

Untersuchungen zu Reibmechanismen an Pneumatikdichtungen

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

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Matthias Wangenheim
geb. am 11. März 1978 in Oldenburg

2012

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
Tag der Promotion: 23. Mai 2012

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Dynamik und Schwingungen der Leibniz Universität Hannover. Die meisten der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse entstammen meinem Beitrag zum Integrierten Projekt „KRISTAL“ des 6. FRP der EU.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek für das uneingeschränkte Vertrauen und alle Freiheiten, die ich genießen durfte. Nur so war es möglich, Projektarbeit, Oberingenieursaufgaben und das Erstellen dieser Arbeit zu vereinbaren. Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll danke ich für das große Interesse an meiner wissenschaftlichen Arbeit und für die Übernahme des zweiten Referates. Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Nyhuis möchte ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission danken.

Weiterhin danke ich den aktiven und ehemaligen Kollegen am Institut für die Unterstützung und die angenehme Arbeitsatmosphäre. Insbesondere seien hier meine ehemaligen Kollegen Dr.-Ing. Markus Lindner, Dr.-Ing. Patrick Moldenhauer, Dipl.-Ing. Stefan Ripka, Prof. Dr.-Ing. Matthias Kröger und Dr.-Ing. Gunnar Gäbel erwähnt, ich denke wir konnten zusammen einiges bewegen!

Den Kollegen in der „Gummigruppe“ danke ich ebenfalls für die große Unterstützung genauso wie unseren Sekretärinnen Nicole Röbbert und Angelika Crohn und unserem Techniker Herrn Michael Runge. Meine Studenten haben mit ihrem großen Engagement den Grundstein zum Entstehen dieser Arbeit gelegt, hier seien insbesondere Herr Dipl.-Ing. Martin Radermacher, Herr Dipl.-Ing. Sebastian Tatzko, Herr Dipl.-Ing. Jan Herlitzius, Herr Dipl.-Ing. Alexander Fuchs, Herr Dipl.-Ing. Xinrui Xia und Frau Tanitta Tumrasvin, M. Sc. hervorgehoben.

Meinen Eltern Hildegard und Jürgen und Geschwistern Christoph und Cornelia danke ich für Ihre Unterstützung und Hilfestellung in allen erdenklichen Lebenslagen. Ebenfalls großer Dank gebührt meiner lieben Freundin Anne, die mir gerade in der allerletzten, heißen Phase der Doktorprüfung den Rücken immer freigehalten hat.

Matthias Wangenheim

Hannover, im Mai 2012

Inhaltsverzeichnis

Formelverzeichnis	VI
Kurzfassung	IX
Abstract	X
1 Einleitung	1
1.1 Technische Problemstellung	1
1.2 Wirtschaftliche Einordnung	3
1.3 Eigenschaften von Elastomeren und Gummibauteilen	4
1.4 Reibung von Elastomeren	5
1.5 Technische Anforderungen an Dichtungen	7
1.6 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit	8
2 Stand des Wissens zur Dichtungsreibung	10
2.1 Dichtungen	10
2.2 Materialverhalten von Elastomeren	13
2.3 Reibzustände an Dichtungen	16
2.4 Reibmechanismen	17
2.4.1 Adhäsionsreibung	18
2.4.2 Hysteresereibung	19
2.4.2.1 Modellierung der Hysteresereibung nach KLÜPPEL und HEINRICH	21
2.4.2.2 Modellierung der Hysteresereibung nach PERSSON	22
2.4.2.3 Modellierung der Hysteresereibung nach LINDNER	23
2.4.3 Viskose Reibung	27
2.4.3.1 Hydrodynamische Reibung	29
2.4.3.2 Elastohydrodynamische Reibung	30
2.4.3.3 Grenzschichtreibung	31
2.4.3.4 Subgrenzschichtreibung	35
2.5 Reibungselbsterregte Schwingungen	36
3 Versuchsstände	40
3.1 Adhäsionspendel	40
3.2 Tribometer	41

3.3	Dichtungsprüfstand	43
4	Oberflächentopographie und Hysteresereibung	45
4.1	Oberflächenbeschreibung	46
4.1.1	Mittelwertkenngrößen	51
4.1.2	Gestaltskenngrößen	54
4.1.3	Spektrale Topographieanalyse	57
4.1.4	Kennwerte der Materialanteilkurve	59
4.1.5	Richtungsabhängige Betrachtung der Hysteresereibung	62
4.1.6	Fazit	64
4.2	Wärmeentwicklung durch Reibung	65
4.3	Hysteresereibung mit Schmierung	71
4.4	Mehrskalenhysterese	72
4.4.1	Transformation und Filterung von Rauheitsschrieben	73
4.4.2	Reale Kontaktfläche und lokale Pressungsverteilung	75
4.4.3	Simulationsergebnisse	77
4.5	Hysteresesimulation mit gekoppelten Kontaktpunkten	81
4.6	Statistische Betrachtung des Hysteresereibwertes	84
5	Schmierfilmverhalten im pneumatischen Dichtkontakt	88
5.1	Experimentelle Untersuchung zur Rolle der Adhäsion in pneumatischen Dichtkontakten mit Schmierung	88
5.2	Anwendungsbeispiel: Stick-Slip-Vermeidung an einer Pneumatikdichtung	90
5.3	Kapazitive Schichtdickenbestimmung und Grenzschichtreibung	97
5.3.1	Schichtdickenbestimmung bei Grenzschichtreibung am Tribometer	98
5.3.2	Schichtdickenbestimmung am Dichtungsprüfstand	105
5.4	Anwendungsbeispiel: Reibungsoptimierung mit Hilfe der Modifikation der Oberflächentopographie	112
6	Zusammenfassung und Ausblick	116
	Literaturverzeichnis	120

Formelverzeichnis

Selten benutzte Formelzeichen und Begriffe sowie abweichende Bedeutungen werden ausschließlich im Text erläutert.

Lateinische Notation

a_T	Verschiebungsfaktor f. WLF-Transformation
c	Federkonstante
c_p	Spezifische Wärmekapazität
d	Dämpferkonstante, Schmierfilmdicke
e	EULER'sche Zahl
f	Frequenz
g	Erdbeschleunigung
h	Höhe, Schmierfilmdicke
i	Imaginäre Einheit
i, j, k, m, n	Zähler
k	Wärmeleitfähigkeit, Wellenzahl
l	Länge
m	Masse
p	Druck, Pressung
p_0	Mittlere Flächenpressung
q	Wärmeflussdichte
r	Radius
t	Zeit
u, v, w	Kartesische Geschwindigkeiten
v_r	Relativgeschwindigkeit
x, y, z	Kartesische Koordinaten, Auslenkung
\dot{x}	Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung
x_r	Reibstrecke
z_0	Angeregte Schichtdicke
A	(Ober-)Fläche
A_0	Scheinbare (nominelle) Kontaktfläche
C	Rauheitsspektrum, Kapazität
E	Elastizitätsmodul, Energie

E^*	Komplexer Elastizitätsmodul
E'	Speichermodul
E''	Verlustmodul
E_∞	Relaxierter Elastizitätsmodul
E_m	Elastizitätsmodul im MAXWELL-Ast
F_H	Haftreibungskraft
F_R	Reibkraft
F_N	Normalkraft
L	Induktivität
P	Leistung
Q	Wärme
T	Temperatur, Periodenlänge, Integrationszeit
V	Volumen
W	Arbeit
Z	Impedanz

Griechische Notation

α	Winkel
δ	Verlustwinkel
ε	Dehnung, Permittivität
$\dot{\varepsilon}$	Dehnrage
γ	Grenzflächenenergie
η	Viskosität
κ	Temperaturleitfähigkeit
λ	Wellenlänge
μ	Reibwert
μ_0	Haftreibwert
μ_H	Hysteresereibwert
μ_{HD}	Hydrodynamischer Reibwert
ν	Querkontraktionszahl
θ	Kontaktwinkel
ϑ	Temperatur
ϱ	Dichte
σ	Spannung
σ_0	mittlere Kontaktspannung
τ	Zeitkonstante
ω	Kreisfrequenz
ω_G	Glasübergangsfrequenz

Weitere Formelzeichen

$\hat{\cdot}$	Amplitude
\dots^*	Normierter Wert
$\text{Re}(\dots)$	Realteil
$\text{Im}(\dots)$	Imaginärteil

Kurzfassung

Seit den Anfängen des Maschinenbaus werden Dichtungen eingesetzt, um ungewollte Stoffübergänge zwischen zwei Räumen zu verhindern. Als Materialien kommen hierfür heute vor allem Elastomere und ähnlichen Werkstoffen zum Einsatz, insbesondere wegen ihrer Elastizität und vergleichsweise guter Chemikalien- und Alterungsbeständigkeit. Nicht zuletzt sind Dichtungen als Massenprodukt sehr preiswert herstellbar. Bei der Auslegung von Dichtungen in Bezug auf Form, Größe, Material und auch der Eigenschaften der Kontaktfläche der metallischen Kontaktpartner ist man bisher auf Prototypentests angewiesen, verbunden mit einem entsprechendem Kosten- und Zeitaufwand. Der Hauptgrund für diese Vorgehensweise ist das unvollständige Wissen über die physikalischen Mechanismen, die den Reibkontakt zwischen Dichtung und Gegenauflfläche bestimmen und für Effekte wie Reibung und Verschleiß verantwortlich sind.

Mit dieser Arbeit werden validierte Modellvorstellungen zu Mechanismen der Reibung in Dichtkontakten geschaffen, die bei der vergleichsweise kostengünstigen modell- und simulationsgestützten Entwicklung von Dichtsystemen genutzt werden können. Dazu werden zunächst aus der Literatur bekannte Reibmechanismen von Elastomerbauteilen auf rauen Oberflächen und an Dichtungen anhand von Experimenten bezüglich ihrer Relevanz für den trockenen und geschmierten pneumatischen Dichtkontakt bewertet. Dies ist bisher für diese Art von Reibkontakten allenfalls unvollständig erfolgt. Die als bedeutend eingestuften Effekte werden sowohl experimentell als auch in Form verschiedener Modellierungsansätze und Simulationen vertieft untersucht und ihre Einflussgrößen herausgearbeitet. Dabei wird die Hysteresereibung an trockenen und geschmierten Dichtkontakten erstmals in einem längenskalenübergreifenden Bereich der Oberflächenrauheit eingehend studiert. Es finden insbesondere die reale Kontaktfläche, Temperatur und die Rolle des Schmiermittels Beachtung. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung ist besonders der Effekt der Grenzschichtreibung herauszustellen, der an Kontakten mit Gummibauteilen bislang wenig beschrieben ist. In diesem Zusammenhang erfolgt der experimentelle Nachweis dieses Phänomens mit der Messung der Schichtdicke mit einem für diese Anwendung neuen Verfahren der Kapazitätsmessung im Dichtspalt. Für die zukünftige Entwicklung von optimalen Dichtkontakten mit Reibung werden Ergebnisse zusammengestellt, die gerade für die aktuell in Wissenschaft und Industrie fokussierte optimale Abstimmung von Oberflächenbeschaffenheit und Materialeigenschaften des Elastomers von großer Bedeutung sind.

Schlagwörter: Dichtung, Reibung, Hysterese, Grenzschichtreibung, Schmiermittel

Abstract

Since the early days of mechanical engineering seals are utilized to prevent mass transfer between two volumes. Primarily elastomers and similar materials are used due to their elasticity as well as their resistance against chemicals and ageing. Being mass production items, elastomer seals can be produced very cost-effectively. Nowadays the design of shape, size, material, and counter surface properties is usually based on expensive and time-consuming prototype tests. The main reason for this is the lack of knowledge on the dominating physical mechanisms in the friction contact which determine the wear and friction behaviour.

Validated models on mechanisms of friction in sealing contacts are developed within this thesis which can support the economical model based design of sealing systems. At the beginning a literature research is presented containing known friction mechanisms of elastomer components and seals. These mechanisms are investigated and evaluated by experiments under dry and lubricated conditions. The identified major effects are studied in detail by enhanced experimental techniques as well as modelling and simulation approaches. The main influencing parameters of seal friction are elaborated. Hysteresis friction of dry and lubricated sealing contacts is simulated down to molecular length scales. The real contact area and the ability of the elastomer to penetrate the counter surface asperities is investigated under consideration of temperature and a lubricant in the contact. Concerning viscous friction the effect of boundary lubrication is emphasized. The existence of this effect is proven experimentally by detection of the boundary layer thickness with a capacity measurement set-up and the resulting friction. The results shown in this thesis are relevant for future developments of optimized sealing contacts with friction, particularly for coating of contacting surfaces and the use of solid or liquid lubricants compounded into the seal material.

Key words: Seal, Friction, Hysteresis, Boundary Lubrication, Lubricant

1 Einleitung

Dichtungen werden in vielen technischen Anwendungen in nahezu allen Branchen des Ingenieurwesens eingesetzt. Sie trennen zwei Räume voneinander und vermeiden den Stoffaustausch zwischen diesen Räumen. Dabei sind sie verschiedenen mechanischen und chemischen Beanspruchungen ausgesetzt. Ihre Dichtungsfunktion bestimmt in hohem Maße die Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit einer Maschine. Bei dynamisch beanspruchten Dichtungen stehen in der Regel Reibungs- und Verschleißseigenschaften im Vordergrund, die sicherheitsrelevante Aspekte betreffen, aber vor allem in Hinblick auf Wartungs- und Energiekosten wirtschaftlich von Interesse sind. Gerade die physikalischen Reibungsphänomene an Dichtungen sind bisher nicht vollständig untersucht und modelliert. In dieser Arbeit werden einige Phänomene geschmierter und trockener Reibkontakte experimentell untersucht und Modellierungsansätze aufgezeigt. Auf diese Weise kann eine modell- und simulationsgestützte Entwicklung von Dichtsystemen erfolgen und somit Entwicklungsarbeit kostengünstiger und schneller vorangetrieben und qualitativ höherwertige Produkte angeboten werden.

1.1 Technische Problemstellung

Reibung beschreibt die „Hemmung der relativen Bewegung sich berührender Körper (äußere Reibung) oder im Innern von Flüssigkeiten und Gasen (innere Reibung)“, BROCKHAUS [90]. Insbesondere die äußere Reibung ist ein Effekt, der in vielfältiger Weise im täglichen Leben beobachtet werden kann. Wir machen sie uns oft zunutze, so liegen bei Schrauben oder Keilen beispielsweise reibschlüssige Verbindungen vor. Reibung kann genutzt werden, um kinetische Energie abzubauen. In Bremsen findet beispielsweise solch eine Umwandlung mechanischer in thermische Energie statt. Reibung an Elastomerbauteilen liegt beispielsweise im Kontakt zwischen Schuhsohle und Gehweg oder im Reifen-Fahrbahn-Kontakt vor. In den geschilderten Fällen wird Reibung zur Kraftübertragung genutzt. Antriebs- und Bremskräfte aber auch Seitenkräfte bei Kurvenfahrten von Kraftfahrzeugen werden mittels Reibung übertragen und bestimmen auf diese Weise die sichere, gezielte Fortbewegung. Zwischenmedien wie etwa nasses Laub an regnerischen Herbsttagen oder auch Schnee oder Sand können dabei in den Kontaktbereich gelangen, was zu einer erheblichen Reduzierung des Reibwertes und somit der übertragbaren Kräfte führen kann. Im Fall von Schlittschuhen wird der Effekt der reduzierten

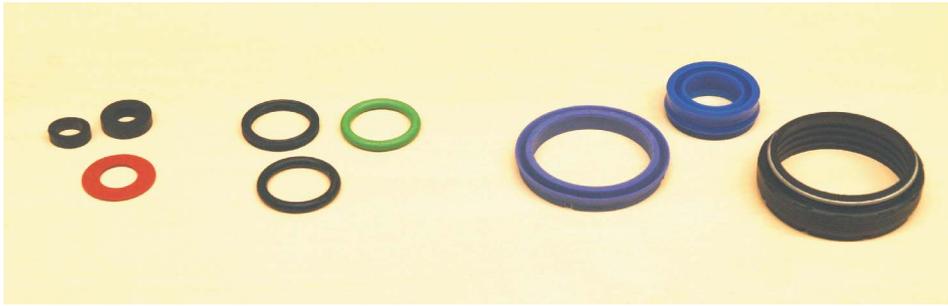


Abbildung 1.1: Auswahl von Dichtungen: Quetschdichtungen, Quad- und O-Ringe, Kolbendichtung, Stangendichtung und Radialwellendichtring (von links nach rechts)

Reibung, den ein Schmierfilm in einem Gleitkontakt haben kann, unmittelbar genutzt. In diesem Fall dient ein sehr dünner Wasserfilm auf der Eisschicht als Zwischenmedium. Die Schmierfilmhöhe und daraus resultierend die Reibeigenschaften werden insbesondere durch die beim Gleitvorgang vorherrschenden Temperaturverhältnisse unter den Kufen bestimmt.

Reibung in technischen Systemen ist in der Regel von einer Vielzahl von Parametern abhängig. Hierzu zählen die Oberflächenbeschaffenheit oder die Gleitgeschwindigkeit. Unter Umständen kann eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwertes zu reibungselbsterregten Schwingungen führen. Hierbei wird bei stabilen Schwingungen dem System durch eine besondere Ausprägung des Reibverhaltens gerade soviel Energie zugeführt, wie durch Dämpfung dissipiert wird. Dies kann in wenigen Fällen gewollt sein, wie etwa bei der Tonerzeugung mit Streichinstrumenten, ist aber meist unerwünscht und führt zu Geräuschen wie dem Quietschen von Türen und kann bei pneumatischen oder hydraulischen Aktuatoren zu Positionierungsungenauigkeiten führen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Reibmechanismen an Dichtungen näher untersucht. Dichtungen sind technische Bauteile, die im alltäglichen Leben in vielfältiger Form bekannt sind. Sogenannte statische Dichtungen unterliegen im normalen Einsatzfall keiner Gleitreibung: sie verhindern beispielsweise, dass der Inhalt aus verschlossenen Getränkeflaschen ausläuft. Im Sanitärbereich werden einzelne Verbindungen von Kunststoffrohren mit statischen O-Ringen abgedichtet. Auch die Autotür umrahmt eine Gummidichtung, die in erster Linie das Eindringen von Regenwasser verhindern soll. Eine Auswahl von Dichtungen zeigt **Abb. 1.1**.

Dynamische Dichtungen sind beispielsweise in Wasserhähnen eingesetzt. Hier muss in einem Ventilschieber zwar eine Relativbewegung ermöglicht werden, das Wasser darf aber trotzdem nicht nach außen dringen. Bekannt sind auch die Gasdruckfedern an PKW-Kofferraumklappen. Hier muss ebenfalls der Innenraum eines Zylinders gegenüber der Umwelt abgedichtet sein, obwohl die bewegliche Kolbenstange hinein- und hinausgleitet. Weitere bekannte Einsatzorte axial bewegter Dichtungen sind Hydraulikzylinder wie z.B. in Baugeräten oder bei kleineren Personenaufzuganlagen.

Dichtungen in Form von Bauwerksabdichtungen sind bereits vom römischen Baumeister VITRUV (ca. 70 – 10 v. Chr.) bekannt. Elastische Dichtungen aus Kunststoffen werden seit Beginn des 20. Jahrhunderts im Automobil- und Maschinenbau eingesetzt, siehe CZIESIELSKI [72]. Wie bei allen Maschinenelementen wird auch bei Dichtungen seit ihrem ersten Einsatz an ihrer Optimierung gearbeitet. Neben der Dichtwirkung an sich sind hier insbesondere Energieeffizienz bzw. Reibungsreduktion, Lebensdauererlängerung durch Verbesserung des Alterungs- und Verschleißverhaltens und Geräuscharmheit als aktuelle Gebiete von Interesse auszumachen. Dabei stellt die Reibung an Elastomerbauteilen wegen ihrer im Vergleich zu metallischen Werkstoffen außergewöhnlichen Materialeigenschaften eine besondere Herausforderung dar: Sie weisen nichtlineare Dämpfungs- und Steifigkeitscharakteristika auf, die in Abhängigkeit der Kontaktpressung, der Oberflächenbeschaffenheit des Kontaktpartners, der Temperatur und der Gleitgeschwindigkeit die Reibung bestimmen.

An Dichtungen vorherrschende Reibungseffekte sind bisher gerade bei Pneumatikdichtungen nur unzureichend verstanden und damit kaum beschrieben. Aus diesem Grund erfolgt die Entwicklung und Verbesserung von Dichtungen und Dichtsystemen basierend auf Erfahrungen und Experimenten, wobei gerade letztere aufgrund aufwändiger Parameterstudien mit Variationen der Werkzeuggeometrien und Materialmischungen sehr kosten- und zeitintensiv sein können. Recht weit hingegen ist die Untersuchung und Modellierung von Reibmechanismen im Reifen-Fahrbahn-Kontakt vorangeschritten. Einige Autoren aus diesem Bereich postulieren eine direkte Übertragbarkeit der Modelle auf den Dichtkontakt unter Berücksichtigung der anderen Größenordnung der Oberflächenrauheiten. Die im Folgenden dargestellten Untersuchungen deuten jedoch darauf hin, dass zumindest der pneumatische Dichtkontakt von anderen physikalischen Reibmechanismen dominiert wird als der Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Sie sind auch von den Reibungseffekten der Hydraulik zu unterscheiden, die vor allem durch Formen der hydrodynamischen Reibung bestimmt wird. Die vorliegende Arbeit bietet eine aktuelle Zusammenstellung der wesentlichen Reibmechanismen, die im trockenen und geschmierten pneumatischen Dichtkontakt auftreten. Diesen Erkenntnissen liegen experimentelle Untersuchungen und theoretische Überlegungen zu Grunde.

1.2 Wirtschaftliche Einordnung

Der Forschungsgegenstand dieser Arbeit – die Dichtung – hat auch wirtschaftlich einen hohen Stellenwert: In allen Branchen des Ingenieurwesens wie der Luft- und Raumfahrt, der Kraftfahrzeugindustrie, dem klassischen Maschinen- und Anlagenbau oder dem Sanitärbereich werden Dichtungen eingesetzt. Dementsprechend werden sie in vielfältigen Formen und aus vielen verschiedenen Werkstoffen hergestellt. Nach dem VERBAND DER DEUTSCHEN MASCHINEN- UND ANLAGENBAUER wird in Deutschland mit Dichtungen ein Gesamtumsatz von jährlich 6,8 Mrd. Euro erzielt, wovon alleine im Pneumatikbereich 1,9 Mrd. Euro umgesetzt werden VDMA [122]. Im Welthandel stellt die deutsche

Fluidtechnik über 30 % aller Exporte und dominiert damit als bedeutender Zweig die Zulieferindustrie auch im deutschen Maschinenbau. Die internationale technologische Wettbewerbsfähigkeit wird durch in Deutschland ansässige Technologieführer in Form von industriellen Großunternehmen und zahlreichen weiteren kleinen und mittelständischen Unternehmen deutlich. Der Dichtungsbereich beschäftigt allein in Deutschland ca. 32.000 Menschen in Forschung, Entwicklung, Produktion und Vertrieb und stellt damit auch volkswirtschaftlich einen sehr bedeutenden Zulieferwirtschaftszweig dar. Weiterhin erforderlich ist der Einsatz von Schmiermitteln, die wiederum zu Umsätzen in einer ähnlichen Größenordnung führen.

Auf der anderen Seite verursachen Dichtkontakte Kosten in Milliardenhöhe: Es entstehen Energieverluste durch den Reibkontakt an Dichtungen. Weiterhin führt der nicht optimierte Reibkontakt zu Verschleiß und damit zu hohen Wartungskosten, die Schätzungen zufolge 1 – 4 % des Bruttoinlandsprodukts erreichen [82]. Die Entwicklung und Produktion von Dichtsystemen erfolgt nach wie vor hauptsächlich erfahrungs- und experimentbasiert und ist aus diesem Grund sehr teuer. Mit dieser Arbeit sollen validierte Modellvorstellungen geschaffen werden, um der modell- und simulationsgestützten Entwicklung von Dichtsystemen einen Schritt näher zu kommen und auf diese Weise Entwicklungsarbeit kostengünstiger und schneller vorantreiben und qualitativ höherwertige Produkte anbieten zu können.

1.3 Eigenschaften von Elastomeren und Gummibauteilen

Als Grundwerkstoff für Elastomere dienen Naturkautschuk oder Mineralölprodukte, womit sie zur Gruppe der Polymere gehören. Beide beinhalten insbesondere langkettige Kohlenwasserstoffverbindungen. In ihrer Ausgangsform weisen Elastomerwerkstoffe ein hauptsächlich plastisches Materialverhalten auf. Durch Vulkanisation unter erhöhter Temperatur und erhöhtem Druck erfolgt eine Vernetzung der Makromoleküle untereinander, wodurch sich die besonderen, elastischen Materialeigenschaften von Elastomeren ausbilden. Die Vulkanisation erfolgt in metallischen Formen, die dem Gummibauteil ihre spätere geometrische Form vorgeben, da nach diesem Prozess kaum plastische Verformungen möglich sind. Durch das Beimengen von verschiedenen Füllstoffen in die zu vulkanisierende Gummimasse können physikalische Eigenschaften des Bauteils wie Steifigkeit, Abriebfestigkeit oder Alterungseigenschaften gezielt beeinflusst werden.

Insbesondere gegenüber metallischen Werkstoffen weisen Elastomere eine Reihe von Besonderheiten in ihrem Materialverhalten auf, wie z.B. große Elastizität, große Dehnbarkeit, geringe Dichte und geringe Wärmeleitfähigkeit. Als außergewöhnlich ist das zeitabhängige Materialverhalten zu benennen: Setzt man ein Gummibauteil einer sprunghaften Änderung der von außen anliegenden mechanischen Spannung aus, folgt die Dehnung mit einer materialabhängigen Zeitkonstante nach und erreicht erst später einen Gleichgewichtszustand. Der beschriebene Vorgang wird als *Kriechen* bezeichnet. Der ge-

genteilige Effekt, die *Relaxation*, zeigt sich nach einem Sprung der Dehnung des Bauteils. Hier eilt die Spannung im Bauteil mit einer Zeitkonstante nach und erreicht einen Gleichgewichtszustand zu einem späteren Zeitpunkt. Dieses Verhalten zeigt sowohl eine elastische als auch eine viskose Komponente, weswegen Elastomeren *viskoelastische* Materialeigenschaften zugesprochen werden. Elastomere weisen eine veränderliche und nichtlineare Steifigkeit und Materialdämpfung auf. Zum Einen übt die Temperatur einen großen Einfluss auf Steifigkeit und Dämpfung des Elastomers aus: Bei hohen Temperaturen werden geringe Steifigkeiten erzielt, während bei niedrigen Temperaturen das Material deutlich steifer wird. Hier nimmt es den sogenannten Glaszustand an, in dem der Werkstoff sprödes Materialverhalten zeigt. Dazwischen, bei der *Glasübergangstemperatur*, erreicht die Dämpfung ihren Maximalwert. Die Werte der Dämpfung sind bei höheren wie auch bei niedrigeren Temperaturen kleiner. Zum Anderen kann ein Effekt der Änderung der Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften bei periodischer Anregung eines Gummibauteils beobachtet werden. Mit steigender Anregungsfrequenz durchläuft das Material ebenfalls den Glasübergang mit dem entsprechenden Maximum der Dämpfung. Bei weiterer Erhöhung der Frequenz befindet sich das Elastomer im selben Glaszustand, wie er durch niedrige Temperaturen hervorgerufen wird. In diesem Zusammenhang wird von der Frequenz-Temperatur-Äquivalenz gesprochen, [132]. Das beschriebene frequenz- und temperaturabhängige Dämpfungsverhalten von Elastomeren findet direkt Eingang in die im Rahmen dieser Arbeit verfolgten Modellierungsansätze und wird in nachfolgenden Kapiteln näher beschrieben.

Darüber hinaus sind für Gummiwerkstoffe weitere Effekte bekannt, die bei Dichtungen üblicherweise lediglich bei der Montage auftreten und für die Modellierung der Reibung keine weitere Bedeutung haben. Sie sind insbesondere für Anwendungen interessant, bei denen das Elastomer großen Verformungen unterliegt, wie beispielsweise in Fahrzeugluftfedern: Bei zyklischer Belastung zeigt sich zusätzlich eine Amplitudenabhängigkeit der Steifigkeit des Elastomers. Die Steifigkeit nimmt mit steigender Amplitude ab, was als PAYNE-Effekt bezeichnet wird [91]. Weiterhin tritt der MULLINS-Effekt auf [79]. Er beschreibt die bei zyklischer Belastung durch Materialschädigung auftretende *Spannungserweichung* bzw. *Entfestigung* im Gummimaterial. Dies bedeutet, dass die Steifigkeit des Werkstoffs mit der Anzahl der Lastzyklen abnimmt. Auch die Maximaldehnung, der das Bauteil während seines Einsatzes ausgesetzt war, hat großen Einfluss auf diesen Effekt. Eine Zusammenstellung der Elastomere und deren Eigenschaften sind u. a. bei DOMININGHAUS ET AL. [22] verzeichnet. Die Modellierung spezifischer Elastomereigenschaften findet sich beispielsweise bei IHLEMANN [52].

1.4 Reibung von Elastomeren

Reibungseffekte von Festkörpern wurden seit DA VINCI (1452 – 1519 n. Chr.) mit wissenschaftlichen Methoden untersucht. Er beobachtete bei Experimenten mit Klötzen aus verschiedenen Werkstoffen und verschiedenen Reiboberflächen, dass sich die Reibkraft

scheinbar proportional zur Normalkraft verhält, wobei der Proportionalitätsfaktor von der Materialpaarung sowie einem möglicherweise im Kontakt befindlichen Schmierstoff abhängt. Seine Deutung der Versuchsergebnisse resultierte in einer von der scheinbaren bzw. nominellen Kontaktfläche unabhängigen Reibkraft. AMONTONS (1663 – 1705) und etwas später COULOMB (1736 – 1806) brachten die Reibgesetze für den Haft- und Gleitzustand in den allgemein bekannten mathematischen Zusammenhang zwischen Reibkraft F_R , Normalkraft F_N und Reibwert μ :

$$F_R = \mu F_N. \quad (1.1)$$

Für den Haftfall postulieren sie

$$F_R \leq \mu_0 F_N \quad (1.2)$$

mit einem Haftreibwert μ_0 . Vornehmlich aufgrund der im vorigen Abschnitt beschriebenen nichtlinearen Materialeigenschaften kann die Reibung von Elastomerbauteilen nicht mit den aufgeführten von COULOMB empirisch ermittelten Zusammenhängen zur Reibung beschrieben werden. Insbesondere sind weitere Einflussgrößen vorhanden, die sich auf den Reibwert μ einer Materialpaarung auswirken. So zeigt die Gummireibung eine große Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit, der Pressung im Kontakt, der chemischen und physikalischen Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktflächen und der Temperatur. Im Jahre 1966 veröffentlichte KUMMER eine Arbeit mit dem Titel „Vereinheitlichte Theorie der Gummireibung“ [66] zum Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Dort geht er auf die genannten Besonderheiten von Elastomermaterialien ein. Weiterhin stellt er fest, dass während des Reibprozesses eines Gummibauteils auf einer rauen Oberfläche mehrere Reibmechanismen gleichzeitig wirken:

- **Hysteresereibung:** Die ständige Dehnungsänderung im Elastomer, hervorgerufen durch die Relativbewegung auf dem Rauheitsprofil der Gegenauflfläche, bewirkt eine breitbandige Anregung des Materials. Somit erfolgt eine breitbandige Dämpfung entsprechend der anregungsfrequenzabhängigen Dämpfungscharakteristik, dem Spektrum der Oberflächenrauheiten und der Verfahrgeschwindigkeit. Auch die mittlere Pressung im Kontakt und die Umgebungstemperatur beeinflussen die Hysteresereibung.
- **Adhäsionsreibung:** Zwischen den Oberflächen der Kontaktpartner entstehen molekulare Bindungen u.a. durch VAN-DER-WAALS-Kräfte oder Wasserstoffbrückenbindungen. Diese werden durch eine Relativbewegung aufgebrochen und bewirken auf diese Weise einen Reibungswiderstand.
- **Viskose Reibung:** Oftmals befindet sich im Reibkontakt ein flüssiges Zwischenmedium wie z.B. Regenwasser auf der Straße oder ein Schmierstoff im Dichtkontakt. Dieser haftet in der Modellvorstellung zwar idealerweise an den Oberflächen, unterliegt aber durch die Bewegung einer Scherbeanspruchung. Der Widerstand gegen diese Scherung ist als viskose Reibkraft identifizierbar.
- **Kohäsion:** KUMMER fasst mit diesem Begriff sämtliche Verschleißmechanismen zu-

sammen. Bei Abriebprozessen kommt es zur Bildung neuer Oberflächen. Dem wirkt die Kohäsionskraft entgegen, die Moleküle und Atome innerhalb eines Körpers zusammenhält. Verschleißphänomene als langfristige Prozesse sollen allerdings nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein.

Die drei erstgenannten Reibmechanismen werden im Folgenden experimentell und modellbasiert näher untersucht. Die Ergebnisse, die mit Hilfe von Simulationen und Experimenten erlangt werden, dienen der Erweiterung des Verständnisses der Reibungsphänomene, die den dynamischen Dichtkontakt bestimmen. Mit diesem Wissen und den entwickelten Reibungsmodellen kann bei der Optimierung bestehender Dichtkontakte und bei Neuentwicklungen die Zahl kostenintensiver experimenteller Studien verringert werden.

1.5 Technische Anforderungen an Dichtungen

Dichtungen trennen im Allgemeinen zwei abgeschlossenen Räume voneinander und verhindern bzw. beschränken einen Stofftransport zwischen diesen Räumen. In den abzudichtenden Räumen liegen dabei häufig verschiedene Druck- und Temperaturverhältnisse vor. Daraus lässt sich direkt die Forderung nach möglichst vollkommener Dichtheit einer Dichtung ableiten. Einschränkend kann an dieser Stelle erwähnt werden, dass sich gerade bei dynamischen Dichtungen diese Forderung schwer erfüllen lässt. So wird entweder eine Minimalleckage in Kauf genommen, oder insbesondere bei translatorisch bewegten Hydraulikdichtungen das Fördervermögen durch geschickte geometrische Auslegung der Dichtlippe so konzipiert, dass rechnerisch mehr Fluid zurück in das abzudichtende Volumen gefördert wird als hinaus. Um eine optimale Dichtwirkung sicherzustellen, sollen Dichtungen möglichst über ihre gesamte Einsatzdauer in der Lage sein, durch ihre Elastizität makroskopisch wie mikroskopisch Welligkeiten und Rauheiten der Gegenlauffläche auszugleichen und auszufüllen. Die große Elastizität von Gummidichtungen begünstigt weiterhin die kostengünstigen Montage, da für Kolbendichtungen das Vorsehen einer einfachen Nut als Aufnahme genügt, während beim Einsatz anderer Werkstoffe wie z.B. Thermoplasten oder gesinterte Kunststoffe der Kolben in der Regel geteilt ausgeführt werden muss.

Ein generell niedriges Reibkraftniveau wirkt sich günstig auf Verschleiß und Energieverbrauch aus. Idealerweise wirken die Reibeigenschaften eines Dichtkontaktes dem Auftreten unerwünschter reibungsdynamischer Effekte wie dem Stick-Slip-Effekt entgegen. Weiterhin sollen sie keine ausgeprägte Haftreibung aufweisen, um bei Bewegungsbeginn Geschwindigkeits- und Druckspitzen im System zu verhindern. Dichtungen sollen in einem weiten Differenzdruck- und Temperaturbereich, bei dynamischen Dichtungen auch einem großen Relativgeschwindigkeitsbereich zuverlässig arbeiten. Außerdem sollen sie verschleißarm sein und unempfindlich gegenüber Oberflächenveränderungen der Gegenlauffläche reagieren. Wichtig ist die Materialverträglichkeit mit den eingesetzten

Schmiermitteln sowie die Beständigkeit gegenüber anderen, evtl. aggressiven Fluiden im System. Generell ist eine große Alterungsbeständigkeit sowohl gegen chemische als auch mechanische Einflüsse erwünscht.

Dichtungen sollten sich möglichst toleranzgenau fertigen lassen, idealerweise als spritz- bzw. vulkanisierbares Massenprodukt, um preiswert in der Produktion zu sein. Für die Einzelteilmontage von Sondergrößen und -bauformen werden meist nicht Elastomere sondern thermoplastische Werkstoffe eingesetzt, da diese spanend bearbeitet werden können.

1.6 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Die Reibung von Elastomerbauteilen auf harten, technischen Oberflächen wird durch eine Vielzahl verschiedener Parameter und Materialeigenschaften bestimmt und ist bis heute nicht vollständig verstanden und beschrieben. In der Literatur wird sich dem Thema der Gummireibung anwendungsabhängig aus verschiedenen Richtungen genähert, u.a. aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt oder aus dem Kontakt dynamischer Dichtungen. Eine zusammenfassende Darstellung von Reibmechanismen an Dichtungen fehlt jedoch bis heute. Die Entwicklung und Produktion von Dichtsystemen ist auch heutzutage meist erfahrungs- und versuchsbasiert, da ein umfassendes Verständnis der Vorgänge im Dichtkontakt fehlt. Es gibt zwar einige Autoren, die den Dichtkontakt behandeln; diese setzen ihren Schwerpunkt jedoch auf die Darstellung der (elasto-)hydrodynamischen Reibung und ziehen daraus Schlüsse für eine optimierte Makrogeometrie der Dichtung. Diese recht weit fortgeschrittenen Ansätze sollen an dieser Stelle unterstützt werden, indem die Betrachtung von Reibungseffekten auf kleineren Längenskalen bis in den Bereich der messbaren Oberflächenrauheiten erfolgt. Gerade in Hinblick auf eine angestrebte Vermeidung des Einsatzes von Schmierstoffen in verschiedenen Industriezweigen gewinnen Reibungseffekte auf kleineren Längenskalen deutlich an Gewicht.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die wichtigsten Reibmechanismen an Pneumatikdichtungen identifiziert und untersucht werden. Mit Hilfe von physikalischen Modellvorstellungen sollen sie erklärt werden, insbesondere soll folgenden Fragestellungen nachgegangen werden:

- Die Temperaturverteilung im Kontakt,
- eine geeignete Charakterisierung der Oberflächentopographie,
- die bei der Oberflächenendbearbeitung entstehenden Vorzugsrichtungen der Topographie und ihr Einfluss auf die Reibung und
- die Bedeutung aller Rauheitswellenlängen der meist metallischen Gegenlauffläche besonders in Bezug auf die Modellierung von Hysteresereibungseffekten.

Weiterhin soll die Wirkung von aus Lagern bekannten Grenzschichtreibungseffekten auf-

gezeigt werden, die in Dichtkontakten mit Gummi bisher weitgehend vernachlässigt wurden.

Ausgenommen von den Betrachtungen sind Leckageeffekte, sei es durch makroskopische Undichtheiten an der Dichtlippe oder durch „Leckagekanäle“ in der Oberflächenrauheit, sowie Verschleiß. Letzterer tritt bei ordnungsgemäß funktionierenden Dichtungen meist nur in Zusammenhang mit chemischen bzw. physikalischen Alterungsprozessen des Dichtungswerkstoffes auf, was nicht Gegenstand dieser Arbeit ist. Auf Effekte der Adhäsionsreibung wird kurz im Rahmen der Literatur eingegangen, es wird jedoch experimentell gezeigt, dass die Adhäsion in ihrer Definition als direkte Interaktion der Oberflächen zweier Festkörper im dynamischen Dichtkontakt keine bedeutende Rolle spielt.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert: In Kapitel 2 wird der Stand des Wissens zur Reibung von Elastomerbauteilen auf rauen Oberflächen wiedergegeben. Dabei werden die im Kontaktbereich wirkenden Reibmechanismen beschrieben, insbesondere die im Reibkontakt mit Schmierung wirksamen Mechanismen wie Hysteresereibung, viskose Reibung und Grenzschichtreibung. Typische Schmierzustände von axial bewegten Dichtungen werden benannt und erklärt. Weiterhin folgt eine Einführung in die reibungserregten Schwingungen, die ihre Ursache oft in der Reibkennlinie eines geschmierten Systems haben. In Kapitel 3 werden die genutzten Versuchsstände vorgestellt. Dies sind ein Tribometer und ein Dichtungsprüfstand. Kapitel 4 befasst sich mit der Hysteresereibung. Hier wird zunächst als wichtigste Eingangsgröße die Oberflächentopographie untersucht und beschrieben. Eine wesentliche Rolle spielt dabei ihre Richtungsabhängigkeit und ihr Einfluss auf die Reibung. Die beim Reibprozess entstehende Wärme und die resultierenden Temperaturverteilungen werden modelliert. Der Einfluss des gesamten Längenskalenbereichs einer Oberflächenrauheit hinsichtlich der Hysteresereibung wird durch Simulationen untersucht und ein Modell mit mehreren gekoppelten Kontaktpunkten wird vorgestellt, um den dreidimensionalen Kontakt zu rauen Oberflächen abzubilden. Untersuchungen zur Flüssigkeitsreibung finden sich in Kapitel 5. Zunächst wird eine Möglichkeit beschrieben, reibungserregte Schwingungen an Pneumatikdichtungen durch Oberflächenbeschichtungen zu vermeiden, weiterhin werden Versuche und Berechnungen zur Grenzschichtreibung an Flachproben und Dichtungen gezeigt. Darüber hinaus ist es gelungen, durch gezielte Anpassung der Rauheit der Gegenauflfläche an einer pneumatischen Anwendung unerwünschte dynamische Effekte der Losbrechreibung zu unterbinden. In Kapitel 6 wird die Arbeit zusammengefasst.

2 Stand des Wissens zur Dichtungsreibung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zum Verständnis der weiteren Ausführungen geschaffen. Es wird zunächst allgemein in die Dichtungstechnik und das Materialverhalten von Elastomerbauteilen eingeführt. Anhand von Reibwertkurven geschmierter Systeme werden Reibzustände spezifiziert, denen verschiedene Hauptwirkungsmechanismen der Reibung zugeordnet werden können. Es erfolgt die detaillierte Darstellung von Effekten der trockenen Reibung an Elastomerbauteilen, wie sie vor allem aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt bekannt sind. Anschließend wird die aus Dichtkontakten bekannte viskose Reibung dargestellt. Aktuelle Methoden zur Modellierung dieser physikalischen Reibmechanismen werden aufgezeigt.

2.1 Dichtungen

Dichtungen können anhand ihres Einsatzzweckes und -ortes und der vorliegenden mechanischen Belastung verschiedenen Gruppen zugeteilt werden, siehe **Abb. 2.1** für eine beispielhafte Einteilung einer Auswahl von Dichtungen.

Eine bedeutende Gruppe bilden die statischen Dichtungen. Diese werden beispielsweise zur Abdichtung von Gehäuseelementen genutzt und verhindern auf diese Weise das Eindringen von Schmutz und das Austreten von abzudichtenden Medien. Sie unterliegen nach dem Einbau grundsätzlich keiner dynamischen Belastung und führen keine Relativbewegung aus. Sie versagen in der Regel aufgrund von geändertem Materialverhalten durch chemische Alterungsprozesse und der Migration von Weichmachern und Füllstoffen aus dem Material. Dieses Verhalten kann jedoch durch Mechanismen eines *schwingenden Reibverschleißes* begünstigt werden, bei denen eine besondere Beanspruchung des Dichtungsmaterials durch Gehäusevibrationen vorliegt. Statische Dichtungen können in verschiedenen Ausführungen vorliegen, z. B. als Dichtringe beliebiger Geometrie, Dichtungsscheiben oder auch Profildichtungen. Als Werkstoffe kommen verschiedenste Polymere zum Einsatz, etwa Elastomere oder harte Kunststoffe, aber auch textile oder metallische Dichtungen werden je nach Einsatzzweck genutzt.

Die zweite große Gruppe der Dichtungen, die den Anwendungsschwerpunkt dieser Arbeit bilden, stellen die dynamischen Dichtungen dar. Sie dichten zwei Räume voneinander ab, wobei in einer der Kontaktflächen der Dichtung eine Relativbewegung statt-

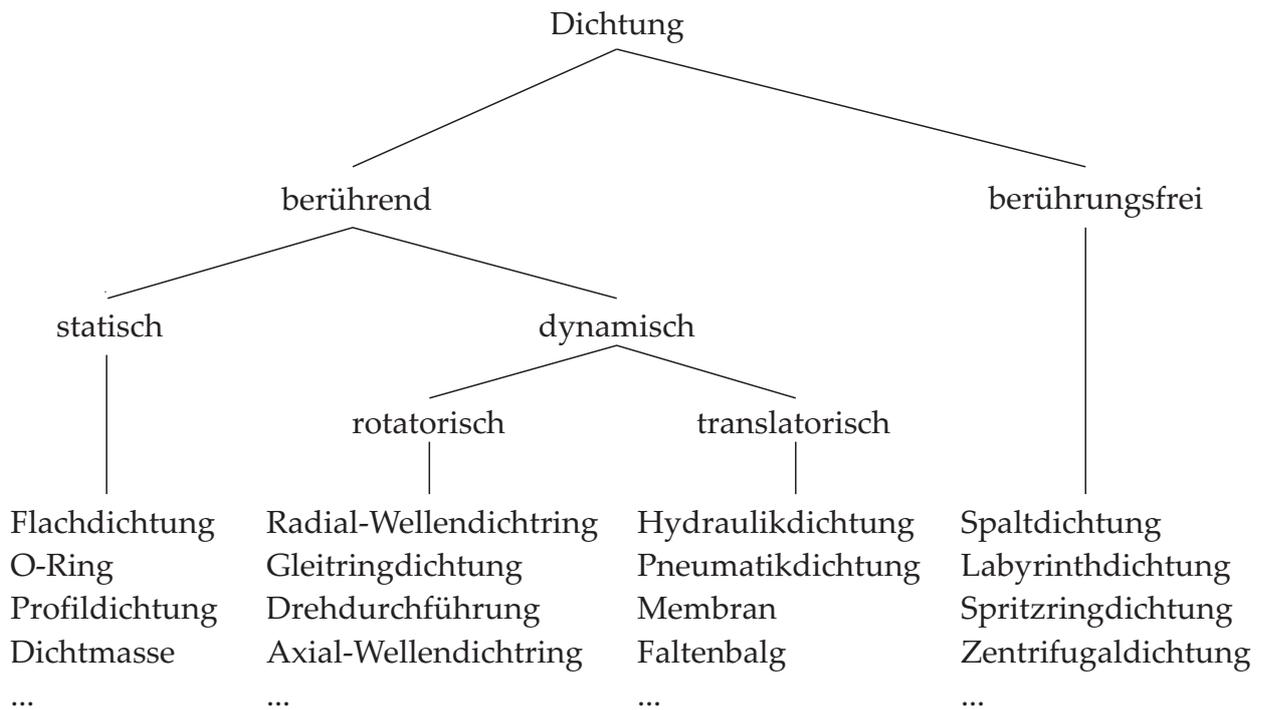


Abbildung 2.1: Einteilung der Dichtungen in Anlehnung an POLL [95, 117]

findet. Dies führt zu einer zusätzlichen kinematischen Belastung der Dichtung und äußert sich in von der Bewegung abhängigen Kontaktzuständen. In rotatorischen Kontakten werden dynamische Dichtungen eingesetzt. Hierfür ist ein typisches Beispiel der Radial-Wellendichtring, der fest in ein Gehäuse gepresst ist und die an dieser Stelle durchgeführte, rotierende Welle abdichtet. Die gebräuchlichsten Wellendichtringe sind in DIN 3760 [84] genormt. Wellendichtringe werden in einer Vielzahl elastischer Werkstoffe angeboten, teilweise auch in Kombination mit Stahlfedern oder anderen Elementen zur Vorspannung. Seit einiger Zeit wird versucht, die Lebensdauer von Wellendichtringen zu verlängern, indem die Dichtlippe aus verschleiß- und reibungsarmen Werkstoffen gesondert hergestellt wird oder herkömmliche Dichtungswerkstoffe beschichtet werden [105]. Hohe Anforderungen werden an die Oberfläche der meist metallischen Gegenauflfläche in Bezug auf Rauheitsprofil und Endbearbeitungsverfahren gestellt. Auch translatorische Dichtungen zählen zu den dynamisch beanspruchten Dichtelementen. Sie kommen insbesondere als Pneumatik- und Hydraulikdichtungen zum Einsatz. Beispielsweise dichten sie als Stangendichtung das Volumen eines Zylinders an der Stangendurchführung nach außen ab. Die Kolbendichtung trennt die beiden Kammern innerhalb des Zylinders voneinander, in denen während der Stellbewegung unterschiedlicher Druck vorherrscht. Beide Bauformen unterliegen einer axialen Bewegung relativ zur Kolbenstange bzw. dem Gehäuse. In **Abb. 2.2** ist ein Zylinder dargestellt.

In hydraulischen Systemen dient eine annähernd inkompressible Hydraulikflüssigkeit zur Kraftübertragung. Dieses Fluid wird gleichzeitig als Schmierstoff der Dichtelemente genutzt. Durch die translatorische Bewegung wird Schmierstoff stets unter der Dichtung hindurchbefördert, eine optimierte Dichtungsgeometrie ermöglicht jedoch eine wei-

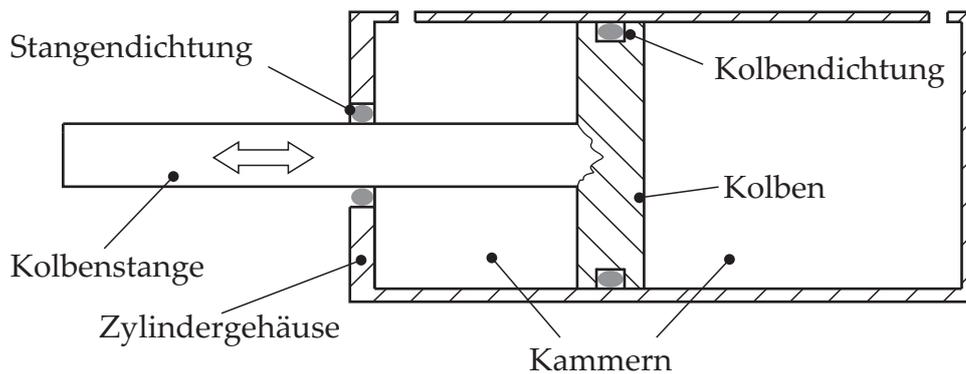


Abbildung 2.2: Skizze eines Zylinders

testgehende Leckagefreiheit von hydraulischen Systemen. Oft kommen hier kombinierte Abstreiferstangendichtungen zum Einsatz. Hydraulikzylinder zeichnen sich durch sehr große übertragbare Kräfte aus. In der erreichbaren Verfahrensgeschwindigkeit sind sie pneumatischen Systemen aufgrund der vergleichsweise hohen Viskosität der Hydraulikflüssigkeit unterlegen. Im Bereich kleiner Verfahrensgeschwindigkeiten können reibungserregte Schwingungen (Stick-Slip) auftreten, die negative Auswirkungen auf Regel- und Positioniergenauigkeit haben können. In hydraulischen Anwendungen unterliegen die Dichtungen großen Lasten durch die teilweise sehr hohen Differenzdrücke. Auch die Temperaturverhältnisse der Umgebung und während des Reibprozesses müssen beachtet werden. Viele Hydraulikmedien stellen hohe Anforderungen an die chemische Beständigkeit von Dichtungswerkstoffen.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt bei pneumatischen Systemen. Hierbei wird die Kraft über ein unter Druck stehendes Gas übertragen. Die geringe Viskosität des Gases gegenüber Hydraulikflüssigkeiten und die kleineren Molekülgrößen erschweren die Abdichtung des Systems. Um die Dichtwirkung zu unterstützen, aber auch zur Verschleiß- und Reibungsminimierung werden pneumatische Dichtkontakte in der Regel zusätzlich geschmiert. Meist werden dafür Fette genutzt, aber auch Öle können verwendet werden. In beiden Fällen überwiegen Effekte der viskosen Reibung. Ebenso wie hydraulische Systeme können pneumatische Dichtkontakte insbesondere bei kleinen Verfahrensgeschwindigkeiten zu unerwünschten Reibungsphänomenen wie Stick-Slip-Effekten führen. Auch das statische Verharren in einer Position führt regelmäßig zu überhöhten Losbrechkräften und bringt eine nicht gewollte Systemdynamik mit sich. Hierbei bewirken mit steigender Haftzeit das Verdrängen des Schmierfilms, das Eindringen der Dichtung in die Oberflächenrauheit und der Aufbau von adhäsiven Verbindungen zwischen Dichtungsmaterial und der Gegenauflfläche große Haftreibwerte. Für die Abdichtung pneumatischer Systeme kommen vor allem Polymerwerkstoffe in Frage, die aufgrund ihrer Elastizität und Reibeigenschaften bisher das Optimum darstellen. Um die Reib- und Verschleißigenschaften weiter zu verbessern, kommen neuartige Dichtungswerkstoffe zum Einsatz, die vor allem inkorporierte Schmiermittel in festem oder flüssigem Aggregatzustand enthalten [41]. Darüber hinaus wird auch an Beschichtungen von Dichtungen gearbeitet [124]. Gerade in Hinblick auf die Vermeidung des Einsatzes von Schmiermitteln, um den An-

forderungen der Lebensmittel- oder Reinraumindustrie zu genügen, sind diese technologischen Ansätze interessant. Insbesondere auch weil die Reibmechanismen im ungeschmierten Fall anstelle von viskosen Anteilen durch Effekte der Hysteresereibung und der Grenzschichtreibung dominiert werden. Der Einsatz von Hydraulik- und Pneumatikdichtungen stellt wie bei der Verwendung von rotatorischen Dichtungen große Anforderungen an die Oberflächengüte der Gegenlauffläche, um Reibung und Verschleiß gering zu halten und die Dichtheit über einen langen Zeitraum zu gewährleisten.

Nicht Gegenstand dieser Arbeit sind berührungslose Dichtungen. Diese werden oft in schnell drehenden hydraulischen Systemen eingesetzt, bei denen herkömmliche Dichtungen durch zu hohe Kontakttemperaturen und Verschleißraten nicht in Frage kommen. Der hydrodynamische Schmierfilm, der sich im geometrisch oft sehr aufwändigen Dichtspalt aufbaut, sorgt für eine ausreichende Abdichtung des Systems. Berührungslose Dichtungen kommen beispielsweise in Anlagen wie Dampfturbinen mit entsprechenden Druck- und Temperaturverhältnissen zum Einsatz.

2.2 Materialverhalten von Elastomeren

Wie in der Einleitung bereits kurz erwähnt, weisen Elastomere Effekte der Spannungsrelaxation und des Kriechens auf und zeigen somit viskoelastisches Materialverhalten. Wird einem Elastomerbauteil eine sprunghafte Dehnungsänderung aufgeprägt, fällt die Spannung im Material mit der Zeit ab und nähert sich asymptotisch dem statischen Gleichgewichtszustand. Wird ein Bauteil aus einem Elastomerwerkstoff in einem anderen Fall mit einer sprunghaften Spannungsänderung beaufschlagt, nähert sich die Dehnung mit der Zeit asymptotisch einem stationären Zustand an, das Bauteil kriecht. **Abb. 2.3** veranschaulicht dieses Materialverhalten. Mit Relaxation und Kriechen werden zwei Phänomene beschrieben, die sich in recht langen Zeiträumen abspielen können. Der sich nach einer Sprunganregung der normierten Spannung $\sigma^*(t < 0) = 0$, $\sigma^*(t \geq 0) = 1$ bei theo-

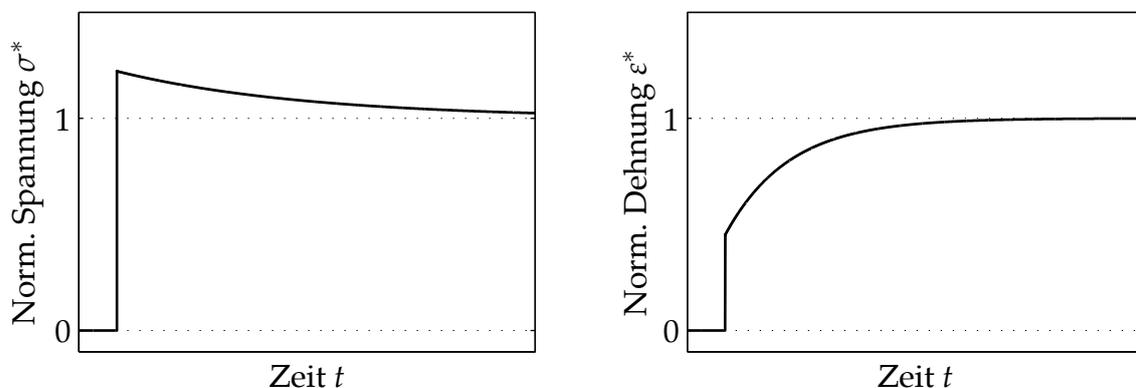


Abbildung 2.3: Spannungsrelaxation nach Dehnungssprung bei $t = 0$ (links) und Kriechen nach Spannungssprung bei $t = 0$ (rechts) mit idealisiertem Materialverhalten des linearen Standardmodells in schematischer Darstellung

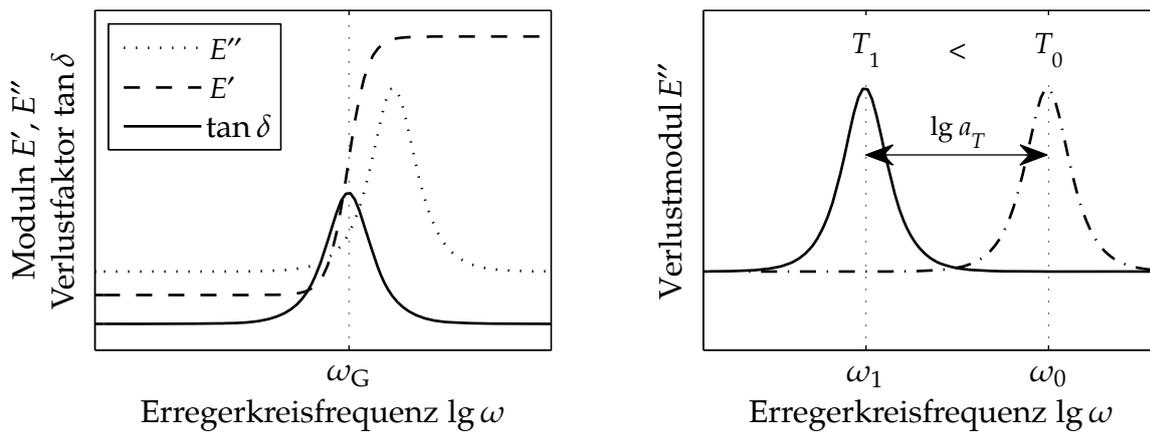


Abbildung 2.4: Qualitativer Speichermodul, Verlustmodul und Verlustfaktor eines Gummiwerkstoffes (links) und WLF-Transformation (rechts)

retisch unendlich langer Relaxationszeit einstellende Wert des Elastizitätsmoduls,

$$E_\infty = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\sigma(t)}{\varepsilon(t)} \quad (2.1)$$

wird als relaxierter E-Modul bezeichnet. Der relaxierte E-Modul liegt bei Gummiwerkstoffen in einer Größenordnung von $E_\infty = 10 \text{ N/mm}^2$.

