmierspalt zu erzielen.

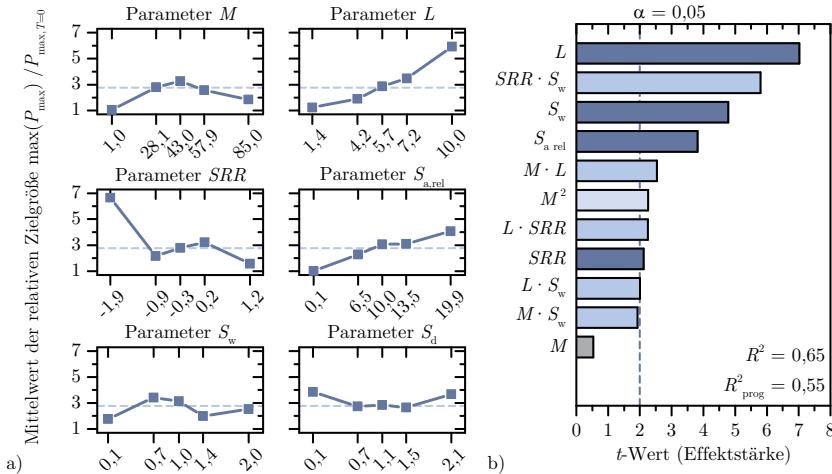


Bild 5.28: Einfluss der Faktoren auf das relative Maximum des maximalen Schmierdruckes bei gaußförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt

Beim maximalen Druck ist der größte Effekt mit dem Viskositätsparameter L verknüpft. Dies steht in Einklang mit den Druckverläufen des glatten Kontaktes, wie sie in Bild 5.25 zu sehen sind. Dort verstärkt ein höheres L die Ausprägung der PETRUSSEVICH-Spitze. Es ist daher davon auszugehen, dass dies auch auf die Druckspitzen in der Umgebung der Texturen zutrifft. Wichtig zu beachten sind nun aber das newtonscche Fluidverhalten und die isothermen Zustandsbedingungen in diesen Simulationen. Wie in Abschnitt 5.3 gezeigt führen beide zu höheren Druckspitzen als im thermischen oder nicht-newtonscchen Fall. Da beide Phänomene die Viskosität reduzieren würden, ist durch sie auch eine imaginäre Abnahme des Viskositätsparameters L verbunden. In den thermischen und nicht-newtonscchen Fällen ist also von einer höheren Bedeutung der nächstgrößeren Effekte auszugehen. Hier scheinen vor allem die Breite der Texturen, sowohl in der Wechselwirkung mit dem SRR -Wert als auch als linearer Term, und deren Tiefe wichtig. Bezogen auf die Texturbreite lässt sich kein eindeutig günstiger Wert angeben, da sowohl sehr schmale als auch eher breite Texturen nur einen geringen Druckanstieg bewirken. Ein derartiger Verlauf mit zwei lokalen Maxima lässt sich nur unzureichend durch ein quadratisches Regressionsmodell approximieren. Ähnliches gilt auch für den Parameter SRR . In der Folge resultiert ein vergleichsweise kleiner R^2 -Wert. Ein Polynom dritten Grades oder ein nicht-polynomialer

Ansatz wären vermutlich besser geeignet dies abzubilden. Daneben spielt für den kleinen R^2 -Wert sicherlich auch die Betrachtung des Maximums des maximalen Schmierdruckes und damit eines Extremwertes eine Rolle. Bei der Tiefe der Texturen ist hingegen eine klare Tendenz zu möglichst flachen Texturen zu erkennen. Dies steht in Einklang mit den Ergebnissen für die minimale Schmierspalthöhe, die in starker Wechselwirkung zu den Druckspitzen steht.

Abschließend fasst Bild 5.29 die statistische Evaluierung des Faktoreinflusses auf die Festkörperreibung zusammen. Am stärksten wirkt sich das Gleit/Roll-Verhältnis aus. Ein positiver Schlupf führt zu einer Reibungszahl, die sich dem untexturierten Zustand annähert, während ein hoher negativer Schlupf zu einer Senkung der Reibung beiträgt. Danach folgt die Wirkung der Belastung. Je niedriger die Belastung ist, desto stärker reduzieren die Texturen die Reibung. War, bezogen auf die Größen des zentralen Schmierfilms, der Effekt des Viskositätsparameters L noch vergleichsweise schwach ausgeprägt, so ist er hier deutlich hervorzuheben. Der Schmierstoff geht in die Berechnung der Festkörperreibung jedoch nicht direkt ein, sein Beitrag muss also aus dem Einfluss auf den Schmierspalt resultieren. Der auf den Schmierspalt vergleichsweise kleine Effekt von L genügt aber offensichtlich, um einen signifikanten Einfluss auf die Festkörperreibung zu entwickeln. Weiterhin ist auch eine zunehmende Tiefe der Texturen als positiv anzusehen. Darüber hinaus bestehen Wechselwirkungen mehrerer Parameter vor allem mit dem SRR -Wert, welcher die anderen Effekte verstärken kann.

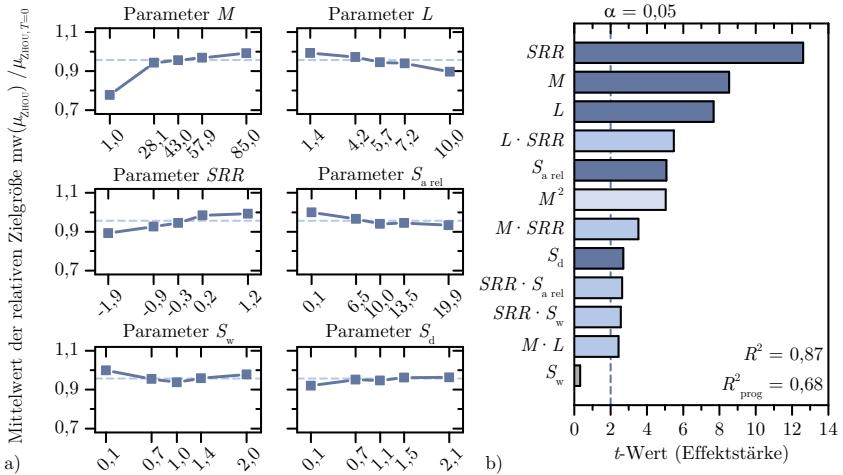


Bild 5.29: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der Reibungszahl des kontaktmechanischen Reibungsanteils bei gaußförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt

Insgesamt sind die Verläufe in den Haupteffektdiagrammen der Festkörperreibung denen der zentralen Schmierspaltgröße sehr ähnlich. Sie sind lediglich um die Horizontale

gespiegelt, da hier ein kleinerer Wert der Reibungszahl günstiger ist und bei $H_{c,rel}$ ein möglichst großer Mittelwert angestrebt wird. Die zu Beginn getroffene Annahme, dass es anhand des Mittelwertes der zentralen Schmierfilmhöhe möglich ist, eine Aussage über den Reibungszustand zu treffen, wird damit untermauert. Der Einfluss der lokalen Schmierspalteinschnürung, der sich im Minimum der minimalen Schmierspalthöhe niederschlägt ist damit in einer integralen Betrachtung offensichtlich weniger relevant als das zeitliche Mittel der Spaltaufweitung durch die Mikrotexturen.

Für ein günstiges Reibungsniveau und einen möglichst großen Schmierspalt lässt sich somit zusammenfassen: die Belastung sollte möglichst klein, der Viskositätsparameter hingegen möglichst groß sein und die texturierte Oberfläche schneller als die glatte Oberfläche bewegt werden. Im Hinblick auf die Geometrie der gaußförmigen Texturen ist eine Tendenz zu größerer Tiefe, einer mittleren Breite in der Größenordnung der hertzschen Breite und ein kurzer Texturabstand zu erkennen. Diese Beschreibung spiegelt den Simulationspunkt SP43 sehr gut wieder, siehe Tabelle A.1 im Anhang. Dieser hat die zweitniedrigste Reibung und das drittgrößte mittlere $H_{c,rel}$. Jedoch liegen gleichzeitig die Werte des maximalen Druckes und des minimalen Spaltes auf einem eher unerwünschten Niveau, also oberhalb bzw. unterhalb des Mittelwertes aller berechneten Simulationspunkte. Das „Optimum“ in dieser Studie erzielt SP65 mit dem kleinsten M -Wert. Es handelt sich hierbei um den Fall, der den Übergang zu den HD-Kontakten markiert und der sich bereits bei den Kurvenverläufen der glatten Kontakte von den übrigen unterscheiden hat. Bei diesem ist die, jeweils relative Größe, der Reibung am geringsten, der zentrale als auch der minimale Schmierspalt am größten und die Druckspitze infolge der Texturen auf einem der kleinsten Werte. Beide günstige Varianten zeichnen sich also vor allem durch ihre niedrige Belastungskennzahl aus. Für die beiden verbleibenden Studien wird daher jeweils eine niedrige Belastung gewählt.

5.6 Trapezförmige Mikrotexturen im infiniten EHD-Linienkontakt

Die in einer zweiten Studie untersuchten trapezförmigen Texturen besitzen eine durch Parameter, für beide Seiten individuell, vorgebbare Neigung der Seitenflanken. Im Gegensatz dazu ergab sich diese bei den zuvor behandelten, gaußförmigen Varianten symmetrisch aus Breite und Tiefe. Die in Abschnitt 2.2 zitierten Veröffentlichungen haben bei hydrodynamischen Gleitkontakten einen großen Einfluss der Flankensteigung nachgewiesen. Um dies mit EHD-Kontakten zu vergleichen wird die Neigung in einem weiten Bereich von 45 bis 87° (im normierten Kontakt) variiert. Der maximal mögliche Winkel wurde dabei in einer Vorstudie ermittelt. Eine senkrechte Texturflanke (90° Neigungswinkel) führte zu Problemen in der numerischen Konvergenz. Aufgrund der

gewählten Elementgröße und deren Ansatzfunktionen kann vermutlich der in der Schmierspaltgleichung entstehende Sprung nur bis zu einem gewissen Grenzwinkel abgebildet werden, welcher aber auch durch ein feineres Netz nicht beliebig zu größeren Werten verschoben werden kann. Im Hinblick auf die Herstellung der Texturen erscheint die ermittelte Grenze aber als keine wirkliche Einschränkung, da auch hier von fertigungsbedingten Abschrägungen gegenüber der Senkrechten auszugehen ist. Bei der Durchführung der Simulationsstudie kam es dennoch bei großen Winkeln der vorauslaufenden Flanke zu Berechnungsabbrüchen, siehe die markierten Simulationspunkte in Tabelle A.2. Auf deren Ursache wird später noch gesondert eingegangen.

Die Werte der zusätzlich zu den Winkeln der Seitenflanken variierten Parameter zeigt Tabelle 5.4. Für SRR und S_d wurden die gleichen Stufen wie zuvor verwendet, wohingegen die Texturtiefe und -breite jeweils etwas kleiner gewählt wurden. Dies soll der Gefahr vorbeugen, dass gerade bei steileren Texturflanken in Kombination mit einer großen Texturtiefe oder -breite zu hohe Druckspitzen oder minimale Schmierspalte auftreten. Für die Belastung des Kontaktes wurden konstante Werte von $M = 28,2$ und $L = 4,2$ angenommen, und damit der Würfpunkt des CCD-Versuchsplans der gaußförmigen Texturen mit den jeweils kleinsten Werten gewählt. Ein kleines M trägt dabei den Erkenntnissen der vorangegangenen Studie Rechnung, ein kleines L der Tat- sache, dass bei diesem große Werte bisher immer für hohe Druckspitzen verantwortlich waren, die vermutlich in der Umgebung steiler Texturflanken problematisch sind.

Tabelle 5.4: Parameterwerte der Studie II mit trapezförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt; Werte auf zwei Nachkommastellen gerundet; $M = 28,2$ und $L = 4,2$

Parameter	$-\alpha_{\text{Stern}}$	-1	0	+1	$+\alpha_{\text{Stern}}$
α_f	45,00°	58,58°	66,00°	73,42°	87,00°
α_l	45,00°	58,58°	66,00°	73,42°	87,00°
SRR	-1,91	-0,90	-0,35	0,20	1,21
$S_{a,\text{rel}}$	0,10	1,97	3,00	4,03	5,90
S_w	0,25	0,51	0,65	0,79	1,05
S_d	0,10	0,75	1,10	1,45	2,10

Die statistische Auswertung der Mittelwerte der relativen zentralen Schmierspalthöhe zeigt Bild 5.30. Am auffälligsten ist der geringe Einfluss der Flankenschrägungswinkel, deren Haupteffekt von allen relevanten Parametern am geringsten ist. Zu beachten ist an dieser Stelle, dass bei einigen Werten der führenden Texturflanke α_l mit den aus dem CCD-Versuchsplanausgegebenen Faktorstufen keine Lösung erzielt werden konnte. Hierzu musste der Winkel auf Werte um 66° reduziert werden. Wie bereits ange- sprochen sind diese in Tabelle A.2 markiert. Es handelt sich dabei, bis auf den auf 85° reduzierten Maximalwert, durchgängig um Kombinationen, bei denen ein positiver SRR -Wert vorliegt. Bei diesen ist auch der relative minimale Schmierspalt (Bild 5.31)

am kleinsten. Dies ist erstaunlich, da bei gaußförmigen Texturen noch ein hoher, positiver SRR-Wert die kleinste Reduzierung von $H_{\min,\text{rel}}$ aufgewiesen hat.

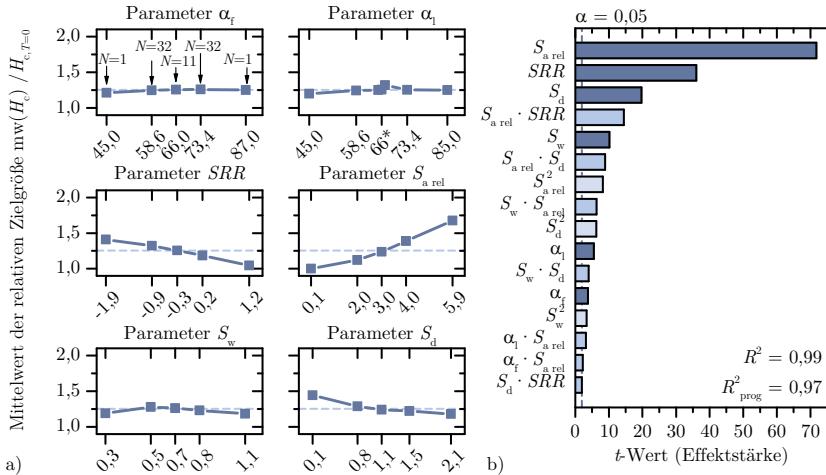


Bild 5.30: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe bei trapezförmigen Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt; * bei Parameter α_l verweist auf nicht konvergierte Simulationen einzelner Faktorstufen, deren Ergebnisse mit leicht veränderten Winkeln in die Modellbildung eingeflossen sind (Werte siehe Tabelle A.2)

Das Gleit/Roll-Verhältnis besitzt bei trapezförmigen Texturen somit eine große Bedeutung. Dies zeigt sich auch an dessen Effektstärke, die direkt hinter der auch hier dominierenden Texturtiefe folgt und zudem mit dieser eine starke Wechselwirkung besitzt. Ein den Schmierspalt im Mittel aufweitender Effekt ist somit auch bei dieser Texturform vorrangig mit einem negativen Schlupf und tiefen Texturen verbunden. Am drittstärksten ist der Effekt des Texturabstandes, gefolgt vom Einfluss der Texturbreite. Die Verläufe beider Parameter im Haupteffektdiagramm ähneln dem bei gaußförmigen Texturen, die dort getroffenen Annahmen sollten also auch hier zutreffen.

Die Auswertung des Mittelwerts der relativen, minimalen Schmierspalthöhe, siehe Bild 5.31, besitzt vor allem beim Winkel der führenden Texturflanke α_l die bereits bei H_c angesprochenen Auffälligkeiten, die auf die zunächst nicht erfolgreichen Simulationsläufe zurückgehen. Selbst bei einem reduzierten Winkel tendieren bei diesen die Werte für das relative $H_{\min,\text{rel}}$ gegen Null. Bei noch steileren Winkeln führt dies zu einem Zusammenbruch des Schmierfilmes und damit auch zum Scheitern der Simulationen. Der Winkel α_l sollte daher über alle Punkte betrachtet möglichst flach ausgeführt sein. Dagegen ist die Reduzierung der minimalen Schmierspalthöhe bei einem mittleren Winkel der nachfolgenden Texturflanke α_f am kleinsten. Weiterhin fällt das im Vergleich zu den gaußförmigen Texturen sehr niedrige Niveau des globalen Mittel-

wertes von $H_{\min,\text{rel}}$ auf, welches um mehr als die Hälfte kleiner ist. Die unstetigere, trapezförmige Texturform führt somit zu negativeren Effekten auf die minimale Schmierspalthöhe, als bei gaußförmigen Texturen. Dies wird, analog der gaußförmigen Texturen, durch die Tiefe verstärkt, die auch die größte Effektstärke aus linearem und quadratischem Term besitzt. Weiterhin tritt das Gleit/Roll-Verhältnis in allen signifikanten Wechselwirkungstermen auf, sein Haupteffekt selbst ist aber insignifikant. Der Schlupf wirkt somit, vor allem im Hinblick auf die Flankenschrägung, als verstärkendes Element. Dies führt bei steilen rechten Texturflanken und positiven Schlupf zum beschriebenen Schmierfilmzusammenbruch.

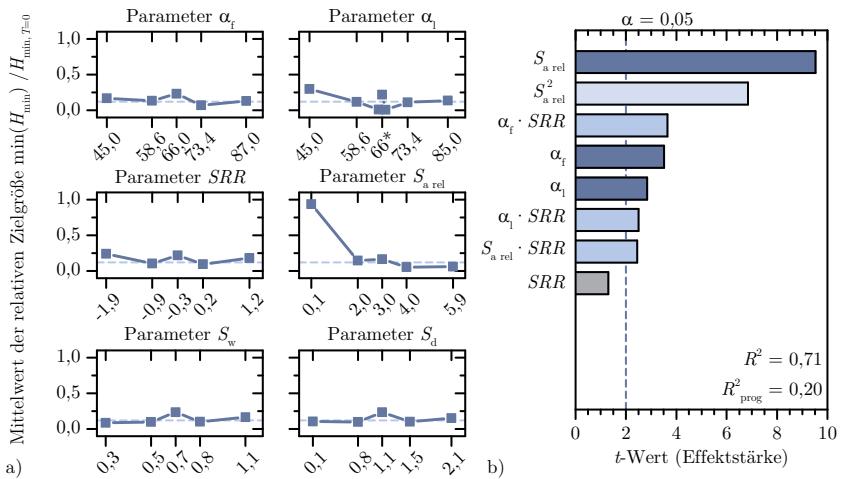


Bild 5.31: Einfluss der Faktoren auf das relative Minimum der minimalen Schmierspalthöhe bei trapezförmigen Mikrotexturen im infiniten Linikontakte; * bei Parameter α_l verweist auf nicht konvergierte Simulationen einzelner Faktorstufen, deren Ergebnisse mit leicht veränderten Winkeln in die Modellbildung eingeflossen sind (Werte siehe Tabelle A.2)

Wie zu erwarten zeigt die Analyse der Änderung des maximalen Druckes in Bild 5.32, dass der Druckanstieg durch die Texturen mit steigendem Flankenwinkel zunimmt. Dabei hat aber nur der führende Flankenwinkel einen signifikanten Effekt. Insgesamt zeigen trapezförmige Texturen mit einem über alle Parameter betrachteten, gegenüber gaußförmigen Texturen fast doppelt so hohen Mittelwert einen größeren Effekt bezüglich der entstehenden Druckspitzen. Im Hinblick auf die vernachlässigten thermischen und nicht-newtonischen Effekte sollten die Druckspitzen aber nicht überbewertet werden. Neben dem Flankenwinkel besitzen das Gleit/Roll-Verhältnis und die Texturtiefe die größten Effektstärken. Der SRR -Wert trägt hierzu durch einen linearen und schwachen quadratischen Term, als auch in drei von vier Wechselwirkungen bei. Wie bei den gaußförmigen Texturen führt ein hoher negativer Schlupf zu den höchsten Druckspitzen.

zen. Das Minimum wird bei trapezförmigen Texturen jedoch bei geringem Schlupf anstelle eines hohen positiven Schlupfes erreicht. Die Texturtiefe verhält sich ebenfalls ähnlich zu den Ergebnissen der gaußförmigen Texturen und verstärkt mit ihrer Zunahme die Druckspitzen. Warum es aber bei der tiefsten Textur nochmals zu einem Abfall des Druckanstieges kommt bleibt unklar. Es handelt sich hierbei aber nur um den Wert eines Simulationspunktes und könnte damit als Ausreiser einzustufen sein.

