

H. Toan Nguyen

## **Optimierung des Schmiermittelangebots zur Steigerung der Energieeffizienz von hydrodynamischen Gleitlagern mittels Körperschallanalyse**

Increasing energy efficiency of hydrodynamic journal bearings by optimizing the lubricant supply using structure-borne noise analysis

Band 67

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers



Forschungsberichte

Huu Toan Nguyen

**Optimierung des Schmiermittelangebots zur  
Steigerung der Energieeffizienz von hydrodynamischen  
Gleitlagern mittels Körperschallanalyse**

Increasing energy efficiency of hydrodynamic journal  
bearings by optimizing the lubricant supply using structure-  
borne noise analysis

Band 67

Herausgeber: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2013  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Universität des Landes Baden-Württemberg und  
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen  
06224-7697915

ISSN 1615-8113

# **Optimierung des Schmiermittelangebots zur Steigerung der Energieeffizienz von hydrodynamischen Gleitlagern mittels Körperschallanalyse**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Huu Toan Nguyen  
aus Saigon

Tag der mündlichen Prüfung: 17. Juli 2013

Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Scherge



## **Vorwort des Herausgebers**

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe<sup>[1]</sup> am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie und Monitoring von Lager- und Funktionsreibsystemen, die NVH mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und am Gesamtfahrzeug, die Mikrosystemtechnik mit dem Fokus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

[1] Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)





## Vorwort zu Band 67

Das Bestreben, technische Systeme hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und Leistungsdichte stetig weiter zu verbessern, ist ein wichtiger Megatrend der heutigen Zeit. Hierfür gibt es zwei wesentliche Ursachen. Zum einen kann der Kundennutzen durch die Steigerung der Leistungsdichte – sowohl bezogen auf Performance als auch bezogen auf Kosten – optimiert werden, zum anderen kann durch die verbesserte Energieeffizienz ein wesentlicher Beitrag zur globalen CO<sub>2</sub>-Problematik geleistet werden. Dieser Entwicklung entsprechend werden heute in allen Gebieten des Maschinen- und Fahrzeugbaus neue technische Lösungen entwickelt. Erhebliche Potenziale erschließt hierbei ein weiterer technischer Megatrend, nämlich der zunehmenden „Mechatronisierung“ des Maschinenbaus. Mechatronisierung bedeutet in diesem Zusammenhang u. a., dass mechanische Strukturen durch die Integration elektronischer Systeme kontinuierlich Betriebsinformationen erfassen und mit Hilfe der zugehörigen informationsverarbeitenden Systeme auswerten, und so letztlich in der Lage sind, auf Änderungen von Betriebszuständen intelligent zu reagieren. Diese Entwicklung kann darüber hinaus genutzt werden, um völlig neue Funktionspotenziale zu erschließen.

Ein Bereich, in dem hier Potenziale vorhanden, jedoch noch völlig ungenutzt sind, findet sich auf dem Gebiet der altbewährten Gleitlagerungen, insbesondere in großen Anlagen, wie z. B. Turbinen. Eine Reduzierung der Reibungsverluste in den Lagern kann eine deutliche Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades einer Anlage ergeben. Eine zentrale Problematik ist dabei jedoch der Kompromiss zwischen dem sicheren Betrieb des Gleitlagers, der jederzeit gewährleistet sein muss, und der durch die heute übliche Überversorgung mit Schmierstoff entstehenden hydrodynamischen Reibungsverluste. Neben den, durch die Überversorgung mit Schmiermittel entstehenden unnötigen Reibungsverluste in den Lagern, sind auch die Energieverluste durch die erforderliche Pumpenleistung nicht zu vernachlässigen.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Huu Toan Nguyen an. Er hat sich in seiner Arbeit zum Ziel gesetzt, durch die Nutzung des Condition Monitorings am Beispiel von hydrodynamischen Gleitlagern bei gleichbleibender oder sogar gesteigerter Betriebssicherheit eine deutliche Reduzierung der Reibungsverluste, insbesondere verursacht durch Schmiermittelüberversorgung, zu realisieren. Dazu setzt er ein neuartiges, auf die Nutzung der bei versagender Schmierung entstehenden Körperschallemissionen basierendes Condition Monitoring-System ein, um den Betriebszustand des Gleitlagers kontinuierlich zu erfassen und aus dieser Information dann eine an den aktuellen Bedarf angepasste Schmierstoffversorgung zu realisieren. Herr Dr.-Ing. Nguyen hat systematisch das Potenzial der Schmiermittelreduktion untersucht und beschreibt einen Prozess, mit dem Condition

Monitoring gezielt als Mittel zur Reduzierung der Schmierstoffreibung bei Gleitlagerungen in der Produktentwicklung eingesetzt werden kann. Dieser Prozess wird exemplarisch an einem Großgleitlager angewendet und auf seine Übertragbarkeit hin untersucht. Mit den Ergebnissen der Arbeit steht dem Konstrukteur in der Praxis eine Methode zur Verfügung, mit dem er sowohl das Potenzial der Schmiermittelversorgungsoptimierung erkennen und gleichzeitig die Realisierung strukturiert umsetzen kann.

Juli, 2013

Albert Albers

## Kurzfassung

Der derzeitige Ansatz zum sicheren Betrieb von Gleitlagern besteht in der permanenten Überversorgung des Lagers mit Schmiermittel (i. d. R. Öl). Dies führt zu erheblichen Energieverlusten, da das Lager nicht im Betriebspunkt minimaler Reibungsverluste läuft. Ziel dieser Arbeit ist es daher die durch Reibung verursachte Verlustleistung, zu reduzieren. Dazu wird in der vorliegenden Arbeit ein Referenzprozess zur Steigerung der Energieeffizienz durch Reduzierung von „parasitärer“ Reibung mittels Optimierung des Schmiermitteldurchflusses an nasslaufenden tribologischen Systemen am Beispiel von hydrodynamischen Gleitlagerungen vorgestellt.

Um bei der Reduzierung der Schmiermittelversorgung gleichzeitig stets die Betriebssicherheit zu gewährleisten, wird das hydrodynamische Gleitlager kontinuierlich überwacht. Dazu wird die Methode der Körperschallemissionsanalyse angewendet. Diese soll frühzeitig und zuverlässig das Auftreten von kritischen Betriebsbedingungen, wie bspw. Mischreibung, detektieren um somit rechtzeitig Gegenmaßnahmen, bspw. Erhöhung des Schmiermitteldurchflusses zu ermöglichen.

Als Ergebnis dieser Arbeit wurde eine Reduzierung der Verlustleistung durch Minimierung der Flüssigkeitsreibung an einem hydrodynamischen Gleitlager um bis zu 10 % gezeigt. Insbesondere im Schnellaufbereich für Sommerfeldzahlen  $S_0 < 1$  konnte eine Durchflussreduzierung um bis zu 80 % dargestellt werden. Durch die Reduzierung der Pumpleistung können zudem etliche kWh eingespart werden. Dies trägt ebenfalls zusätzlich zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades bei.



## **Abstract**

Journal bearings are one of the most commonly used engineering parts. State of the art of hydrodynamic journal bearing lubrication is done by a constant oversupply with lubricant. This causes energy losses due to fluid film friction in the unloaded areas of the bearing. Reducing the lubricant flow however may lead to overheating of the bearing or collapse of the load carrying fluid film, both resulting in failure of the journal bearing.

A new approach to safely reduce the lubricant flow is presented in this work with the introduction of a reference model. It describes the energy efficiency increase by reducing fluid film friction and therefore optimizing the amount of lubricant within a hydrodynamic journal bearing. By using a broadband piezoelectric acoustic emission sensor ultrasonic structure-borne noise, usually caused by metal-to-metal contact at mixed and boundary lubrication conditions can be easily detected. Critical operation conditions can be identified and prevented by, e. g. increasing lubrication flow. Thus fluid film friction in the bearing is reduced and machine reliability is assured.

A total power loss reduction of 10% has been experimentally verified as a result of reducing lubricant flow rate to a minimum. The efficiency increases with a decreasing Sommerfeld-number. As the bearing is being closely monitored, AE signal analysis may even lead to increased machine reliability due to inherent condition monitoring. The electrical energy savings due to the reduced pump rates has not been accounted for, therefore the overall efficiency increase should be even higher.



## Danksagung

Diese vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers für die Betreuung meiner wissenschaftlichen Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und den Freiraum für meine Forschungstätigkeiten. Er hat mich nicht nur fachlich gefördert, unterstützt und begleitet, sondern mich auch in meiner Zeit am IPEK durch viel Wissen und vor allem Erfahrung sehr stark als Person geprägt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Matthias Scherge danke ich für die Übernahme des Korreferates.

Für das sehr angenehme und offene Arbeitsklima und ihre Mitwirkung möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des IPEK, insbesondere meinen Kollegen der Forschungsgruppe Condition Monitoring und der Werkstatt, bedanken. Aus den vielen interessanten und ausgiebigen Diskussionen ergaben sich fruchtbare Impulse, welche Einfluss auf meine Arbeit genommen haben.

Mein herzlichster Dank gilt meinen Eltern und meiner Familie, die diese Arbeit durch ihre Unterstützung und ihren Rückhalt möglich gemacht haben.

Karlsruhe, den 17. Juli 2013

Toan Nguyen





“Equipped with his five senses, man explores the universe around him and calls the adventure Science.”