Die mechanischen Materialeigenschaften von Gummiwerkstoffen sind von der Dehnrage abhängig. Dies wird deutlich, wenn man ein Elastomerbauteil einer zyklischen Belastung aussetzt:

Der Spannung

$$\sigma(t) = \hat{\sigma} e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

folgt die Dehnung

$$\varepsilon(t) = \hat{\varepsilon} e^{i\omega t}. \quad (2.3)$$

Um das viskoelastische Materialverhalten von Elastomeren zu beschreiben, kann ein komplexer E-Modul E^* eingeführt werden:

$$E^* = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon(t)} = \frac{\hat{\sigma}}{\hat{\varepsilon}} = E' + iE'' \quad (2.4)$$

Der Realteil des komplexen E-Moduls, bezeichnet mit *Speichermodul* E' , repräsentiert dabei die Steifigkeit des Materials während der Imaginärteil des komplexen E-Moduls den sogenannten *Verlustmodul* E'' darstellt.

In **Abb. 2.4** (links) ist ein typischer Verlauf des Speichermoduls E' über der Erregungsfrequenz ω gezeigt. Er beginnt bei kleinen Anregungsfrequenzen beim relaxierten E-Modul und erreicht bei höheren Anregungsfrequenzen ein neues Plateau mit einer Steifigkeit, die den relaxierten E-Modul deutlich übersteigen kann. Dieser Zustand größerer Steifigkeit wird als *Glaszustand* bezeichnet, der Übergang bei ω_G als *Glasübergang*. Der *Verlustmodul* E'' zeigt über der Anregungsfrequenz ein Maximum. Ein Maß für die Dämpfung

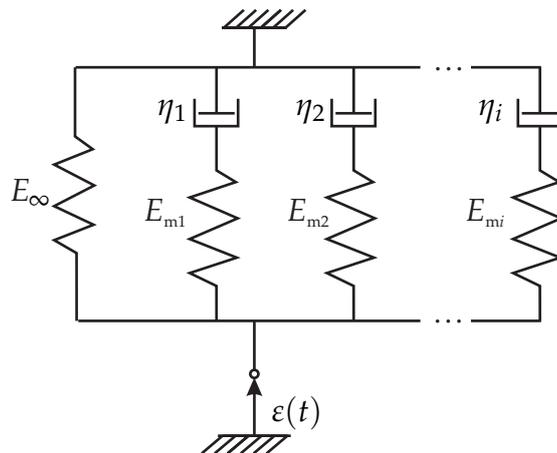


Abbildung 2.5: Um i MAXWELL-Äste erweitertes lineares Standardmodell

im System ist der *Verlustwinkel*

$$\tan \delta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)}. \quad (2.5)$$

Dieser weist sein Maximum bei der Frequenz des Glasübergangs auf. Verlustmodul E'' und -winkel $\tan \delta$ sind ebenfalls in **Abb. 2.4** (links) verzeichnet.

An dieser Stelle sei auf den großen Temperatureinfluss der Materialeigenschaften von Elastomeren hingewiesen: Eine Abkühlung des Elastomers hat denselben Effekt wie die Anregung mit einer höheren Frequenz – das Elastomer wird steifer. In diesem Zusammenhang wird in Anlehnung an die Glasübergangsfrequenz ω_G auch von der *Glasübergangstemperatur* T_G gesprochen. Die Frequenz-Temperatur-Äquivalenz wird mit der nach ihren Autoren benannten *WLF-Transformation* beschrieben. Demnach können die Graphen bei veränderter Temperatur auf der Achse der Anregungsfrequenz verschoben werden, siehe **Abb. 2.4** (rechts). Für ungefüllte Elastomere geben die Autoren WILLIAMS, LANDEL und FERRY folgende Transformationsvorschrift zur Ermittlung des Verschiebungsfaktors a_T an [132]:

$$\lg a_T = \frac{-C_1 (T - T_{\text{Ref}})}{C_2 + (T - T_{\text{Ref}})} \quad (2.6)$$

mit dem Verschiebungsfaktor a_T für beliebige Temperaturen T , einer Referenztemperatur T_{Ref} sowie C_1 und C_2 , zwei zu identifizierenden Konstanten. Später konnte gezeigt werden, dass die WLF-Transformation in für technische Anwendungen relevanten Temperaturbereichen auch für gefüllte Elastomere gilt [67]. Eine detailliertere Einführung in das temperatur- und frequenzabhängige Hystereseverhalten findet sich u. a. bei LINDNER [69].

Eine mechanische Ersatzdarstellung des viskoelastischen Materials ist das MAXWELL-Modell: Einer Feder der relaxierten Steifigkeit E_∞ ist eine je nach Modellordnung beliebige Anzahl i von MAXWELL-Ästen parallel geschaltet, die jeweils aus einer Feder E_{mi} in Reihe mit einem Dämpfer η_i zusammengesetzt sind, vgl. **Abb. 2.5**. Die Werte der Feder- und Dämpferkoeffizienten lassen sich durch verschiedene Näherungsverfahren anhand

von gemessenen frequenzabhängigen Kurven der Moduli E' und E'' identifizieren [3]. Für die experimentelle Ermittlung der Modulkurven stehen verschiedene Methoden zur Verfügung, häufig wird die Dynamisch-Mechanische-Thermische-Analyse (DMTA) genutzt, bei der während der zyklischen Belastung der Materialprobe die Umgebungstemperatur und die Anregungsfrequenz verändert werden, um einen möglichst breiten Anregungsbereich abzudecken. Einzelne Messkurven für verschiedene Temperaturbereiche können zu einer sogenannten *Masterkurve* zusammengesetzt werden. Je nach Anwendung werden Zug-Druck-Bewegungen, Scherbewegungen oder auch kombinierte Bewegungen vollführt [119].

2.3 Reibzustände an Dichtungen

Bei Dichtungen für axial bewegte Bauteile handelt es sich in der Regel um geschmierte Reibkontakte, denn selbst in sogenannten „trockenen“ Dichtkontakten kommen üblicherweise Trocken- oder Flüssigschmierstoffe zum Einsatz, die in das Elastomermaterial eingemischt sind. Für geschmierte Reibkontakte hat STRIBECK [120] erstmals in Gleitlagern Reibwertcharakteristika dokumentiert, die eine ausgeprägte Abhängigkeit von Last, Viskosität des Schmiermittels und der Gleitgeschwindigkeit aufweisen. Zur Messung dieser Reibwertcharakteristika werden quasi-stationär Reibwerte aufgenommen, d. h. alle Parameter bleiben während der Messung konstant, insbesondere Relativgeschwindigkeit, nominelle Pressung im Kontakt und Temperatur. In **Abb. 2.6** (links) ist eine der STRIBECK-Kurve entsprechende Reibwertcharakteristik einer Pneumatikdichtung dargestellt: Der Reibkoeffizient μ in Abhängigkeit der Verfahrgeschwindigkeit v . Last bzw. Systemdruck und Temperatur werden bei dieser Messung konstant gehalten; wie mit einer Änderung der Reibgeschwindigkeit kann im Übrigen auch mit der Erhöhung der Normallast im Kontakt das Durchlaufen der im Folgenden beschriebenen Reibzustände erreicht werden.

Die Reibwertcharakteristik wird häufig gemäß des vorherrschenden Schmierzustandes eingeteilt, vgl. beispielsweise BOWDEN UND TABOR [12]. Die Schmierzustände lassen sich in einen Zusammenhang mit der Schmierfilmdicke h des Systems bringen, die durch die Parameter Geschwindigkeit, Last, Viskosität und Temperatur bestimmt wird. Dies ist für den über der Geschwindigkeit fallenden Bereich der Stribeckkurve in **Abb. 2.6** (rechts) dargestellt. Diese fallende Reibwertkennlinie kann Auslöser für reibungserregte Schwingungen wie den *Stick-Slip-Effekt* sein, vgl. Abschnitt 2.5.

In **Abb. 2.6** (links) lassen sich die Reibzustände verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen zuordnen. Dem Bereich sehr kleiner Geschwindigkeiten wird das *Grenzschichtreibungsregime* zugeordnet. Hier sind die Geschwindigkeiten so klein, dass der Schmierfilm nahezu vollständig aus dem Reibkontakt verdrängt werden kann und lediglich wenige Moleküllagen Schmierstoff an den Oberflächen haften bleiben. Die Reibwerte in diesem Bereich sind in der Regel recht hoch. Phänomene der Grenzschichtreibung werden in den

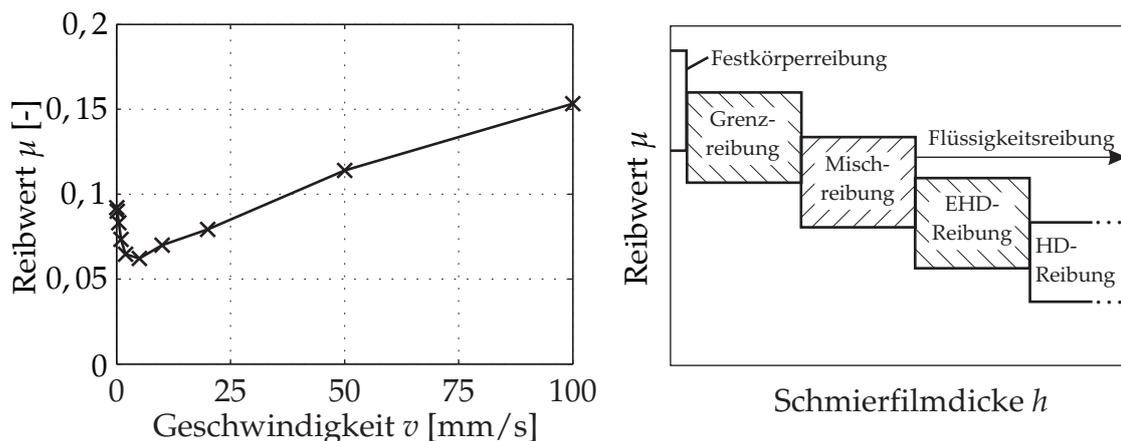


Abbildung 2.6: Geschwindigkeitsabhängige Reibwertcharakteristik (STRIBECK-Kurve) einer Pneumatikdichtung (links) und Einteilung der Reibzustände für kleine Schichtdicken (rechts)

Abschnitten 2.4.3.3 und 2.4.3.4 vorgestellt.

Nach Durchlaufen eines Minimums steigt der Reibkoeffizient mit steigender Relativgeschwindigkeit. Der Bereich um das Minimum der Charakteristik und wieder ansteigender Reibwerte entspricht der *(elasto-)hydrodynamischen Reibung*. Rechts vom Minimum steigt die Schmierfilmdicke mit Erhöhung der Geschwindigkeit und der Reibwert vergrößert sich durch die Scherung des Schmierfilms. Die Oberflächen der Kontaktpartner sind im Gebiet der Flüssigkeitsreibung vollständig getrennt. Hydrodynamische Reibzustände werden in den Abschnitten 2.4.3.1 und 2.4.3.2 beschrieben.

Der Übergangsbereich zwischen Grenzschichtreibung und Flüssigkeitsreibung wird als *Mischreibungsbereich* bezeichnet. Hier treten mehrere Reibmechanismen gleichzeitig auf, insbesondere gewinnt die Oberflächentopographie an Einfluss auf den Reibwert. Je nach untersuchter Materialkombination kann es bereits im Mischreibungsbereich zu Festkörperkontakten der Asperitäten kommen, was Adhäsionseffekte (vgl. Abschnitt 2.4.1) hervorrufen kann und Verschleißerscheinungen mit sich bringt. Die mechanischen Materialeigenschaften gewinnen im Mischreibungsregime an Einfluss, so dass insbesondere Hystereseffekte berücksichtigt werden müssen, wie sie in Abschnitt 2.4.2 beschrieben werden. Mischreibung allumfassend zu modellieren ist aufgrund der komplexen Interaktion der Reibmechanismen und der Vielzahl von Annahmen noch nicht erfolgversprechend. Ansätze dazu sind z. B. in [18, 81, 103] zu finden.

2.4 Reibmechanismen

In Systemen mit Reibung wirken – oft gleichzeitig – mehrere physikalische Mechanismen und bestimmen damit die zu überwindenden Reibkräfte und davon abhängige Effekte wie den Verschleiß. KUMMER [66] hat beispielsweise in seiner „vereinheitlichten Gummireibungstheorie“ die folgenden Reibkräfte nach ihrem Entstehungsmechanismus

eingeteilt und voneinander abgegrenzt: Das Ausbilden von chemischen oder physikalischen Bindungen zwischen zwei Körpern wird mit dem Begriff der Adhäsion umschrieben. Das Trennen dieser Bindungen infolge einer Relativbewegung ist als Adhäsionsreibungskraft messbar. Wenn Abrieb oder ein anderer Verschleißmechanismus auftritt, werden neue Oberflächen gebildet. Dies wird häufig in Form von Kohäsionsreibungskräften zusammengefasst. Wenn sich ein Schmiermittel im Kontaktbereich zweier Körper befindet, wirken viskose Reibkräfte, die vor allem auf die Scherung des Fluids zurückzuführen sind. Im Bereich der Dichtungsreibung sind vor allem viskose Reibgesetze aufgestellt worden, die sich durch die vorherrschenden Kontaktbedingungen unterscheiden. So wird hier hauptsächlich die hydrodynamische und elasto-hydrodynamische Reibung in verschiedenen Ausführungen beschrieben, siehe MÜLLER UND NAU [77] oder POLL [117]. Zur modellbasierten Beschreibung von reibdynamischen Effekten wie dem Stick-Slip-Effekt sind phänomenologische Formulierungen der Reibgesetze geschmierter Dichtsysteme geeignet, siehe LINDNER ET AL. [70] oder WANGENHEIM UND KRÖGER [124]. Weiterhin existieren Modelle für das Transportverhalten von flüssigen Medien im Dichtkontakt und somit Erklärungen für Leckagemechanismen, u. a. beschrieben von MÜLLER UND NAU [77], PERSSON ET AL. [94] oder auch SALANT [104]. Typisch für Elastomere ist weiterhin das Auftreten von Hysteresereibkräften: Das Gleiten über raue, feste Oberflächen führt zu einer sich ständig ändernden Deformation des Elastomers. Durch Materialdämpfung wird dabei Energie dissipiert, die ebenfalls in Form von Reibkräften messtechnisch ermittelt werden kann. Alle genannten Reibmechanismen treten in dynamischen Dichtkontakten mit Elastomeren gemeinsam auf und beeinflussen sich gegenseitig, allerdings fällt ihnen je nach physikalischen Randbedingungen unterschiedliches Gewicht zu. Sie sind unter anderem abhängig von den verwendeten Werkstoffen, der Temperatur im Kontakt, der Reibgeschwindigkeit und der Normallast. Im Folgenden werden Effekte der Adhäsions- und Hysteresereibung und Varianten der viskosen Reibung vorgestellt.

2.4.1 Adhäsionsreibung

Eine auffällige Eigenschaft von vielen Elastomerwerkstoffen ist ihr Adhäsionsvermögen. Insbesondere auf trockenen, sehr glatten Oberflächen mit großer freier Oberflächenenergie wie etwa Glas „kleben“ Gummibauteile regelrecht. In der physikalischen Modellvorstellung entstehen Adhäsionskräfte durch die direkte Interaktion zweier Oberflächen. Es bilden sich zwischenmolekulare Bindungen wie VAN-DER-WAALS-Kräfte oder Wasserstoffbrückenbindungen aus. Bei einer Relativbewegung der Oberflächen werden diese Bindungen belastet und aufgebrochen, was als Widerstandskraft messbar ist. Zur Untersuchung der Adhäsionseigenschaften verschiedener Materialpaarungen wurde meist der Normalkontakt zweier Bauteile betrachtet, siehe u. a. JOHNSON, KENDALL UND ROBERTS [55], BARQUINS [5, 121], DERJAGUIN, MULLER UND TOPOROV [21] oder GONG ET AL. [35]. Die Autoren benutzen verschiedene Methoden zur Kontaktmodellierung, beispielsweise nach HERTZ oder einen (modifizierten) Ansatz

nach GREENWOOD UND WILLIAMSON [37]. Teilweise modellieren sie statische Phänomene, andere berücksichtigen die Dämpfungs- bzw. Hystereseigenschaften des Gummis. KRÖGER [61] und auch PALASANTZAS [89] haben zusätzlich den Kontakt zu rauen Oberflächen untersucht, genauso wie LE GAL UND KLÜPPEL [68] und PERSSON [94] ihre Reibungsmodelle für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt um Adhäsionskomponenten erweitert haben. In diesem Zusammenhang wird von einigen Autoren auf die *adhäsionsinduzierte Hysterese* verwiesen, da molekulardynamisch der Auf- und Abbau von Bindungen ebenfalls zu Hystereseverlusten führt [58]. LINDNER [69] hat für die Adhäsionskomponente der Reibung einen einfachen Modellansatz nach ACHENBACH UND FRANK [2] verwendet und erreicht gute Übereinstimmung in Experiment und Simulation für den Kontakt einer Gummiprobe auf rauen Oberflächen.

In letzter Zeit erfolgt die Kontaktbeschreibung detaillierter, insbesondere die Rückwirkung der Adhäsionskräfte auf die Kontaktgeometrie wird in Form einer Meniskenbildung berücksichtigt. Für die Losbrechdynamik werden von einigen Autoren Rissfortpflanzungstheorien [93, 121] angewendet, die insbesondere auch auf den Rollkontakt von Fahrzeugreifen übertragen werden können.

Für die in der Literatur (beispielsweise bei [63]) beschriebenen Adhäsions- und Adhäsionsreibungmodelle werden zur Kontaktformulierung die Elastizitätsmoduli E_i der Kontaktpartner und ihre Querkontraktionszahlen ν_i genutzt, während die Oberflächentopographien beider Oberflächen im Kontakt nach HERTZ oder GREENWOOD-WILLIAMSON über sogenannte (reduzierte) Kontaktradien sphärisch angenähert werden. Darüber hinaus dienen die freien Oberflächenenergien γ_i als adhäsionsspezifische Größen, auf die in Abschnitt 2.4.3.3 noch einmal eingegangen wird.

2.4.2 Hysteresereibung

Hystereseverhalten bei Deformierung ist eine typische Eigenschaft von Elastomeren. Im Material wird durch innere Dämpfung Energie dissipiert, siehe auch Abschnitt 2.2. Dieses Verhalten führt zu einer Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung, was sich bei einer quasistationären, harmonischen Anregung als geschlossene Hystereseurve im Spannungs-Dehnungs-Diagramm äußert, vgl. **Abb. 2.7**. Die eingeschlossene Fläche ist dabei ein Maß für die während einer Periode dissipierte Energie. Wenn Elastomere über eine raue, harte Oberfläche gleiten, wie etwa Reifenprofilklötze im Reifen-Fahrbahn-Kontakt oder eine dynamische Dichtung auf einer metallischen Kolbenstange, wird das Material bei gegebener Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit immer wiederkehrend durch die Rauheitsspitzen dynamisch deformiert. Dabei entsteht im Elastomer ein Spannungsfeld, das bei rein elastischer Betrachtung, wie im Stillstand, symmetrisch um den Kontakt zur Asperität ist. Durch die Dämpfungs- bzw. Hystereseigenschaften des Elastomers wird dieses Spannungsfeld in Bewegungsrichtung asymmetrisch verzerrt, auch wenn der Kontakt als reibungsfrei angenommen wird. Die resultierende Tangentialkomponente des Spannungsfeldes ist in Form einer Reibkraft indirekt messbar. Diese

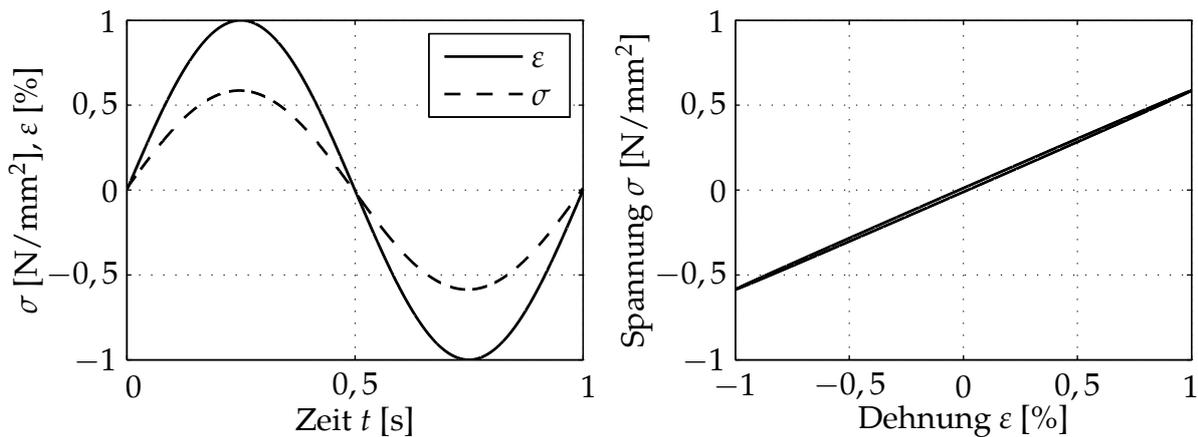


Abbildung 2.7: Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung (links) und resultierende Hysteresekurve (rechts) für EPDM, 1 Hz Anregung, 0,1% Dehnung

Hysteresereibkraft kann je nach Anwendung einen sehr großen Anteil an der Gesamtreibung haben. Die beispielhaft genannten Oberflächen der Straße oder einer Kolbenstange weisen durch ihre Materialzusammensetzung und Verarbeitungsverfahren Rauheiten auf, allerdings auf verschiedenen Längenskalen. Rauheitswellenlängen und Verfahrensgeschwindigkeit bestimmen dabei das Frequenz- und Amplitudenspektrum, mit dem der Gummiwerkstoff bei einer Relativbewegung angeregt wird, vgl. **Abb. 2.8** (links). Diese Modellvorstellung der Hysteresereibung entspricht unter anderem derjenigen von KUMMER [66].

Im rechten Bildteil ist die entsprechende Modellvorstellung einer Anregung des MAXWELL'schen Materialmodells abgebildet. Ein repräsentativer Materialpunkt eines ausgehnten Elastomerbauteils gleitet reibungsfrei im Kontakt über eine raue Oberfläche, geometrische Einflüsse auf die Randpunkte des Elastomerbauteils werden dabei vernachlässigt. Aus der Anregung des Materials in Normalenrichtung lässt sich die dissipierte Ener-

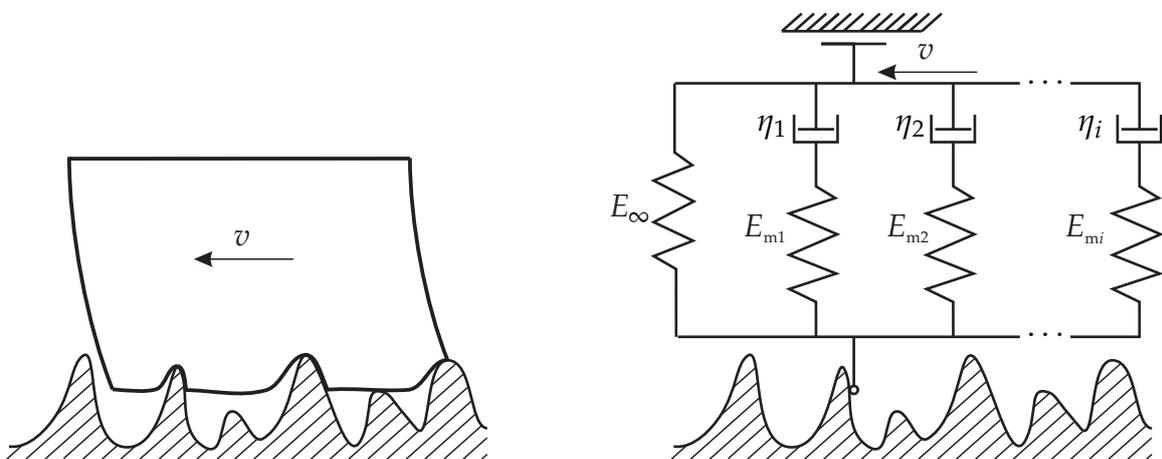


Abbildung 2.8: Gleitender Gummiblock auf rauher Oberfläche (links) und korrespondierendes MAXWELL-Modell auf bewegter rauher Oberfläche (rechts)

gie während des Reibprozesses berechnen, die einer Hysteresereibspannung zugeordnet werden kann. Aus dieser lässt sich ein Reibwert für die untersuchte Materialpaarung im aktuellen Bewegungs- und Lastzustand berechnen. Eine tangentiale Anregung wird in dieser Vorstellung aus den folgenden Gründen außer Acht gelassen: Der Kontakt wird als reibungsfrei angenommen. Der modellierte Kontaktpunkt ist im realen System tangential mit einer Vielzahl benachbarter Materialpunkte gekoppelt, die der gleichen quasistatischen tangentialen Auslenkung unterliegen, wenn geometrische Randeffekte vernachlässigt werden. Diese quasistatische Auslenkung ist lediglich auf die vorhin beschriebene Hysteresereibkraft zurückzuführen.

Im Folgenden werden Modelle der Hysteresereibung verschiedener Autoren vorgestellt, welche die Beschreibung der Hysteresereibung auf rauen Oberflächen teilweise im Frequenz- und teilweise im Zeitbereich erlauben.

2.4.2.1 Modellierung der Hysteresereibung nach KLÜPPEL und HEINRICH

KLÜPPEL UND HEINRICH haben ein detailliertes Modell zur Hysteresereibung erstmals im Jahr 2000 veröffentlicht [58]. In ihrer Modellvorstellung ist der auf Hystereseeffekte zurückzuführende Reibwert μ_H proportional zur im Material umgesetzten Reibleistung während des Reibprozesses. Eingangsgrößen ihres Modells sind das angeregte Volumen V im Elastomer, die lokale Spannung σ und die Dehnrates $\dot{\epsilon}$, die im Frequenzbereich aus Oberflächentopographie und Materialdämpfung berechnet werden. Während das Elastomer als glatt modelliert wird, ist die raue Oberfläche des Kontaktpartners im Wellenlängenbereich in Form der sogenannten Höhendifferenz-Korrelation $C_z(\lambda)$ angegeben. Als Intervallgrenzen dieser Korrelation dienen die „oberen und unteren Cut-off-Wellenlängen“, welche die im Messchrieb auftretenden maximalen und minimalen Wellenlängen repräsentieren. Die Höhendifferenz-Korrelation ist direkt in die spektrale Leistungsdichte der Oberflächenrauheitsinformation überführbar. KLÜPPEL UND HEINRICH berechnen die Höhendifferenz-Korrelation als Mittel aller linienförmigen Profile einer Oberfläche.

Mit dieser Topographieinformation und dem Verlustmodul $E''(\omega)$ im betrachteten Bereich der Anregungsfrequenzen lässt sich der Hysteresereibwert für eine Verfahrensgeschwindigkeit v und mittlere Pressung σ_0 im Kontakt angeben. Die minimale und maximale Anregungsfrequenz ω_{\min} und ω_{\max} ergeben sich für die betrachtete Gleitgeschwindigkeit aus der oberen und unteren Cut-off-Wellenlänge des Rauheitsspektrums. Im Modell von KLÜPPEL UND HEINRICH ist die angeregte Schichtdicke $V/A_0 = \delta$ (A_0 bezeichnet die nominelle Kontaktfläche) und damit das eingangs erwähnte angeregte Volumen zunächst ein freier Parameter. Zur Abschätzung dieses Parameters werden in [40] Methoden angegeben.

Mit Hilfe des beschriebenen Modells können auch Aussagen über die wahre Kontaktfläche gemacht werden. Als Erweiterung wurde in jüngerer Zeit der Ansatz zur Rauheitsbeschreibung im Frequenzbereich überarbeitet, womit die Beschreibung des Anregungsspektrums für reale Rauheiten genauer gelingt, vgl. LE GAL [67].

2.4.2.2 Modellierung der Hysteresereibung nach PERSSON

PERSSONS Modellansatz [94] wird ebenfalls im Frequenzbereich angegeben. Die raue Oberfläche wird, im Gegensatz zur Theorie von HEINRICH/KLÜPPEL in Form der zweidimensionalen spektralen Leistungsdichte $C(\mathbf{q})$ dem Modell zugeführt, wobei \mathbf{q} den Wellenzahlvektor bezeichnet.

Ein wichtiger Aspekt der Kontakttheorie von PERSSON ist die Betrachtung der wahren Kontaktfläche A_r , deren Verhältnis zur nominellen Kontaktfläche A_0 insbesondere davon abhängt, mit welcher Vergrößerung ζ in den Kontakt geschaut wird, vgl. **Abb. 2.9**. Die reale Kontaktfläche nimmt nach PERSSON mit zunehmender Vergrößerung stets ab. Eine grundlegende Annahme seiner Reibungstheorie ist, dass jede Rauheitslängenskala a priori einen gleichbedeutenden Anteil zur Hysteresereibung liefert [92]. Die Hysteresereibung wird daher aus dem gesamten Leistungsdichtespektrum $C(\mathbf{q})$ der Oberfläche und dem frequenzabhängigen, komplexen E-Modul $E^*(\omega)$ berechnet.

PERSSON hat seine Reibungstheorie um den Effekt der *flash temperature* erweitert, indem er die Änderung der Materialeigenschaften durch die Reibungswärme berücksichtigt. Dazu wird der Effekt der lokalen kurzzeitigen Erwärmung umschrieben, der durch große Verformungen beim Aufbrechen adhäsiver Verbindungen an den Asperitäten entsteht. Diese dynamische Verformung verursacht wiederum Hystereseverluste, die zu einer Erwärmung des Materials nahe des Kontaktes führt. Eine Verschiebung des komplexen E-Moduls $E^*(\omega)$ entlang der Frequenzachse kann den Temperatureinfluss auf das Elastomer nachbilden, vgl. Abschnitt 2.2.

Unter der Annahme einer nicht vollständigen Eindringung des Elastomers in die Gegenauflfläche, leitet PERSSON aus seiner Kontaktbeschreibung eine Theorie zum Dichtvermögen von O-Ringen ab, bei der er Leckagevorgänge durch feine Kanäle in der Topographie beschreibt. In diesem Zusammenhang wird auch das Ausfüllen der Rauheiten mit einem Schmierstoff genannt, der eine Minderung der Hysteresereibung durch den Glättungseffekt der Topographie bewirkt, da nicht mehr das gesamte Spektrum der Oberflächenrauheit in die Hystereseberechnung einfließt. Ferner werden Untersuchungen über den Effekt von verschiedenen Methoden der Oberflächenendbearbeitung auf das Rauheitsspektrum gezeigt und ihr Einfluss auf die Hysteresereibung berechnet.

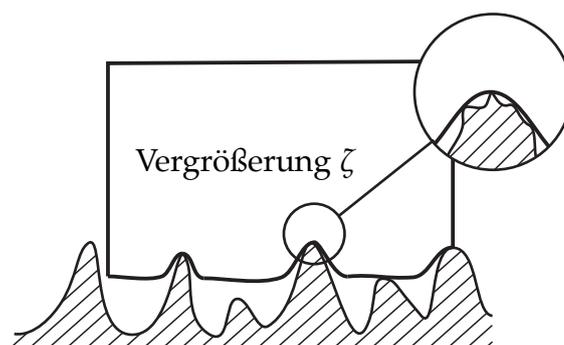


Abbildung 2.9: Kontakt eines Elastomers mit einer fraktalen Oberflächenstruktur

2.4.2.3 Modellierung der Hysteresereibung nach LINDNER

Ein erweitertes MAXWELL-Modell mit Punktkontakt zur Simulation der Hysteresereibung wurde erstmals von LINDNER ET AL. [71] vorgestellt und von MOLDENHAUER ET AL. [78], SEXTRO ET AL. [112] und WANGENHEIM UND KRÖGER [125] erweitert. **Abb. 2.8** (rechts) zeigt die grundsätzliche Idee hinter dem Modell: Ein Kontaktpunkt des Elastomerbauteils, beispielsweise einer Dichtung oder eines Reifens, gleitet über eine starre, raue Oberfläche. Der Kontaktpunkt repräsentiert dabei einen Materialpunkt inmitten der Oberfläche eines ausgedehnten Elastomerkörpers, der in Kontakt zu einer rauhen, starren Oberfläche steht und über diese mit zunächst konstanter Geschwindigkeit hinweg gleitet. Die im Kontakt vorliegende Pressung bzw. Kontaktnormalspannung wird vorgegeben. Die Rauheiten des Elastomers werden vernachlässigt, da sie ebenfalls der Oberflächenkontur des in der Regel deutlich steiferen und härteren Kontaktpartners folgen und somit keinen nennenswerten Beitrag zur Hysteresereibung liefern. In der ersten Modellgeneration folgt der Kontaktpunkt dem gesamten Rauheitsprofil, d. h. das Gummibauteil dringt vollständig in die Profiltäler ein. Am freigeschnittenen Modell in **Abb. 2.10** wird die Differentialgleichung hergeleitet, die den Zusammenhang zwischen Kräften und Auslenkungen bzw. Spannungen und Dehnungen beschreibt. Dabei werden die Trägheitseigenschaften der beteiligten Masse zunächst vernachlässigt, da davon auszugehen ist, dass die durch die Oberflächenrauheiten angeregte Schichtdicke im Elastomer insbesondere bei Dichtungsanwendungen sehr klein ist. Die auf das Modell wirkende Gesamtspannung σ setzt sich zusammen aus der Spannung im rein elastischen Ast mit dem Anteil σ_e und der aus dem MAXWELL-Ast mit dem Anteil σ_1 .

$$\sigma = -(\sigma_e + \sigma_1) . \quad (2.7)$$

Der Anteil des elastischen Astes lässt sich nach dem HOOKE'schen Federgesetz berechnen:

$$\sigma_e = -E_\infty \varepsilon , \quad (2.8)$$

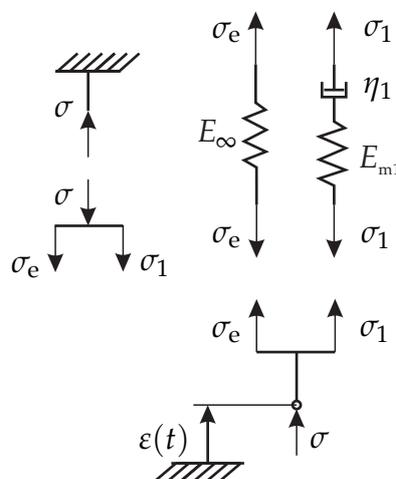


Abbildung 2.10: Freigeschnittenes lineares Standardmodell

während die Spannung σ_1 im MAXWELL-Ast sich aus Feder- und Dämpferspannung zusammensetzt und folgende Differentialgleichung erfüllt:

$$\sigma_1 = -\eta_1 \left(\frac{\dot{\sigma}_1}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon} \right). \quad (2.9)$$

Somit ergibt sich für das System eine Parallelschaltung des HOOKE'schen Astes mit einem MAXWELL-Ast

$$\sigma = E_\infty \varepsilon + \eta_1 \left(\frac{\dot{\sigma}_1}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon} \right). \quad (2.10)$$

Die unbekannte innere Größe $\dot{\sigma}_1$ soll nun eliminiert werden. Dazu werden die Einzellösungen der Differentialgleichungen für σ_1 und σ_e superponiert. Für Gl. (2.9) wird wie bei LINDNER [69] ein harmonischer Ansatz genutzt:

$$\sigma_1 = \hat{\sigma}_1 e^{i\omega t}, \quad \varepsilon = \hat{\varepsilon} e^{i\omega t}. \quad (2.11)$$

Somit ergibt sich für Gl. (2.9)

$$i\omega \frac{\eta_1}{E_{m1}} \hat{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_1 = -i\omega \eta_1 \hat{\varepsilon} \quad (2.12)$$

bzw. umgeformt nach $\hat{\sigma}_1$

$$\hat{\sigma}_1 = \left(\frac{-i\omega}{\frac{i\omega}{E_{m1}} + \frac{1}{\eta_1}} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.13)$$

Das zeitabhängige Materialverhalten von Elastomeren (vgl. *Relaxation* und *Kriechen* in Abschnitt 2.2) kann mithilfe von Zeit- bzw. Abklingkonstanten beschrieben werden:

$$\tau_1 = \frac{\eta_1}{E_{m1}}. \quad (2.14)$$

Damit kann Gl. (2.13) auf eine andere Art dargestellt werden:

$$\hat{\sigma}_1 = - \left(\frac{E_{m1} \omega^2 \tau_1^2}{1 + \omega^2 \tau_1^2} + i \frac{E_{m1} \omega \tau_1}{1 + \omega^2 \tau_1^2} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.15)$$

Für das Gesamtsystem nach Gl. (2.7) gilt nun

$$\hat{\sigma} = \left(E_\infty + \frac{E_{m1} \omega^2 \tau_1^2}{1 + \omega^2 \tau_1^2} + i \frac{E_{m1} \omega \tau_1}{1 + \omega^2 \tau_1^2} \right) \hat{\varepsilon}. \quad (2.16)$$

Der Term in runden Klammern entspricht dem in Gl. (2.4) eingeführten komplexen E-Modul E^* .

Um die Genauigkeit der Abbildung des Materialverhaltens in Form der Modulkurven zu erhöhen, kann das Modell um beliebig viele MAXWELL-Äste erweitert werden. Gl. (2.10) folgt dann der Form

$$\sigma = E_e \varepsilon + \sum_{i=1}^n \eta_i \left(\frac{\dot{\sigma}_i}{E_{mi}} + \dot{\varepsilon} \right). \quad (2.17)$$

Der Übergang zum komplexen Materialmodul ergibt sich zu:

$$E^* = E_e + \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{\tau_i^2 \omega^2}{1 + \tau_i^2 \omega^2}}_{E'} + i \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{\tau_i \omega}{1 + \tau_i^2 \omega^2}}_{E''}, \quad (2.18)$$

mit der Anregungsfrequenz ω und der Relaxationszeitkonstanten τ_i des i -ten MAXWELL-Astes. Mit dieser Gleichung lässt sich ein isothermer Reibvorgang beschreiben. Im Fall einer Berücksichtigung einer Temperaturänderung sind die Relaxationszeitkonstanten τ gemäß der WLF-Gleichung Gl. (2.6) über den Verschiebungsfaktor a_T abhängig von der Temperatur T :

$$\tau_{T,i} = a_T \tau_{\text{Ref},i}, \quad (2.19)$$

mit der Zeitkonstanten τ_{Ref} bei der Referenztemperatur T_{ref} während der Aufnahme der Modulkurven. Es ergibt sich für den temperatur- und frequenzabhängigen, komplexen Modul

$$E^*(a_T \omega) = E_e + \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}{1 + a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}}_{E'} + i \underbrace{\sum_{i=1}^n E_{mi} \frac{a_T \tau_i \omega}{1 + a_T^2 \tau_i^2 \omega^2}}_{E''}. \quad (2.20)$$

Zum Beispiel mit Hilfe der Software MATLAB können mit dem beschriebenen Modell der Hysteresereibung Simulationen und Parameterstudien durchgeführt werden. Vorgabe der im Rahmen dieser Arbeit erfolgten Simulation ist die nominelle Flächenpressung σ_0 im Kontakt und die Gleitgeschwindigkeit v . Die Berechnungen während des Simulationsvorgangs erfüllen die folgenden Bedingungen und Zusammenhänge, siehe LINDNER [69]:

Die zeitlich gemittelte resultierende Flächenpressung σ_0 während eines Gleitvorgangs der Zeitdauer T ist definiert durch

$$\sigma_0 = \frac{1}{T} \int_0^T \sigma(t) dt. \quad (2.21)$$

Während einer Überfahrt des Kontaktpunktes über die raue Gegenauflfläche soll die Geschwindigkeit konstant bleiben. Dafür muss die im Elastomer dissipierte Energie W_D (einachsiger Spannungszustand) gleich der extern zugeführten Energie W_E sein:

$$W_D = V \int_0^T \sigma \dot{\epsilon} dt \stackrel{!}{=} \int_0^{x_r} F_R dx = W_E. \quad (2.22)$$

Es gilt folgendes: T ist die Zeitdauer der Überfahrt, in welcher der Gleitweg x_r zurückgelegt wird. V bezeichnet das angeregte Volumen mit $V = A_0/z_0$, wobei A_0 die nominelle Kontaktfläche und z_0 die Höhe der angeregten Schichtdicke ist. Mit

$$W_E = \bar{F}_R x_r, \quad (2.23)$$

\bar{F}_R ist die über die Reibstrecke x_r gemittelte Reibkraft, lässt sich Gl. (2.22) umformen:

$$\bar{F}_R = \frac{W_D}{x_r} = \frac{V}{x_r} \int_0^T \sigma \dot{\epsilon} dt = \frac{A_0 z_0}{x_r} \int_0^T \sigma \dot{\epsilon} dt. \quad (2.24)$$

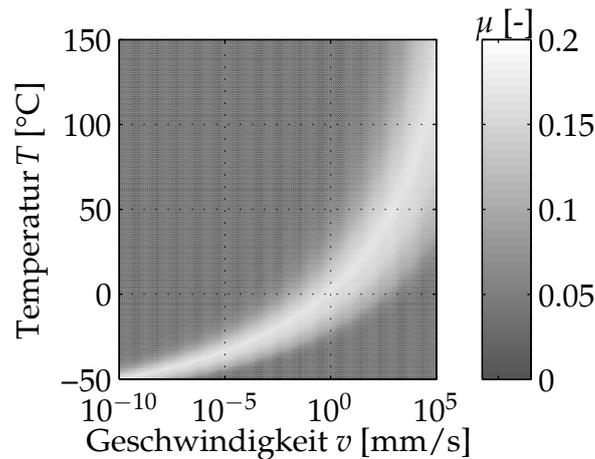


Abbildung 2.11: Reibkennfeld in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur an einer Stangendichtung

Nach $\mu = F_R/F_N$ ergibt sich mit der Normalkraft $F_N = A_0\sigma_0$

$$\mu = \frac{z_0}{\sigma_0 x_r} \int_0^T \sigma \dot{\epsilon} dt. \quad (2.25)$$

Dies entspricht dem Ergebnis der oben erwähnten Simulationen. Die angeregte Schichtdicke z_0 wird iterativ über die vorgegebenen mittlere Flächenpressung σ_0 ermittelt, die sich nach Gl. (2.7) aus den rein elastischen und viskoelastischen Anteilen des MAXWELL-Modells zusammensetzt. Ein Vergleich mit Simulationsergebnissen, die mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode gewonnen wurden, ergibt eine sehr zuverlässige Abschätzung der angeregten Schichtdicke während des Gleitvorgangs durch das beschriebene Modell.

Die Berücksichtigung der Temperatur gemäß Gl. (2.19), die durch den Reibprozess entsteht, führt im Gegensatz zu einer isothermen Betrachtung dazu, dass die gesamte Reibwertkurve $\mu(v)$ über der Reibgeschwindigkeit verschoben wird, siehe [78]. Ein im Rahmen dieser Arbeit simuliertes Kennfeld des Hysteresereibwertes in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur für eine Dichtung aus einer PKW-Bremsanlage

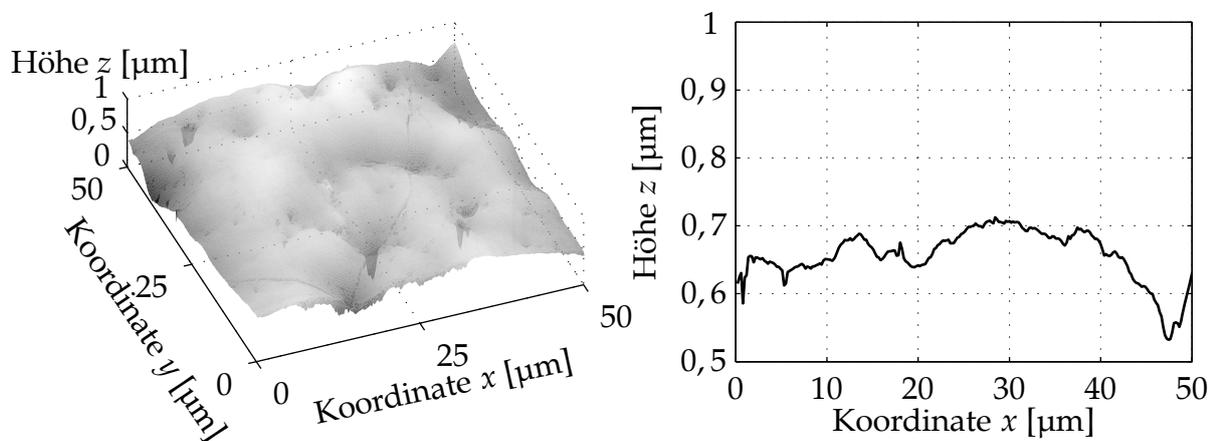


Abbildung 2.12: Oberflächentopographie des Kolbens (links) und extrahierter Rauheitschrieb für die Simulation (rechts)

ist in **Abb. 2.11** dargestellt. Es zeigt als Grauwert den Reibwert in Abhängigkeit von Reibgeschwindigkeit und Materialtemperatur an, wobei die hellsten Werte dem höchsten Reibwert entsprechen. Die Betrachtung der Reibwertkurve entlang einer Temperaturlinie entspricht dabei dem isothermen Fall. Wie zuvor erwähnt, verschiebt sich das Reibwertmaximum auch hier bei höheren Materialtemperaturen zu höheren Gleitgeschwindigkeiten. Zu Grunde liegt ein 21-parametriges MAXWELL-Modell. In **Abb. 2.12** sind die Topographiemessung und eine herausgenommene Profillinie für die Simulationen abgebildet. Diese Oberflächenmessung erfolgte mit einem *Atomic Force Microscope* (AFM).

2.4.3 Viskose Reibung

Bei Systemen mit viskoser Reibung befindet sich ein flüssiges Medium im Reibkontakt, bei Dichtungen ist dies in der Regel ein Schmierfilm. Dieser trennt zum Einen die Reibpartner voneinander und minimiert auf diese Weise Reibung und Verschleiß, zum Anderen unterstützt er die Dichtwirkung, indem er auch kleinste Profiltäler der Oberflächen ausfüllt. Der Scherwiderstand des Fluidfilms hemmt eine Relativbewegung und kann als Reibkraft erfasst werden. Je nach den vorherrschenden physikalischen Bedingungen im Kontakt und insbesondere der Schmierfilmdicke und Viskosität werden verschiedene Zustände der viskosen Reibung unterschieden:

- Bei der *hydrodynamischen Reibung* sind die Festkörper vollständig voneinander getrennt. Der Schmierfilm kann hydrostatisch bzw. hydrodynamisch die erforderliche Last übertragen. Er wird bei Relativbewegung geschert und bildet auf diese Weise eine Reibkraft aus.
- Im Fall der *elastohydrodynamischen Reibung* verhält es sich ähnlich, allerdings muss die Elastizität eines oder beider Reibpartner mit berücksichtigt werden. Der hydrodynamische Druck im Kontakt, die Ausbildung des Schmierfilms und die Deformation der Kontaktpartner bedingen sich gegenseitig.
- Bei Vorliegen einer nur wenige Moleküllagen dicken Schmierfilmschicht wird von

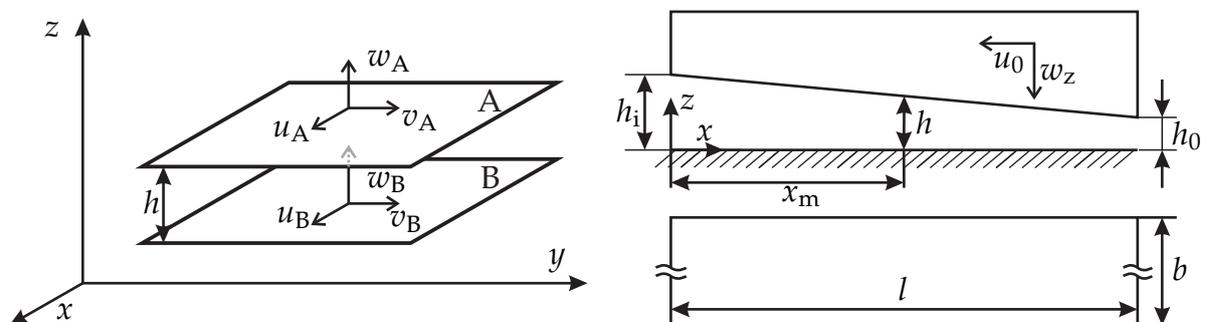


Abbildung 2.13: Darstellung zur hydrodynamischen Reibung zwischen zwei relativ bewegten Ebenen (links) und vereinfachtes Modell eines Gleitlagers (rechts)

Grenzschichtreibung gesprochen. Sie kann durch besonderes, festkörperähnliches Materialverhalten der dünnen Schichten zu außergewöhnlichen Reibeigenschaften führen. Dies ist ein vor allem aus dem Bereich der Gleit- und Wälzlager bekannter Effekt.

Im Folgenden sollen zunächst die Theorien zur hydrodynamischen und elasto-hydrodynamischen Reibung kurz vorgestellt werden. Dieser Zustand herrscht in der Mehrzahl der hydraulischen und pneumatischen Dichtkontakte mit Relativbewegung vor. Grundlage der Hydrodynamik bildet die REYNOLDS-Gleichung, die eine Vereinfachung der NAVIER-STOKES-Gleichungen der Strömungsmechanik darstellt, siehe [101]. Mit dieser Differenzialgleichung wird die Druckverteilung in einem Fluidfilm ins Verhältnis zu den geometrischen Verhältnissen und Geschwindigkeitsgradienten im Fluid gesetzt. Der Fall eines Dichtkontaktes soll zunächst vereinfacht als zwei zueinander relativ bewegte Oberflächen angenommen werden, siehe **Abb. 2.13**.

Bezeichnet sind die Geschwindigkeiten u , v , w der Oberflächen A und B in die kartesischen Koordinatenrichtungen x , y , z . Die im Folgenden angegebene REYNOLDS-Gleichung basiert auf einer Reihe von vereinfachenden Annahmen:

- Die Oberflächen sind ideal glatt und die Strömung verhält sich somit laminar; beispielsweise durch Oberflächenrauheiten induzierte turbulente Strömungen werden vernachlässigt
- Gravitations- und Trägheitskräfte können im Vergleich zu viskosen Scherkräften vernachlässigt werden
- Das Fluid verhält sich inkompressibel
- Die Viskosität η des Fluids bleibt konstant und sein Verhalten entspricht dem eines NEWTON'schen Fluids
- Der Druck im Fluid bleibt über der Schmierfilmhöhe konstant
- Zwischen Fluid und Oberfläche besteht kein Schlupf.

Die allgemeine REYNOLDS-Gleichung lautet:

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right)}_{(1)} \\
 & = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right]}_{(2)} \\
 & \quad + \underbrace{\rho \left[(w_a - w_b) - u_a \frac{\partial h}{\partial x} - v_a \frac{\partial h}{\partial y} \right]}_{(3)} + \underbrace{h \frac{\partial \rho}{\partial t}}_{(4)} \quad (2.26)
 \end{aligned}$$

mit der Viskosität η , der Dichte ρ und der Schmierfilmhöhe h . Die Gleichung lässt sich in vier Einzelterme aufteilen, die durch verschiedene Ursachen hervorgerufene Strömungen zugeordnet werden können. Term (1) bezeichnet die *Druck-* oder *Poiseuille-Strömung*. Sie wird durch einen Druckgradienten entlang der x - bzw. der y -Achse hervorgerufen. In einem Dichtkontakt entspräche dies einer Druckdifferenz zwischen den abzudichtenden Räumen. Die *Scher-* oder *Couette-Strömung* wird durch Term (2) repräsentiert. Er wird durch die Relativbewegung der beiden Oberflächen und die daraus resultierende Scherung des Fluids hervorgerufen. Term (3) beschreibt mit der *Squeeze-Strömung* die Verdrängung des Fluids bei Bewegung in Normalenrichtung und in tangentialer Richtung. Der *lokale Expansionsfluss*, der bei zeitlichen Dichteänderungen entsteht, wird mit Term (4) beschrieben. Eine Einführung in die viskose Reibung findet sich u. a. bei BHUSHAN [10], HORI [48] oder MANG UND DRESEL [74].

2.4.3.1 Hydrodynamische Reibung

Bewegen sich zwei nicht parallele Oberflächen relativ zueinander, wird in einem dazwischen vorhandenen Fluidfilm ein Druck aufgebaut, der Lasten übertragen kann. Die in diesem Fall erzeugte Scherkraft im Fluid ist die hydrodynamische Reibkraft. In der hydrodynamischen Umgebung herrscht ein idealer Schmierzustand vor, d. h. die Oberflächen sind im betrachteten Last- und Geschwindigkeitsbereich voneinander vollständig getrennt und die Schmierfilmhöhe ist deutlich größer als die der Oberflächenrauheit. Das Reibungsverhalten hängt von den physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffs ab und kann durch eine vereinfachte Form der REYNOLDS-Gleichung angegeben werden. Temperatureffekte und ein Einfluss der Elastizität der Reibpartner werden vernachlässigt. Neben Dichtungen sind Gleitlager ein typisches Beispiel für Systeme mit hydrodynamischer Reibung, siehe **Abb. 2.13** (rechts). Wenn nur ein Partner sich bewegt, und seine Länge l in Reibrichtung deutlich kleiner ist als seine Breite b senkrecht zur Reibrichtung, ergibt sich aus Gl. 2.26 folgender vereinfachter Zusammenhang zwischen dem örtlichen Druckgradienten dp/dx und der Schmierfilmhöhe h , vgl. beispielsweise [109]:

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta_0 u_0 \left(\frac{h - h_m}{h^3} \right) \quad (2.27)$$

mit der Viskosität η_0 des inkompressiblen Fluids, der Reibgeschwindigkeit u_0 und der Schmierfilmhöhe h_m an der Stelle maximalen Drucks ($dp/dx = 0$). Auch die Schmierfilmdicke h und andere Größen lassen sich in diesem Fall z.B. nach FRÈNE [32] oder HORI [48] angeben:

$$\frac{h}{h_0} = 1 + m \left(1 - \frac{x}{l} \right) \quad \text{mit} \quad m = \frac{h_1}{h_0} - 1. \quad (2.28)$$

Für die hydrodynamische Traglast w_z ergibt sich

$$w_z = \int_0^l p dx = \frac{\eta_0 u_0 l^2}{h_0^2} \left[\frac{6 \ln(1+m)}{m^2} - \frac{12}{m(2+m)} \right]. \quad (2.29)$$

Der Reibkoeffizient μ_{HD} kann ebenfalls angegeben werden:

$$\mu_{\text{HD}} = \frac{f}{w_z} = \frac{h_0}{6l} \left[\frac{\frac{4}{m} \ln(1+m) - \frac{6}{2+m}}{\frac{1}{m^2} \ln(1+m) - \frac{2}{m(2+m)}} \right] \quad (2.30)$$

mit der Scherkraft pro Breitereinheit f

$$f = \frac{\eta_0 u_0 l}{h_0} \left[\frac{4}{m} \ln(1+m) - \frac{6}{2+m} \right]. \quad (2.31)$$

2.4.3.2 Elastohydrodynamische Reibung

Im Fall von elastohydrodynamischer Reibung (EHD) kann die elastische Deformation der Oberflächen eines oder beider Reibpartner während des Reibprozesses nicht mehr vernachlässigt werden, vgl. beispielsweise [39] oder [107]. Die EHD wird unterteilt in *Hard-EHD* für Kontaktsituationen mit Oberflächen hohen elastischen Moduls wie z.B. Metallen. Bei Oberflächen mit kleinem E-Modul wie er bei Elastomeren vorliegt, wird von *Soft-EHD* gesprochen. In beiden Fällen gilt, dass mit zunehmender Last die Schmierfilmdicke im Kontakt zwar kleiner wird, die Oberflächen sich aber aufgrund ihrer Elastizität dennoch nicht berühren. Die Last wird demnach vollständig vom Fluid übertragen.

Bei der Hard-EHD ist eine Folge einer hohen äußeren Normallast, dass die Viskosität im Allgemeinen nicht mehr als konstant angesehen werden kann. Der vorherrschende hohe Druck und die damit einhergehende Erwärmung beeinflussen die Viskosität. Dieser Zusammenhang findet als Viskositäts-Druck-Temperatur-Abhängigkeit Eingang in die Betrachtungen. Als weitere Folge kann das Schmiermittel aufgrund der veränderlichen Viskosität nicht mehr als NEWTON'sches Fluid angesehen werden.

Bei der Soft-EHD muss hingegen lediglich die Elastizität der beteiligten Reibpartner berücksichtigt werden, da infolge ihres niedrigen E-Moduls keine hohen Drücke und daraus resultierend keine hohen Temperaturen auftreten. Es können verschiedene Kontakttheorien angewendet werden, wie etwa nach HERTZ [45] oder die GREENWOOD-WILLIAMSON-Theorie [37]. Die sich gegenseitig beeinflussende Kontakttheorie und REYNOLDS-Gleichung müssen in diesem Fall iterativ parallel gelöst werden. Die zu lösenden Gleichungen gibt z. B. SPIKES in seiner Übersichtsveröffentlichung „Sixty years of

EHL“ [114] an:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\varrho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\varrho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \left[\frac{\partial (\varrho u h)}{\partial x} + \frac{\partial (\varrho u h)}{\partial y} + \frac{\partial (\varrho h)}{\partial t} \right] \quad (2.32)$$

$$w(x, y) = \frac{1}{2\pi\bar{E}} \iint_A \frac{p(x', y')}{r} dx' dy' \quad (2.33)$$

$$\eta = f(p) \quad (2.34)$$

$$\varrho = f(p) \quad (2.35)$$

$$W = \iint_A p dx dy \quad (2.36)$$

mit dem Vektor u der Relativgeschwindigkeit, der lokalen elastischen Deformation w , der hydrodynamischen Traglast W und dem reduzierten Elastizitätsmodul

$$\frac{1}{\bar{E}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right), \quad (2.37)$$

welcher aus den E-Moduln E_i und Querkontraktionszahlen ν_i der beiden beteiligten festen Werkstoffe berechnet werden kann. r bezeichnet den (reduzierten) Kontaktradius, wenn die Kontaktpartner – gemäß dem HERTZ'schen Kontaktmodell als Kugel- bzw. Zylinderförmig modelliert werden. Die Reduktion des Kontaktradius berücksichtigt hierbei zum Einen die elastische Verformung der Körper, zum Anderen zeigt HERTZ, dass die Radien beider Kontaktpartner zu einem gemeinsamen, reduzierten Radius zusammengefasst werden können, vgl. HERTZ [45]. Für die Gleichungen 2.32 bis 2.36 sind in der Literatur verschiedene Lösungen zu finden. Sie unterscheiden sich insbesondere in der Beschreibung des nicht-NEWTON'schen Fluids mit verschiedenen rheologischen Modellen und der Viskositäts-Druck-Temperatur-Abhängigkeit [36, 131]. Numerisch ist es nach wie vor eine große Herausforderung, obige Gleichungen insbesondere für instationäre Vorgänge oder hohe Lasten zu lösen. Eine Reihe von numerischen Näherungslösungen für verschiedene Einsatzfälle sind u. a. bei [23, 25, 26, 29, 39] angegeben. Messtechnisch haben einige Autoren EHD-Reibung untersucht, siehe [28, 46, 56, 80, 128]. Der EHD-Kontakt mit Elastomerbauteilen wurde erstmals 1972 von HOOKE UND O'DONOGHUE [47] beschrieben. In jüngerer Zeit sind experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Dichtkontakt unter elastohydrodynamischen Bedingungen von SCHMIDT [106], KOZMA UND MATE [59], FERNANDÉZ ET AL. [30] und WANGENHEIM ET AL. [123] veröffentlicht worden, wobei das Hauptaugenmerk auf instationären Bedingungen wie der Startreibung und dem Verschleißverhalten bei Trockenlauf des geschmierten Kontaktes lag.