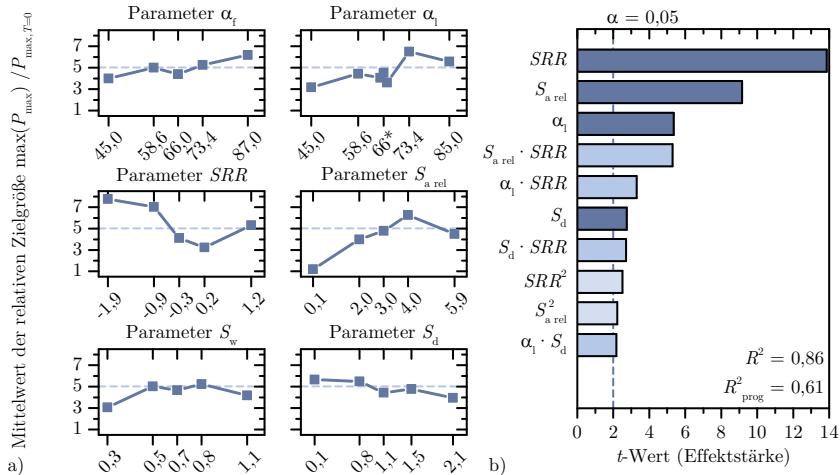


Bild 5.32: Einfluss der Faktoren auf das relative Maximum des maximalen Drucks bei trapezförmigen Mikrotexturen im infiniten Linikontakte; * bei Parameter α_l verweist auf nicht konvergierte Simulationen einzelner Faktorstufen, deren Ergebnisse mit leicht veränderten Winkeln in die Modellbildung eingeflossen sind (Werte siehe Tabelle A.2)

Abschließend soll auch bei trapezförmigen Texturen die Festkörperreibung betrachtet werden, deren statistische Auswertung Bild 5.33 zeigt. Der Mittelwert der relativen Reibungszahl sinkt, über alle Simulationen betrachtet, gegenüber den gaußförmigen Texturen leicht. Überraschenderweise hat aber keiner der beiden Flankenwinkel einen signifikanten Effekt auf die Änderung der Festkörperreibung, lediglich SRR , $S_{a,\text{rel}}$ und S_d weisen diesen auf. In Hinblick auf die zuvor ermittelten ungünstigen Auswirkungen bei steilen Texturflanken sollte hier also, vor allem bei der führenden Flanke, ein eher gemäßigter Winkel angestrebt werden. Die Verläufe der Haupteffektdiagramme der anderen Parameter mit signifikanter Effektstärke ähneln dabei denen der gaußförmigen Texturen, haben aber eine größere Steigung, ihr Haupteffekt ist also stärker ausgeprägt. Wie bereits bei den bisher untersuchten trapezförmigen Texturen betrachteten Zielgrößen spielt auch hier das Gleit/Roll-Verhältnis eine zentrale Rolle. Sowohl als Haupteffekt als auch in zwei der drei Wechselwirkungsterme beeinflusst es entscheidend die Reibung. Auch bei trapezförmigen Texturformen ist ein möglichst hoher negativer

Schlupf für die Entfaltung einer Reibungsreduzierung essentiell, wohingegen ein Rollen oder positiver Schlupf diesen Effekt gegen Null gehen lässt. Ebenso trägt zur Reduzierung eine tiefere Textur bei, deren Parameter den nächstgrößeren Effekt besitzt. Im Hinblick auf den Abstand der Texturen ist eine kurze Abfolge dieser günstig, so dass im betrachteten Zeitraum ein möglichst hoher Texturanteil besteht. Eine gegenseitige Beeinflussung direkt aufeinanderfolgender Texturen wirkt sich somit offensichtlich nicht negativ aus. In der Summe ergibt sich so ein zu den gaußförmigen Texturen sehr ähnliches Verhalten, wenn man hierzu in Bild 5.29b) alle mit den Kennzahlen M und L verknüpften Terme entfallen lässt.

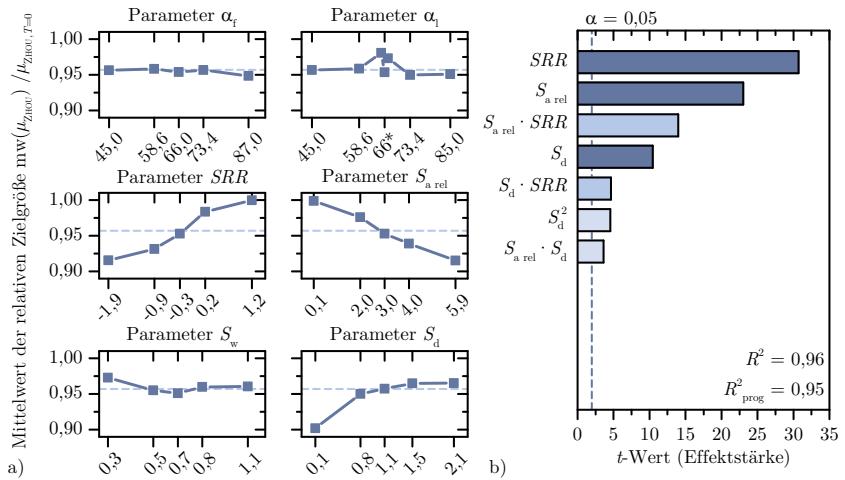


Bild 5.33: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der Reibungszahl des kontaktmechanischen Reibungsanteils bei trapezförmigen Mikrotexturen im infiniten Linikontaktekt; * bei Parameter α_1 verweist auf nicht konvergierte Simulationen einzelner Faktorstufen, deren Ergebnisse mit leicht veränderten Winkeln in die Modellbildung eingeflossen sind (Werte siehe Tabelle A.2)

5.7 Gaußförmige Mikrotexturen im finiten EHD-Linikontaktekt

Die bisherigen Simulationen sind von einem unendlich langen, infiniten Linikontaktekt ausgegangen. In realen Tribosystemen ist jedoch die Länge der Linikontaktekte begrenzt. An den beiden Enden des Kontaktes kommt es dann zu zusätzlichen Einschnürungen (siehe z. B. [358]), wie dies auch die Berechnungsergebnisse in Bild 5.8b) und Bild 5.9b) für einen Punktkontakt gezeigt haben. Diese Einschnürungen am seitlichen Rand bilden häufig die minimale Schmierspalthöhe des Kontaktes. Zudem ist am Kontakttrand die Bildung von Druckspitzen möglich, vor allem als Kantenpressung, wenn

der Linienkontakt nicht ballig (ballig bedeutet meist logarithmisch) ausgeführt ist. Die laterale Ausdehnung dieses Randbereiches ist aber, im Verhältnis zur Kontaktfläche, meist klein. Beispielweise liegt beim Nockenspitzen/Stößel-Kontakt ein Faktor 200 zwischen Breite (ca. 0,05 mm) und Länge (ca. 10 mm) des Kontaktes. Der Randbereich repräsentiert somit nur einen einstelligen Prozentbereich der Kontaktfläche. Der kleine Fehler durch eine Betrachtung infiniter Kontakte kann daher bei glatten Oberflächen häufig in Kauf genommen werden. Werden Mikrotexturen berücksichtigt kann es in deren Umgebung zusätzlich zu lokalen, außerhalb der Betrachtungsebene infiniter Kontakte liegenden Effekten kommen. Beispielsweise sei hierzu auf die in Abschnitt 2.2.3 genannten Ergebnisse für Rollkontakte in [169, 170] verwiesen. Daher wird in einer abschließenden Simulationsstudie ein finiter Linienkontakt betrachtet und dazu ein Ausschnitt des zentralen Kontaktbereiches berechnet. Ein Schemabild zeigt hierzu Bild 5.34. Der Randbereich mit seinem komplexeren Spaltprofil wird somit vernachlässigt, er spielt aber bezogen auf die gesamte Kontaktfläche eine untergeordnete Rolle.

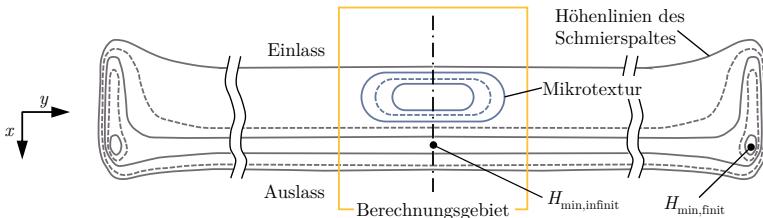


Bild 5.34: Schemabild eines finiten Linienkontakte (Länge gegenüber Nocken/Stößel-Kontakt stark verkürzt) mit Höhenlinien des Schmierspaltes (grau) und linienförmiger Mikrotexture (blau)

Die linienförmigen Texturen mit gaußförmigem Querschnitt nach Gleichung 5.8 besitzen die in Tabelle 5.5 zusammengefassten Parameterwerte. Darüber hinaus wird in der Studie der Schlupfzustand des Kontaktes variiert. Breite und Länge der Texturen sind so gewählt, dass runde oder längliche Formen resultieren, wobei die Orientierung der länglichen Texturen grundsätzlich quer zu Bewegungsrichtung ausfällt. Die Texturtiefe deckt den aus der Studie infiniter Kontakte mit gaußförmigen Texturen bekannten Bereich ab, das Gleiche gilt für die SRR -Werte. Die Werte der Last- M und Viskositätskennzahl L entsprechen wiederum denen der thermischen und nicht-newtonischen Studie aus Abschnitt 5.3 und folgen damit den bisherigen Erkenntnissen, dass vor allem kleine M -Werte und große L -Werte für texturierte Kontakte anzustreben sind.

Die Auswertung der Simulationen bezüglich der relativen, zentralen Schmierspalthöhe zeigt Bild 5.35. Auch bei einem zweidimensionalen Kontakt ist der größte Effekt der Texturtiefe zuzuordnen, deren Anstieg hier ebenfalls das zeitliche Mittel der zentralen Schmierspalthöhe anwachsen lässt. Für die Texturbreite, als zweitgrößter Effekt, ist das Verhalten im Haupteffektdiagramm sowohl qualitativ als auch quantitativ sehr gut mit

den Ergebnissen der infiniten Studie gaußförmiger Texturen vergleichbar. Möglicherweise käme es deshalb oberhalb der gewählten Parameter wieder zu einem Abfall von $H_{c,rel}$, worauf der quadratische Term bereits hindeutet. Am schwächsten und etwa gleich groß sind die Effekte der Texturlänge und des Gleit/Roll-Verhältnisses. Bei beiden ist eine leichte Verringerung von $H_{c,rel}$ mit steigenden Werten zu erkennen.

Tabelle 5.5: Parameterwerte der Studie III mit flächigen, gaußförmigen Mikrotexturen im finiten Linikontakte; Werte auf 2 Nachkommastellen gerundet; $M = 8,8$ und $L = 7,8$; $S_d = 1,1$

Parameter	$-\alpha_{\text{Stern}}$	-1	0	+1	$+\alpha_{\text{Stern}}$
S_w	0,10	0,33	0,50	0,67	0,90
S_l	0,50	0,80	1,00	1,21	1,50
$S_{a,rel}$	1,68	6,50	10,00	13,50	18,32
SRR	-1,90	-1,00	-0,35	0,30	1,20

Betrachtet man die statistische Auswertung des Minimums der minimalen Schmierspalthöhe in Bild 5.36, so fällt zunächst die Abnahme dieser Zielgröße mit der Zunahme sowohl der Texturbreite als auch -länge auf. Beide Parameter stellen auch die größte Effektstärke. Bei der Texturbreite ergibt sich dadurch ein zur infiniten Betrachtung verändertes Verhalten, bei der es bereits ab $S_w = 0,7$ wieder zu einem Anstieg in $H_{\min,rel}$ kam. Der Einfluss der Texturlänge unterstreicht, dass eine eindimensionale Betrachtung nicht alle Effekte von Mikrotexturen berücksichtigt. Der Einfluss der Texturtiefe ist hingegen zum infiniten Fall unverändert. War der Einfluss des Gleit/Roll-Verhältnisses zuvor noch signifikant, so ist er es nun nicht mehr und der SRR -Wert führt bei einem Anstieg allenfalls zu einer schwachen Abnahme von $H_{\min,rel}$.

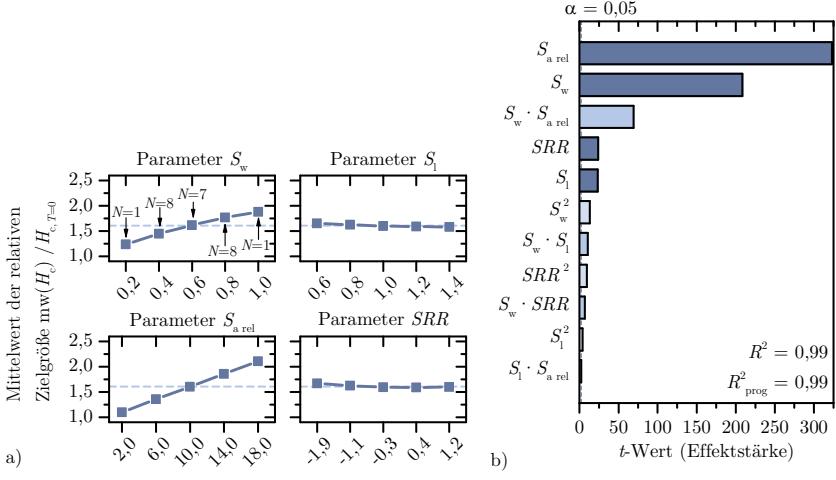


Bild 5.35: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der zentralen Schmierspalthöhe bei gaußförmigen Mikrotexturen im finiten Linikontakte

Das zeitliche Maximum des maximalen Schmierdruckes, siehe Bild 5.37, zeigt einen etwa um den Faktor zwei niedrigeren Mittelwert als bei der Studie infiniter Linienkontakte mit gaußförmigen Texturen. Das Niveau entspricht dem niedrigeren M -Wert, ist aber kleiner, als dies der Wert des Viskositätsparameters L aus den infiniten Ergebnissen erwarten lassen würde. Bei der zweidimensionalen Betrachtung des Linienkontakte scheint sich somit der Parameter L nicht so stark auszuwirken, was aber einer gesonderten Untersuchung bedarf und nicht allein aus einem L -Wert sicher abgeleitet werden kann. Ansonsten zeigen auch bei der Betrachtung des finiten Kontaktausschnittes das Gleit/Roll-Verhältnis, die Texturbreite und die Texturtiefe signifikante Effekte. Die Texturlänge hingegen erscheint nicht im PARETO-Diagramm. Interessanterweise war dies bei $H_{\min,\text{rel}}$ noch anders. Der Druckanstieg scheint somit, wie bei einer infiniten Betrachtung, im Zusammenhang mit dem Übergang des Spaltverlaufes aus der Textur oder in die Textur zu stehen. Der SRR -Wert ist nun mit dem stärksten Effekt vertreten, wohingegen er bei einer infiniten Betrachtung an dieser Stelle noch als Wechselwirkung mit der Texturbreite auftrat. Der Verlauf bei SRR ist den Ergebnissen der infiniten Analyse sehr ähnlich, zeigt nur keinen Abfall bei größerem positiven Schlupf. Das Verhalten gegenüber der Texturbreite ist im untersuchten Wertebereich bei einer Betrachtung finiter und infiniter Kontakte vergleichbar, gegenüber der Texturtiefe zeigt sich hingegen ein eher gegensätzlicher Verlauf. Führten tiefe Texturen zuvor zu hohen Druckspitzen, so zeigen sie jetzt tendenziell die niedrigsten relativen Druckmaxima.

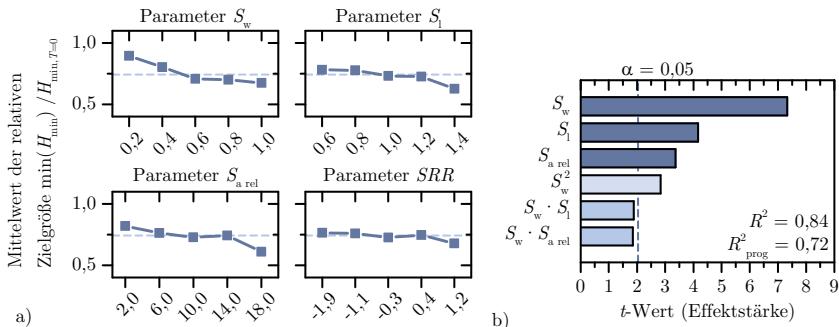


Bild 5.36: Einfluss der Faktoren auf das relative Minimum der minimalen Schmierspalthöhe bei gaußförmigen Mikrotexturen im finiten Linienkontakt

Den Abschluss bildet auch hier die Analyse der relativen Reibungszahl des kontaktmechanischen Reibungsanteils, Bild 5.38. Im PARETO-Diagramm lassen sich zunächst aus der Regressionsanalyse bestimmte, signifikante Effekte der Texturbreite, -tiefe und -länge sowie des Gleit/Roll-Verhältnisses ablesen. Ein Blick auf die Haupteffektdiagramme offenbart aber, dass die Änderung der Reibungszahl nicht einmal einen einprozentigen Unterschied aufweist. Um eine mögliche Erklärung hierfür zu finden, soll der

Verlauf des flächigen Schmierspaltes genauer analysiert werden. Hierdurch soll der Unterschied zwischen infiniten und finiten Kontakten deutlicher hervortreten.

Für die detailliertere Analyse werden die Simulationspunkte SP19 und SP20 als Vertreter einer runden und einer länglichen Texturform verwendet. In Ergänzung zur bereits diskutierten Simulationsstudie werden hierzu noch zusätzliche Simulationen dieser beiden Simulationspunkte mit erhöhtem $L = 13,5$ und in der Folge leicht gesunkenem $M = 5,5$ verglichen. Zudem ist das Gleit/Roll-Verhältnis mit $SRR = -1,9$ auf den Maximalwert dieser Studie erhöht, da sich dies auch in der dritten Studie am günstigsten im Hinblick auf Schmierspalt und Reibung gezeigt hat. Bei den zusätzlichen Simulationen entspricht die Tiefe der Texturen im einen Fall den vorherigen Werten (SP19.1, SP20.1) bzw. wird in einem zweiten Fall auf nur noch das Zweifache der zentralen Schmierspalthöhe des glatten Kontaktes reduziert (SP19.2, SP20.2).

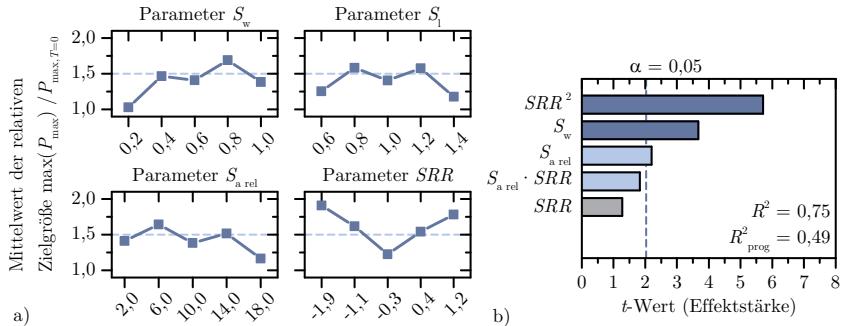


Bild 5.37: Einfluss der Faktoren auf das relative Maximum der maximalen Schmierspalthöhe bei gaußförmigen Mikrotexturen im finiten Linienekontakt

Für den Zeitpunkt, zu dem der dritte Texturdurchlauf die Mitte des Kontaktes erreicht hat, sind für die sechs Vergleichsfälle die zweidimensionalen Schmierspaltprofile in Bild 5.39 aufgetragen. Der Kontakteneintritt befindet sich jeweils links, der Kontakttausritt mit der Spalteinschnürung des glatten Kontaktes rechts. Die Mikrotexturen erfahren eine Bewegung durch den Kontakt von links nach rechts. Durch den unterschiedlichen Farbeindruck ist zunächst die durch den veränderten L -Wert in den vier zusätzlichen Berechnungen erhöhte Schmierfilmdicke deutlich zu erkennen. Darüber hinaus lassen sich aber vielmehr lokale Veränderungen beschreiben.

Zunächst werden nur die Simulationspunkte 19 und 20 betrachtet. Vor den Mikrotexturen (rechts) bildet sich eine Kontakt einschnürung aus, die sich im Falle der linienförmigen Texturen sogar hinter dieser, in schwächerer Form, wiederholt. Dies entspricht den aus den infiniten Simulationen gewonnen Erkenntnissen. Neu hinzukommt, im Vergleich zu den Berechnungen infiniter Kontakte, ein am seitlichen Rand der Texturen (unten und oben) auftretendes Areal mit reduziertem Schmierfilm. In der Summe

bildet sich so eine vor und seitlich der Textur verlaufende, hufeisenförmige Einschnürung. Weiterhin waren in Simulationen infiniter Kontakte mit negativem Schlupf bisher meist den Texturen nachfolgende Spaltaufweitungen aus Schleppeffekten zu finden. Diese fehlen in beiden Fällen jedoch. In der Folge kommt es also nur an der Position der Textur selbst zu einer Spaltaufweitung, um die Textur herum aber zu einem ausgedehnten Bereich mit reduziertem Schmierspalt. Eine eindimensionale Betrachtung vernachlässigt also vor allem die auf Höhe der Mikrotexturen unterhalb und oberhalb dieser befindlichen Bereiche mit reduziertem Schmierfilm. In der Summe kann dies dazu führen, dass sich Bereiche mit vergrößertem und verkleinertem Schmierspalt bei der Bestimmung des Festkörperreibungskraftanteils gegenseitig kompensieren.