Edwin Hubble



# Inhalt

<b>Inhalt</b> .....	<b>I</b>
<b>Verwendete Symbole</b> .....	<b>V</b>
<b>Verwendete Abkürzungen</b> .....	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>4</b>
2.1 Produktentstehung.....	4
2.1.1 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM).....	4
2.1.2 Eingliederung der Arbeit in die Aktivitäten der Produktentstehung .....	8
2.2 Tribologie.....	8
2.2.1 Tribologische Systeme .....	9
2.2.1.1 Beschreibung tribologischer Systeme mit dem Contact & Channel Ansatz (C – C <sup>2</sup> - A).....	9
2.2.1.2 Allgemeine technische Systeme .....	11
2.2.1.3 Allgemeines tribologisches System.....	12
2.2.2 Tribologische Kontaktfläche .....	15
2.2.3 Reibung.....	16
2.2.3.1 Einteilung der Reibungsarten.....	16
2.2.3.2 Reibungszustände .....	18
2.2.4 Mischreibung.....	20
2.2.4.1 Reibungsmechanismen .....	23
2.2.4.2 Reibungszahl.....	24
2.2.5 Verschleiß .....	25
2.2.5.1 Verschleißmechanismen.....	25
2.2.5.2 Verschleißarten .....	27
2.2.5.3 Gleitverschleiß .....	28
2.2.5.4 Verschleißverläufe .....	29
2.2.6 Schmierung.....	30
2.3 Das tribologische System: Hydrodynamisches Gleitlager .....	32
2.3.1 Hydrodynamisches Wirkprinzip .....	33
2.3.2 Stribeckkurve .....	36
2.3.3 Sommerfeldzahl .....	38
2.4 Tribologische Bauteilprüfung .....	38
2.4.1 Tribologische Prüftechnik .....	39
2.4.2 X-in-the-Loop Framework.....	40
2.5 Bestimmung des Schmiermittelbedarfs eines hydrodynamischen Radialgleitlagers	41

2.5.1	Schmiermittelauslegung nach Vogelpohl.....	42
2.5.2	Schmiermittelauslegung nach VDI 2204.....	43
2.5.3	Schmiermittelauslegung nach ISO 7902 .....	43
2.5.4	Berechnungen zum Schmiermittelbedarf nach Halstenberg .....	44
2.5.5	Zusammenfassung.....	47
2.6	Schallemissionsanalyse.....	48
2.6.1	Entstehung und Ausbreitung von Körperschall.....	50
2.6.1.1	Entstehung von Körperschall .....	51
2.6.1.2	Wellenausbreitung .....	52
2.6.2	Körperschallmessverfahren.....	54
2.6.3	Körperschallanalyse am IPEK.....	56
<b>3</b>	<b>Motivation und Zielsetzung .....</b>	<b>59</b>
3.1	Motivation .....	59
3.2	Zielsetzung .....	60
<b>4</b>	<b>Handlungssystem und methodische Vorgehensweise.....</b>	<b>62</b>
4.1	Definition des Zielsystems .....	62
4.2	Handlungssystem und methodische Vorgehensweise zur Erreichung der Ziele.....	62
<b>5</b>	<b>Tribologische Prüfstände und Software .....</b>	<b>65</b>
5.1	Körperschallerfassung .....	65
5.2	Datenauswertung .....	67
5.3	Kleiner Lagerprüfstand (KLP) .....	69
5.4	Großgleitlager Prüfstand HYDROS.....	71
5.5	Berechnung des Norm Schmiermittelvolumenstroms.....	74
5.6	Gleitlager Simulationsmodell mittels COMSOL Multiphysics® .....	77
5.6.1	Abbildung des Gleitlagers als virtuelles Modell.....	78
5.6.2	Einfluss der Netzgröße auf das Simulationsergebnis .....	80
5.7	Zusammenfassung des Ressourcensystems.....	81
<b>6</b>	<b>Reibleistungsreduzierung bei hydrodynamischen Gleitlagern am KLP durch Optimierung des Schmiermittelvolumenstroms und gleichzeitiger Körperschallüberwachung.....</b>	<b>82</b>
6.1	Anwendung von Körperschall Condition Monitoring .....	82
6.2	Versuchsplanung und Aufbau .....	83
6.2.1	Versuchsablauf .....	83
6.2.2	Schmiermittelregelung für Dauerversuche am KLP .....	87
6.3	V Versuchsergebnisse minimaler Schmiermitteldurchfluss am KLP .....	88
6.4	Zusammenfassung des Kapitels .....	97
<b>7</b>	<b>Validierung des hydrodynamischen Reibungsgebiets mittels Simulation .</b>	<b>99</b>
7.1	Prüfstands Aufbau zur Ermittlung von Druck- und Temperaturverteilung im belasteten Schmierpalt.....	99

---

7.2	Vergleich der simulierten und experimentell ermittelten Schmierspaltdrücke .....	100
7.3	Simulation der Schmierspalthöhen .....	103
7.4	Zusammenfassung des Kapitels .....	106
<b>8</b>	<b>Übertragbarkeit der Methode an den HYDROS Prüfstand.....</b>	<b>107</b>
8.1	Applikation der Körperschallanalyse am HYDROS Prüfstand .....	107
8.2	Versuchsergebnisse .....	109
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung der Ergebnisse zur Ermittlung der Energieeffizienz durch Schmiermitteldurchflussreduktion .....</b>	<b>117</b>
<b>10</b>	<b>Referenzprozess zur Reduzierung der Lagerreibung durch Optimierung des Schmiermittelvolumenstroms .....</b>	<b>121</b>
10.1	Aktivitäten zur Applikation der Methode .....	121
10.2	Beispielhafte Implementierung der Methode am HYDROS .....	124
10.3	Abschätzung der Wirtschaftlichkeit .....	126
<b>11</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>128</b>
11.1	Zusammenfassung .....	128
11.2	Ausblick .....	129
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>IX</b>	
Betreute Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten .....	XVI	



## Verwendete Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
$A_r$	mm <sup>2</sup>	reale Kontaktfläche
$B$	mm	Lagerbreite
$\beta$	Grad	Verlagerungswinkel
$C$	µm	Lagerspiel
$D$	mm	Lagerdurchmesser
$d$	mm	Wellendurchmesser
$e$	mm	Exzentrizität
$\varepsilon$	-	relative Exzentrizität
$\eta$	Pa*s	dynamische Viskosität
$F$	N	allg. Kraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
$F_t$	N	Tangentialkraft
$h$	µm	Schmierspalthöhe
$h_{\min} / h_0$	µm	minimale Schmierspalthöhe
$\mu$	-	Reibkoeffizient
$M$	Nm	Drehmoment
$M_R$	Nm	Reibmoment
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$n_{\ddot{u}}$	min <sup>-1</sup>	Übergangsdrehzahl
$n_k$	min <sup>-1</sup>	Ausklinkdrehzahl
$\Omega$	°	Umschließungswinkel
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Pressung, Druck
$\bar{p}$	N/mm <sup>2</sup>	projizierter Druck
$\psi$	-	relatives Lagerspiel
QQ	-	Durchflusskennzahl

## VI Verwendete Symbole

---

$\dot{Q}_{ist}$	ml/min	Tatsächlicher Durchfluss
$\dot{Q}_{voll}$	ml/min	Durchfluss bei vollständiger Füllung
$\dot{q}$	ml/min	Durchfluss
$\dot{q}_K$	ml/min	Kühlölstrom nach Vogelwohl
$\dot{q}_{Norm}$	ml/min	Durchfluss nach Norm
$\dot{q}_T$	ml/min	Tragölstrom nach Vogelwohl
$\dot{q}_V$	ml/min	Durchfluss nach Vogelwohl
$S_O$	-	Sommerfeldzahl
$r$	mm	Radius
$t_i$	s	Zeit
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung
$U_i$	m/s	Geschwindigkeit
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$V_T$	-	Tragfähigkeit
$W$	nm	Verschleißbetrag



## Verwendete Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Beschreibung</b>
AE	Akustische Emissionen (Schallemissionen)
A/D	Analog Digital Wandler
BF	Begrenzungsfläche
CVT	Continuously Variable Transmission
C – C <sup>2</sup> -A	Contact and Channel Ansatz
EHD	Elastohydrodynamik
FFT	Fast Fourier Transformation
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GUI	Graphical User Interface
GfT	Gesellschaft für Tribologie e.V.
iPeM	integrierte Produktentstehungs-Modell
KLP	Kleiner Lagerprüfstand
LSS	Leitstützstruktur
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
PKW	Personenkraftwagen
PTFE	Polytetrafluorethylen
RNT	Radionuklid-Technologie
RS	Reststruktur
STFT	Short-Time-Fourier-Transformation
SEA	Schallemissionsanalyse
TS	Tragstruktur
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WF	Wirkfläche
WFP	Wirkflächenpaar



# 1 Einleitung

Stetig knapper werdende Ressourcen und die damit verbundenen steigenden Rohstoffkosten zwingen die Industrie zum Umdenken. Zusätzlich verstärken die weltweite heftig geführten Diskussionen zur Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes die Bemühungen, den Wirkungsgrad sowie die Leistungsdichte zu steigern. „Durch Reibung und Verschleiß entstehen den jeweiligen Volkswirtschaften der Industrieländer jährliche Verluste in Höhe von etwa 5 % des Bruttosozialproduktes; das bedeutet für Deutschland ca. 35 Milliarden EUR/Jahr. Durch Umsetzen des bereits vorhandenen tribologischen Wissens könnten davon 5 Milliarden EUR/Jahr eingespart werden. Durch weitere tribologische Forschung kann dieses Sparpotenzial noch gesteigert werden.“<sup>1</sup> Als logische Folge dieser Tatsachen ergibt sich die Konsequenz, verstärkt in energieeffiziente und nachhaltige Technologien zu investieren und diese zu erforschen.