2.4.3.3 Grenzschichtreibung

Viskose Reibung mit sehr dünnen Schichten eines Schmiermittels wird als Grenzschichtreibung bezeichnet. Die Schichten können im Extremfall lediglich aus einer Moleküllage

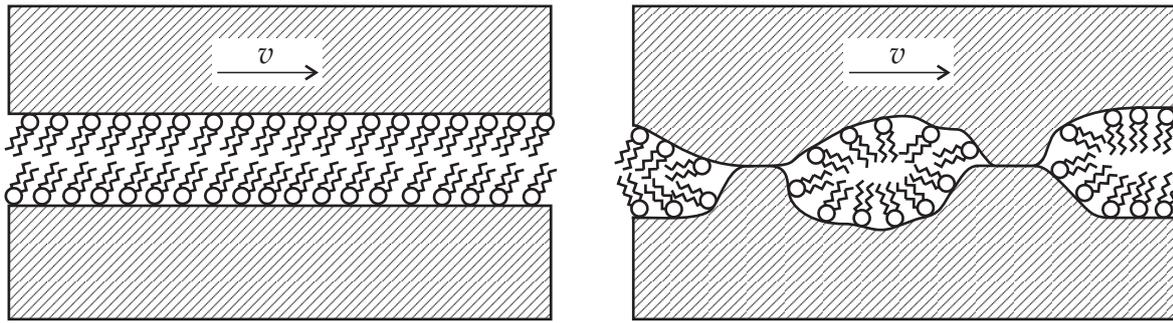


Abbildung 2.14: Modellvorstellung der Grenzschichtreibung nach HARDY (links) und BOWDEN UND TABOR (rechts)

des Schmierstoffes bestehen und nehmen im Vergleich zum bekannten Verhalten als Flüssigkeit unter Umständen erheblich abweichende physikalische Eigenschaften an. Im Zusammenhang mit metallischen Reibkontakten wurde der Begriff der *Grenzschichtschmierung* oder *-reibung*, im Englischen *Boundary Lubrication*, erstmals 1922 von SIR WILLIAM HARDY eingeführt, vgl. [24]. Seiner Ansicht nach muss eine gute Haftung des Lubrikanten an den Kontaktflächen gewährleistet sein, so dass sich zu jedem Zeitpunkt mindestens eine Moleküllage des Schmierstoffes im Kontaktbereich befindet und die Oberflächen vollständig voneinander getrennt sind, vgl. **Abb. 2.14** (links). RAMSAUER schreibt diesen Grenzschichten Festkörpereigenschaften zu [97, 98, 99]. In den meisten Fällen befinden sich allerdings weitere Schichten des Schmiermittels im Kontakt, die je nach Kontaktbedingungen die Eigenschaften von Flüssigkeiten oder Übergangszustände annehmen können. Die Auffassung von BOWDEN UND TABOR weicht von HARDYS insofern ab, als dass in ihrer Modellvorstellung zur Grenzschichtreibung durchaus Festkörperkontakte zugelassen sind, die entsprechende physikalische Reibmechanismen der Trockenreibung mit sich bringen [12]. In ihren Versuchen konnten sie auch bei sehr kleinen Lasten Abrieb beobachten, was diese Anschauung stützt. Dargestellt sind in **Abb. 2.14** die Oberflächen des Reibkontaktes, an denen Schmierstoffmoleküle mit ihrem polaren Ende angelagert sind. Bei BOWDEN UND TABOR (rechts) treten Festkörperkontakte auf. In der Literatur finden sich bisher keine Veröffentlichungen zur Rolle der Grenzschichtreibung an Dichtungen. In jüngerer Zeit sind Arbeiten zur allgemeinen Grenzschichtreibung entstanden, die sich jedoch vorwiegend auf den geschmierten Festkörperkontakt in Lagern beziehen, siehe HSU ET AL. [49, 50].

Die Bindung von Atomen oder Molekülen an der Oberfläche eines Festkörpers wird auch in Grenzschichtschmierung durch *Adsorptionsmechanismen* hervorgerufen. Diese Mechanismen beruhen nach WEDLER [129] auf verschiedenen intermolekularen Kräften:

- **Dispersionskräfte:** Durch Verschiebung von Elektronen in der Ladungswolke kann eine Polarität entstehen, die zu Wechselwirkungen zwischen Molekülen führen kann.
- **Repulsionskräfte:** Wenn keine chemische Bindung möglich ist, erfolgt eine Abstoßung bei zu großer Annäherung

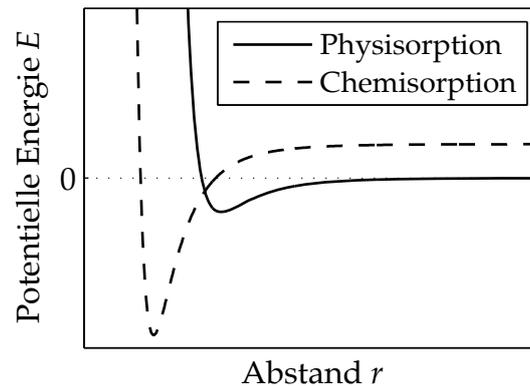


Abbildung 2.15: Potentielle Energie eines Teilchens in Abhängigkeit des Abstandes von einer Oberfläche bei Physisorption und Chemisorption in Anlehnung an HUDSON [51]

- **Dipol-Wechselwirkungen:** Bei Aufeinandertreffen von polaren und unpolaren Molekülen können letztere durch Ladungsverschiebung leicht polarisiert werden, so dass sich Anziehungskräfte aufbauen können
- **Valenzkräfte:** Zwischen zwei Molekülen oder Atomen bildet sich eine chemische Bindung
- **Wechselwirkungskräfte:** Adsorptmoleküle und -atome können sich bei ausreichend dichter Anordnung untereinander beeinflussen

Die benannten Kräfte werden im Allgemeinen zwei Grundmechanismen der Bindung zugeordnet: der physikalischen Adsorption oder *Physisorption* und der chemischen Adsorption oder *Chemisorption* [51]. Der physikalischen Adsorption werden insbesondere Dispersionskräfte in Form der VAN-DER-WAALS-Kräfte zugeschrieben sowie Repulsionskräfte, vgl. **Abb. 2.15**. Es zeigt sich, dass es für das Adsorbt bei einem bestimmten Abstand zur Oberfläche ein Potentialminimum gibt. Bei der physikalischen Adsorption sind die Kräfte zwischen Oberfläche und Schmierfilm von der gleichen Größenordnung wie die Kräfte der Schmierfilmmoleküle untereinander, weswegen sich in der Regel eine mobile Adsorptionsschicht ausbildet. Sowohl langkettige als auch zyklische Moleküle können physikalisch adsorbiert werden, was besonders im letzten Fall bei geeigneten Schmiermitteln zu einer deutlichen Reibungsminderung führen kann [19].

Bei der Chemisorption hingegen reagiert das Adsorpt mit dem Material der Oberfläche, es wirken somit Valenzkräfte. Beim Adsorptionsprozess kann je nach beteiligten Molekülen eine Aktivierungsenergie notwendig sein, um chemische Bindungen aufzubauen. **Abb. 2.15** zeigt, dass der Abstand für das Potentialminimum deutlich geringer ist als jener der in jedem Fall auftretenden Physisorption. Durch Chemisorption kann im Gegensatz zur Physisorption maximal eine Moleküllage eines Schmiermittels auf der Oberfläche adsorbiert werden. Für Grenzschichttheorien der Strömungslehre wie auch in Reibprozessen mit Schmierung, ist gerade dieses Verhalten von Bedeutung, da die Flüssigkeitsmoleküle somit schichtartige Strukturen ausbilden können. Unter entsprechenden Einsatzbe-

dingungen können auch solche Schichten zu einer anhaltenden Minderung von Reibung und Verschleiß führen [19].

Als dritter Adsorptionsmechanismus wird von einigen Autoren die *tribochemische Reaktion* genannt [19]. Tribochemische Reaktionsschichten sind vor allem thermisch höher belastbar als physi- oder chemisorptiv gebundene Schichten. Zur bewussten Reaktionsschichtbildung werden Schmierstoffen dementsprechend häufig Chlor-, Phosphor- oder Schwefelverbindungen zugesetzt. Da gerade die Konzentration dieser Zusätze an der Grenzfläche zwischen Bauteiloberfläche und Schmierstoff für die Reibung von Bedeutung ist, steht eine Erhöhung der Adsorbierbarkeit an der Oberfläche im Vordergrund. Dies kann durch mechanische oder chemische Methoden der Oberflächenbehandlung herbeigeführt werden.

Im Zusammenhang mit der Interaktion zwischen einer Oberfläche und einem Fluid spielt die *freie Oberflächenenergie* eine wichtige Rolle. Aus der freien Oberflächenenergie eines Festkörpers, seiner Oberflächenstruktur sowie der Oberflächenenergie und der Viskosität eines Fluids können Aussagen über die Benetzung getroffen werden. Die Grenzflächenenergie eines Festkörpers kann mit der Bildung neuer Oberflächen beispielsweise bei einer Trennung erklärt werden: Es müssen Kohäsionskräfte überwunden werden, die vorher den Körper zusammengehalten haben. Die neuen Oberflächen sind sehr reaktiv und binden Partikel aus der Umgebung aufgrund ihrer neu entstandenen Grenzflächenenergie γ an sich, vgl. **Abb. 2.16** (links). Für die Trennung einer Flüssigkeit von einer Festkörperoberfläche gilt die DUPRÉ-Gleichung (siehe z.B. [11])

$$W_s = \gamma_{lg} + \gamma_{sg} - \gamma_{sl} \quad (2.38)$$

Die benötigte Trennungsarbeit W_s setzt sich zusammen aus der neu gebildeten Grenzflächenenergie γ_{sg} je Festkörperoberflächeneinheit A_{sg} , γ_{lg} ist die Oberflächenspannung der Flüssigkeit (Index $l \hat{=} liquid$, $s \hat{=} solid$) und γ_{sl} bezeichnet die Grenzflächenenergie zwischen Festkörper und Flüssigkeit vor der Trennung. Ein Gas (g) füllt die Umgebung aus. Verdeutlicht ist dieser Zusammenhang in **Abb. 2.16** (links). Um die freie Oberflächenenergie und die (relative) Benetzbarkeit einer Oberfläche zu messen, wird meist der Kontaktwinkel θ bestimmt, der sich zwischen der Oberfläche und einem Flüssigkeitstropfen ausbildet. Für die Benetzbarkeit einer Oberfläche in einer Gasatmosphäre gilt die YOUNG'sche Gleichung (vgl. [7])

$$\gamma_{lg} \cos \theta = \gamma_{sg} - \gamma_{sl} \quad (2.39)$$

mit der Oberflächenspannung der Flüssigkeit γ_{lg} , dem Kontaktwinkel θ , der Oberflächenenergie γ_{sg} des Festkörpers und der Grenzflächenenergie γ_{sl} zwischen Festkörper und Flüssigkeit, vgl. auch **Abb. 2.16** (rechts). Die freie Oberflächenenergie eines Festkörpers kann im Allgemeinen jedoch nicht direkt bestimmt werden, da der Kontaktwinkel von der Kombination aller beteiligten Medien abhängt, wie aus Gl. (2.39) ersichtlich ist. In diesem Fall werden üblicherweise die Kontaktwinkel dreier Referenzflüssigkeiten, deren Oberflächenspannung bekannt ist, auf der zu untersuchenden Oberfläche mit Hilfe ei-

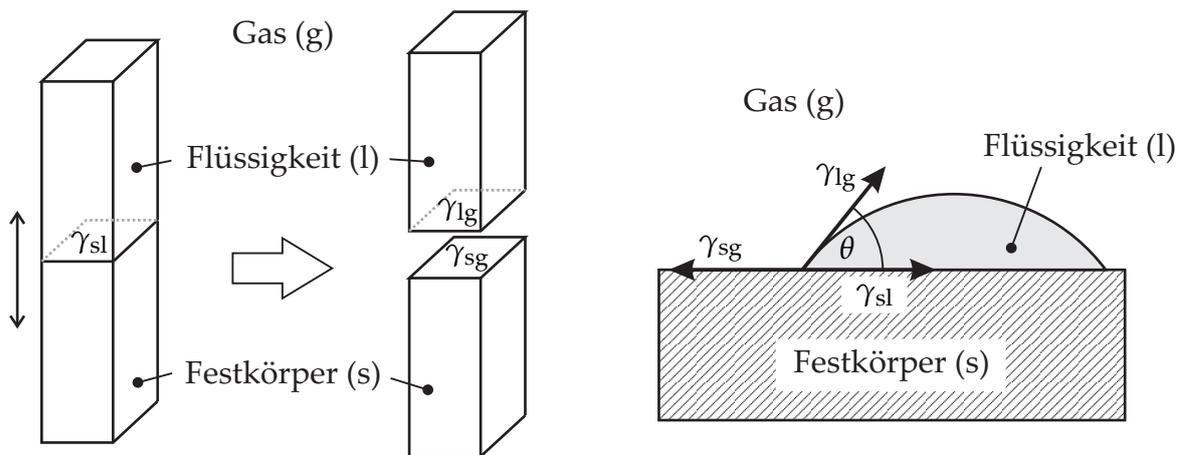


Abbildung 2.16: Schaffung neuer Oberflächen bei Trennung zweier Körper (links) und Kontaktwinkelmessung zur Bestimmung der freien Oberflächenenergie und der Benetzung (rechts)

nes Mikroskops bestimmt [8]. Aus den drei ermittelten Winkeln lässt sich dann die freie Oberflächenenergie des Festkörpers berechnen.

Aus Gl. (2.38) und Gl. (2.39) kann die YOUNG-DUPRÉ-Gleichung (vgl. [11, 7]) gebildet werden, mit der sich die Adhäsionsenergie zwischen einer Flüssigkeit und einer Festkörperoberfläche bestimmen lässt:

$$W_s = \gamma_{lg} (1 + \cos \theta) . \quad (2.40)$$

Hierbei muss lediglich die Oberflächenspannung γ_{lg} des Flüssigkeitstropfens bekannt sein, um über die Kontaktwinkelmessung direkt die Adhäsionsenergie ausrechnen zu können. An dieser Stelle wird ersichtlich, dass eine hohe freie Oberflächenenergie einer Festkörperoberfläche allein nicht ausreicht, um eine gute Benetzbarkeit durch ein Fluid sicherzustellen, da auch die Eigenschaften des Fluids mit in Betracht gezogen werden müssen. Eine weiterführende Darstellung der findet sich z.B. bei BERG [7].

2.4.3.4 Subgrenzschichtreibung

Einen Extremfall der Grenzschichtreibung stellt die *Subgrenzschichtreibung* (Englisch: *Subboundary lubrication*) dar. Dieser 1990 von STANLEY ET AL. [115] geprägte Begriff entstand, um bis damals noch nicht beschriebene, außergewöhnlich hohe Reibkräfte im Kontakt zwischen Lesekopf und Datenplatte bei Festplatten zu erklären. Der Lesekopf wird im normalen Betrieb größtenteils durch einen Luftfilm geschmiert. Von Zeit zu Zeit kommt er jedoch in Kontakt mit einem als Schutzschicht aufgetragenen dünnen, flüssigen Schmierfilm auf der Platte. Solch ein Schmierfilm kann eine ausgesprochen große Affinität zur Oberfläche bilden auf der er haftet, wenn sehr dünne Grenzschichten vorliegen. Die Schichtdicke entspricht dabei der Größenordnung der Oberflächenrauheit des Festkörpers.

Auf die Reibung bezogen ergaben experimentelle Untersuchungen, dass es abhängig

vom Last- und Geschwindigkeitszustand des Systems eine kritische Schmierfilmdicke gibt, ab welcher der Reibwert drastisch anwächst. Dieser Effekt tritt insbesondere bei kleinen Lasten und sehr glatten Oberflächen auf. Als physikalische Erklärung wird einerseits die Interaktion der Oberflächenspannung des Fluids mit den Oberflächen genannt, andererseits erfolgt aufgrund der Glättung der Oberflächen durch die dünne Fluidschicht eine erhebliche Vergrößerung der realen Kontaktfläche, was die Ausbildung adhäsiver Bindungen auch durch den dünnen Fluidfilm hindurch begünstigt. Modellierungsansätze führen die Adhäsionskräfte auf die Meniskuskräfte des Fluids im Kontaktbereich zurück [53]. Eine andere Modellvorstellung spricht gegen die Bildung von Menisken aufgrund der hohen Affinität des Fluids zur Oberfläche. Dies führt bei hinreichend dünnen Schichten zu einem Quasi-Festkörperverhalten des Schmierfilms. ETSION ET AL. [27, 96] stellen ein Modell für die Subgrenzschichtreibung vor, welches auf letzterer Vorstellung aufbaut. Zur Beschreibung der Oberfläche nutzen sie das GREENWOOD-WILLIAMSON-Modell [37]. Unter einigen Annahmen, insbesondere, dass die Haftung des Lubrikanten an der Oberfläche stärker ist als die Kohäsionskräfte des Fluids, geben sie Lösungen für tangentielle Reibkräfte und Normalkräfte an, die sich bei einer Relativbewegung ausbilden. Diese Kräfte basieren auf einem Tangentialkraftmodell von CHANG ET AL. [15, 16, 17] und den Modellen nach JOHNSON, KENDALL, ROBERTS (JKR) [55] bzw. DERJAGUIN, MULLER, TOPOROV (DMT) [21] für die Adhäsionskraft im Normalkontakt. Simuliert wurde die Haftreibung u.a. von ETSION ET AL. in Abhängigkeit der Kontaktpressung und der Rauheit der Oberfläche. Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Anstieg des Haftreibungswertes unterhalb einer kritischen Normallast. Bei raueren Oberflächen reichen kleinere Normallasten aus, um diesen Effekt zu erzielen. Ein dünnerer Schmierfilm führt ebenso zu einer Verschiebung der kritischen Normallast in Richtung kleinerer Lasten.

2.5 Reibungsselbsterregte Schwingungen

Reibungserregte Schwingungen gehören zur Gruppe der selbsterregten, nichtlinearen Schwingungen. Selbsterregte Schwinger zeichnen sich allgemein dadurch aus, dass sie im stabilen, eingeschwungenen Zustand während einer Schwingungsperiode einer externen Energiequelle gerade soviel Energie entziehen, dass ihre Dämpfungsverluste ausgeglichen werden. Im Phasendiagramm von Auslenkung und Geschwindigkeit wird dies durch eine geschlossene Kurve dargestellt, den Grenzykel. Im Gegensatz zu freien, ungedämpften Schwingungen, die bekanntermaßen ebenfalls geschlossene Phasenkurven besitzen, weisen selbsterregte Schwingungen in direkter Nachbarschaft des stabilen Grenzykels Anfachungs- bzw. Dämpfungsgebiete auf, die den Schwinger stets auf den Grenzykel zurückzwingen. Bei reibungserregten Schwingungen erhält das System die benötigte Energie aus dem Reibkontakt. Es soll im Folgenden das einfache Lehrbuchbeispiel des Einmassen-Reibschwingers (**Abb. 2.17**) gezeigt werden, da dies in erweiterter Form auch in den später vorgestellten Simulationen der Dynamik einer Pneumatikdichtung in Abschnitt 5.2 zum Einsatz kommen wird. Eine Masse m wird durch ihre Ge-

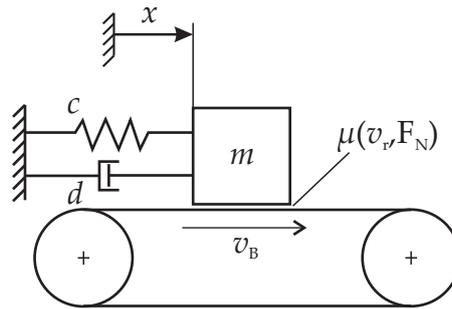


Abbildung 2.17: Mechanisches Modell eines Reibschwingers

wichtskraft F_G auf ein Band gedrückt. Die Masse ist mit einer Feder (Steifigkeit c), und einem Dämpfer (Dämpferkonstante d) mit der Umgebung verbunden. Das Band bewegt sich mit einer konstanten Geschwindigkeit v_B . Die Auslenkung der Masse wird mit x bezeichnet. Es gilt für die Reibkraft F_R der Zusammenhang

$$F_R = \mu mg, \quad (2.41)$$

wobei der Reibwert in diesem Fall von der Relativgeschwindigkeit

$$v_r = v_B - \dot{x} \quad (2.42)$$

im Kontakt abhängig sein soll: $\mu = f(v_r)$. Eine im Zusammenhang mit Elastomerreibung häufig beobachtete Abhängigkeit des Reibwertes μ von der Kontaktnormalkraft F_N soll hier unberücksichtigt bleiben, weil sie zunächst keinen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Reibschwingers hat. Es ergibt sich nach Freischneiden der Masse die Bewegungsdifferentialgleichung

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = \mu mg, \quad (2.43)$$

es gelte hierbei

$$v_B \geq |\dot{x}| \text{ bzw. } v_r \geq 0, \quad (2.44)$$

womit Gleit- und Haftreibzustände betrachtet werden können. Um direkt die Gleichungen der Phasenkurven angeben zu können, wird Gl. (2.43) umgeformt:

$$\ddot{x} + \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{c}{m}x = \mu g. \quad (2.45)$$

Die Phasenkurve lässt sich mit $\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dx}\dot{x}$ in einem weiteren Schritt berechnen:

$$\frac{d\dot{x}}{dx} = \frac{1}{\dot{x}} \left[\mu g - \frac{d}{m}\dot{x} - \frac{c}{m}x \right]. \quad (2.46)$$

Mit einer geschwindigkeitsabhängigen Reibkraft

$$\mu mg = F_R(v_r) = F_R(v_B - \dot{x}) \quad (2.47)$$

ergibt sich

$$\frac{d\dot{x}}{dx} = \frac{1}{\dot{x}} \left[\frac{1}{m}F_R(v_r) - \frac{d}{m}\dot{x} - \frac{c}{m}x \right]. \quad (2.48)$$

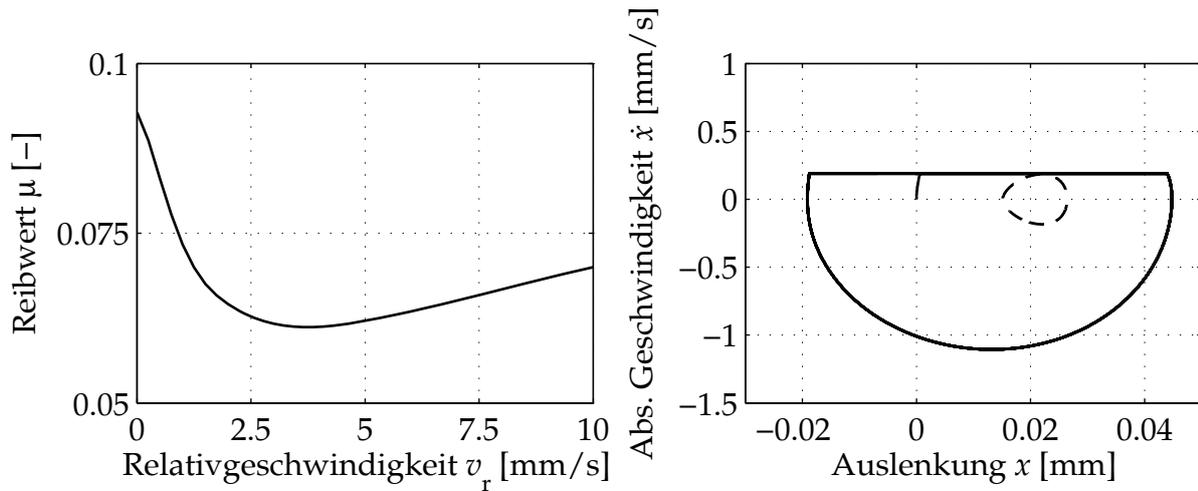


Abbildung 2.18: Im Bereich kleiner Geschwindigkeiten über der Relativgeschwindigkeit fallende Reibkennlinie (links) und Phasendiagramm mit Stick-Slip-Grenzykel und gestrichelt Grenzykel ohne ausgeprägte Haftphase (rechts)

Anhand dieser Gleichung lässt sich eine Gleichgewichtslage x_G des Systems errechnen. Bei einer Geschwindigkeit $\dot{x} = 0$ wird Gl. (2.48) singular und es muss gelten

$$\frac{1}{m}F_R(v_r) - \frac{c}{m}x_G = 0, \quad (2.49)$$

so dass Feder- und Reibkraft gerade gleich groß sind. Auf die Art dieser Singularität bzw. die Stabilität wird an späterer Stelle eingegangen, da sie sowohl von den mechanischen Systemparametern als auch vom Reibungszustand bestimmt wird. Weiterhin können Betrachtungen erfolgen, wie eine Reibkraftcharakteristik aussehen muss, damit der Reibschwinger selbsterregte Schwingungen mit einem stabilen Grenzykel ausführt. Solch ein Verhalten kann ein System zeigen, wenn es eine fallende Reibcharakteristik aufweist, vgl. [73]: Aufgetragen ist in **Abb. 2.18** (links) die Reibkraft F_R in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit v_r . In einem Bereich bis etwa $v_r = 3$ mm/s fällt die Reibkraft F_R . Für einen stabilen Zustand muss die durch Reibung zugeführte Energie E_R pro Schwingungsperiode der im Dämpfer dissipierten Energie E_D entsprechen:

$$E_R = \int_T F_R \dot{x} dt \stackrel{!}{=} \int_T d\dot{x}^2 dt = E_D. \quad (2.50)$$

Für $E_R > E_D$ erfolgt eine Anfachung, für $E_R < E_D$ wird das System gedämpft.

Im Fall des stationären Gleitens gilt $v_r = v_B$ bzw. $\dot{x} = 0$. Dies stellt gerade die Gleichgewichtslage des Schwingers dar, das heißt es gilt Gl. (2.49). Bestimmt durch die Systemdämpfung und den negativen Gradienten der geschwindigkeitsabhängigen Reibcharakteristik kann das System bei kleinen Bewegungen um die Ruhelage $\dot{x} < v_B$ nun aufschwingenden oder abklingenden Charakter haben. Nach MAGNUS UND POPP [73] kann

gezeigt werden, dass der Reibschwinger im Arbeitspunkt v_R für

$$\frac{dF_R(v_r)}{dv_r}(v_R) = -\frac{d}{m} \quad (2.51)$$

ungedämpfte Schwingungen um die Gleichgewichtslage ausführen kann, siehe in **Abb. 2.18** (rechts) den gestrichelten Graphen. Für

$$\frac{dF_R(v_r)}{dv_r}(v_R) > -\frac{d}{m} \quad (2.52)$$

sind die Schwingungen gedämpft, d.h. die Singularität ist stabil. Der Fall

$$\frac{dF_R(v_r)}{dv_r}(v_R) < -\frac{d}{m} \quad (2.53)$$

lässt das System aufklingen, bis bei $v_r = 0$ die Haftreibungsgrenze erreicht ist und klassische Stick-Slip-Schwingungen mit sich periodisch abwechselnden Haft- und Gleitphasen auftreten. Bei einem Einfreiheitsgradsystem mit einer fallenden Reibkraftkennlinie ergibt sich für den letztgenannten Fall ein Phasenporträt mit einem stabilen Grenzzykel (**Abb. 2.18** rechts, durchgezogener Graph), in den alle Phasenkurven nach einer endlichen Zahl von Schwingungen einmünden. Das System weist in diesem Fall die Eigenschaft einer sogenannten weichen Selbsterregung auf. Eine ausführliche Diskussion des Reibschwingers findet sich u. a. in HAGEDORN [38], KAUDERER [57] oder MAGNUS UND POPP [73].

Selbsterregte Schwingungen in Systemen mit Reibung können auch durch andere Mechanismen angeregt werden, wie etwa nichtkonservative Lagekräfte in Mehrfreiheitsgradsystemen, ohne dass fallende Reibkennlinien vorhanden sein müssen. Dieser Erregungsmechanismus kommt in den untersuchten Dichtungen nicht zum Tragen und wird deshalb an dieser Stelle nicht weiter betrachtet.

3 Versuchsstände

In dieser Arbeit werden drei Versuchsstände genutzt, bei denen es sich um Eigenentwicklungen von Doktoranden des Instituts für Dynamik und Schwingungen der Leibniz Universität Hannover handelt. Diese werden deshalb nachfolgend näher beschrieben. Für Adhäsionsmessungen steht ein *Pendelversuchsstand* zur Verfügung. Reibungstests an Flachproben wurden in der Regel am *Tribometerversuchsstand* durchgeführt. Um an der vollständigen Dichtungsanwendung Experimente durchzuführen, wurde ein *Dichtungsprüfstand* entwickelt.

3.1 Adhäsionspendel

Mit dem Pendelversuchsstand können mit großer Sensitivität die Adhäsionseigenschaften beliebiger Materialpaarungen untersucht werden. **Abb. 3.1** zeigt den Aufbau. Aus einer definierten Höhe wird ein an Fäden aufgehängtes Pendel mit aufgeklebter Gummiprobe losgelassen. Es folgt dementsprechend einer Bahn um den Aufhängepunkt der Fäden. Während des Aufpralls werden mit Hilfe eines piezoelektrischen Aufnehmers die Kontaktnormalkräfte aufgenommen. Weiterhin wird mit einem Lasertriangulationssystem die relative Position der Pendelmasse gemessen, siehe auch [64]. Typischerweise werden mit einer Probenkombination trockene und mit einem Schmiermittel versehe-

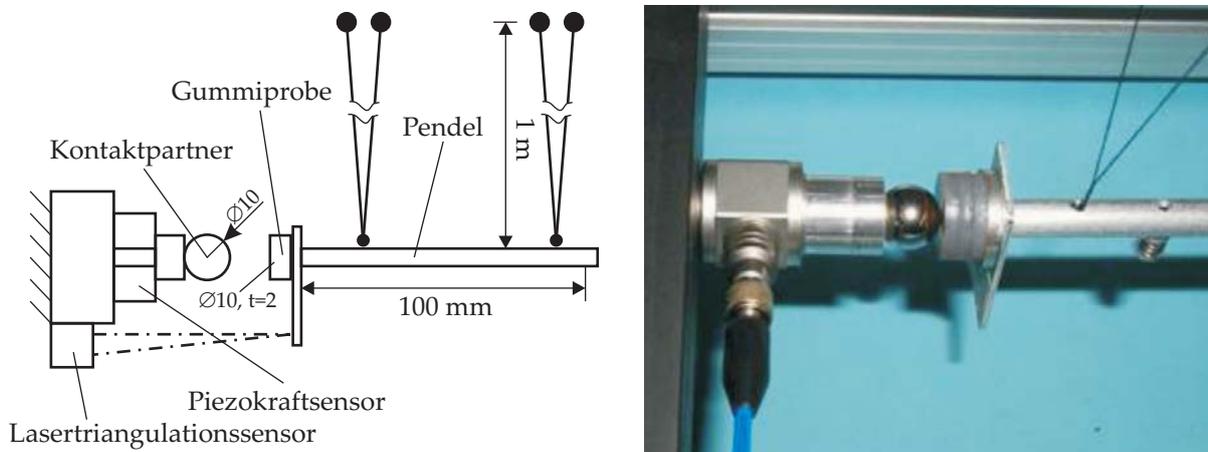


Abbildung 3.1: Pendelversuchsstand zur Messung von Adhäsionseffekten in Anlehnung an KRÖGER [62]

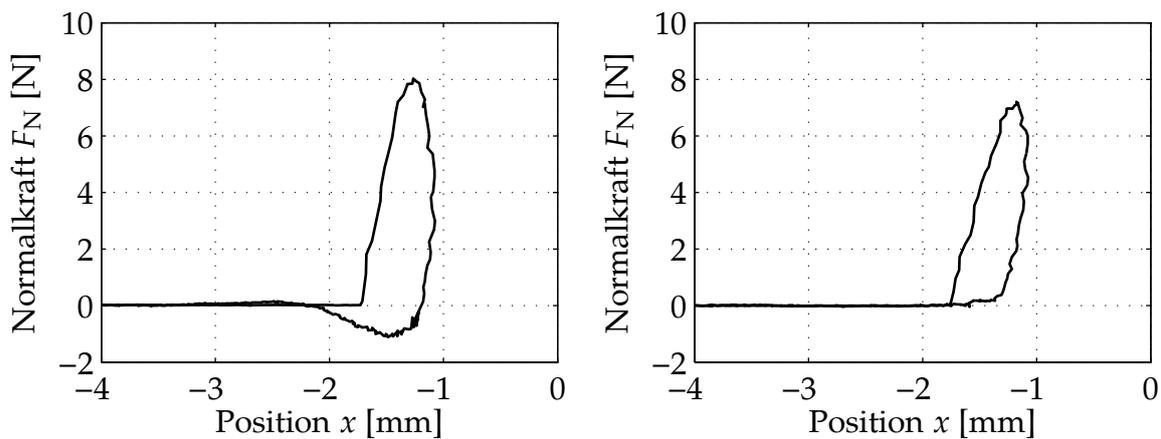


Abbildung 3.2: Normalkraft in Abhängigkeit der Position des Pendels für den trockenen (links) und geschmierten Fall (rechts)

ne Versuche durchgeführt, um Adhäsionseffekte von dissipativen Effekten der Materialdämpfung separieren zu können. Dieses Vorgehen erfolgt unter der Annahme, dass ein Schmiermittel die Ausbildung von Adhäsionsbindungen im Kontakt unterbindet. Im Folgenden wird eine Beispielmessung gezeigt: **Abb. 3.2** (links) zeigt das Kraftsignal über dem Signal der relativen Position für den trockenen Versuch, **Abb. 3.2** (rechts) für den geschmierten Fall, in dem die Hysteresekurve lediglich Dissipationsanteile aus der Materialdämpfung des Elastomers enthält. Im links dargestellten Fall sind zusätzliche Anteile aus der Adhäsion enthalten, was sogar zu (negativen) Zugkraftanteilen führt. Aus der Differenz der eingeschlossenen Flächen beider Kurven lassen sich über einen Energieansatz die auftretenden Adhäsionsanteile berechnen, vgl. KRÖGER [64].

Im Rahmen der Untersuchungen zu dieser Arbeit sind mit Hilfe des Pendelversuchsstands Experimente zur Adhäsion von verschiedenen beschichteten und unbeschichteten Elastomerwerkstoffen auf Metall- und Kunststoffoberflächen durchgeführt worden. Dabei wurde neben der Aufprallgeschwindigkeit die Umgebungstemperatur zwischen -25 °C und $+150\text{ °C}$ variiert. Auch wurde qualitativ der Einfluss von verschiedenen Schmiermitteln (Fette und Öle) auf die Adhäsion geprüft.

3.2 Tribometer

Für Reibungsmessungen steht ein Tribometer zur Verfügung. Eine in Reibrichtung gelagerte Probe wird mit Hilfe von Massen und Umlenkrollen mit einer definierten Normalkraft auf die rotierende Reibscheibe gedrückt. Es erlaubt Reibungsmessungen auf verschiedenen Belägen, wie etwa Asphalt und Beton für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt, aber auch Aluminium-, Glas- oder Stahlscheiben für Dichtungsanwendungen. Bei einem Reibradius von 100 mm können mit Hilfe von drei verschiedenen Getriebeübersetzungen Gleitgeschwindigkeiten von 0,1 mm/s bis 3000 mm/s in nahezu beliebigen Geschwindigkeitsprofilen programmiert werden. Es kann eine Normalkraft bis zu 200 N aufge-

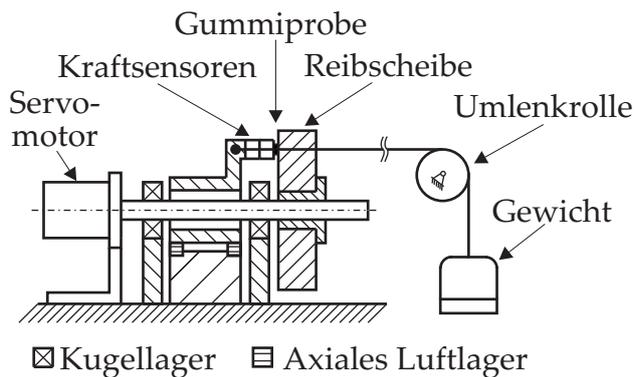


Abbildung 3.3: Prinzipskizze und Foto des Tribometers

bracht werden. Ein Luftlager garantiert entlang der Normalkraftrichtung Reibungsfreiheit im System. Direkt im Kraftfluss werden Reib- und Normalkräfte mit Hilfe von piezoelektrischen Sensoren gemessen, weiterhin steht auch eine Vorrichtung mit einem Reibkraftsensor für Langzeitmessungen zur Verfügung, welcher auf dem Prinzip von Dehnungsmessstreifen (DMS) basiert. In **Abb. 3.3** sind eine Prinzipskizze und ein Foto des Tribometers abgebildet. Eine detaillierte Beschreibung des Tribometers befindet sich bei LINDNER [69].

Das Tribometer wurde bei den in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen genutzt, um quasistationär Reibkennfelder von Flachproben auf verschiedenen Reiboberflächen zu erstellen, wobei Geschwindigkeit, Normallast und auch die Umgebungstemperatur variiert werden können. Weiterhin wurde dieser Prüfstand für Temperaturuntersuchungen im Gleitkontakt sowie für Versuche zur geschmierten Grenzschichtreibung eingesetzt. Der Prüfstand erlaubt darüber hinaus die Messung von dynamischen Prozessen z. B. in Experimenten zur Haftreibung oder zur realen Kontaktfläche bzw. zur Stochastik des Reibwerts auf rauen Oberflächen. Aufgrund der prinzipbedingten unbegrenzten Reibstrecke durch die Ausführung als Rotationstribometer können auch langanhaltende Abriebuntersuchungen mit verschiedenen Materialpaarungen mit und ohne Schmierung durchgeführt werden, siehe GÄBEL [34]. Die Möglichkeit, mit Hilfe von beliebig zu wählenden Probengeometrien geometrische Effekte auf das Reibverhalten zu separieren bzw. auszuschalten ist ein Vorteil der Tribometerproben gegenüber realen Bauteilen. So kann mit den zuvor erwähnten Flachproben eine gleichmäßige Flächenpressung im Kontakt angenähert werden, während reale Bauteile mit komplexer Geometrie durch ihre Nachgiebigkeit immer zu inhomogenen Pressungsverteilungen führen werden.

Abb. 3.4 zeigt eine typische Messung mit dem Tribometer: Die Messdatenaufnahme wird gestartet und die Elastomerprobe (quadratisch mit den Abmessungen $5 \times 5 \times 2 \text{ mm}^3$) wird auf die rotierende Scheibe mit einer vorgegebenen Normalkraft angepresst, so dass die nominelle Kontaktflächenpressung $p_0 = 10 \text{ bar}$ entspricht. Die Rotationsgeschwindigkeit der hier genutzten Stahlscheibe wird so gewählt, dass die mittlere Relativgeschwindigkeit im Reibkontakt $\bar{v} = 100 \text{ mm/s}$ beträgt. Die Abbildung zeigt den Reibwertverlauf

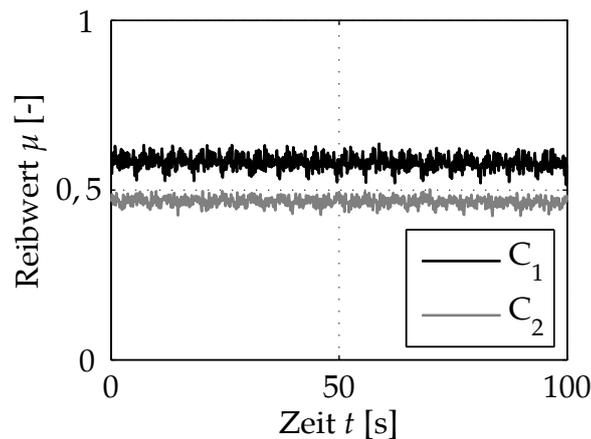


Abbildung 3.4: Reibwertmessung am Tribometer für zwei verschiedene Elastomermischungen

über der Zeit $\mu(t)$, wobei der Reibwert für jeden Messpunkt aus Reibkraft und Normalkraft gemäß Gl. (1.1) gebildet wurde. Das Diagramm zeigt Reibwertmessungen ohne Schmiermittel für zwei Proben C_1 , C_2 gleichen Basiswerkstoffs (HNBR), wobei unterschiedliche Füllstoffe beigefügt wurden. Hier bewirkt der Füllstoff von C_2 eine Senkung des Trockenreibwerts im Vergleich zur Probe C_1 .

3.3 Dichtungsprüfstand

Der Dichtungsprüfstand wurde zuerst von LINDNER beschrieben [69]. Ein Spindelgewindetrieb mit Servomotor treibt einen Schlitten an, wobei in einem Geschwindigkeitsbereich von 0,0625 mm/s bis 125 mm/s beliebige Geschwindigkeitssequenzen vorgegeben werden können. An dem Schlitten ist die Kolbenstange einer pneumatischen, translatorisch bewegten Applikation (z.B. eines Pneumatikzylinders) befestigt, die auf diese Weise in einer umgebungsfest montierten Dichtung verfahren wird. Direkt im Kraftfluss als Bindeglied zwischen Kolbenstange und Schlitten ist ein DMS-Kraftsensor integriert, um die

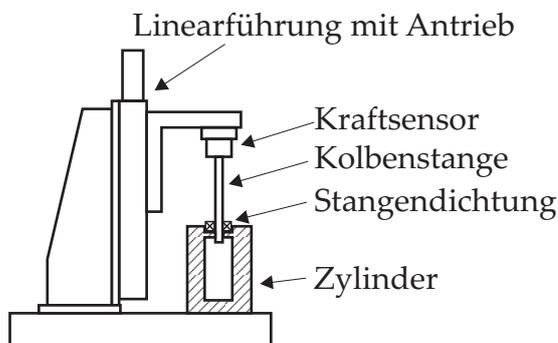


Abbildung 3.5: Prinzipskizze und Foto des Dichtungsprüfstands

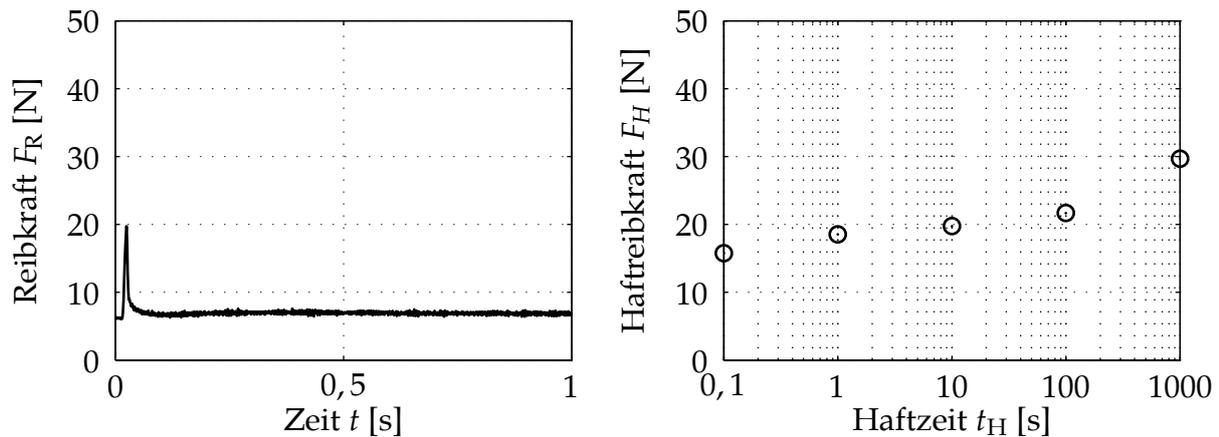


Abbildung 3.6: Reibkraftmessung (links) und Haftreibungskraftmessung (rechts) am Dichtungsprüfstand

Reibkräfte zu messen, wobei für hochdynamische Anwendungen auch ein Piezokraftsensor verwendet werden kann. Im Zylinder kann mit einem Schnellregelventil bis zu 10 bar Überdruck an Druckluft zur Verfügung gestellt werden. **Abb. 3.5** zeigt eine Prinzipskizze und ein Foto dieses Versuchsstands.

Eine Reibkraftmessung an einer Stangendichtung ist beispielhaft in **Abb. 3.6** (links) dargestellt. Im Verlauf der Reibkraft über der Zeit ist zunächst die Anfahrphase zu erkennen, während der die Dichtung an der Kolbenstange haftet. Nach Überschreiten der maximalen Haftreibungskraft reißt die Dichtung los und geht in den quasistationären Gleitreibungszustand über, wenn die Gleitgeschwindigkeit, wie im gezeigten Fall, konstant bleibt und keine Schwingungen am Dichtsystem auftreten. Hier ist die Gleitgeschwindigkeit zu $v = 10 \text{ mm/s}$ gewählt, während der Differenzdruck an der Dichtung zu $\Delta p = 0 \text{ bar}$ gesetzt wurde, d.h. der Zylinder wird drucklos verfahren. Der Startwert der Reibkraft bei $t = 0$ ist nicht Null, da die Dichtung vor der Bewegung einer Vorspannung unterliegt. **Abb. 3.6** (rechts) zeigt das Ergebnis einer Untersuchung zur zeitabhängigen Haftreibungskraft einer Stangendichtung. Wie der Graph zeigt, steigt hier die Haftreibungskraft an, wenn die Haftzeit verlängert wird. Dies ist auf die fortschreitende Verdrängung des Schmierfilms, das Setzverhalten der Dichtung und den Aufbau von Adhäsionsverbindungen zurückzuführen.

Im Kontext der vorliegenden Arbeit wird dieser Prüfstand genutzt, um an realen Bauteilen quasistationär Reibeigenschaften zu messen, wie etwa Reibkraftkennfelder in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und Differenzdruck an der Dichtung. Weiterhin bietet er Möglichkeiten, Reibungsuntersuchungen auch bei instationären Prozessen wie Anfahr-/Losbrechvorgänge oder Stick-Slip-Erscheinungen durchzuführen. Der Prüfstand wurde im Laufe der Entstehung dieser Arbeit mit verschiedenen Modulen erweitert, um beispielsweise Kontakttemperaturen oder Schmierfilmdicken zu bestimmen. Dies wird in den entsprechenden Abschnitten näher erklärt.

4 Oberflächentopographie und Hysteresereibung

Hysteresereibungseffekte treten im dynamischen Kontakt von Elastomeren mit rauen Oberflächen auf. In technischen Anwendungen wie dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt, aber auch an dynamischen Dichtungen wird durch die Relativbewegung eines Elastomerbauteils auf einer starren, rauen Oberfläche das Material dynamisch verformt. Die dabei entstehenden Materialdämpfungsverluste sind als Hysteresereibkraft mess- und interpretierbar, wenn keine anderen Mechanismen wirken, wie z.B. Adhäsionskräfte. In diesem Kapitel wird die Rolle der Hysteresereibung im translatorischen Dichtkontakt näher untersucht und dabei das Reibungsmodell von LINDNER (siehe Abschnitt 2.4.2.3) erweitert. Insbesondere werden Einflussgrößen der Hysteresereibung identifiziert, wie etwa die Oberflächentopographie des abzudichtenden Bauteils. Die heute als Stand der Technik formulierten Empfehlungen für die Rauheit von pneumatischen Dichtkontakten werden beleuchtet, da z.Zt. Anforderungen an die Oberflächenqualität von pneumatischen Bauteilen gestellt werden, die recht aufwändige Endbearbeitungsschritte wie Polieren erfordern. So wird in Simulation und Experiment gezeigt, dass die bislang eingesetzten, erfahrungsbasierten Anforderungen an die Oberflächenrauheit (typischerweise $R_a < 0,2 \mu\text{m}$) sowohl für den geschmierten als auch den ungeschmierten Reibkontakt deutlich „entschärft“ werden können. Bei der Oberflächencharakterisierung und -definition müssen jedoch die für den Reibprozess einflussreichen Oberflächenkennwerte betrachtet werden. Diese werden im Folgenden herausgearbeitet und beschrieben. Entsprechend der Normung ([87, 88]) ist die Bearbeitungsrichtung des Werkstücks maßgebend für die Vermessung und Bestimmung der Oberflächenkennwerte. Da die meisten Oberflächenendbearbeitungsverfahren aber keineswegs eine homogene, isotrope Oberfläche hinterlassen, muss vor allem auch die Reibrichtung der Anwendung berücksichtigt werden. Dies wird anhand von richtungsabhängigen Betrachtungen der Kennwerte und Reibungssimulationen vorgestellt. Dabei treten zum Teil erhebliche Auswirkungen der Abtastrichtung auf Kennwerte und Reibung in Erscheinung. Die Materialparameter der Dichtungswerkstoffe hängen in der Regel in hohem Maße von der Temperatur ab, die sowohl von der Umgebungstemperatur als auch von der Wärmeentwicklung im Reibkontakt abhängt. Für letztere wird ein experimentell validiertes, analytisches Modell vorgestellt. Weiterhin wird im Rahmen einer Mehrskalenuntersuchung ermittelt, welchen Einfluss das gesamte Rauheitsspektrum einer technischen Oberfläche auf die Hysteresereibung hat. Die Betrachtung der Hysteresereibung im Zeitbereich wird auf mehrere benachbarte Kontaktpunkte ausgedehnt und um eine statistische Auswertung erweitert.

4.1 Oberflächenbeschreibung

Im Zusammenhang mit der Reibung zweier Körper spielt die Oberflächentopographie eine große Rolle. Die durch die Rauheitsspitzen angeregte dynamische Deformation der Körper und die darauf erfolgende viskoelastische Materialreaktion bestimmen die Hysteresereibung. Weiterhin entscheidet die Topographie zusammen mit der statischen und dynamischen Elastizität des Elastomers über das Eindringvermögen und damit über die Größe der realen Kontaktfläche. Dies hat Einfluss sowohl auf die Ausbildung adhäsiver Bindungen als auch auf die Aufnahmefähigkeit eines Schmiermittels oder von Abriebpartikeln. Nicht zuletzt ist die Form und Ausprägung der Rauheitsspitzen ein bedeutender Faktor für den Verschleißmechanismus, die Abriebrate und die Art des auftretenden Verschleißes. All diese Reibungs- und Kontaktphänomene könnten modellbasiert durch eine nach Wunsch beschaffene Oberfläche gezielt beeinflusst werden, da für alle bekannten Reibmodelle die Beschreibung der Oberflächentopographie eine der wichtigsten Eingangsgrößen ist. Bisher erfolgt die Festlegung von Oberflächenqualitäten für Dichtkontakte mit Reibung jedoch auf Basis von Erfahrungswerten, mit dem Ziel insbesondere die Dichtheit und den Verschleiß zu beschreiben, jedoch nicht direkt das Niveau der auftretenden Reibkräfte und damit der für die Bewegung aufzuwendenden Energie.

Technische Oberflächen, auch für Dichtkontakte, können in Form von genormten Kennwerten beschrieben werden. Die in der technischen Zeichnung geforderten Kennwerte geben dem Fertiger Auskunft, welches Werkzeug und welche Prozessparameter für die Endbearbeitung der Oberfläche eines Bauteils zu wählen sind. Am bekanntesten ist dabei im deutschsprachigen Raum die mittlere Rautiefe R_{z5} (veraltet: R_z), dessen Definition in **Abb. 4.1** visualisiert ist. Im englischsprachigen Raum und auch international hat sich der arithmetische Mittenrauwert R_a durchgesetzt.

Diese und weitere Kenngrößen sind in den Normen DIN 4287 [87], DIN 4288 [88] und DIN 13565-2 [85] vereinheitlicht, vgl. auch **Tabelle 4.1**. Eine eingehende Beschreibung der in dieser Arbeit genutzten Kennwerte findet sich in den nachfolgenden Abschnitten. Dabei erfolgt auch eine richtungsabhängige Betrachtung dieser Kennwerte, da Oberflä-

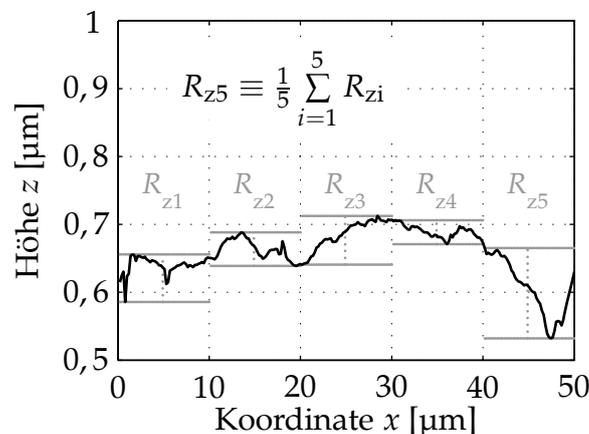


Abbildung 4.1: Rautiefe R_{z5} eines Topographiemessschriebs

chen in Reibkontakten oft anisotrope Topographien aufweisen. Bezüglich der Reibeigenschaften auf solchen Oberflächen geben diese Kennwerte jedoch zunächst keinerlei Information. Insbesondere, wenn Unterschiede durch die Bearbeitung, wie etwa eine schon genannte Anisotropie vorliegen, kann bisher keine Vorhersage über die zu erwartenden Reibeigenschaften getroffen werden. Aus diesem Grund erfolgt in diesem Abschnitt neben der richtungsabhängigen Ermittlung der Oberflächenkennwerte eine richtungsabhängige Untersuchung der Reibung, um evtl. auftretende Gemeinsamkeiten zwischen Oberflächenkennwerten und Reibeigenschaften aufzudecken.

Tabelle 4.1: Rauheitskenngrößen in Anlehnung an SEEWIG [108]

Art	Kenngrößenbeschreibung	2D	3D
Amplitude	Höhe der größten Profilspitze	R_p	-
	Tiefe des größten Profiltals	R_v	-
	Gesamthöhe des Rauheitsprofils	R_t	-
	Mittlere Rillenbreite	R_{Sm}	-
	Arithmetischer Mittenrauwert	R_a	S_a
	Quadratischer Mittenrauwert	R_q	S_q
	Größte Höhe des Rauheitsprofils	R_{zi}	S_{zi}
	Maximale Rautiefe	R_{z1max}	-
	Mittlere Rautiefe	R_{z5}	-
	Schiefe der Höhenwertverteilung	R_{sk}	S_{sk}
Steilheit der Höhenwertverteilung	R_{ku}	S_{ku}	
Räumliche Eigenschaften	Dichte der Oberflächenspitzen	-	S_{ds}
	Texturaspektverhältnis	-	S_{tr}
	Arithm. Mittelwert Kuppenkrümmungen	-	S_{sc}
	Mittlere quadratische Oberflächensteigung	R_{dq}	S_{dq}
Traganteil	Kernrautiefe	R_k	S_k
	Reduzierte Spitzenhöhe	R_{pk}	S_{pk}
	Reduzierte Riefentiefe	R_{vk}	S_{vk}
	Flächenmaterialanteil Spitzen	M_{r1}	S_{mr1}
	Flächenmaterialanteil Täler	M_{r2}	S_{mr2}
	Materialkernvolumen	-	V_{mc}
	Spitzenvolumen	$A1$	V_{mp}
	Materialfreies Kernvolumen	-	V_{vc}
Riefenvolumen	$A2$	V_{vv}	

Die in den oben genannten Normen definierten Kenngrößen werden ursprünglich aus Messschrieben von *Tastschnittgeräten* nach DIN 3274 [86] ermittelt. Diese messen entlang einer Linie - nach Norm in Bearbeitungsrichtung, die nicht mit der Bewegungsrichtung eines Reibkontaktes übereinstimmen muss. Neben den Rauheitsmaßen gibt es Gestaltkenngrößen wie die Schiefe der Höhenwertverteilung R_{sk} oder deren Steilheit R_{ku} , die

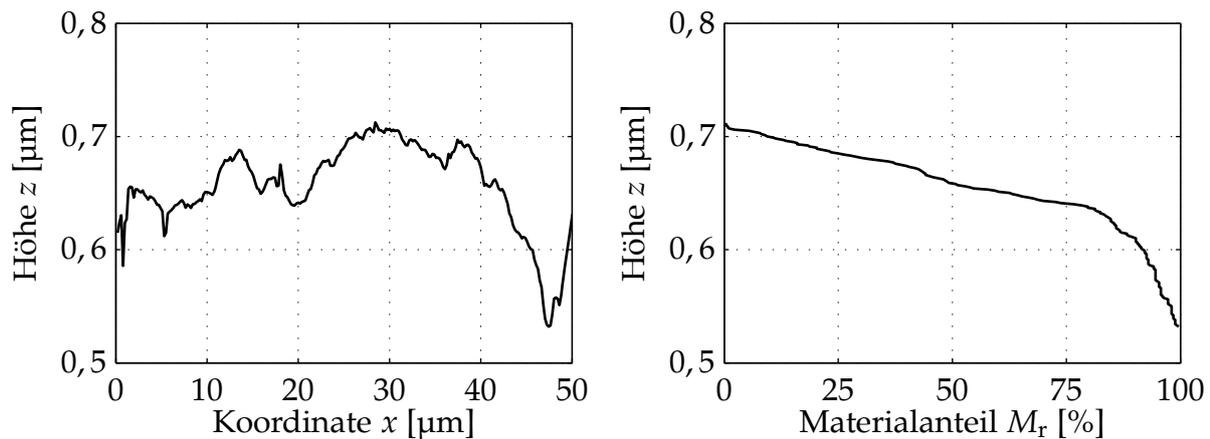


Abbildung 4.2: Rauheitsschrieb (links) und ein dazugehörige Materialanteilkurve nach ABBOTT-FIRESTONE (rechts)

sich auch in Hinblick auf den Traganteil einer Oberfläche interpretieren lassen. Einige dieser Kenngrößen werden aktuell im Rahmen einer Normung für den dreidimensionalen Fall diskutiert, da neuere Oberflächenmessverfahren eine flächige Abtastung ermöglichen (Arbeitsgruppe: ISO TC 213, WG 16). **Tabelle 4.1** gibt eine Übersicht der aktuell bekannten und diskutierten Rauheitskenngrößen für die zwei- und dreidimensionale Oberflächenbeschreibung wieder.