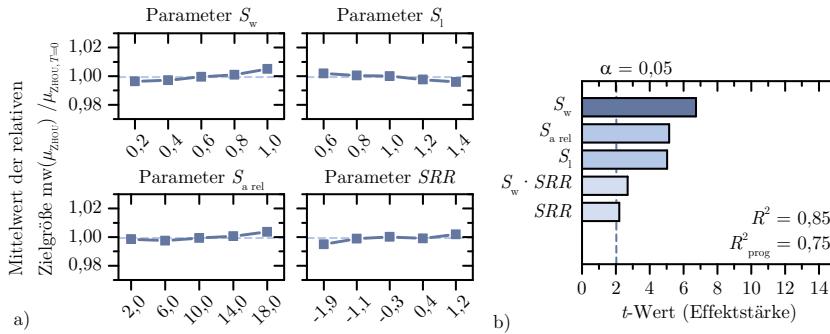


Bild 5.38: Einfluss der Faktoren auf den relativen Mittelwert der Reibungszahl des kontaktmechanischen Reibungsanteils bei gaußförmigen Mikrotexturen im finiten Linienkontakt

Im Falle der Simulationen mit erhöhter Viskositätskennzahl und mehr Schlupf in Bild 5.39c) bis f) ist die aus infiniten Linienkontakten bekannte Spaltaufweitung hinter den Texturen vorhanden. Die Höhe dieser Aufweitung ist bei kreisförmigen Texturen größer, als bei linienförmigen. Ihre laterale Ausdehnung hingegen ist proportional zur Texturfläche und damit bei linienförmigen Texturen größer. Zudem ist die den Texturen nachfolgende Spaltaufweitung, im konkreten Beispiel und durch den gewählten Texturabstand, so ausgeprägt, dass sie im zentralen Kontakt noch nachwirkt, selbst wenn die Textur den Kontaktbereich bereits verlassen hat. Es handelt sich hierbei um den rechts vor der aktuellen Textur befindlichen Bereich mit Schmierspaltaufweitung, der abschnittsweise sogar die Kontakt einschnürung des glatten Kontaktes vermindert.

Im direkten Vergleich von Bild 5.39a) und c) sowie Bild 5.39b) und d) ist mit den vorgangenen Ausführungen somit bei zweidimensionaler Betrachtung ein noch wichtigerer Einfluss von Viskositätskennzahl und negativem Schlupf festzustellen als bei eindimensionaler. Zudem ist eine zusätzliche seitliche Einschnürung zu beobachten. Ein weiterer Unterschied ist im Hinblick auf die Texturtiefe vorhanden. Bei einer Betrachtung infiniter Kontakte verhalten sich immer tiefere Texturen (im betrachteten Para-

meterbereich) günstiger auf den Schleppeffekt und die zentrale Schmierspalthöhe als flachere. Nutzt man für den Vergleich deshalb, in Anlehnung an eine Betrachtung infi- niter Kontakte, zunächst nur die Schnittebene bei $Y = 0$, wie dies auch die Auswertung von H_c in Bild 5.40 zeigt, so ist das Verhalten auch hier zutreffend. Sowohl in der flä-

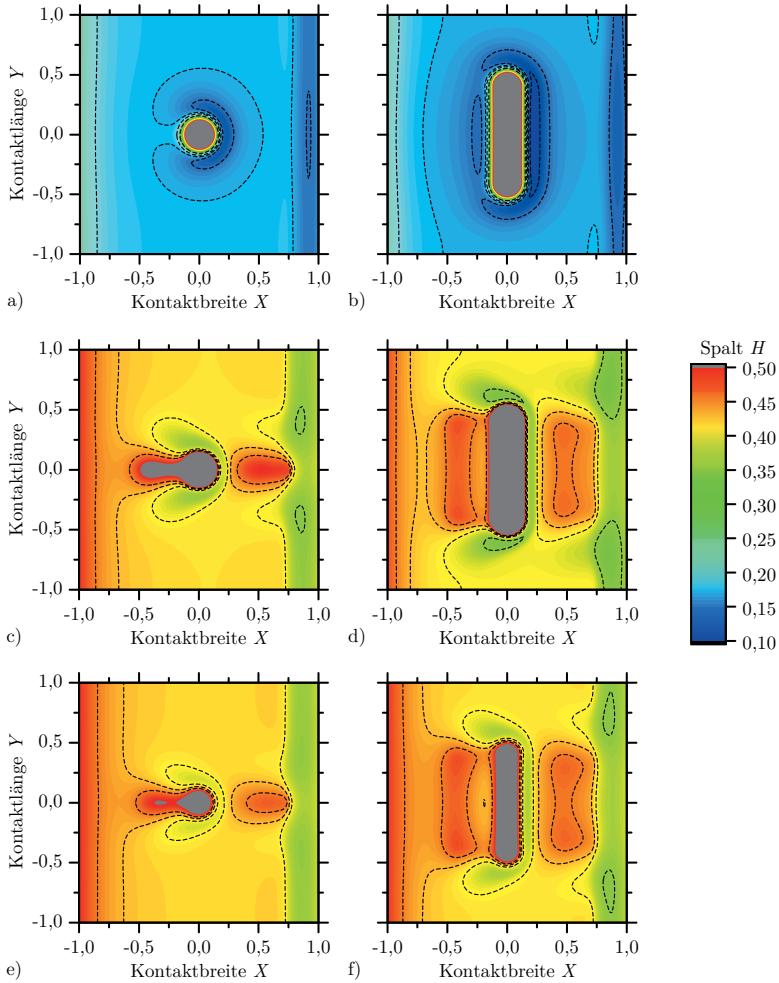


Bild 5.39: Vergleich des Schmierspaltprofils für a) SP19 und b) SP20 der Simulationsstudie flächiger, gaußförmiger Mikrotexturen mit $SRR = -0,35$, c) SP19.1 und d) SP20.1 mit identischer Geometrie aber $M = 5,5$, $L = 13,5$ und $SRR = -1,9$, e) SP19.2 und f) SP20.2 mit reduzierter Tiefe der Texturen von $S_{a,rel} = 2$ sowie $M = 5,5$, $L = 13,5$ und $SRR = -1,9$; graue Bereiche überschreiten die gewählte Höhenskala, Strichlinien markieren Höhenlinien

chigen Analyse (Bild 5.39) als auch im zeitlichen Verlauf (Bild 5.40) ist die Aufweitung durch eine tiefere Textur an der Position der Textur selbst als auch bei der ihr nachfolgenden Schmierstoffblase größer. Der kleinste Spaltwert im Verlauf von H_c bleibt hier-von zudem nahezu unberührt. Interessant ist jedoch, dass die Höhe der Aufweitung mit der Ausdehnung der Textur in Längenrichtung zusammenhängt. Kreisförmige Texturen zeigen somit einen größeren Anstieg, als dies bei länglichen Texturen der Fall ist. In Bild 5.35 war dies auch bereits als schwacher Haupteffekt in der Simulationsstudie zu erkennen. Dehnt man die Betrachtung von der Symmetrieebene auf die Bereiche außerhalb dieser aus, so ist zu erkennen, dass die Einschnürungen am Rand der Texturen von der Texturtiefe abhängig sind und mit dieser zunehmen. Gerade bei länglichen Texturen unterscheidet sich die zusätzliche Aufweitung aus Schleppeffekten zwischen der Textur mit $S_{a,\text{rel}} = 2$ und der mit $S_{a,\text{rel}} = 10$ kaum (ähnliche Farbverteilung in Bild 5.39d) und f). Die Einschnürung seitlich der Texturen und auch am Kontaktaus-tritt hingegen ist bei tieferen Texturen stärker ausgeprägt. Im Hinblick auf die optimale Texturtiefe kann man daher gerade bei länglichen Texturen von einer Grenztiefe sprechen, ab der die die Schmierspalthöhe verkleinernden Effekte an Relevanz zunehmen. Dies ist auch anhand der statistischen Auswertung in Bild 5.36 nachvollziehbar. Die flacheren, länglichen Texturen haben somit eine vergleichbare Spaltaufweitung zur Folge, begrenzen aber die negativen Spalteinschnürungen auf ein kleineres Maß.

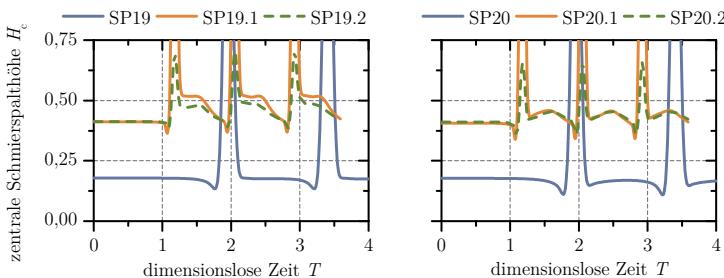


Bild 5.40: Verlauf der zentralen Schmierspalthöhe H_c über der dimensionslosen Zeit

Durch die im Falle der zusätzlichen Simulationen mit höherem L und mehr Schlupf vorhandenen Schleppeffekte ist zu erwarten, dass bei diesen auch wieder bei der Be-stimmung der Reibungszahl aus Festkörperreibung ein Reduzierungseffekt auftritt. Allerdings ist auch hier lediglich eine Änderung von etwa 2 % bei länglichen Texturen und ein unverändert minimale Abnahme bei kreisförmigen Texturen bestimmbare. Eine mögliche Erklärung liegt im durch das höhere L auch größeren Schmierspalt. In der Folge liegt hier bereits ein Verhältnisses aus Schmierspalt zu quadratischem Mittens-räuwert von $\Lambda \approx 1$ vor. Daher tritt bereits im Kontakt ohne Texturen weniger Misch-reibung auf. Das der Effekt bei kreisförmigen Texturen noch geringer ausfällt liegt ver-mutlich an der gegenüber linienförmigen Texturen kleineren Fläche, an der es zu einer

Änderung im Schmierspalt bedingt durch die Texturen kommt. Weiterhin ist das Modell zur Bestimmung des kontaktmechanischen Reibungsanteils mit einigen Vereinfachungen verbunden. In einer Weiterführung der vorgestellten Arbeiten sollte daher gerade diesem Aspekt nochmals mehr Aufmerksamkeit gewidmet werden.

5.8 Diskussion der Ergebnisse

Die drei Simulationsstudien haben für unterschiedliche Kontakt- und Texturparameter auch verschiedene Wirkungen auf die Ausbildung des Schmierspaltes offenbart. Diese sollen hier kurz zusammengefasst und ein Vergleich mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen am Nocken/Stöbel-Kontakt durchgeführt werden.

Vor allem ein möglichst hoher Schlupfanteil, bei der die texturierte Oberfläche schneller bewegt wird als die untexturierte, spielt eine entscheidende Rolle für einen positiven Einfluss von Mikrotexturen bei EHD-Kontakten. Dies steht in Einklang mit einer früheren Studie zu mikrotexturierten EHD-Roll-Kontakten, bei der hauptsächlich eine Verschlechterung unter dem Einfluss der Mikrotexturen festgestellt wurde [11]. Die Notwendigkeit eines hohen Schlupfes schränkt in der Folge die sinnvolle Anwendung der Texturierung auf bestimmte tribologische Kontakte ein. Ein Beispiel hierfür ist der, als Demonstrator in dieser Arbeit verwendete, Nocken/Stöbel-Kontakt, bei dem im Kontaktzustand der Nockenspitze die Oberflächengeschwindigkeit des Nockens gegen Null geht und die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit fast vollständig aus der Gleitbewegung und damit der Oberflächengeschwindigkeit des texturierten Tassenstöbels resultiert. Dies bedeutet in der Konsequenz, dass sich der Wert für $SRR -2$ annähert und damit eine gute Übereinstimmung mit dem Maximalwert der Simulationen, der in allen drei Simulationsstudien die geringste Reibung und den bestmöglichen Schmierfilmaufbau liefert. Darüber hinaus hat sich in den Simulationen ein niedriger Wert des Lastparameters M als wesentliche Voraussetzung für den sinnvollen Einsatz von Mikrotexturen gezeigt. Bei höher belasteten Kontakten verschwindet der positive Einfluss der Texturen auch bei schlupfbefahrteten Kontakten nahezu vollständig. Zudem können bei höheren Lasten die durch die Texturen hervorgerufenen Druckspitzen schneller für den Werkstoff schädigungsrelevante Höhen erreichen, was in den bisherigen Studien aber ausgeklammert wurde. Auch unter diesem Aspekt stellt der Nocken/Stöbel-Kontakt einen der wenigen EHD-Kontakte dar, der diese Anforderungen erfüllt. Von den betrachteten Kontaktparametern verbleibt noch die Viskositätskennzahl L . Ist ihr Effekt auf den Schmierspalt zunächst vergleichsweise klein, zeigt sich gerade im Hinblick auf die Reduzierung der Festkörperreibung ein nennenswerter Einfluss. Auch bei der Simulation finiter Linienkontakte war die Anforderung nach einem ausreichend großen L -Wert zu erkennen, ohne den die Spaltaufweitung durch Schleppeffekte nicht oder nur vermindert auftrat. Die ebenfalls bestimmten Auswirkun-

gen auf den maximalen Schmierfilmdruck durch die erhöhte Viskosität sollten dabei nicht überschätzt werden, da die Untersuchungen mit thermischen und nicht-newtonischen Effekten vor allem im Bereich der Druckmaxima eine starke Abschwächung gezeigt haben. Ein Vergleich mit Experimenten ist aufgrund der in allen Versuchen identischen Temperatur im Ölaggerat und dem Einsatz eines reinen Mineralöles ohne Additive bisher jedoch nicht möglich, eine Untersuchung bietet sich daher für zukünftige Arbeiten an.

Im Hinblick auf die Textureometrie ist, über alle Studien hinweg, der Texturtiefe die größte Bedeutung zuzumessen. Zeigen bei infiniten Linienkontakten immer tiefere Texturen ein günstigeres Verhalten auf die zentrale Schmierfilmhöhe und die Reibung und nur ein ungünstigeres auf die minimale Schmierspalthöhe, so muss bei der flächigen Betrachtung auch im seitlichen Randbereich der Texturen ein den Schmierspalt reduzierendes Verhalten mit zunehmender Tiefe festgestellt werden. Eventuell kann im seitlichen Randbereich der Spalteinschnürung, wie nachfolgend bei trapezförmigen Texturen ausgeführt, ein möglichst flacher Auslauf der Texturen hilfreich sein. Bezüglich der Texturtiefe ist somit aus den durchgeführten Simulationen von einer begrenzten Texturtiefe bis zum wenigen Vielfachen des Schmierspaltes auszugehen, die einen guten Kompromiss aus Spaltaufweitungen und -einschnürungen darstellt. Die Versuche haben jedoch auch bei Werten über dem zehnfachen der (theoretisch erwarteten) Schmierspalthöhe eine Reibungsreduzierung ergeben. Eventuell ist der Einfluss der Spaltaufweitung durch die Texturen größer einzuschätzen, als die lokale Spalteinschnürung am Rand. Hierzu sind jedoch, vor allem bei der Modellgüte zur Bestimmung der Reibungskräfte, weitere Arbeiten notwendig. Das bisher verwendete, vereinfachte Reibungskraftmodell des kontaktmechanischen Reibungsanteils, welches ausschließlich den Anteil der Festkörperreibungskraft durch einen Exponentialansatz berücksichtigt, ist hierfür nicht ausreichend.

Die Texturbreite besitzt vor allem bei einem Wert in der Größe der hertzschen Breite ein günstiges Maß. Einzige Ausnahme bildet der Minimalwert der Texturbreite, der aber gleichbedeutend mit einer kaum vorhandenen Textur ist. Die Texturen in den Versuchen sind demgegenüber etwas breiter, eine schmälere Ausführung könnte somit ggf. günstiger sein.

Beim Texturabstand lassen sich aus den Simulationen zwei günstige Szenarien identifizieren. Sowohl der minimale Abstand als auch ein Wert in der Größe der hertzschen Breite liefern in unterschiedlichen Zielgrößenanalysen gute Resultate. Aus den Simulationen in Abschnitt 5.7 ist zudem zu erkennen, dass sich die Texturen nur bis zum etwa doppelten ihrer Breite neben den Texturen auf den Schmierspalt auswirken. Dieser Einfluss sollte daher aufgrund der Abstände der Texturen in den Versuchen von untergeordneter Rolle und vor allem der Abstand in Bewegungsrichtung von Relevanz geprägt sein. Bei den Reibungsmessungen ist dennoch bei einer gewissen Nähe der Tex-

turen zueinander oder einem schrägen Versatz eine Interaktion der einzelnen Texturen durch die veränderten Reibungsverhältnisse zu vermuten. Es besteht hier ein klarer Trend zu gleichmäßig verteilten Texturen, deren Abstand hintereinander über dem doppelten der hertzschen Breite liegt, wohingegen enger aufeinanderfolgende Texturen der ersten Versuchsreihe etwas schlechter abschneiden. Die Texturanordnung sollte daher in zukünftigen Simulationsstudien mit aufgenommen werden.

Die Neigung der Texturflanken hat in den Simulationen nur teilweise einen signifikanten Effekt offenbart. Es ist hier vor allem auf eine nicht zu steile führende Flanke zu achten, da diese zu einem lokalen Zusammenbruch des Schmierfilms bzw. einem sehr kleinen minimalen Schmierspalt führen kann. Die hintere bzw. nachfolgende Texturflanke kann hingegen durchaus auch steil ausgeführt sein, eine Verstärkung der Effekte wie bei hydrodynamischen Kontakten ist damit aber nur in geringerem Maße verbunden. Die lasertexturierten Proben weisen dazu eher flache Texturflanken auf. Die beiden letztgenannten Punkte spielen hier somit wohl keine Rolle. Bei anderen Prozessparametern der Lasertexturierung oder auch anderen Texturierungsverfahren wie dem Mikroprägen können hingegen steilere Texturflanken resultieren. Dies sollte daher in weiteren experimentellen Untersuchungen gegenüber den Simulationsergebnissen verglichen werden.

In den Versuchen ist weiterhin eine klare Tendenz zu länglichen Texturen zu erkennen. Bei den Simulationen in Abschnitt 5.7 lässt sich diese jedoch höchstens als schwacher Effekt bei der Reibungszahl nachweisen. Deutlicher wird dies erst bei den Vergleichsbildern der Schmierspaltverläufe (Bild 5.39). Seitlich neben den Texturen ist immer eine Spalteinschnürung zu erwarten. Wird der Texturflächenanteil aus mehreren runden Texturen statt wenigen länglichen gebildet, steigt somit auch die Anzahl dieser Einschnürungen. Außerdem ist bei länglichen Texturen ein zusammenhängender Bereich der Spaltaufweitung aus dem Schleppeffekt zu erkennen, wohingegen mehrere nebeneinander liegende runde Texturen einen stetigen Anstieg und Abfall dieser Aufweitung bedeuten würden. Somit ist der Vorteil länglicher Texturen vermutlich in einer Reduzierung der Zonen mit Spalteinschnürung und einer Vergrößerung des Bereiches der Spaltaufweitung zu sehen. Für eine Bestätigung sind hierzu aber noch Simulationen mit einem konstanten Texturflächenanteil und verändertem Reibungsmodell notwendig.

Über alle Simulationen hinweg und selbst bei den günstigsten Parameterkombinationen ist letztlich aber immer eine Abnahme von H_{\min} zu beobachten. Dies erhöht die Gefahr einer Interaktion der Rauheitsspitzen des Wirkflächenpaars und kann dadurch zu einer Steigerung des Verschleißes oder auch einer oberflächennahen Werkstoffermüdung beitragen. Dies ist sowohl für die Simulation als auch die experimentellen Untersuchungen ein „weißer Fleck“, dem in zukünftigen Arbeiten durch eine geeignete Modellierung als auch durch Langzeitversuche Rechnung zu tragen ist.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der gestiegenen Anforderungen an Maschinenelemente und technische Systeme im Hinblick auf deren Energieeffizienz stehen, im Kontext der Tribologie, in den letzten Jahren vermehrt Methoden und Verfahren zur Reibungsreduktion im Fokus von Wissenschaft und Forschung. Neben einer Weiterentwicklung der Werkstoffe, Schmierstoffe und Additivkomponenten oder einer Beschichtung der Bauteile mit tribologischen Schichtsystemen hat sich dabei die gezielte Beeinflussung der Oberflächenfeintextur als probates Mittel etabliert. Zu unterscheiden sind bei der gezielten Erzeugung einer Oberflächenfeintextur Verfahren, die eine stochastisch verteilte aber gleichzeitig orientierte Riefenstruktur oder eine Vielzahl diskreter Mikrotexturelemente erzeugen. Beide erfordern eine Auslegung der Feintextur an die jeweilige Anwendung und an das vorliegende Beanspruchungskollektiv, unter Ausnutzung der individuellen strömungsmechanischen Mechanismen der mikroskopischen Oberflächenelemente. Der Fokus dieser Arbeit lag auf den diskreten Mikrotexturelementen. Diese haben bisher vor allem bei Gleitkontakten – Gleitlagern und artverwandten Tribosystemen wie dem Kolbenring/Zylinderlaufbahn-Kontakt – nachhaltigen Erfolg gezeigt. Eine detaillierte Betrachtung der Veröffentlichungen zur Wirkung von Mikrotexturen lieferte bei höher belasteten, elastohydrodynamischen Gleit/Wälz-Kontakten hingegen kein einheitliches Bild.