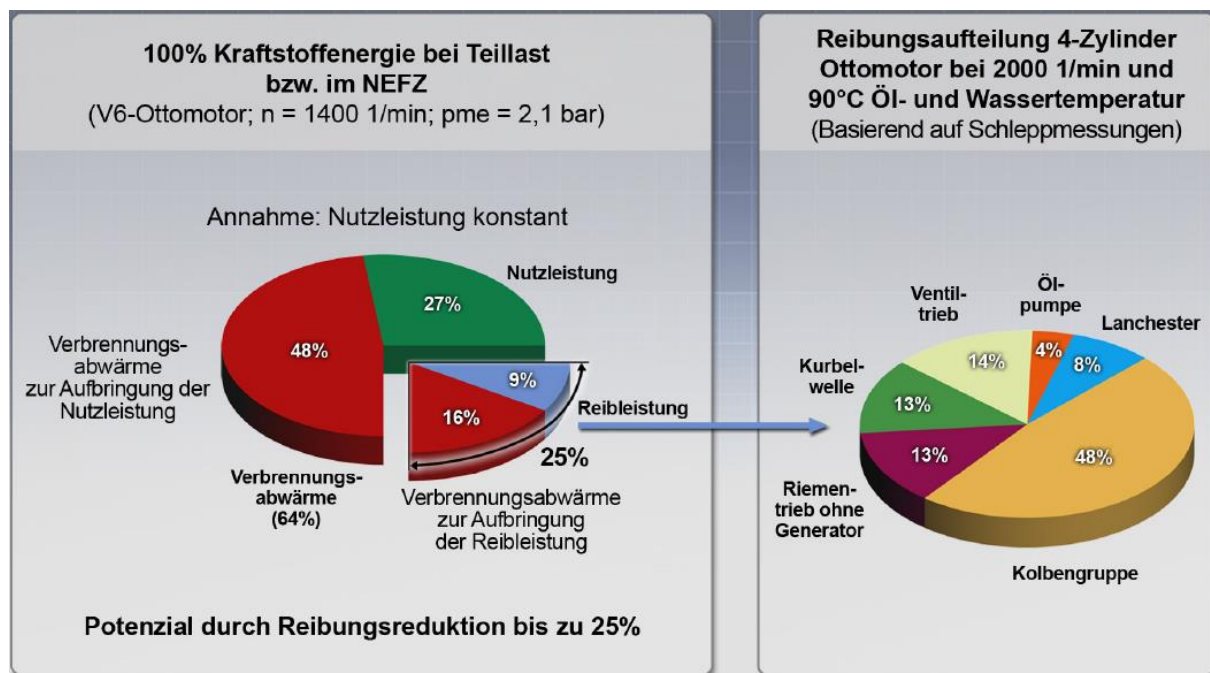


Abbildung 1.1: Aufschlüsselung der zur Aufbringung von Nutz- und Reibleistung notwendigen Verbrennungsabwärme sowie Darstellung der durch die Reibung beeinflussten Verluste und Aufteilung der Motorreibung anhand der wesentlichen Motorbaugruppen (rechts)<sup>2</sup>

<sup>1</sup> GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V.

<sup>2</sup> SCHOMMERS U. A. 2012

## 2 Einleitung

---

Abbildung 1.1 stellt am Beispiel eines Pkw-Verbrennungsmotors die Nutzleistung der Verbrennungs- und Reibleistung gegenüber. Demnach fallen 48 % der Verbrennungswärme zur Aufbringung einer konstanten Nutzleistung an. Weitere 16 % werden zur Erzeugung der Reibleistung benötigt. Insgesamt können somit bis zu 25 % der Verluste allein durch die Reduktion der Motorreibung beeinflusst werden und ist somit ein wichtiger Hebel zur Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades.<sup>3</sup>

Die Anwendung des tribologischen Wissens nach Stand der Forschung bewirkt beträchtliche Einsparungen bei Energie- und Materialeinsatz, Energie- und Rohstoffressourcen werden dadurch geschont.<sup>4</sup> Ziel dieser Arbeit ist es daher, das vorhandene (tribologische) Wissen nach Stand der Forschung gezielt anzuwenden, um die durch Reibung verursachte Verlustleistung zu reduzieren. Dazu wird in der vorliegenden Arbeit ein Referenzprozess zur Steigerung der Energieeffizienz durch Reduzierung von „parasitärer“ Reibung mittels Optimierung des Schmiermitteldurchflusses an nassslaufenden tribologischen Gleitsystemen am Beispiel von hydrodynamischen Gleitlagerungen vorgestellt. Die Reduzierung des Volumenstroms trägt des Weiteren zusätzlich zur Erhöhung der Energieeffizienz bei, indem elektrische Energie in den peripheren Geräten, vor allen Dingen der Schmiermittelversorgungspumpen eingespart wird.

Um bei der Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses stets die Betriebssicherheit zu gewährleisten, wird das hydrodynamische Gleitlager kontinuierlich überwacht. Dazu wird die Methode der Körperschallemissionsanalyse angewendet. Diese soll frühzeitig und zuverlässig das Auftreten von kritischen Betriebsbedingungen, wie bspw. Mischreibung, detektieren, um somit rechtzeitig Gegenmaßnahmen, z. B. die Erhöhung des Schmiermitteldurchflusses, zu ermöglichen. Anhand eines Simulationsmodells, sowie durch die Übertragbarkeit auf einen dimensionsmäßig unabhängigen Prüfstand soll der sichere hydrodynamische Betrieb nachgewiesen und somit die Methode validiert werden.

Zunächst werden die Grundlagen sowie der Stand der Forschung in Kapitel 2 zusammengefasst. Dabei wird zu Beginn der Produktentstehungsprozess mit der zentralen Aktivität Validierung vorgestellt, um die wissenschaftliche Arbeit einordnen zu können. Anschließend erfolgt ein Überblick über das Themenfeld nassslaufende tribologische Systeme mit Fokus auf das Beispiel des hydrodynamischen Gleitlagers, gefolgt von einem Überblick über die Methode der Schallemissionsanalyse. Die

---

<sup>3</sup> SCHOMMERS U. A. 2012

<sup>4</sup> „GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V. - AACHEN“

Motivation dieser Arbeit wird in Kapitel 3 beschrieben und entsprechende Ziele werden abgeleitet. In Kapitel 4 werden die Ziele konkretisiert und die zur Zielerfüllung nötige Vorgehensweise beschrieben. Das Ressourcensystem, also die für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Prüfstände und Messtechnik (Hardware), sowie das Auswertungs- und Simulationsprogramm (Software) werden in Kapitel 5 dargestellt. Anschließend wird in Kapitel 6 die Effizienz der entwickelten Methode experimentell am Prüfstand ermittelt. Der Nachweis der Betriebssicherheit des Gleitlagers erfolgt in Kapitel 7. Dazu wird durch eine Simulation gezeigt werden, dass ein Schmierfilm mit ausreichender Höhe die Reibpartner stets voneinander trennt. Die Übertragbarkeit der Methode wird an einem Großgleitlagerprüfstand in Kapitel 8 validiert werden. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse sowie die Bestimmung der Effizienz der Methode erfolgt in Kapitel 9. In Kapitel 10 werden allgemein gehaltene Aktivitäten als Teil des Referenzprozesses zur erfolgreichen Applikation der Methode am nasslaufendem tribologischem System „Hydrodynamisches Gleitlager“ vorgestellt. Kapitel 11 fasst die Arbeit zusammen und gibt einen kurzen Ausblick auf weitere mögliche Aktivitäten.

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zum Verständnis der Arbeit zusammengefasst. Zunächst wird die Arbeit in den Produktentwicklungsprozess eingegliedert. Anschließend werden die tribologischen Grundlagen vermittelt sowie das tribologische System „hydrodynamisches Gleitlager“ ausführlich beschrieben. Abschließend folgt die Darstellung der Zustandsüberwachung mittels der Körperschallanalyse.

### 2.1 Produktentstehung

Die Produktentstehung ist ein sozio-technisches System, in dem der Mensch neben Arbeitsmitteln, Entwicklungswerkzeugen und Fertigungstechnologien zentraler Akteur ist. Dabei wird eine Summe von Eingangsgrößen in eine Summe von Ausgangsgrößen überführt. Neben dem eigentlichen Produkt fallen als Ausgangsgröße z. B. Dokumentation, Projektpläne, Prototypen etc. an. Die Ziele der Produktentstehung werden im sogenannten Zielsystem definiert, das zum einen anfängliche Ziele beinhaltet, aber auch im Laufe des Prozesses weiter ausdefiniert werden muss. Durch die geistige und physische Arbeit des Menschen werden Ziele in Objekte transformiert. Alle dabei beteiligten Elemente bilden das Handlungssystem.<sup>5</sup>

#### 2.1.1 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM)

Das iPeM ist ein Metamodell und enthält somit allgemeine Beschreibungen zu Elementen und deren Beziehungen, um daraus individuelle Modelle für die Produktentwicklung ableiten zu können. Als Metamodell hat es einen generischen Charakter und enthält alle Elemente, die für die Entwicklung notwendig sind.

Basierend auf den folgenden fünf Hypothesen entwickelte Albers das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM)<sup>6</sup>:

1. Individualität von Produktentstehungsprozessen  
Jeder Entwicklungsprozess ist einzigartig und individuell. Durch sich ständig ändernde Zielsetzungen und Randbedingungen wird ein Produktentwicklungsprozess nie exakt gleich wiederholt.

---

<sup>5</sup> ROPOHL 2009

<sup>6</sup> ALBERS 2010

## 2. System der Produktentstehung

Basierend auf der Systemtheorie kann die Produktentstehung als eine Transformation des Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschrieben werden (vgl. Abbildung 2.1).