Zur statistischen Beschreibung einer Oberflächenstruktur und der Form von Asperitäten und Rauheitstälern wird häufig die *Traganteilkurve* bzw. ABBOTT-FIRESTONE-Kurve genutzt. Aus einem zweidimensionalen Messschrieb einer Rauheit $z(x)$ lässt sich diese kumulative Höhenverteilung erstellen [1]. Mit ihr können beispielsweise numerische Simulationen zur Eindringung eines glatten Körpers in eine raue Oberfläche durchgeführt werden, wobei einer der beiden Körper in der Regel als elastisch und einer als starr angesehen wird. Hierbei können insbesondere Aussagen über Kontaktsteifigkeiten und reale Kontaktflächen getroffen werden [34, 110, 111]. **Abb. 4.2** zeigt einen mit einem Atomic Force Microscope (AFM) gemessenen Rauheitsschrieb einer Kolbenstange eines Hydraulikzylinders mit der zugehörigen Traganteilkurve. In der hydraulischen Dichtungstechnik wird als Anforderung an die Oberfläche der Kolbenstangen bereits von einigen Herstellern neben herkömmlichen Kennwerten die Traganteilkurve insbesondere im Bereich der Spitzen und Täler spezifiziert, siehe STEEP ET AL. [116]. Aktuell wird versucht, ähnliche Parameteranforderungen auch für den pneumatischen Dichtkontakt zu generieren, vgl. HERMANN ET AL. [42]; hierzu erfolgen später weitere Ausführungen.

Bevor in den folgenden Abschnitten einige Oberflächenkennwerte tiefergehend betrachtet werden, folgt hier noch eine weitere Methode, Oberflächentopographien zu analysieren: die *Autokorrelation*. Beim mathematischen Vergleich eines Rauheitsschriebs mit sich selbst können Aussagen zur Periodizität in Messrichtung getroffen werden, da die Autokorrelation im Fall von periodisch dominierten Rauheiten wiederum ein periodisches Signal ergibt. Es kann aber genauso ein breitbandiges „Rauschen“ der Oberfläche, also das Fehlen ausgeprägter Rauheitswellenlängen identifiziert werden, hier zeigt die Auto-

korrelationsfunktion R_{zz} nur Anteile um den Ursprung:

$$R_{zz}(\Delta x) = \lim_{x_F \rightarrow \infty} \frac{1}{x_F} \int_{-x_F/2}^{x_F/2} z(x) z(x + \Delta x) dx \quad (4.1)$$

Allgemein beschreibt die Autokorrelationsfunktion die Ähnlichkeit eines Signals z_1 an der Position x_1 von einem um eine Strecke Δx verschobenen Wert z_2 an der Position $x_2 = x_1 + \Delta x$ desselben Signals. Sie liefert damit Informationen über die räumlichen Zusammenhänge verschiedener Datenpunkte im betrachteten Signalfenster x_F . Sie kann selbstverständlich auch auf Zeitsignale angewendet werden. Die Fouriertransformierte der Autokorrelation bezeichnet man als *Spektrale Leistungsdichte* S_{ZZ} einer Oberflächenlinie.

$$S_{ZZ} = \int_{-\infty}^{\infty} R_{zz}(\Delta x) e^{-ik\Delta x} d\Delta x, \quad (4.2)$$

wobei $k = 2\pi/\lambda$ die Kreiswellenzahl bezeichnet. Mit der Spektralen Leistungsdichte ist es möglich, dominierende Wellenlängenbänder zu bestimmen. Sie ist auch aus dem Fourierpektrum $G(k)$ eines Wegsignals $g(x)$ berechenbar:

$$S_{GG}(k) = \bar{G}(k) G(k) = |G(k)|^2 \quad (4.3)$$

mit dem Eingangswellenlängenspektrum G und dessen komplex konjugierter \bar{G} . Die allgemeine, *kontinuierliche Fourier-Transformation*

$$G(k) = \int_{-\infty}^{\infty} g(x) e^{-ikx} dx \quad (4.4)$$

wird für diskrete Signale $g[x_l]$ als *Diskrete Fourier-Transformation* (DFT) ausgeführt:

$$G[k_n] = \sum_{l=0}^{N-1} g[x_l] e^{-i2\pi k_n x_l / N} \quad (4.5)$$

mit

$$x_l = lX_{\text{Tast}}, \quad X_{\text{Tast}} = \frac{1}{\Delta\lambda}, \quad (4.6)$$

$x_l = lXk = 2\pi\lambda$ und der Anzahl N an diskreten Messwerten $g[x_l]$. Es ergibt sich eine Spektralfolge mit ebenfalls N Werten, den *Spektrallinien*. Die kleinste im Spektrum enthaltene Wellenlänge ist die Abtastschrittweite des Wegsignals

$$\lambda_A = \frac{1}{X} = N\Delta\lambda \quad (4.7)$$

mit der spektralen Auflösung $\Delta\lambda$. Grundannahme der DFT ist, dass die Folge im Wegbereich periodisch ist, woraus auch eine Periodizität im Wellenlängenbereich resultiert. Die Koeffizienten sind somit periodisch und konjugiert komplex. Dies führt dazu, dass die *Fourier-Transformierte* symmetrisch zur Spektrallinie $\lambda_S = \lambda_A/2$ ist. Damit ist die gesamte Frequenzinformation bereits in den ersten $N/2$ Spektrallinien enthalten. Sowohl

Autokorrelationsfunktion als auch die spektrale Leistungsdichte bilden die Grundlage für dreidimensionale Kenngrößen zur Beschreibung räumlicher Oberflächenmerkmale.

Im Folgenden werden beispielhaft einige herkömmliche zweidimensionale Kenngrößen herausgegriffen und in Abhängigkeit der Abtastrichtung dargestellt. Dabei wird untersucht, mit welchen Kennwerten Anisotropien der Oberflächentopographie sichtbar gemacht werden können. Später werden diese Ergebnisse denen einer richtungsabhängigen Reibungssimulation gegenübergestellt, um Aussagen über eine Vorhersagbarkeit des Reibverhaltens ableiten zu können. Hierfür werden vier verschiedene Testoberflächen genutzt, wovon drei akademischer Natur sind und eine der Messschrieb einer realen Kolbenstangenoberfläche, siehe **Abb. 4.3**:

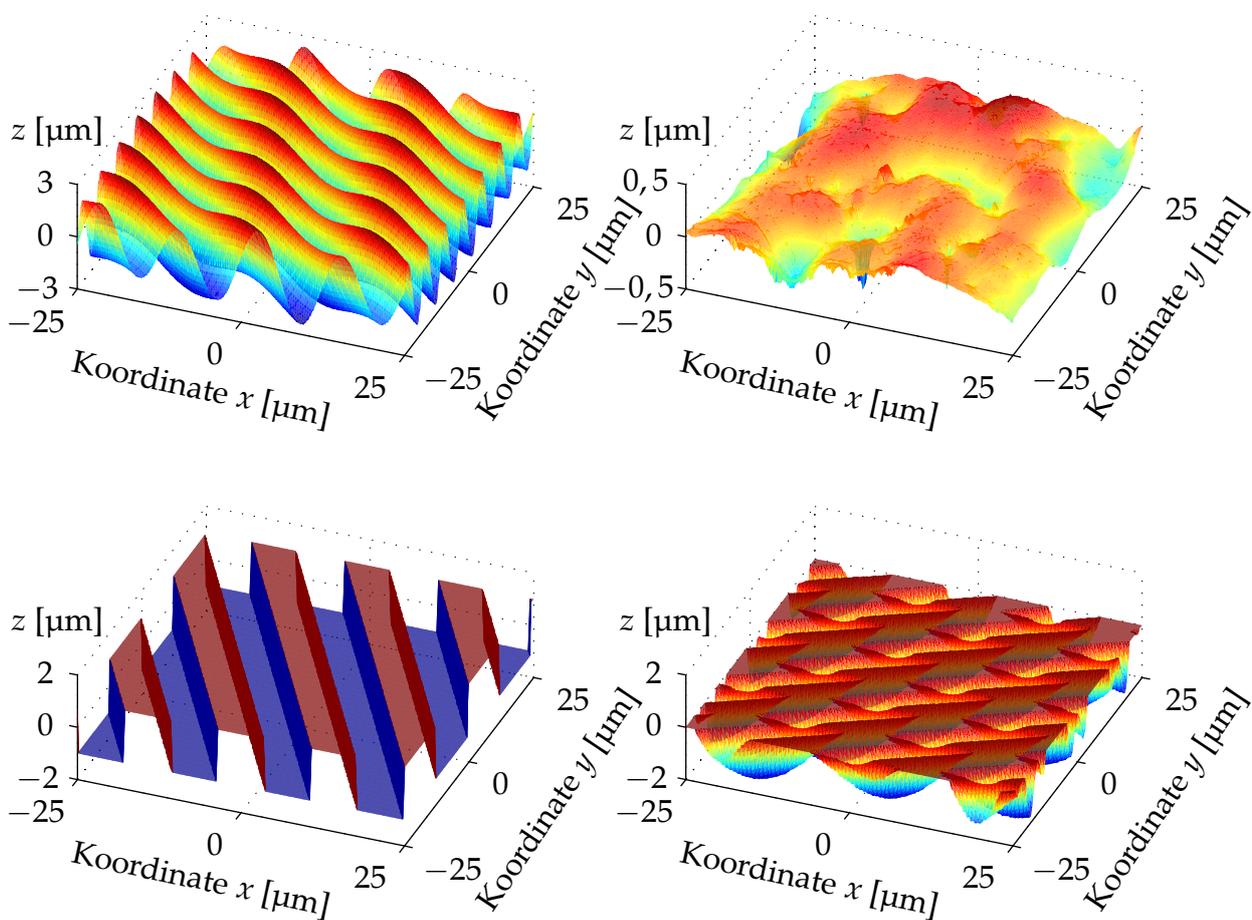


Abbildung 4.3: Testoberflächen für Rauheitsuntersuchungen: Wellenoberfläche (links oben), reale Topographie einer Kolbenstange (rechts oben), Rechteckprofil (links unten) und ein nach oben begrenztes doppeltes Sinusprofil, das ausschließlich Täler enthält (rechts unten)

- Die Wellenoberfläche besteht aus zwei Sinusprofilen, welche um die x - y -Ebene schwingen. Ein Profil ist um -30° um die z -Achse verdreht, die Amplitude beträgt $2 \mu\text{m}$, die Wellenlänge in Richtung -30° $6 \mu\text{m}$. Das zweite Profil ist um -75° um die z -Achse verdreht, die Amplitude beträgt $0,5 \mu\text{m}$, die Wellenlänge $18 \mu\text{m}$. Diese Oberfläche besitzt zwei Wellenausbreitungsrichtungen, die mit Vorzugsrichtungen

einer Oberfläche, die durch ihre Endbearbeitung entstehen, vergleichbar sind. Bei dieser Oberfläche sind im Gegensatz zu einer realen Oberfläche Richtung, Wellenlänge und Amplitude der auftretenden Wellen bekannt.

- Die reale Oberfläche ist eine Topographiemessung einer rollierten Hydraulikkolbenstangenoberfläche, die mit einem *Atomic Force Microscope* (AFM) aufgenommen wurde. Diese Oberfläche ist optisch sehr glatt, könnte aber durch den Rollierungsprozess auch anisotrope Eigenschaften besitzen.
- Das Rechtecksignal schwingt ebenfalls um die x - y -Ebene. Es hat eine Amplitude von $1\ \mu\text{m}$ und eine Wellenlänge von etwa $12,3\ \mu\text{m}$. Es ist um -60° gedreht. Bei dieser akademischen Oberfläche sind alle Größen bekannt. Mit der Form eines Rechtecksignals weist sie mit ihren Ecken einen Extremfall einer Schwingungsform auf. Ecken und Kanten können bei technischen Oberflächen z.B. an Korngrenzen durchaus auftreten.
- Die vierte Testoberfläche besteht ebenfalls aus zwei Sinusprofilen: Eines hat die Amplitude $1\ \mu\text{m}$, die Wellenlänge $12\ \mu\text{m}$, und ist um 45° gedreht, das andere ist um 20° um die z -Achse gedreht und hat eine Amplitude von $0,8\ \mu\text{m}$ und eine Wellenlänge von $5\ \mu\text{m}$. Diese Oberfläche ist oberhalb der x - y -Ebene abgeschnitten und weist somit lediglich Täler auf. Dies ist für technischen Anwendungen von Relevanz, da solche Oberflächen ein gutes Tragverhalten bei kleiner Abrasivität zur Folge haben. Weiterhin besitzt diese Oberfläche durch die überlagerten Sinusprofile ausgeprägte Richtungen ihrer Welligkeit, wie sie durch einen Bearbeitungsprozess entstehen können.

4.1.1 Mittelwertkenngrößen

In einem ersten Schritt werden die Oberflächen in Bezug auf die Mittelwertkenngrößen R_{z5} und R_a untersucht, wobei die Abtastrichtung der dreidimensionalen Oberfläche von 0° bis 180° um die zentrisch angeordnete z -Achse variiert wird, während die Norm eine Abtastung in Bearbeitungsrichtung vorschreibt. Die Rauheitskennwerte aller parallel liegender Linien in entsprechender Richtung werden gemittelt. Es wird zunächst die Definition der beiden genannten Kennwerte angegeben:

Mittlere Rautiefe R_{z5} :

$$R_{z5} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 R_{zi}, \quad (4.8)$$

wobei R_{zi} die größte Amplitude des Rauheitsprofils in jeweils einer der fünf Einzelmessstrecken l_{ri} ist, in die der Messschrieb gleichmäßig eingeteilt wird, vgl. **Abb. 4.1**. Die Rauheitskenngröße R_{z5} berechnet sich als der Mittelwert der fünf einzelnen R_{zi} -Werte aus den fünf Einzelmessstrecken l_{ri} innerhalb der gesamten Messstrecke l_n . Mit dieser

Berechnung wird ein Kompromiss zwischen der reinen Mittelwertbildung aller Amplitudenwerte und dem Einfluss von Extremwerten gefunden. Aus diesem Grund findet diese Kenngröße weite Verbreitung und wird vorzugsweise bei nichtperiodischen Profilen eingesetzt, die je nach Art der Endbearbeitung auftreten können.

Arithmetischer Mittenrauwert R_a :

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |z_i|, \quad (4.9)$$

mit der Anzahl der Amplitudenwerte n und dem Amplitudenwert z_i am Messpunkt i . Der arithmetische Mittelwert der Beträge aller Amplitudenwerte wird als R_a bezeichnet. Wie der R_{z5} -Wert wird auch R_a vor allem bei nichtperiodischen Profilen eingesetzt. Er reagiert durch die Mittelwertbildung jedoch kaum auf einzelne Spitzen und Täler. So können gleiche R_a -Werte einer völlig anderen Oberflächengestalt zu Grunde liegen. Die Aussagekraft ist daher gering. Auf der anderen Seite zeigt er sich unempfindlich gegenüber einzelnen Störungen in der Messung und lokalen Beschädigungen der Oberfläche.

Abb. 4.4 zeigt das Ergebnis der richtungsabhängigen Auswertung der vier Testoberflächen in Hinblick auf ihre Mittelwertkenngrößen R_{z5} und R_a . Die Abtastrichtung ist jeweils lediglich von 0 bis 180° variiert worden, da sich der Graph von 180 bis 360° wiederholt.

Zunächst fällt auf, dass der in grau dargestellte arithmetische Mittenrauwert R_a keine erkennbare Richtungsabhängigkeit zeigt, er entspricht aber dem erwarteten Wert. Dieser Kennwert zur Charakterisierung von technischen Oberflächen wird im englischsprachigen und internationalen Umfeld meist ausschließlich als Vorgabe für die Fertigung von Bauteilen genutzt. Als Konsequenz der hier vorgestellten Ergebnisse erscheint er jedoch ungeeignet, da die üblichen Fertigungs- und Oberflächenendbearbeitungsverfahren in der Regel gerichtete Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück aufweisen und somit Richtungsabhängigkeiten der Oberflächenstrukturen verursachen.

Anders verhält es sich bei R_{z5} : Wie in **Abb. 4.4** links oben und links unten gut erkennbar ist, lässt sich mit der mittleren Rautiefe eine Oberflächenstrukturierung bzw. eine Bearbeitungsrichtung detektieren. Zu beachten ist hierbei, dass die Richtung der Rauheitstäler durch ein Minimum der Rautiefe besonders hervorgehoben wird. So zeigt sich beispielsweise bei der Wellenoberfläche (oben links) ein Hauptminimum in Richtung 60° (Der Sinus mit der Amplitude von 2 µm weist hier in -30°-Richtung) und ein undeutlicheres Minimum bei 15° vom kleineren Sinus der Amplitude 0,5 µm. Die Rechteckoberfläche weist ein deutliches Minimum bei 30° auf. Bei der vierten Oberfläche (unten rechts) zeigen sich die beiden Minima bei -45° und bei -70°. Ein zusätzliches lokales Minimum tritt noch bei etwa -85° auf, welches vermutlich aus Effekten der Überlagerung der beiden Sinusoberflächen hervorgerufen wird, da beide Drehwinkel relativ dicht beieinander liegen. Die reale Topographie zeigt keine deutlichen Minima, allenfalls in Richtung 90° könnte ein Minimum aus dem Rollierungsprozess des Zylinders ausgemacht werden.

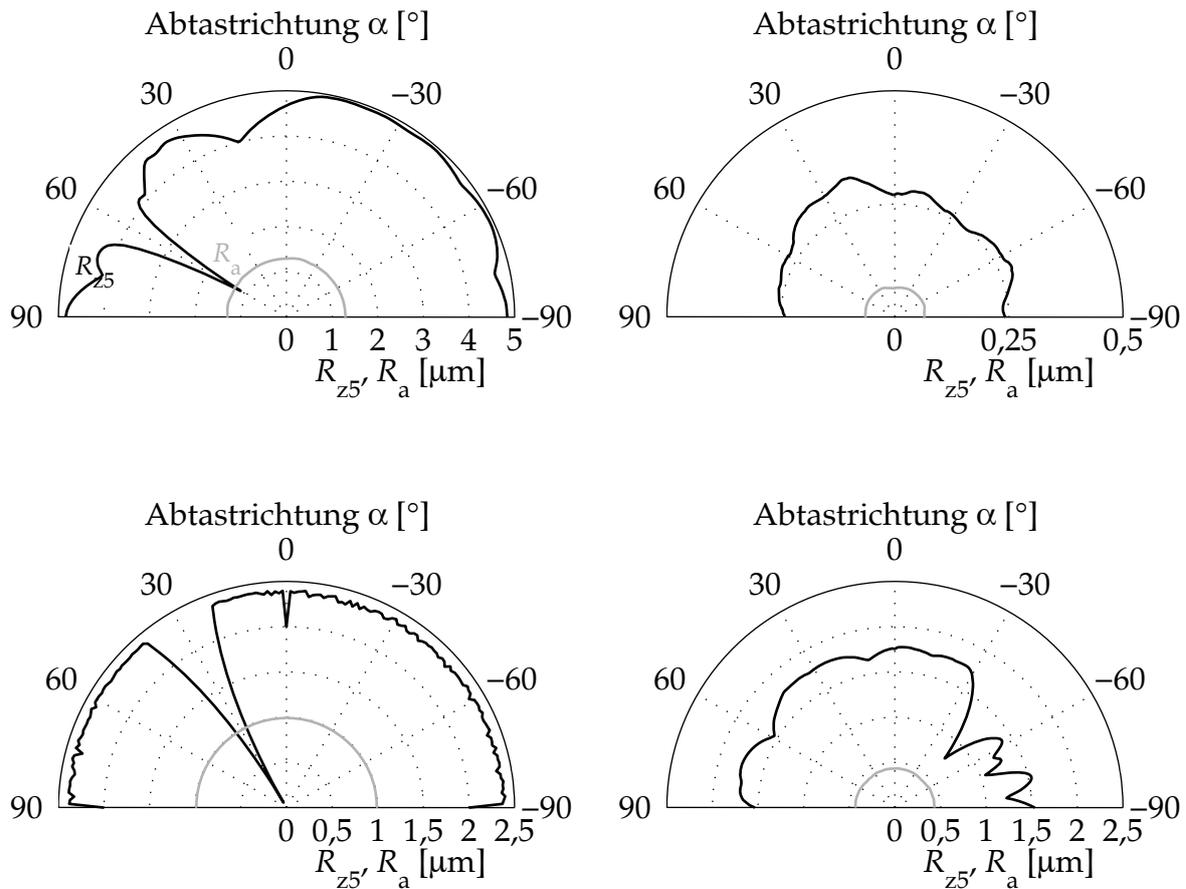


Abbildung 4.4: Mittelwertkenngrößen R_{z5} (schwarz) und R_a (grau) in Abhängigkeit der Abtastrichtung für die beschriebenen Testoberflächen: Wellenoberfläche (links oben), reale Topographie (rechts oben), Rechteckprofil (links unten) und begrenztes Sinusprofil (rechts unten)

Der Absolutwert von R_{z5} zeigt sich erwartungsgemäß recht empfindlich gegenüber Störungen, so ist er bei der Wellenoberfläche (oben links) in einem weiten Bereich kleiner als der erwartete Wert von $R_{z5} = 5 \mu\text{m}$. Bei der Rechteckoberfläche (unten links) ist er hingegen eher größer als erwartet. Dies liegt an einem etwas größeren Negativanteil des untersuchten Oberflächenausschnitts. Auffallend sind bei der Rechteckoberfläche auch die Abtastartefakte bei 0 und 90°, die ebenfalls aus der Wahl der abgetasteten Fläche herrühren und bei einer entsprechenden Vergrößerung des betrachteten Oberflächenausschnitts verschwinden würden.

Zusammenfassend lässt sich erklären, dass sich eine Richtungsabhängigkeit von der Oberflächenrauheit, wie sie von verschiedenen Bearbeitungsverfahren erzeugt wird, mit Hilfe des Kennwertes R_{z5} aufzeigen lässt. Hierbei kann ein Minimum der Rauheit identifiziert werden und die Richtung von Riefen anzeigen. Als weiteres Ergebnis kann festgehalten werden, dass entgegen der Norm der Rauheitskennwerte für Anwendungen mit Relativbewegung und Reibung unbedingt in Bewegungsrichtung gemessen werden sollte, weil diese nicht zwangsläufig mit der Bearbeitungsrichtung übereinstimmen muss. So

können durch den Fertigungsprozess in Richtung der Bearbeitung Riefen und Spitzen entstehen, die bei der normgerechten Oberflächenvermessung nicht erfasst werden, für Abrasivität, Dichtheit und Reibungswiderstand jedoch große Bedeutung haben. Untersuchungsergebnisse zur richtungsabhängigen Gleitreibung und die Zusammenführung mit der richtungsabhängigen Betrachtung von Oberflächenkennwerten erfolgt später in den Abschnitten 4.1.5 und 4.1.6.

4.1.2 Gestaltskenngrößen

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt gezeigt wurde, dass zumindest die Mittelwertkenngröße R_{z5} sensitiv auf die Abtastrichtung der Testoberflächen reagiert, wird im Folgenden der Einfluss der Abtastrichtung auf die Gestaltskenngrößen Schiefe R_{sk} und Steilheit R_{ku} untersucht, die normgemäß ebenfalls in Bearbeitungsrichtung bestimmt werden müssten. Diese Kenngrößen sollen anschaulich am Beispiel einer Amplitudendichtefunktion einer Höhenwertverteilung erklärt werden. **Abb. 4.5** zeigt einen Rauheitsschrieb mit zugehöriger Amplitudendichte. Grau im Hintergrund des rechten Bildteils ist eine Dichtekurve, wie sie sich bei normalverteilten Rauheitsamplituden ergeben würde. Die vorgestellten Gestaltskenngrößen Schiefe und Steilheit werden rechnerisch aus dem quadratischen Mittenrauwert R_q bestimmt.

Quadratischer Mittenrauwert R_q :

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i^2}, \quad (4.10)$$

mit der Anzahl n der Amplitudenwerte und z_i , dem Amplitudenwert z an der Stelle i . R_q ist der quadratische Mittelwert der Amplitudenwerte. Laut Definition ist er mit dem früher in den USA üblichen RMS-Wert (engl.: root mean square) identisch, hat sich aber

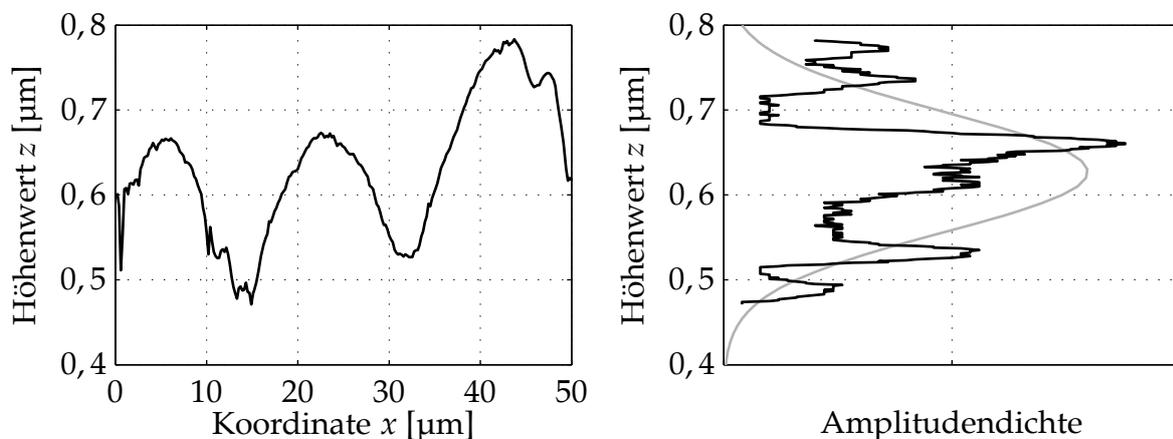


Abbildung 4.5: Rauheitsschrieb (links) und zugehörige Amplitudendichtefunktion (rechts, schwarz). Im Hintergrund (grau) eine Amplitudendichtefunktion für eine fiktive, normalverteilte Höhenwertverteilung

in Europa nicht durchgesetzt. R_q ist ähnlich definiert wie R_a , reagiert aufgrund der Quadratbildung der Amplitudenwerte jedoch etwas empfindlicher auf einzelne Spitzen und Riefen, somit fallen Ausreißer im Höhenprofil stärker ins Gewicht.

Schiefe der Höhenwertverteilung R_{sk} :

$$R_{sk} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i^3}{R_q^3}, \quad (4.11)$$

mit der Anzahl n der Amplitudenwerte, z_i , dem Amplitudenwert z an der Stelle i und dem quadratischen Mittenrauwert R_q . Die Schiefe (engl.: skewness) gibt die Symmetrie der Amplitudendichtekurve um deren Profilmittle an. Die Amplitudendichtekurve beschreibt die Lage der einzelnen Amplituden um deren Mittelwert und wird auch als Höhenwertverteilung bezeichnet. Beispielsweise weist eine normalverteilte Amplitudendichtekurve einen R_{sk} -Wert von 0 auf, wohingegen eine negative Schiefe ($R_{sk} < 0$) eine Oberfläche mit gutem Tragverhalten kennzeichnet. **Abb. 4.5** (rechts) zeigt die Dichtekurve einer realen Oberfläche, die eine leicht negative Schiefe aufweist.

Steilheit der Höhenwertverteilung R_{ku} :

$$R_{ku} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i^4}{R_q^4}, \quad (4.12)$$

mit n , der Anzahl der Amplitudenwerte und z_i , dem Amplitudenwert z an der Stelle i . R_q ist der quadratische Mittenrauwert. Die Steilheit R_{ku} (engl.: kurtosis) ist ein Maß für die Steilheit der Amplitudendichtekurve. Bei normalverteilten Profilwerten ist $R_{ku} = 3$. Die Dichtekurve der realen Oberfläche in **Abb. 4.5** ist etwas weniger steil als die in grau eingezeichnete normalverteilte Kurve, sie hat demnach einen kleineren R_{ku} -Wert. Weniger steile Amplitudendichtekurven deuten darauf hin, dass eine Vielzahl der Materialpunkte im Bereich der Spitzen und Täler zu verzeichnen sind. Dies kann unterstützende Wirkung im Tragverhalten und bei der Schmierfähigkeit haben. Die Kenngrößen Schiefe und Steilheit werden beide von einzelnen Spitzen und Tälern beeinflusst.

Abb. 4.6 zeigt winkelabhängig die Kennwerte R_{ku} (schwarz) und R_{sk} (grau). Es ist zu beachten, dass der Übersichtlichkeit halber für R_{sk} zwei verschiedene Skalen genutzt werden, da zum Teil sehr kleine Werte der Schiefe auftreten. Es können nur dem Betrage nach positive Werte dargestellt werden. Für die oben links behandelte Wellenoberfläche zeigt sich sowohl bei R_{ku} als auch bei R_{sk} ein richtungsabhängiges Verhalten, wie dies beim Verlauf des Kennwerts R_{z5} in **Abb. 4.4** ebenfalls zu sehen ist. Die Kurtosis bewegt sich dabei in einem Bereich zwischen 1,5 und 2, was im Vergleich zu einer Normalverteilung einer geringeren Steilheit der Höhenverteilungskurve entspricht. Sie weist ein lokales Minimum bei 60° auf. Die Schiefe der Verteilung R_{sk} ist mit negativem Vorzeichen eingezeichnet. Sie zeigt ein stärker ausgeprägtes Minimum in Richtung der Profiltäler

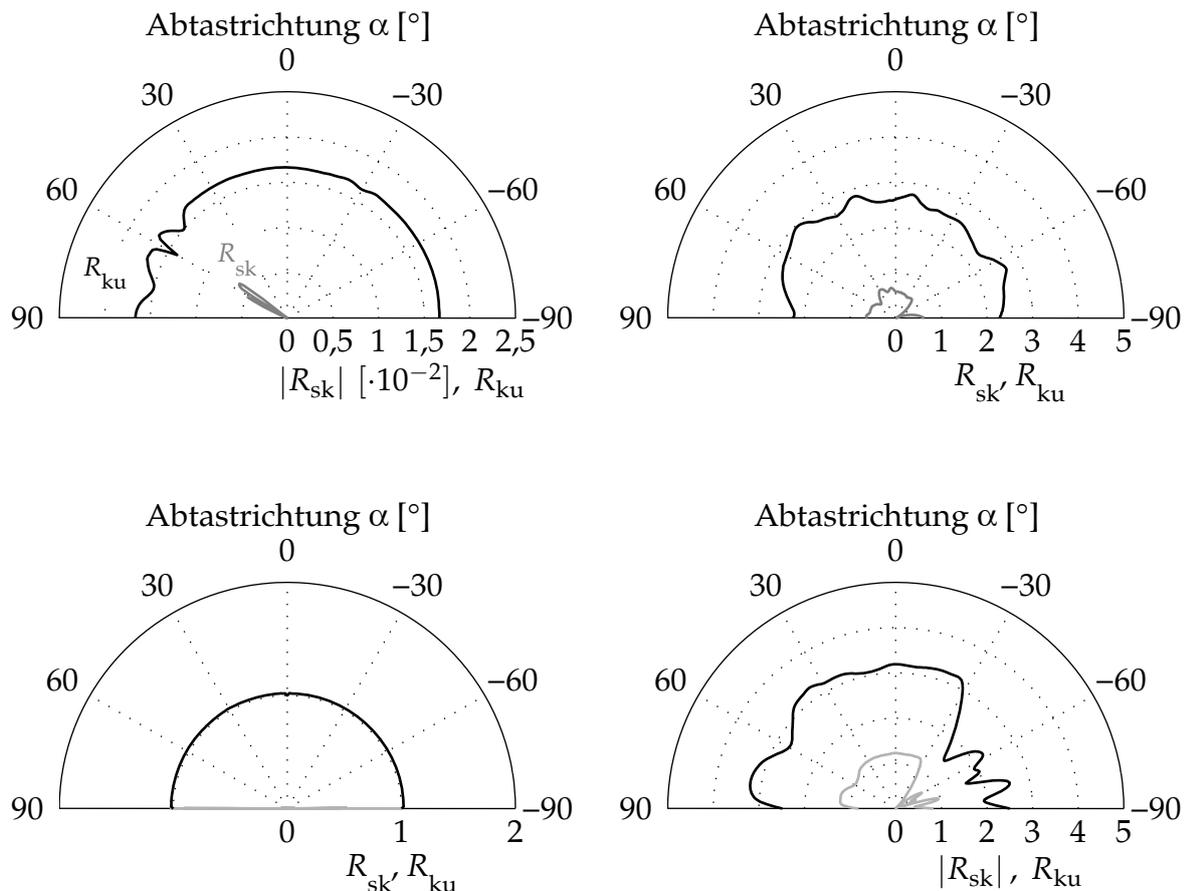


Abbildung 4.6: Gestaltskenngrößen R_{ku} (schwarz) und R_{sk} (grau) in Abhängigkeit der Abtastrichtung für die beschriebenen Testoberflächen: Wellenoberfläche (links oben), reale Topographie (rechts oben), Rechteckprofil (links unten) und begrenztes Sinusprofil (rechts unten)

größerer Amplitude. Dies entspricht der Erwartung, dass bei dieser Oberfläche das Tragverhalten in Richtung dieser Täler am günstigsten ist. Zu beachten ist jedoch der kleine Wertebereich der Schiefe, der keinen besonders großen Einfluss einer Änderung der Bewegungsrichtung auf das Tragverhalten vermuten lässt.

Auch im Fall der abgeschnittenen Sinusoberfläche unten rechts können Bereiche ausgemacht werden, in denen die Richtungsabhängigkeit der untersuchten Gestaltskenngrößen und auch der mittleren Rautiefe mit der Richtung der Vertiefungen auf der Testoberfläche in Verbindung gebracht werden können. In einem weiten Bereich der Abtastrichtungen bewegt sich die Steilheit im Bereich einer Normalverteilung: $R_{ku} \approx 3$. In diesem Bereich deutet die Schiefe der Verteilung auf sehr gute Trageigenschaften hin mit $R_{sk} < -1$. In Richtung der Täler verringert sich zwar der Wert der Steilheit, gleichzeitig verschlechtert sich aber auch der Wert der Schiefe, indem er bis auf 0 ansteigt. Bei dieser Oberfläche ist es demnach in Bezug auf Tragverhalten und Anregung ungünstiger, einen Reibkontakt in Richtung der Riefen zu bewegen.

Die reale Topographie (oben rechts) zeigt eine Steilheit der Rauheitsamplitudenverteilung

in einem Bereich $2 < R_{ku} < 3$, ähnlich einer Normalverteilung. Die Schiefe zeigt fast durchweg positive Werte. Lediglich in Richtung -60° fällt er auf $R_{sk} < 0$ ab, was hier einer bevorzugten Bewegungsrichtung in Bezug auf das Tragverhalten gleich käme.

Die Kennwerte R_{ku} und R_{sk} erscheinen ungeeignet, um Aussagen über das Rechteckprofil treffen zu können. Der Wert der Steilheit beträgt durchweg $R_{sk} = 1$. Die Schiefe zeigt keine nennenswerte Ausschläge und R_{sk} beträgt in jeder Richtung nahezu Null.

Genauso wie die im vorangegangenen Abschnitt behandelten Mittelwertkenngrößen (insbesondere R_{z5}), zeigt die richtungsabhängige Bestimmung der Gestaltkenngrößen einen Einfluss von Oberflächenanisotropien auf realen Oberflächen an. Auch hier zeigt sich, dass die normgerechte Abtastung einer technischen Oberfläche im Reibkontakt nicht ideal ist, sobald Bearbeitungsrichtung und Gleitrichtung voneinander abweichen. So können neben erhöhter Reibung auch unvorhergesehen Undichtheiten im System auftreten, da bei der Oberflächencharakterisierung in ungeeignete Abtastrichtung Riefen übersehen wurden. Eine richtungsabhängige Untersuchung der Reibung auf den Testoberflächen findet sich Abschnitt 4.1.5.

4.1.3 Spektrale Topographieanalyse

Eine sehr interessante Methode, eine Rauheitsanalyse in Hinblick auf auftretende Wellenlängenspektren zu untersuchen, bietet die Ermittlung der spektralen Leistungsdichte. Wenn dies zweidimensional über die gesamte Oberfläche erfolgt, können mit ihr Oberflächenstrukturen sichtbar gemacht werden. Es lassen sich auf diese Weise Riefen oder Welligkeiten, die durch einen Bearbeitungsvorgang entstanden sind, quantifizieren und einer Richtung zuordnen. Es kann daraufhin eine Interpretation bzgl. des zu erwartenden Reibungswiderstands oder der Abrasivität erfolgen. Weiterhin können anhand des Rauheitsspektrums Aussagen über das Dichtvermögen einer Kombination eines Dichtungsmaterials mit einer Gegenauflfläche gemacht werden. Die zweidimensionale spektrale Leistungsdichte wird genauso wie ihre eindimensionale Entsprechung nach Gl. (4.3) durch Quadrierung der Fouriertransformierten des Rauheitsschriebs berechnet. In diesem Fall wird allerdings der gesamte Rauheitsschrieb erst zeilen- und dann noch einmal spaltenweise in den Frequenzbereich transformiert, so dass die Fouriertransformierte ebenfalls zweidimensional wird. Die Abszissen sind mit der Wellenzahl k_{\parallel} für die zeilenweise Transformation bezeichnet, die spaltenweise Transformation ist durch k_{\perp} gekennzeichnet, vgl. **Abb. 4.7**. PERSSON nutzt diese Form der Oberflächendarstellung als Eingabe für sein Reibungsmodell, vgl. Abschnitt 2.4.2.2. Hier sollen die Spektren jedoch optisch dargestellt werden, so dass im Folgenden anhand der Graphen eine Interpretation in Hinblick auf die Reibeigenschaften der Oberflächen erfolgen kann. **Abb. 4.7** zeigt in doppelt logarithmischer Skalierung der Frequenzachsen die zweidimensionale spektrale Leistungsdichte der vier Testoberflächen, wobei große Amplituden hell eingefärbt sind. Die sich ergebenden Spektren sind immer punktsymmetrisch zum Ursprung. Im Bild links oben, welches das Leistungsdichtespektrum der Wellenoberfläche zeigt, stehen in

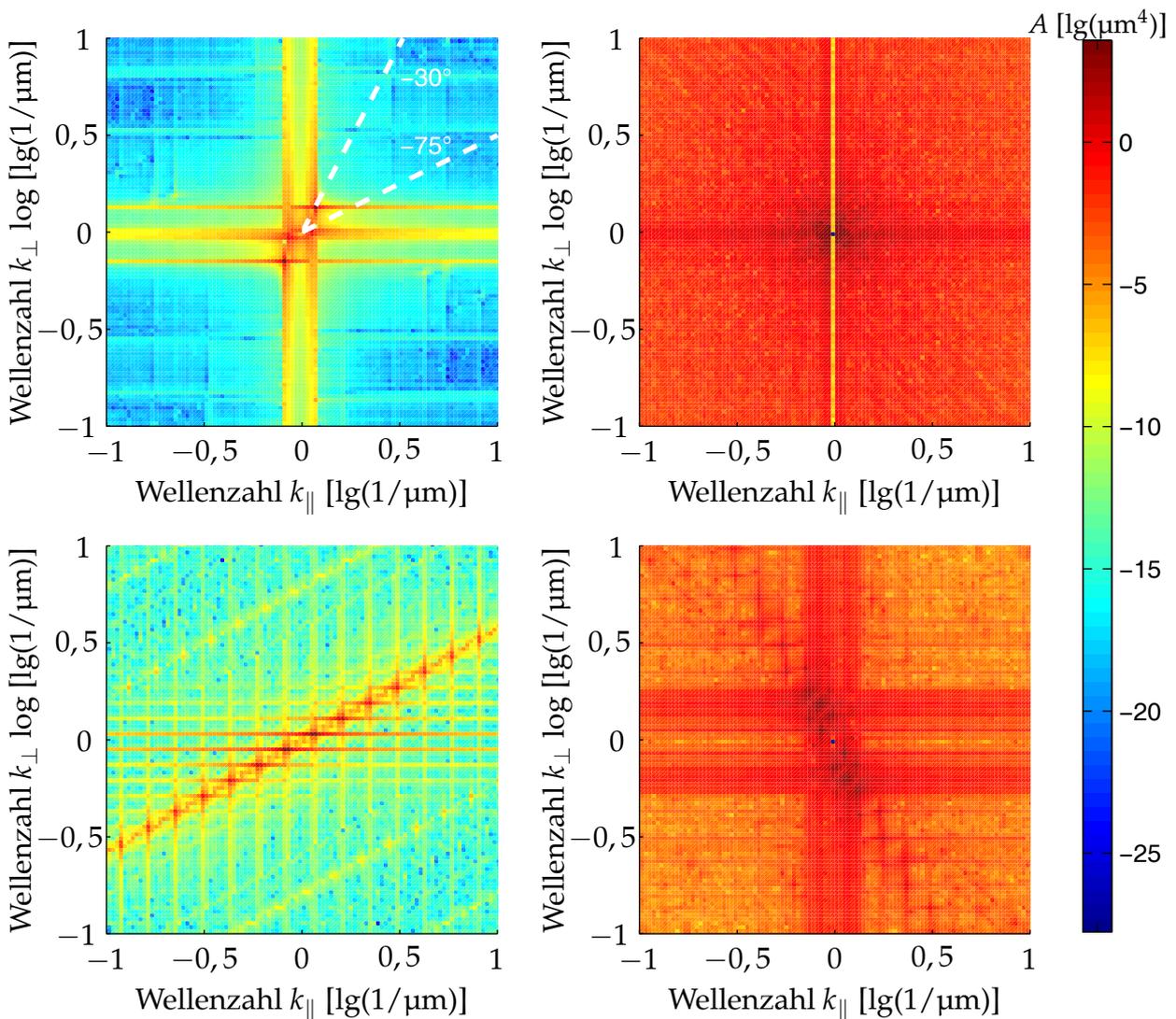


Abbildung 4.7: Zweidimensionale spektrale Leistungsdichte der vier Testoberflächen in logarithmischer Achseinteilung der Frequenzachsen: Wellenoberfläche (oben links), reale Topographie (oben rechts) Rechteckoberfläche (unten links) und begrenzte Sinusoberfläche (unten rechts)

roter Farbe die beiden Spitzen der verwendeten Sinusschwingungen hervor. Eine weist in eine Schwingungsrichtung von -30° , während die zweite Spitze eine Schwingung mit etwas kleinerer Amplitude in Richtung -75° anzeigt. Dies ist durch die weißen Linien angedeutet.

Links unten lässt sich am Spektrum der Rechteckoberfläche ebenfalls direkt die Richtung der Struktur ablesen. Wie erwartet, zeigt sich in -60° -Richtung ein Band großer Amplituden. Im Fourierspektrum wird die Rechteckfunktion durch eine Reihe von trigonometrischen Funktionen angenähert, weswegen die erkennbare Bandstruktur entsteht. Die Peaks auf dem Band zeigen die Hauptschwingungsfrequenz des Rechtecksignals mit ihren Harmonischen an.

Das zur begrenzten Sinusoberfläche gehörende Spektrum rechts unten lässt in Richtung 45° die Schwingungen großer Amplitude erkennen. Es ergibt sich hier ein diffuser Bereich größerer Leistungsamplitude um diese Vorzugsrichtung herum, die von der zweiten, um 20° gedrehten Sinuswelle herrührt. Darüber hinaus bewirkt die scharfe Kante, die beim „Abschneiden“ der Oberfläche oberhalb $z = 0$ auftritt, einen ähnlichen Effekt im Fourierspektrum wie das Rechtecksignal: Auch in diesem Fall wird eine Reihe vieler trigonometrischer Einzelterme benötigt, um den Rauheitsschrieb mit seinen Harmonischen anzunähern.

Die Topographie der Hydraulikkolbenstange erzeugt ein Rauheitsspektrum, wie es oben rechts dargestellt ist. Die relativ gleichmäßige Färbung zeigt zunächst das Bild eines Rauschens an, das eine isotrope Oberfläche kennzeichnet, die weiterhin keine besonderen Frequenzanteile im betrachteten Spektrum enthält. Anhand der numerischen Ergebnisse lässt sich allerdings eine leichte Vorzugsrichtung im Bereich von 20 bis 45° erkennen, welche mit der auffallenden Richtung der Schiefe der Amplitudenverteilung aus dem vorangegangenen Abschnitt zusammenfällt.

Wie sich anhand der vier Testoberflächen zeigt, ist die zweidimensionale Spektralanalyse von Oberflächen tatsächlich eine sehr aufschlussreiche Methode, Oberflächen zu analysieren. Auf diese Weise lassen sich auf einen Blick Anisotropien erkennen und ihnen Richtungen zuweisen, sowie die Wellenlängen periodischer Oberflächenstrukturen ablesen. Auch die Amplituden der Wellenbestandteile der Oberflächentopographie können bestimmt werden. Da die untersuchten Kennwerte und auch die Spektralanalyse in diesem Abschnitt die Anisotropie einer Oberfläche anzeigen können, soll im nächsten Abschnitt die richtungsabhängige Gleitreibung untersucht werden und den Ergebnissen der Oberflächenanalysen gegenübergestellt werden.

4.1.4 Kennwerte der Materialanteilkurve

Nach DIN 13565-2 [85] können auch aus der Materialanteilkurve, wie sie z. B. in **Abb. 4.2** gezeigt wird, Kennwerte gewonnen werden. Diese Traganteils-kennwerte werden inzwischen in der Hydraulikdichtungsindustrie als „Counter Surface Parameters“ zur Beschreibung der Anforderungen an die Gegenlaufflächen genutzt [116]. Eine Auswahl dieser Werte ist hier aufgeführt:

- Kernrautiefe R_k
- Materialanteile M_{r1} und M_{r2}
- Spitzenhöhe R_{pkx}
- Reduzierte Spitzenhöhe R_{pk}
- Riefentiefe R_{vkx}
- Reduzierte Riefentiefe R_{vk}

Die Kernrautiefe R_k gibt Aufschluss über den Materialanteil, der nach der Einlaufphase wirksam ist. In diesem Zustand sind die größten Spitzen bereits gebrochen. Die Kernrautiefe beschreibt somit die allgemeinen Eigenschaften des Profils sowie dessen Langzeitverhalten. Die Spitzenhöhenwerte R_{pkx} und R_{pk} charakterisieren die Profilspitzen, insbesondere der neuen Oberfläche. Sie geben Auskunft über die Abrasivität im Metall-Elastomer-Kontakt. R_{vkx} und R_{vk} weisen auf das Schmiermittelrückhaltevolumen des Profils hin. Allerdings können bei zu großen Werten nennenswerte Leckageverluste auftreten. Im Folgenden sollen diese Kennwerte anhand der realen Topographie einer Kolbenstangenoberfläche (**Abb. 4.3** rechts oben) beispielhaft gemäß DIN 13565-2 [85] ermittelt werden. Dieses Vorgehen ist sinnvoll, um den Weg der Berechnung dieser Parameter und ihre Bedeutung bewerten zu können. Es ist zunächst eine Ausgleichsgerade zu bestimmen, welche die Sekante geringsten Gefälles ist, die vierzig Prozentpunkte der Materialanteilkurve einschließt. In **Abb. 4.8** links ist in grau eine Auswahl an Sekanten eingezeichnet. In schwarz ist die Ausgleichsgerade an die fetter gezeichnete Materialanteilkurve gelegt. Zwei weitere gepunktete Hilfslinien werden eingezeichnet: Sie verlaufen waagrecht durch die Schnittpunkte der Hilfslinie mit der Gerade $M_r = 0$ und $M_r = 100\%$. Ihr vertikaler Abstand entspricht der Kernrautiefe R_k . Der Abstand zwischen der oberen Hilfslinie und dem höchsten Punkt der Materialanteilkurve ist die Spitzenhöhe R_{pkx} , der Abstand zwischen der unteren Hilfslinie und dem kleinsten Wert ist dementsprechend die Riefentiefe R_{vkx} . Die Schnittpunkte der beiden Hilfslinien mit der

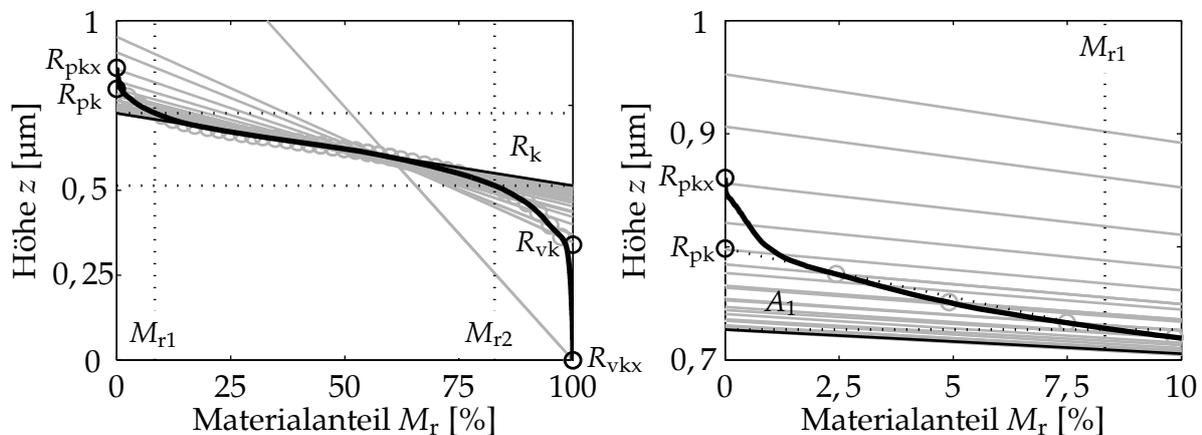


Abbildung 4.8: Konstruktion der Ausgleichsgeraden der Materialanteilkurve (links) und Kennwerte; Konstruktion der reduzierten Spitzenhöhe im Detail (rechts)

Materialanteilkurve bestimmen die Materialanteile M_{r1} und M_{r2} . Die Ermittlung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk} soll anhand der Zeichnung in **Abb. 4.8** rechts vorgeführt werden. Die obere waagerechte, gepunktete Hilfslinie und der Materialanteilkurvenabschnitt oberhalb schließen eine Fläche A_1 ein. Es gilt nun ein rechtwinkliges Dreieck desselben Flächeninhalts zu finden, wobei dessen Katheten von der Achse $M_r = 0$ und der oberen waagerechten Hilfslinie zwischen $M_r = 0$ und M_{r1} gebildet werden. Die Höhe dieses neuen Dreiecks entspricht der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk} . Die Konstruktion der reduzierten Riefentiefe R_{vk} erfolgt demgemäß am rechten Ende der Traganteilkurve unterhalb

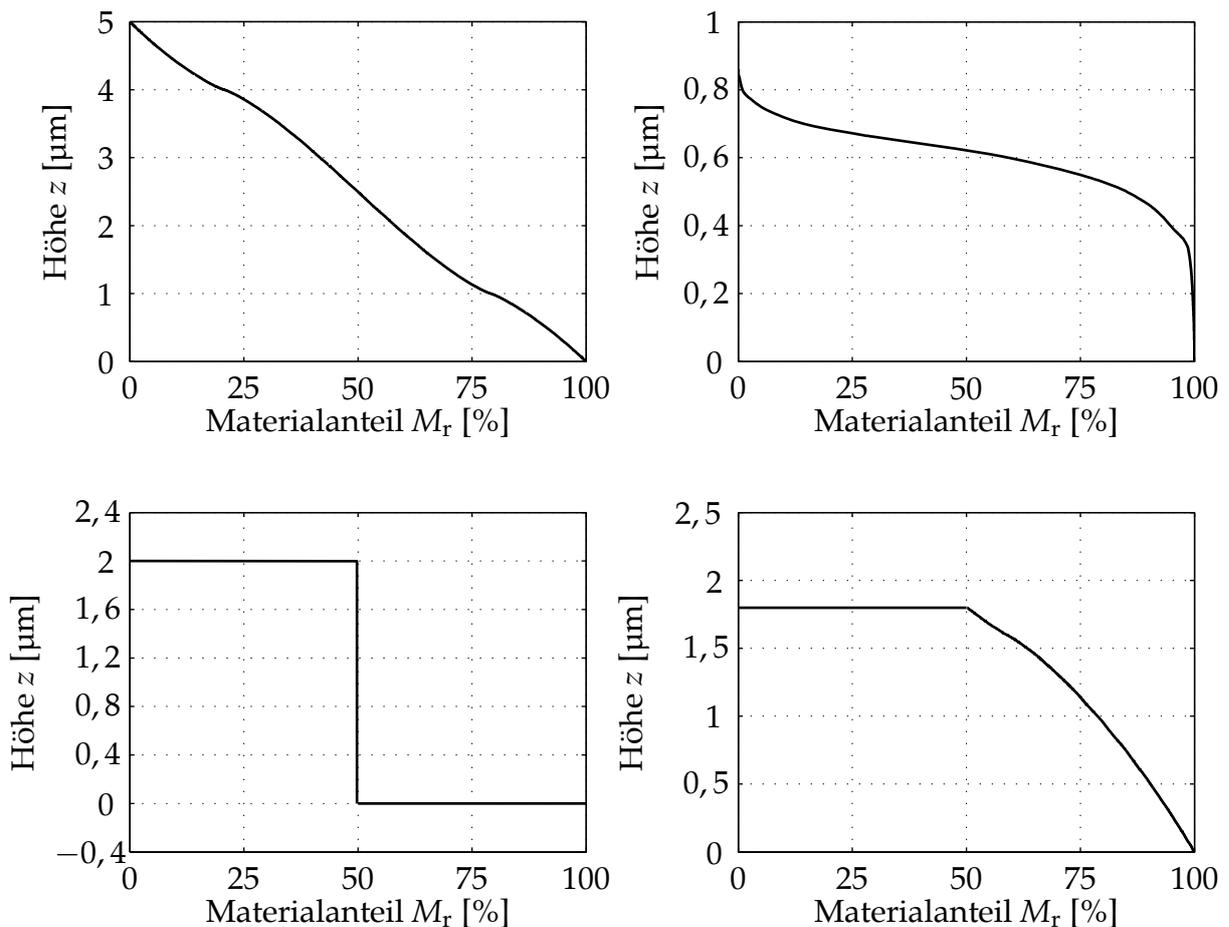


Abbildung 4.9: Materialanteilkurven der Testoberflächen: Wellenoberfläche (oben links), reale Topographie (oben rechts), Rechteckoberfläche (unten links) und begrenzte Sinusoberfläche (unten rechts)

der unteren Hilfslinie.

Für die in den vorangegangenen Abschnitten behandelten vier Testoberflächen sind in **Abb. 4.9** die Materialanteilkurven gezeigt, mit deren Hilfe die zugehörigen Kennwerte ermittelt wurden. Die Kurven wurden über die gesamten zweidimensionalen Rauheitschriebe bestimmt, womit sich eine richtungsabhängige Untersuchung dieser Kennwerte erübrigt. Zu beachten ist eine Anmerkung in der Norm [85], dass „die Berechnung nur für S' -förmige Traganteilkurven mit Wendepunkt erfolgen sollte“, was bei den untersuchten Oberflächen nur für die reale Topographie zutrifft.

Tabelle 4.2 zeigt die Kennwerte der Materialanteilkurven für die vier Testoberflächen im Vergleich. Es zeigt sich sowohl für die Rechteckoberfläche als auch für die begrenzte Sinusoberfläche, dass sich nicht alle Werte sinnvoll berechnen lassen. Im Vergleich mit den in [116] geforderten Bereich der Oberflächenparameter zeigt sich, dass die reale Topographie für hydraulische Anwendungen „zu glatt“ ist: Einerseits ist mit $R_{pk} = 0,071 \mu\text{m}$ und $R_k = 0,213 \mu\text{m}$ nur eine kleine Dissipation durch Hysteresereibung zu erwarten, auf der anderen Seite ist die sich ausbildende Kontaktfläche jedoch sehr groß, was zu hohen Adhäsions- bzw. Grenzschichteffekten führen kann und auch Zustände der Man-

gelschmierung begünstigt. Den Effekt einer sehr großen Kontaktfläche bei gleichzeitig relativ geringer Hysteresereibung wird es auch beim Rechteckprofil sowie der begrenzten Sinusoberfläche geben. Im nächsten Abschnitt wird dies anhand von Simulationen zur Hysteresereibung untersucht.

Tabelle 4.2: Materialkurvenkennwerte der vier Testoberflächen

Materialanteils- kennwert	Wellen- oberfläche	Reale Topographie	Rechteck- oberfläche	Begrenzte Sinusoberfläche
R_k [μm]	4,702	0,213	0	0
R_{pkx} [μm]	0,278	0,134	0	0
R_{vkx} [μm]	0,020	0,514	2	1,8
M_{r1} [%]	4,453	8,325	0	0
M_{r2} [%]	99,666	82,829	50	50
R_{pk} [μm]	0,272	0,071	0	0
R_{vk} [μm]	0,019	0,174	4	1,491

4.1.5 Richtungsabhängige Betrachtung der Hysteresereibung

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten der große Einfluss der Abtastrichtung auf Oberflächenkennwerte gezeigt wurde, soll nun auf Basis des Hysteresereibmodells nach LINDNER (vgl. Abschnitt 2.4.2.3) auch der Einfluss der Reibrichtung auf den Hysteresereibwert untersucht werden, da die pneumatischen Dichtkontakte, die in dieser Arbeit behandelt werden, einer gleitenden Relativbewegung unterliegen. Weil die meisten maschinellen Bearbeitungsprozesse zu anisotropen Oberflächen führen, ist für Gleitkontakte mit Reibung ebenfalls ein richtungsabhängiges Verhalten zu erwarten. Neben den viskoelastischen Materialeigenschaften ist die Oberflächentopographie der Haupteinflussparameter auf die Hysteresereibung, denn sie bestimmt zusammen mit der Gleitgeschwindigkeit die Anregung des Materials, welche zu einer entsprechenden Energie-dissipation führt. **Abb. 4.10** zeigt Simulationsergebnisse für die vier aus den vorangegangenen Abschnitten bekannten Testoberflächen. Das viskoelastische Materialverhalten wird durch ein 21-parametriges MAXWELL-Modell eines EPDM-Dichtungswerkstoffes beschrieben. Die isothermen Simulationen werden entlang der Mittellinie der jeweils gedrehten Oberfläche durchgeführt. Die Pressung entspricht mit $p = 1 \text{ N/mm}^2$ einer üblichen pneumatischen Kontaktpressung. Dargestellt ist der Reibwert μ bei einer Geschwindigkeit $v = 10 \text{ mm/s}$ in Abhängigkeit des Drehwinkels α der Oberfläche. Für das verwendete Modell ergeben sich beim Überfahren eines Rauheitsschriebs in beide Richtungen dieselben Reibwerte, so dass auch hier die Begrenzung des betrachteten Bereichs auf $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$ ausreicht. Die Auswahl einer anderen Verfahrensgeschwindigkeit hätte lediglich eine Skalierung der erreichten Reibwerte zur Folge, qualitativ bleibt die Kurvenform jeweils erhalten.