Aufgabe dieser Arbeit war es daher einen Beitrag zum besseren Verständnis der Wirkungsweise diskreter Mikrotexturelemente allgemein und in schlupfbefahfteten, elastohydrodynamischen Kontakten im Besonderen zu leisten sowie ihr Potential als Gestaltungselement zur Reibungsreduktion zu evaluieren. Ein Schwerpunkt lag dabei auf numerischen Untersuchungen und deren programmtechnischen Umsetzung. Daneben wurden aber auch Experimente durchgeführt. Beide Betrachtungsweisen haben dabei individuelle Erkenntnisse geliefert, die nachfolgend zusammengefasst werden.

Exemplarische Versuche an einem Nocken/Tassenstöbel-Tribosystem, als Vertreter der schlupfbefahfteten EHD-Kontakte, konnten den Beleg erbringen, dass auch bei diesen höherbelasteten Kontakten die Mikrotexturierung der Oberfläche eine Möglichkeit zur Reibungsreduzierung darstellt. Das als Demonstrator gewählte Tribosystem zeichnet sich dabei durch einen hohen Schlupfanteil aus. Zudem besitzt es in weiten Bereichen einen stark durch Mischreibung dominierten Reibungszustand, wie dies erste Messungen des Schmierungszustandes nachwiesen. Im günstigsten Fall konnte durch die Mikrotexturierung die Reibung um bis zu 18 % gegenüber einer polierten Referenzprobe reduziert werden. Allerdings musste bei einer ersten Betrachtung des Einlaufverschleiß-

ßes dessen nicht zu vernachlässigende Ausprägung erkannt werden, was als wichtiger zukünftiger Untersuchungsgegenstand im Ausblick aufgegriffen werden muss.

Um mittels einer „numerischen Lupe“ Einblicke in den zuvor experimentell betrachteten EHD-Kontakt und die dort stattfindenden Vorgänge zu ermöglichen wurde ein Simulationsmodell des elastohydrodynamischen Kontaktes entwickelt. Dazu wurde, abweichend von der weit verbreiteten Herangehensweise eigenentwickelter Programm-codes und sequentieller numerischer Lösungsalgorithmen, auf kommerzielle FE-Software und einen voll-gekoppelten Lösungsansatz [296] gesetzt. Dieser wurde dazu auf transiente Problemstellungen und mikrotexturierte Kontakte erweitert und die prinzipielle Eignung hierfür nachgewiesen. In allen Vergleichen mit Literaturergebnissen zeigten sich gegenüber dem entwickelten Modell nur geringe Abweichungen, deren Ursache mit dem gewählten numerischen Ansatz begründet werden konnte. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass bei texturierten EHD-Kontakten kein masseerhaltendes Kavitations-modell zur numerisch adäquaten Lösung des Schmierungsproblems notwendig ist, sondern mit ausreichender Genauigkeit auf rechenzeiteffizientere Verfahren wie die Penalty-Methode zurückgegriffen werden kann.

An die Validierung schlossen sich verschiedene Simulationsstudien an. Vor allem die gezielte Untersuchung im Simulationsmodell, sowohl von einzelnen Einflussparametern mit einem flexiblen und breiten Wertebereich als auch eine getrennte Betrachtung einzelner physikalischer Effekte – beispielhaft das nicht-newtonscche Fließverhalten und die thermischen Effekte – zeigten sich dabei gegenüber einer traditionell experimentell getriebenen Methodik mit ihrem Zeit- und Fertigungsaufwand als vorteilhaft. Im Rahmen einer ersten Studie wurde der Einfluss des Schlupfes, nicht-newtonsccher Fluideffekte sowie der thermischen Erwärmung betrachtet. Die weiteren Simulationsstudien befassten sich vor allem mit der Form und dem Abstand der Texturen. Durch die Texturen kam es in allen betrachteten Fällen zu einer lokalen Reduktion des Schmierspaltes. Bei einem großen negativen Schlupf – die texturierte Oberfläche bewegt sich schneller als die glatte – traten aber auch vermehrt spaltvergrößernde Effekte auf und die negativen Reduktionen waren im zeitlichen Mittel am geringsten ausgeprägt. Dies war in Summe auch für die Reibung am günstigsten. Die nicht-newtonscche und thermischen Betrachtungen offenbarten eine Verschiebung des Schmierspaltniveaus zu kleineren Werten und eine Dämpfung der Druckspitzen. Für relative Vergleiche konnte damit der Schluss abgeleitet werden, dass hierfür zunächst ein newtonsccher und isothermer Ansatz ausreichend ist, solange die Fluidscherreibung nicht ausgewertet wird. Im Hinblick auf die Belastung konnten positive Effekte der Texturen vor allem bei niedrigen Lastkennzahlen M erreicht werden. Demgegenüber war aber eine ausreichend hohe Viskositätskennzahl L notwendig um positive Veränderungen zu registrieren. Bei der Form der Texturen konnten wiederum günstige Verhältnisse der Abmessungen gegenüber der Kontaktgeometrie identifiziert werden.

In Summe konnte somit durch die numerische Lupe in Form eines Berechnungsmodells mikrotexturierter EHD-Kontakte erfolgreich ein tiefergehender Einblick in die Wirkungsweisen von diskreten Texturelementen in schlupfbefestigten EHD-Kontakten gewonnen werden. Gleichwohl haben sich in den Simulationsergebnissen und den Versuchen im Nocken/Stöbel-System, auch Ansätze für weitergehende Forschungen eröffnet, die nachfolgend aufgeführt sind.

Im Hinblick auf das Simulationsmodell ist dabei zukünftigen Arbeiten vorrangig einem genaueren Reibungskraftmodell Aufmerksamkeit zu schenken, da vor allem bei Untersuchungen finiter Linienkontakte hier ein Verbesserungspotential identifiziert werden konnte. Des Weiteren sollte auch dem fluidmechanischen Reibanteil, der in dieser Arbeit vernachlässigt wurde, eine Prüfung seiner Bedeutung zuteilwerden. Darüber hinaus können thermische und nicht-newtonische Effekte exemplarisch auch bei flächigen Kontakten betrachtet werden und damit die Erkenntnisse der infiniten Kontaktstudien bestätigt oder widerlegt werden. Für zukünftige Simulationsstudien mikrotexturierter EHD-Kontakte sollte auf traditionelle Versuchspläne und den dazugehörigen einfacheren, meist polynominalen Regressionsmodellen verzichtet werden, da diese in dieser Arbeit häufig eine vergleichsweise geringe Prognosefähigkeit, sprich niedriges R^2_{prog} , aufwiesen. Besser geeignet sind vermutlich die auf Simulationsstudien abgestimmten Versuchspläne wie das Latin-Hypercube-Sampling (LHS) und aufwändigere Modelle wie das „Metamodel of Optimal Prognosis“ (MoP). Beides verspricht die Möglichkeit die komplexen Zusammenhänge mikrotexturierter EHD-Kontakte besser abzubilden und alle vorhandenen Effekte ausreichend zu berücksichtigen.

Bei versuchstechnischen Untersuchungen schließlich bieten sowohl der Einfluss einer variierten und ggf. von der Scherrate abhängigen Viskosität sowie die Messung des Schmierungszustandes beim Einsatz texturierter Stöbel die Möglichkeit eines vertiefenden Abgleichs zu den bisherigen und weiterführenden Simulationsergebnissen. Zudem sollte dem Verschleiß der Bauteiloberflächen und damit auch der Mikrostrukturen eine tiefergehende Betrachtung zu Teil werden. Im Hinblick auf den Verschleiß seien hierbei tribologische Hartstoffschichten als Verschleißschutz genannt, die zudem in Kombination mit den Texturen zu einer zusätzlichen Reduktion der Reibung beitragen können.

Anhang - Berechnungsergebnisse der Simulationsstudien

Tabelle A.1: Studie I: Gaußförmige Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt; bei den angegebenen Ergebnissen handelt es sich um auf $T = 0$ bezogene relative Werte des zeitlichen Mittelwertes von H_c , des Minimums von H_{\min} , des Maximums von P_{\max} und des Mittelwerts von μ_{Zhou} ; alle Ergebnisse auf vier Dezimalstellen gerundet

SP	M	L	SRR	$S_{a,\text{rel}}$	S_w	S_d	H_c	H_{\min}	P_{\max}	μ_{Zhou}
1	28,15	4,18	-0,90	6,50	0,68	0,75	1,4550	0,3911	1,5887	0,9336
2	57,85	4,18	-0,90	6,50	0,68	0,75	1,3054	0,4085	1,5075	0,9876
3	28,15	7,22	-0,90	6,50	0,68	0,75	1,5093	0,3255	2,6271	0,8998
4	57,85	7,22	-0,90	6,50	0,68	0,75	1,3603	0,2935	2,0540	0,9162
5	28,15	4,18	0,20	6,50	0,68	0,75	1,3315	0,4110	2,2613	0,9755
6	57,85	4,18	0,20	6,50	0,68	0,75	1,1825	0,5095	2,9025	0,9957
7	28,15	7,22	0,20	6,50	0,68	0,75	1,3760	0,4443	6,2996	0,9675
8	57,85	7,22	0,20	6,50	0,68	0,75	1,2209	0,4863	4,7348	0,9778
9	28,15	4,18	-0,90	13,50	0,68	0,75	2,1287	0,3117	1,8293	0,9120
10	57,85	4,18	-0,90	13,50	0,68	0,75	1,9221	0,1793	1,9574	0,9757
11	28,15	7,22	-0,90	13,50	0,68	0,75	2,2271	0,2713	4,2473	0,8741
12	57,85	7,22	-0,90	13,50	0,68	0,75	2,0071	0,1668	2,6800	0,8667
13	28,15	4,18	0,20	13,50	0,68	0,75	1,9592	0,2800	1,9098	0,9606
14	57,85	4,18	0,20	13,50	0,68	0,75	1,6878	0,3167	5,0216	0,9889
15	28,15	7,22	0,20	13,50	0,68	0,75	2,0324	0,3165	6,4798	0,9596
16	57,85	7,22	0,20	13,50	0,68	0,75	1,7708	0,3147	7,7469	0,9582
17	28,15	4,18	-0,90	6,50	0,68	1,45	1,3732	0,4035	1,5864	0,9508
18	57,85	4,18	-0,90	6,50	0,68	1,45	1,2517	0,4118	1,4465	0,9907
19	28,15	7,22	-0,90	6,50	0,68	1,45	1,4166	0,3445	2,3538	0,9255
20	57,85	7,22	-0,90	6,50	0,68	1,45	1,2969	0,2961	1,9402	0,9373
21	28,15	4,18	0,20	6,50	0,68	1,45	1,2647	0,4139	2,2356	0,9825
22	57,85	4,18	0,20	6,50	0,68	1,45	1,1411	0,5130	2,9474	0,9969
23	28,15	7,22	0,20	6,50	0,68	1,45	1,2904	0,4421	6,3021	0,9769
24	57,85	7,22	0,20	6,50	0,68	1,45	1,1677	0,4855	4,6686	0,9840
25	28,15	4,18	-0,90	13,50	0,68	1,45	1,9026	0,3231	1,7981	0,9358
26	57,85	4,18	-0,90	13,50	0,68	1,45	1,7591	0,1794	1,8139	0,9817
27	28,15	7,22	-0,90	13,50	0,68	1,45	1,9817	0,2906	2,4200	0,9072
28	57,85	7,22	-0,90	13,50	0,68	1,45	1,8255	0,1678	2,4096	0,9000
29	28,15	4,18	0,20	13,50	0,68	1,45	1,7607	0,2835	1,8832	0,9722
30	57,85	4,18	0,20	13,50	0,68	1,45	1,5243	0,3266	5,0448	0,9922
31	28,15	7,22	0,20	13,50	0,68	1,45	1,8048	0,3153	6,4890	0,9716
32	57,85	7,22	0,20	13,50	0,68	1,45	1,5856	0,3167	7,6715	0,9700
33	28,15	4,18	-0,90	6,50	1,37	0,75	1,3617	0,4448	1,5702	0,9285
34	57,85	4,18	-0,90	6,50	1,37	0,75	1,1192	0,6251	1,3220	0,9947
35	28,15	7,22	-0,90	6,50	1,37	0,75	1,4630	0,4161	3,0233	0,8811
36	57,85	7,22	-0,90	6,50	1,37	0,75	1,1706	0,5707	1,4261	0,9541
37	28,15	4,18	0,20	6,50	1,37	0,75	1,2071	0,5358	1,2091	0,9926
38	57,85	4,18	0,20	6,50	1,37	0,75	1,0602	0,5487	1,1223	0,9995
39	28,15	7,22	0,20	6,50	1,37	0,75	1,2590	0,5149	1,9888	0,9939
40	57,85	7,22	0,20	6,50	1,37	0,75	1,0870	0,6575	1,1412	0,9980

41	28,15	4,18	-0,90	13,50	1,37	0,75	2,1314	0,3345	1,7334	0,8939
42	57,85	4,18	-0,90	13,50	1,37	0,75	1,6064	0,3076	1,9084	0,9784
43	28,15	7,22	-0,90	13,50	1,37	0,75	2,3445	0,3347	3,7228	0,8310
44	57,85	7,22	-0,90	13,50	1,37	0,75	1,7852	0,2769	2,8123	0,8642
45	28,15	4,18	0,20	13,50	1,37	0,75	1,8575	0,3287	1,4583	0,9803
46	57,85	4,18	0,20	13,50	1,37	0,75	1,3443	0,4979	1,2228	0,9964
47	28,15	7,22	0,20	13,50	1,37	0,75	1,9754	0,3211	3,8979	0,9886
48	57,85	7,22	0,20	13,50	1,37	0,75	1,4548	0,4527	2,0450	0,9901
49	28,15	4,18	-0,90	6,50	1,37	1,45	1,3155	0,4527	1,5763	0,9398
50	57,85	4,18	-0,90	6,50	1,37	1,45	1,1033	0,6162	1,3035	0,9956
51	28,15	7,22	-0,90	6,50	1,37	1,45	1,4039	0,4168	3,0300	0,8989
52	57,85	7,22	-0,90	6,50	1,37	1,45	1,1502	0,5815	1,4270	0,9608
53	28,15	4,18	0,20	6,50	1,37	1,45	1,1910	0,5470	1,2045	0,9932
54	57,85	4,18	0,20	6,50	1,37	1,45	1,0590	0,7001	1,1273	0,9995
55	28,15	7,22	0,20	6,50	1,37	1,45	1,2395	0,5309	2,0096	0,9931
56	57,85	7,22	0,20	6,50	1,37	1,45	1,0836	0,6618	1,1409	0,9978
57	28,15	4,18	-0,90	13,50	1,37	1,45	1,9782	0,3262	1,7415	0,9119
58	57,85	4,18	-0,90	13,50	1,37	1,45	1,5262	0,3343	1,8963	0,9816
59	28,15	7,22	-0,90	13,50	1,37	1,45	2,1628	0,3240	3,6795	0,8575
60	57,85	7,22	-0,90	13,50	1,37	1,45	1,6801	0,2948	2,8097	0,8860
61	28,15	4,18	0,20	13,50	1,37	1,45	1,7586	0,3519	1,4662	0,9827
62	57,85	4,18	0,20	13,50	1,37	1,45	1,3096	0,5123	1,2215	0,9968
63	28,15	7,22	0,20	13,50	1,37	1,45	1,8641	0,3496	4,0118	0,9878
64	57,85	7,22	0,20	13,50	1,37	1,45	1,4073	0,4774	2,0107	0,9907
65	1,00	5,70	-0,35	10,00	1,03	1,10	3,9016	0,7736	1,0320	0,7775
66	85,00	5,70	-0,35	10,00	1,03	1,10	1,2286	0,4946	1,8489	0,9912
67	43,00	1,40	-0,35	10,00	1,03	1,10	1,2870	0,3659	1,2225	0,9923
68	43,00	10,00	-0,35	10,00	1,03	1,10	1,6263	0,2746	5,9195	0,8961
69	43,00	5,70	-1,91	10,00	1,03	1,10	1,9029	0,3389	6,6589	0,8926
70	43,00	5,70	1,21	10,00	1,03	1,10	1,1679	0,5453	1,5748	0,9926
71	43,00	5,70	-0,35	0,10	1,03	1,10	1,0000	0,9879	1,0105	1,0000
72	43,00	5,70	-0,35	19,90	1,03	1,10	2,4556	0,1757	4,0624	0,9340
73	43,00	5,70	-0,35	10,00	1,03	0,10	1,8980	0,2702	3,8504	0,9194
74	43,00	5,70	-0,35	10,00	1,03	2,10	1,4155	0,3013	3,6725	0,9623
75	43,00	5,70	-0,35	10,00	0,05	1,10	1,0790	0,8236	1,7667	0,9980
76	43,00	5,70	-0,35	10,00	2	1,10	1,2445	0,6107	2,5316	0,9771
77	43,00	5,70	-0,35	10,00	1,03	1,10	1,5171	0,2827	3,6370	0,9520

Tabelle A.2: Studie II: Trapezförmige Mikrotexturen im infiniten Linienkontakt; bei den angegebenen Ergebnissen handelt es sich um auf $T = 0$ bezogene relative Werte des zeitlichen Mittelwertes von H_c , des Minimums von H_{\min} , des Maximums von P_{\max} und des Mittelwerts von μ_{Zhou} ; alle Ergebnisse auf vier Dezimalstellen gerundet; bei den mit * markierten Simulationspunkten SP ist die Lösung mit dem aus dem Simulationsplan vorgesehenen Winkel für α_{re} nicht konvergiert (alle eigentlich $73,42^\circ$ nur SP68 87°), der Winkel wurde daher iterativ auf den angegebenen Wert reduziert

SP	α_f	α_l	SRR	$S_{a,\text{rel}}$	S_w	S_d	H_c	H_{\min}	P_{\max}	μ_{Zhou}
1	58,58°	58,58°	-0,90	1,97	0,51	0,75	1,1794	0,1748	4,2744	0,9533
2	73,42°	58,58°	-0,90	1,97	0,51	0,75	1,1862	0,0519	4,4186	0,9522
3	58,58°	73,42°	-0,90	1,97	0,51	0,75	1,1935	0,1796	6,1842	0,9516
4	73,42°	73,42°	-0,90	1,97	0,51	0,75	1,1995	0,0554	6,2633	0,9508
5	58,58°	58,58°	-0,90	1,97	0,79	0,75	1,1522	0,2102	4,2344	0,9606
6	73,42°	58,58°	-0,90	1,97	0,79	0,75	1,1582	0,0818	4,3022	0,9596
7	58,58°	73,42°	-0,90	1,97	0,79	0,75	1,1653	0,2207	6,3759	0,9589
8	73,42°	73,42°	-0,90	1,97	0,79	0,75	1,1704	0,0917	6,6244	0,9582
9	58,58°	58,58°	-0,90	4,03	0,51	0,75	1,5491	0,1348	9,2840	0,8859
10	73,42°	58,58°	-0,90	4,03	0,51	0,75	1,5809	0,0148	9,5888	0,8810
11	58,58°	73,42°	-0,90	4,03	0,51	0,75	1,6083	0,1345	10,0452	0,8803
12	73,42°	73,42°	-0,90	4,03	0,51	0,75	1,6382	0,0146	10,5887	0,8756
13	58,58°	58,58°	-0,90	4,03	0,79	0,75	1,4627	0,1342	10,3290	0,8923
14	73,42°	58,58°	-0,90	4,03	0,79	0,75	1,4880	0,0125	9,7905	0,8892
15	58,58°	73,42°	-0,90	4,03	0,79	0,75	1,5113	0,1345	10,3387	0,8882
16	73,42°	73,42°	-0,90	4,03	0,79	0,75	1,5355	0,0137	10,1709	0,8853
17	58,58°	58,58°	-0,90	1,97	0,51	1,45	1,1405	0,1854	4,0014	0,9675
18	73,42°	58,58°	-0,90	1,97	0,51	1,45	1,1462	0,0583	4,0870	0,9666
19	58,58°	73,42°	-0,90	1,97	0,51	1,45	1,1495	0,1930	5,8966	0,9663
20	73,42°	73,42°	-0,90	1,97	0,51	1,45	1,1549	0,0659	6,0277	0,9655
21	58,58°	58,58°	-0,90	1,97	0,79	1,45	1,1239	0,2092	3,7095	0,9713
22	73,42°	58,58°	-0,90	1,97	0,79	1,45	1,1294	0,0860	3,9488	0,9705
23	58,58°	73,42°	-0,90	1,97	0,79	1,45	1,1321	0,2204	6,1326	0,9700
24	73,42°	73,42°	-0,90	1,97	0,79	1,45	1,1367	0,0936	6,4827	0,9695
25	58,58°	58,58°	-0,90	4,03	0,51	1,45	1,4278	0,1335	5,2982	0,9191
26	73,42°	58,58°	-0,90	4,03	0,51	1,45	1,4547	0,0112	5,4854	0,9156
27	58,58°	73,42°	-0,90	4,03	0,51	1,45	1,4659	0,1351	10,0518	0,9150
28	73,42°	73,42°	-0,90	4,03	0,51	1,45	1,4921	0,0107	9,8929	0,9119
29	58,58°	58,58°	-0,90	4,03	0,79	1,45	1,3798	0,1373	5,3528	0,9216
30	73,42°	58,58°	-0,90	4,03	0,79	1,45	1,4002	0,0139	5,3729	0,9193
31	58,58°	73,42°	-0,90	4,03	0,79	1,45	1,4119	0,1364	9,8583	0,9186
32	73,42°	73,42°	-0,90	4,03	0,79	1,45	1,4318	0,0140	10,1858	0,9166
33	58,58°	58,58°	0,20	1,97	0,51	0,75	1,1024	0,2034	2,4260	0,9880
34	73,42°	58,58°	0,20	1,97	0,51	0,75	1,1057	0,2025	2,5782	0,9879
35	58,58°	73,42°	0,20	1,97	0,51	0,75	1,1106	0,1203	3,1156	0,9864
36	73,42°	73,42°	0,20	1,97	0,51	0,75	1,1139	0,1188	3,0898	0,9863
37	58,58°	58,58°	0,20	1,97	0,79	0,75	1,0777	0,1911	2,5563	0,9893
38	73,42°	58,58°	0,20	1,97	0,79	0,75	1,0815	0,1924	2,7340	0,9890
39	58,58°	73,42°	0,20	1,97	0,79	0,75	1,0848	0,1076	3,2829	0,9877
40	73,42°	73,42°	0,20	1,97	0,79	0,75	1,0889	0,1054	3,2706	0,9874