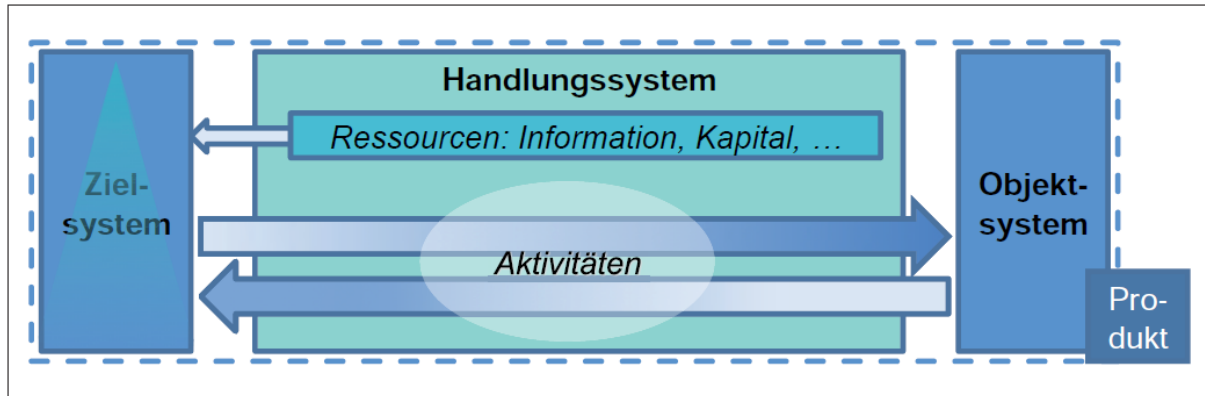


Abbildung 2.1: Das System der Produktentstehung nach Albers<sup>7</sup>

## 3. Validierung

Die zentrale Aktivität im Produktentwicklungsprozess ist die Validierung. Der kontinuierliche und systematische Vergleich zwischen dem Istzustand (Objektsystem) und dem Sollzustand (Zielsystem) ist Voraussetzung für einen erfolgreichen Produktentwicklungsprozess, da nur so rechtzeitig eine Abweichung von den Zielvorgaben festgestellt werden kann.

## 4. Zielbeschreibung in der Problemlösung

Die in Produktentstehungsprozessen generierten Objekte müssen mit den gewünschten Funktionen, die Teil des Zielsystems sind, beschrieben werden, um die Ziele transparent zu halten. Dabei kann die Funktion technischer Systeme als Wechselwirkung zwischen Wirkflächenpaaren (WFP) und sie verbindenden Leitstützstrukturen (LSS) unter der Einbindung der Umgebung durch Konnektoren (Contact and Channel Model (C – C<sup>2</sup>-A)<sup>8</sup>) beschrieben werden.

## 5. Beschreibung von Funktionen

Eine technische Funktion benötigt immer mindestens zwei Wirkflächenpaare (WFP), sie verbindende Leitstützstrukturen (LSS) und zwei Konnektoren für die Einbindung in die Umgebung.<sup>9</sup> Ein System, das keine inneren

<sup>7</sup> ALBERS & BRAUN 2011

<sup>8</sup> ALBERS & SADOWSKI 2013

<sup>9</sup> nach MATTHIESEN & RUCKPAUL 2012

Wirkflächenpaare oder Konnektoren mit seiner Umgebung bildet, erfüllt keine Funktion.

Abbildung 2.2 zeigt eine grafische Darstellung des iPeM. Dieses beinhaltet das Zielsystem, das Objektsystem und das Handlungssystem mit den Aktivitäten der Produktentstehung und der Problemlösung, das Ressourcensystem und das Phasenmodell. Mit diesem Metamodell kann somit jeder individuelle und einzigartige Entwicklungsprozess abgebildet werden (Hypothese 1)<sup>10</sup>.

Nach der zweiten Hypothese wird das Zielsystem durch das Handlungssystem in das Objektsystem transformiert. Das Handlungssystem beinhaltet die Aktivitätenmatrix, das Ressourcensystem sowie das Phasenmodell.

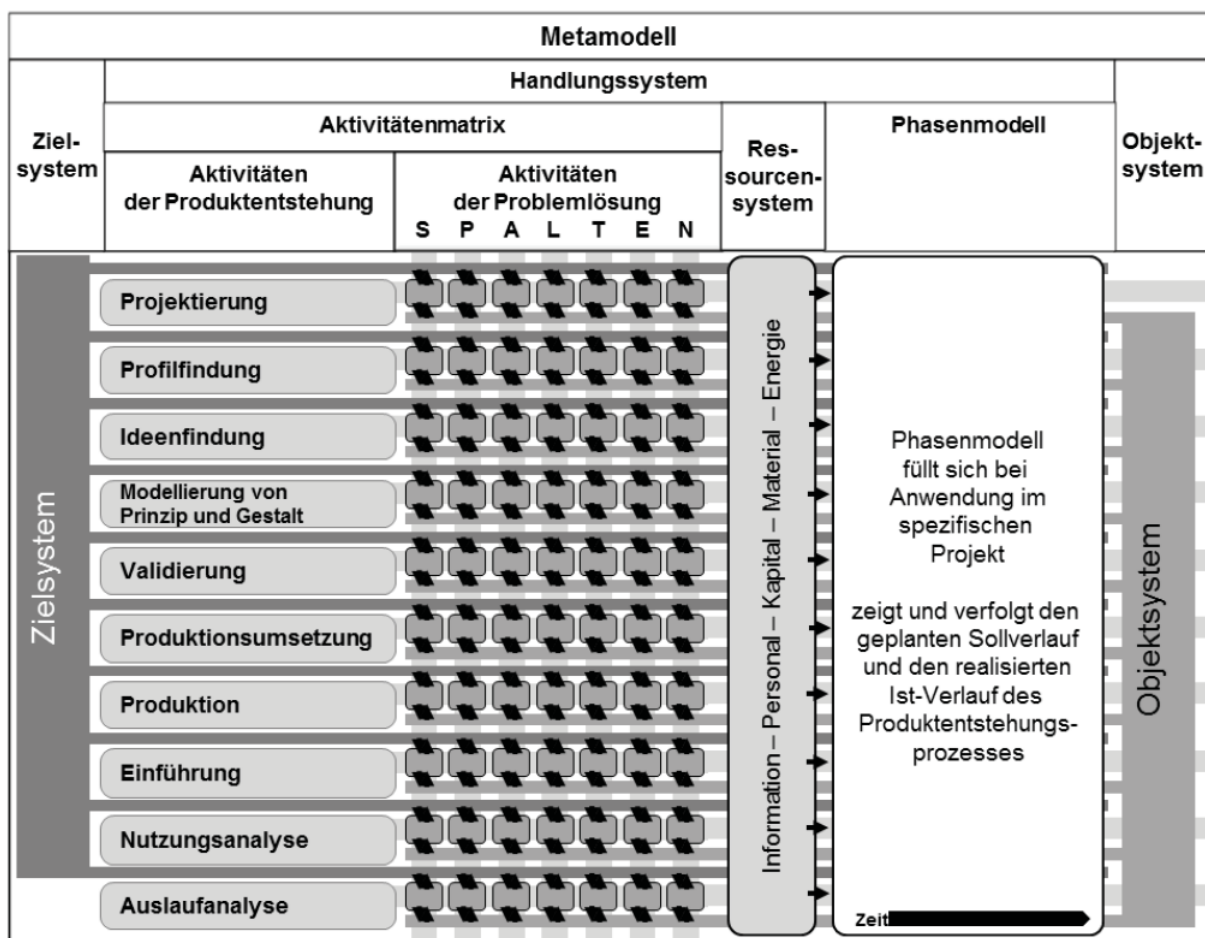


Abbildung 2.2: Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) nach Albers<sup>11</sup>

<sup>10</sup> MEBOLDT 2008

<sup>11</sup> ALBERS 2010



---

## Aktivitätenmatrix

Die Aktivitätenmatrix beschreibt zum einen die Aktivitäten der Produktentstehung, die sogenannten Makroaktivitäten<sup>12</sup>, sowie die Aktivitäten der Problemlösung, die Mikroaktivitäten<sup>13</sup>. Bei den Makroaktivitäten handelt es sich um eine grobe Beschreibung des Produktlebenszyklus. Dabei beschreibt die Reihenfolge nicht die sequenzielle Bearbeitungsreihenfolge, diese kann vielmehr individuell den Bedürfnissen entsprechend angepasst werden. In der Aktivität der Problemlösung wird die SPALTEN Methode nach Albers et al.<sup>14</sup> angewendet. Diese kann in jeder Aktivität der Produktentstehung durchgeführt werden, um Inhalte des Zielsystems in das Objektsystem zu überführen. Die Aktivitäten bilden eine Matrix, anhand deren Struktur sich der Entwickler jederzeit orientieren kann.<sup>15</sup>

## Ressourcensystem

Ein weiteres zentrales Element des Handlungssystems ist das Ressourcensystem. Es beinhaltet es u. a. Mitarbeiter, Kapital, Arbeitsmittel, Informationen, etc., die dem Entwickler zur Verfügung stehen. Durch die Zuordnung einzelner Ressourcen zu den verschiedenen Tätigkeiten der Aktivitätenmatrix und der grafischen Darstellung als Zeitstrahl kann das Ressourcensystem ebenfalls als Controlling Werkzeug genutzt werden.<sup>16</sup>

## Phasenmodell

Das Handlungssystem wird durch das Phasenmodell komplettiert. Dieses entsteht durch die Abbildung der Aktivitäten auf einem Zeitstrahl und ähnelt somit z. B. einem Gantt-Chart. Werden Aktivitäten konkrete Zeitintervalle zugeordnet, so können diese als Phase des Produktentstehungsprozesses mit einer definierten Dauer betrachtet werden. Eine Phase kann dabei dynamisch, entsprechend den Erfordernissen aus mehreren parallelen Aktivitäten kombiniert werden.<sup>17</sup>

---

<sup>12</sup> GERST 2002

<sup>13</sup> GERST 2002

<sup>14</sup> ALBERS U. A. 2005

<sup>15</sup> ALBERS 2010; ALBERS & BRAUN 2011

<sup>16</sup> ALBERS 2010; ALBERS & BRAUN 2011

<sup>17</sup> ALBERS 2010; ALBERS & BRAUN 2011

### 2.1.2 Eingliederung der Arbeit in die Aktivitäten der Produktentstehung

Nach Albers dritter Hypothese ist die zentrale Aktivität im Produktentwicklungsprozess die Validierung.<sup>18</sup> Nur durch stetigen Abgleich zwischen den gesetzten Zielen und der sich in Entwicklung befindlichen Lösung kann eine Abweichung vom Zielsystem frühzeitig erkannt und entgegengewirkt werden. Bei der Validierung entsteht ebenfalls Wissen, das in den Entwicklungsprozess zurückfließen muss. Mit steigender Komplexität des zu entwickelnden Systems wächst auch die Komplexität der Validierungsmethoden und damit die Anforderungen an die Validierungsumgebung. Dabei kann die Validierungsumgebung nach Düser<sup>19</sup> durch virtuelle Komponenten (als Simulation) enthalten, die mit realen Komponenten interagieren. Dieser Ansatz ist in Kapitel 2.4.2 beschrieben.