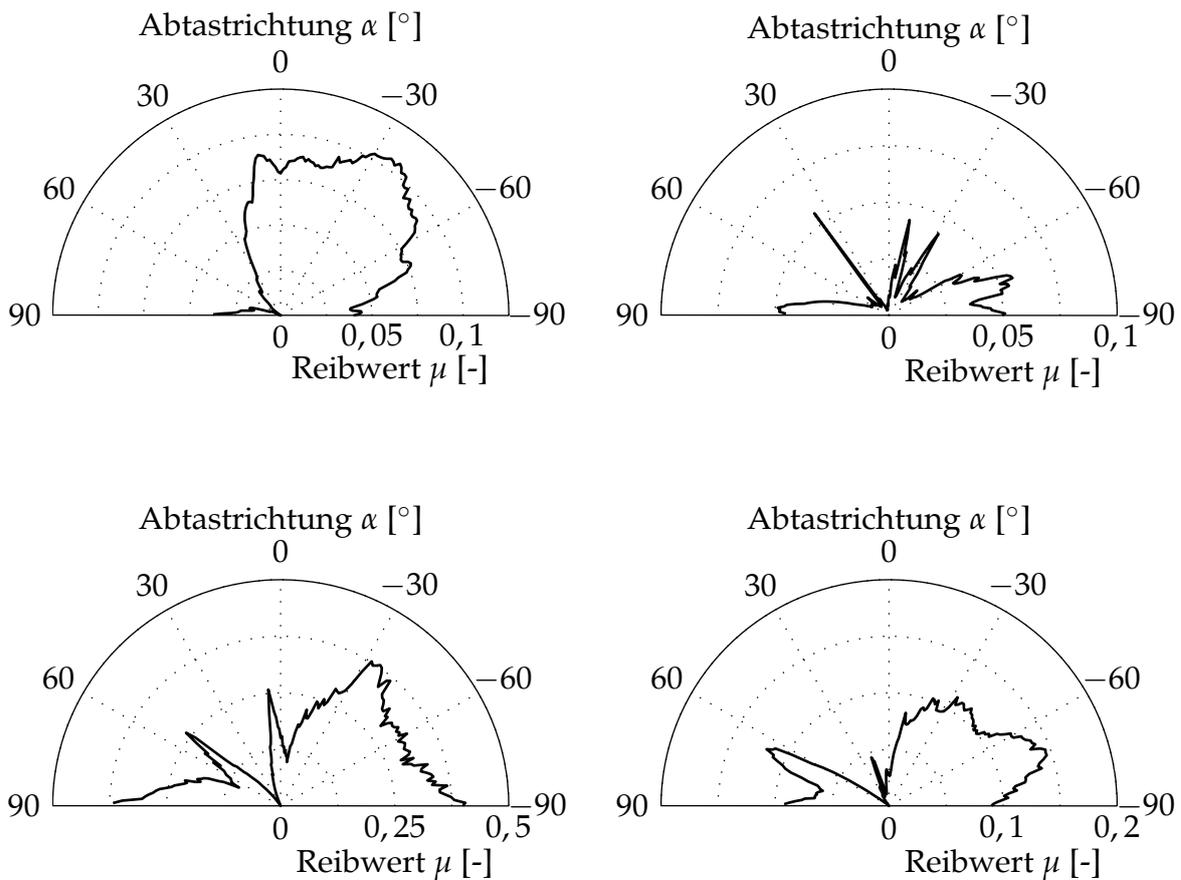


Abbildung 4.10: Richtungsabhängige Simulation der Hysteresereibwerte der vier Testoberflächen bei konstanter Gleitgeschwindigkeit: Doppelter Sinus (links oben), reale Topographie (rechts oben), Rechteckprofil (links unten) und begrenztes Sinusprofil (rechts unten)

Allgemein befinden sich die bei der Simulation berechneten Reibwerte auf einem Niveau, das den Erwartungen für einen ungeschmierten Dichtkontakt entspricht. Die berechneten Reibwerte im Kontakt mit dem Rechteckprofil sind recht hoch, was mit der Steilheit des Profils und der damit einhergehenden großen Dehnrates zu erklären ist, vgl. auch Gl. (2.25). Weiterhin wird hier deutlich, dass ein großer Einfluss der Reibrichtung auf den Koeffizienten der Hysteresereibung zu verzeichnen ist. Im Folgenden werden Beobachtungen dargestellt, inwieweit sich Zusammenhänge zwischen den richtungsabhängig ermittelten Oberflächenkennwerten der vorangegangenen Abschnitte und der Hysteresereibung finden lassen. Ferner wird untersucht, ob die richtungsabhängige Berechnung von Oberflächenkennwerten geeignet ist, das Reibverhalten vorherzusagen.

Die Reibung der Wellenoberfläche (oben links) und des Rechteckprofils (unten links) weisen wie erwartet Minima in Richtung der Täler auf, dies entspricht der Darstellung der mittleren Rautiefe R_{z5} in **Abb. 4.4**. Für die reale Topographie (oben rechts) ist kein Zusammenhang zwischen R_{z5} und der Verteilung des Reibwerts μ erkennbar und bei der begrenzten Sinusoberfläche (unten rechts) zeigt sich ein Maximum für die Reibung im Winkelbereich kleinerer Rautiefen. Da der Kennwert R_a keine Richtungsabhängigkeit

aufweist, ist er nicht in Zusammenhang mit dem Reibverhalten zu bringen, R_{z5} scheint allenfalls eingeschränkt geeignet, den Reibungswiderstand in Richtung von ausgeprägten Riefen und Tälern als relativ gering vorherzusagen.

Die in **Abb. 4.6** behandelten Oberflächenkennwerte lassen auch keinen allgemeinen Bezug zur Hysteresereibung erkennen: Kurtosis R_{ku} und die Ergebnisse der richtungsabhängigen Hysteresesimulation scheinen nicht miteinander zusammen zu hängen. Im Gegensatz dazu kann die Schiefe der Verteilung sowohl auf das Tragverhalten, als auch hinsichtlich der Reibung interpretiert werden. Eine negative Schiefe bedeutet ein gutes Tragverhalten dahingehend, dass nur wenige, aber durchaus tiefe Täler im Rauheitsschrieb zu verzeichnen sind. Weiterhin weist die Oberfläche kaum Profilspitzen auf. Bezogen auf die Hysteresereibung führt solch ein Profil zu weniger Anregungen des Dichtungsmaterials als vergleichsweise bei einem Profil mit positiver Schiefe. Aus diesem Grund ist beim Rechteckprofil in Richtung 60° ein Minimum der Schiefe der Reibwertverteilung R_{sk} und auch im Hysteresereibwert zu finden. Genauso zeigen sich bei der begrenzten Sinusoberfläche (unten rechts) große Hysteresereibwerte im Bereich von $-90^\circ \leq \alpha \leq 0$, wo auch der Wert R_{sk} lokal eindeutig größere Werte anzeigt.

Ein Vergleich der richtungsabhängigen Hysteresereibung mit der spektralen Topographieanalyse in **Abb. 4.7** zeigt für die Rechteckoberfläche und das doppelte Sinusprofil den erwarteten Zusammenhang großer Hystereseverluste in Richtung der großen Amplituden. Für die reale Topographie zeigt die Spektralanalyse wie zuvor beschrieben ein eher isotropes Verhalten. Interessant ist die Betrachtung der begrenzten Sinusoberfläche: Hier entspricht die Richtung maximaler Amplituden nicht der Richtung maximaler Reibung. Durch das nachträgliche Abschneiden des Profils oberhalb einer bestimmten Höhe sind im Spektrum viele zusätzliche Peaks entstanden, die jedoch zur Energiedissipation nicht unbedingt beitragen. Diese künstliche Oberfläche weist in eine andere Richtung Spektralanteile auf, auf die das viskoelastische Material bei der eingestellten Geschwindigkeit stärker reagiert. Dies wird durch den Kennwert R_{sk} scheinbar besser repräsentiert.

Als abschließende Bemerkung muss den beschriebenen Ergebnissen hinzugefügt werden, dass die Rotation von Oberflächen Interpolationen zwischen den einzelnen Bildpunkten erfordert. Je nach Interpolationsalgorithmus kann dies zu Änderungen der Steigung zwischen den Bildpunkten führen, was bei der Hysteresesimulation zu veränderten Dehnraten und somit zu anderen Hysteresewerten führen wird. Da benachbarte Originalbildpunkte bei ausreichend guter Abtastung der Oberfläche jedoch eng benachbart sind, ist dieser Fehler vernachlässigbar klein.

4.1.6 Fazit

In diesem Abschnitt sind einige Methoden vorgestellt worden, Oberflächentopographien tribologischer Kontakte zu beschreiben, die über die herkömmliche Zusammenfassung der gesamten, zweidimensionalen Topographieinformation auf einen Mittenrauwert R_a

bzw. eine Rautiefe R_{z5} hinausgeht. So geben erweiterte Kennwerte wie R_{sk} und R_{ku} Auskunft über die statistische Verteilung des Profils und liefern u.a. Informationen über das Tragverhalten. Anhand von vier aus der technischen Anwendung des Dichtkontaktes motivierten Testoberflächen wurde des weiteren die richtungsabhängige Ermittlung der vorgestellten Kennwerte eingeführt. Diese Betrachtungsweise ergibt für die Mehrzahl der untersuchten Kennwerte einen bedeutenden Einfluss der Abtastrichtung auf den Kennwert. Die Einbeziehung der Spektralanalyse der Oberfläche ermöglicht darüber hinaus eine deutlich genauere Aussage über anisotrope Oberflächentopographieeigenschaften, wie sie durch Bearbeitungsverfahren entstehen, z.B. eine Riefenbildung in Bearbeitungsrichtung. Auch periodische Oberflächenstrukturen wie Rattermarken oder bewusst aufgebrachte Mikrotexturen können auf diese Weise identifiziert und quantifiziert werden. Die als Hauptanwendung dieser Arbeit betrachteten pneumatischen dynamischen Dichtkontakte unterliegen im Regelfall einer Relativbewegung mit Reibung. Da die Oberflächenkennwerte auf den Testoberflächen in Abhängigkeit der Abtastrichtung ihrer Bestimmung große Unterschiede aufwiesen, war in einem weiteren Schritt zu prüfen, ob auch der Reibwert der Gleitreibung auf den Testoberflächen eine Abhängigkeit der Gleitrichtung zeigt. Die dazu erfolgte simulationsgestützte Untersuchung der Hysteresereibung zeigte erwartungsgemäß ebenfalls eine eindeutige Richtungsabhängigkeit. Ein Vergleich der berechneten Kennwerte und der Simulationsergebnisse zeigt dabei eine direkte Übereinstimmung der Abtastrichtung kleiner Kennwerte mit der Gleitrichtung minimaler Reibwerte, womit sich das zu erwartende Reibwertniveau eines Gleitkontakts tatsächlich über die richtungsabhängige Betrachtung der Oberflächenkennwerte qualitativ vorhersagen lässt. Darüber hinaus können mit diesen Methoden der Oberflächencharakterisierung und unter Zuhilfenahme der Kennwerte der Materialanteilkurve Vorhersagen zum Tragverhalten, zur Kontaktfläche und zur Abrasivität eines Dichtkontaktes gemacht werden. Die gleitrichtungsabhängige Betrachtung von Dichtheit und Verschleiß ist nicht Teil dieser Arbeit, erscheint aber angesichts der Ergebnisse bzgl. der Oberflächenkennwerte und der Reibung sehr vielversprechend.

Im Umkehrschluss können mit den vorgestellten Ergebnissen zum Einfluss der Topographie auf die Reibung und einer geeigneten Oberflächenbeschreibung direkt Vorgaben einer optimalen Oberflächengestaltung erzeugt werden. Es können beispielsweise computergestützte Parametervariationen einer Oberflächengestaltung erfolgen und ihr Einfluss auf die Reibung untersucht werden. Für auf diese Weise optimierte Oberflächen werden die beschreibenden Kennwerte ermittelt und zur Fertigung gegeben. Erste experimentelle Ergebnisse, die hierzu im Laufe der Durchführung der geschilderten Untersuchungen entstanden sind, wurden z.B. in [44] veröffentlicht.

4.2 Wärmeentwicklung durch Reibung

Die bei Reibprozessen dissipierte Reibenergie wird größtenteils in Wärmeenergie umgewandelt. Da das Materialverhalten des Elastomers und damit insbesondere das Hyste-

resereibverhalten in großem Maße temperaturabhängig ist, sollen an dieser Stelle eigene experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Wärmeentstehung während des Reibprozesses vorgestellt werden. Die Temperaturverteilung im Kontakt, die hier ermittelt wird, entspricht in der Regel nicht der Temperatur im pneumatischen Gesamtsystem, die vor allem von der Umgebung und von der Fluidtemperatur bestimmt wird. Viel mehr wird die Erhöhung der Kontakttemperatur über die Systemtemperatur hinaus berechnet, die durch die umgesetzte Reibleistung entsteht.

Die verrichtete Arbeit W_R berechnet sich aus dem Integral der Reibkraft F_R über der zurückgelegten Reibstrecke x_r :

$$W_R = \int F_R dx_r. \quad (4.13)$$

Wird die verrichtete Arbeit zeitlich abgeleitet und mit Gl. (1.1) verknüpft, ergibt sich für die Bedingungen eines Gleitkontaktes die Reibleistung vereinfacht zu:

$$P_R = F_R \dot{x}_r = \mu F_N v, \quad (4.14)$$

mit dem Reibwert μ , der Normalkraft F_N und der Gleitgeschwindigkeit $v = \dot{x}_r$. Wenn die Reibleistung auf die nominelle Kontaktfläche A_0 bezogen wird, lässt sich die Wärmeflussdichte q pro Zeit- und Flächeneinheit

$$q = \tau_0 \dot{x}_r = \mu p_0 \dot{x}_r \quad (4.15)$$

mit der mittleren Reibschubspannung τ_0 im Reibkontakt angeben. p_0 bezeichnet die nominelle Flächenpressung in der Kontaktfläche. Der Reibkontakt einer Dichtung auf z. B. einer Kolbenstange soll als bewegte Wärmequelle auf einem negativen Halbraum modelliert werden. Dies wurde an anderer Stelle vom Autor bereits für einen gleitenden Reifenprofilklotz realisiert, siehe KRÖGER ET AL. [65] und WANGENHEIM UND RIPKA [127]. Als Grundlage dient die von CARSLAW UND JAEGER [14] entwickelte Wärmeleitungsgleichung für einen homogenen, isotropen Festkörper

$$\frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial z^2} = \nabla^2 \Delta\theta = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \Delta\theta}{\partial t} \quad (4.16)$$

dabei bezeichnet $\Delta\theta$ die Temperaturerhöhung, x, y, z seien kartesische Koordinaten, t sei die Zeit und κ die Temperaturleitfähigkeit, wobei

$$\kappa = \frac{k}{\rho c_p} \quad (4.17)$$

mit der Wärmeleitfähigkeit k , der Dichte ρ und der spezifischen Wärme c_p . Die Wärmequelle wird bei der Lösung der DGL Gl. (4.16) anhand der Randbedingungen berücksichtigt. In der Literatur sind hierfür Lösungen angegeben, die verschiedenen bewegten Wärmequellen zugeordnet werden können, wobei diese sich insbesondere in ihrer geometrischen Ausdehnung unterscheiden, siehe z. B. RIEGER [102]. Grundsätzliche Annahmen aller Autoren sind, dass die Wärmequelle über einen unendlichen Halbraum bewegt wird und die Wärme vollständig in diesen eindringt. Die freie Oberfläche des Halbraums

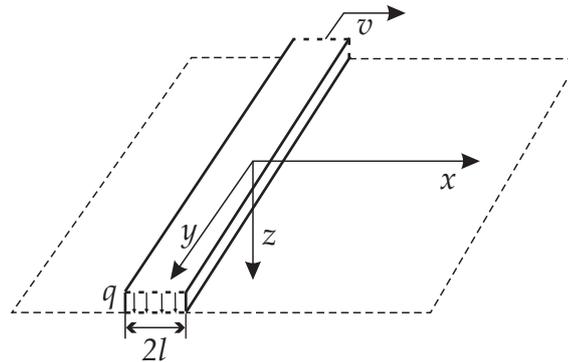


Abbildung 4.11: Bewegte, bandförmige Wärmequelle zum Zeitpunkt $t = 0$

gibt demnach keine Wärme durch Konvektion oder Strahlung ab. Der Stahl der Kolbenstange hat eine um etwa drei Größenordnungen größere Wärmeleitfähigkeit als das Elastomer der Dichtung. Die Reibleistung an Dichtungen ist klein und es werden aufgrund der kleinen Reibstrecken nur kurzzeitige Bewegungen betrachtet. Auf dieser Grundlage soll im Folgenden auch die Kolbenstange als unendlicher Halbraum modelliert werden. Die folgenden experimentellen Untersuchungen werden an einer axial bewegten O-Ring-Dichtung durchgeführt. Es interessiert die Temperaturverteilung in der Kontaktfläche, da diese die Materialeigenschaften des Elastomers im Kontakt und damit den Reibwiderstand bestimmt. Es reicht an dieser Stelle aufgrund der Rotationssymmetrie des Systems aus, die Wärmeentwicklung unter der Dichtung in Reibrichtung und somit eindimensional zu beschreiben. Dazu wird der Reibkontakt zwischen O-Ring und Stange als bewegte, bandförmige Wärmequelle modelliert, wie sie in **Abb. 4.11** schematisch gezeigt ist.

Die Wärmequelle habe entlang der x -Achse eine Ausdehnung von $-l$ bis l , was der Kontaktlänge von $2l$ entspricht. In y -Richtung sei sie unendlich groß. Sie bewege sich seit unendlicher Zeit mit der Geschwindigkeit v in positive x -Richtung in der Ebene $z = 0$. Zum Zeitpunkt $t = 0$ sei sie im Ursprung O des Koordinatensystems. RIEGER [102] leitet für diesen Fall eine Lösung der Wärmeleitungsgleichung Gl. (4.16) für die Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$ in x -Richtung in einer Ebene z parallel zur Kontaktfläche her:

$$\Delta\vartheta = \frac{2q}{v\pi\varrho c_p} \int_{X-L}^{X+L} e^{-u} K_0 \left(\sqrt{Z^2 + u^2} \right) du. \quad (4.18)$$

Diese Gleichung enthält einige bisher nicht benannte und neu definierte Größen:

K_0 ist die modifizierte BESSEL-Funktion zweiter Art und nullter Ordnung. RIEGER definiert die sogenannten PECKET-Zahlen wie folgt:

$$X = \frac{vx}{2\kappa}; \quad Z = \frac{vz}{2\kappa}; \quad L = \frac{vl}{2\kappa} \quad (4.19)$$

und weiterhin gilt

$$u = x \frac{v}{2\kappa}, \quad (4.20)$$

womit die Ausdehnung der Wärmequelle in x -Richtung beschrieben ist.

Eine Annahme von CARSLAW UND JAEGER ist, dass im Kontakt beide Oberflächen dieselbe Temperatur aufweisen. Dennoch teilt sich die entstehende Reibungswärme entsprechend der Wärmeleitfähigkeit der beteiligten Körper auf. BHUSHAN [10] gibt für die Wärmeverteilung abhängig von der Relativgeschwindigkeit der Wärmequelle verschiedene Zusammenhänge an. Für langsam bewegte Quellen, zu denen typische axial bewegte Dichtkontakte gezählt werden können, teilt sich die Wärme wie folgt auf:

$$r_1 = \left[1 + \left(\frac{k_2}{k_1} \right) \right]^{-1}, \quad (4.21)$$

mit dem Wärmeanteil r_1 , den Körper 1 aufnimmt und k_i , der Wärmeleitfähigkeit des jeweiligen Körpers. Weiterhin gilt für die Wärmeanteile r_i

$$r_1 + r_2 = 1. \quad (4.22)$$

An Gl. (4.21) zeigt sich, dass bei einer Reibpaarung mit deutlich verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten, wie es typischerweise in Dichtkontakten von Gummi mit Stahl oder von Gummi mit Aluminium der Fall ist, nahezu die gesamte Wärme vom metallischen Reibpartner aufgenommen wird. Weiterhin gibt BHUSHAN [10] einen empirisch hergeleiteten Zusammenhang an, mit dem sich die Zeitdauer t_s berechnen lässt, bis das System im Kontakt eine stationäre Temperaturverteilung aufweist:

$$t_s \cong 2,5 \frac{l}{v}, \quad (4.23)$$

mit der Kontaktlänge $2l$ und der Gleitgeschwindigkeit v . Dies zeigt, dass die Temperatur im untersuchten Dichtsystem bereits nach einer kurzen Reibstrecke von wenigen mm Länge stationär wird.

An dieser Stelle soll eine Erweiterung der Theorie von CARSLAW UND JAEGER für nicht homogene Pressungen eingeführt werden, da alle Dichtkontakte unter der Dichtlippe eine Pressungsverteilung mit ausgeprägter Pressungsspitze zeigen. Entlang der Kontakt-

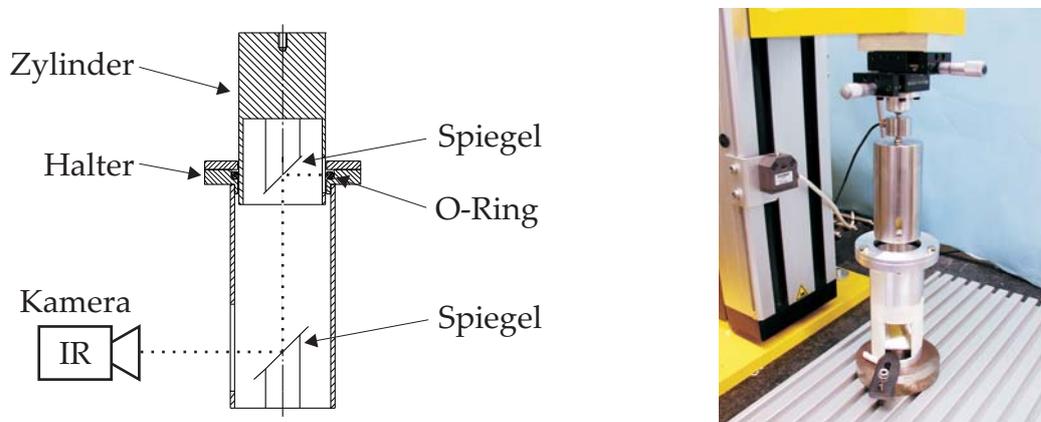


Abbildung 4.12: Skizze und Foto des Versuchsaufbaus für Temperaturuntersuchungen an O-Ring-Dichtungen

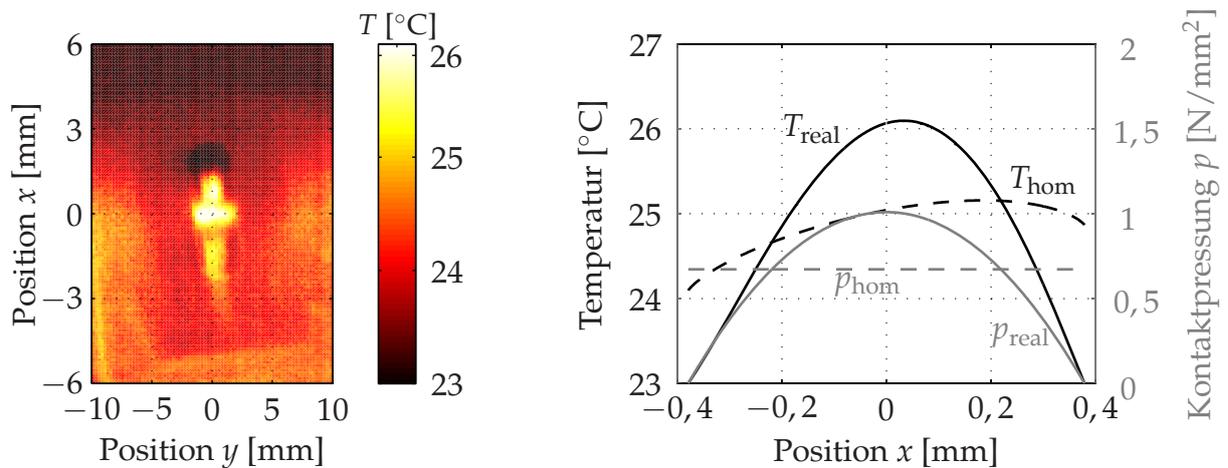


Abbildung 4.13: Thermographieaufnahme der Temperaturverteilung unter der Dichtung (links) und (rechts) reale Pressungsverteilung im Dichtkontakt mit berechneter Temperaturverteilung (durchgezogen), homogene Pressungsverteilung mit zugehöriger Temperaturverteilung (unterbrochen)

länge $[-l; l]$ ergibt sich somit eine positionsabhängige Wärmeflussdichte

$$q = \mu p(x) v, \quad (4.24)$$

die bei Systemen mit Rollprozessen bzw. Schlupf auch eine positionsabhängige Geschwindigkeit $v(x)$ enthalten kann oder auch bei Systemen mit ausgedehnten Strukturen im Kontakt, siehe [127]. Mit dieser Gleichung und Gl. (4.18) lässt sich jetzt die pressungsabhängige Temperaturverteilung für den stationären Zustand berechnen.

Im Folgenden wird dieser Rechenweg anhand einer O-Ring-Dichtung experimentell validiert. Am Dichtungsprüfstand wird ein O-Ring in einer Nut nach Norm DIN 3771-5 [83] umgebungsfest montiert. Im O-Ring wird ein Hohlbolzen axial bewegt. Trotz der Ausführung als Hohlbolzen wird die Wandstärke von 5 mm wegen der Wärmeleitfähigkeit von Stahl als ausreichend gesehen, um für die Modellierung die Randbedingung eines unendlichen Halbraums zu erfüllen. In der Außenwand des Hohlbolzens befindet sich ein 5 mm breites Langloch, durch das über eine Spiegelkonstruktion thermographisch auf die Oberfläche des O-Rings geschaut werden kann. **Abb. 4.12** zeigt schematisch den Versuchsaufbau und ein Foto des Hohlbolzens mit Langloch. In **Abb. 4.13** (links) wird beispielhaft ein Thermographiebild des Dichtungskontaktes gezeigt. Die O-Ring-Dichtung verläuft dabei waagrecht zwischen $-2 \text{ mm} < y < 3 \text{ mm}$. In x -Richtung überdeckt sie einen schmalen Bereich um die Achse $x = 0$ bei einer Kontaktbreite von etwa 0,8 mm. Es wird ein EPDM-O-Ring (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk) mit einer Schnurstärke von $t = 5 \text{ mm}$ genutzt. Das System ist ungeschmiert und die Verfahrgeschwindigkeit wird zu $v = 20 \text{ mm/s}$ gewählt. Nach HERTZ wird die aus der Vorspannung resultierende Pressungsverteilung für den Aufbau dieses Experiments ermittelt und als Grundlage zur Berechnung der Temperaturverteilung genutzt, siehe **Abb. 4.13** (rechts).

Der über den gesamten Kontakt gemittelte, stationäre Reibwert wird aus den Reibkraft-

messungen bestimmt. **Abb. 4.13** (rechts) zeigt die berechnete Temperaturverteilung unter der Dichtung entlang der Achse $x = 0$. Sie stimmt mit den Thermographieaufnahmen im Rahmen der Bildauflösung der verwendeten selbstkalibrierenden IR-Kamera gut überein. Gerade im Hinblick auf reale Stangendichtungen mit scharfer Dichtlippe können auf diese Weise Temperaturverläufe präzise ermittelt werden, die dann z.B. zur Vorhersage von Schädigungsmechanismen genutzt werden können. Gestrichelt ist die Temperaturverteilung eingezeichnet, die sich bei homogener Kontaktpressungsverteilung ergibt, wenn die weiter vorne geschilderte Erweiterung der RIEGERSchen Lösung um eine lokale Pressungsabhängigkeit keine Anwendung findet. Qualitativ stimmt dieser Verlauf zwar nicht mit dem gemessenen, tatsächlichen Temperaturverlauf überein, im Mittel ergibt sich jedoch ein ähnlicher Wert der Temperaturerhöhung. In **Tabelle 4.3** finden sich die Parameter der Rechnung.

Tabelle 4.3: Parameter Temperaturrechnung

Exp. ermittelter Reibkoeffizient	$\mu = 4,76$
Dichte Gummi	$\rho = 1,12 \text{ g/cm}^3$
Spez. Wärmekapazität Gummi	$c_p = 1,477 \text{ J/(g K)}$
Wärmeleitfähigkeit Gummi	$k_G = 0,13 \text{ W/(m K)}$
Wärmeleitfähigkeit Stahl	$k_{St} = 16 \text{ W/(m K)}$

Hohlbolzen und Dichtung wurden vor den Versuchen mit Isopropanol gereinigt, was zusammen mit der großen Vorspannung den sehr hohen Reibwert von $\mu = 4,76$ erklärt. Im realen Einsatz liegen immer geschmierte Dichtsysteme vor, die einen etwa 40-fach kleineren Reibwert aufweisen. Die resultierende mittlere Temperatur ist ebenfalls etwa um diesen Faktor kleiner. Im untersuchten ungeschmierten Fall führt die unterschiedliche Wärmeleitfähigkeit der Kontaktpartner dazu, dass lediglich 0,81 % der Wärme in die Dichtung gelangen. Im geschmierten System wäre der Wärmeanteil im Gummi gleichwohl in dieser Größenordnung, da Schmiermittel auch eine sehr gute Wärmeleitfähigkeit besitzen. Demnach spielt die Temperaturentwicklung im Gleitkontakt gut geschmierter Systeme gegenüber der Umgebungstemperatur und anderen Wärmequellen nur eine untergeordnete Rolle, allenfalls bei trockenen Systemen oder Mangelschmierung können sich durch die Reibungswärme unerwünschte Effekte wie eine Änderung der Reibeigenschaften oder thermischer Verschleiß ausbilden. Die recht hohen Temperaturen, die in druckbeaufschlagten hydraulischen und pneumatischen Systemen zu verzeichnen sind, sind zum Einen auf die Wärmeentwicklung bei der Druckerzeugung zurückzuführen, zum Anderen gilt nach ausreichend langer Einsatzzeit die oben angeführte Modellvorstellung eines unendlichen Halbraums für die am Reibprozess beteiligten Bauteile nicht mehr, so dass eine fortschreitende Erwärmung stattfinden kann.

Neben den stationären Betrachtungen können die Temperaturen auch bei instationären Vorgängen experimentell und theoretisch untersucht werden. Dies wurde für verschiedene Gleitkontakte mit Gummi u. a. bei WANGENHEIM UND RIPKA [127] vorgestellt.

4.3 Hysteresereibung mit Schmierung

In den vorangegangenen Abschnitten wurde an trockenen Reibkontakten der Einfluss der Oberflächentopographien auf die Hysteresereibung untersucht. In den meisten Dichtkontakten kommen bisher jedoch Schmiermittel zum Einsatz. Dies verringert Reibkräfte und Verschleiß und verhindert, dass das abdichtende Medium Migrationswege durch Mikrokanäle zwischen der Rauheit der Oberfläche und dem Elastomer findet und so zu Leckage führt [94]. Der Schmierstoff wirkt dann optimal, wenn die gleitenden Oberflächen bestmöglich benetzt sind: Dabei füllt der Schmierstoff zunächst Rauheitstäler aus, während er die Asperitäten lediglich als Grenzschrift benetzt, insbesondere unter hydrostatischem Druck im Reibkontakt. An dieser Stelle soll eine einfache Modellvorstellung genutzt werden, um den Einfluss eines Flüssigkeitsfilms auf die Hysteresereibung zu untersuchen. Hierzu wird wiederum das Rauheitsprofil eines hydraulischen Bremszylinders verwendet, siehe **Abb. 4.3** (rechts oben). Die Rauheitstäler werden im Modell mit Fluid gefüllt und der Füllstand wird variiert. Es wird davon ausgegangen, dass das Fluid nicht aus dem Kontakt verdrängt wird, es „glättet“ lediglich die Rauheit und trägt die Dichtung hydrostatisch. **Abb. 4.14** zeigt links den generierten Rauheitsschrieb mit verschiedenen Fluidfilmpegeln. Rechts sind die zugehörigen Verläufe der auf den Maximalwert der trockenen Reibung normierten Hysteresereibwerte über der Gleitgeschwindigkeit abgebildet. Der für pneumatische und hydraulische Bauteile relevante Geschwindigkeitsbereich deckt etwa $10^{-2} - 10^4$ m/s ab. Wie zu erwarten, zeigt sich eine deutliche Verringerung des auf Hystereseeffekte zurückzuführenden Reibwerts, wenn der Füllstand des Fluids steigt. In einer weiteren, hier nicht abgebildeten Simulation wurde die Benetzung etwas realitätsgetreuer modelliert, indem kleinere Rauheitstäler, die oberhalb des durchschnittlichen Flüssigkeitspegels liegen, ebenfalls gefüllt wurden. Dies führte zu einer weiteren, allerdings kleinen Verringerung des Hysteresereibwertes.

Diese auf einer sehr vereinfachten Modellvorstellung der Oberflächenbenetzung basierenden Untersuchungen zeigen, dass im Fall geschmierter Reibung der Hystereseanteil

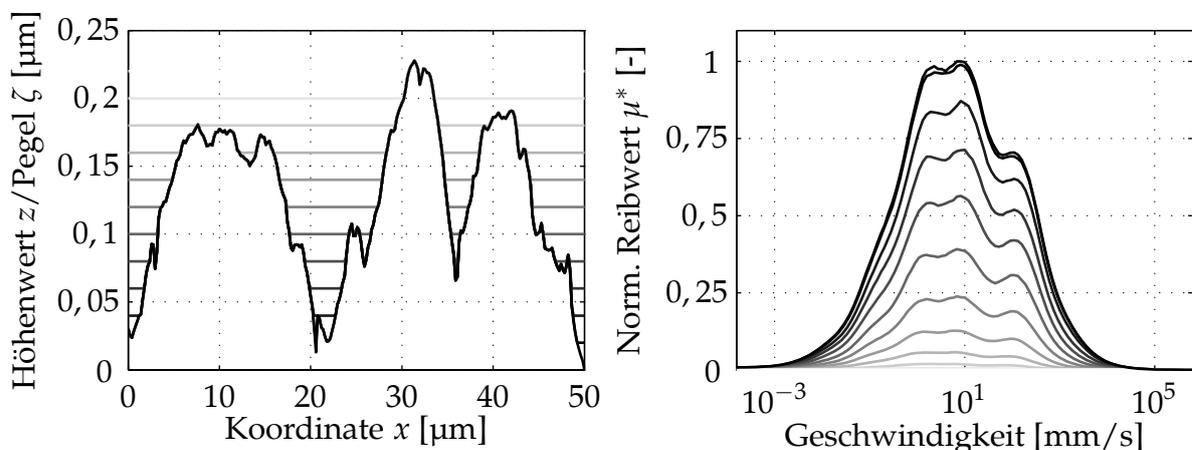


Abbildung 4.14: Rauheitsschrieb mit Schmierfilmpegeln verschiedener Höhe (links) und Simulationsergebnisse der normierten Hysteresereibwertkurven

der Reibkraft in Abhängigkeit des mittleren Schmierfilmpegels allein durch das hydrostatische Tragvermögen nur noch einen kleinen Teil der Gesamtreibkraft ausmacht. Im Fall höherer Relativgeschwindigkeiten im Dichtkontakt führt das (elasto-)hydrodynamische Tragverhalten im Kontakt üblicherweise zu einem weiteren Anstieg der Fluidfilmschichtdicke, so dass Mischreibung mit Hystereseanteilen eine immer kleinere Rolle spielt. Als Zusammenspiel von viskosen und Hystereseanteilen an der Gesamtreibung ergibt sich ein Optimum der Reibkraft, das sich in der STRIBECK-Kurve als Minimum im Übergang von der Mischreibung zur viskosen Reibung zeigt. In Stillstandszeiten wird Schmierstoff aus dem Kontakt verdrängt, so dass Adhäsionbindungen und Verzahnungseffekte auftreten können und zu erhöhter Startreibung führen. Im dynamischen Einsatz der Dichtung wird der Schmierstoff jedoch wieder verteilt, so dass das Reibkraftniveau wieder auf kleine Werte absinkt.

4.4 Mehrskalenhysterese

Wie zuvor beschrieben, haben grundsätzlich alle bekannten Hysteresereibungsmodelle für technische Bauteile aus elastomeren Werkstoffen gemeinsam, dass die angeregte Schichtdicke und die Bandbreite der anregenden Frequenzen aus der Oberflächenrauheit nicht explizit berechenbar sind, vgl. Abschnitt 2.4.2. Die angeregte Schichtdicke bei HEINRICH UND KLÜPPEL und auch bei LINDNER sind zunächst freie Parameter, wie auch bei PERSSON die Vergrößerung, mit der die Topographie einbezogen wird. KLÜPPEL und PERSSON geben für ihre Modelle Vorschriften zur Abschätzung dieser Parameter an. Bei LINDNER wird die angeregte Schichtdicke als Bezugslänge des gesamten Anregungsspektrums $\varepsilon(t)$ durch den iterativen Ansatz indirekt während der Simulation berechnet, siehe Abschnitt 2.4.2.3.

Um Untersuchungen bezüglich des Einflusses verschiedener Rauheitswellenlängenskalen technischer Oberflächen auf die gesamte Hysteresereibung durchzuführen, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Ansatz verfolgt, der ähnlich zum Vorgehen von REINELT [100] ist: Gemessene Rauheitsschriebe werden gefiltert, so dass die Hysteresereibung jeweils nur in einem schmalen Wellenlängenband berechnet wird und anschließend die Ergebnisse der einzelnen Wellenlängenbänder addiert werden. Hierbei muss jedem Wellenlängenband eine eigene angeregte Schichtdicke zugeordnet werden, was den Anteil vor allem kleinerer Wellenlängen an der Gesamtdissipation vergrößert und somit die tatsächlichen Verhältnisse großer lokaler Dehnungen im Kontakt besser abbildet. Im Unterschied zu REINELT basiert der hier genutzte Ansatz weiterhin auf einer analytischen Betrachtung der dissipierten Energie, ohne dass zeitaufwändige Finite-Elemente-Rechnungen durchgeführt werden müssen. Das Spektrum der Oberflächentopographie wird in Wellenlängenbänder aufgeteilt, so dass keine Frequenzinformationen der Anregung verloren gehen, während REINELT das Spektrum mit Hilfe der Höhendifferenzkorrelation durch wenige einzelne Sinusschwingungen abbildet [100].

4.4.1 Transformation und Filterung von Rauheitsschrieben

Für die Untersuchungen des Anteils einzelner Wellenlängenbänder der Rauheit auf die Hysteresereibung werden zunächst Filterungen mit Bandpassfiltern verschiedener Frequenzbereiche durchgeführt. Dazu wird der gemessene Rauheitsschrieb mit Hilfe der Diskreten Fouriertransformation (FFT-Algorithmus – Fast Fourier Transform) in den Wellenlängenbereich gewandelt, vgl. auch Abschnitt 4.1 bzw. Gl. (4.5). Dabei kann folgender Zusammenhang ausgenutzt werden:

$$g(c x) \xrightarrow{\text{DFT}} \frac{1}{|c|} G\left(\frac{k}{c}\right). \quad (4.25)$$

$g(x)$ ist die örtlich diskret vorliegende Topographie, $G(k)$ die mit Hilfe der DFT (Discrete Fourier Transform) errechnete Fouriertransformierte. Wenn nun im Ortsbereich eine Multiplikation der Schritte x mit konstantem Faktor c erfolgt, entspricht dies einer Stauchung des Wellenlängenspektrums, womit auf einfache Weise eine Variation der Reibgeschwindigkeit durchgeführt werden kann: Eine Halbierung der Wellenlängen führt zu einer Verdopplung der Anregungsfrequenz bei gleichbleibender Gleitgeschwindigkeit. Für die Hysteresereibung hat die Halbierung der Wellenlängen somit denselben Effekt wie die Verdopplung der Gleitgeschwindigkeit. Zu beachten ist, dass mathematisch neben der Kontraktion der Wellenachse auch die Amplituden verändert werden, da die Fläche unter der Kurve konstant bleiben muss [13]. Aus der Transformationsvorschrift

$$g(x) = K \xrightarrow{\text{DFT}} G(k) = K \delta(k) \quad (4.26)$$

wird deutlich, dass eine vertikale Verschiebung der Rauheit in jedem Fall von der Fouriertransformation abgebildet werden kann: Der Wert der vertikalen Verschiebung wird direkt in die nullte Linie des Spektrums als Dirac-Impuls entsprechender Größe übertragen. Bei der Überführung eines Ortssignals in den Wellenlängenbereich mittels einer entsprechenden Transformation können Ungenauigkeiten entstehen:

- **Aliasing:** Eine Rekonstruktion eines Signals ist nicht fehlerfrei möglich, wenn die Abtastschrittweite nicht höchstens halb so groß ist wie die kleinsten im Signal enthaltenen Wellenlängen (sog. *Abtasttheorem*). Im Wellenlängenspektrum ergeben sich andernfalls Überlappungen nicht korrekt abgetasteter Wellen und somit Unschärfen. Anti-Aliasing-Filter wirken wie Tiefpass-Filter, die Wellen außerhalb des sicher rekonstruierbaren Spektrums nicht zulassen.
- **Leakage:** Grundlage der Fouriertransformation ist die Annahme, das zu transformierende Signal wiederhole sich periodisch. Es ist demnach in der Länge unbegrenzt. Sobald ein Signal im betrachteten Intervall der Abtastung nicht nur ganzzahlige Vielfache seiner Perioden enthält, entsteht ein Sprung am Ende des Intervalls. Im Falle einer periodischen Aneinanderreihung ergibt sich durch den Sprung eine künstliche Dynamik, die zusätzliche Wellenkomponenten in der transformierten verursacht. Dies wird als *leakage* bzw. *Leck-Effekt* bezeichnet. Die Transformation realer Messsignale führt normalerweise immer zu einem Leck-Effekt.

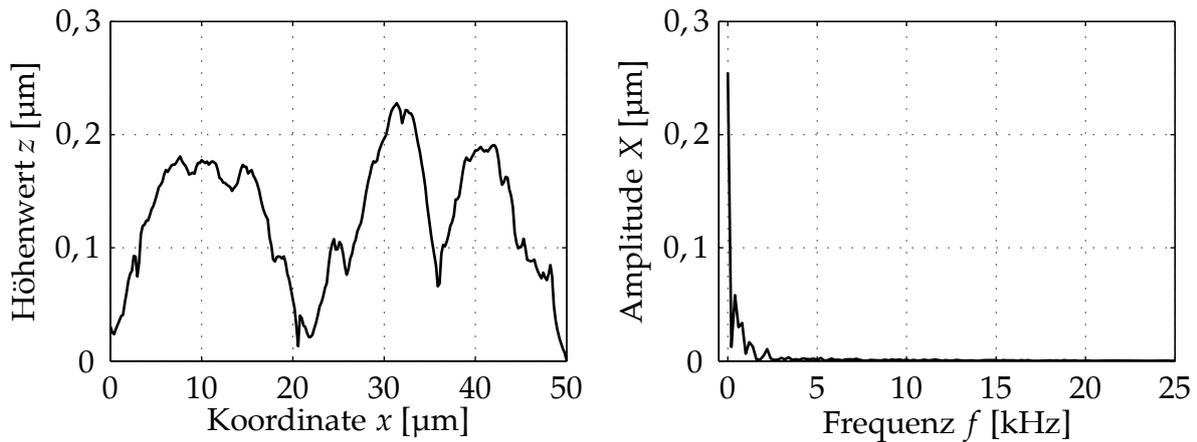


Abbildung 4.15: Rauheitsschrieb (links) und zugehöriges Amplitudenspektrum (rechts) bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 10$ mm/s.

Um insbesondere dem Leck-Effekt vorzubeugen kann u.a. das Signal über eine größere Länge betrachtet werden. Im Bereich der Signalübertragung ist zudem der Einsatz verschiedener *Fensterfunktionen* üblich, die ein „Ein-“ bzw. „Ausblenden“ des Signals im betrachteten Fenster bewirken und einzelne Abschnitte innerhalb des Fensters verschieden gewichten.

Die Rauheitsschriebe sollen zur Filterung im Wellenbereich manipuliert werden. Um daraus Rauheitsschriebe für die Reibungssimulationen zu erhalten, ist eine Rücktransformation in den Ortsbereich notwendig. Die Berechnungsvorschrift für die inverse Fouriertransformation zur Transformation aus dem Wellen- in den Ortsbereich wird hier angegeben:

$$g(x_l) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} G(k_n) e^{2\pi i \frac{x_l k_n}{N}}. \quad (4.27)$$

Im Folgenden wird am Beispiel einer Topographielinie der Oberfläche eines Hydraulikzylinders der Informationsverlust durch Fourier- und Rücktransformation untersucht. **Abb. 4.15** zeigt den Rauheitsschrieb und das zugehörige Amplitudenspektrum, welches als Betrag der (komplexen) Fouriertransformierten berechnet wird. Es besteht folgender Zusammenhang zwischen der Anregungsfrequenz f , der Rauheitswellenlänge λ und der Gleitgeschwindigkeit v im Kontakt:

$$\lambda = \frac{v}{f}. \quad (4.28)$$

Ein Vergleich der Rücktransformierten des komplexen Spektrums mit dem Originalsignal zeigt absolute numerische Abweichungen in einer Größenordnung von 10^{-16} μm und wird somit als ausreichend genau im Vergleich zu den Amplituden des Rauheitsprofils angesehen.

Im Wellenbereich kann das betrachtete Spektrum nun auf eine kleine Zahl benachbarter Wellenlinien beschränkt werden, was der Filterung mit einem Bandpass entspricht. Dazu werden herauszufilternde Linien zu Null gesetzt. Nach der Rücktransformation ergibt sich entsprechend ein Rauheitsschrieb, der nur wenige Wellenlängen enthält. Ein Beispiel

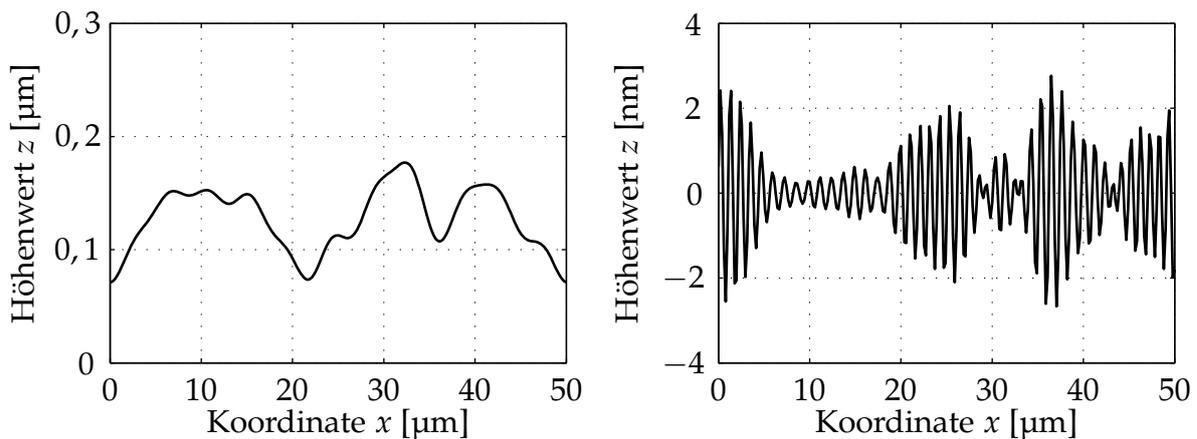


Abbildung 4.16: Filterung: Rauheitsschrieb der ersten 13 Spektrallinien (links) und der Linien 40 – 52 des Beispielpfils

zeigt **Abb. 4.16**: Der Originalschrieb aus **Abb. 4.15** (links) wird in zwei verschiedenen Frequenzbändern gefiltert. Der Wellenlängenbereich links liegt in folgendem Intervall: $50 \mu\text{m} > \lambda > 4,2 \mu\text{m}$, wobei der Gleichanteil in der nullten Linie enthalten ist. Rechts gilt $1,3 \mu\text{m} > \lambda > 980 \text{ nm}$. Die auf diese Weise generierten Rauheitsschriebe können nun in der Simulation jeweils auf ihren Anteil zur Hysteresereibung untersucht werden. Annahme dieses Verfahrens ist die Additivität der Hystereseanteile der einzelnen Wellenbänder im Orts- bzw. Zeitbereich. Diese Voraussetzung gilt für alle in Kapitel 4 vorgestellten aktuellen Modelle zur Hysteresereibung.

4.4.2 Reale Kontaktfläche und lokale Pressungsverteilung

Sowohl die Berechnungen nach LINDNER als auch die Hystereseamodelle nach HEINRICH/KLÜPPEL und PERSSON benötigen zunächst als Eingabeparameter eine mittlere (nominelle) Flächenpressung im Kontakt. Genauere Untersuchungen der Kontaktfläche ergeben jedoch eine äußerst inhomogene Pressungsverteilung, die auf das nicht vollständige Eindringen des Elastomerwerkstoffs in die raue Oberfläche des Kontaktpartners zurückzuführen ist. In Interaktion mit den Asperitäten ergeben sich so lokal um bis zu zwei Größenordnungen höhere Pressungen, wie experimentelle Untersuchungen und umfangreiche Simulationen zum Reifen-Fahrbahn-Kontakt von GÄBEL [34] und von REINELT [100] zeigen.

Um auch im Rahmen der hier beschriebenen Untersuchungen an dynamischen Dichtungen eine Vorstellung der realen Kontaktfläche im Dichtkontakt zu bekommen und Aussagen über tatsächlich auftretende lokale Pressungen zu erhalten, wird eine zweidimensionale, stationäre Rechnung mit Hilfe der FEM (Finite-Elemente-Methode) durchgeführt. Das aus den vorangegangenen Abschnitten bekannte Rauheitsprofil einer Hydraulikkolbenstange (**Abb. 4.3** rechts oben) wird in einen linienförmigen Kontakt mit einem Gummiblock gebracht. Der Gummiblock wird dabei als unendlich ausgedehnt modelliert (ebener Verzerrungszustand, periodische Randbedingungen), während sich das

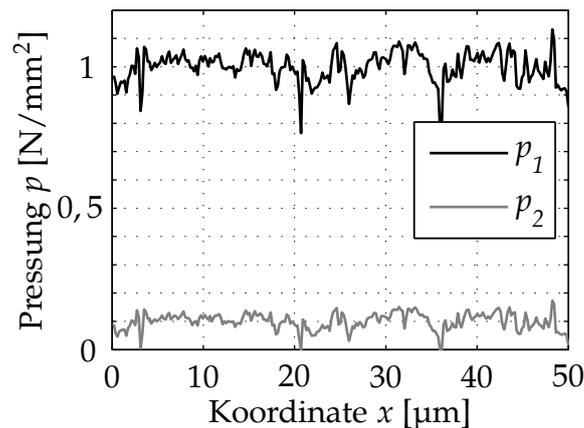


Abbildung 4.17: Pressungsverlauf im Kontakt für zwei verschiedene nominelle Pressungen.

Rauheitsprofil periodisch wiederholt. Die nominelle Kontaktspannung beträgt 1 N/mm^2 und entspricht damit den Bedingungen unter einer typischen Dichtlippe der Pneumatik; es befindet sich kein Schmiermittel im Kontakt. Das Material wird mit einer zweiparametrischen MOONEY-RIVLIN-Formulierung beschrieben. Diese Rechnung soll an dieser Stelle ausreichen, um eine Abschätzung der realen Kontaktverhältnisse zu erhalten. **Abb. 4.17** zeigt in schwarz den berechneten Pressungsverlauf im untersuchten Kontakt bei einer nominellen Kontaktspannung von $\bar{p}_1 = 1 \text{ N/mm}^2$. Es zeigt sich, dass in dieser ungeschmierten Materialpaarung eine vollständige Eindringung des Gummiwerkstoffs in die Oberfläche des metallischen Kontaktpartners vorliegt. Erst bei einer nominellen Pressung von $\bar{p}_2 = 0,1 \text{ N/mm}^2$ (in grau in **Abb. 4.17**) reduziert sich die Kontaktfläche und erreicht immer noch 99% der nominellen Kontaktfläche. Dies ist ein klarer Gegensatz zum Reifen-Fahrbahn-Kontakt, der von Autoren anderer Hysterese Modelle untersucht wurde. Für die nachfolgenden skalenübergreifenden Simulationen bedeutet dies, dass auf jeder Wellenlängenskala der Topographie mit der nominellen Pressung gerechnet werden kann, da die lokale Kontaktnormalspannung lediglich um ihren Mittelwert fluktuiert, dabei jedoch keine Minimalwerte erreicht, die einen lokalen Kontaktverlust nach sich ziehen könnten: Es gilt $p_1(x) > 0,76 \text{ N/mm}^2$ für den gesamten ausgewählten Topographieschrieb.

Dass reale und nominelle Kontaktfläche bei der hier untersuchten Klasse von Dichtkontakten bereits bei sehr kleinen Pressungen übereinstimmen, ist ein Grund für die kleinen Hysteresereibwerte, die diese Reibkontakte kennzeichnen: Die Reibkraft ist nach dem COULOMB'schen Zusammenhang Gl. (1.1) proportional zur Normalkraft, mit einem im Fall der Gummireibung parameterabhängigen Proportionalitätsfaktor μ , dem Reibwert:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N}. \quad (4.29)$$

Im hier behandelten Abschnitt wird die Hysteresereibung betrachtet, die ihre Ursache in der Materialdämpfung eines Elastomerbauteils hat, wenn dieses über eine raue Oberfläche gleitet. Wenn allerdings Vollkontakt im System herrscht, erzeugt eine Steigerung der Normalkraft jedoch nicht gleichermaßen auch eine Erhöhung der entstehenden Reibkraft,

da dass Elastomermaterial nicht weiter in die Oberflächenrauheiten seines Kontaktpartners eindringen kann. Dies hat zur Folge, dass sich der Reibwert der Hysterese μ_H in diesem Fall verringert, siehe Gl. (4.29). Weiterhin kann z.B. mit Hilfe der FEM gezeigt werden, dass bei Steigerung der Kontaktpressung die angeregte Schichtdicke überproportional wächst. Dies bewirkt eine Reduktion der durch die Rauheiten hervorgerufenen Dehnungen und der Dehnraten. Da die durch Hysterese dissipierte Energie und damit der Hysteresereibwert gemäß Gl. (2.22) proportional zum Produkt aus lokaler Spannung und Dehnrate sind, führt die angesprochene Reduktion der Dehnrate ebenfalls zu einer Abnahme des Reibwertes. Die Inkompressibilität des Elastomerwerkstoffs ist eine Ursache dieses Verhaltens.

4.4.3 Simulationsergebnisse

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Verfahren werden skalenübergreifend Simulationen zum Hysteresereibwert durchgeführt. Der bekannte Topographieschrieb der Oberfläche eines hydraulischen Dichtkontaktes wird in den Frequenz- bzw. Wellenlängenraum überführt und nach der Filterung mit Bandpassfiltern verschiedener Wellenbänder rücktransformiert. Auf diese Weise entstehen wie in **Abb. 4.16** eine Anzahl neuer „Rauheitsschriebe“, die jeweils nur Rauheiten eines bestimmten Wellenlängenbandes enthalten. Sie werden nacheinander mit dem Simulationsmodell analysiert, um den jeweiligen Beitrag zur Hysteresereibung in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit zu quantifizieren. Anschließend werden die den Bändern zugeordneten Beiträge addiert und liefern die ebenfalls geschwindigkeitsabhängige „kumulierte Hysteresereibwertkurve“. Die bei dieser Multiskalenmodellierung vorausgesetzte Additivität und die Tatsache, dass jedem Wellenlängenband eine eigene angeregte Schichtdicke zugeordnet wird, eröffnen die Möglichkeit, den Anteil einzelner Wellenbänder am Gesamtreibwert genau zu bestimmen. Dadurch gewinnen besonders herausragende Wellenlängenbereiche, z.B. mit vergleichsweise großer Amplitude, an Einfluss. Bei der ursprünglichen Formulierung nach LINDNER wurde hingegen dem gesamten Wellenspektrum eine gemeinsame angeregte Schichtdicke als Bezugsgröße der Dehnung zugewiesen, vgl. Abschnitt 2.4.2.3. **Abb. 4.18** zeigt das Ergebnis für eine Simulation mit sechs Wellenlängenbändern. Die Werte sind normiert auf den Maximalwert der ungefilterten Originalsimulation (grau). Zunächst stellt sich heraus, dass die kumulierte Mehrskalenbetrachtung im Maximalwert der Reibwertkurve zu einer Steigerung von lediglich 4% führt. Dies ist auf zwei Ursachen zurückzuführen:

- Es liegt bei der betrachteten Kontaktpaarung Vollkontakt vor, so dass die Analyse über mehrere Skalen keine Abweichungen zwischen realer und scheinbarer Kontaktfläche ergibt. Damit ist die aufgebrachte, reale Pressung auf jeder Wellenlängenskala gleich.
- Die polierte Oberfläche eines hydraulischen Dichtkontaktes besitzt von sich aus nur ein relativ schmales Wellenlängenband in ihrer Topographie, welches zu relevanten

Anregungen des Elastomers der Dichtung führt. Die Anwendung des vorgestellten Verfahrens bei raueren Oberflächen führt zu größeren Abweichungen zwischen ein- und mehrskaliger Betrachtung.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden in diesem Abschnitt jeweils nur sechs Bänder dargestellt. Eine Erhöhung der Zahl der Wellenlängenbänder, in die der Topographie-schrieb aufgeteilt wird, vervielfacht die Rechenzeit entsprechend. Eine Variation der Zahl der Bänder führte im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass die Aufteilung in mehr als zehn Bänder nur geringe Vorteile für die Ergebnissenauigkeit und damit keinen weiteren Erkenntnisgewinn einbrachten. Verfälschungen, die auf den steigenden Einfluss des Leck-Effekts bei der Filterung zurückzuführen sind, nehmen bei der Wahl zu schmaler Wellenbänder merklich zu. Um den Einfluss von Leck-Effekten einzugrenzen, wurden die geschilderten Untersuchungen auch unter Variation der Fensterfunktionen der Filterung durchgeführt, was aber auf der untersuchten Topographie im Vergleich zur hier standardmäßig genutzten Rechteckfunktion zu keinen gravierenden Änderungen im Simulationsergebnis geführt hat.