41	58,58°	58,58°	0,20	4,03	0,51	0,75	1,3613	0,0656	3,0605	0,9698
42	73,42°	58,58°	0,20	4,03	0,51	0,75	1,3834	0,0637	3,6674	0,9692
43*	58,58°	67°	0,20	4,03	0,51	0,75	1,3850	0,0100	3,3578	0,9672
44*	73,42°	67°	0,20	4,03	0,51	0,75	1,4069	0,0075	3,7336	0,9665
45	58,58°	58,58°	0,20	4,03	0,79	0,75	1,2633	0,0564	3,1286	0,9786
46	73,42°	58,58°	0,20	4,03	0,79	0,75	1,2837	0,0558	4,3169	0,9770
47*	58,58°	67°	0,20	4,03	0,79	0,75	1,2826	0,0023	3,9144	0,9759
48*	73,42°	65°	0,20	4,03	0,79	0,75	1,2981	0,0119	4,3357	0,9749
49	58,58°	58,58°	0,20	1,97	0,51	1,45	1,0717	0,2101	2,3984	0,9922
50	73,42°	58,58°	0,20	1,97	0,51	1,45	1,0747	0,2069	2,4948	0,9920
51	58,58°	73,42°	0,20	1,97	0,51	1,45	1,0766	0,1299	2,9349	0,9910
52	73,42°	73,42°	0,20	1,97	0,51	1,45	1,0802	0,1315	2,9560	0,9909
53	58,58°	58,58°	0,20	1,97	0,79	1,45	1,0620	0,1961	2,4635	0,9926
54	73,42°	58,58°	0,20	1,97	0,79	1,45	1,0655	0,1955	2,6096	0,9923
55	58,58°	73,42°	0,20	1,97	0,79	1,45	1,0663	0,1131	3,0304	0,9914
56	73,42°	73,42°	0,20	1,97	0,79	1,45	1,0701	0,1108	3,0766	0,9913
57	58,58°	58,58°	0,20	4,03	0,51	1,45	1,2425	0,0704	3,1742	0,9799
58	73,42°	58,58°	0,20	4,03	0,51	1,45	1,2629	0,0682	3,6495	0,9793
59*	58,58°	67°	0,20	4,03	0,51	1,45	1,2564	0,0102	3,3119	0,9782
60*	73,42°	67°	0,20	4,03	0,51	1,45	1,2765	0,0092	3,7367	0,9776
61	58,58°	58,58°	0,20	4,03	0,79	1,45	1,2072	0,0570	3,3046	0,9857
62	73,42°	58,58°	0,20	4,03	0,79	1,45	1,2246	0,0554	4,1987	0,9845
63*	58,58°	65°	0,20	4,03	0,79	1,45	1,2162	0,0128	3,5662	0,9843
64*	73,42°	65°	0,20	4,03	0,79	1,45	1,2333	0,0116	4,2641	0,9830
65	45°	66°	-0,35	3,00	0,65	1,10	1,2123	0,1679	3,9894	0,9562
66	87°	66°	-0,35	3,00	0,65	1,10	1,2518	0,1309	6,1844	0,9484
67	66°	45°	-0,35	3,00	0,65	1,10	1,1990	0,2994	3,1689	0,9565
68*	66°	85°	-0,35	3,00	0,65	1,10	1,2510	0,1354	5,5645	0,9508
69	66°	66°	-0,35	3,00	0,25	1,10	1,1894	0,0856	3,0651	0,9729
70	66°	66°	-0,35	3,00	1,05	1,10	1,1852	0,1644	4,1857	0,9603
71	66°	66°	-0,35	0,10	0,65	1,10	1,0008	0,9370	1,2022	0,9999
72	66°	66°	-0,35	5,90	0,65	1,10	1,6759	0,0596	4,4922	0,9151
73	66°	66°	-0,35	3,00	0,65	0,10	1,4441	0,1048	5,6598	0,9020
74	66°	66°	-0,35	3,00	0,65	2,10	1,1816	0,1532	3,9571	0,9650
75	66°	66°	-1,91	3,00	0,65	1,10	1,4120	0,2408	7,7704	0,9156
76	66°	66°	1,21	3,00	0,65	1,10	1,0468	0,1799	5,3116	0,9996
77	66°	66°	-0,35	3,00	0,65	1,10	1,2287	0,1723	3,9436	0,9531

Tabelle A.3: Studie III: Flächige, gaußförmige Mikrotexturen im finiten Linienkontakt; bei den angegebenen Ergebnissen handelt es sich um auf $T = 0$ bezogene relative Werte des zeitlichen Mittelwertes von H_c , des Minimums von H_{\min} , des Maximums von P_{\max} und des Mittelwerts von μ_{Zhou} ; alle Ergebnisse auf vier Dezimalstellen gerundet

SP	S_w	S_l	$S_{a,\text{rel}}$	SRR	H_c	H_{\min}	P_{\max}	μ_{Zhou}
1	0,4	0,8	6	-1,125	1,2813	0,8186	1,4379	0,9979
2	0,8	0,8	6	-1,125	1,5033	0,7598	1,7657	1,0002
3	0,4	1,2	6	-1,125	1,2675	0,8101	1,5916	0,9944
4	0,8	1,2	6	-1,125	1,4546	0,6964	1,6672	0,9953
5	0,4	0,8	14	-1,125	1,6472	0,8365	1,5333	1,0006
6	0,8	0,8	14	-1,125	2,1395	0,7095	1,5824	1,0030
7	0,4	1,2	14	-1,125	1,6291	0,8072	1,6595	0,9994
8	0,8	1,2	14	-1,125	2,0783	0,6286	1,6962	1,0009
9	0,4	0,8	6	0,425	1,2528	0,7885	1,4656	0,9972
10	0,8	0,8	6	0,425	1,4519	0,7639	1,9368	1,0019
11	0,4	1,2	6	0,425	1,2388	0,7735	1,4750	0,9936
12	0,8	1,2	6	0,425	1,4004	0,6868	1,7885	0,9989
13	0,4	0,8	14	0,425	1,6258	0,8083	1,2780	0,9989
14	0,8	0,8	14	0,425	2,0921	0,7372	1,6462	1,0041
15	0,4	1,2	14	0,425	1,6085	0,7881	1,2850	0,9955
16	0,8	1,2	14	0,425	2,0264	0,6188	1,4432	1,0028
17	0,2	1	10	-0,35	1,2347	0,8962	1,0283	0,9964
18	1	1	10	-0,35	1,8791	0,6748	1,3819	1,0051
19	0,6	0,6	10	-0,35	1,6519	0,7818	1,2535	1,0019
20	0,6	1,4	10	-0,35	1,5810	0,6264	1,1770	0,9959
21	0,6	1	2	-0,35	1,0991	0,8208	1,4128	0,9985
22	0,6	1	18	-0,35	2,1095	0,6102	1,1644	1,0036
23	0,6	1	10	-1,9	1,6710	0,7653	1,9076	0,9949
24	0,6	1	10	1,2	1,5993	0,6779	1,7796	1,0019
25	0,6	1	10	-0,35	1,6005	0,6701	1,1630	0,9996

Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESMINISTERIUM FÜR BILDUNG UND FORSCHUNG (BMBF), Hg.: *Klimaschutz durch Werkstoffinnovationen im Automobilbau. Hochleistungswerkstoffe zur Reduzierung der CO₂-Emissionen, Erste Ergebnisse im Werkstoffprogramm des BMBF*. Bonn, 2007.
- [2] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE (VDA), Hg.: *Tatsachen und Zahlen*. Berlin, 2013. 77. Folge.
- [3] WORLD BUSINESS COUNCIL FOR SUSTAINABLE DEVELOPMENT, Hg.: *Mobility 2030. Meeting the challenges to sustainability*. The Sustainable Mobility Project. Genf, 2004.
- [4] CHAMON, M.; MAURO, P.; OKAWA, Y.: Mass car ownership in the emerging market giants. *Economic Policy*, 2008, **23**(54), 243-296.
- [5] SHELL DEUTSCHLAND OIL GMBH, Hg.: *Shell PKW-Szenarien bis 2040. Fakten, Trends und Perspektiven für Auto-Mobilität*. Hamburg, 2014.
- [6] LÖSCHE-TER HORST, T.; LÄER, B.: Effizienzsteigerung moderner Aggregate durch weitere Reibungsreduzierung. In: ATZ/MTZ, Hg.: *Reibungsminimierung im Antriebsstrang für kurz- und langfristige Erfolge*. ATZ/MTZ-Konferenz Reibungsminimierung 2009, 9.-10. Dezember 2009 in Esslingen. Esslingen, 2009.
- [7] STOUT, K.J.: Engineered surfaces Part 1.- A philosophy of manufacture. *KSME International Journal*, 2000, **14**(1), 72-83.
- [8] HAMILTON, D.B.; WALOWIT, J.A.; ALLEN, C.M.: A Theory of Lubrication by Microirregularities. *Journal of Basic Engineering*, 1966, **88**(1), 177-185.
- [9] ANNO, J.N.; WALOWIT, J.A.; ALLEN, C.M.: Microasperity Lubrication. *Journal of Lubrication Technology*, 1968, **90**(2), 351-355.
- [10] ANNO, J.N.; WALOWIT, J.A.; ALLEN, C.M.: Load Support and Leakage from Microasperity-Lubricated Face Seals. *Journal of Lubrication Technology*, 1969, **91**(4), 726-731.
- [11] PAUSCH, M.: *Untersuchung des Einflusses von definiert gefertigten Mikrostrukturen auf Schmierfilmildung und Kontaktpressung in hoch belasteten Wälzkontakten*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [12] JOHNSTON, G.J.; WAYTE, R.; SPIKES, H.A.: The Measurement and Study of Very Thin Lubricant Films in Concentrated Contacts. *Tribology Transactions*, 1991, **34**(2), 187-194.
- [13] HIDROVO, C.H.; HART, D.P.: Emission reabsorption laser induced fluorescence (ERLIF) film thickness measurement. *Measurement Science & Technology*, 2001, **12**(4), 467-477.
- [14] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 3. überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [15] LEONARDO DA VINCI; RETI, L., [Komment.]; INEICHEN, G., [Übers.]: *Codices Madrid. Codex Madrid I // Codices Madrid I*. Faks.-Ausg. Frankfurt am Main: Fischer, 1974.

- [16] POPOV, V.L.: *Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation.* Berlin: Springer, 2009.
- [17] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: *Dubbel.* Berlin: Springer, 2011.
- [18] BLAU, P.J.: The significance and use of the friction coefficient. *Tribology International*, 2001, **34**(9), 585-591.
- [19] ROTH, K.: *Konstruktionslehre.* Berlin: Springer, 2000. Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Band 1.
- [20] VIERNEUSEL, B.; SCHNEIDER, T.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.; GRADT, T.: Humidity resistant MoS₂ coatings deposited by unbalanced magnetron sputtering. *Surface and Coatings Technology*, 2013, **235**, 97-107.
- [21] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: *Technisches Taschenbuch.* Neuauflage. Herzogenaurach, 2013.
- [22] DOWSON, D.; HIGGINSON, G.R.: *Elastohydrodynamic lubrication.* SI ed., 2. Oxford: Pergamon Press, 1977. International series on materials science and technology. 23.
- [23] LANG, O.R.; STEINHILPER, W.: *Gleitlager. Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung.* Berlin: Springer, 1978. Konstruktionsbücher. 31.
- [24] WISNIEWSKI, M.: *Elastohydrodynamische Schmierung. Grundlagen und Anwendungen; mit 12 Tabellen.* Renningen: expert, 2000. Handbuch der Tribologie und Schmierungs-technik. 9.
- [25] LEEUWEN, H.J.; SCHOUTEN, M.J.W.: Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen. In: : *Gleitwalzkontakte. Grundlagen und Stand der Technik bei Wälz-lagern, Zahnrädern und Nockenstößeln sowie stufenlos übersetzenden Getrieben:* VDI, 1995, 1-47.
- [26] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 1882, (92), 156-171.
- [27] GREKOUESSIS, R.; MICHAELIDIS, T.: Näherungsgleichungen zur Nach- und Entwurfs-rechnung der Punktberührung nach Hertz. *Konstruktion*, 1981, **33**(4), 135-139.
- [28] LUNDBERG, G.: Elastische Berührung zweier Halbräume. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, 1939, **10**(5), 201-211.
- [29] BELJAJEW, N.M.: Primenenie teorii hertza k podsehetom mestnykh napryazhemiv-tochke sopriksaniya kolesa i relsa. (Anwendung der hertschen Theorie auf die Berech-nung lokaler Spannungen in der Kontaktzone von Rad und Schiene, in Russisch). *Vest-nik Inzhenierov Bd. 3*, 1917, **3**(12).
- [30] FÖPPL, L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Be-rührung zweier Körper. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens*, 1936, **7**(5), 209-221.
- [31] BARTZ, W.J.: *Einführung in die Tribologie und Schmierungstechnik. Tribologie - Schmierstoffe - Anwendungen.* Renningen: expert, 2010.
- [32] STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In: VER-EIN DEUTSCHER INGENIEURE, Hg.: *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hoch-schulen.* Berlin: Springer, 1903, 1-47.

- [33] PETRUSEVICH, A.I.: Fundamental Conclusions from the Contact Hydrodynamic Theory of Lubrication. *Izv. Akad. Nauk SSR (OTN)*, 1951, **3**(2), 209-223.
- [34] DONNET, C.; ERDEMIR, A., Hg.: *Tribology of diamond-like carbon films. Fundamentals and applications*. New York, NY: Springer, 2008.
- [35] HETZNER, H.: *Systematische Entwicklung amorpher Kohlenstoffschichten unter Berücksichtigung der Anforderungen der Blechmassivumformung*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.
- [36] WILLIS, E.: Surface finish in relation to cylinder liners. *Wear*, 1986, **109**(1-4), 351-366.
- [37] GEHRING GMBH. *Technologieflyer Laser-Honen* [online] [Zugriff am: 5. Juli 2013]. Verfügbar unter:
<http://www.gehring.de/fileadmin/gehring.de/pdf/downloads/Technologieflyer%20Laser-Honen.pdf>
- [38] DIN 8580: Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung. Berlin: Beuth, 2003.
- [39] DIN 8589-0: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 0: Allgemeines; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth, 2003.
- [40] DIN 8590: Fertigungsverfahren Abtragen - Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth, 2003.
- [41] DIN 8583-1: Fertigungsverfahren Druckumformen - Teil 1: Allgemeines; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth, 2003.
- [42] RIEMER, O.; GLÄBE, R.; BRINKSMEIER, E.: Neue Fertigungstechnologien- Fertigung ultrapräziser Mikrostrukturen für den optischen Formenbau. *Industrie-Management : Zeitschrift für industrielle Geschäftsprozesse*, 2004, (6), 36-38.
- [43] WECK, M.; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen. Maschinenarten und Anwendungsbereiche*. 6., neu bearbeitete Auflage. Berlin: Springer, 2005. VDI-Buch. 1.
- [44] DENKENA, B.; KÄSTNER, J.; KNOLL, G.; BRANDT, S.; BACH, F.-W.; DRÖSSLER, B.; REITHMEIER, E.; BRETSCHNEIDER, M.: Mikrostrukturierung funktionaler Oberflächen. Auslegung, Fertigung und Charakterisierung von Mikrostrukturen zur tribologischen Funktionalisierung von Oberflächen. *wt Werkstattstechnik online*, 2008, **98**(6), 486-494.
- [45] FISCHER, S.: *Fertigungssysteme zur spanenden Herstellung von Mikrostrukturen*. Aachen: Shaker, 2000. Berichte aus der Produktionstechnik. 2000,24.
- [46] WECK, M.; FISCHER, S.; VOS, M.: Fabrication of microcomponents using ultraprecision machine tools. *Nanotechnology*, 1997, **8**(3), 145-148.
- [47] FLEISCHER, J.; KOTSCHENREUTHER, J.: The manufacturing of micro molds by conventional and energy-assisted processes. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2007, **33**(1-2), 75-85.
- [48] MASUZAWA, T.: State of the Art of Micromachining. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2000, **49**(2), 473-488.
- [49] MMC HITACHI TOOL ENGINEERING EUROPE GMBH. *Mikrominiaturfräser mit echter Schneidengeometrie* [online]. *High-Tech Fräser für High-Tech Fertigungsaufgaben im Mikrobereich* [Zugriff am: 12. August 2015]. Verfügbar unter: <http://www.micro-mill.com/de/>
- [50] BRECHER, C.: Großflächige Mikrostrukturierung. *wt Werkstattstechnik online*, 2006, **96**(5), 276-280.