Für die vorliegende Arbeit ist der Nachweis des Betriebs in der reinen Hydrodynamik entscheidend, da sonst die Betriebssicherheit sowie die Lebensdauer des Systems reduziert werden. Die am Prüfstand erfassbaren Messgrößen liefern einen plausiblen, aber nur indirekten Nachweis über das Reibungsgebiet. Durch die Korrelation der experimentell ermittelten Prüfstandsdaten mit einem Simulationsmodell wird durch eine numerische Berechnung die Schmierstathöhe bestimmt und somit der hydrodynamische Betrieb validiert. Der Kern der Arbeit lässt sich also in die Makroaktivität Validierung eingliedern. Das Ergebnis dieser Arbeit, also ein Referenzmodell als Prozess zur Implementierung der Schmiermitteldurchflussreduzierung bei gleichzeitiger Überwachung des Tribosystems, kann mehreren Makroaktivitäten zugeordnet werden. Diese werden in Kapitel 10 ausführlich beschrieben.

## 2.2 Tribologie

Der Begriff Tribologie leitet sich aus dem Griechischen ab - τριβη (tribein) = reiben und λογία (logia) = Lehre - was übersetzt „Reibungslehre“<sup>20</sup> bedeutet und wurde 1966 erstmals durch Peter Jost<sup>21</sup> als Fachgebiet definiert. Eine inhaltliche Abgrenzung und Definition lässt sich folgendermaßen wiedergeben:

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und

---

<sup>18</sup> ALBERS 2010

<sup>19</sup> DÜSER 2010

<sup>20</sup> CZICHOS 2010

<sup>21</sup> JOST 1966

Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.

Tribologie trägt durch Minderung von Verschleiß und Optimierung von Reibungsbedingungen zur Erhaltung von Werten bei.“<sup>22</sup>

Durch Triboforschung, Untersuchung von tribologischen Vorgängen und Gesetzmäßigkeiten, und Tribotechnik, der technischen Umsetzung und Anwendung der Erkenntnisse, werden das notwendige Wissen und die Werkzeuge erzeugt, um die Ziele zur Steigerung der Energieeffizienz und des Wirkungsgrades zu erreichen.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass im Rahmen dieses Kapitels nur die für diese Arbeit relevanten Themenfelder ein Grundverständnis geschaffen werden kann. Um das tribologische Verständnis zu vertiefen, empfiehlt sich z. B. Czichos<sup>23</sup>, Meyer und Kloss<sup>24</sup> oder Woydt<sup>25</sup>.

## **2.2.1 Tribologische Systeme**

Obwohl die Begriffe Reibung und Verschleiß im allgemeinen Sprachgebrauch einen negativen Beiklang haben, gibt es Bereiche, in denen sie erwünscht sind. Beispiele für Systeme mit gewollter Reibung sind Bremsen oder Kupplungen. Verschleiß kann bei Einlaufvorgängen erwünscht sein. Da Reibung und Verschleiß immer im systemischen Zusammenhang zu betrachten sind, ist hier Systemdenken Voraussetzung.

### **2.2.1.1 Beschreibung tribologischer Systeme mit dem Contact & Channel Ansatz (C – C<sup>2</sup> - A)**

Mit dem Contact und Channel Ansatz nach Albers<sup>26</sup> lassen sich Systeme einschließlich der Verknüpfung von Funktion und Gestalt auf abstrakter Ebene modellhaft beschreiben. Einen wesentlichen Beitrag zur Forschung an dieser einfachen und universellen Sprache für die strukturierte Analyse und Synthese technischer Systeme leisteten insbesondere Matthiesen<sup>27</sup> und Alink<sup>28</sup>.

---

<sup>22</sup> KRAGELSKI 1971

<sup>23</sup> CZICHOS 2010

<sup>24</sup> MEYER & KLOSS 1993

<sup>25</sup> WOYDT 2009

<sup>26</sup> ALBERS U. A. 2004; 2005; ALBERS, BRAUN, U. A. 2011; ALBERS & MATTHIESEN 2002; MATTHIESEN 2002

<sup>27</sup> MATTHIESEN 2002

Wie bei jeder Modellbildung findet auch hier eine Reduzierung, also eine Vereinfachung des betrachteten Systems statt. Um die Modellsysteme zu beschreiben, werden dafür die Elemente Wirkflächen, Wirkflächenpaare, Leitstützstrukturen und Connectoren eingesetzt, die nach Albers<sup>29</sup> wie folgt definiert sind:

- „Wirkflächen (WF) sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und am Energie-, Stoff- und Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.“
- „Wirkflächenpaare (WFP) werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise, in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird.“
- Leitstützstrukturen (LSS) sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die mindestens zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.
- Connectoren (C) repräsentieren die relevante Umwelt des betrachteten Systems. Sie beschreiben alle Einflussgrößen, Parameter, Randbedingungen und deren Vernetzung für die an der Grenze des Systems vorhandenen Wirkflächen und beinhalten zudem Modelle.<sup>30</sup>

Die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen wird als Tragstruktur (TS) bezeichnet. Diese „definiert das funktionsrelevante Volumen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes.“<sup>31</sup> Funktionslose Strukturen, die niemals Tragstruktur werden, welche bspw. aus Fertigungstechnischen- oder Kostengründen nicht entfernt werden, sind als Reststrukturen (RS) definiert. Ebenso sind funktionslose feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die nie Wirkflächen werden, als Begrenzungsflächen (BF) definiert.<sup>32</sup>

---

<sup>28</sup> ALINK 2010

<sup>29</sup> ALBERS & SADOWSKI 2013

<sup>30</sup> nach ALBERS, BRAUN, U. A. 2011; ALINK 2010, Kap. 7.3.2

<sup>31</sup> MATTHIESEN 2002, S. 51

<sup>32</sup> ALBERS U. A. 2005; MATTHIESEN 2002

Nach den C – C<sup>2</sup>-A zugrunde liegenden Hypothesen können generalisiert gesprochen Energie, Materie und Information nur durch ein Wirkflächenpaar übertragen werden, also wenn zwei Wirkflächen in Kontakt miteinander stehen. Des Weiteren sind für die Erfüllung einer Funktion mindestens zwei WFPs, eine sie verbindende LSS sowie zwei Konnektoren notwendig. Damit ist jedes technische System durch WFPs und LSS sowie Konnektoren beschreibbar.<sup>33</sup>

### 2.2.1.2 Allgemeine technische Systeme

Ein System besteht aus Teilsystemen, die bestimmte Eigenschaften besitzen, von ihrer Umwelt durch Wirkflächenpaare abgegrenzt sind und durch Ein- und Ausgangsgrößen in Wechselwirkung miteinander stehen. Die Funktion wird durch diese Ein- und Ausgangsgrößen erfüllt. Je nach Hauptaufgabe des Systems sind die, in Abbildung 2.3 dargestellten Größen Materie, Energie und Information, von unterschiedlicher Bedeutung. Besteht bei einem System keine Wechselwirkung zu einem anderen, erfüllt dieses keine Funktion.<sup>34</sup>

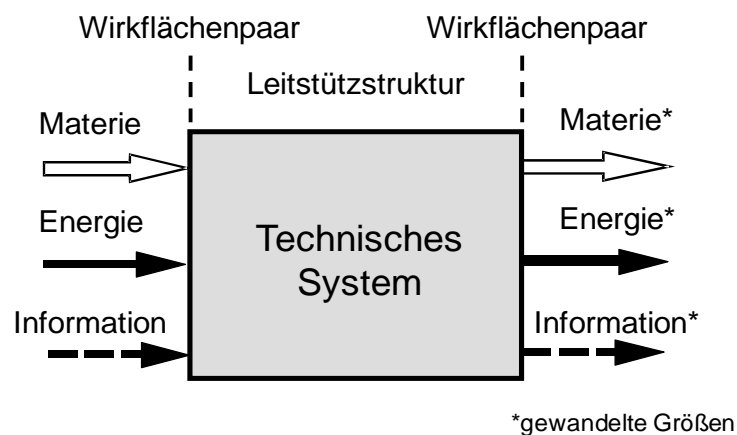


Abbildung 2.3: Beschreibung funktionaler Eigenschaften nach Ropohl<sup>35</sup>

Technische Systeme sind für einen bestimmten Zweck künstlich erzeugte Systeme. Um die tribologischen Vorgänge im System beschreiben zu können, müssen die beteiligten Komponenten durch eine geeignete Systemgrenze von der Umgebung getrennt werden. Innerhalb der Systemgrenze befinden sich die Systemstruktur und die Ein- und Ausgangsgrößen. Für ein tribologisches System ist dies gegeben, wenn die Systemgrenze derart definiert ist, dass alle unmittelbar an Reibung und