In **Abb. 4.19** (links) ist wiederum über den gesamten Geschwindigkeitsbereich in schwarz die Reibwertdifferenz

$$\Delta\mu(v) = \mu_{\text{kum6}}(v) - \mu(v) \quad (4.30)$$

zwischen sechsbändiger Multiskalensimulation (μ_{kum6}) und Originalsimulation (μ) dargestellt. In grau hinterlegt ist der Reibwertverlauf im Original. Bedeutende absolute Differenzen, sowohl negativer als auch positiver Größe, zeigen sich vor allem im Bereich großer Reibwerte mit $10^{-3} \text{ mm/s} < v < 10^4 \text{ mm/s}$. **Abb. 4.19** (rechts) zeigt die auf den Originalreibwertverlauf bezogene relative Abweichung

$$\Delta\mu^*(v) = \frac{\Delta\mu(v)}{\mu(v)}. \quad (4.31)$$

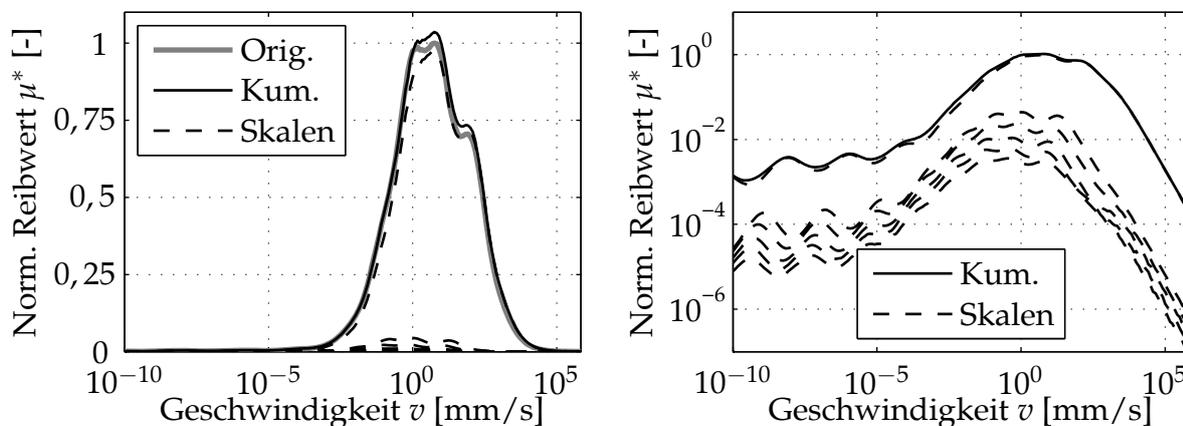


Abbildung 4.18: Simulierte Hysteresereibung bei Aufteilung in sechs Wellenlängenbänder in halblogarithmischer (links) und doppelt logarithmischer Achsen- teilung (rechts)

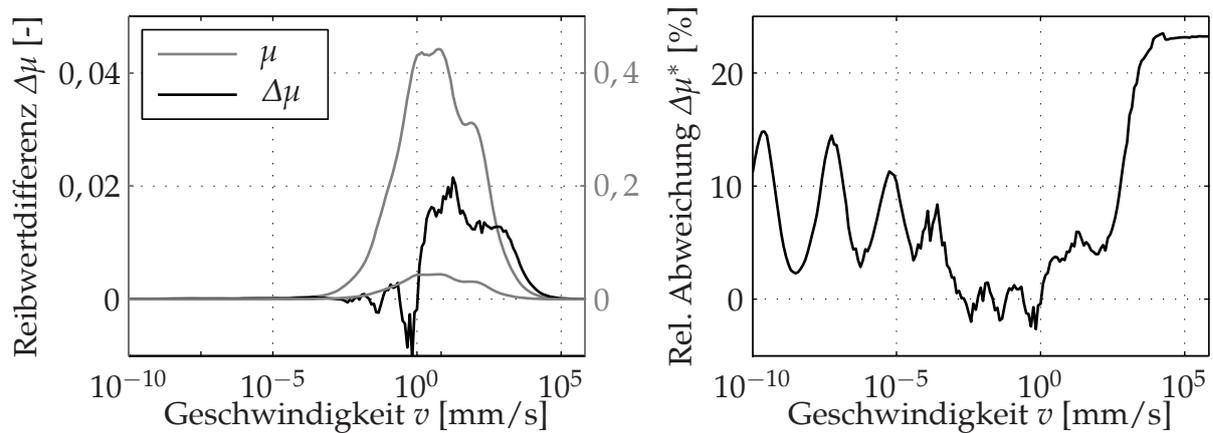


Abbildung 4.19: Vergleich Originalsimulation - Mehrskalensimulation: Absolute (links) und relative (rechts) Abweichungen bzgl. der einskaligen Originalsimulation

Die relative Abweichung fällt insbesondere außerhalb des Bereichs großer Reibwerte ins Gewicht. Die tatsächlichen Relativgeschwindigkeiten beim Einsatz der untersuchten Dichtung liegen in einem Bereich von $10^{-1} \text{ mm/s} < v < 10^3 \text{ mm/s}$. Hier treten mittlere relative Abweichungen von 3 – 5 % auf, was für die Auslegung einer Dichtung, insbesondere in Hinblick auf den Energiebedarf im Einsatz, aber auch für die Lebensdauer von Bedeutung ist. Damit gibt die mehrskalige Betrachtung der Hysteresereibung einen genaueren Einblick in die tatsächlich auftretenden Belastungen durch die Reibung. Die Schwankungen des Graphen der relativen Abweichung in diesem Bereich entstehen durch die 21-parametrische MAXWELL-Materialbeschreibung, vgl. Abschnitt 2.4.2.3.

In **Abb. 4.18** wird deutlich, dass ein großer Teil der Energie innerhalb nur eines Wellenlängenbandes dissipiert wird. Der oberste mit „Skalen“ bezeichnete Graph stellt diesen Anteil dar; ihm zuzuordnen ist das Band mit den größten Wellenlängen, das naturgemäß auch die größten Amplituden aufweist, vgl. **Abb. 4.15**. Ein Blick auf die logarithmische Darstellung im rechten Teil des Bildes unterstreicht diese Beobachtung: Der absolute Anteil der fünf weiteren Skalen ist etwa zwei Größenordnungen kleiner als der des ersten Bandes. Ein weiterer, die Erwartungen erfüllender Effekt ist die Verschiebung des Reibwertmaximums hin zu kleineren Geschwindigkeiten für Bänder kleinerer Wellenlänge. Die korrespondierenden höheren Anregungsfrequenzen im Gleitprozess lassen die Energiedissipation im Elastomer bereits bei kleineren Gleitgeschwindigkeiten maximal werden.

Abb. 4.20 (links) zeigt in doppelt logarithmischer Darstellung den relativen Reibwertanteil der Wellenlängenbänder bezogen auf den kumulierten Gesamtreibwert $\mu_{\text{kum6}} = 100 \%$. Wie in den anderen Darstellungen bereits erkennbar war, liefert das erste Wellenlängenband mit den größten Wellenlängen und den größten Amplituden im gesamten Geschwindigkeitsbereich mit 70 – 90 % stets den größten Beitrag zur Hysteresereibung. Je kleiner die Wellenlängen eines Bandes werden, desto kleiner ist auch der Beitrag zum kumulierten Hysteresereibwert. Der relative Anteil der Bänder kleinerer Wellenlängen ist

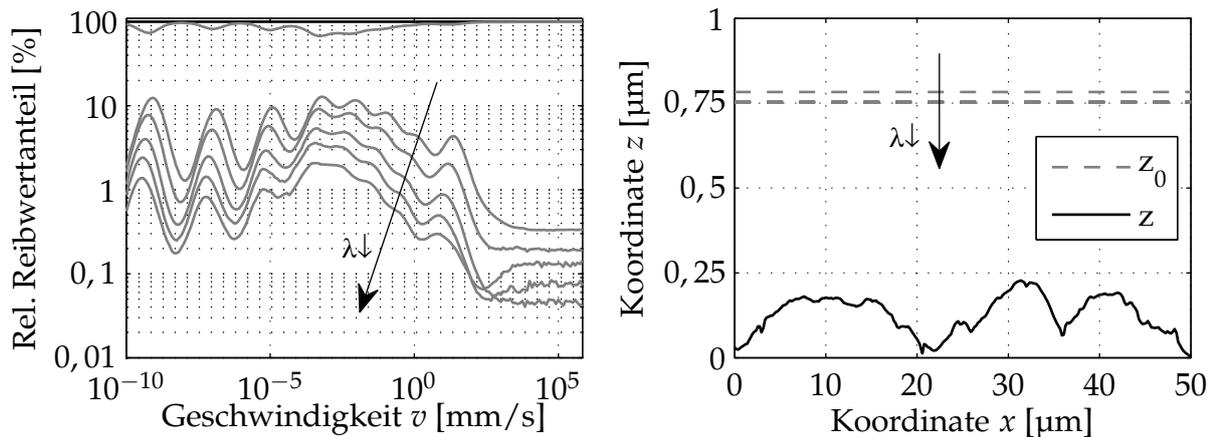


Abbildung 4.20: Aufteilung der durch Hystereseeffekte dissipierte Energie auf die Wellenlängenbänder (links) und zugehörige angeregte Schichtdicke (rechts)

jedoch in einem relevanten Teil des Geschwindigkeitsbereich der Dichtungsanwendung ($v < 10^1$ mm/s) so groß, dass eine genauere Analyse in Form der vorgeschlagenen Multiskalenbetrachtung durchaus angebracht ist. Aus diesen Ergebnissen können beispielsweise Rückschlüsse auf eine selektive Manipulation einzelner Wellenlängenbänder in der Oberflächentopographie gezogen werden, um den Hysteresereibwert gezielt zu beeinflussen. Dies kann durch verschiedene Oberflächenbearbeitungs- und Beschichtungsprozesse geschehen, aber auch durch ein Ausfüllen der Rauheiten mit einem Schmiermittel mit entsprechenden Viskositäts- und Benetzungseigenschaften.

Im eingesetzten Hysteresereibmodell nach LINDNER [69] bzw. Abschnitt 2.4.2.3 wird als Eingabeparameter die Pressung als Sollwert vorgegeben. In einem iterativen Prozess wird daraus die Eindringung des Elastomers in die Oberfläche des Kontaktpartners berechnet. Eine weitere Größe, die aus den Simulationen direkt abgeleitet werden kann, ist die durch die Rauheit der Gegenauflfläche angeregte Schichtdicke im Elastomer. Ein Vorteil einer mehrskaligen gegenüber einer einskaligen Betrachtung ist, dass es gelingt, verschiedenen Wellenlängenbändern mit ihren Amplituden verschiedene Schichtdicken zuzuordnen. Somit kann im Rahmen der Multiskalenbetrachtung die genauere Bestimmung einer Bezugslänge für die Dehnrates $\dot{\epsilon}$ erfolgen, um die dissipierte Energie zu berechnen, vgl. auch Gl. (2.25). **Abb. 4.20** (rechts) zeigt im unteren Teil den untersuchten Rauheitsschrieb $z(x)$. In grau darüber wird die mittlere angeregte Schichtdicke z_0 der einzelnen Wellenlängenbänder angezeigt. Da der Schrieb, wie bereits bemerkt, nur ein relativ schmales Band an Rauheiten umfasst, liegen die Schichtdicken recht dicht beieinander, im Schnitt bei etwa dem Fünffachen der mittleren Rauheitsamplitude \bar{z} , was der Erwartung entspricht. Mit abnehmender Wellenlänge nimmt auch die angeregte Schichtdicke ab, da die Amplituden der Rauheit ebenfalls abnehmen.

Durch die Multiskalenbetrachtung der Hysteresereibung ist es möglich, Wellenlängenbänder eines Rauheitsprofils zu identifizieren, die in besonderer Weise zum Reibwertniveau eines Elastomers im Gleitkontakt zu einer rauen Oberfläche beitragen. Dies kann in zweierlei Weise gezielt genutzt werden, um das Reibverhalten nach Wunsch zu beein-

flussen: Einerseits kann während der Compoundierung des Materials die Zusammensetzung so gewählt werden, dass im betreffenden Anregungsbereich die Materialdämpfung E'' besonders klein ist. Andererseits kann durch geeignete Verfahren zur Oberflächenbehandlung das Rauheitsprofil in bestimmten Wellenlängenbereich z.B. geglättet werden, um auf diese Weise die Anregung des Materials zu reduzieren.

4.5 Hysterese simulation mit gekoppelten Kontaktpunkten

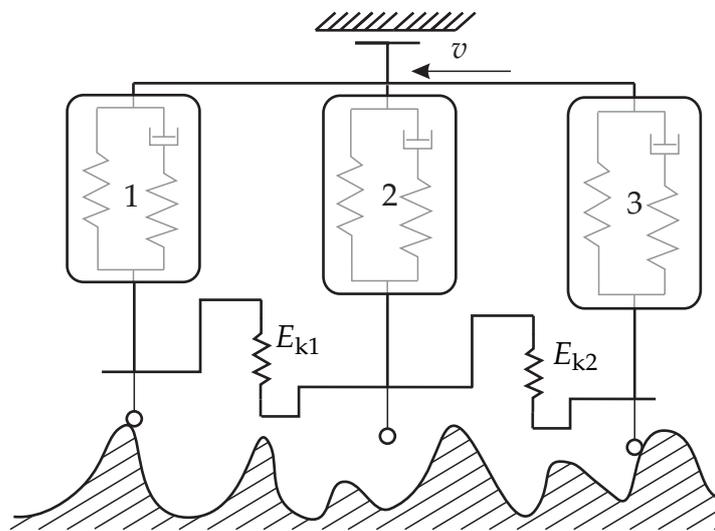


Abbildung 4.21: Hysterese modell mit drei über Federn gekoppelten Kontaktpunkten: Kopplung kann zu Kontaktverlust einzelner Kontaktpunkte führen

Bisher wurde bei der Simulation der Hysteresereibung ein einzelner Kontaktpunkt inmitten der Kontaktfläche zwischen Elastomerdichtung und Gegenauflfläche betrachtet, vgl. Abschnitt 2.4.2.3. Auch im Folgenden wird die Kontaktfläche durch diskrete Kontaktpunkte modelliert, allerdings wird nun eine Kopplung zwischen benachbarten Kontaktpunkten eingeführt und ihr Effekt auf das Reibungsverhalten untersucht. Die kräftemäßige Rückkopplung zwischen den Kontaktpunkten bedeutet vor allem, dass ein Kontaktpunkt durchaus abheben kann. Im Gegensatz zur bisherigen Modellierung folgt das Gummimaterial somit dem Rauheitsprofil nicht jederzeit zwangsläufig. Die in Abschnitt 4.4.2 vorgestellten Ergebnisse zeigen zwar, dass bei Stillstand und langsamer Relativbewegung Vollkontakt vorliegt, dies wird sich jedoch mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit bzw. sinkender Temperatur durch die dynamische Versteifung des Elastomers ändern. Das weiche Gummimaterial kann dann nicht mehr vollständig in die raue metallische Oberfläche eindringen, auch wenn diese trocken ist, vgl. **Abb. 4.21**. Da bei verringerter Eindringung auch die Anregung des Elastomers kleiner sein wird, müsste der Erwartung nach die Modellierung mit Kopplung zu einer Reduktion der Hysteresereibwerte führen. Dieser Reduktionseffekt soll quantifiziert werden, um bei einer gleich-

zeitigen Betrachtung des mit der Kopplung einhergehenden erhöhten Rechenaufwandes Nutzen und Aufwand bewerten zu können.

Das Modell der Hysteresereibung mit gekoppelten Kontaktpunkten, das im Folgenden vorgestellt wird, basiert wie bisher auf dem Ansatz von LINDNER. Zunächst wird das Modell mit drei Kontaktpunkten hergeleitet. Es ist als Freikörperbild in **Abb. 4.22** dargestellt. Da in dieser vereinfachten Modellvorstellung die Energiedissipation weiterhin nur direkt in den Kontaktpunkten betrachtet werden soll, beschränkt sich die Kopplung auf Federn. Die angedeuteten erweiterten MAXWELL-Modelle in schwarzen Rahmen stehen stellvertretend für ein MAXWELL-Modell beliebiger Ordnung.

Für die Fußpunktspannungen ergeben sich folgende Zusammenhänge

$$\sigma_{1,\text{ges}} = \sigma_1 + \sigma_{k1} , \quad (4.32)$$

$$\sigma_{2,\text{ges}} = \sigma_2 - \sigma_{k1} + \sigma_{k2} \quad (4.33)$$

und

$$\sigma_{3,\text{ges}} = \sigma_3 - \sigma_{k2} . \quad (4.34)$$

Die Koppelspannungen ergeben sich zu

$$\sigma_{ki} = E_k (\varepsilon_i - \varepsilon_{i+1}) , \quad (4.35)$$

mit dem E-Modul der Kopplung E_k und den Dehnungen ε_i der MAXWELL-Elemente. Für die Federfußpunktspannungen $\sigma_{i,\text{ges}}$ im gekoppelten Fall ergibt sich aus den Gln. (4.32) - (4.35) und Gl. (2.10) somit

$$\sigma_{1,\text{ges}} = E_\infty \varepsilon_1 + \eta_1 \left(\frac{\dot{\sigma}_{11}}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon}_1 \right) + E_k (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) , \quad (4.36)$$

$$\sigma_{2,\text{ges}} = E_\infty \varepsilon_2 + \eta_1 \left(\frac{\dot{\sigma}_{21}}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon}_2 \right) - E_k (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + E_k (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) \quad (4.37)$$

und

$$\sigma_{3,\text{ges}} = E_\infty \varepsilon_3 + \eta_1 \left(\frac{\dot{\sigma}_{21}}{E_{m1}} + \dot{\varepsilon}_3 \right) - E_{k2} (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) , \quad (4.38)$$

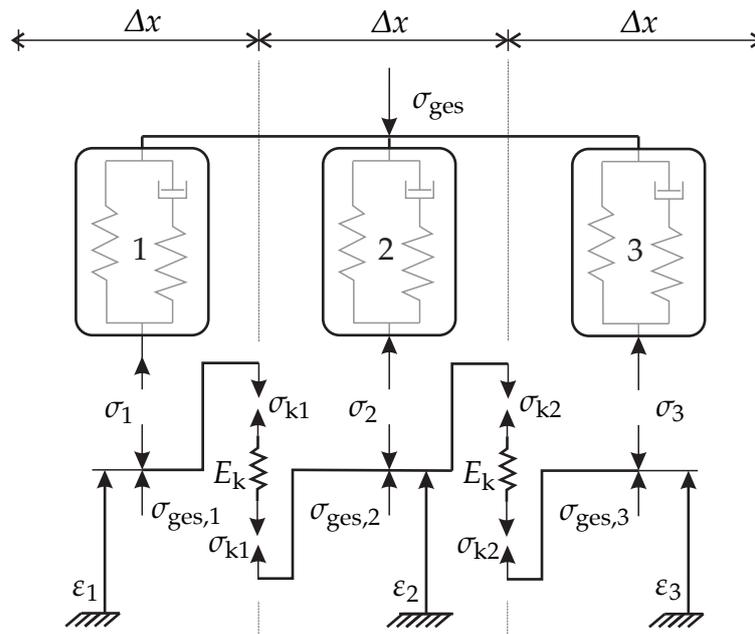


Abbildung 4.22: Hysterese-Modell mit drei über Federn gekoppelten Kontaktpunkten im Freikörperbild

wobei $\dot{\sigma}_{ij}$ die internen zeitlichen Spannungsänderungen bezeichnet, vgl. Gln. (2.10) - (2.13).

Die Gesamtkontaktspannung σ_{ges} ergibt sich zu jedem Simulationszeitschritt aus dem Mittelwert der drei Fußpunktspannungen $\sigma_{i,ges}$ (Kontaktlänge jeweils Δx) bezogen auf die Gesamtkontaktlänge $3 \Delta x$, siehe **Abb. 4.22**:

$$\sigma_{ges} = \frac{\sigma_{1,ges} + \sigma_{2,ges} + \sigma_{3,ges}}{3}. \quad (4.39)$$

Für die Koppelfedern wurde an dieser Stelle der relaxierte Elastizitätsmodul angenommen. Wenn das MAXWELL-Element-Tripel über eine raue Oberfläche gleitet, kann die Kopplung dazu führen, dass in den einzelnen Ästen in der Simulation Zugkräfte auftreten. Da Adhäsionseffekte genauso wie Massen- bzw. Trägheitseffekte vernachlässigt werden sollen, wird den MAXWELL-Elementen ein Spannungsbegrenzer beigefügt, was in diesem Modell einem mechanischen Anschlag entspricht. Dieser Begrenzer setzt die Spannung im MAXWELL-Ast im Fall einer Zugbelastung zu Null. In der Folge ergeben sich durch Kopplung und Begrenzer der Erwartung nach kleinere Hysteresereibwerte als im zuvor genutzten einfachen Modell: Bei der untersuchten realen Oberfläche überschätzt die Simulation mit nur einem Kontaktpunkt die Hysteresereibung um etwa 8% (siehe **Abb. 4.23**), da das Gummi vollständig in die Oberfläche des Reibpartners eindringt und somit dem Rauheitsschrieb stets folgt.

Die Überschätzung des Modells mit nur einem Kontaktpunkt liegt im Geschwindigkeitsbereich des simulierten Reibwertmaximums bei etwa 8%. In anderen Bereichen ist die Überschätzung jedoch kleiner. Dies lässt den Nutzen der gekoppelten Simulation mit

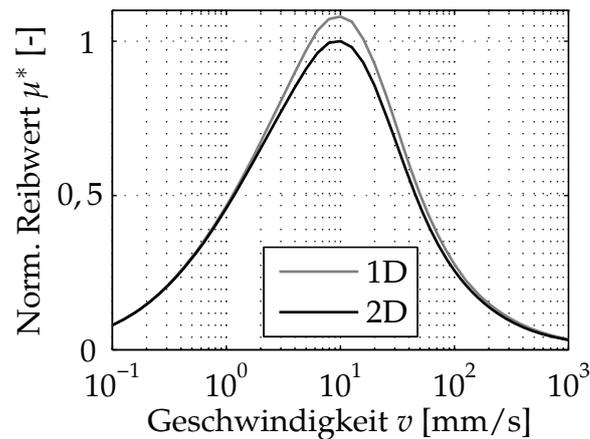


Abbildung 4.23: Vergleich des Hysteresereibwerts in Abhängigkeit der Reibgeschwindigkeit: 1-D Modellierung und 2-D Modellierung

entsprechend erhöhtem Rechenaufwand für dynamische Dichtkontakte fraglich erscheinen. Zudem sind Dichtkontakte im realen Einsatz in der Regel geschmiert. Dies führt nach den Darstellungen in Abschnitt 4.3 zu einer deutlichen Reduktion des Reibwertes und zu einer weiteren Verringerung der Überschätzung durch das einfache Modell. Auch diese Tatsache steht dem Vorteil der Ergebnisgenauigkeit des gekoppelten Modells entgegen und lässt den Schluss zu, dass dynamische Dichtkontakte mit dem einfachen Hysteresereibmodell in ausreichender Genauigkeit abgebildet werden können. Eine in diesem Zusammenhang durchgeführte Zusatzuntersuchung einer über drei Kontaktpunkte hinausgehende Erweiterung des Hysteresereibmodells resultierte in keinem weiteren Erkenntnisgewinn, da die Simulationsergebnisse denen des Dreifachkontaktmodells entsprachen.

4.6 Statistische Betrachtung des Hysteresereibwertes

Die bisherigen Simulationen liefern einen Hysteresereibwert, der dem quasistationären Gleitprozess eines Kontaktpunktes bzw. weniger gekoppelter Kontaktpunkte auf einer Linie einer Oberflächentopographie zugeordnet werden kann. Die Untersuchungen in Abschnitt 4.1 deuten jedoch darauf hin, dass eine Oberfläche eine Vielzahl von Asperitäten verschiedener Amplituden und Wellenlängen enthält, so dass neben der bereits erfolgten richtungsabhängigen Betrachtung in Abschnitt 4.1.5 nun die Erweiterung von einer linienweisen zu einer flächigen Untersuchung der Reibung eines Elastomerbauteils auf realen Oberflächen erfolgen soll. An den Ergebnissen kann eine statistische Auswertung der auftretenden Reibwerte vorgenommen werden, ähnlich wie es GÄBEL [34] für Experimente zum Kontakt von Reifenprofilklötzen auf Straßenoberflächen vorgestellt hat. Diese Vorgehensweise der statistischen Analyse erlaubt eine tiefergehende Interpretation des vorliegenden Reibzustandes und der hauptsächlich auftretenden Reibmechanismen.

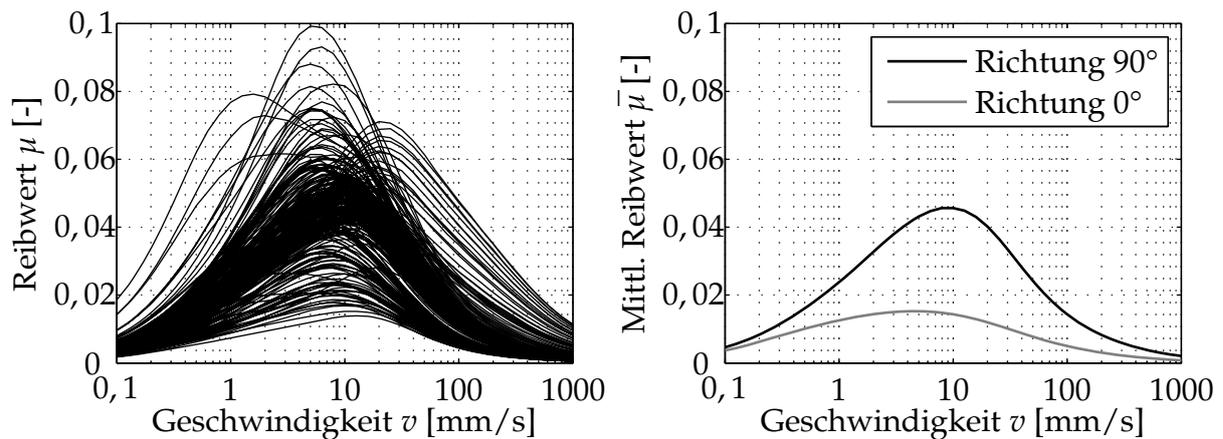


Abbildung 4.24: Hysteresereibwert in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei linienweiser Abtastung der Oberfläche (links) und gemittelter Hysteresereibwert über der Geschwindigkeit bei Variation der Gleitrichtung (rechts)

In der Simulation wird zunächst Linie für Linie die gesamte erfasste Kolbenstangenoberfläche überfahren. Es ergibt sich in Abhängigkeit der jeweils auf einer abgetasteten Linie vorliegenden Topographie ein veränderter Verlauf der Hysteresereibwertkurve, vgl. **Abb. 4.24** links. Die Reibwertkurven weisen dabei unterschiedliche Maximalamplituden auf. Auch die Gleitgeschwindigkeit, bei der dieses Maximum auftritt, ist in Abhängigkeit der Topographielinien verschieden. Die Varianz beider genannter Größen, Maximalwert und Geschwindigkeitswert des Maximums, unterstreicht die Notwendigkeit, Reibkontakte in ihrer gesamten Ausdehnung zu betrachten und sich nicht auf einen Punktkontakt zu beschränken. Andernfalls gehen Informationen über das Reibverhalten verloren. Im rechten Bildteil von **Abb. 4.24** wird in schwarz die aus dieser Kurvenschar gemittelte Reibwertkurve über der Gleitgeschwindigkeit gezeigt.

In **Abb. 4.10** oben rechts wurde die Richtungsabhängigkeit der Hysteresereibung auf der untersuchten Oberfläche gezeigt. Erwartungsgemäß fallen die Ergebnisse in **Abb. 4.24** rechts entsprechend aus: Der graue Graph zeigt die mittlere Hysteresereibung bei einer Gleitbewegung auf der Oberfläche in Richtung 0° , eine Bewegung in Richtung 90° führt zu einer Hysteresereibwertkurve wie sie durch den schwarzen Graph dargestellt ist. Auch hier tritt in 90° -Richtung eine deutlich größere Hysteresereibung auf als in 0° -Richtung. Wie schon vorher in Abschnitt 4.1.5 beschrieben, wird auf diese Weise die Bearbeitungsrichtung der untersuchten Oberfläche einer rollierten Hydraulikkolbenstange sichtbar. Somit eröffnet sich Verbesserungspotenzial für die Konstruktion des Dichtkontaktes insbesondere in Hinblick auf die Reibenergie (in Richtung 0° vierfach kleiner) und das Abriebverhalten, welches in Richtung 0° ebenfalls merklich kleiner ausfallen sollte.

Interessant ist die Betrachtung der Statistik der Reibwertverteilung, welcher der Gleitprozess realer Bauteile unterliegt, da sie weitere Interpretationen der lokalen Kontaktdynamik und des Reibungszustandes zulässt. Auf diese Weise wurde z.B. in GÄBELS Arbeit [34] der Kontakt zwischen Reifenprofilklotz und Straßenoberfläche näher untersucht. In der vorliegenden Arbeit repräsentiert nun das linienweise Abtasten der Oberflächento-

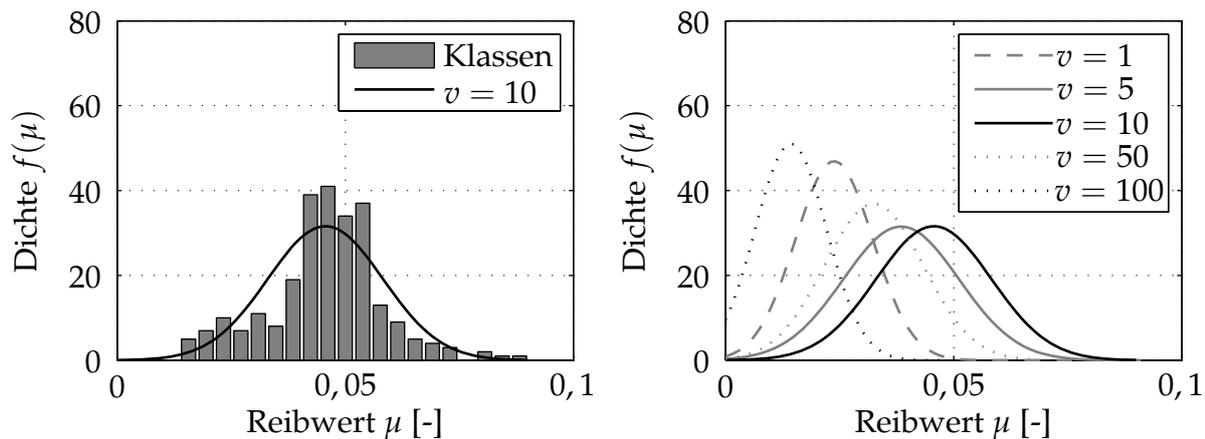


Abbildung 4.25: Histogramm des Reibwertes bei der Simulation der Hysteresereibung mit Normalverteilungskurve (links) und simulierte Hysteresereibwertverteilung für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten [mm/s]

pographie den flächigen Kontakt des realen Systems. Die Rauheiten unterschiedlicher Wellenlängen der Oberfläche führen je nach Abtastlinie zu mehr oder weniger veränderten Reibwertkurven, die in **Abb. 4.24** (links) in einem Diagramm zusammen dargestellt sind. Auf diese Weise entsteht über jeder Gleitgeschwindigkeit ein Intervall von Reibwerten. Die Häufigkeitsverteilung des Reibwertes kann über der Gleitgeschwindigkeit klassiert und als Histogramm dargestellt werden, siehe **Abb. 4.25** (links). Über das Histogramm ist die Kurve einer Normalverteilung $f(\mu)$ des Reibwertes gelegt, wobei der mittlere Reibwert $\bar{\mu}$ dem Erwartungswert entspricht und σ^* die Standardabweichung bezeichnet:

$$f(\mu) = \frac{1}{\sigma^* \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\mu - \bar{\mu}}{\sigma^*} \right)^2}. \quad (4.40)$$

Der Vergleich zwischen Histogramm und Kurve der Normalverteilung zeigt eine ausreichend gute Übereinstimmung für diese Untersuchungen, so dass im Folgenden stets eine Normalverteilung des Reibwertes bei einer Gleitgeschwindigkeit angenommen wird. **Abb. 4.25** (rechts) zeigt nun die simulierte Reibwertnormalverteilung bei verschiedenen Geschwindigkeiten für den untersuchten Dichtkontakt. Neben der bekannten Abhängigkeit des mittleren Reibwerts von der Gleitgeschwindigkeit ist auch ein Einfluss der Geschwindigkeit auf die Standardabweichung erkennbar.

Während in Experimenten der reale Gleitprozess naturgemäß als Mischreibung inklusive Hysterese- sowie Adhäsionsreibung und Kanteneffekten erfasst wird, gelingt es mit dem vorgestellten Modellansatz den Hystereseeffekt zu isolieren. Die hier simulierte Hysteresereibung zeigt ein Maximum über der Gleitgeschwindigkeit, wie es auch bei GÄBELS Experimenten auftrat [34].

Die Standardabweichung zeigt ein Maximum in dem Geschwindigkeitsbereich, in dem auch der Reibwert am größten ist. Bei sehr kleinen aber auch sehr großen Geschwin-

digkeiten nimmt die Standardabweichung des Hysteresereibwertes deutlich ab. Dieses Simulationsergebnis steht im Gegensatz zu experimentellen Beobachtungen, die in [33] bzw. in [34] vorgestellt wurden: In realen Reibkontakten auf rauen Oberflächen nimmt die Standardabweichung mit steigender Gleitgeschwindigkeit stets zu. Der Grund hierfür liegt in einer erhöhten Dynamik im experimentellen Reibprozess, insbesondere auch in Normalenrichtung des Kontaktes, vgl. auch GÄBEL [34].

Eine weitere Schlussfolgerung lässt sich aus dem qualitativen Vergleich der hier vorgestellten Simulationsergebnisse mit GÄBELS Experimenten ziehen: Der Gleitkontakt zwischen Reifenprofilklotz und Straße wird tatsächlich durch Hysteresereibeffekte bestimmt, solange die Reibdynamik nicht zu groß wird. Dies wäre beim rollenden Fahrzeugreifen erst bei Verlust der Traktion der Fall, beispielsweise beim Blockierbremsen oder beim seitlichen Ausbrechen bei Kurvenfahrten.

Im Gegensatz dazu wird der in dieser Arbeit untersuchte Dichtkontakt von anderen Reibmechanismen beherrscht: Die Größenordnung der hier simulierten Hysteresereibung an Dichtungen, mit Reibwerten bei $\mu \approx 0,05$ verdeutlicht die große Rolle der Schmierung. Gemessene Reibwerte an realen Dichtkontakten sind in der Regel größer, so dass die in diesen Kontakten meist vorliegende Mischreibung tatsächlich durch viskose Reibeffekte bzw. Grenzschichtreibung dominiert wird, wobei eine geschickte Wahl der Bearbeitungsrichtung der Dichtungsgegenauflfläche zu einer Reibwertreduktion führen kann, wie in den vorangegangenen Abschnitten gezeigt wurde.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Betrachtung der statistischen Reibwertverteilung im Gleitprozess zusätzliche Hinweise auf das dynamische Kontaktverhalten, auf den Reibzustand und auf die vorherrschenden Reibmechanismen liefert. Mit der Reibwertverteilung wird die Heterogenität der Oberflächentopographie der Gegenauflfläche veranschaulicht. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Hysteresereibwertes wird durch sie verdeutlicht, genauso wie die durch Materialversteifung hervorgerufene steigende Dynamik im Gleitkontakt im Bereich des Glasübergangs. Die teilweise große Varianz der Reibwerte unterstreicht die Bedeutsamkeit der Untersuchung des flächigen Reibkontaktes, da auch hier die einschränkende Auswertung des mittleren Reibwerts allein bzw. die Berücksichtigung nur einzelner Topographielinien zu Informationsverlusten führen.

5 Schmierfilmverhalten im pneumatischen Dichtkontakt

Dynamische Dichtkontakte sind in der Regel geschmierte Kontakte, unabhängig davon, ob sie rotatorischen oder translatorischen Bewegungen unterliegen. In hydraulischen Anwendungen dient das Hydraulikfluid gleichzeitig als Schmiermittel, während bei pneumatischen Systemen üblicherweise ein Fett zum Einsatz kommt und die Druckluft mit einem Ölnebel aus der Kompressorschmierung angereichert sein kann. Ein Schmiermittel erfüllt dabei mehrere Aufgaben, in erster Linie verringert es Reibkräfte. Dies führt zu geringerem Energiebedarf und soll ungewünschten dynamischen Effekten vorbeugen. Weiterhin wirkt ein Schmiermittel Verschleiß entgegen. Durch geringere Reibkräfte wird weniger Reibleistung umgesetzt, die zu plastischen Schäden an der Elastomeroberfläche sowie zu thermischer Überlastung des Gummis führen kann. Weiterhin überwiegen im geschmierten Fall Reibeffekte des Fluids die Mechanismen des direkten Festkörperkontaktes wie Adhäsion und Hysteresereibung, was ebenfalls verschleißmindernd wirkt. Nicht zuletzt bildet ein Schmierstoff eine Korrosionsschutzschicht auf den eingesetzten Bauteilen, verlängert so ihre Lebensdauer und erhält ihre mechanischen Oberflächeneigenschaften. Die in Abschnitt 2.4.3 beschriebenen viskosen Reibmechanismen können durch die Wahl des Fluids, aber auch durch Methoden der Oberflächenbehandlung der Kontaktpartner gezielt beeinflusst werden. In diesem Kapitel wird zunächst experimentell gezeigt, dass Schmiermittel die Adhäsion zwischen Dichtungsmaterial und Kontaktpartner in der Regel vollständig unterdrücken. Danach wird vorgestellt, wie an einem realen Dichtkontakt hydrodynamische Reibwertcharakteristiken erfolgreich manipuliert werden können. Es folgt die Vorstellung eines kapazitiven Messverfahrens zur Bestimmung der Schmierfilmdicke im Dichtkontakt. Den Abschluss bilden zwei Anwendungsbeispiele der gezielten Topographieauswahl der Gegenlauffläche um die Reibeigenschaften des Dichtkontakts in Hinblick auf Reibung und Reibdynamik positiv zu beeinflussen.

5.1 Experimentelle Untersuchung zur Rolle der Adhäsion in pneumatischen Dichtkontakten mit Schmierung

Ein Mechanismus der Gummireibung ist die Adhäsionsreibung, bei der physikalische Bindungen zwischen Oberflächen im Kontakt aufgebaut und aufgebrochen werden. Ihr wird von einigen Autoren insbesondere im Reifen-Fahrbahn-Kontakt eine große Rolle

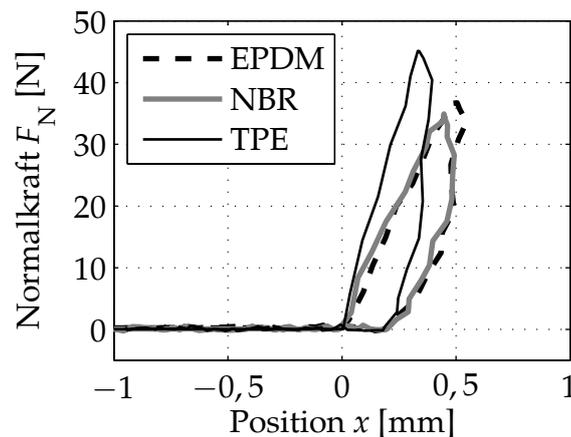


Abbildung 5.1: Versuch der Messung von Adhäsionskräften am Pendelversuchsstand mit verschiedenen Dichtungswerkstoffen

zugesprochen, siehe hierzu Abschnitt 2.4 und [61, 63, 66, 68, 94]. Im Rahmen der Untersuchungen zu dieser Arbeit wurde eine Vielzahl von Adhäsionsmessungen am Pendelversuchsstand (vgl. Abschnitt 3.1) durchgeführt, um den Einfluss der Adhäsion in pneumatischen Dichtkontakten zu ermitteln. Der Umstand, dass pneumatische Dichtkontakte in der Regel mit Schmierstoffen versehen sind, wurde in gesonderten Experimenten berücksichtigt. Insbesondere wurde jedoch die Situation der ungeschmierten Dichtung, z.B. für den Einsatz in der Lebensmittelindustrie, untersucht. Zu beachten ist, dass dem Materialcompound in solchen Fällen üblicherweise Schmierstoffe direkt beigefügt werden, um die Funktion der dynamischen Dichtung zu gewährleisten.

In den Experimenten kamen als metallische Kontaktpartner Edelstahl, Aluminium und Messing in den üblichen Oberflächenqualitäten ($R_a < 0,05 \mu\text{m}$) und als typische Dichtungsbasiswerkstoffe EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk), HNBR (Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk), NBR (Acrylnitrilbutadien-Kautschuk) und thermoplastische Polyurethane zum Einsatz. Untersucht wurde das Adhäsionsvermögen verschiedener Kombinationen obiger Werkstoffe bei Variation der Umgebungstemperatur zwischen $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ bis Raumtemperatur.

Die Versuchsdurchführung folgte diesem Schema: Vor den Experimenten wurde die Kontaktflächen des metallischen und des Elastomerkörpers mit Isopropanol gereinigt. Im Falle der Tests mit Schmiermittel wurde das Öl bzw. Fett nach der Reinigung aufgebracht. Das Pendel wurde auf eine Fallhöhe von $h = 200 \text{ mm}$ ausgelenkt und losgelassen. Die ausschließlich normale Aufprallgeschwindigkeit v im Kontakt betrug damit

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{3,942} \text{ m/s} \cong 2 \text{ m/s}. \quad (5.1)$$

Die Versuche wurden jeweils 10 Mal wiederholt. **Abb. 5.1** zeigt eine Auswahl der Messergebnisse für folgende Versuchsanordnungen:

- Drei verschiedene Elastomerwerkstoffproben (NBR, TPE, EPDM)
- Aluminiumkontaktfläche

- Umgebungstemperatur 21 °C
- Kein Schmiermitteleinsatz

Wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, wird bei den Messungen die Kontaktkraft und die Position des Pendels aufgenommen, während sich Gummiprobe und Metallfläche in Kontakt befinden. Beide Messkurven werden zur Auswertung übereinander dargestellt.

Die Messergebnisse zeigen keine Adhäsion, da die Kontaktkräfte stets positiv sind. Die Werkstoffe lassen sich anhand der Kurven dennoch unterscheiden: so besitzt TPE eine größere Steifigkeit als die beiden anderen dargestellten Materialien, da die Kurve steiler ist. EPDM weist etwas stärkere Dämpfungseigenschaften auf als NBR, da die Fläche der umschlossenen Kurve etwas größer ist. Die Fläche entspricht der Energie, die beim Aufprall durch die Hystereseeigenschaften des Materials dissipiert wird. In **Tabelle 5.1** sind alle durchgeführten Messungen angegeben.

Tabelle 5.1: Messmatrix Adhäsionsmessungen

Werkstoff	EPDM, NBR, HNBR, TPU, TPE
Kontaktpartner	Aluminium, Messing, Stahl
Schmierung	Trocken, Öl, Fett
Temperatur [°C]	-20, -10 -5, +5, +21

Zusammenfassend kann vermerkt werden, dass in keinem der untersuchten Fälle messbare Adhäsionskräfte zu ermitteln waren, auch nicht im ungeschmierten Zustand. Gerade mit dem Einsatz moderner Dichtungswerkstoffe und der direkten Beimischung bzw. Compoundierung von Schmierstoffen in das Dichtungsmaterial ist der Aufbau adhäsiver Bindungen weitestgehend ausgeschlossen und spielt demnach in Dichtungskontakten allenfalls eine untergeordnete Rolle. Die Adhäsionsreibung kann somit bei den weiteren Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt werden. Ein Ausnahme bildet hier lediglich der etwas abweichende Fall der am Tribometer beobachtete Subgrenzschichtreibung (Abschnitt 5.3.1) mit adhäsionsartigen Reibeffekten, welche im Normalkontakt am Pendel allerdings ebenfalls nicht nachweisbar waren.

5.2 Anwendungsbeispiel: Stick-Slip-Vermeidung an einer Pneumatikdichtung

Am Dichtungsprüfstand wurde eine axial bewegte, pneumatische Dichtung aus einem Kfz-Bremskraftsystem untersucht, die Stick-Slip-Effekte zeigt. Das untersuchte Dichtsystem ähnelt im Testaufbau einem Pneumatikzylinder, wird jedoch ohne Kolben betrieben („Plungerbetrieb“). Die Stangendichtung ist dabei der zu untersuchende Dichtkontakt, siehe **Abb. 5.2**. Die Dichtung hat, wie in der Skizze angedeutet, eine asymmetrische Bauform, was ein druckabhängiges Verhalten bzgl. der Kontaktpressung und der

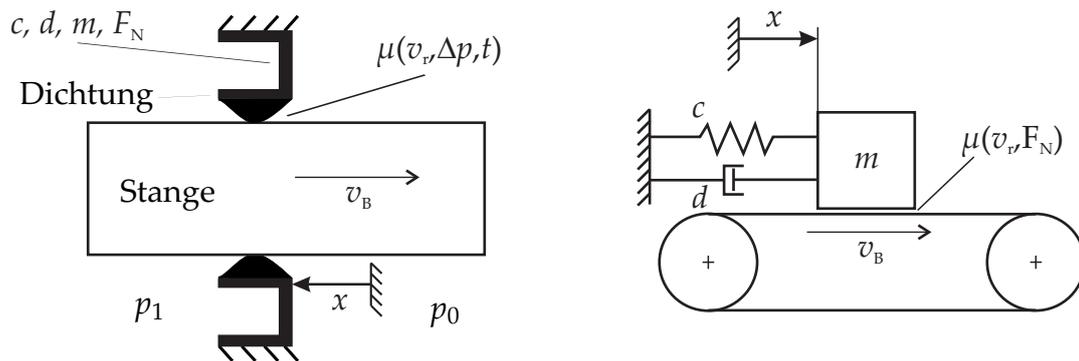


Abbildung 5.2: Prinzipskizze der unsymmetrischen Stangendichtung (links) und äquivalentes Reibschwingermodell (rechts)

Reibkräfte zur Folge hat. Die Kontaktpressung wird durch die statische Vorspannung und die Druckdifferenz an der Dichtung bestimmt. Der Zylinder kann mit Über- oder Unterdruck gegenüber der Umgebung betrieben werden, die dabei auftretende Druckdifferenz wird im Folgenden mit $\Delta p = p_1 - p_0$ bezeichnet. Die Verfahrensgeschwindigkeit der Stange ist v . Um das Reibverhalten des Systems abzuschätzen, wurde zunächst ein quasi-stationäres Reibkraftkennfeld gemessen. Hierzu wurden während jeder Einzelmessung die Parameter Verfahrensgeschwindigkeit und Differenzdruck konstant gehalten. Die Umgebungstemperatur entsprach der Raumtemperatur von 21 °C und wird als konstant angesehen. Auch die im Reibkontakt entstehende Erwärmung ist vernachlässigbar klein, vgl. Abschnitt 4.2. **Abb. 5.3** zeigt den Reibkraftverlauf über der Messzeit einer Einzelmessung mit dem eingezeichneten Auswertebereich zur Mittlung der quasistationären Reibkraft.

Der Bereich um die Haftreibungsspitze wird nicht betrachtet, da es sich hier um einen instationären Prozess handelt, der von weiteren Parametern, insbesondere der Haftzeit, abhängig ist. Das Reibkraftkennfeld über dem gemessenen Parameterbereich $0 \leq \Delta p \leq 1$ bar und $0,1 \leq v \leq 100$ mm/s ist in **Abb. 5.4** (links) dargestellt. Während die Pressung keinen allzu großen Effekt auf die Reibkraft hat, ist ähnlich einer typischen STRIBECK-Kurve der Geschwindigkeitseinfluss deutlich zu erkennen: Im Bereich kleiner Geschwindigkeiten liegt ein großer negativer Gradient vor, ebenso ist der hydrodynamische Bereich gut erkennbar: hier steigt die Reibkraft mit steigender Geschwindigkeit. Die Reibkraftkennlinie für den drucklosen Fall $\Delta p = 0$ zeigt exemplarisch **Abb. 5.4** (rechts) in logarithmischer Geschwindigkeitsskalierung.

Die Dichtung zeigt im Bereich kleiner Relativgeschwindigkeiten und bei kleinem Differenzdruck Stick-Slip-Effekte, vgl. **Tabelle 5.2**. Bereiche stabiler Stick-Slip-Schwingungen werden durch „×“ bezeichnet, Bereiche ohne Schwingungen mit „-“. Parameterkombinationen, in denen reibungserregte Schwingungen der Dichtung zu verzeichnen sind, welche jedoch keinen stabilen Grenzykel erreichen oder stabile Schwingungen ohne Haftphase vollführen, sind mit „⊗“ gekennzeichnet. Im betrachteten System tritt oberhalb eines Differenzdrucks von $\Delta p = 0,6$ bar kein Stick-Slip auf, da sich Steifigkeit und Dämpfung der unsymmetrisch konstruierten Dichtung ändern. Durch den Überdruck

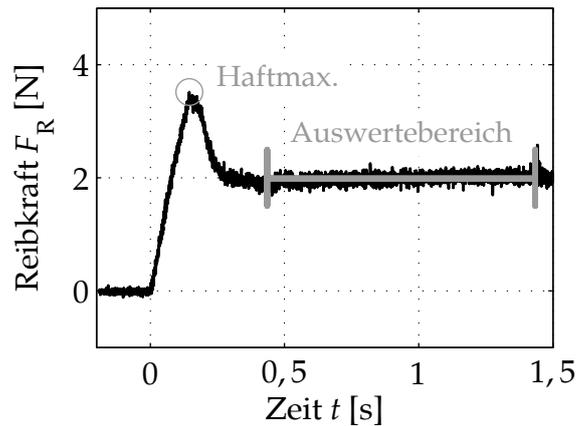


Abbildung 5.3: Reibkraft an der Dichtung in Abhängigkeit der Zeit mit stationärem Intervall und maximaler Haftreibungskraft

bläht sich die Dichtung auf und legt sich an ihre metallischen Kontaktpartner an. Damit wird die Schwingungsform nach Gl. (2.48) beeinflusst und die Ausbildung selbsterregter Schwingungen verhindert.

Nur bis zu einer Geschwindigkeit von $v \approx 0,5$ mm/s wird durch den negativen Gradienten der Reibkennlinie genug Energie in das System eingebracht, um reibungserregte Schwingungen anzufachen, vgl. **Abb. 5.4** und Abschnitt 2.5. Im Bereich sehr kleiner Geschwindigkeiten ($v = 0,06$ mm/s) hat die Dichtung genug Zeit zu relaxieren und kann durch Krieeffekte die Haftreibung überwinden, so dass ebenfalls keine Reibschwingungen angeregt werden.

Bei dem untersuchten Dichtsystem tritt auch nach mehreren 100.000 Betätigungszyklen kein erkennbarer Verschleiß in Form von Abrieb auf. Dies lässt darauf schließen, dass in jedem Zustand zumindest eine Grenzschicht des Schmierstoffs Dichtung und Gegenlauffläche trennt. Trotzdem relaxiert die Dichtung bei langsamen Bewegungen und im

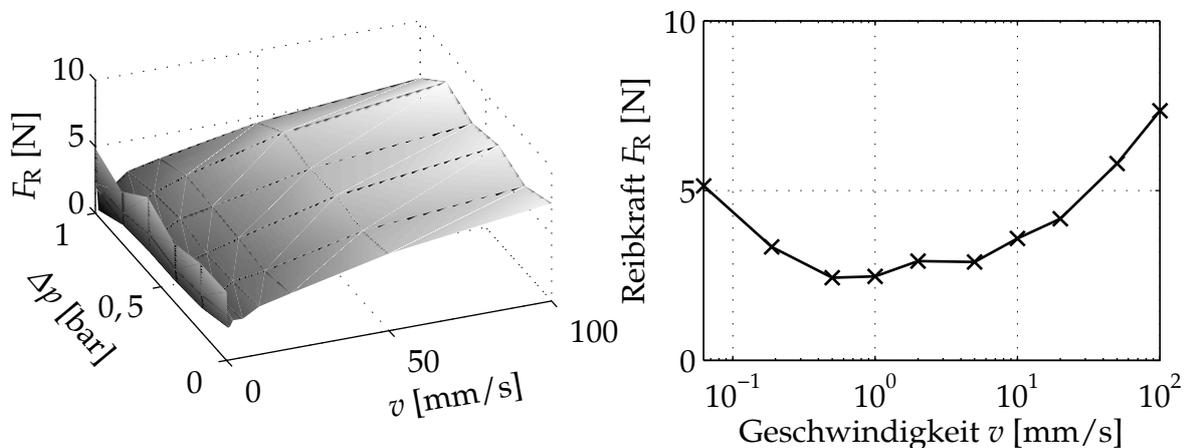


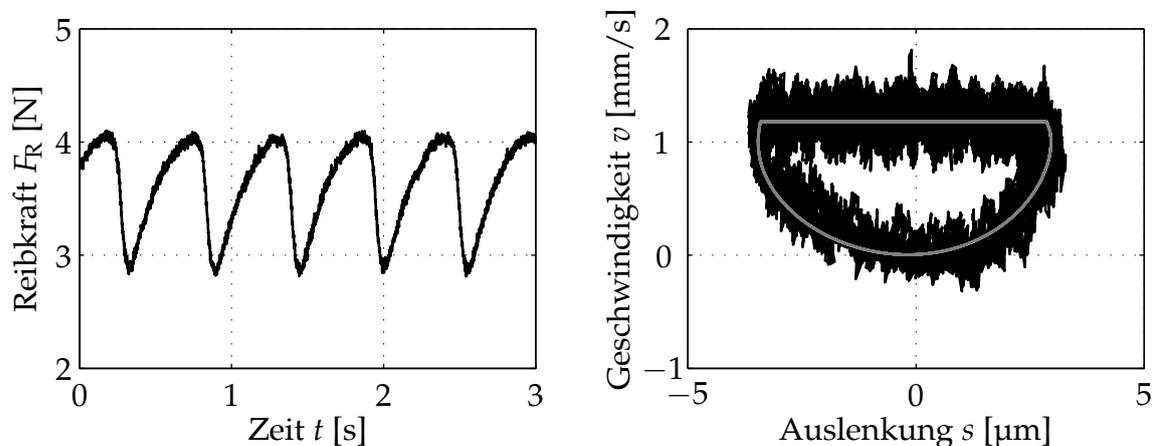
Abbildung 5.4: Reibkraftkennfeld in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Pressung (links) und Kennlinie für den drucklosen Fall (rechts)

Tabelle 5.2: Stabilitätskarte „Stick-Slip“ in Abhängigkeit des Differenzdrucks Δp [bar] und der Gleitgeschwindigkeit v [mm/s]

$\Delta p \backslash v$	0,06	0,12	0,19	0,25	0,31	0,38	0,44	0,5	1
0	-	×	×	×	×	×	×	⊗	-
0,2	-	×	×	×	×	×	×	⊗	-
0,4	-	-	×	×	⊗	⊗	-	-	-
0,6	-	-	-	⊗	⊗	-	-	-	-
0,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Stillstand, interagiert stärker mit den Oberflächenrauheiten und verdrängt den viskosen Schmierfilm. Die sehr dünne Grenzschicht, die an den Oberflächen haften bleibt, hat ein anderes Reibverhalten als der dickere Schmierfilm. Zusätzlich können bei einer Relativbewegung die Asperitäten der Gegenauflfläche auch ohne direkten Kontakt zu Hysteresereibeffekten führen, womit sich das System im Mischreibungsgebiet befindet. So stellt sich bei langsamer Verfahrgeschwindigkeit von $v = 0,2$ mm/s im Reibkraftsignal eine periodische Schwingung ein, die auf den Stick-Slip-Effekt zurückzuführen ist. Die Reibkraft über der Zeit und der zugehörige Grenzykel der Bewegung der Dichtlippe sind in **Abb. 5.5** abgebildet.

Das Reibkraftsignal (links) zeigt den für Stick-Slip-Schwingungen typischen Sägezahnverlauf. Im rechten Bild haftet die Dichtung im oberen Bereich konstanter Geschwindigkeit am sich bewegenden Bolzen, während der untere Teil das Zurückgleiten und Entspannen der Dichtung darstellt. Die Bewegung der Dichtlippe wurde mit einem Einpunkt-Laservibrometer aufgenommen. Dieses System kann mit einer Erweiterung des Ein-Massen-Lehrbuchmodells (Gl. (2.43)) für Reibschwingungen simuliert werden. Die Erweiterungen bestehen dabei insbesondere aus der Einführung einer nichtkonstanten, nichtlinearen Steifigkeit und zeitabhängigen Haft- und Gleitreibkräften: Die durch die Feder wirkende Rückstellkraft F_c des Systems ist abhängig von der Auslenkung x der

**Abbildung 5.5:** Reibkraftsignal während Stick-Slip-Schwingungen (links) und zugehöriger Grenzykel in Messung und Simulation (rechts)

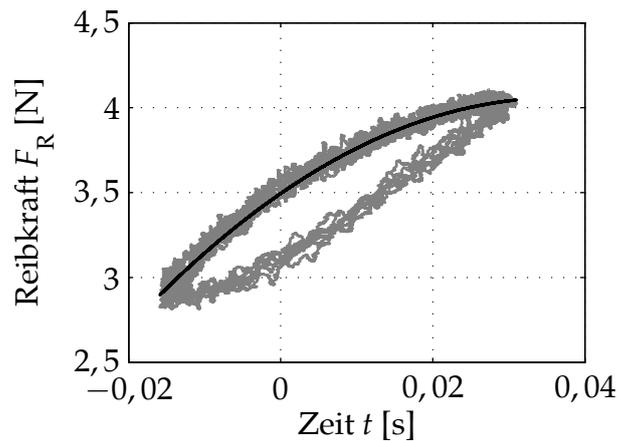


Abbildung 5.6: Approximierte, nichtlineare Rückstellkraft der Dichtungssteifigkeit (schwarz) und gemessene Kraft-Auslenkungs-Kurve der Dichtung während einer Stick-Slip-Schwingungsperiode (grau)

Dichtung und wird quadratisch approximiert. In **Abb. 5.6** ist die Approximation an die gemessene Steifigkeitskennlinie der Haftphase einer Stick-Slip-Periode dargestellt. Die Steifigkeit gehorcht folgendem Zusammenhang:

$$F_c \cong c_1 x^2 + c_2 x + c_3. \quad (5.2)$$

Um die Interaktion von Schmierfilm und Dichtlippe phänomenologisch abzubilden, werden die Reibkräfte, wie z.B. von STELTER [118] vorgeschlagen, durch eine Differentialgleichung 1. Ordnung beschrieben:

$$\tau_{\text{gleit}} \dot{F}_R(t) + F_R = F_{R,qs}(v). \quad (5.3)$$

Die Reibkraft F_R ist somit zeitabhängig; $F_{R,qs}$ ist die in **Abb. 5.4** dargestellte, quasistationär gemessene Reibkraftcharakteristik in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit v . Die zusätzlich eingeführte Zeitkonstante τ_{gleit} kann aus Messungen identifiziert werden, z.B. über das Abklingverhalten der Reibkraft nach einem Geschwindigkeitssprung, siehe **Abb. 5.7** (links). Im rechten Bildteil ist die messtechnisch ermittelte Haftreibung über der Haftzeit dargestellt. Auf diese Weise lässt sich ebenfalls phänomenologisch das zeitabhängige Verhalten der Schmierfilmverdrängung und der Ausbildung adhäsiver Bindungen erfassen. Auch diese Haftreibcharakteristik wird dem Reibmodell zugeführt, nachdem sie logarithmisch approximiert wurde, vgl. **Abb. 5.7** (rechts). Weitere Ausführungen zur Parameteridentifikation und Simulationsdurchführung finden sich bei LINDNER [69] oder bei WANGENHEIM [124, 126]. Der Grenzykel eines mit dem erwähnten Modell in guter Übereinstimmung zur Messung berechneten Simulationsergebnisses ist in **Abb. 5.5** in grau abgebildet.