- [51] TAKEUCHI, Y.; MAEDA, S.; KAWAI, T.; SAWADA, K.: Manufacture of Multiple-focus Micro Fresnel Lenses by Means of Nonrotational Diamond Grooving. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2002, **51**(1), 343-346.
- [52] TAKEUCHI, Y.; YONEYAMA, Y.; ISHIDA, T.; KAWAI, T.: 6-Axis control ultraprecision microgrooving on sculptured surfaces with non-rotational cutting tool. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2009, **58**(1), 53-56.
- [53] HLAVAC, M.: *Mikroprofilschleifen von hochfesten Stählen*. Essen: Vulkan, 2009. Schriftenreihe des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Braunschweig.
- [54] KLOCKE, F.; KÖNIG, W.: *Fertigungsverfahren. Abtragen, Generieren und Lasermaterialbearbeitung*. 4., neu bearbeitete Aufl. Berlin: Springer, 2007. VDI-Buch.
- [55] SCHMIDT, M.; ESSER, G.: Laser microprocessing: facts and trends. In: MIYAMOTO, I.; OSTENDORF, A.; SUGIOKA, K.; HELVAJIAN, H., Hg.: *Fourth International Symposium on laser Precision Microfabrication*: SPIE, 2003, 163-171.
- [56] SIEGEL, F.; KLUG, U.; KLING, R.: Extensive Micro-Structuring of Metals using Pico-second Pulses - Ablation Behavior and Industrial Relevance. *Journal of Laser Micro Nanoengineering*, 2009, **4**(2), 104-110.
- [57] STUTE, U.; SIEGEL, F.: Anwendungen des Lasers in der Mikrosystemtechnik. Von Materialabtrag bis Rapid Prototyping – Ein Überblick. *wt Werkstattstechnik online*, 2004, **94**(11/12), 605-609.
- [58] ETSION, I.: State of the Art in Laser Surface Texturing. *Journal of Tribology*, 2005, **127**(1), 248-253.
- [59] UHLMANN, E.; PILTZ, S.; DOLL, U.: Funkenerosion in der Mikrotechnik. Einsatzgebiete und Verfahrensgrenzen. *wt Werkstattstechnik online*, 2001, (12), 733-737.
- [60] RAJURKAR, K.P.; LEVY, G.; MALSHE, A.; SUNDARAM, M.M.; MCGEOUGH, J.; HU, X.; RESNICK, R.; DESILVA, A.: Micro and Nano Machining by Electro-Physical and Chemical Processes. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2006, **55**(2), 643-666.
- [61] HIRT, G.; THOME, M.: Large area rolling of functional metallic micro structures. *Production Engineering Research and Development*, 2007, **1**(4), 351-356.
- [62] NEUGEBAUER, R.; GRÖGER, S.; BURKHARDT, T.: Reduzierung von Reibung und Verschleiß durch Mikrostrukturierung und oberflächennahe plastische Verformung. In: GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V., Hg.: *Reibung, Schmierung und Verschleiß. Forschung und praktische Anwendungen*. GfT Tribologie-Fachtagung, 27. bis 29. September 2010 in Göttingen. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V., 2010, 11.
- [63] KLOCKE, F.; FELDHAUS, B.; MADER, S.: Development of an incremental rolling process for the production of defined riblet surface structures. *Production Engineering Research and Development*, 2007, **1**(3), 233-237.
- [64] ENGEL, U.; ECKSTEIN, R.: Microforming – from basic research to its realization. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, **125-126**, 35-44.
- [65] IKE, H.; PLANCAK, M.: Coining process as a means of controlling surface microgeometry. *Journal of Materials Processing Technology*, 1998, **80-81**, 101-107.
- [66] HIRT, G.; RATTAY, B.: Coining of Thin Plates to Produce Micro Channel Structures. In: INASAKI, I., Hg.: *Initiatives of Precision Engineering at the Beginning of a Millennium*

- nium. 10th International Conference on Precision Engineering (ICPE) July 18-20, 2001, Yokohama, Japan. New York: Springer US, 2002, 32-36.
- [67] FOWELL, M.; OLVER, A.V.; GOSMAN, A.D.; SPIKES, H.A.; PEGG, I.: Entrainment and Inlet Suction: Two Mechanisms of Hydrodynamic Lubrication in Textured Bearings. *Journal of Tribology*, 2007, **129**(2), 336-347.
- [68] ETSION, I.: Improving Tribological Performance of Mechanical Components by Laser Surface Texturing. *Tribology Letters*, 2004, **17**(4), 733-737.
- [69] ETSION, I.; KLIGERMAN, Y.; HALPERIN, G.: Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces. *Tribology Transactions*, 1999, **42**(3), 511-516.
- [70] ETSION, I.: Improving tribological performance of mechanical seals by laser surface texturing. In: : *Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium. March 6 - 9, 2000, George R. Brown Convention Center, Houston, Texas*. College Station, Texas: Turbomachinery Laboratory, 2000.
- [71] YU, X.Q.; LIU, M.H.; WANG, Z.H.; PENG, P.Y.; CAI, R.L.: Experimental Investigation on Friction Performance of Mechanical Seals with a Laser-Textured Seal Face. *Materials Science Forum*, 2006, **532-533**, 81-84.
- [72] WAN, Y.; XIONG, D.-S.: The effect of laser surface texturing on frictional performance of face seal. *Journal of Materials Processing Technology*, 2008, **197**(1-3), 96-100.
- [73] KANAKASABAI, V.; WARREN, K.H.; STEPHENS, L.S.: Surface analysis of the elastomer in lip seals run against shafts manufactured with micro-cavity patterns. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(8), 723-736.
- [74] BRIZMER, V.; KLIGERMAN, Y.; ETSION, I.: A Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing. *Tribology Transactions*, 2003, **46**(3), 397-403.
- [75] ETSION, I.; HALPERIN, G.; BRIZMER, V.; KLIGERMAN, Y.: Experimental Investigation of Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearings. *Tribology Letters*, 2004, **17**(2), 295-300.
- [76] YAN, D.; QU, N.; LI, H.; WANG, X.: Significance of Dimple Parameters on the Friction of Sliding Surfaces Investigated by Orthogonal Experiments. *Tribology Transactions*, 2010, **53**(5), 703-712.
- [77] YU, H.; WANG, X.; ZHOU, F.: Geometric Shape Effects of Surface Texture on the Generation of Hydrodynamic Pressure Between Conformal Contacting Surfaces. *Tribology Letters*, 2010, **37**(2), 123-130.
- [78] MARIAN, V.G.; GABRIEL, D.; KNOLL, G.; FILIPPONE, S.: Theoretical and Experimental Analysis of a Laser Textured Thrust Bearing. *Tribology Letters*, 2011, **44**(3), 335-343.
- [79] SCHUBERT, A.; NEUGEBAUER, R.; SYLLA, D.; AVILA, M.; HACKERT, M.: Manufacturing of surface microstructures for improved tribological efficiency of powertrain components and forming tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 2011, **4**(2), 200-207.
- [80] IMAI, N.; KATO, T.: Effects of texture patterns on hydrodynamic and mixed lubrication characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, **227**(8), 898-904.

- [81] BAI, L.; BAI, S.: Frictional Performance of a Textured Surface with Elliptical Dimples: Geometric and Distribution Effects. *Tribology Transactions*, 2014, **57**(6), 1122-1128.
- [82] WIELAND-WERKE AG. *Gerollte Gleitlager* [online] [Zugriff am: 19. August 2015]. Verfügbar unter:
https://www.wieland.de/mediaPool/content/media/de/prospekte/gleitlager_1/gerollte_gleitlager.pdf
- [83] LU, X.; KHONSARI, M.M.: An Experimental Investigation of Dimple Effect on the Stribeck Curve of Journal Bearings. *Tribology Letters*, 2007, **27**(2), 169-176.
- [84] GALDA, L.; PAWLUS, P.; SEP, J.: Dimples shape and distribution effect on characteristics of Stribeck curve. *Tribology International*, 2009, **42**(10), 1505-1512.
- [85] DIN 51834-1: Prüfung von Schmierstoffen - Tribologische Prüfung im translatorischen Oszillations-Prüfgerät - Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen. Berlin: Beuth, 2010.
- [86] ABELN, T.: Geringere Reibung durch Laserstrukturierung. Verbessern der tribologischen Eigenschaften über eine definierte Oberflächengestaltung. *wt Werkstattstechnik online*, 2004, **94**(10), 566-571.
- [87] RONEN, A.; ETSION, I.; KLIGERMAN, Y.: Friction-Reducing Surface-Texturing in Reciprocating Automotive Components. *Tribology Transactions*, 2001, **44**(3), 359-366.
- [88] RYK, G.; KLIGERMAN, Y.; ETSION, I.: Experimental Investigation of Laser Surface Texturing for Reciprocating Automotive Components. *Tribology Transactions*, 2002, **45**(4), 444-449.
- [89] RYK, G.; KLIGERMAN, Y.; ETSION, I.; SHINKARENKO, A.: Experimental Investigation of Partial Laser Surface Texturing for Piston-Ring Friction Reduction. *Tribology Transactions*, 2005, **48**(4), 583-588.
- [90] RYK, G.; ETSION, I.: Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear*, 2006, **261**(7-8), 792-796.
- [91] GOLLOCK, R.; MERKER, G.P.; KESSEN, U.; BRINKMANN, S.: Benefits of laser-structured cylinder liners for internal combustion engines. In: BARTZ, W.J., Hg.: *Tribology and lubrication engineering. 14th International Colloquium Tribology : January 13-15, 2004.* Ostfildern: Technische Akademie Esslingen, 2004, 321-328.
- [92] PISCHINGER, S.; DOHMHEN, J.; MAASEN, F.; KARRAR, E.: Potenziale zur Reibleistungsreduktion der Kolbengruppe. In: ATZ/MTZ, Hg.: *Reibungsminimierung im Antriebsstrang. für kurz- und langfristige Erfolge.* ATZ/MTZ-Konferenz Reibungsminimierung 2009, 9.-10. Dezember 2009 in Esslingen. Esslingen, 2009, 1-21.
- [93] YU, H.; DENG, H.; HUANG, W.; WANG, X.: The effect of dimple shapes on friction of parallel surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2011, **225**(8), 693-703.
- [94] ZHAN, J.; YANG, M.: Investigation on Dimples Distribution Angle in Laser Texturing of Cylinder-Piston Ring System. *Tribology Transactions*, 2012, **55**(5), 693-697.
- [95] ULMER, H.; DINKELACKER, F.; KÄSTNER, J.; DENKENA, B.: Tribologische Optimierung von Zylinderlaufbuchsen durch spanend eingebrachte Mikroschmiertaschen. In: GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V., Hg.: *Reibung, Schmierung und Verschleiß. Forschung und praktische Anwendungen.* GFT Tribologie-Fachtagung, 24. bis 26. September 2012 in Göttingen. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V., 2012, 70.

- [96] ULMER, H.; DINKELACKER, F.; KÄSTNER, J.; DENKENA, B.: Tribologische Optimierung von Zylinderlaufbuchsen durch spanend eingebrachte Mikroschmiertaschen. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 2013, **60**(5), 28-35.
- [97] KOVALCHENKO, A.; AJAYI, O.; ERDEMIR, A.; FENSKE, G.; ETSION, I.: The Effect of Laser Texturing of Steel Surfaces and Speed-Load Parameters on the Transition of Lubrication Regime from Boundary to Hydrodynamic. *Tribology Transactions*, 2004, **47**(2), 299-307.
- [98] KOVALCHENKO, A.; AJAYI, O.; ERDEMIR, A.; FENSKE, G.; ETSION, I.: The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact. *Tribology International*, 2005, **38**(3), 219-225.
- [99] NAKANO, M.; KORENAGA, A.; KORENAGA, A.; MIYAKE, K.; MURAKAMI, T.; ANDO, Y.; USAMI, H.; SASAKI, S.: Applying Micro-Texture to Cast Iron Surfaces to Reduce the Friction Coefficient Under Lubricated Conditions. *Tribology Letters*, 2007, **28**(2), 131-137.
- [100] SUH, M.S.; CHAE, Y.H.: Friction characteristic of sliding direction and angle of micro-grooved crosshatch patterns under lubricated contact. *Advanced Materials Research*, 2008, **47-50**, 507-510.
- [101] BORGHI, A.; GUALTIERI, E.; MARCHETTO, D.; MORETTI, L.; VALERI, S.: Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications. *Wear*, 2008, **265**(7-8), 1046-1051.
- [102] ZUM GAHR, K.-H.; WAHL, R.; WAUTHIER, K.: Experimental study of the effect of microtexturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs. *Wear*, 2009, **267**(5-8), 1241-1251.
- [103] MANN, M.; GAHR, K.-H. zum: Effekt einer Wirkflächentexturierung unter einsinniger Gleitbeanspruchung abhängig von der Viskosität des flüssigen Schmierstoffs. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 2012, **59**(3), 35-41.
- [104] SCARAGGI, M.; MEZZAPESA, F.P.; CARBONE, G.; ANCONA, A.; TRICARICO, L.: Friction Properties of Lubricated Laser-MicroTextured-Surfaces: An Experimental Study from Boundary- to Hydrodynamic-Lubrication. *Tribology Letters*, 2013, **49**(1), 117-125.
- [105] HSU, S.M.; JING, Y.; HUA, D.; ZHANG, H.: Friction reduction using discrete surface textures: principle and design. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2014, **47**(33), 335307.
- [106] WANG, H.; ZHU, H.; ZHOU, Y.; YANG, H.: Experimental Study on the Friction Characteristics of Textured Steel Surface with Ring-Shaped Pits under Lubricated Sliding Conditions. *Tribology Transactions*, 2015, **58**(4), 712-717.
- [107] WANG, C.-P.; SADEGHI, F.; WERELEY, S.T.; RATEICK, R.G.; ROWAN, S.: Experimental Investigation of Lubricant Extraction from a Micropocket. *Tribology Transactions*, 2011, **54**(3), 404-416.
- [108] ETSION, I.; BURSTEIN, L.: A Model for Mechanical Seals with Regular Microsurface Structure. *Tribology Transactions*, 1996, **39**(3), 677-683.
- [109] BURSTEIN, L.; INGMAN, D.: Pore Ensemble Statistics in Application to Lubrication Under Reciprocating Motion. *Tribology Transactions*, 2000, **43**(2), 205-212.

- [110] GADESCHI, G.B.; BACKHAUS, K.; KNOLL, G.: Numerical Analysis of Laser-Textured Piston-Rings in the Hydrodynamic Lubrication Regime. *Journal of Tribology*, 2012, **134**(4), 41702-1-41702-8.
- [111] RAHMANI, R.; SHIRVANI, A.; SHIRVANI, H.: Optimization of Partially Textured Parallel Thrust Bearings with Square-Shaped Micro-Dimples. *Tribology Transactions*, 2008, **50**(3), 401-406.
- [112] GHERCA, A.; FATU, A.; HAJJAM, M.; MASPEYROT, P.: Influence of Surface Geometry on the Hydrodynamic Performances of Parallel Bearings in Transient Flow Conditions. *Tribology Transactions*, 2013, **56**(6), 953-967.
- [113] BRIZMER, V.; KLIGERMAN, Y.: A Laser Surface Textured Journal Bearing. *Journal of Tribology*, 2012, **134**(3), 31702.
- [114] KANGO, S.; SHARMA, R.; PANDEY, R.: Comparative analysis of textured and grooved hydrodynamic journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, **228**(1), 82-95.
- [115] ARGHIR, M.; ROUCOU, N.; HELENE, M.; FRENE, J.: Theoretical Analysis of the Incompressible Laminar Flow in a Macro-Roughness Cell. *Journal of Tribology*, 2003, **125**(2), 309-318.
- [116] SAHLIN, F.; GLAVATSKIHKI, S.B.; ALMQVIST, T.; LARSSON, R.: Two-Dimensional CFD-Analysis of Micro-Patterned Surfaces in Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*, 2005, **127**(1), 96-102.
- [117] CUPILLARD, S.; GLAVATSKIHKI, S.; CERVANTES, M.J.: Inertia effects in textured hydrodynamic contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(8), 751-756.
- [118] HAN, J.; FANG, L.; SUN, J.; WANG, Y.; GE, S.; ZHU, H.: Hydrodynamic Lubrication of Surfaces with Asymmetric Microdimple. *Tribology Transactions*, 2011, **54**(4), 607-615.
- [119] BRAJDIC-MITIDIERI, P.; GOSMAN, A.D.; IOANNIDES, E.; SPIKES, H.A.: CFD Analysis of a Low Friction Pocketed Pad Bearing. *Journal of Tribology*, 2005, **127**(4), 803-812.
- [120] CUPILLARD, S.; CERVANTES, M.J.; GLAVATSKIHKI, S.: Pressure Buildup Mechanism in a Textured Inlet of a Hydrodynamic Contact. *Journal of Tribology*, 2008, **130**(2), 21701-1-21701-10.
- [121] PAPADOPOULOS, C.I.; EFSTATHIOU, E.E.; NIKOLAKOPOULOS, P.G.; KAIKTSIS, L.: Geometry Optimization of Textured Three-Dimensional Micro-Thrust Bearings. *Journal of Tribology*, 2011, **133**(4), 41702-1-41702-14.
- [122] TONG, R.; LIU, G.; LIU, T.: Multiscale Analysis on Two Dimensional Nanoscale Sliding Contacts of Textured Surfaces. *Journal of Tribology*, 2011, **133**(4), 41401-1-41401-13.
- [123] ETSION, I.: Modeling of surface texturing in hydrodynamic lubrication. *Friction*, 2013, **1**(3), 195-209.
- [124] JACOBSON, B.O.: *Rheology and elastohydrodynamic lubrication*. Amsterdam: Elsevier, 1991. Tribology Series. 19.

- [125] MASEN, M.A.; VENNER, C.H.; LUGT, P.M.; TRIPP, J.H.: Effects of Surface Micro-Geometry On the Lift-Off Speed of an EHL Contact. *Tribology Transactions*, 2002, **45**(1), 21-30.
- [126] MIHAILIDIS, A.; BAKOLAS, V.; DRIVAKOS, N.; DECKER, P.; GATSIOS, S.: Influence of surface structure on film formation and friction coefficient of elastohydrodynamic contacts. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 2009, **56**(4), 14-20.
- [127] KREIL, O.: *Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt*. Dissertation, Technische Universität München, 2009.
- [128] CHOO, J.W.; OLVER, A.V.; SPIKES, H.A.: The influence of transverse roughness in thin film, mixed elastohydrodynamic lubrication. *Tribology International*, 2007, **40**(2), 220-232.
- [129] KANETA, M.; SAKAI, T.; NISHIKAWA, H.: Effects of Surface Roughness on Point Contact EHL. *Tribology Transactions*, 1993, **36**(4), 605-612.
- [130] KANETA, M.; GUO, F.; WANG, J.; KRUPKA, I.; HARTL, M.: Pressure Increase in Elliptical Impact Elastohydrodynamic Lubrication Contacts With Longitudinal Asperities. *Journal of Tribology*, 2013, **135**(1), 011503-1-011503-6.
- [131] MORALES-ESPEJEL, G.E.; LUGT, P.M.; KUILENBRUG, J. van; TRIPP, J.H.: Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts. *Tribology Transactions*, 2003, **46**(2), 260-272.
- [132] HOLMES, M. J. A.; EVANS, H.P.; SNIDLE, R.W.: Analysis of Mixed Lubrication Effects in Simulated Gear Tooth Contacts. *Journal of Tribology*, 2005, **127**(1), 61-69.
- [133] WANG, J.; VENNER, C.H.; LUBRECHT, A.A.: Influence of Surface Waviness on the Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of an Eccentric-Tappet Pair. *Journal of Tribology*, 2013, **135**(2), 021001-1-021001-11.
- [134] GEIGER, M.; ROTH, S.; BECKER, W.: Influence of laser-produced microstructures on the tribological behaviour of ceramics. *Surface and Coatings Technology*, 1998, **100-101**, 17-22.
- [135] WAKUDA, M.; YAMAUCHI, Y.; KANZAKI, S.; YASUDA, Y.: Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact. *Wear*, 2003, **254**(3-4), 356-363.
- [136] PETTERSSON, U.; JACOBSON, S.: Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts. *Tribology International*, 2003, **36**(11), 857-864.
- [137] PETTERSSON, U.; JACOBSON, S.: Friction and Wear Properties of Micro Textured DLC Coated Surfaces in Boundary Lubricated Sliding. *Tribology Letters*, 2004, **17**(3), 553-559.
- [138] ANDERSSON, P.; KOSKINEN, J.; VARJUS, S.; GERBIG, Y.; HAEFKE, H.; GEORGIOU, S.; ZHMUD, B.; BUSS, W.: Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces. *Wear*, 2007, **262**(3-4), 369-379.
- [139] WANG, W.-z.; HUANG, Z.; SHEN, D.; KONG, L.; LI, S.: The Effect of Triangle-Shaped Surface Textures on the Performance of the Lubricated Point-Contacts. *Journal of Tribology*, 2013, **135**(2), 021503-1-021503-11.
- [140] ROSENKRANZ, A.; HEIB, T.; GACHOT, C.; MÜCKLICH, F.: Oil film lifetime and wear particle analysis of laser-patterned stainless steel surfaces. *Wear*, 2015, **334-335**, 1-12.

- [141] KOVALCHENKO, A.; AJAYI, O.; ERDEMIR, A.; FENSKE, G.: Friction and wear behavior of laser textured surface under lubricated initial point contact. *Wear*, 2011, **271**(9–10), 1719–1725.
- [142] NAKATSUJI, T.; MORI, A.: The Tribological Effect of Mechanically Produced Micro-dents by aMicro Diamond Pyramid on Medium Carbon Steel Surfaces in Rolling-sliding Contact. *Mecchanica*, 2001, **36**(6), 663–674.
- [143] VRBKA, M.; ŠAMÁNEK, O.; ŠPERKA, P.; NÁVRAT, T.; KŘUPKA, I.; HARTL, M.: Effect of surface texturing on rolling contact fatigue within mixed lubricated non-conformal rolling/sliding contacts. *Tribology International*, 2010, **43**(8), 1457–1465.
- [144] SACHANAS, C.; PAUSCH, M.; MIHAILIDIS, A.; MEERKAMM, H.; BAKOLAS, V.; WARTZACK, S.: *Investigation of the performance of highly loaded laser structured surfaces. Part 4: Experimental results*. St. Louis, 6. Mai. 2012. 67th STLE Annual Meeting & Exhibition 2012.
- [145] MAYER, J.: *Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt*. München: Verlag Dr. Hut, 2014.
- [146] WEDEVEN, L.D.; CUSANO, C.: Elastohydrodynamic Film Thickness Measurements of Artificially Produced Surface Dents and Grooves. *A S L E Transactions*, 1979, **22**(4), 369–381.
- [147] CUSANO, C.; WEDEVEN, L.D.: The Effects of Artificially-Produced Defects on the Film Thickness Distribution in Sliding EHD Point Contacts. *Journal of Lubrication Technology*, 1982, **104**(3), 365–375.
- [148] KANETA, M.; NISHIKAWA, H.: Local Reduction in Thickness of Point Contact EHL Films Caused by a Transversely Oriented Moving Groove and Its Recovery. *Journal of Tribology*, 1994, **116**(3), 635–639.
- [149] MOURIER, L.; MAZUYER, D.; LUBRECHT, A.A.; DONNET, C.: Transient increase of film thickness in micro-textured EHL contacts. *Tribology International*, 2006, **39**(12), 1745–1756.
- [150] MOURIER, L.; MAZUYER, D.; NINOYE, F.-P.; LUBRECHT, A.A.: Lubrication mechanisms with laser-surface-textured surfaces in elastohydrodynamic regime. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(8), 697–711.
- [151] KŘUPKA, I.; HARTL, M.: Experimental Study of Microtextured Surfaces Operating Under Thin-Film EHD Lubrication Conditions. *Journal of Tribology*, 2007, **129**(3), 502–508.
- [152] KŘUPKA, I.; HARTL, M.: The effect of surface texturing on thin EHD lubrication films. *Tribology International*, 2007, **40**(7), 1100–1110.
- [153] KŘUPKA, I.; VRBKA, M.; HARTL, M.: Effect of surface texturing on mixed lubricated non-conformal contacts. *Tribology International*, 2008, **41**(11), 1063–1073.
- [154] KŘUPKA, I.; HARTL, M.: Effect of Surface Texturing on Very Thin Film EHD Lubricated Contacts. *Tribology Transactions*, 2008, **52**(1), 21–28.
- [155] KŘUPKA, I.; HARTL, M.; SVOBODA, P.: Effects of surface topography on lubrication film formation within elastohydrodynamic and mixed lubricated non-conformal contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(8), 713–722.