<sup>33</sup> ALBERS, BRAUN, U. A. 2011; ALBERS & BRAUN 2011

<sup>34</sup> ROPOHL 2009

<sup>35</sup> ROPOHL 2009

Verschleiß beteiligten materiellen Komponenten, deren Eigenschaften sowie die für die Beanspruchung charakteristischen Vorgänge und Größen berücksichtigt sind.<sup>36</sup>

### 2.2.1.3 Allgemeines tribologisches System

Im verallgemeinerten tribologischen System werden Eingangsgrößen (X) in nutzbare Ausgangsgrößen (Y) umgesetzt. Durch die Überführung der Eingangsgrößen über die Systemstruktur (S) können Verlustgrößen (Z) auftreten, die durch Elemente (A), Eigenschaften (P) und Wechselwirkungen (R) verursacht werden, sodass sich folgender allgemeiner Zusammenhang formulieren lässt:

$$Y = f(X, S(A, P, R), Z) \quad \text{Gl. 1}$$

Abbildung 2.4 stellt den allgemeinen Aufbau eines Tribosystems nach Czichos dar.<sup>37</sup>

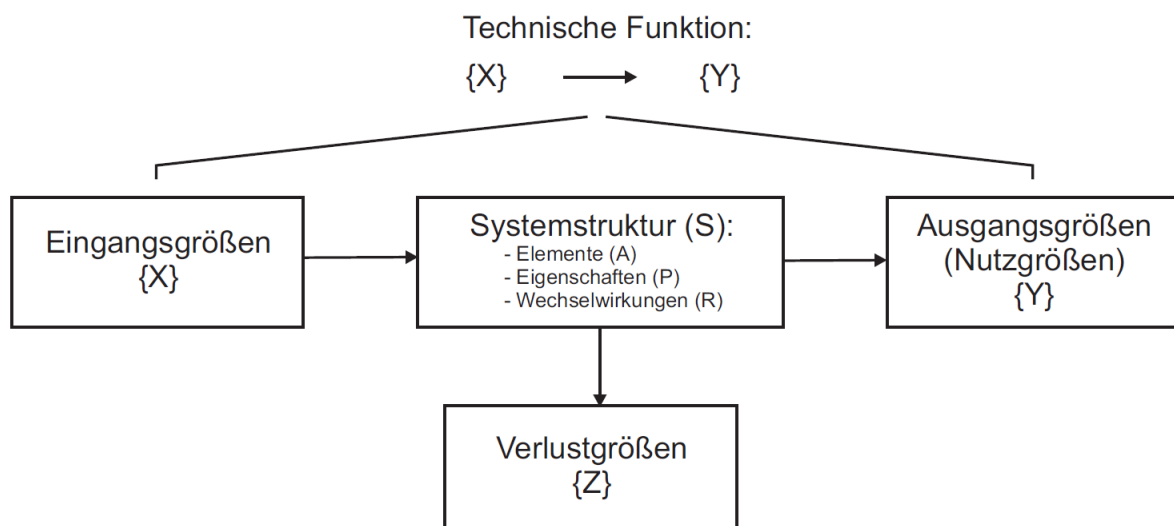


Abbildung 2.4: Allgemeiner Aufbau eines Tribosystems nach Czichos<sup>38</sup>

Die Elemente der Systemstruktur eines Tribosystems sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Wird eine räumlich möglichst enge Systemgrenze um die Wirkzone des Tribosystems gezogen, so sind an einem tribologischen Vorgang im Allgemeinen vier stoffliche Komponenten beteiligt. Als Grundkörper wird in der Regel das Bauteil bezeichnet, dessen tribologisches Verhalten untersucht werden soll. Der Gegenkörper stellt den definierten Prüfkörper dar. In geschmierten Tribosystemen

<sup>36</sup> KRAGELSKI 1971

<sup>37</sup> CZICHOS 1992

<sup>38</sup> CZICHOS 1992

befindet sich zwischen Grund- und Gegenkörper ein Zwischenmedium. Das Umgebungsmedium ist in der Regel Luft.

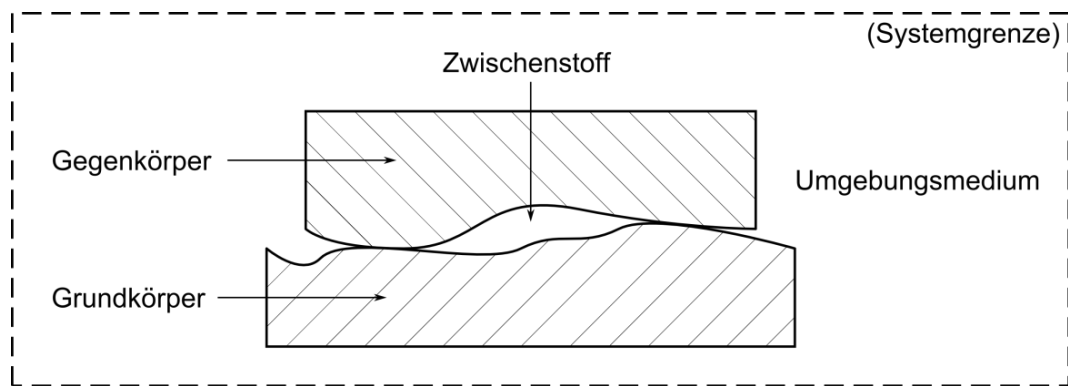


Abbildung 2.5: Grundelemente eines tribotechnischen Systems<sup>39</sup>

Die auf die Systemstruktur (S) einwirkenden Eingangsgrößen (X) stellen die Beanspruchungsgrößen dar und werden im sogenannten Beanspruchungskollektiv zusammengefasst. Diese wirken auf die Elemente des Tribosystems ein und sind für die tribologische Beanspruchung der Elemente an den Wirkflächenpaaren und deren Leitstützstrukturen sowie den tribologischen Prozessen verantwortlich (siehe Abbildung 2.6). Neben den Strukturkomponenten, die zur Funktionserfüllung erforderlich sind, können auch „Störkomponenten“, wie z. B. Verschleißpartikel oder Verschmutzungen, die Systemfunktion beeinflussen.

<sup>39</sup> CZICHOS 2010

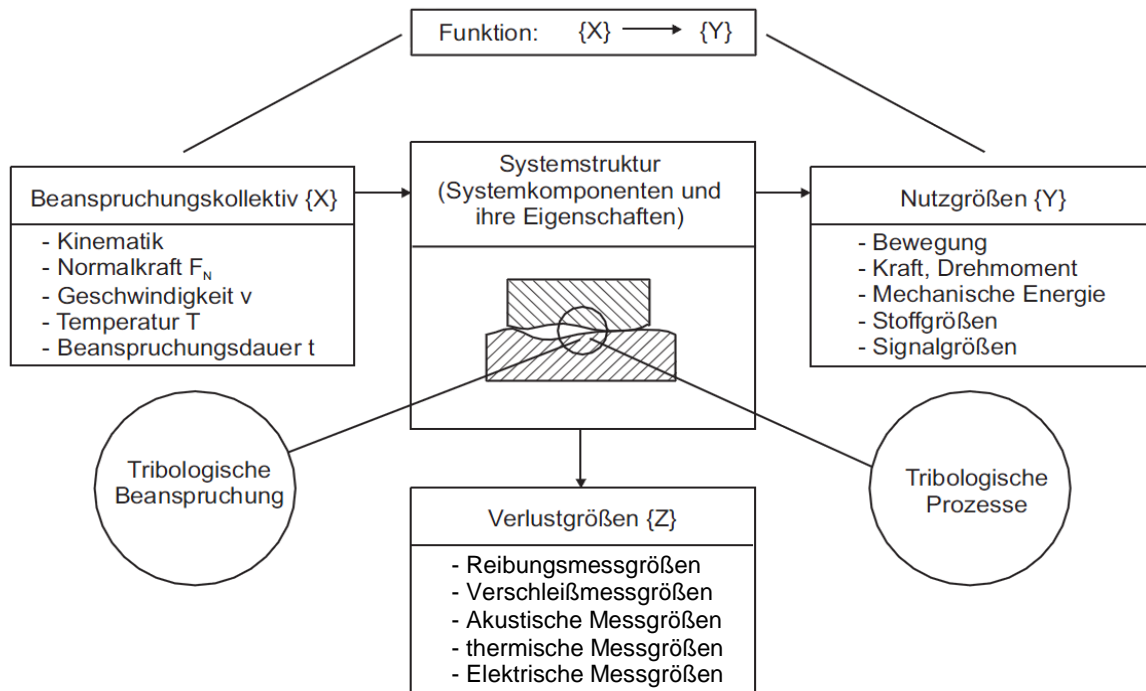


Abbildung 2.6: Erweiterte Darstellung des tribotechnischen Systems nach Czichos<sup>40</sup>

Tribosysteme können offene oder geschlossene Systeme sein. Bei offenen Systemen kommt es fortlaufend zur Bildung neuer Wirkflächenpaare an der Werkstoffoberfläche, während die Oberflächenpartner bei geschlossenen Systemen immer wieder zusammentreffen.<sup>41</sup>

Bei Grund- und Gegenkörper sind vor allem die Geometrie- und Werkstoffeigenschaften funktionsrelevant. Beim Werkstoff wird zwischen den allgemeinen physikalischen Größen, dem oberflächennahen und dem Grundmaterial unterschieden. Der Aufbau der Oberfläche eines technischen Werkstoffs ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Dabei lassen sich prinzipiell innere und äußere Grenzschichten unterscheiden. Während die äußeren Grenzschichten von den tribologischen Beanspruchungen und Prozessen beeinflusst werden, mit dem Zwischen- und Umgebungsmedium ein Wirkflächenpaar bilden und sich somit über die Betriebszeit ständig ändern, sind die inneren Grenzschichten vom Herstellungsprozess vordefiniert und ändern sich in unwesentlichem Maße.<sup>42</sup>