Während in [69] untersucht wird, wie den selbsterregten Schwingungen insbesondere über veränderte Dämpfungseigenschaften des Gummis und Dichtungsstruktur entgegen gewirkt werden kann, soll hier zur Vermeidung der Stick-Slip-Schwingungen die Reibcharakteristik des Kontaktes gezielt beeinflusst werden. Dabei sollen weder die Dich-

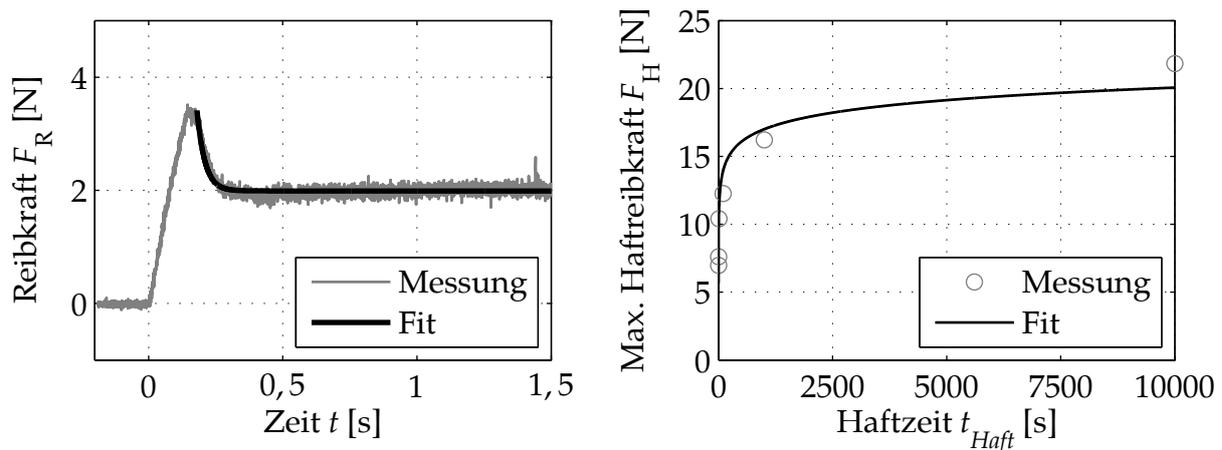


Abbildung 5.7: Identifikation der Abklingzeitkonstante der Reibkraft nach Geschwindigkeitssprung (links) und maximale Haftreibungskraft in Abhängigkeit der Haftzeit mit Approximation (rechts)

tungsgeometrie, der Grundwerkstoff der Dichtung noch das Schmiermittel modifiziert werden. Vielmehr soll durch verschiedene Beschichtungs- und Endbearbeitungsverfahren von Dichtlippe bzw. Gegenauflfläche die Interaktion mit dem Schmiermittel gesteuert werden. Während im Bereich der Dichtungswerkstoffe und -geometrien bereits Jahrzehnte lang geforscht und entwickelt wird, sind die Oberflächen der Kontaktpartner weitestgehend unverändert geblieben. In jüngerer Vergangenheit sind neue Beschichtungswerkstoffe und Oberflächenbehandlungsverfahren auf den Markt gekommen, von denen eine kleine Auswahl im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchung auf die Oberflächen pneumatischer Dichtkontakte angewendet werden soll. Auf diese Weise sollen bei festgelegter Geometrie das Reibverhalten und der Reibwert direkt manipuliert werden.

Eine Möglichkeit, den Reibwert zu beeinflussen, ist die Erhöhung der Benetzbarkeit der Kontaktflächen mit dem Schmiermittel, vgl. Abschnitt 2.4.3. So hat die Erhöhung der freien Oberflächenenergie einer Oberfläche eine bessere Benetzbarkeit mit dem eingesetzten Fluid zur Folge. Für die hier geschilderten Experimente wurde im Rahmen des Europäischen Integrierten Projekts KRISTAL¹ die Aktivierung der Gummioberfläche mit einem Heliumplasma erprobt. Diese beim Projektpartner VITO² unter Atmosphärendruck durchgeführte Oberflächenbehandlung führt zur gewünschten Erhöhung der freien Oberflächenenergie der Gummioberfläche. Dies wird deutlich durch Kontaktwinkelmessungen, die am ICMM³ durchgeführt wurden und bei MARTÍNEZ ET AL. [75] dargestellt sind. Der durch die Plasmabehandlung wesentlich kleinere Kontaktwinkel deutet zum Einen die erhöhte freie Oberflächenenergie an, zum Anderen die dadurch bedingte bessere Benetzbarkeit. In einem weiteren Fall wurde dem Helium Fluorkohlenstoff (CF_4) beigemischt. Fluor hat zwar die Eigenschaft, die freie Oberflächenenergie herabzusetzen, wird aber wie aus PTFE-Anwendungen bekannt, als gut wirkender Schmier-

¹Knowledge-based Radical Innovation Surfacing and Advanced Lubrication, 6. FP

²Flemish Institute for Technological Research, Belgien

³Instituto de Ciencia de Materiales de Madrid - Consejo Superior de Investigaciones Científicas, Spanien

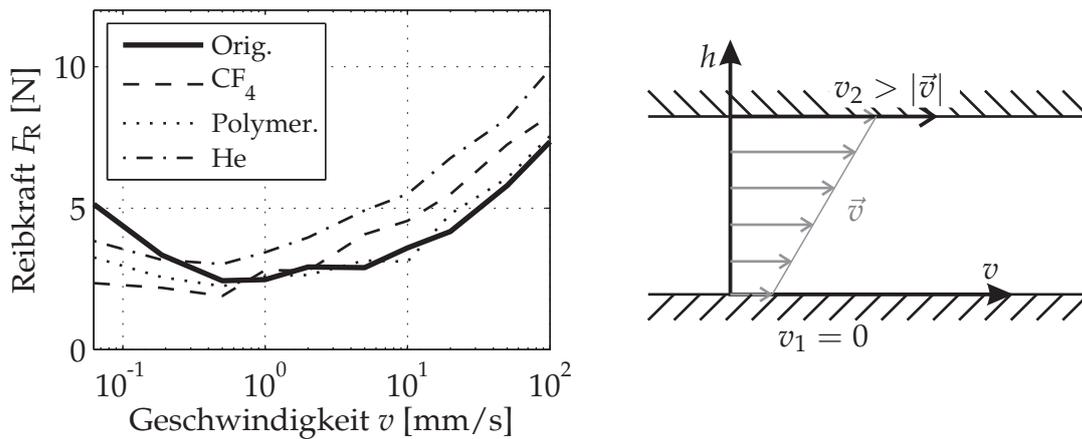


Abbildung 5.8: Reibkennlinien der Dichtkontakte vor und nach Oberflächenbehandlung (links) und Modelldarstellung hydrodynamischer Reibung mit Schlupf (rechts)

stoff eingesetzt, der in diesem Fall von der Gummioberfläche aus direkt in Kontakt mit dem Reibpartner kommt. Während in den beiden bisher geschilderten Fällen die Gummioberfläche der Dichtung mit einem Plasmaprozess behandelt wurde, sollte im dritten Fall ein anderer Weg eingeschlagen werden: Auf die Oberfläche des Bolzens wurde eine Polymerbeschichtung aufgetragen und anschließend mit einem Läppverfahren die gewünschte Oberflächengüte eingestellt. Hierdurch eröffnete sich die Option, das Potenzial der Beschichtung beider Kontaktpartner zu bewerten und ggf. auch Beschichtungskombinationen beider Oberflächen zu untersuchen. In allen drei hier beschriebenen Fällen trat im gesamten untersuchten Geschwindigkeits- und Lastbereich kein Stick-Slip mehr auf. Die Reibkennlinien der vier untersuchten Reibpaarungen für den drucklosen Fall sind in **Abb. 5.8** (links) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass im Bereich kleiner Geschwindigkeiten der negative Gradient der beschichteten Paarungen deutlich kleiner ist. Die durch diese Steigung in das System eingebrachte Energie reicht nicht aus, um reibungserregte Schwingungen hervorzubringen. Interessanterweise ist die Reibkraft im (elasto-)hydrodynamischen Bereich der Geschwindigkeit $v > 1$ mm/s größer als im Originalsystem. Der Grund hierfür ist die mit der besseren Benetzung einhergehende vergrößerte Reibung zwischen der Oberfläche und dem Fluid im Vergleich zum Originalsystem und der resultierende größere Geschwindigkeitsgradient im Schmierstoff. Wie z.B. JACOBSON [54] darstellt, liegt in realen Systemen Schlupf zwischen der Wand und dem Fluid vor, so dass die in Abschnitt 2.4.3 vorgestellte Annahme, das Fluid würde im hydrodynamischen Regime an der Wand haften, in diesem Fall nicht zutrifft. **Abb. 5.8** (rechts) zeigt eine Illustration eines Systems mit hydrodynamischer Reibung und Schlupf: Der im unteren Teil des Bildes angeordnete Körper 1 ruht, der obere Körper 2 bewegt sich mit v_2 nach rechts. Es entsteht im Fluid ein Geschwindigkeitsprofil $\vec{v}(h)$ in Abhängigkeit der vertikalen Position h zwischen den beiden relativ bewegten Oberflächen. An beiden Oberflächen existiert Schlupf, was dadurch verdeutlicht wird, dass für das Fluid gilt: $0 < |\vec{v}| < v_2$ und jeweils ein Geschwindigkeitssprung im Kontakt zwischen Fluid und Oberfläche auftritt. Im hier betrachteten Dichtkontakt liegen in den drei modifizier-

ten Systemen kleinere Schlupfwerte an den Kontaktflächen vor als im Originalsystem, was jeweils zu einer erhöhten hydrodynamischen Reibung führt.

Anhand der in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass eine modellbasierte Auslegung von Oberflächeneigenschaften zur Vermeidung von Stick-Slip-Problemen an Dichtkontakten möglich ist. Wenn die Dynamik der Dichtung mit dem hier benutzten Lehrbuchmodell des Einmassenreischwingers abgebildet werden kann und die mechanischen Systemeigenschaften wie dynamische Masse, Dämpfung, Steifigkeit und Reibcharakteristik bekannt sind, kann vorhergesagt werden, ob das System zu reibungserregten Schwingungen neigt. Weiterhin kann auf diese Weise an Systemen, die Stick-Slip-Erscheinungen zeigen, ermittelt werden, wie deren Reibcharakteristiken zu verändern sind, um unerwünschte Schwingungen zu vermeiden. Gezeigt wurde dies beispielhaft mit Oberflächenbeschichtungen, durch welche die Benetzbarkeit der Oberflächen gesteigert wurde, um die Schmierfilmverdrängung im Kontakt zu verzögern. So konnte die Reibkraftcharakteristik im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten gezielt dahingehend manipuliert werden, dass keine Stick-Slip-Schwingungen angeregt wurden. An hydraulischen Aktoren kann ebenfalls unerwünschtes dynamisches Verhalten wie reibungserregte Schwingungen beobachtet werden. Auch bei hydraulischen Komponenten wird mit Beschichtungen der Gegenlaufläche gearbeitet. Hier kommen oft chromhaltige Substanzen zum Einsatz. Um diese bei entsprechend reibungsreduzierendem Verhalten umweltschonend zu ersetzen, wurden in jüngerer Zeit Schichten von DLC (*diamond-like carbon*) in erfolgsversprechender Weise appliziert, vgl. MARTINEZ ET AL. [76].

5.3 Kapazitive Schichtdickenbestimmung und Grenzschichtreibung

Die Schichtdicke des Schmiermittels in einem dynamischen Dichtkontakt zu kennen, ist aus vielerlei Hinsicht interessant: Die korrekte Berechnung des Scherwiderstands des Fluids z.B. mit Hilfe der (elasto-)hydrodynamischen Theorie (siehe Abschnitt 2.4.3) setzt die Kenntnis der Schmierfilmdicke voraus. Sie kann zur Vorhersage der weiteren Lebensdauer der Dichtungskomponenten herangezogen werden und für die meist geforderte Lebensdauerschmierung des Dichtsystems könnte die benötigte Schmiermittelmenge besser abgeschätzt werden. Die Validierung von Modellen etwa zum Fördervermögen von Dichtungen wäre genauer möglich, genauso wie die Beobachtung der Schmierfilmverdrängung im Stillstand. Nicht zuletzt könnten Aussagen getroffen werden, ob sich ein Dichtsystem bereits im Zustand der Mangelschmierung befindet. Da die Schichtdicke allerdings eine Größe ist, die a priori nicht bekannt ist, werden an dieser Stelle experimentelle Untersuchungen zu dieser Fragestellung vorgestellt.

In der Literatur finden sich verschiedene Methoden, um Schichtdicken eines Schmierfilms in technischen Reibkontakten zu bestimmen. So kommen bei rotatorischen und

translatorischen Dichtkontakten optische Verfahren zum Einsatz, wobei dem Schmiermittel ein Fluoreszenzmittel beigemischt wird. Die Beobachtung des Dichtkontaktes erfolgt durch eine kristalline, optisch durchlässige Welle bzw. Kolbenstange, vgl. beispielsweise DEBLER ET AL. [20] oder WENNEHORST UND POLL [130]. Andererseits sind für metallische Kontakte etwa in Wälzlagern kapazitive Verfahren genutzt worden, wobei der Schmierfilm als Dielektrikum in einem durch die Lagerbauteile gebildeten Kondensator angesehen wird, vgl. z.B. BALY [4]. Dieses elektrische Verfahren, bei dem die tatsächlichen Reibpartner als Originalkomponenten zum Einsatz kommen, soll im Folgenden auf den Reibkontakt mit Elastomeren übertragen werden. Die Vorgehensweise wird zunächst an einem Tribometerprüfstand gezeigt und dann auf einen translatorischen Dichtkontakt übertragen. Aufgrund ihrer abweichenden elektrischen Systemeigenschaften kommen für elektrisch leitfähige und nicht leitfähige Elastomere verschiedene Methoden zum Einsatz.

In diesem Zusammenhang wird am Tribometer zudem der experimentelle Nachweis von Grenzschichtreibungseffekten in Reibkontakten mit Elastomeren erbracht: Grenzschichtreibungseffekte sind insbesondere aus dem Bereich der Gleit- und Wälzkörperlager bekannt. Modellvorstellungen beschreiben das Verhalten sehr dünner Schmierfilmschichten so, dass diese zum Teil Festkörpereigenschaften annehmen können [49] und damit deutlichen Einfluss auf das Reibverhalten der technischen Anwendung nehmen oder auch Effekte der Adhäsionsreibung verstärken [96]. Dies führt zu von üblicherweise vorherrschenden hydrodynamischen oder elasto-hydrodynamischen Schmierzuständen abweichendem Reibungsverhalten. Dieses kann vor allem in Bezug auf das Reibkraftniveau und auch auf das dynamische Verhalten erheblich vom Auslegungsfall einer Dichtung abweichen und so z.B. durch Ermüdungsverschleiß zu frühzeitigen Ausfällen führen. Grenzschichteffekte treten bei Schmierfilmen minimaler Schichtdicke in Erscheinung. Diese können beispielsweise nach einer sehr langen Einsatzdauer des Systems auftreten, wenn der Schmierfilm nahezu abgetragen ist oder wenn der Schmierfilm aus dem Kontakt gedrängt wird. Eine Verdrängung findet in Abhängigkeit der Geometrie der Dichtlippe, der Benetzung und den viskosen Eigenschaften des Fluids bei Stillstand mehr oder weniger schnell statt. Wenn nur noch eine wenige Moleküllagen dicke Schmierschicht die Kontaktpartner trennt, spricht man von Grenzschichtreibung.

5.3.1 Schichtdickenbestimmung bei Grenzschichtreibung am Tribometer

In der Regel wirken Schmierstoffe im Elastomer-Metall-Kontakt reibungsmindernd. Auf diese Weise wird der Energieverlust im Reibkontakt verringert und die Lebensdauer einer Dichtung verlängert sich erheblich, da kaum Verschleißerscheinungen in Form von Abrieb auftreten. Sowohl in realen Dichtkontakten als auch am Tribometerprüfstand, in der sogenannten „flat-on-flat“-Konfiguration, bei dem eine Elastomerscheibe von etwa 10 mm Durchmesser auf einer Metallscheibe gleitet, treten nach einiger Zeit Schmier-

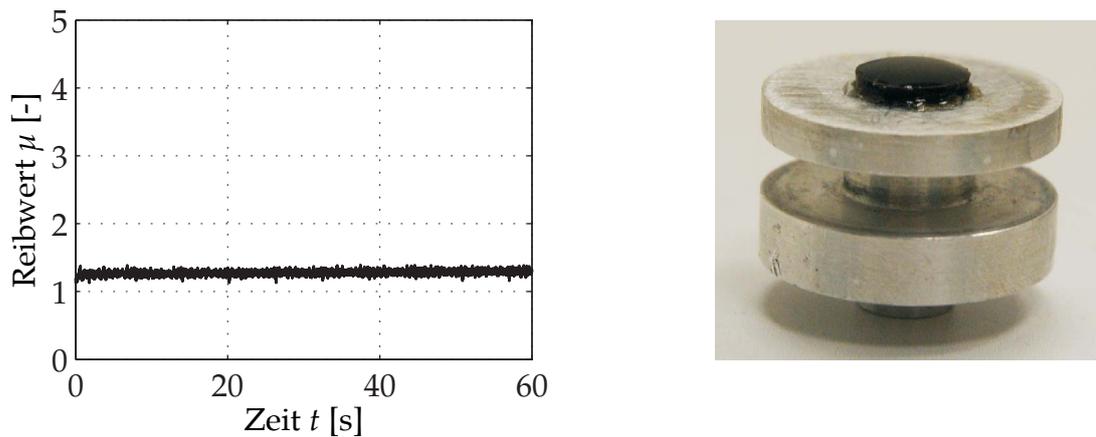


Abbildung 5.9: Reibwertverlauf der ungeschmierten Probe am Tribometer (links) und Foto der Gummiprobe mit appliziertem Öltropfen (rechts)

stoffmangelscheinungen auf. Bei einigen Materialkombinationen führt dies zu Reibwerten, die deutlich größer sind als die der trockenen Reibung derselben Materialpaarung. Scheinbar erfolgt dies, ohne dass Festkörperkontakte mit entsprechenden Abrieberscheinungen auftreten.

In diesem Abschnitt werden Untersuchungen an einer Reibkontaktpaarung vorgestellt, wie sie in pneumatischen Ventildichtungen im Automobilbereich genutzt werden. Bei dem Elastomerbauteil handelt es sich um eine Dichtung in O-Ring-Bauform aus dem elektrisch nichtleitenden Material HNBR (Hydrogenated Nitrile Butadiene Rubber), die Gegenlauffläche ist aus einer Messinglegierung. Zunächst werden trockene Reibversuche durchgeführt. Dazu werden Probe und Reibscheibe mit Isopropylalkohol von Staubresten und Ölen oder Fetten gereinigt. Wie in **Abb. 5.9** (links) dargestellt, ergibt sich bei einer Normallast von $F_N = 1$ N und einer Reibgeschwindigkeit von $v = 100$ mm/s für den Reibwert im Mittel $\mu = 1,3$. Der Versuch wird unterbrochen und ein Tropfen Mineralöl auf die Gummiprobe gegeben, vgl. **Abb. 5.9** (rechts). Nun wird die Probe auf die rotierende Scheibe gesetzt und wiederum das Reibwertsignal ausgewertet: Während der ersten Umdrehungen ergibt sich der in **Abb. 5.10** (links) verzeichnete Signalverlauf. Scheinbar findet beim Aufsetzen ein Transfer des Öltropfens auf die Scheibe statt. Im Reibwertsignal lässt sich das periodische Durchlaufen des Öls eindeutig identifizieren, dort fällt der Reibwert auf Werte ab, die typisch für hydrodynamische Reibung sind. Allerdings erreicht der Reibwert im Bereich außerhalb des Tropfens bereits Reibwerte im Bereich von $2 \leq \mu \leq 3$, die den Wert der trockenen Reibung deutlich übersteigen. Im Verlauf der weiteren Messdauer wird das Schmiermittel weiter über die gesamte Scheibe verteilt. In der Folge wird das Reibwertminimum der hydrodynamischen Reibung abgeschwächt, bis es nicht mehr auftritt. Nach 10 Minuten Laufzeit, was einer Reibstrecke von 60 m entspricht, nimmt der immer noch leicht schwankende Reibwert einen Mittelwert von $\mu \approx 3,1$ ein. Dieser Wert bleibt als Mittelwert stabil und nach weiteren 40 m Reibstrecke treten keine Schwankungen des Reibwertes mehr auf, vgl. **Abb. 5.10** (rechts). Dieses Verhalten bleibt auch nach weiteren 5 km Reibstrecke unverändert. Die sehr hohen und stabilen Reibwerte sind ein Zeichen für den in Abschnitt 2.4.3.3 beschriebenen Zu-

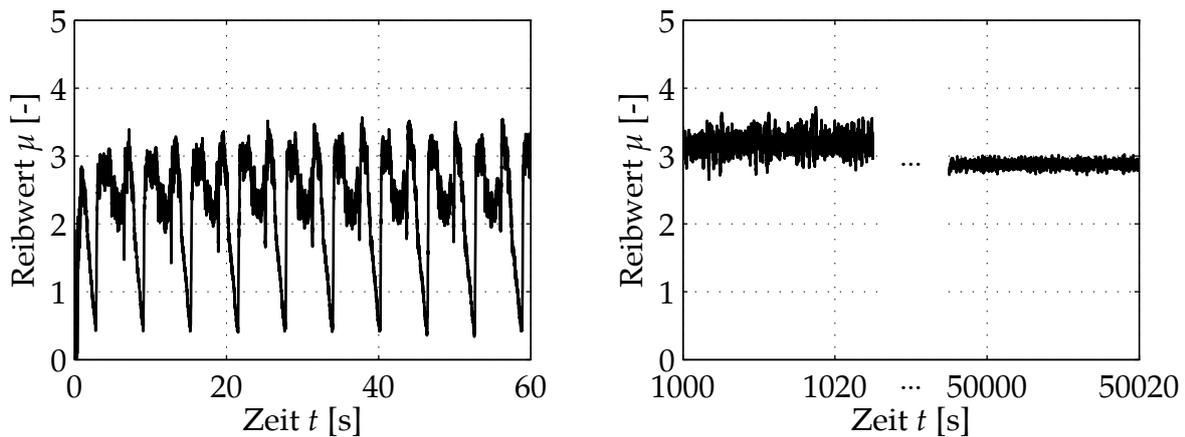


Abbildung 5.10: Reibwertverlauf direkt nach Applikation des Öltropfens auf die Gummiprobe (links) und Reibwertverlauf nach etwa 100 m und 5 km Reibstrecke (rechts)

stand der Grenzschichtreibung. Es existiert ein Schmierfilm im System, dieser weist nach der bereits zurückgelegten Reibstrecke jedoch nur noch eine sehr dünne Schichtdicke auf. Der Stabilität der Bindung zwischen Schmiergrenzfilm und der Elastomeroberfläche nach ist die Bindung der Chemisorption zuzuordnen, d.h. die Moleküle des Schmierfilms haben mit der Oberfläche reagiert und Valenzkräfte bestimmen die Bindung. Der Effekt des extrem erhöhten Reibwertes lässt auf einen Sonderfall der Grenzschichtreibung, die Subgrenzschichtreibung schließen, welche in Abschnitt 2.4.3.4 diskutiert wurde. Dabei führt die starke Bindung des nur wenige Moleküllagen dicken Schmierfilms an das Substrat zu sehr großen Reibwerten. Dies ist vor allem auf zwei Ursachen zurückzuführen: Reibungsmechanismen der trockenen Reibung, wie z.B. Hysteresereibung können wirken, weiterhin richten sich die Moleküllagen des Schmierfilms auf der Oberfläche wegen ihrer Polarität so aus, dass sie Trockenreibungseffekte, hier vor allem die Adhäsion, sogar verstärken können.

Mit einem gesonderten Versuchsaufbau soll nun am Tribometer im laufenden Betrieb die Dicke des Schmierfilms messtechnisch bestimmt werden. Als Verfahren kommt dabei eine Kapazitätsmessung zum Einsatz. Der Schmierfilm wird als Dielektrikum zwischen den Elektroden eines Kondensators angesehen. Der Reibkontakt am Tribometer soll als Plattenkondensator modelliert werden. Die elektrische Kapazität ergibt sich zu:

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A}{d}. \quad (5.4)$$

Die Kapazität C kann demnach berechnet werden, wenn die nominelle Kontaktfläche A , der Abstand der Flächen d und die relative Permittivität ε_r des Dielektrikums bekannt sind. Die absolute elektrische Feldkonstante ist mit $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \frac{\text{As}}{\text{Vm}}$ gegeben. Gl. (5.4) wird so umgestellt, dass mit einer Messung der Kapazität der Abstand der Kondensatorplatten berechnet werden kann:

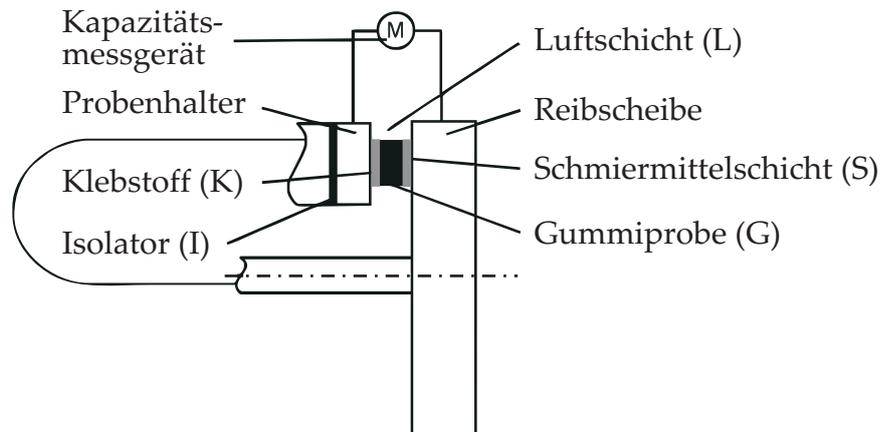


Abbildung 5.11: Skizze des Aufbaus zur Kapazitätsmessung am Tribometer

$$d = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A}{C} . \quad (5.5)$$

Der Versuchsaufbau am Tribometer entspricht einem Netzwerk von Kapazitäten. Es gilt für die Berechnung der Gesamtkapazität in einer Parallelschaltung mehrerer Kondensatoren

$$C_{\text{ges}} = \sum C_i \quad (5.6)$$

und bei einer Reihenschaltung

$$\frac{1}{C_{\text{ges}}} = \frac{1}{\sum C_i} . \quad (5.7)$$

In **Abb. 5.11** wird schematisch der Bereich des Tribometers gezeigt, der für die Kapazitätsmessung relevant ist. Das Kapazitätsmessgerät wird mit einer Messspitze an den Probenhalter und mit der zweiten Spitze an ein Lager der Antriebswelle geschlossen, welches leitend mit der Reibscheibe verbunden ist. Es ergibt sich somit ein Netzwerk von Kapazitäten, wobei um den Reibkontakt Schmiermittel, Gummiprobe und der Klebstoff zum Fixieren der Gummiprobe auf dem Probenhalter als Dielektrikum wirken. Weiterhin ist ein zusätzlicher Isolator eingebaut, der die leitende Verbindung zwischen Probenhalter und Reibscheibe unterbricht. Zunächst wird für den ungeschmierten Fall die Gesamtkapazität des Prüfaufbaus gemessen, wenn sich die Probe im Reibkontakt befindet. Es ergibt sich für die Gesamtkapazität in Anlehnung an **Abb. 5.11** nun

$$C_{\text{ges,trocken}} = C_I + C_L + C_{\text{KG}} \text{ mit } C_{\text{KG}} = \frac{1}{\frac{1}{C_K} + \frac{1}{C_G}} . \quad (5.8)$$

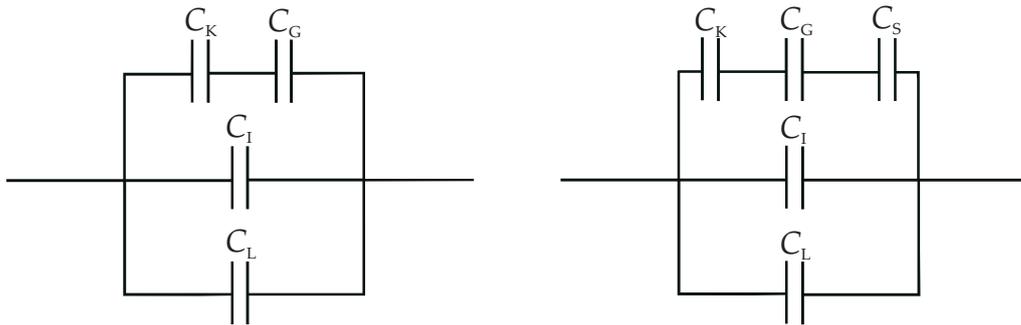


Abbildung 5.12: Kapazitätennetzwerk für den trockenen (links) und geschmierten Fall (rechts)

Das dazugehörige Netzwerk von Kapazitäten zeigt **Abb. 5.12** (links). Im geschmierten Fall wirkt die Schmierstoffschicht als zusätzliche Isolatorschicht, die in Reihe zur Gummiprobe und zum Klebstoff geschaltet ist. Da die Schmierschicht mit maximal einigen Mikrometern Schichtdicke im Verhältnis zur Probendicke sehr dünn ist, und die Permittivität des Schmierstoffs größer als die von Luft ist, wird eine Änderung der Kapazität der Luft durch Einbringen der Schmierung vernachlässigt. Im geschmierten Fall ergibt sich die Gesamtkapazität zu

$$C_{\text{ges,geschmiert}} = C_I + C_L + \frac{C_{KG}C_S}{C_{KG} + C_S}. \quad (5.9)$$

Das Netzwerk für den geschmierten Fall ist in **Abb. 5.12** (rechts) abgebildet. Im Folgenden wird gezeigt, dass die Berechnung der Schichtdicke des Schmierstoffs aus der messtechnischen Bestimmung der Kapazitätsdifferenz zwischen trockenem und geschmiertem Fall erfolgen kann:

$$\Delta C = C_{\text{ges,trocken}} - C_{\text{ges,geschmiert}}. \quad (5.10)$$

Insbesondere führt dies dazu, dass die Einzelkapazitäten nicht identifiziert werden müssen und die Kapazitäten der Luft- und Isolierschicht aus der Gleichung herausfallen. Es ergibt sich aus den Gln. (5.8) - (5.10) für die Kapazitätsänderung:

$$\Delta C = \frac{C_{KG}^2}{C_{KG} + C_S}. \quad (5.11)$$

Dies kann nach der Schmierschichtkapazität aufgelöst werden und ergibt sich zu

$$C_S = \frac{C_{KG}^2}{\Delta C} - C_{KG}. \quad (5.12)$$

Aus Gl. (5.4) und Gl. (5.11) folgt

$$\Delta C = \frac{dC_{KG}^2}{\varepsilon_0 \varepsilon_r A + dC_{KG}}. \quad (5.13)$$

Hier wird deutlich, dass die Kapazitätsdifferenz für kleine Schichtdicken mit großem messtechnischem Aufwand und entsprechender Messwertauflösung bestimmt werden muss, da $d \rightarrow 0 \Rightarrow \Delta C \rightarrow 0$. Gl. (5.13) kann nach der Schichtdicke d umgestellt werden:

$$d(\Delta C) = \frac{\Delta C \varepsilon_0 \varepsilon_r A}{C_{KG}^2 - \Delta C C_{KG}}. \quad (5.14)$$

Messgeräte zur Bestimmung einer elektrischen Kapazität bilden zusammen mit der untersuchten Kapazität einen elektrischen Schwingkreis, bei dem die durch das Messgerät dargestellten Elemente (Spule und evtl. Widerstände) bekannt sind. Auf diese Weise kann die Kapazität in der Regel aus der Impedanz des Schwingkreises berechnet werden. Eine Änderung der Kapazität bewirkt eine Verstimmung des Schwingkreises und kann bei entsprechender Abstimmung der elektrischen Eigenfrequenz des Schwingkreises sehr genau erfasst werden. Bei oben beschriebenen Tribometerversuchen wird parallel zur Reibkraftmessung die elektrische Kapazität des Kontaktbereichs vermessen, wobei Messergebnisse im trockenen, ungeschmierten Fall mit Ergebnissen des geschmierten Systems verglichen werden.

In einem eigenen Versuch wird zunächst die zur Schichtdickenbestimmung notwendige Kapazität C_{KG} der Gummiprobe mit Klebstoffschicht bestimmt. Hierzu wird die Gummiprobe zwischen zwei gleichartigen Probenhaltern eingespannt. Der Kontakt zum einen Probenhalter wird durch die Klebstoffschicht hergestellt, zum zweiten Halter durch ein elektrisch leitfähiges Kontaktgel. Es ergibt sich eine Kapazität $C_{KG} = 212$ pF.

Die Kapazitätsmessungen am Tribometer wurden jeweils durchgeführt, sobald sich ein stationärer Zustand im Reibkraftsignal eingestellt hat. Die Kapazitätsdifferenz betrug $\Delta C = 7$ pF, mit einer größeren Kapazität im ungeschmierten Zustand. Nach Gl. (5.14) entspricht diese Differenz ΔC einer Schmierfilmdicke von etwa 259 nm, wenn der Proben Durchmesser 10 mm beträgt, und die Permittivität des Öls zu $\varepsilon_{r,\text{öl}} = 2,31$ gesetzt wird. Der Wert $\varepsilon_{r,\text{öl}}$ des Mineralöls konnte dankenswerterweise mit einer Vorrichtung des IMKT⁴ der Leibniz Universität Hannover messtechnisch bestimmt werden. Die Gummiprobe hat laut Hersteller eine Permittivität von $\varepsilon_{r,\text{HNBR}} = 2,5$. Vernachlässigt wird bei der beschriebenen Berechnung die Änderung der Permittivität des Gummis durch die tribochemische Reaktion mit der Ölschicht, da die Werte der jeweiligen Einzelpermittivitäten dicht beieinander liegen. Auch die Abhängigkeit der Permittivitäten von der elektrischen Frequenz des Schwingkreises der Kapazitätsmessgeräte wird vernachlässigt.

⁴Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie

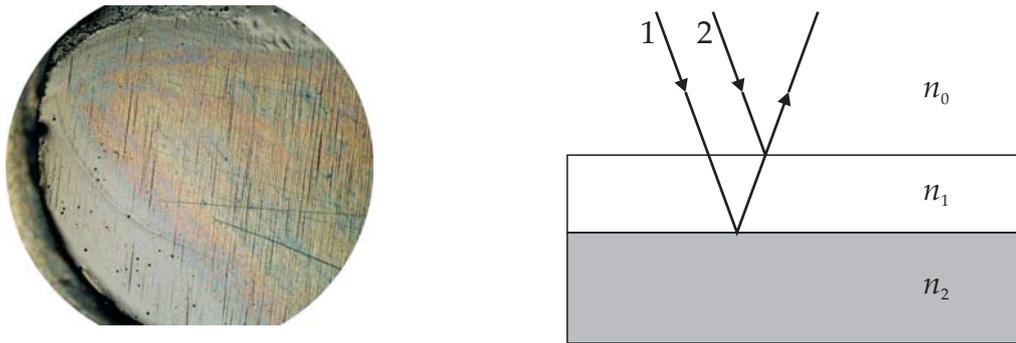


Abbildung 5.13: Mikroskopaufnahme der Interferenzmuster einer Ölgrenzschicht auf einer Tribometerprobe (links) und konstruktive Überlagerung zweier Lichtstrahlen an den Grenzen dreier Medien (rechts)

Bemerkenswert ist bei dieser Materialkombination Messing – Mineralöl – HNBR die Höhe des Reibwerts sowie seine Stabilität über viele Stunden (siehe **Abb. 5.10**), wobei letzteres auch für die Schmierfilmdicke gilt. Unter dem Mikroskop betrachtet ergibt sich nach den Reibversuchen auf der öligen Oberfläche der Gummiprobe ein auffälliger optischer Effekt: es bildet sich ein farbiges Interferenzmuster aus, siehe (**Abb. 5.13** links), wie es von Ölfilmen auf Wasseroberflächen bekannt ist. Hier kann die Theorie zur Interferenz an dünnen Schichten genutzt werden, um auch auf anderem Wege die Schichtdicke abzuschätzen, vgl. z.B. BERGMANN UND SCHAEFER [9]. Prinzipiell gilt für die konstruktive Überlagerung der Lichtwellen

$$2dn = k\lambda; k \in \mathbb{N}_0 \quad (5.15)$$

mit der Schichtdicke d , der Brechzahl n und der Wellenlänge λ . Diese Gleichung setzt die Schichtdicke des Fluids und die Wellenlänge des Lichts, also die Farbe des Interferenzmusters, in eine direkte Beziehung. Die drei Medien Luft (Brechzahl n_0), Öl (Brechzahl n_1) und Gummi (Brechzahl n_2) sind übereinander angeordnet; es gilt $n_0 < n_1 < n_2$. Beim Übergang in ein optisch dichteres Medium erfährt der reflektierte Teil der Strahlung einen Phasensprung von $\lambda/2$, siehe **Abb. 5.13** (rechts). Damit die Strahlen unterschieden werden können, fallen die Strahlen in der Skizze nicht senkrecht ein. Die beschriebene Theorie bezieht sich jedoch auf einen Lichteinfallswinkel von 90° zur Oberfläche. Öl ist dichter als Luft, d.h. der reflektierte Teil des Lichts (Strahl 2) erfährt einen Phasensprung von $\lambda/2$. Gummi ist wiederum dichter als Öl, weshalb das reflektierte Licht (Strahl 1) hier dieselbe Phasenverschiebung erhält. Somit ergibt sich durch die Reflexion zwischen beiden reflektierten Strahlen keine Phasendifferenz und die resultierende Interferenzfarbe des überlagerten Lichts kann nach Gl. (5.15) direkt auf die Schichtdicke d des Ölfilms zurückgeführt werden: Das erste Maximum bei $k = 1$ ergibt sich bei einer Brechzahl für Öl von $n_1 = 1,5$ bei $d = \lambda/3$. Die sichtbaren Farben auf der Gummiprobe decken einen Bereich der Wellenlänge λ von $570 - 750$ nm ab, womit sich die Größenordnung der kapazitiv gemessenen Schichtdicken von $\lambda/3 = d \cong 250$ nm bestätigt, auch vor dem Hintergrund, dass ein kleiner Teil der Schmiermittelschicht an der Reibscheibe haften bleibt.

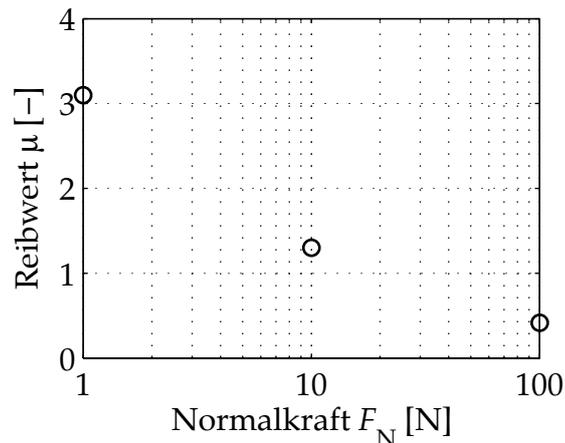


Abbildung 5.14: Gleitreibwert in Abhängigkeit der Normalkraft im ölgeschmierten Reibkontakt HNBR – Messing bei konstanter Geschwindigkeit

Die beschriebene Probenkombination weist das für die Subgrenzschichtreibung (vgl. Abschnitt 2.4.3.4) typische Verhalten auf. Bei kleinen Lasten – im gezeigten Beispiel führt eine Normalkraft von $F_N = 1$ N zu einer Flächenpressung von lediglich $p = 12,7$ mN/mm² – werden mit $\mu = 3,1$ sehr große Reibwerte gemessen. Eine Laststeigerung auf $F_N = 10$ N zeigt hingegen bereits Reibwerte im Bereich der trockenen Reibung von $\mu = 1,3$. Eine weitere Laststeigerung bei konstanter Geschwindigkeit $v = 100$ mm/s lässt den Reibwert weiter bis in den hydrodynamischen Bereich fallen, wie **Abb. 5.14** zeigt.

Die Bindung des dünnen Ölfilms an die Messing- und HNBR-Oberflächen erfolgt vermutlich durch Chemisorption (siehe Abschnitt 2.4.3.3). Ein Indiz hierfür ist die Stabilität des hohen Reibwertes über viele Stunden ohne jegliche Verschleiß- oder Verdrängungserscheinungen. Zudem lassen sich der Schmierfilm und die oben beschriebenen Interferenzmuster mechanisch ohne Zuhilfenahme von chemischen Lösungsmitteln nicht entfernen.

5.3.2 Schichtdickenbestimmung am Dichtungsprüfstand

Das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene kapazitive Schichtdickenmessverfahren kann auch bei einem realen, bewegten Dichtkontakt angewendet werden. Dabei ist es unerheblich, welche Art der Bewegung (rotatorisch, translatorisch) ausgeführt wird und ob ein hydraulisches oder pneumatisches Dichtsystem vorliegt. Die Betrachtung statischer Dichtkontakte ist ebenfalls denkbar, allerdings muss die elektrische Leitung zwischen den Gehäuseteilen unterbrochen sein. Im Folgenden wird die Untersuchung eines pneumatischen, ölgeschmierten Dichtkontaktes am Dichtungsprüfstand des IDS vorgestellt. Zunächst wird ein O-Ring aus einem leitfähigen Elastomer auf Silikonkautschukbasis genutzt. Die Außenseite des Dichtrings wird angeschliffen, um die nichtleitende Vulkanisationshaut aufzubrechen und eine leitende Verbindung zwischen Dichtungssitz und der Dichtung herzustellen. Die Vulkanisationshaut auf der Innenseite des Dichtrings wird

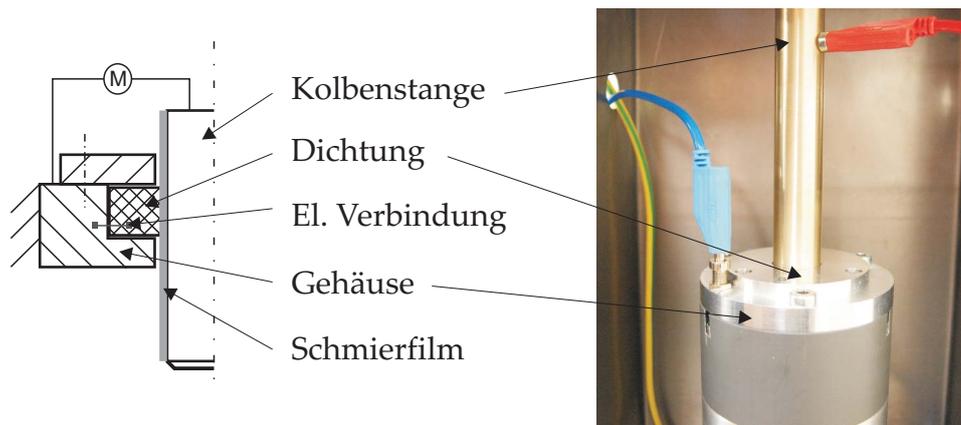


Abbildung 5.15: Schichtdickenbestimmung des Schmierfilms am Dichtungsprüfstand durch Kapazitätsmessung

hingegen nicht behandelt, um auch im ungeschmierten Zustand Kapazitätsmessungen durchführen zu können. Auf diese Weise können die Untersuchungen auf den Schmierfilm fokussiert werden. Da die Permittivität von Elastomeren in der gleichen Größenordnung wie die der Schmiermittel liegt, i.d.R. $2 < \epsilon_r < 20$, kann das nachfolgend beschriebene Vorgehen auch mit nichtleitenden Dichtungswerkstoffen durchgeführt werden. Für die Berechnung der Schmierfilmdicke müssen dann entsprechend angepasste Kapazitätsnetzwerke genutzt werden, siehe Abschnitt 5.3.1. **Abb. 5.15** zeigt den Versuchsaufbau. Das System soll als Zylinderkondensator modelliert werden, wobei eine Elektrode durch die Kolbenstange gebildet wird, die zweite aus der leitenden Dichtung. **Abb. 5.16** zeigt schematisch einen Zylinderkondensator.

Es gilt nach [60]:

$$C = 2\pi\epsilon_0\epsilon_r \frac{l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} . \quad (5.16)$$

Um genauere Messwerte zu erhalten, wird in diesem Fall ein Impedanzmessgerät zur indirekten Bestimmung der Kapazität im Kontakt genutzt. Hierfür wird eine bekannte Induktivität in Reihe mit der zu vermessenden Kapazität geschaltet und auf diese Weise ein vollständiger Reihenschwingkreis (RCL - Widerstand R , Kapazität C , Induktivität L) gebildet. Die Bestimmung der Impedanz Z (Scheinwiderstand) erfolgt in einem vorwählbaren Frequenzbereich, der hier die erste Resonanz des untersuchten Netzwerkes beinhalten soll. Der Vorteil der Untersuchung der Impedanz im Resonanzfall ist das Verschwinden des imaginären Blindwiderstands X , so dass das System durch rein reelle Größen bestimmt ist. Die Phasenverschiebung zwischen Strom I und Spannung U verschwindet in diesem Fall ebenfalls. Es gilt weiterhin als Resonanzbedingung

$$\omega_0 L_0 = \frac{1}{\omega_0 C_0} , \quad (5.17)$$

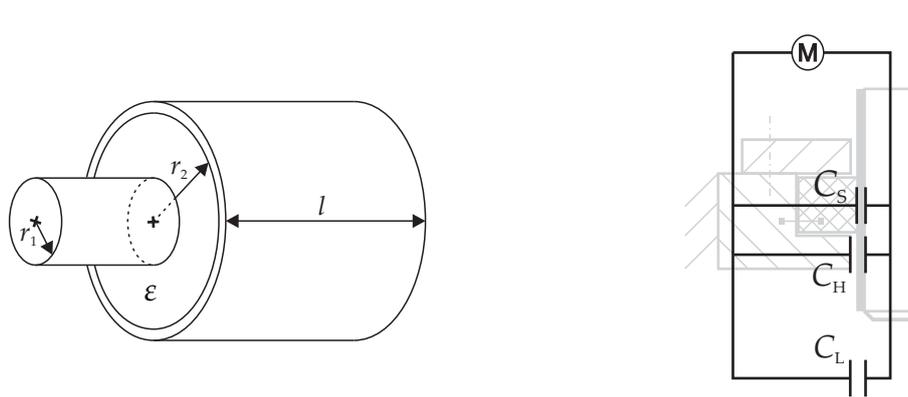


Abbildung 5.16: Skizze eines Zylinderkondensators (links) und Kapazitätennetzwerk zur Bestimmung der Schichtdicke des Schmierfilms (rechts)

womit für die Resonanzfrequenz gilt

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{L_0 C_0}} \quad (5.18)$$

bzw.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_0 C_0}}. \quad (5.19)$$

Für die Bestimmung der Kapazität aus bekannter Induktivität und gemessener Resonanzfrequenz wird Gl. (5.19) umgestellt:

$$C_0 = \frac{1}{L_0 (2\pi f_0)^2}. \quad (5.20)$$

Bei der Resonanzfrequenz f_0 weist der Impedanzverlauf ein Minimum auf, vgl. **Abb. 5.17** (rechts). Der Phasenschrieb zeigt einen Nulldurchgang mit positiver Flanke. Aus beiden Kurven kann die Resonanzfrequenz und damit indirekt die Kapazität im untersuchten Schwingkreis *RCL* bestimmt werden.

Für das System mit leitfähigem Dichtungswerkstoff ergibt sich ein Kapazitätennetzwerk, das vergleichbar ist mit dem System aus dem vorangegangenen Abschnitt am Tribometer. Ein analoges Vorgehen ist aus dem Bereich der Wälzlager bekannt, siehe beispielsweise BARZ [6]. Parallel zur Kapazität des Kontaktbereichs C_S ist die Kapazität des Dichtungsgehäuses C_H und die Kapazität der Umgebungsluft C_L geschaltet. Letztere können auch hier zu einer Umgebungskapazität C_U zusammengefasst werden. Wie in [6] wird der rechnerisch erfasste Kontaktbereich auf die tatsächliche Kontaktlänge beschränkt, während Einlauf und Auslauf des Dichtkontaktes der Umgebung zugerechnet werden. Das Kapazitätennetzwerk ist schematisch rechts in **Abb. 5.16** dargestellt.

Zur Untersuchung des Schmierfilms wird die Systemkapazität im trockenen mit der im geschmierten Zustand verglichen. Im trockenen Fall füllt ein Luftfilm die Täler des rauen Dichtkontaktes aus, dessen mittlere Höhe berechnet werden kann. Diese Berechnung kann z.B. mit Hilfe einer Finite-Elemente-Rechnung erfolgen, bei der das Eindringen der Elastomerdichtung in die raue Oberfläche des Kontaktpartners simuliert wird. Im ge-

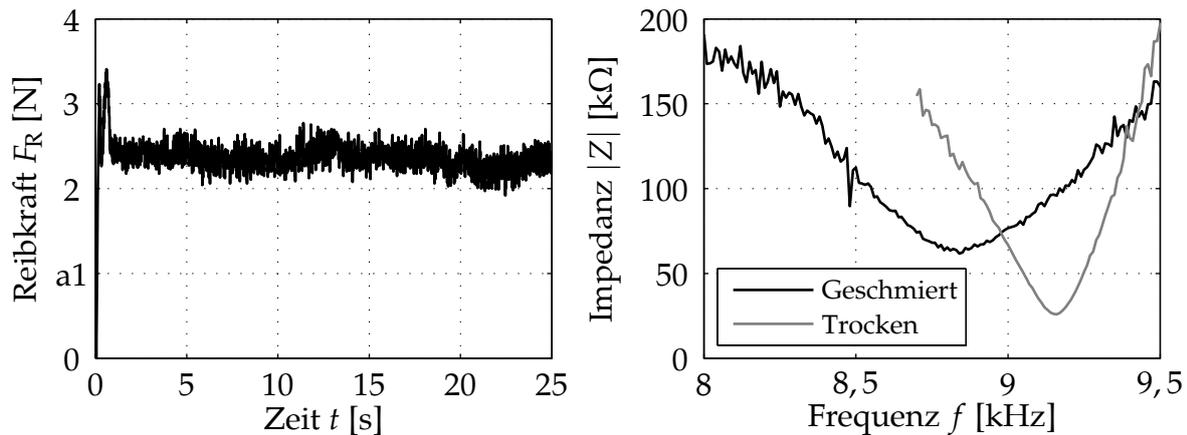


Abbildung 5.17: Quasistationärer Reibkraftverlauf der geschmierten Dichtung (links) und Impedanzkurven des geschmierten und ungeschmierten Systems (rechts)

schmierten Fall füllt der Schmierstoff die Rauheiten aus und wird je nach dynamischem Zustand im Vergleich zum trockenen Fall meist zu einer größeren Schmierfilmdicke führen. Bei bekannter relativer Permittivität des Schmierfilms ist mit Hilfe von Gl. (5.16) aus der Kapazitätsmessung der Abstand $d = r_2 - r_1$ berechenbar, welcher der mittleren Schichtdicke entspricht.

Im praktischen Versuch hat sich dieses Verfahren als relativ robust gegenüber Umgebungseinflüssen gezeigt, wenn die durch C_U repräsentierten Umgebungsbedingungen während der Messungen unverändert bleiben. Im Folgenden werden Messergebnisse vorgestellt, die in Hinblick auf den Reibungszustand mit Hilfe der parallel erfolgenden Reibkraftmessung interpretiert werden. Es werden quasistationäre Zustände der Gleitreibung untersucht. Abschließend erfolgt eine Bewertung der Übertragbarkeit auf reale Dichtsysteme wie etwa Pneumatikzylinder mit Stangen- und Kolbendichtung.

Für den quasistationären Zustand konstanter Geschwindigkeit wird hier beispielhaft eine Untersuchung vorgestellt: Die Kolbenstange wird aus dem Stillstand beschleunigt und dann konstant mit $v = 1$ mm/s nach unten verfahren. Das resultierende Reibkraftsignal der mit Schmieröl geschmierten Messung zeigt **Abb. 5.17** (links); es besitzt im Mittel während der Gleitphase ab $t = 5$ s einen Wert von $F_{R,\text{öl}} = 2,48$ N. Im ungeschmierten Fall ergibt sich bei $v = 1$ mm/s eine mittlere Reibkraft von $F_{R,\text{tr}} = 17,41$ N. Die Induktivität im Schwingkreis wird zu $L = 1$ H gewählt. Damit liegt die erste Resonanz des Systems unterhalb von 10 kHz. Der gemessene Impedanzverlauf mit jeweiligem Minimum ist in **Abb. 5.17** (rechts) zu sehen. Im betrachteten Signal wird die Resonanzfrequenz zu $f_{0,\text{tr}} = 9165$ Hz bestimmt, womit sich die Kapazität des ungeschmierten Systems zu $C_{\text{tr}} = 303$ pF ergibt. Im geschmierten Fall liegt die Resonanzfrequenz bei $f_{0,\text{öl}} = 8920$ Hz und die Gesamtkapazität bei $C_{\text{öl}} = 328$ pF. Die Ergebnisse der Kapazitäten und Reibkräfte im trockenen und geschmierten Fall sind für vier verschiedene Geschwindigkeiten in **Tabelle 5.3** dargestellt.

Tabelle 5.3: Kapazitäts- und Reibkraftmessung für elektrisch leitfähigen Dichtungsring bei Variation der Geschwindigkeit

v [mm/s]	$F_{R,tr}$ [N]	$F_{R,öl}$ [N]	C_{tr} [pF]	$C_{öl}$ [pF]	ΔC [pF]
0,25	18,74	3,09	303	334	31
0,5	18,60	2,79	303	332	29
1	17,41	2,48	303	328	25
2	17,07	2,47	303	324	21

Zur Berechnung der Schichtdicke des Schmierfilms wird zunächst die mittlere luftgefüllte Schichtdicke im ungeschmierten Fall benötigt. Die weiter vorn bereits erwähnte FE-Simulation ergibt für diesen Versuch eine mittlere Luftschichtdicke von $d_{tr} = 1,71 \mu\text{m}$ im Dichtkontakt. Dies entspricht einer Kapazität im Luftspalt von $C_{S,tr} = 55 \text{ pF}$. Nun lässt sich die Umgebungskapazität C_U berechnen:

$$C_U = C_{tr} - C_{S,tr}. \quad (5.21)$$

Aus der Systemkapazität $C_{öl}$ mit Schmierung und der Umgebungskapazität C_U kann jetzt die Kapazität des Schmierfilms ermittelt werden:

$$C_{S,öl} = C_{öl} - C_U. \quad (5.22)$$

In der Modellvorstellung des Zylinderkondensators ist der innere Radius r_1 als Kolbenstangenradius bekannt, genauso wie die Kondensatorlänge l , die der Länge der Kontaktfläche zwischen Dichtung und Kolbenstange entspricht. Für die relative Permittivität des Mineralöls im relevanten Frequenzbereich kann wiederum auf Messergebnisse des IMKT⁵ zurückgegriffen werden. Gl. (5.16) kann nach r_2 aufgelöst werden:

$$r_2 = r_1 e^{2\pi\epsilon_0\epsilon_r l / C}. \quad (5.23)$$

Somit ergeben sich für die oben gezeigte Geschwindigkeitsvariation die in **Tabelle 5.4** aufgeführten Schichtdicken d des Ölfilms.

Tabelle 5.4: Geschwindigkeit, Schmierfilmdicke und Reibkraft unter leitfähiger O-Ringdichtung

v [mm/s]	d [μm]	d_{red} [μm]	$F_{R,öl}$ [N]
0,25	2,539	0,829	3,09
0,5	2,600	0,890	2,79
1	2,730	1,020	2,48
2	2,874	1,164	2,47

Um den tatsächlichen Zuwachs der Schmierfilmdicke d_{red} im Vergleich zum ungeschmierten Fall zu berechnen, muss jeweils die mittlere Luftschichtdicke $d_{tr} = 1,71 \mu\text{m}$

⁵Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Leibniz Univ. Hannover

subtrahiert werden, da das gesamte Höhenprofil durch den Ölfilm veränderter Permittivität gefüllt wird.

Die Ergebnisse der Kapazitätsmessung und der Reibkraftmessung im Zustand quasistationärer Bewegung liefern das erwartete Bild: Dem Verlauf der Reibkraft zufolge befindet sich das System im Mischreibungsbereich, vgl. **Tabelle 5.4**. Dieser zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass die Reibkraft im Bereich kleiner Geschwindigkeiten mit steigender Geschwindigkeit zunächst abfällt, wie es im hier untersuchten System der Fall ist. Die bei dieser Materialkombination auftretenden sehr kleinen Reibkräfte deuten darauf hin, dass die Dichtung mit der Oberflächentopographie des Kolbens in Form von Hysteresee- und Grenzschichtreibung interagiert, ein Festkörperkontakt ist aber eher auszuschließen. Zudem sind nach den Versuchen keinerlei Abriebspuren an der Dichtungsinnecke zu erkennen. Die Schichtdickenbestimmung über das vorgestellte Kapazitätsmessverfahren bestätigt diese Beobachtungen: Die Schmierfilmdicke nimmt im untersuchten Geschwindigkeitsbereich mit steigender Geschwindigkeit zu und ist in jedem Fall größer als im zuvor einmalig bestimmten ungeschmierten Zustand. Ein Vergleich der berechneten Schichtdicken mit der mittleren Höhe R_a des Rauheitsprofils der Kolbenstange führt hier tatsächlich zu der Diagnose eines elasto-hydrodynamischen Mischreibungszustands mit Trennung der Reibpartner, der jedoch eine Interaktion mit einzelnen Rauheitsspitzen in Form von Hysteresereibung zulässt. Wie bereits erwähnt, ist zu erwarten, dass im vorliegenden Fall auch die Scherfestigkeit der Grenzschmierschicht in Form von Grenzschichtreibung die Reibkraft mitbestimmt.

Das vorgestellte Verfahren kann auch in anderen Dichtungskonfigurationen angewendet werden. Zum Einen können die Dichtungsgeometrien variiert werden: Um eine genauere Aussage über die lokale Schichtdicke treffen zu können, müssen die geometrischen Verhältnisse, insbesondere der Verformungszustand der Dichtung, bekannt sein. So können aus der integralen Messung der Kapazität und der darauf aufbauenden Berechnung einer mittleren Schmierfilmdicke z.B. mit Hilfe der FEM genauere Erkenntnisse über den Schichtdickenverlauf gewonnen werden. Zum Anderen können die Dichtungswerkstoffe variiert werden: Im Folgenden wird das Berechnungsverfahren für nichtleitende Dichtungswerkstoffe analog zu Abschnitt 5.3.1 kurz vorgestellt.