- [156] KŘUPKA, I.; SVOBODA, P.; HARTL, M.: Effect of surface topography on mixed lubrication film formation during start up under rolling/sliding conditions. *Tribology International*, 2010, **43**(5-6), 1035-1042.
- [157] KŘUPKA, I.; HARTL, M.; ZIMMERMAN, M.; HOUSKA, P.; JANG, S.: Effect of surface texturing on elastohydrodynamically lubricated contact under transient speed conditions. *Tribology International*, 2011, **44**(10), 1144-1150.
- [158] ALI, F.; KŘUPKA, I.; HARTL, M.: Reducing the friction of lubricated nonconformal point contacts by transverse shallow micro-grooves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, **229**(4), 420-428.
- [159] ALI, F.; KANETA, M.; KŘUPKA, I.; HARTL, M.: Experimental and numerical investigation on the behavior of transverse limited micro-grooves in EHL point contacts. *Tribology International*, 2015, **84**, 81-89.
- [160] AI, X.; CHENG, H.S.: The Influence of Moving Dent on Point EHL Contacts. *Tribology Transactions*, 1994, **37**(2), 323-335.
- [161] ZHAI, X.; CHANG, L.; HOEPRICH, M.R.; NIXON, H.P.: On Mechanisms of Fatigue Life Enhancement by Surface Dents in Heavily Loaded Rolling Line Contacts. *Tribology Transactions*, 1997, **40**(4), 708-714.
- [162] AKAMATSU, Y.; TSUSHIMA, N.; GOTO, T.; HIBI, K.: Influence of Surface Roughness Skewness on Rolling Contact Fatigue Life. *Tribology Transactions*, 2008, **35**(4), 745-750.
- [163] DUMONT, M.-L.; LUGT, P.M.; TRIPP, J.H.: Surface Feature Effects in Starved Circular EHL Contacts. *Journal of Tribology*, 2002, **124**(2), 358-366.
- [164] ZHAO, J.; SADEGHI, F.: The Effects of a Stationary Surface Pocket on EHL Line Contact Start-Up. *Journal of Tribology*, 2004, **126**(4), 672-680.
- [165] REN, N.; NANBU, T.; YASUDA, Y.; ZHU, D.; WANG, Q.: Micro Textures in Concentrated-Conformal-Contact Lubrication: Effect of Distribution Patterns. *Tribology Letters*, 2007, **28**(3), 275-285.
- [166] NANBU, T.; REN, N.; YASUDA, Y.; ZHU, D.; WANG, Q.J.: Micro-Textures in Concentrated Conformal-Contact Lubrication: Effects of Texture Bottom Shape and Surface Relative Motion. *Tribology Letters*, 2008, **29**(3), 241-252.
- [167] ZHU, D.; NANBU, T.; REN, N.; YASUDA, Y.; WANG, Q.J.: Model-based virtual surface texturing for concentrated conformal-contact lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(8), 685-696.
- [168] BAKOLAS, V.; PAUSCH, M.; LIEBL, A.; MEERKAMM, H.: Investigation of the performance of highly loaded laser structured surfaces Part 1: theory and quasi static results. In: SOCIETY OF TRIBOLOGISTS AND LUBRICATION ENGINEERS, Hg.: *65th STLE Annual Meeting & Exhibition*. Las Vegas, 2010.
- [169] PAUSCH, M.; BAKOLAS, V.; LIEBEL, A.; MEERKAMM, H.: Investigation of the performance of highly loaded laser structured surfaces Part 2: transient results. In: SOCIETY OF TRIBOLOGISTS AND LUBRICATION ENGINEERS, Hg.: *65th STLE Annual Meeting & Exhibition*. Las Vegas, 2010.
- [170] PAUSCH, M.; BAKOLAS, V.; LIEBEL, A.; MEERKAMM, H.: Investigation of the Performance of Highly Loaded Structured Surfaces. Part 3: Array Calculations. In: SO-

- CIETY OF TRIBOLOGISTS AND LUBRICATION ENGINEERS, Hg.: *66th STLE Annual Meeting & Exhibition*. Atlanta, 2011.
- [171] WENZHONG, W.; DIAN, S.; SHENGGUANG, Z.; ZIQIANG, Z.: Investigation of Patterned Textures in Ball-on-Disk Lubricated Point Contacts. *Journal of Tribology*, 2015, **137**(1), 011502-1-011502-12.
- [172] GANGOPADHYAY, A.; MCWATT, D.G.: The Effect of Novel Surface Textures on Tappet Shims on Valvetrain Friction and Wear. *Tribology Transactions*, 2008, **51**(2), 221-230.
- [173] GANGOPADHYAY, A.; MCWATT, D.G.: The Effect of Novel Surface Textures on Tappet Shims on Valvetrain Friction and Wear. *Tribology and Lubrication Technology*, 2009, **65**(10), 533-542.
- [174] DURST, F.: *Grundlagen der Strömungsmechanik. Eine Einführung in die Theorie der Strömungen von Fluiden*. Berlin: Springer, 2006.
- [175] BARTEL, D.: *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen*. Aachen: Shaker, 2001. Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. 2001,1.
- [176] REYNOLDS, O.; TOWER, B.: *On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Lower's experiments. Including an experimental determination of the viscosity of olive oil*. London: Trubner and Co, 1886.
- [177] GOHAR, R.: *Elastohydrodynamics*. 2. Auflage. London: Imperial College Press, 2001.
- [178] YANG, P.; WEN, S.: A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*, 1990, **112**(4), 631-636.
- [179] NAJJI, B.; BOU-SAID, B.; BERTHE, D.: New Formulation for Lubrication With Non-Newtonian Fluids. *Journal of Tribology*, 1989, **111**(1), 29-33.
- [180] VAN ODYCK, D.E.A.; VENNER, C.H.: Stokes Flow in Thin Films. *Journal of Tribology*, 2003, **125**(1), 121-134.
- [181] ALMQVIST, T.: A comparison between computational fluid dynamic and Reynolds approaches for simulating transient EHL line contacts. *Tribology International*, 2004, **37**(1), 61-69.
- [182] ALMQVIST, T.; LARSSON, R.: Some Remarks on the Validity of Reynolds Equation in the Modeling of Lubricant Film Flows on the Surface Roughness Scale. *Journal of Tribology*, 2004, **126**(4), 703-710.
- [183] FELDMAN, Y.; KLIGERMAN, Y.; ETSION, I.; HABER, S.: The Validity of the Reynolds Equation in Modeling Hydrostatic Effects in Gas Lubricated Textured Parallel Surfaces. *Journal of Tribology*, 2006, **128**(2), 345-350.
- [184] LI, J.; CHEN, H.: Evaluation on Applicability of Reynolds Equation for Squared Transverse Roughness Compared to CFD. *Journal of Tribology*, 2007, **129**(4), 963-967.
- [185] DOBRICA, M.B.; FILION, M.: About the validity of Reynolds equation and inertia effects in textured sliders of infinite width. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2009, **223**(1), 69-78.
- [186] HAMROCK, B.J.; SCHMID, S.R.; JACOBSON, B.O.: *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2. Auflage. New York: Marcel Dekker, 2004. Mechanical engineering. 169.
- [187] BRONŠTEJN, I.N.; SEMENDJAJEW, K.; MUSIOL, G.; MÜHLIG, H.: *Taschenbuch der Mathematik*. 5., überarb. und erw. Auflage, unveränderter Nachdruck. Thun: Harri Deutsch, 2001.

- [188] BARTEL, D.: *Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [189] DIN EN ISO 3274: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnitverfahren - Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten (ISO 3274:1996). Berlin: Beuth, 1998.
- [190] GU, M.: *Principles of three dimensional imaging in confocal microscopes*. Singapore: World Scientific, 1996.
- [191] SHEPPARD, C.; SHOTTON, D.: *Confocal laser scanning microscopy*. Oxford, UK: BIOS Scientific Publishers, 1997. Microscopy handbooks. 38.
- [192] DIN EN ISO 25178-2: Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft - Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen (ISO 25178-2:2012). Berlin: Beuth, 2012.
- [193] PATIR, N.; CHENG, H.S.: An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. *Journal of Lubrication Technology*, 1978, **100**(1), 12-17.
- [194] PATIR, N.; CHENG, H.S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*, 1979, **101**(2), 220-229.
- [195] PEKLENIK, J.: Grundlagen zur Korrelationstheorie technischer Oberflächen. *Industrie-Anzeiger*, 1965, **87**(26), 456-462.
- [196] LAGEMANN, V.: *Numerische Verfahren zur tribologischen Charakterisierung bearbeitungsbedingter rauher Oberflächen bei Mikrohydrodynamik und Mischreibung*. Kassel: Universitätsbibliothek, 2000. Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie. 13.
- [197] SCARAGGI, M.: Lubrication of textured surfaces: A general theory for flow and shear stress factors. *Physical Review E*, 2012, **86**(2), 026314-1-026314-5.
- [198] SCARAGGI, M.: Textured Surface Hydrodynamic Lubrication. Discussion. *Tribology Letters*, 2012, **48**(3), 375-391.
- [199] SCARAGGI, M.: Optimal Textures for Increasing the Load Support in a Thrust Bearing Pad Geometry. *Tribology Letters*, 2014, **53**(1), 127-143.
- [200] VENNER, C.H.: *Multilevel solutions of the EHL line and point contact problems*. Dissertation, Universität Twente, 1991.
- [201] BRAUN, M.J.; HANNON, W.M.: Cavitation formation and modelling for fluid film bearings. A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, **224**(9), 839-863.
- [202] DOWSON, D.; TAYLOR, C.M.: Cavitation in Bearings. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1979, **11**(1), 35-65.
- [203] SOMMERFELD, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. *Zeitschrift für Mathematik und Physik*, 1904, **50**, 97-155.
- [204] BERTHOLET, M.: Sur quelques phenomenes de dilation forcee des liquides. *Annales de chimie et de physique*, 1850, **30**(3), 232-237.
- [205] REYNOLDS, O.: On the internal cohesion of liquids and the suspension of a column of mercury to a height more than double that of the barometer. *Memoirs of the Manchester Literary and Philosophical Society*, 1878, **3**(7), 1-18.

- [206] GÜMBEL, L.K.R.: Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lager-schmierungsproblems mit neuen Versuchsergebnissen. *Monatsblätter Berliner Bezirk VDI*, 1921, **5**(September), 125-128.
- [207] SWIFT, H.W.: The stability of lubricating films in journal bearings. *Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 1932, **233**(1932), 267-288.
- [208] STIEBER, W.: *Das SchwimmLAGER. Hydrodynamische Theorie des GleitLAGERS*. Berlin: VDI, 1933.
- [209] WU, S.R.: A penalty formulation and numerical approximation of the Reynolds-Hertz problem of elastohydrodynamic lubrication. *International Journal of Engineering Science*, 1986, **24**(6), 1001-1013.
- [210] PEEKEN, H.; BENNER J.: Beeinträchtigung des Druckaufbaus in Gleitlagern durch Schmierstoffverschäumung. In: GESELLSCHAFT ENTWICKLUNG, KONSTRUKTI-ON, VERTRIEB, Hg.: *Gleit- und Wälzlagерungen - Gestaltung, Berechnung, Einsatz. Tagung Neu-Ulm, 14. und 15. März 1985*. Düsseldorf: VDI, 1985, 373-397.
- [211] JAKOBSSON, B.; FLOBERG, L.: *The finite journal bearing, considering vaporization*. Göteborg: Gumperts, 1957. Chalmers Tekniska Högskolas handlingar. 190.
- [212] OLSSON, K.-O.: *Cavitation in dynamically loaded bearings*. Göteborg: Gumperts, 1965. Chalmers Tekniska Högskolas handlingar. 308.
- [213] FLOBERG, L.: *On journal bearing lubrication considering the tensile strength of the liquid lubricant*. Lund, Schweden: Technische Universität Lund, 1973. Transactions of Machine Elements Division.
- [214] FLOBERG, L.: Cavitation boundary conditions with regard to the number of streamers and tensile strength of the liquid. In: DOWSON, D.; GODET, M.; TAYLOR, C.M., Hg.: *Cavitation and related phenomena in lubrication. Proceedings of the 1st Leeds-Lyon Symposium on Tribology, held in the Institute of Tribology, Department of Mechanical Engineering, the University of Leeds, England, September 1974*. London: Mechanical Engineering Publications for the Institute of Tribology, Leeds University and the Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1975, 31-36.
- [215] ELROD, H.G.; ADAMS, M.L.: A computer program for cavitation and starvation prob-lems. In: DOWSON, D.; GODET, M.; TAYLOR, C.M., Hg.: *Cavitation and related phenomena in lubrication. Proceedings of the 1st Leeds-Lyon Symposium on Tribology, held in the Institute of Tribology, Department of Mechanical Engineering, the University of Leeds, England, September 1974*. London: Mechanical Engineering Publications for the Institute of Tribology, Leeds University and the Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1975, 37-41.
- [216] ELROD, H.G.: A Cavitation Algorithm. *Journal of Lubrication Technology*, 1981, **103**(3), 350-354.
- [217] BREWE, D.E.: Theoretical Modeling of the Vapor Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings. *Journal of Tribology*, 1986, **108**(4), 628-637.
- [218] VIJAYARAGHAVAN, D.; KEITH, T.G.: Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm. *Tribology Transactions*, 1989, **32**(2), 225-233.
- [219] VIJAYARAGHAVAN, D.; KEITH, T.G.: An Efficient, Robust, and Time Accurate Numerical Scheme Applied to a Cavitation Algorithm. *Journal of Tribology*, 1990, **112**(1), 44-51.

- [220] KUMAR, A.; BOOKER, J.F.: A Finite Element Cavitation Algorithm. *Journal of Tribology*, 1991, **113**(2), 276-284.
- [221] KUMAR, A.; BOOKER, J.F.: A Finite Element Cavitation Algorithm. Application/Validation. *Journal of Tribology*, 1991, **113**(2), 255-260.
- [222] WIJNANT, Y.H.: *Contact Dynamics in the field of Elastohydrodynamic Lubrication*. Dissertation, Universität Twente, 1998.
- [223] FENG, N.S.; HAHN, E.J.: Density and Viscosity Models for Two-Phase Homogeneous Hydrodynamic Damper Fluids. *A S L E Transactions*, 1986, **29**(3), 361-369.
- [224] DIAZ, S.; SAN ANDRÉS, L.: A Model for Squeeze Film Dampers Operating With Air Entrainment and Validation With Experiments. *Journal of Tribology*, 2001, **123**(1), 125-133.
- [225] SZÁVAI, S.: Efficient P-version fem solution for TEHD problems with new penalty-parameter based cavitation model. In: : *International Conference Balttrib'2009. Lithuanian University of Agriculture, Akademija, Kaunas, Lithuania, 19.-21. November 2009*, 2009.
- [226] SZÁVAI, S.; KOVÁCS, S.: P-version FEM model of TEHD lubrication and its implementation to study surface modified contact bodies behaviour. In: : *8th International Conference on Tribology*. Sinaia, Rumänien, 2014.
- [227] ALMQVIST, T.; LARSSON, R.: The Navier-Stokes approach for thermal EHL line contact solutions. *Tribology International*, 2002, **35**(3), 163-170.
- [228] BRUYERE, V.; FILLOT, N.; MORALES-ESPEJEL, G.E.; VERGNE, P.: Computational fluid dynamics and full elasticity model for sliding line thermal elastohydrodynamic contacts. *Tribology International*, 2012, **46**(1), 3-13.
- [229] LIN, T.-R.; LIN, J.-F.: Thermal effects in elastohydrodynamic lubrication of line contacts using a non-Newtonian lubricant. *Tribology International*, 1991, **24**(6), 365-372.
- [230] KIM, H.J.; EHRET, P.; DOWSON, D.; TAYLOR, C.M.: Thermal elastohydrodynamic analysis of circular contacts Part 2: non-Newtonian model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2001, **215**(4), 353-362.
- [231] BLOK, H.; DYSON, A.; NAYLOR, H.: *Die Blitztemperatur-Theorie. Anwendung der Blitztemperatur-Hypothese auf das Problem des Verschleißes von Ventil-Antrieben*. Hamburg: Deutsche Shell AG, 1962.
- [232] MEZGER, T.: *Das Rheologie-Handbuch. Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern*. 3., überarbeitete Auflage. Hannover: Vincentz Network, 2010. Farbe- und Lack-Edition.
- [233] NEWTON, I.: *Philosophiae naturalis principia mathematica*. London: Jussu Societatis Regiae ac Typis Josephi Streater, 1687.
- [234] BARUS, C.: Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*, 1893, **45**(266), 87-96.
- [235] ROELANDS, C.J.A.: *Correlational Aspects of the Viscosity-temperature-pressure Relationship of Lubricating Oils*. Dissertation, Technische Hochschule Delft, 1966.
- [236] VENNER, C.H.; LUBRECHT, A.A.: *Multilevel methods in lubrication*. Amsterdam: Elsevier, 2000. Tribology Series. 37.

- [237] VERGNE, P.: *Comportement Rhéologique des Lubrifiants et Lubrification: Approches Expérimentales*. Habilitation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002.
- [238] ANDRADE, E.d.C.: XLI. A theory of the viscosity of liquids.—Part I. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 2009, **17**(112), 497-511.
- [239] RAMAN, C.V.: A Theory of the Viscosity of Liquids. *Nature*, 1923, **111**(2790), 532-533.
- [240] VOGEL, H.: Das Temperaturabhängigkeitgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten. *Physikalische Zeitschrift*, 1921, **22**(28), 645-646.
- [241] MIHAILIDIS, A.; RETZEPIS, J.; SALPISTIS, C.; PANAJIOTIDIS, K.: Calculation of friction coefficient and temperature field of line contacts lubricated with a non-Newtonian fluid. *Wear*, 1999, **232**(2), 213-220.
- [242] SCHILLING, M.; EGE: *Referenzöle für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad- und Kuppelungsversuche. Datensammlung für Referenzöle*. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 1985. Heft 180.
- [243] BODE, B.: Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 1989, **36**(4), 182-189.
- [244] FERRY, J.D.: *Viscoelastic properties of polymers*. New York, NY: Wiley, 1961.
- [245] VERGNE, P.; BAIR, S.: Classical EHL Versus Quantitative EHL. A Perspective Part I - Real Viscosity-Pressure Dependence and the Viscosity-Pressure Coefficient for Predicting Film Thickness. *Tribology Letters*, 2014, **54**(1), 1-12.
- [246] YASUTOMI, S.; BAIR, S.; WINER, W.O.: An Application of a Free Volume Model to Lubricant Rheology I - Dependence of Viscosity on Temperature and Pressure. *Journal of Tribology*, 1984, **106**(2), 291302.
- [247] BAIR, S.; MARY, C.; BOUSCHARAIN, N.; VERGNE, P.: An improved Yasutomi correlation for viscosity at high pressure. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, **227**(9), 1056-1060.
- [248] DOOLITTLE, A.K.: Studies in Newtonian Flow. II. The Dependence of the Viscosity of Liquids on Free-Space. *Journal of Applied Physics*, 1951, **22**(12), 1471-1475.
- [249] TAIT, P.: Part IV.- Report on some of the physical properties of fresh water and of sea-water. In: THOMSON, C.W.; LYMAN, T., Hg.: *Report on the scientific results of the voyage of H. M. S. Challenger during the years 1873-76*. London: Her Majesty's Stationery Off., 1889, 941-951.
- [250] SMITH, F.W.: Lubricant behaviour in concentrated contact systems — the castor oil-steel system. *Wear*, 1959, **2**(4), 250-263.
- [251] LUGT, P.M.: *Grease lubrication in rolling bearings*. Chichester: Wiley, 2013. Tribology Series.
- [252] GIESEKUS, H.: *Phänomenologische Rheologie. Eine Einführung*. Berlin: Springer, 1994.
- [253] PRANDTL, L.: Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Körper. *ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1928, **8**(2), 85-106.
- [254] EYRING, H.: Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. *The Journal of Chemical Physics*, 1936, **4**(4), 283-291.
- [255] HIRST, W.; MOORE, A.J.: Non-Newtonian Behaviour in Elastohydrodynamic Lubrication. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 1974, **337**(1608), 101-121.