<sup>40</sup> CZICHOS 2010

<sup>41</sup> CZICHOS 1992; 2010; MEYER & KLOSS 1993; SOMMER U. A. 2010

<sup>42</sup> MEYER & KLOSS 1993; SOMMER U. A. 2010



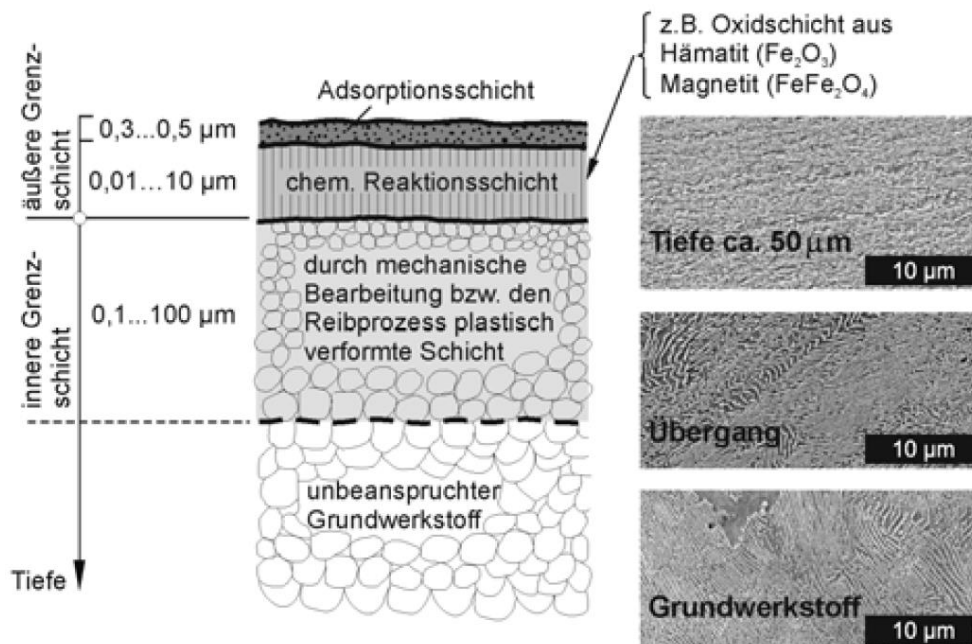


Abbildung 2.7: Schematischer Aufbau technischer Werkstoffgrenzschichten<sup>43</sup>

### 2.2.2 Tribologische Kontaktfläche

Bei der mikroskopischen Betrachtung des Tribokontaktes muss zwischen der nominellen und der realen Kontaktfläche unterschieden werden. Während sich die nominelle Kontaktfläche aus dem Produkt der Seitenlängen  $A_0 = a \cdot b$  ergibt, besteht die reale Kontaktfläche  $A_r$  aus der Summe der einzelnen Wirkflächenpaare  $WFP_i$  (siehe dazu Abbildung 2.8).

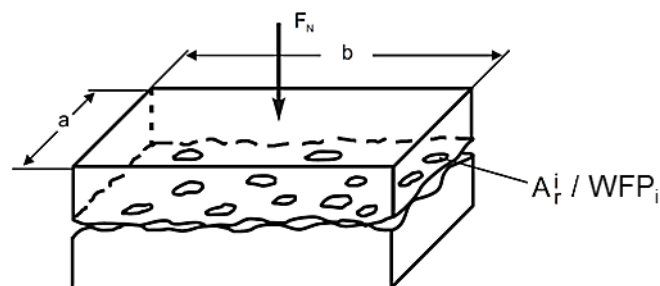


Abbildung 2.8: Nominelle und reale Kontaktfläche nach Czichos<sup>44</sup>

Die reale Kontaktfläche entsteht durch den Kontakt der einzelnen Rauheitsspitzen der Werkstückoberflächen und ist proportional zu der Normalkraft  $F_N$ . Die nominale

<sup>43</sup> SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>44</sup> CZICHOS 2010

Kontaktfläche ist daher stets viel größer als die reale Kontaktfläche und kann mit Gl. 2 ausgedrückt werden.<sup>45</sup>

$$A_0 = a \cdot b \gg A_r = \sum_{i=1}^n A_r^i \quad \text{Gl. 2}$$

Das makroskopische Wirkflächenpaar lässt sich als Summe der einzelnen mikroskopischen WFPs nach Gl. 3 beschreiben:

$$WFP = \sum_{i=1}^n WFP_i \quad \text{Gl. 3}$$

Weitere Zusammenhänge zwischen der Normalkraft  $F_N$  und der Anzahl sowie Größe der Wirkflächenpaare haben Greenwood und Tripp<sup>46</sup> wie folgt zusammengefasst:

- Die Gesamtzahl der Wirkflächenpaare ist etwa proportional zur Normalkraft  $F_N$ .
- Die nominelle Kontaktfläche ist näherungsweise proportional zur Normalkraft  $F_N$  mit  $A_r = \text{konst.} \cdot F_N$ .
- Die mittlere Größe der Wirkflächenpaare ist nahezu von der Normalkraft unabhängig.

### 2.2.3 Reibung

Als Reibung wird die Widerstandskraft kontaktierender Körper entgegen einer Relativbewegung bezeichnet. Es wird zwischen innerer und äußerer Reibung unterschieden. Bei der inneren Reibung handelt es sich um den Widerstand eines Körpers gegen eine Relativbewegung seiner inneren Volumenbestandteile und wird durch den Begriff Viskosität gekennzeichnet.<sup>47</sup>

#### 2.2.3.1 Einteilung der Reibungsarten

Die äußeren Reibungsarten lassen sich nach der Art der Relativbewegung und nach der Art des Kontaktzustandes nach Czichos<sup>48</sup> im sogenannten Reibungsdreieck (vgl. Abbildung 2.9) zusammenfassen.

<sup>45</sup> CZICHOS 2010; SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>46</sup> GREENWOOD & TRIPP 1970

<sup>47</sup> CZICHOS 1992; 2010; WOYDT 2009

<sup>48</sup> CZICHOS 2010

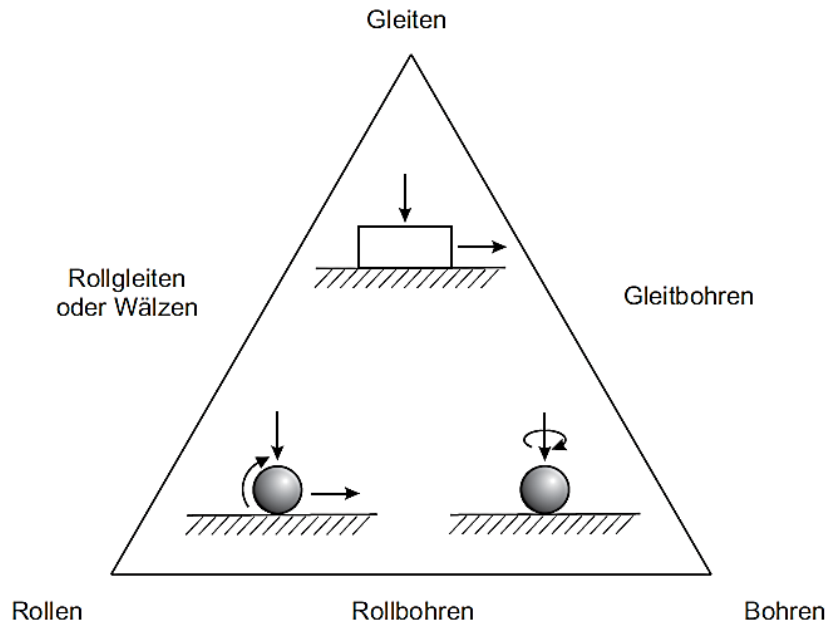


Abbildung 2.9: Reibungsdreieck: Einteilung der Reibungsarten nach der Kinematik nach Czichos<sup>49</sup>

Eine translatorische Relativbewegung zweier Körper mit jeweils unterschiedlicher Geschwindigkeit und Richtung wird als Gleiten bezeichnet. Das Gleitlager ist ein klassischer Vertreter dieser Reibungsart.

Als Rollen bezeichnet man die Bewegung eines Drehkörpers, dessen Drehachse parallel zur Kontaktfläche liegt und durch die Rotation um diese Achse eine Bewegung entlang der Kontaktfläche entsteht. Ein Beispiel für Rollreibung ist das Kugellager.

Unter Bohrreibung versteht man einen Kontakt, bei dem die Drehachse des Drehkörpers senkrecht zur Kontaktfläche angeordnet ist und ohne translatorische Bewegung um die eigene Achse rotiert. Diese Bewegungsform findet sich beispielsweise am WFP Variatorscheibe und CVT (siehe dazu auch Behrendt<sup>50</sup>).

Neben diesen Hauptreibungsarten ist auch eine Überlagerung möglich. Die Zusammenhänge werden in Abbildung 2.9 deutlich. Die eigentliche Größe der Reibung wird maßgeblich durch den Reibungszustand gekennzeichnet.

<sup>49</sup> CZICHOS 2010

<sup>50</sup> BEHRENDT 2009

### 2.2.3.2 Reibungszustände

Unabhängig von der Reibungsart können bei der geschmierten Reibung, d. h. bei Anwesenheit eines Schmiermediums (i. d. R. ein Fluid), verschiedene Reibungszustände eintreten, die nach Czichos<sup>51</sup> in fünf Hauptzustände eingeteilt werden:

- Festkörperreibung
- Grenzreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung

#### Grenz- und Festkörperreibung

Bei der Festkörperreibung bilden die Grund- und Gegenkörper mindestens ein Wirkflächenpaar (vgl. dazu Kapitel 2.2.2).