Abb. 5.18 zeigt das Kapazitätenetzwerk für ein geschmiertes System mit einer Stangendichtung, die nicht leitfähig ist. In diesem Fall besteht das Netzwerk aus den parallel geschalteten Kapazitäten C_L der Luft und C_H des Gehäuses und der Dichtungskapazität C_D in Reihe mit der Schmierfilmkapazität C_S . Die Kapazitäten der Luft und des Dichtungsgehäuses können durch einfache Addition der Kapazitäten zur Umgebungskapazität C_U zusammengefasst werden. Experimentelle Untersuchungen haben ergeben, dass die Kapazität des Schmierfilms außerhalb der unmittelbaren Umgebung des Dichtkontaktes im Vergleich zur Kapazität des Luftspalts zwischen Dichtungshalterung und Kolbenstange mit den verwendeten Messgeräten kaum nachweisbar ist und somit vernachlässigt werden kann. Das vorgestellte Netzwerk führt dazu, dass im geschmierten Fall die Kapazität des Gesamtsystems kleiner ist als im ungeschmierten Fall. Die Berechnung der Schmier-

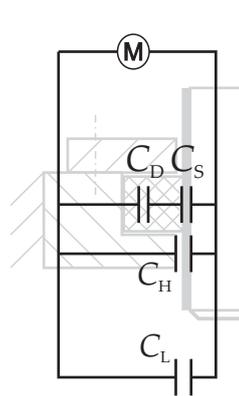


Abbildung 5.18: Kapazitätennetzwerk zur Bestimmung der Schichtdicke des Schmierfilms bei nichtleitendem Dichtungswerkstoff

filmdicke aus der Kapazitätsdifferenz zwischen ungeschmiertem und geschmiertem System erfolgt auch hier gemäß Gl. (5.14), wobei sich die Überführung in die Form für einen Zylinderkondensator anbietet.

Über quasistationäre Reibzustände hinaus wäre eine Beobachtung der Kontaktkapazität in dynamischen Zuständen interessant: Stick-Slip-Bewegungen, Losbrechphänomene, aber auch die Schmierfilmverdrängung im Stillstand sind in Bezug auf das Schmierfilmverhalten noch nicht abschließend verstandene Effekte. Das vorgestellte Verfahren der Kapazitätsmessung bietet technisch die Möglichkeit ihrer Untersuchung, wenn Messgeräte zur entsprechend schnellen Auswertung der Impedanz bzw. der Impedanzänderung zur Verfügung stehen.

Eine Einschränkung gibt es bei sehr dünnen Schmierfilmen auf Fettbasis: Fett ist auf mikroskopischer Skala ein so inhomogener Werkstoff, dass sich bei Kapazitätsmessungen von Filmen in Größenordnungen der Seifenmatrix keine eindeutigen Ergebnisse erzielen lassen. Dieser Zustand kann in Grenzbereichen langsamer Verfahrensgeschwindig-

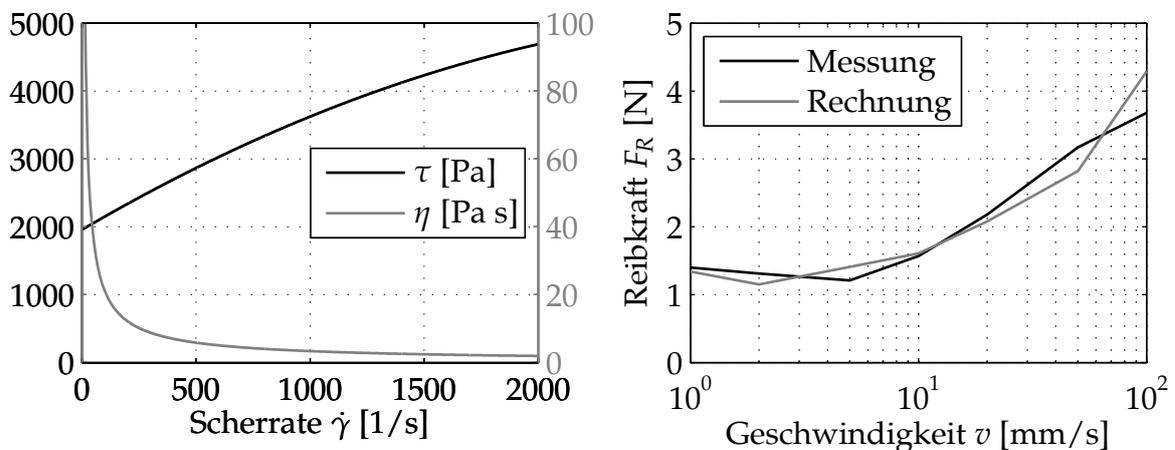


Abbildung 5.19: Viskosität und Scherspannung des Schmierfetts in Abhängigkeit der Scherrate bei 20 °C (links) und Vergleich der berechneten und gemessenen Reibkräfte (rechts)

keit bei verhältnismäßig rauen Dichtungs- und Gegenlaufoberflächen durchaus auftreten. Eine analytische Vorgehensweise für den fettgeschmierten Fall auf Basis von Lösungen der REYNOLDS-Gleichungen für das elastohydrodynamische Regime wird bei WANGENHEIM ET AL. [123] vorgestellt. Sowohl für den Haft- als auch den Gleitfall werden unter Berücksichtigung von Grenzschichtreibungseffekten und geometriebedingten Verdrängungsmechanismen Vorschriften zur Berechnung der Reibkräfte und der Schmierfilmdicken angegeben. Weiterhin finden scherraten- und temperaturabhängige Viskosität und das zeitabhängige Setzverhalten der Dichtung Eingang in die Rechnung, vgl. **Abb. 5.19** links. Die Lösungen werden an einer O-Ring-Dichtung am Dichtungsprüfstand experimentell in guter Übereinstimmung validiert, wie rechts im selben Bild gezeigt.

5.4 Anwendungsbeispiel: Reibungsoptimierung mit Hilfe der Modifikation der Oberflächentopographie

Von vielen Maschinen und mechatronischen Systemen mit pneumatischen oder hydraulischen Aktoren ist die sogenannte „Montag-Morgen-Krankheit“ bekannt: Nach längerem Stillstand reagiert das System bei der ersten Bewegung mit unerwünschten dynamischen Effekten, die auf große Losbrechreibkräfte bzw. Haftreibkräfte zurückzuführen sind. Insbesondere sind diese häufig deutlich größer als die Gleitreibkräfte, so dass einer großen Beschleunigung des Systems nach dem Losbrechen keine entsprechende bremsende Wirkung durch die Reibung entgegensteht. Die große Haftung zwischen Dichtung und Gegenlauffläche ist auf mehrere Ursachen zurückzuführen, die jeweils mit steigender Haftzeit verstärkt auftreten: Zunächst wird der Schmierfilm unterhalb der Dichtlippe verdrängt. Häufig sind die Dichtkanten recht scharfkantig. Dies gilt insbesondere für Abstreiferstangendichtungen in pneumatischen Systemen, die das Schmiermittel im System, Verschmutzung jedoch außerhalb halten sollen. Ihre Geometrie begünstigt naturgemäß das Verdrängen des Schmierfilms. Weiterhin „setzt“ sich die Dichtung. Als Folge von den viskoelastischen Eigenschaften der typischerweise eingesetzten Dichtungswerkstoffe findet eine weitere geometrische Änderung der Dichtungsform statt, die ebenfalls die Schmierfilmverdrängung begünstigen kann. Ohne ausreichende Schmierung können sich zum Einen formschlüssige Verbindungen durch Verzahnungen des Elastomers mit den Oberflächenrauheiten des Reibpartners ausbilden, zum Anderen kann sich mit der Zeit eine steigende Anzahl adhäsiver Bindungen etablieren, die ebenfalls einer Relativbewegung aus dem Stillstand entgegenwirken. Nicht zuletzt kann die verbleibende Grenzschicht des Schmierfilms diese adhäsiven Effekte in Form von Subgrenzschichtreibung verstärken (vgl. Abschnitt 2.4.3.4) oder zumindest durch den Scherwiderstand des Schmierstoffs bedingte Grenzschichtreibungseffekte mit entsprechend hohen Reibkräften verursachen.

Die experimentell untersuchte Pneumatikdichtung aus einem Fahrzeugbremsystem

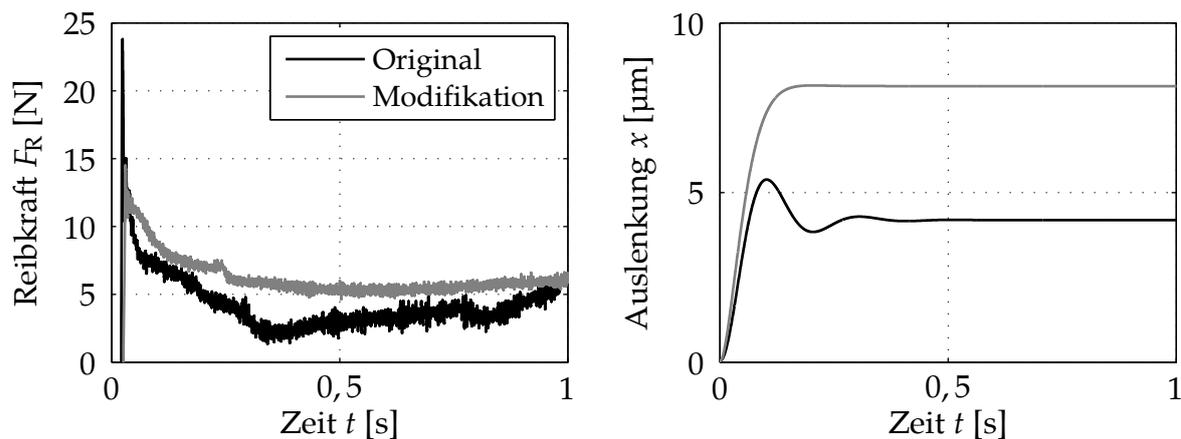


Abbildung 5.20: Links: Reibkraftmessung an der Dichtung für Originaloberfläche und angeraute Oberfläche. Rechts: Simulierte resultierende Auslenkung der Dichtlippe nach Beschleunigung aus Stillstand auf konstante Geschwindigkeit.

weist als Gegenauflfläche eine sehr glatte Polyethylenoberfläche auf. Dieses Dichtsystem weist bereits nach kurzen Standzeiten gesteigerte Haftreibkräfte auf, die an diesem Bauteil unerwünscht sind. **Abb. 5.20** (links) zeigt über einen Zeitraum von 1 s in schwarz den Verlauf der Reibkraft F_R nach einer Bewegung aus dem Stillstand. Die Gegenauflfläche wird auf eine konstante Geschwindigkeit $v = 5 \text{ mm/s}$ beschleunigt. In **Abb. 5.20** (rechts) ist die Auslenkung der Dichtung im selben Zeitraum dargestellt: Es ist zu erkennen, dass eine Schwingung der Dichtlippe angeregt wird. Die Auslenkung wurde mit Hilfe des in Abschnitt 5.2 vorgestellten Minimalmodells simuliert. Anhand der Simulationen können verschiedene Parameter variiert werden, um der Schwingungsanregung der Dichtung entgegenzuwirken. Als interessante Lösung hat sich an dieser Stelle eine Manipulation der Reibcharakteristik erwiesen: Um die Schwingung erst gar nicht entstehen zu lassen, soll der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung minimiert werden. Dazu wurde die Oberfläche des Reibpartners der Dichtung aufgeraut. Einerseits wird auf diese Weise die Kontaktfläche kleiner, was zu weniger adhäsiven Verbindungen führt. Die Rauheiten der Oberfläche dienen als Schmierstoffreservoir, womit auch die Schmierfilmverdrängung behindert wird. Die sich ausbildenden Haftreibkräfte können somit verringert werden. Auf der anderen Seite führen größere Rauheiten im System zu verstärkter Hysteresereibung und somit zu größeren Gleitreibkräften. Das Resultat ist in **Abb. 5.20** zu sehen: Links im Bild zeigt sich in grau das Messergebnis des neuen Systems mit deutlich verringerter Haftreibung bei vergrößerter Gleitreibung. Dies führt gemäß der rechten Abbildung, ebenfalls in grau, zwar zu einer größeren statischen Auslenkung der Dichtlippe, es treten jedoch keine unerwünschten Schwingungen mehr auf. Es zeigt sich hier, dass auch die Verringerung der Oberflächengüte, in diesem Fall von $R_a = 0,02 \mu\text{m}$ zu $R_a = 1,28 \mu\text{m}$ eine Verbesserung der dynamischen Eigenschaften eines Dichtsystems herbeiführen kann. Auch wenn bei der Oberflächenbearbeitung mit der Schleifscheibe ein Profil erzeugt wurde, welches kaum Asperitäten enthält ($R_{sk} = -0,65 < 0$), bleibt selbstverständlich eine Untersuchung der Langzeitdichtheit und des Verschleißverhaltens not-

wendig. Entformungsexperimente haben gezeigt, dass die neue, rauere Oberfläche für die Produktion der Teile im Spritzgussverfahren keinen Nachteil bedeutet. Folglich kann die Oberfläche als Negativ direkt auf die Spritzgussform aufgebracht werden und auf diese Weise die kostengünstige Produktion dieses Bauteils weiterhin sichergestellt sein.

Im Allgemeinen sind Oberflächenqualitäten von Kolbenstangen, aber auch der Innenflächen von Zylindergehäusen für pneumatische Systeme von den Oberflächen hydraulischer Komponenten abgeleitet. Hydraulische Dichtsysteme unterliegen in der Regel jedoch deutlich höheren Differenzdrücken, was auch im Dichtkontakt zu höheren Flächenpressungen führt und somit eine andere Auslegung von Werkstoffen, Bauteilgeometrien und Oberflächen erfordert. Im Rahmen einer Arbeit mit HERMANN ET AL. [43] wird experimentell für einen fettgeschmierten pneumatischen Dichtkontakt eine optimierte Oberflächentopographie ermittelt, wobei insbesondere die gezielte Einstellung der Oberflächenkennwerte der ABBOTT-FIRESTONE-Kurve hervorgehoben wird, vgl. Abschnitt 4.1.4. Obwohl die betrachteten Kennwerte R_{z5} , R_k , R_{vkx} und R_{pkx} der neuen Oberfläche im Vergleich zur Standard-Serienpaarung im Schnitt 10-fach erhöht sind, ergibt sich nach einer Einlaufphase von 10 km bereits eine signifikante Verringerung im Reibkraftniveau des Gleitprozesses, siehe **Abb. 5.21**. Nachdem beide Dichtungspaarungen eine stabile Reibkraftphase durchfahren, erhöht sich die Reibkraft an der Originaldichtung mit glatter Stangenoberfläche ab einer Laufleistung von 150 km beträchtlich, während der Reibkraftgradient der angerauten Stange weiterhin unverändert klein ausfällt. Im Unterschied zur modifizierten Kontaktpaarung setzt bei der Originaldichtung, hervorgerufen durch einen Mangelschmierungsstatus, starker Verschleiß ein. Die glatte Stangenoberfläche und die verschlissene Dichtung bilden eine sehr große Kontaktfläche aus, über die große Reibkräfte in Form von Hysterese-, Adhäsions- und Grenzschichttreibmechanismen übertragen werden. Die modifizierte Stange kann durch ihre Rauheiten nach wie vor genug Schmierstoff bereitstellen und so verstärkten Abrieb vermeiden bzw. hinauszögern. Während diese Langzeitmessungen drucklos durchgeführt wurden, unterstreicht die Reibkraftcharakteristik rechts im Bild diesen Eindruck: Nach 225 km Laufleistung ist die Reibkraft im Bereich des Nennbetriebsdrucks des Zylinders von 6 bar am Originalsystem etwa sechs Mal so groß wie an der modifizierten Stange. Dies ist auf den früher erreichten Mangelschmierzustand zurückzuführen. Die größere Rauheit der modifizierten Stange speichert in ihren Tälern den Schmierstoff, wobei weder Dichtheit noch Lebensdauer des Systems beeinträchtigt werden. Ganz im Gegenteil führt das kleinere Reibkraftniveau augenscheinlich zu einer größeren Lebensdauer des modifizierten Systems. Dies wird insbesondere dadurch sichergestellt, dass durch ein spezielles Schleifverfahren die Rauheitsspitzen gebrochen werden, ohne dass sich die Täler mit Spänen zusetzen. Der Spitzenkennwert R_{pk} bleibt auf diese Weise klein im Vergleich zum Riefenkennwert R_{vk} .

Auch mit einer anderen Methode wurde der Ansatz der gezielten Aufrauung von Oberflächen verfolgt: In Abhängigkeit der Viskosität des eingesetzten Schmiermittels, der Elastizität, der Geometrie und der Härte des Dichtungsmaterials sowie der Einsatzbedingungen wie Relativgeschwindigkeit und Pressung im Dichtkontakt, ist es

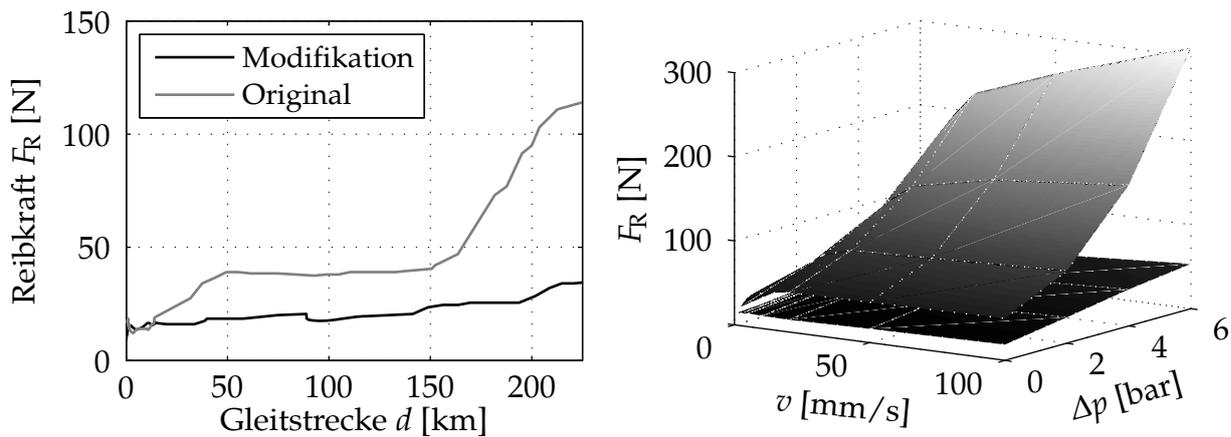


Abbildung 5.21: Vergleich einer Originaldichtungspaarung mit einer Paarung mit modifizierter Stangenoberfläche: Reibkraftmessung der Abstreiferstangendichtung in Abhängigkeit der Laufleistung (links) und gemessene Reibkraftcharakteristika in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Zylinderdruck nach 225 km Laufleistung (rechts) für Original (oben) und Modifikation (unten)

möglich, optimal dimensionierte Grübchen zu berechnen, die per Laserstrukturierung auf die Kolbenstange gebracht werden können, vgl. SHINKARENKO ET AL. [113] oder FERNANDÉZ ET AL. [31]. Die neu geschaffene Oberfläche birgt einige Vorteile: Die Kontaktfläche ist reduziert, was zu geringerer Adhäsionsneigung führt und auch den Hystereseeanteil der Reibung verhindert. Die Grübchen wirken als Schmierstoffreservoir und unterstützen somit die Lebensdauerschmierung des Systems. Nicht zuletzt können auch Abrieb- und Schmutzpartikel durch die Grübchen aufgenommen werden.

Als Ergebnis dieser Untersuchungen kann festgehalten werden, dass hohe Fertigungsgüten, wie sie bisher gefordert werden, sich unter Umständen sogar erheblich nachteilig auf das Systemverhalten in Bezug auf Reibung und Lebensdauer auswirken können. Durch eine aufeinander abgestimmte Selektion von Dichtungsmaterial, Oberflächenbeschaffenheit, Schmiermittel und Einsatzbedingungen eines dynamischen Dichtkontaktes eröffnet sich ein enormes Optimierungspotential in Bezug auf den Energiebedarf und die Lebensdauer von pneumatischen und hydraulischen Systemen mit Reibung.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Axial bewegte Dichtungen werden in einem weiten Bereich industrieller Anwendungen in allen Branchen eingesetzt. Die Entwicklung der Dichtungsgeometrie, die Werkstoffwahl und auch die Wahl eines geeigneten Schmiermittels erfolgt dabei meist erfahrungsbasiert, wobei das Augenmerk auf einem zu jedem Zeitpunkt gut geschmierten pneumatischen und hydraulischen Dichtsystemen liegt. Für diesen Zustand der optimalen (elasto-)hydrodynamischen Schmierung gibt es bereits entsprechend viele Arbeiten, die sich mit der Geometrie und der Werkstoffauswahl beschäftigen, um die Lebensdauer von Dichtungen zu maximieren. Außergewöhnliche Betriebssituationen wie Startreibung nach langer Standzeit oder technische, wirtschaftliche und politische Rufe nach einer Reduktion des Einsatzes von Schmiermitteln rücken die Zustände der Misch- und auch der Trockenreibung immer mehr in den Vordergrund. Für diese Zustände existiert lediglich eine vage Vorstellung über die den Dichtkontakt bestimmenden Reibeffekte. In der Literatur finden sich hier einige Erklärungsversuche, die vor allem den Erkenntnistransfer aus anderen, gut untersuchten Mischreibungssystemen wie etwa dem Reifen-Fahrbahnkontakt vorschlagen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird mit experimentellen Methoden und Simulationen aufgezeigt, welche Reibungseffekte im bewegten Dichtungskontakt tatsächlich eine Rolle spielen und ihre Gewichtung wird deutlich. Ein im Zusammenhang mit der Elastomerreibung häufig hervorgehobener Effekt ist die Hysteresereibung, welche die Energiedissipation durch zeitlich veränderliche Spannungs- und Dehnungszustände des Gummibau-teils beschreiben. Bei Dichtkontakten lohnt sich hier ein genaueres Studium der Kontaktflächen, da sowohl Dichtungsoberfläche als auch Gegenlauffläche i.d.R. augenscheinlich glatt sind, d.h. sie weisen Rauheiten erst in Wellenlängenbereichen unterhalb von wenigen Mikrometern auf. Diese werden herkömmlich durch die bekannten Mittelwertkenngrößen charakterisiert, was einer Reduktion einer komplexen, dreidimensionalen Topographieinformation auf einen Einzelkennwert entspricht. Um die funktionalen Eigenschaften einer Dichtfläche in ihrer Gesamtheit darzustellen und eine gezielte Fertigung der gewünschten Oberflächenstrukturen zu ermöglichen, wird in dieser Arbeit neben der vertieften Betrachtung verbreiteter Kennwerte wie die Mittelwertkenngrößen R_a und R_{z5} , die Hinzunahme weiterer Kennwerte der Oberflächenbeschreibung diskutiert: Es werden hier vor allem Gestaltkenngrößen (R_{sk} und R_{ku}) und Kennwerte der Materialanteilkurve (u.a. R_k , R_{vk} , R_{pk}) beleuchtet. Nach der Norm werden die Mittelwertkenngrößen in Be-

arbeitungsrichtung des Bauteils bestimmt und bestimmen in der technischen Zeichnung direkt die Wahl eines geeigneten Werkzeugs der Oberflächenendbearbeitung. Da die Bearbeitungsrichtung insbesondere bei rotationssymmetrischen Bauteilen wie Kolbenstangen aber nicht mit der Reibrichtung im Einsatz übereinstimmen muss, ist eine richtungsabhängige Bestimmung der herkömmlichen Mittelwertkenngröße R_{z5} zielführend. Auf diese Weise lässt sich zum Einen die Bearbeitungsrichtung identifizieren, auch die Richtung von Oberflächenstörungen wie etwa Riefen, zum Anderen aber auch eine Richtung geringster Rauheit mit vermeintlich geringster Hysteresereibung.

Aus der Amplitudendichtefunktion bzw. der Höhenwertverteilung eines Rauheitschriebs um seinen Mittelwert lassen sich die Gestaltkenngrößen Steilheit R_{ku} und Schiefe R_{sk} ableiten. Auch bei diesen Größen gibt ihre richtungsabhängige Bestimmung einen großen Informationsgewinn für das zu erwartende Reibverhalten auf der untersuchten Gegenlauffläche: Anisotropien der Oberflächentopographie werden auf diese Weise angezeigt und Riefen, die zu Undichtheiten führen können, werden sichtbar gemacht. Es kann mithilfe der vorgestellten Untersuchung für einen gegebene Oberfläche eine optimale Reibrichtung bezüglich ihres Tragverhaltens und Verschleißes ermittelt werden.

Die Amplitudendichtefunktion lässt sich in die kumulative Höhenverteilung eines Topographieschriebs überführen, die auch als Materialanteilkurve oder ABBOTT-FIRESTONE-Kurve bekannt ist. Aus ihr lassen sich weitere genormte Oberflächenkennwerte bestimmen: Die Spitzenkennwerte R_{pk} und R_{pkx} geben Auskunft über die Abrasivität eines Metall-Elastomer-Kontakts. Die Riefentiefenwerte R_{vk} und R_{vqx} zeigen das Schmiermittelrückhaltevolumen der Oberfläche auf. Die Kernrautiefe R_k ermöglicht das Langzeitverhalten des Reibkontaktes in Bezug auf Reibung und Abrieb einzuschätzen. In dieser Arbeit wurde mit der Betrachtung der Gesamtheit der Kennwerte der Materialanteilkurve qualitativ das Reibverhalten auf den Testoberflächen bewertet. So konnte u.a. gezeigt werden, dass die untersuchte reale Kolbenstangenoberfläche für pneumatische Anwendungen zu glatt ist: Das Verdrängen des Schmierfilms wird begünstigt und die resultierende große Kontaktfläche führt dann zu verstärkten Adhäsions- und Grenzschichtreibungseffekten, wodurch Verschleiß und erhöhte Wärmeentwicklung begünstigt werden. Die Ergebnisse stimmen mit den nachfolgende durchgeführten Reibungssimulationen überein.

Weiterhin ist es sinnvoll, die Rauheitsmessung von linienweiser zu einer flächenhaften Messwertaufnahme zu erweitern, um den Informationsgehalt zu steigern. Die Überführung einer vermessenen Oberflächentopographie in den Wellenlängen- bzw. Frequenzbereich mit Hilfe der Berechnung der zweidimensionalen spektralen Leistungsdichte erhöht den Informationsgehalt der Oberflächenanalyse ebenfalls gegenüber der Bestimmung von Oberflächenkennwerten. Anhand dieser Darstellung lassen sich herausragende Wellenlängenbänder der Topographie identifizieren. Weiterhin kann leicht die Bearbeitungsrichtung erkannt werden. Wenn es die spätere Anwendung konstruktiv zulässt, kann auf diese Weise die optimale Gleitrichtung im Reibkontakt bestimmt werden. Die Auswertung des Linienspektrums in eine bestimmte Richtung ermöglicht eine Interpretation

hinsichtlich Dichtheit, Hystereseverlust und auch Abrieb.

Die richtungsabhängige Simulation der Hysteresereibung eines Elastomerkörpers auf den untersuchten Oberflächen bestätigt die Notwendigkeit einer erweiterten Beschreibung der Oberflächentopographie. Die Berücksichtigung weiterer Kennwerte und des Anregungsspektrums beinhalten Informationen über das Reibverhalten, die bei der Berechnung der Mittelwertkenngrößen verloren gehen. Auf der anderen Seite wird aber auch deutlich, dass eine direkte quantitative Vorhersage des Hysteresereibverhaltens aus einer genauen Topographiebeschreibung allein nicht gelingt, es ist immer ein Zusammenwirken mit dem Materialverhalten des Elastomers.

Der Einsatz von Schmiermitteln im Dichtkontakt vermindert den Anteil der Hysteresereibung durch das Ausfüllen der Rauheitstäler der Gegenlauffläche. Auch sehr dünne Schmiermittelschichten führen zu einer merklichen Reduktion. Für trockene Dichtkontakte werden häufig Dichtungswerkstoffe genutzt, die migrierende Flüssigschmierstoffe enthalten. Diese werden nach einer gewissen Einlaufzeit auf die Gegenlauffläche transferiert und führen so zu einer Reduktion der Hysteresereibung. Gleiches gilt für Festkörperschmierstoffe: Diese sollen nach einem Initialabrieb der Vulkanisationshaut bei Elastomerdichtungen ebenfalls auf die Gegenlauffläche übertragen werden und sich in den Tälern anreichern.

In vielen Reibkontakten mit Elastomeren spielt die Temperaturentwicklung durch den Reibprozess eine große Rolle. In dieser Arbeit wird gezeigt, dass dahingegen die in der Regel metallischen Kontaktpartner im Dichtungskontakt eine um ein bis zwei Größenordnungen größere Temperaturleitfähigkeit aufweisen als Elastomerwerkstoffe. Dies bewirkt, dass ca. 99 % der Wärme in den metallischen Kontaktpartner geleitet werden. Dieser Effekt wird durch den Einsatz von Schmiermitteln meist noch verstärkt. Es lässt sich folgern, dass die Temperaturentwicklung im Dichtungskontakt keine Rolle für die Auslegung der Reibpartner spielt, wenn für eine ausreichende Wärmeabfuhr der metallischen Komponenten gesorgt wird. Die Einsatzbedingungen und Umgebungstemperatur des Dichtsystems beeinflussen hingegen direkt das Reibverhalten der Dichtung.

Die bekannten Modelle der Hysteresereibung betrachten die Frequenzinformation aus der Topographie des harten Kontaktpartners integral, was zur Folge hat, dass der Beitrag einzelner Wellenbänder nicht deutlich wird. Weiterhin ist in diesem Zusammenhang die tatsächlich angeregte Schichtdicke im Elastomer nicht abschließend untersucht. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine mehrskalige Betrachtung der Hysteresereibung vorgestellt. Neben der angeregten Schichtdicke wird insbesondere der große Beitrag der langwelligen Bänder großer Amplitude der Topographie deutlich. Auf Basis der beschriebenen Modellierung lassen sich Werkstoffeigenschaften und Oberflächen optimal aufeinander abstimmen.

Die Erweiterung des Hysteresereibungsmodells um mehrere miteinander gekoppelte Kontaktpunkte ermöglicht eine bessere Abbildung des tatsächlichen Materialverhaltens im Kontakt. Das Anschmiegen des Dichtungswerkstoffes in die raue Gegenlauffläche

wird auf diese Weise berücksichtigt und führt zu einer Reduktion des simulierten Hysteresereibungswerts im trockenen Kontakt in einer Größenordnung von 10 % und bestätigt die Ergebnisse der Multiskalenanalyse einer nahezu vollständigen Eindringung.

Der Einsatz von Schmiermitteln bestimmt den Dichtungsreibkontakt maßgeblich. Zunächst einmal verhindern sie die Ausbildung adhäsiver Bindungen, wie der sensitive Pendelversuch im Rahmen dieser Arbeit gezeigt hat. Es lässt sich hieraus folgern, dass Adhäsionsreibung, wie sie vor allem aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt bekannt ist, in Dichtkontakten keine Rolle spielt. Die verbreitete Beimengung von Schmierstoffen direkt in das Dichtungsmaterial verhindert Adhäsionsreibungsmechanismen auch in ungeschmierten Kontakten.

Die messtechnische Bestimmung der Schmierfilmdicke in Reibkontakten ist nach wie vor ein Thema großen Interesses. Es wird ein Verfahren vorgestellt, mit dem in Elastomer-Metall-Kontakten Schichtdicken von Schmiermitteln vermessen werden können. Die elektrische Kapazität des Kontakts wird mit dem Schmierfilm als Permittivität im ungeschmierten und geschmierten Fall verglichen, um die Schmierfilmdicke berechnen zu können. Die Vorgehensweise wird an einem Tribometer und einer dynamischen O-Ring-Dichtung validiert. Sowohl leitende als auch nichtleitende Compounds bzw. Mischungen können als Dichtungswerkstoff eingesetzt werden, wobei die Schmierfilmdickenbestimmung entsprechend angepasst erfolgen muss. Der Vorteil des Verfahrens liegt darin, dass Originalsysteme im tatsächlichen Einsatz untersucht werden können, wenn die elektrischen Eigenschaften des Systems es zulassen.

Anhand einer fettgeschmierten Pneumatikdichtung wird nachgewiesen, dass durch gezieltes Einstellen der Oberflächenbeschaffenheit die Interaktion mit dem Schmiermittel gesteuert werden kann, um etwa unerwünschte dynamische Erscheinungen wie Stick-Slip zu vermeiden. In diesem Fall ist durch verschiedene Beschichtungsmethoden die Benetzung der Oberflächen so verbessert worden, dass die klassische Ursache reibungs-erregter Schwingungen in Form einer fallenden Reibwertcharakteristik beseitigt werden konnte. An zwei weiteren Anwendungen mit axial bewegten Dichtkontakten wird über eine Topographieänderung des harten Kontaktpartners das Reibverhalten des geschmierten Kontakts manipuliert. Im ersten Fall konnte durch Aufrauen ein Herabsetzen der Startreibung bei gleichzeitiger Steigerung der Gleitreibung herbeigeführt werden. Auf diese Weise wurde eine dynamische Anregung der Dichtlippe, die zu einer unerwünschten Geräuschentwicklung geführt hatte, unterbunden, ohne dass sich der Verschleiß bedeutend erhöhte. Im anderen Fall wurde das Gesamtreibniveau einer Stangendichtung trotz Aufrauens der Kolbenstangenoberfläche beträchtlich gesenkt. Das Schmiermittelrückhaltevermögen der Oberfläche wurde durch Schaffen größerer Riefen deutlich verbessert. Ein zusätzlicher Schleifprozess zum Ausfeuern der Rauheitsspitzen verhindert jedoch ein Ansteigen der Abrasivität. Mit diesen gezielten Bearbeitungsschritten der Oberfläche konnte auf der einen Seite das Reibniveau und damit der Energieverbrauch des Dichtsystems deutlich gesenkt werden, auf der anderen Seite wurde die Lebensdauer deutlich erhöht.

Literaturverzeichnis

- [1] ABBOTT, E. J. ; FIRESTONE, F. A.: Specifying Surface Quality. In: *Mechanical Engineering ASME* 55 (1933), S. 569 – 572
- [2] ACHENBACH, M. ; FRANK, E.: Reibung von Elastomeren. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 48 (2001), S. 43 – 47
- [3] ACHENBACH, M. ; HERDY, M.: Mit Evolutionsstrategie viskoelastische Materialparameter aus thermorheologischen Meßwerten ermitteln. In: *Kautschuk, Gummi, Kunststoffe* 56 (2003), Nr. 1/2, S. 24 – 31
- [4] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2005
- [5] BARQUINS, M.: Adherence, friction and wear of rubber-like materials. In: *Wear* 158 (1992), S. 87 – 117
- [6] BARZ, M.: *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Spindellagern*, Universität Hannover, Diss., 1996
- [7] BERG, J. C. (Hrsg.): *Wettability*. New York, NY : Dekker, 1993
- [8] BERG, J. C. (Hrsg.): *An introduction to interfaces and colloids: the bridge to nanoscale*. Hackensack, NJ : World Scientific, 2010
- [9] BERGMANN, L. ; SCHAEFER, C.: *Lehrbuch der Experimentalphysik*. 12. Auflage. de Gruyter, 2008
- [10] BHUSHAN, B.: *Introduction to tribology*. New York, NY : Wiley, 2002
- [11] BISCHOF, C. ; POSSART, W.: *Adhäsion – Theoretische und experimentelle Grundlagen*. Berlin : Akademie-Verlag, 1983
- [12] BOWDEN, F. P. ; TABOR, D.: *The Friction and Lubrication of Solids*. New York, NY : Oxford University Press, 1986
- [13] BRIGHAM, E. A.: *FFT: schnelle Fourier-Transformation*. 6. Auflage. München : Oldenbourg, 1995
- [14] CARSLAW, H. S. ; JAEGER, J. C.: *Conduction of Heat in Solids*. 2. Auflage. Oxford, UK : University Press, 1980
- [15] CHANG, W. R. ; ETSION, I. ; BOGY, D. B.: An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces. In: *TRANS ASME, J Tribol* 109 (1987), S. 257 – 263

- [16] CHANG, W. R. ; ETSION, I. ; BOGY, D. B.: Adhesion model for metallic rough surfaces. In: *TRANS ASME, J Tribol* 110 (1988), S. 50 – 56
- [17] CHANG, W. R. ; ETSION, I. ; BOGY, D. B.: Static friction coefficient model for metallic rough surfaces. In: *TRANS ASME, J Tribol* 110 (1988), S. 57 – 63
- [18] CHOO, J. W. ; OLVER, A. V. ; SPIKES, H. A. ; DUMONT, M. L. ; IOANNIDES, E.: Interaction of asperities on opposing surfaces in thin film, mixed elastohydrodynamic lubrication. In: *TRANS ASME, J Tribol* 130 (2008), Nr. 12, S. 1 – 10
- [19] CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*. 2. Auflage. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2003
- [20] DEBLER, C. ; GRONTZIKI, M. ; POLL, G.: Investigation into the sealing contacts of reciprocating elastomeric seals - correlation of calculations with contact force measurements and optical observations. In: *Fluid Sealing, 17th International Conference*, 2003, S. 169 – 186
- [21] DERJAGUIN, B. V. ; MULLER, V. M. ; TOPOROV, Y. P.: Effect of contact deformations on the adhesion of particles. In: *J. Colloid Interface Sci.* 53 (1975), S. 314 – 326
- [22] DOMININGHAUS, H. ; ELSNER, P. (Hrsg.) ; EYERER, P. (Hrsg.) ; WIRTH, T. (Hrsg.): *Kunststoffe*. 7. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2008
- [23] DOWSON, D.: Elastohydrodynamic and microelastohydrodynamic lubrication. In: *Wear* 190 (1995), S. 125 – 138
- [24] DOWSON, D.: *History of Tribology*. 2. Auflage. London, UK : Professional Engineering Publ., 1998
- [25] DOWSON, D. ; EHRET, P.: Past, present and future studies in elastohydrodynamics. In: *Proc. IMechE* J213 (1999), S. 317 – 333
- [26] DOWSON, D. ; HIGGINSON, G. R.: *Elasto-hydrodynamic lubrication*. Oxford, UK : Pergamon Press, 1977
- [27] ETSION, I. ; AMIT, M.: The effect of small normal load on the static friction coefficient for very smooth surfaces. In: *TRANS ASME, J Tribol* 115 (1993), S. 406 – 410
- [28] EVANS, C. R. ; JOHNSON, K. L.: The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants. In: *Proc. IMechE* C200 (1986), S. 303 – 312
- [29] EVANS, H. P. ; SNIDLE, R. W.: Inverse solution of Reynolds' equation of lubrication under point-contact elastohydrodynamic conditions. In: *Trans. ASME J. Lubr Techn.* 103 (1981), S. 307 – 318
- [30] FERNANDEZ-DIAZ, B. ; KOZMA, M. ; IGARTUA, A. ; FERNANDEZ, X. ; MENDOZA, G.: Friction and wear behavior of lubricated elastomers. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 56 (2009), Nr. 1, S. 28 – 31

- [31] FERNANDEZ-DIAZ, B. ; MENDOZA, G. ; FERNANDEZ, X. ; IGARTUA, A. ; ETXARRI, J. ; GOMEZ, D.: Efecto tribológico del texturizado superficial por láser en materiales elastoméricos. In: *Congreso Ibérico de Tribología – IBERTRIB*, 2007
- [32] FRÈNE, J.: *Hydrodynamic lubrication: bearings and thrust bearings*. Amsterdam : Elsevier, 1997
- [33] GÄBEL, G. ; KRÖGER, M.: Reasons, models and experiments for unsteady friction of vehicle tires. In: *Tagungsband VDI-Tagung: Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn Bd. 2014*, 2007, S. 245 – 259
- [34] GÄBEL, G. S.: *Beobachtung und Modellierung lokaler Phänomene im Reifen/Fahrbahn-Kontakt*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2009
- [35] GONG, L. ; KIM, H.-C. ; DONOVAN, J. A.: Adhesion of Carbon Black Filled Natural Rubber to Glass. In: *32nd International SAMPE Technical Conference*, 2000, S. 427 – 437
- [36] GRASWALD, C.: *Reibung im elasto-hydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben*. München : Hieronymus, 2002
- [37] GREENWOOD, J. A. ; WILLIAMSON, J. B.: Contact of nominally flat surfaces. In: *Proc. Roy. Soc.* A295 (1966), S. 300 – 319
- [38] HAGEDORN, P.: *Nichtlineare Schwingungen*. Wiesbaden : Akad. Verl.-Ges., 1978
- [39] HAMROCK, B. J. ; SCHMID, S. R. ; JACOBSON, B. O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2. Auflage. New York, NY : Dekker, 2004
- [40] HEINRICH, G. ; KLÜPPEL, M.: Rubber friction, tread deformation and tire traction. In: *Wear* 265 (2008), S. 1052 – 1060
- [41] HERMANN, A. ; DABISCH, T.: Werkstoffmodifikationen und ihre Auswirkungen in pneumatischen Applikationen unter tribologischen Aspekten. In: *ISC, Internationale Dichtungstagung, 15*. Frankfurt am Main : VDMA Fluidtechnik, 2008, S. 265 – 280
- [42] HERMANN, A. ; DABISCH, T. ; STEEP, F.: Influence on tribological behaviour of polymer compounds due to modification of counterparts used in pneumatic actuators. In: FLITNEY, R. (Hrsg.): *Papers presented at 20th International Conference on Fluid Sealing*, 2009, S. 89 – 100
- [43] HERMANN, A. ; GRÖNEFELD, P. ; WANGENHEIM, M.: Variation of counter surface parameters and their tribological impact in pneumatic actuators. In: *ISC, Internationale Dichtungstagung, 16*. Frankfurt am Main : VDMA Fluidtechnik, 2010, S. 209 – 220
- [44] HERMANN, A. ; WANGENHEIM, M. ; GRÖNEFELD, P.: Tribological impact of surface roughness modifications to frictional counterparts in contact with TPU sealing compounds. In: *7. International Fluid Power Conference*, 2010, S. 287 – 300

- [45] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *J. für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156 – 171
- [46] HIRST, W. ; MOORE, A. J.: Elastohydrodynamic lubrication at high pressures. II - Non-Newtonian behaviour. In: *Proc. Roy. Soc. Lond.* A365 (1979), S. 537 – 565
- [47] HOOKE, C. J. ; O'DONOGHUE, J. P.: Elastohydrodynamic lubrication of soft, highly deformed contacts. In: *J. Mech. Eng. Sci.* 14 (1972), S. 34 – 48
- [48] HORI, Y.: *Hydrodynamic lubrication*. Tokyo, Japan : Springer-Verlag, 2006
- [49] HSU, S. M.: Boundary lubrication of materials. In: *Mater. Res. Soc. Bull.* 16 (1991), Nr. 10, S. 54 – 58
- [50] HSU, S. M. ; GATES, R. S.: Boundary lubricating films: formation and lubrication mechanism. In: *Tribol Int* 38 (2005), S. 305 – 312
- [51] HUDSON, J. B.: *Surface Science. An Introduction*. New York, NY : Wiley, 1992
- [52] IHLEMANN, J.: *Kontinuumsmechanische Nachbildung hochbelasteter technischer Gummiverkstoffe*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003
- [53] ISRAELACHVILI, J. N.: *Intermolecular and surface forces*. 2. Auflage. San Diego : Academic Press, 1991
- [54] JACOBSON, B. O.: *Rheology and elastohydrodynamic lubrication*. Amsterdam : Elsevier, 1991
- [55] JOHNSON, K. L. ; KENDALL, K. ; ROBERTS, A. D.: Surface energy and the contact of elastic solids. In: *Proc. R. Soc. London* 324 (1971), S. 301 – 313
- [56] JOHNSON, K. L. ; ROBERTS, A. D.: Observations of viscoelastic behaviour of an elastohydrodynamic lubricant film. In: *Proc. R. Soc. Lond.* A337 (1974), S. 217 – 242
- [57] KAUDERER, H.: *Nichtlineare Mechanik*. Berlin : Springer, 1958
- [58] KLÜPPEL, M. ; HEINRICH, G.: Rubber friction on self-affine road tracks. In: *Rubber Chemistry and Technology* 73 (2000), S. 578 – 606
- [59] KOZMA, M. ; MATE, L.: Evaluation of the friction behavior of lubricated elastomer measured in laboratory. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 56 (2009), Nr. 2, S. 47 – 51
- [60] KÜPFMÜLLER, K. ; MATHIS, W. ; REIBIGER, A.: *Theoretische Elektrotechnik: Eine Einführung*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2008
- [61] KRÖGER, M.: Adhesion of rubber on smooth and rough surfaces. In: *Kautschuk-Herbst-Kolloquium*, 2004, S. 533 – 542
- [62] KRÖGER, M.: Untersuchung von Schwingungen und Stößen an Systemen mit adhäsiven Kontakten. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*. Bremen, 2008

- [63] KRÖGER, M.: Experimental and analytical Investigation on Rubber Contacts with Adhesion. In: *8th World Congress on Computational Mechanics, WCCM8*. Venedig, 2008
- [64] KRÖGER, M. ; POPP, K. ; KENDZIORRA, N.: Experimental and Analytical Investigation of Rubber Adhesion. In: *Machine Dynamics Problems* 28 (2004), S. 79 – 89
- [65] KRÖGER, M. ; WANGENHEIM, M. ; MOLDENHAUER, P.: Temperatureeffekte auf das lokale Reibverhalten von Elastomeren im Gleit- und Rollkontakt. In: *VDI-Berichte* Bd. 1912, 2005, S. 271 – 290
- [66] KUMMER, H. W.: *Engineering research bulletin*. Bd. 94: *Unified theory of rubber and tire friction*. University Park, PA : Pennsylvania State Univ., 1966
- [67] LE GAL, A.: *Investigation and modelling of rubber stationary friction on rough surfaces*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2007
- [68] LE GAL, A. ; KLÜPPEL, M.: Investigation and modelling of rubber stationary friction on rough surfaces. In: *J. Phys.: Condens. Matter* 20 (2008)
- [69] LINDNER, M.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklotzen und Dichtungen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006
- [70] LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K. ; GIMENEZ, M.: Stick-Slip Behaviour of Seals with Respect to Time Dependent Friction Forces. In: *Proceedings of the 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and RD+D Expo*. Anaheim, CA, 2004
- [71] LINDNER, M. ; SEXTRO, W. ; POPP, K.: Hysteretic Friction of a Sliding Rubber Element. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* Bd. 4, 2004, S. 101 – 102
- [72] LUFISKY, K. ; CZIESIELSKI, E. (Hrsg.): *Lufsky Bauwerksabdichtung*. 6. Auflage. Wiesbaden : B. G. Teubner Verlag, 2006
- [73] MAGNUS, K. ; POPP, K. ; SEXTRO, W.: *Schwingungen*. 8. Auflage. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2008
- [74] MANG, T. (Hrsg.) ; DRESEL, W. (Hrsg.): *Lubricants and lubrication*. Weinheim : Wiley-VCH, 2007
- [75] MARTÍNEZ, L. ; ÁLVAREZ, L. ; HUTTEL, Y. ; MÉNDEZ, J. ; ROMÁN, E. ; VANHULSEL, A. ; VERHEYDE, B. ; JACOBS, R.: Surface analysis of NBR and HNBR elastomers modified with different plasma treatments. In: *Vacuum* 81 (2007), S. 1489 – 1492
- [76] MARTINEZ, L. ; NEVSHUPA, R. ; ALVAREZ, L. ; HUTTEL, Y. ; MENDEZ, J. ; ROMAN, E. ; MOZAS, E. ; VALDEZ, J. R. ; JIMEMEZ, M. A. ; GACHON, Y. ; HEAU, C. ; FAVERJON, F.: Application of diamond-like carbon coatings to elastomers frictional surfaces. In: *Tribol. Int* 42 (2009), Nr. 4, S. 584 – 590

- [77] MÜLLER, H. K. ; NAU, B. S.: *Fluid sealing technology : principles and applications*. New York, NY : M. Dekker, 1998
- [78] MOLDENHAUER, P. ; LINDNER, M. ; KRÖGER, M. ; POPP, K.: Modelling Hysteresis and Adhesion Friction of Rubber in Time Domain. In: *Constitutive Models for Rubber IV (ECCMR)*. Leiden, NL : Balkema, 2005, S. 515 – 520
- [79] MULLINS, L.: Softening of rubber by deformation. In: *Rubber Chem. Technol.* 42 (1969), S. 339 – 362
- [80] MURAKI, M. ; DONG, D.: Derivation of basic rheological parameters from experimental traction curves of low viscosity lubricants. In: *Proc. IMechE* J213 (1999), S. 53 – 61
- [81] ÖNGÜN, Y. ; ANDRE, M. ; BARTEL, D. ; DETERS, L.: An axisymmetric hydrodynamic interface element for finite-element computations of mixed lubrication in rubber seals. In: *Proc. IMechE* J222 (2008), Nr. 3, S. 471 – 481
- [82] NIELSEN, L. P.: *Reducing friction can save energy*, 2010
- [83] NORM: *DIN 3771-5*. Nov. 1993. – Fluidtechnik; O-Ringe; Berechnungsverfahren und Maße der Einbauräume
- [84] NORM: *DIN 3760*. Sept. 1996. – Radial-Wellendichtringe
- [85] NORM: *DIN EN ISO 13565-2*. April 1998. – Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve
- [86] NORM: *DIN EN ISO 3274*. April 1998. – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten
- [87] NORM: *DIN EN ISO 4287*. Okt. 1998. – Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit
- [88] NORM: *DIN EN ISO 4288*. April 1998. – Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit
- [89] PALASANTZAS, G.: Comparison of hysteric and adhesive coefficient of friction for rubbers sliding onto self-affine rough surfaces. In: *J. Appl. Phys.* 97 (2005)
- [90] PAULICK, S. (Hrsg.): *Der Brockhaus in einem Band*. 14. Auflage. Mannheim : Brockhaus in der Wissenmedia, 2010
- [91] PAYNE, A.R.: The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. Part I. In: *J. Appl. Polym. Sci.* 6 (1962), Nr. 19, S. 57 – 63

- [92] PERSSON, B. N. J.: *Rubber Friction with Application to Tires*. Sept. 2006. – Fortbildungsseminar „Reibung und Verschleiß“, Deutsches Institut für Kautschuktechnologie
- [93] PERSSON, B. N. J. ; ALBOHR, O. ; HEINRICH, G. ; UEBA, H.: Crack propagation in rubber-like materials. In: *J. Phys.: Condens. Matter* 17 (2005), S. R1071 – R1142
- [94] PERSSON, B. N. J. ; ALBOHR, O. ; TARTAGLINO, U. ; VOLOKITIN, A. I. ; TOSATTI, E.: On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion. In: *J. Phys.: Condens. Matter* 16 (2004)
- [95] POLL, G.: *Konstruktionsmethodik I: Dichtungen*. 2007. – Vorlesungskript Leibniz Universität Hannover
- [96] POLYCARPOU, A. A. ; ETSION, I.: Static friction of contacting real surfaces in the presence of sub-boundary lubrication. In: *TRANS ASME, J Tribol* 120 (1998), S. 296 – 303
- [97] RAMSAUER, R.: Physikalische Probleme der Grenzschichtreibung Teil I: Die Zusammenhänge zwischen Reibungsbeiwert und Normallast bei der Grenzschichtreibung. In: *Kolloid-Zeitschrift* 111 (1948), S. 83 – 95
- [98] RAMSAUER, R.: Physikalische Probleme der Grenzschichtreibung Teil II: Energetische Betrachtungen zur Grenzschichtreibung. In: *Kolloid-Zeitschrift* 111 (1948), S. 145 – 155
- [99] RAMSAUER, R.: Physikalische Probleme der Grenzschichtreibung Teil III: Verschleiß und Grenzschichtreibung. In: *Kolloid-Zeitschrift* 112 (1949), S. 26 – 35
- [100] REINELT, J.: *Frictional Contact of Elastomer Materials of Rough Rigid Surfaces*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2009
- [101] REYNOLDS, O.: On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. B. Tower's Experiments. In: *Philos Trans R Soc Lond* 177 (1886), S. 157 – 234
- [102] RIEGER, H.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung in einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich unter Berücksichtigung der Reibungswärme*, Technische Hochschule München, Diss., 1968
- [103] SALANT, R. F.: Numerical simulation of a mechanical seal with an engineered slip/no-slip face surface. In: *Papers presented at 17th International Conference on Fluid Sealing*, 2003, S. 15 – 28
- [104] SALANT, R. F. ; MASER, N. ; YANG, B.: Numerical Model of a Reciprocating Hydraulic Rod Seal. In: *Transactions of the ASME – Journal of Tribology* 129 (2007), Nr. 92
- [105] SCHLIPF, M. ; SCHUHMACHER, W. ; KOCH, U.: Maßgeschneiderte Radialwellendichtungen unter Verwendung von PTFE-Compounds. In: *ISC, Internationale Dichtungstagung*, 13, 2005, S. 68 – 77

- [106] SCHMIDT, T.: *Mischreibung und Verschleiß in Hydraulikdichtsystemen : Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2011
- [107] SCHOUTEN, M. J. W. ; LEEUWEN, H. J. van: Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen. In: *VDI Berichte* Bd. 1207, 1995, S. 1 – 47
- [108] SEEWIG, J.: Rauheitskenngrößen für die 3D-Oberflächenmesstechnik im Bereich der Mikro- und Nanotechnik. In: *VDI-Berichte* Bd. 1669, 2003, S. 31 – 42
- [109] SEIREG, A. A.: *Friction and lubrication in mechanical design*. New York : Dekker, 1998
- [110] SELLGREN, U. ; BJÖRKLUND, S. ; ANDERSSON, S.: A finite element-based model of normal contact between rough surfaces. In: *Wear* 254 (2003), S. 1180 – 1188
- [111] SEXTRO, W.: *Dynamical Contact Problems with Friction*. 2. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2007
- [112] SEXTRO, W. ; MOLDENHAUER, P. ; WANGENHEIM, M. ; LINDNER, M. ; KRÖGER, M.: Contact Behaviour of a Sliding Rubber Element. In: *Proceedings of CMIS*. Hannover, 2005
- [113] SHINKARENKO, A. ; KLIGERMAN, Y. ; ETSION, I.: The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication. In: *Tribol. Int* 42 (2009), S. 284 – 292
- [114] SPIKES, H. A.: Sixty years of EHL. In: *International Colloquium Tribology, 15*. Ostfildern, 2006, S. 1 – 17
- [115] STANLEY, H. M. ; ETSION, I. ; BOGY, D. B.: Adhesion of contacting rough surfaces in the presence of sub-boundary lubrication. In: *TRANS ASME, J Tribol* 112 (1990), S. 98 – 104
- [116] STEEP, F.: Counter surfaces of hydraulic seals within heavy-duty applications. In: *ISC, Internationale Dichtungstagung, 15*. Frankfurt am Main : VDMA Fluidtechnik, 2008, S. 346 – 354
- [117] Kap. 12 – Dichtungen In: STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2006
- [118] STELTER, P.: *Nichtlineare Schwingungen reibungserregter Strukturen*, Universität Hannover, Diss., 1990
- [119] STREIT, G.: Gummiprüfung - dem Problem angepasst, Teil III. In: *O + P. Ölhydraulik und Pneumatik* 49 (2005), Nr. 3, S. 178 – 182
- [120] STRIBECK, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Berlin : Springer-Verlag, 1903
- [121] TAY, A. ; BARQUINS, M.: Detachment of glass balls from smooth rubber under gravity. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* 26 (2006), S. 371 – 377
- [122] VDMA GESCHÄFTSBEREICH FLUIDTECHNIK: *Geschäftsbericht 2005-2008*. Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer, 2008

- [123] WANGENHEIM, M. ; KOZMA, M. ; MATE, L.: Friction behaviour of grease lubricated seals. In: *ISC, Internationale Dichtungstagung, 15.* Frankfurt am Main : VDMA Fluidtechnik, 2008, S. 281 – 291
- [124] WANGENHEIM, M. ; KRÖGER, M.: Avoidance of friction induced vibrations on seals. In: *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics.* Bremen, 2008
- [125] WANGENHEIM, M. ; KRÖGER, M.: Friction Phenomena on Microscale in Technical Contacts with Rubber. In: *Proceedings of the 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA).* Haifa, Israel, 2008, S. 1 – 7
- [126] WANGENHEIM, M. ; KRÖGER, M. ; WALLASCHEK, J.: Vermeidung von reibungs-selbsterregten Schwingungen an Systemen mit Dichtungen durch Oberflächenbeschichtungen. In: *Tagungsband VDI-Tagung: Nichtlineare Schwingungen,* 2007, S. 163 – 178
- [127] WANGENHEIM, M. ; RIPKA, S.: Temperature Investigations in Tire/Road Contact. In: *Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE,* 2009, S. 1 – 10
- [128] WEDEVEN, L. D.: *Optical measurements in elastohydrodynamic rolling-contact bearings.* London, UK, Imperial Coll., Diss., 1970
- [129] WEDLER, G.: *Adsorption. Eine Einführung in die Physisorption und Chemisorption.* Weinheim : Verlag Chemie GmbH, 1970
- [130] WENNEHORST, B. ; POLL, G.: Optical investigations into the dynamic sealing gap of radial shaft seals. In: *16th International Colloquium Tribology,* 2008, S. 1 – 4
- [131] WIERSCH, P.: *Berechnung thermo-elastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung.* Aachen : Shaker-Verlag, 2005
- [132] WILLIAMS, M. L. ; LANDEL, R. F. ; FERRY, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-Forming Liquids. In: *J. Am. Chem. Soc.* 77 (1955), S. 3701 – 3707

Unveröffentlichte studentische Arbeiten

- [133] FUCHS, A.: *Mehrskalensimulation von Gummireibung.* Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2009
- [134] HERLITZIUS, J.: *Impedanzanalysen an pneumatischen Dichtkontakten zur Bestimmung der Schmierfilmdichte.* Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Diplomarbeit, 2010
- [135] KOLBE, N.: *Untersuchungen zum Einfluss der Kennwerte der Materialanteilkurve auf die Reibung von Gummibauteilen.* Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Bachelorarbeit, 2010

- [136] LI, Q.: *Reibungsuntersuchungen an Dichtungen*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2007
- [137] NEUBAUER, T.: *Modellierung der Hysteresereibung mit gekoppelten Kontaktpunkten*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2008
- [138] RADERMACHER, M.: *Auswertung von Oberflächenstrukturen mit MatLab*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2008
- [139] TATZKO, S.: *Untersuchungen zur Grenzschichtreibung*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2007
- [140] TUMRASVIN, T.: *Development of a mixed friction model for contacts with rubber*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Diplomarbeit, 2008
- [141] WEIGELT, S.: *Untersuchungen zur Grenzschichtreibung an Dichtungen*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Projektarbeit, 2009

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Matthias Wangenheim
Geburtsdatum 11. März 1978
Geburtsort Oldenburg (Oldb)
Staatsangehörigkeit deutsch

Schulbildung

1984 – 1988 Grundschule Ofenerdiek, Oldenburg
1988 – 1990 Orientierungsstufe Carl-Friedrich-Gauß-Schule, Hemmingen
1990 – 1997 Gymnasium Bismarckschule, Hannover
1997 Abitur

Wehrdienst

1997 – 1998 5./ Fallschirmpanzerabwehrbataillon 272 in Wildeshausen

Studium

1998 – 2004 Studium des Maschinenbaus, Fachrichtung Mechatronik,
Universität Hannover
2000 Vordiplom
2004 Diplom

Praktika

1997 NIGAN e.V., Hannover
2003 Astrium GmbH, Friedrichshafen
2003 Silver Star Auto Ltd., Accra, Ghana

Berufliche Tätigkeit

2004 – 2005 Systemingenieur, EADS Space Transportation, Friedrichshafen
seit 2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Dynamik und Schwingungen,
Leibniz Universität Hannover
seit 2008 Oberingenieur, Institut für Dynamik und Schwingungen,
Leibniz Universität Hannover