- [256] BAIR, S.; WINER, W.O.: Shear Strength Measurements of Lubricants at High Pressure. *Journal of Lubrication Technology*, 1979, **101**(3), 251-257.
- [257] GECIM, B.; WINER, W.O.: Lubricant Limiting Shear Stress Effect on EHD Film Thickness. *Journal of Lubrication Technology*, 1980, **102**(2), 213-220.
- [258] LEE, R.-T.; HAMROCK, B.J.: A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I - Used in Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*, 1990, **112**(3), 486-495.
- [259] NEHAL, A.; AMAL, N.: Lubricating Oil Additives. In: KUO, C.-H., Hg.: *Tribology - Lubricants and Lubrication*. Rijeka: InTech, 2011.
- [260] CROSS, M.M.: Rheology of non-Newtonian fluids: A new flow equation for pseudo-plastic systems. *Journal of Colloid Science*, 1965, **20**(5), 417-437.
- [261] CARREAU, P.J.: Rheological Equations from Molecular Network Theories. *Journal of Rheology*, 1972, **16**(1), 99-127.
- [262] YASUDA, K.; ARMSTRONG, R.C.; COHEN, R.E.: Shear flow properties of concentrated solutions of linear and star branched polystyrenes. *Rheologica Acta*, 1981, **20**(2), 163-178.
- [263] BAIR, S.: A Rough Shear-Thinning Correction for EHD Film Thickness. *Tribology Transactions*, 2004, **47**(3), 361-365.
- [264] BAIR, S.S.: Rheology. In: BRUCE, R.W., Hg.: *Handbook of Lubrication and Tribology. Volume II: Theory and Design*. 2. Auflage. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012, 26/1-26/14.
- [265] INSITUT FÜR TRIBOLOGIE UND ENERGEIWANDLUNGSMASCHINEN ITR, TU CLAUSTHAL: *Low Friction Powertrain - Teilprojekt A1.2. Thermophysikalische Eigenschaften (Schmierstoffe)*. Abschlussbericht. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013. Heft 1002.
- [266] HAMROCK, B.J.; JACOBSON, B.O.; BERGSTRÖM, S.-I.: Measurement of the Density of Base Fluids at Pressures to 2.20 GPa. *A S L E Transactions*, 1987, **30**(2), 196-202.
- [267] BAIR, S.: *High-pressure rheology for quantitative elastohydrodynamics*. Amsterdam: Elsevier, 2007. Tribology and interface engineering series. 54.
- [268] HAYWARD, A.T.J.: Compressibility equations for liquids: a comparative study. *British Journal of Applied Physics*, 1967, **18**(7), 965-977.
- [269] HIRSCHFELDER, J.O.; CURTISS, C.F.; BIRD, R.B.: *Molecular theory of gases and liquids*. New York: Wiley, 1954.
- [270] MILLAT, J.: *Transport properties of fluids. Their correlation prediction and estimation*. Cambridge: IUPAC, 1996.
- [271] MURNAGHAN, F.D.: The Compressibility of Media under Extreme Pressures. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 1944, **30**(9), 244-247.
- [272] MACDONALD, J.R.: Some Simple Isothermal Equations of State. *Reviews of Modern Physics*, 1966, **38**(4), 669-679.
- [273] CUTLER, W.G.; McMICKLE, R.H.; WEBB, W.; SCHISSLER, R.W.: Study of the Compressions of Several High Molecular Weight Hydrocarbons. *The Journal of Chemical Physics*, 1958, **29**(4), 727-740.

- [274] BAIR, S.: The Pressure-Viscosity Coefficient of a Perfluorinated Polyether Over a Wide Temperature Range. *Journal of Tribology*, 2001, **123**(1), 50-53.
- [275] FAKHREDDINE, Y.A.; ZOLLER, P.: The equation of state of a polydimethylsiloxane fluid. *Journal of Applied Polymer Science*, 1990, **41**(56), 1087-1093.
- [276] HABCHI, W.; BAIR, S.: Quantitative Compressibility Effects in Thermal Elastohydrodynamic Circular Contacts. *Journal of Tribology*, 2013, **135**(1), 011502-1-011502-10.
- [277] HABCHI, W.; VERGNE, P.; BAIR, S.; ANDERSSON, O.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G.E.: Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behaviour of circular TEHD contacts. *Tribology International*, 2010, **43**(10), 1842-1850.
- [278] LARSSON, R.; ANDERSSON, O.: Lubricant thermal conductivity and heat capacity under high pressure. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2000, **214**(4), 337-342.
- [279] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V.: *Tribologie. Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung*. Aachen, 2002. Arbeitsblatt 7.
- [280] BOWDEN, F.; TABOR, D.: *The friction and lubrication of solids*. Oxford: Clarendon Press, 1950.
- [281] REDLICH, A.: *Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen*. Aachen: Shaker, 2002. Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. 2002,3.
- [282] SOLOVYEV, S.: *Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Mischreibungskontakten*. Aachen: Shaker, 2007. Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. 2007,1.
- [283] ZHOU, R.S.; HOEPRICH, M.R.: Torque of Tapered Roller Bearings. *Journal of Tribology*, 1991, **113**(3), 590-597.
- [284] KOCH, O.: *Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern*. Bochum: Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 2008. Schriftenreihe. Heft 08.1.
- [285] BLAU, P.J.: Friction. In: BRUCE, R.W., Hg.: *Handbook of Lubrication and Tribology. Volume II: Theory and Design*. 2. Auflage. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012, 5.
- [286] ERTEL, A.M.: Gidrodinamitscheski rastschot smaski kontakta kriwolinejnyh powerch-nostej (Hydrodynamische Berechnung der Schmierung eines Kontaktes von gekrümmten Oberflächen). auf Russisch. *Akad. Nauk SSSR Prikladnaya Mathematica i Mekhanika*, 1939, **3**(2), 41-52.
- [287] MOHRENSTEIN-ERTEL, A.; LANG, O.R., Bearb.: *Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung*. Düsseldorf: VDI, 1984. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften / Reihe 1, Konstruktion, Konstruktionstechnik. 115.
- [288] GRUBIN, A.N.: Osnovy gidrodinamitscheskoj teorii smaski tjaschelo nagruschennych zylindritscheskich powerchnostej. Grundlagen der hydrodynamischen Schmiertheorie von hochbelasteten zylindrischen Oberflächen. In: KETOVA, K.F., Hg.: *Investigation of the Contact of Machine Components. (Englische Übersetzung vom Department of Science and Industry, London)*. Moskau: TsNITMASH (Zentrales Forschungsinstitut für Technologie und Maschinenbau), 1949.

- [289] BOUSSINESQ, J.: *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques. Principalement au calcul des déformations et des pressions que produisent, dans ces solides, des efforts quelconques exercés sur une petite partie de leur surface ou de leur intérieur : mémoire suivi de notes étendues sur divers points de physique, mathematique et d'analyse.* Paris: Gauthier-Villars, 1885.
- [290] LOVE, A.E.H.: The stress produced in a semi-infinite solid by pressure on part of the boundary. In: : *Philosophical transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of Mathematical or Physical Character.* London: The Royal Society, 1929, 377-420.
- [291] WILLNER, K.: Fully Coupled Frictional Contact Using Elastic Halfspace Theory. *Journal of Tribology*, 2008, **130**(3), 031405-1-031405-8.
- [292] LINK, M.: *Finite Elemente in der Statik und Dynamik.* 4. korrig. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [293] WILLNER, K.: *Kontinuums- und Kontaktmechanik. Synthetische und analytische Darstellung.* Berlin: Springer, 2003. Engineering online library.
- [294] TURNER, M.J.; CLOUGH, R.W.; MARTIN, H.C.; TOPP, L.J.: Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures. *Journal of the Aeronautical Sciences (Institute of the Aeronautical Sciences)*, 1956, **23**(9), 805-823.
- [295] ARGYRIS, J.H.; KELSEY, S.: *Energy theorems and structural analysis. A generalised discourse with applications on energy principles of structural analysis including the effects of temperature and non-linear stress-strain relations.* London: Butterworths, 1960.
- [296] HABCHI, W.; DEMIRCI, I.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G.; VERGNE, P.: A finite element approach of thin film lubrication in circular EHD contacts. *Tribology International*, 2007, **40**(10-12), 1466-1473.
- [297] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: Stabilized fully-coupled finite elements for elastohydrodynamic lubrication problems. *Advances in Engineering Software*, 2012, **46**(1), 4-18.
- [298] DOWSON, D.; HIGGINSON, G.R.: A numerical solution to the elasto-hydrodynamic problem. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1959, **1**(1), 6-15.
- [299] MOES, H.: Optimum similarity analysis with applications to elastohydrodynamic lubrication. *Wear*, 1992, **159**(1), 57-66.
- [300] TAN, X.; GOODYER, C.E.; JIMACK, P.K.; TAYLOR, R.I.; WALKLEY, M.A.: Computational approaches for modelling elastohydrodynamic lubrication using multiphysics software. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2012, **226**(6), 463-480.
- [301] EVANS, H.P.; SNIDLE, R.W.: Inverse Solution of Reynolds' Equation of Lubrication Under Point-Contact Elastohydrodynamic Conditions. *Journal of Lubrication Technology*, 1981, **103**(4), 539-546.
- [302] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part IV - Starvation Results. *Journal of Lubrication Technology*, 1977, **99**(1), 15-23.
- [303] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part III - Fully Flooded Results. *Journal of Lubrication Technology*, 1977, **99**(2), 264-275.

- [304] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part II - Ellipticity Parameter Results. *Journal of Lubrication Technology*, 1976, **98**(3), 375-381.
- [305] HAMROCK, B.J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part I - Theoretical Formulation. *Journal of Lubrication Technology*, 1976, **98**(2), 223-228.
- [306] LUBRECHT, A.A.: *The numerical solution of the elastohydrodynamically lubricated line- and point contact problem, using multigrid techniques*. Dissertation, Enschede, 1987.
- [307] VENNER, C.; NAPEL, W.: Multilevel solution of the elastohydrodynamically lubricated circular contact problem. Part 2: smooth surface results. *Wear*, 1992, **152**(2), 369-381.
- [308] VENNER, C.; NAPEL, W.: Multilevel solution of the elastohydrodynamically lubricated circular contact problem. Part I: theory and numerical algorithm. *Wear*, 1992, **152**(2), 351-367.
- [309] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: A Full-System Approach of the Elastohydrodynamic Line/Point Contact Problem. *Journal of Tribology*, 2008, **130**(2), 021501-1-021501-10.
- [310] ROHDE, S.M.; OH, K.P.: A Unified Treatment of Thick and Thin Film Elastohydrodynamic Problems by Using Higher Order Element Methods. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1975, **343**(1634), 315-331.
- [311] OH, K.P.; ROHDE, S.M.: Numerical solution of the point contact problem using the finite element method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1977, **11**(10), 1507-1518.
- [312] OKAMURA, H.: A contribution to the numerical analysis of isothermal elastohydrodynamic lubrication. In: DOWSON, D.; TAYLOR, C.M.; GODET, M., Hg.: *Tribology of reciprocating engines. Proceedings of the 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology held in Bodington Hall, the University of Leeds, England, 7-10 September 1982*. Guildford: Butterworths for the Institute of Tribology, Leeds University and the Institut national des sciences appliquées de Lyon, 1983, 313-320.
- [313] HARTINGER, M.; DUMONT, M.-L.; IOANNIDES, S.; GOSMAN, D.; SPIKES, H.: CFD Modeling of a Thermal and Shear-Thinning Elastohydrodynamic Line Contact. *Journal of Tribology*, 2008, **130**(4), 41503.
- [314] BUNGARTZ, H.-J.; SCHÄFER, M., Hg.: *Fluid structure interaction. Modelling, simulation, optimisation*. Berlin: Springer, 2006. Lecture notes in computational science and engineering, 53.
- [315] HARTINGER, M.: *CFD Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication*. Dissertation, Imperial College London, 2007.
- [316] STOCKER, T.: *Introduction to Climate Modelling*. Berlin: Springer, 2011.
- [317] COMSOL Multiphysics [Software]. Version 4.3b, 2013 [Zugriff am: 27. Juni 2013]. Verfügbar unter: <https://www.comsol.com/support/download/4.3b/>
- [318] BROOKS, A.N.; HUGHES, T.J.: Streamline upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-

- Stokes equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1982, **32**(1-3), 199-259.
- [319] HUGHES, T.; FRANCA, L.P.; HULBERT, G.M.: A new finite element formulation for computational fluid dynamics: VIII. The galerkin/least-squares method for advective-diffusive equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1989, **73**(2), 173-189.
- [320] ZIENKIEWICZ, O.C.; TAYLOR, R.L.; NITHIARASU, P.: *The finite element method for fluid dynamics*. 6. Auflage. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [321] GALEÃO, A.C.; ALMEIDA, R.C.; MALTA, S.; LOULA, A.: Finite element analysis of convection dominated reaction-diffusion problems. *Applied Numerical Mathematics*, 2004, **48**(2), 205-222.
- [322] HINZ, R.; HERMSEN, F.-G.; SCHWADERLAPP, M.: Leichtbau im System Zylinderkopf - Verringerung von Gewicht und Reibung. In: OETTING, H., Hg.: *Leichtbau im Antriebsstrang. Vielfältige praktische Erfahrungen führen zu neuen Ideen des Leichtbaus*. Renningen: expert, 1996, 62-72.
- [323] MAHLE GMBH, Hg.: *Ventiltrieb. Systeme und Komponenten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. ATZ / MTZ-Fachbuch.
- [324] VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2005. ATZ-MTZ-Fachbuch.
- [325] GUTZMER, P.: Weniger Reibung - Schlüssel zu mehr Effizienz. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 2007, **68**(4), 243.
- [326] SPECKENS, F.-W. von; HERMSEN, F.-G.; BUCK, J.: Konstruktive Wege zum reibungssarmen Ventiltrieb. *MTZ*, 1998, **59**(3), 176-181.
- [327] SCHRADER, T.; WESCHTA, M.; MERKLEIN, M.; TREMMEL, S.; ENGEL, U.; WARTZACK, S.: Tribological Aspects in Manufacturing Processes of Microstructured Components and their Tribological Behavior in Operation. *Advanced Materials Research*, 2014, **966-967**, 323-335.
- [328] TREMMEL, S.: *Ein Beitrag zur Auslegung beschichteter Bauteile unter zyklischer Beanspruchung im Wälz-Gleit-Kontakt*. Düsseldorf: VDI, 2010. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente. 406.
- [329] KÖHLER, E.; FLIERL, R.: *Verbrennungsmotoren. Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. 6. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2011.
- [330] BENSINGER, W.-D.: *Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren. Konstruktion und Berechnung der Steuerelemente*. 2., neubearbeitete Auflage. Berlin: Springer, 1968. Konstruktionsbücher. 16.
- [331] FINK, T.: *Einfluß des Bewegungsverhaltens von Ventiltrieben mit Tassenstößeln auf die Reibungsarbeit*. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 1993.
- [332] SCHULZ, E.: *Wissensbasierte Vorhersage der Reibung in komplexen tribologischen Systemen am Beispiel des Kontakts Nockenwelle/beschichteter Tassenstößel*. Düsseldorf: VDI, 2013. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 1, Konstruktionstechnik, Maschinenelemente. 424.
- [333] DOWSON, D.: Elastohydrodynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part 3A*, 1968, **182**, 151-157.

- [334] DOWSON, D.; TAYLOR, C.M.; ZHU, G.: A transient elastohydrodynamic lubrication analysis of a cam and follower. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 1992, **25**(1A), A313-A320.
- [335] CANN, P.M.; SPIKES, H.A.; HUTCHINSON, J.: The Development of a Spacer Layer Imaging Method (SLIM) for Mapping Elastohydrodynamic Contacts. *Tribology Transactions*, 1996, **39**(4), 915-921.
- [336] JUBAULT, I.: *Application de la microspectrométrie raman aux mesures in situ dans les contacts dynamiques. Contribution à l'étude du contact elastohydrodynamique*. Dissertation, Université des Antilles et de la Guyane, 2002.
- [337] SCHMUTZ, W.: *Fluoreszenzmeßverfahren zur Schmierfilmdickenmessung in Wälzlagern*. Berlin: Springer, 1984. IPA Forschung und Praxis, Berichte aus dem Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung, Stuttgart, und dem Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb der Universität Stuttgart. 79.
- [338] DWYER-JOYCE, R.S.; REDDYHOFF, T.; ZHU, J.: Ultrasonic Measurement for Film Thickness and Solid Contact in Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*, 2011, **133**(3), 031501-1-031501-11.
- [339] BRÜSER, P.: *Untersuchung über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontaktflächen*. Dissertation, Technische Universität Carlo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1972.
- [340] BETHKE, J.: *Entwicklung einer praktisch einsetzbaren Messtechnik für die Schmierfilmdicke in Wälzlagern und anderen realen tribologischen Systemen*. Düsseldorf: VDI, 1992, Reihe 1: Konstruktionstechnik/Maschinenelemente. 203.
- [341] DETERS, L.; BOSSE, H.: Online-Messung des Schmierungszustandes mit Hilfe des Übergangswiderstandes. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 2004, **35**(10-11), 645-649.
- [342] GLOVNEA, R.; FURTUNA, M.; NAGATA, Y.; SUGIMURA, J.: Electrical Methods for the Evaluation of Lubrication in Elastohydrodynamic Contacts. *Tribology Online*, 2012, **7**(1), 46-53.
- [343] ROSENKRANZ, A.; MARTIN, B.; BETTSCHIEDER, S.; GACHOT, C.; KLIEM, H.; MÜCKLICH, F.: Correlation between solid-solid contact ratios and lubrication regimes measured by a refined electrical resistivity circuit. *Wear*, 2014, **320**(1-2), 51-61.
- [344] LUCAS, S.: *Übergangswiderstand als tribologische Kenngröße für den Schmierungszustand*. Aachen: Shaker, 2011. Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. Bd. 2011,4.
- [345] SCHRADER, T.; WESCHTA, M.; ENGEL, U.; TREMMEL, S.; MERKLEIN, M.; WARTZACK, S.: Microstructured surfaces in highly loaded elastohydrodynamic (EHD)-contacts – manufacturing and tribological performance. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 2013, **44**(8), 723-729.
- [346] ZWART, P.J.; GERBER, A.G.; BELAMRI, T.: A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics. In: MATSUMOTO, Y.; HISHIDA, K.; TOMIYAMA, A., Hg.: *Proceedings of the 5th International Conference on Multiphase Flow. 30.05.-04.06.2004, Yokohama, Japan*, 2004, 152.
- [347] MARIAN, M.; WESCHTA, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Simulation of Micro-textured Surfaces in Starved EHL Contacts Using Commercial FE Software. *Materials Performance and Characterization*, 2017, **6**(2), 165-181.

- [348] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; BAIR, S.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Using a Newtonian/Generalized Newtonian Lubricant. *Tribology Letters*, 2008, **30**(1), 41-52.
- [349] VENNER, C.H.; LUBRECHT, A.A.: Transient analysis of surface features in an EHL line contact in the case of sliding. *Journal of Tribology*, 1994, **116**(2), 186-193.
- [350] LU, H.; BERZINS, M.; GOODYER, C.; JIMACK, P.K.A.C; WALKLEY, M.: Adaptive high-order finite element solution of transient elastohydrodynamic lubrication problems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2006, **220**(3), 215-225.
- [351] SADEGHI, F.; SUI, P.C.: Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Contacts. *Journal of Tribology*, 1990, **112**(2), 189-195.
- [352] EICHLER, J.; EICHLER, H.-J.: *Laser. Bauformen, Strahlführung, Anwendungen*. 7. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [353] MURCH, L.E.; WILSON, W.R.D.: A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. *Journal of Lubrication Technology*, 1975, **97**(2), 212.
- [354] KLEPPMANN, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren*. 4. Auflage. München: Hanser, 2006. Praxisreihe Qualitätswissen.
- [355] SIEBERTZ, K.; VAN BEBBER, D.; HOCHKIRCHEN, T.: *Statistische Versuchsplanung*. Berlin: Springer, 2010.
- [356] MOST, T.; WILL, J.: Metamodel of Optimal Prognosis-an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. *Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage*, 2008, **5**, 20-21.
- [357] SCHEFFLER, E.: *Statistische Versuchsplanung und -auswertung. Eine Einführung für Praktiker*. 3., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1997.
- [358] PARK, T.-J.; KIM, K.-W.: Elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact. *Wear*, 1998, **223**(1-2), 102-109.

Online-Buchshop für Ingenieure

■■■ VDI nachrichten

Online-Shops



Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick



Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen



BUCHSHOP

Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

VDI nachrichten

BUCHSHOP www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
- 2 Fertigungstechnik
- 3 Verfahrenstechnik
- 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- 6 Energietechnik
- 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- 10 Informatik/Kommunikation
- 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
 - 17 Biotechnik/Medizintechnik
 - 18 Mechanik/Bruchmechanik
 - 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
- 21 Elektrotechnik
- 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-344801-2