#### Mischreibung

Die Mischreibung spielt eine besondere Rolle und ist maßgeblich verantwortlich für Reibung und Verschleiß. Daher wird sie ausführlich in Kapitel 2.2.4 beschrieben.

#### Flüssigkeits- und Gasreibung

Bei der Flüssigkeits- und Gasreibung sind Grund- und Gegenkörper vollständig durch ein viskoses Medium voneinander getrennt und bilden nur mit diesem ein Wirkflächenpaar. Die entstehenden Kräfte werden komplett von dem Medium aufgenommen, somit entsteht die Reibung durch Scherkräfte ausschließlich im Inneren des viskosen Schmiermediums. Dabei spielt die dynamische Viskosität  $\eta$  eine wichtige Rolle. Bewegen sich zwei durch ein Newton'sches Fluid getrennte ideale Flächen im Abstand  $h$  mit einer Relativgeschwindigkeit  $v$  zueinander, so lässt sich die entstehende Schubspannung  $\tau$  folgendermaßen beschreiben.<sup>52</sup>

$$\tau = \eta \frac{dv}{dh} \quad \text{Gl. 4}$$

Tabelle 2.1 gibt eine Übersicht und eine kurze Beschreibung der Reibungsarten.

---

<sup>51</sup> CZICHOS 2010

<sup>52</sup> KÜNNE 2008; SAUER & STEINHILPER 2008

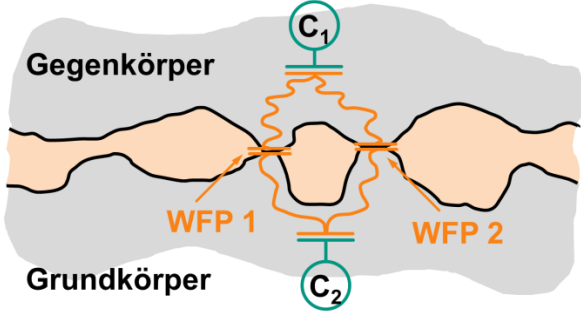
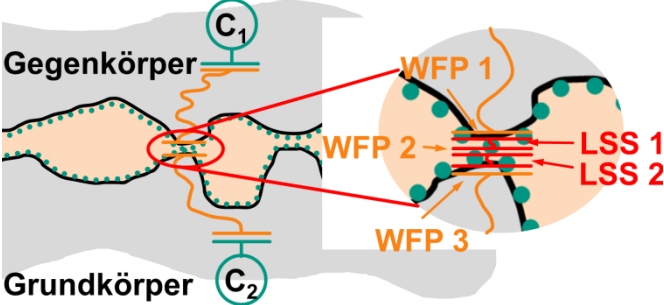
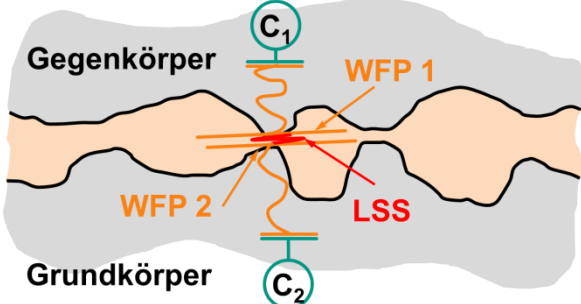
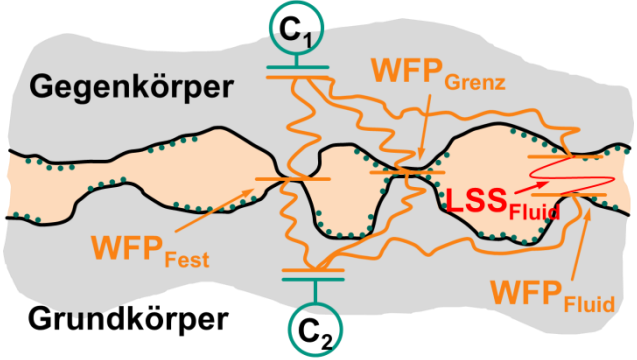
<p><b>Festkörperreibung</b></p> <p>Reibung beim unmittelbaren Kontakt fester Körper.</p>	
<p><b>Grenzreibung</b></p> <p>Festkörperreibung, bei der die Oberflächen der Reibpartner mit einer molekularen, z. B. von einem Schmierstoffadditiv stammenden Grenzschicht bedeckt sind.</p>	
<p><b>Flüssigkeitsreibung / Gasreibung</b></p> <p>In diesen Reibungszuständen sind die Reibpartner vollständig durch ein Zwischenmedium (Fluid in gasförmiger oder flüssiger Form) voneinander getrennt. Die Reibung wird durch die innere Reibung des Fluids (Viskosität) verursacht.</p>	
<p><b>Mischreibung</b></p> <p>Reibung, bei der Grenz-, Festkörperreibung und Flüssigkeits- bzw. Gasreibung nebeneinander vorliegen.</p>	

Tabelle 2.1: Reibungszustände im Wirkflächenpaar zwischen Grund- und Gegenkörper nach Literatur<sup>53</sup>

<sup>53</sup> ALBERS & LORENTZ 2012; CZICHOS 2010; KRAGELSKI 1971; WOYDT 2009

## 2.2.4 Mischreibung

Bei der Mischreibung treten mehrere Reibungszustände gleichzeitig auf: Grenz- und Flüssigkeitsreibung. Dabei bilden ausschließlich die Rauheitsspitzen, also die reale Kontaktfläche (vgl. Kapitel 2.2.2) der Reibpartner Wirkflächenpaare, wo es zu elastischen, elastisch-plastischen oder zu überwiegend plastischen Deformationen kommt.<sup>54</sup> Bartel<sup>55</sup> merkt an, dass die maßgebenden Wirkmechanismen bei Festkörper- und Mischreibung noch immer nicht im Detail verstanden sind. Die Bestimmung der Reibkräfte von Tribosystemen basiert im Wesentlichen auf experimentellen Untersuchungen. Daher beschreiben Albers und Lorentz<sup>56</sup> das Mischreibungsgebiet numerisch unter Berücksichtigung realer Kontaktgeometrien. Als Ergebnis werden maßgebliche Informationen wie z. B. Reibung, Temperatur und Schmiermitteldrücke ausgegeben. Im  $\mu\text{m}$ -Maßstab mit ideal reinen Werkstoffen konnten bereits erste Ergebnisse vorgewiesen werden, die es nun zu validieren gilt. Für die Abbildung realer makroskopischer tribologischer Systeme liegen i. d. R. die für die Beschreibung oder Validierung systemrelevanten Parameter, wie Temperaturabhängigkeiten, Werkstoffkenngrößen oder chemische Zusammensetzungen, nicht vor.

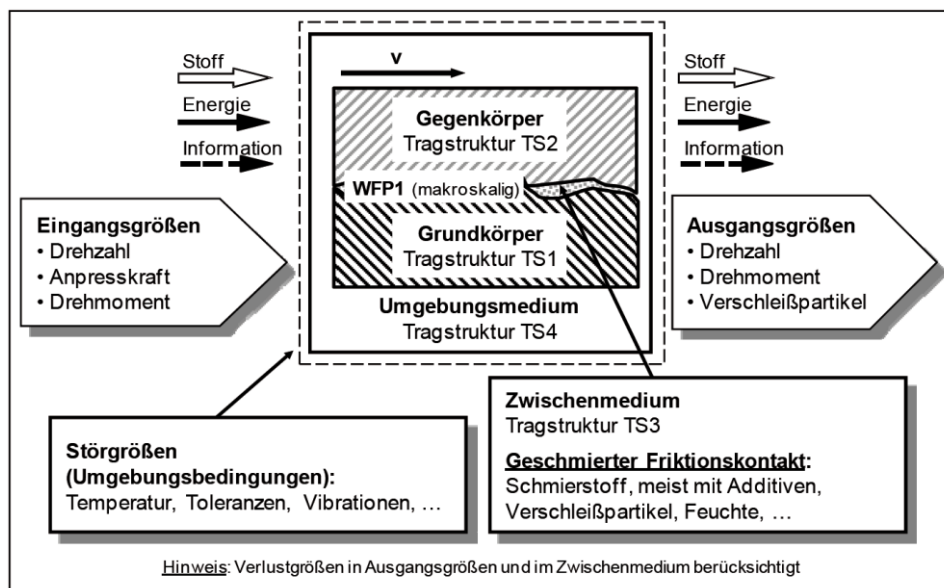


Abbildung 2.10: Tribosystem der Mischreibung durch Anwendung von C – C<sup>2</sup>-A Albers et. al.<sup>57</sup>

<sup>54</sup> CZICHOS 2010; MEYER & KLOSS 1993; WOYDT 2009

<sup>55</sup> BARTEL 2001

<sup>56</sup> ALBERS & LORENTZ 2011

<sup>57</sup> ALBERS, BEHRENDT, U. A. 2007

Das Tribosystem der Mischreibung lässt sich nach Albers et al.<sup>58</sup>, wie in Abbildung 2.10 dargestellt, beschreiben. Dabei ist das kraftschlüssig wirkende makroskopische WFP1 in dieser Betrachtung funktionsrelevant und wird durch die Tragstrukturen TS1 und TS2 sowie das Zwischenmedium TS3 gebildet. Das Umgebungsmedium (Tragstruktur TS4) wird an dieser Stelle vernachlässigt und nicht weiter berücksichtigt.

Der Bereich der Fluidreibung lässt sich nochmals unterteilen. Abbildung 2.11 zeigt eine Modellvorstellung des Mischreibungsgebiets mit einer glatten Oberfläche (Grundkörper) in Kombination mit einer rauen Oberfläche (Gegenkörper).

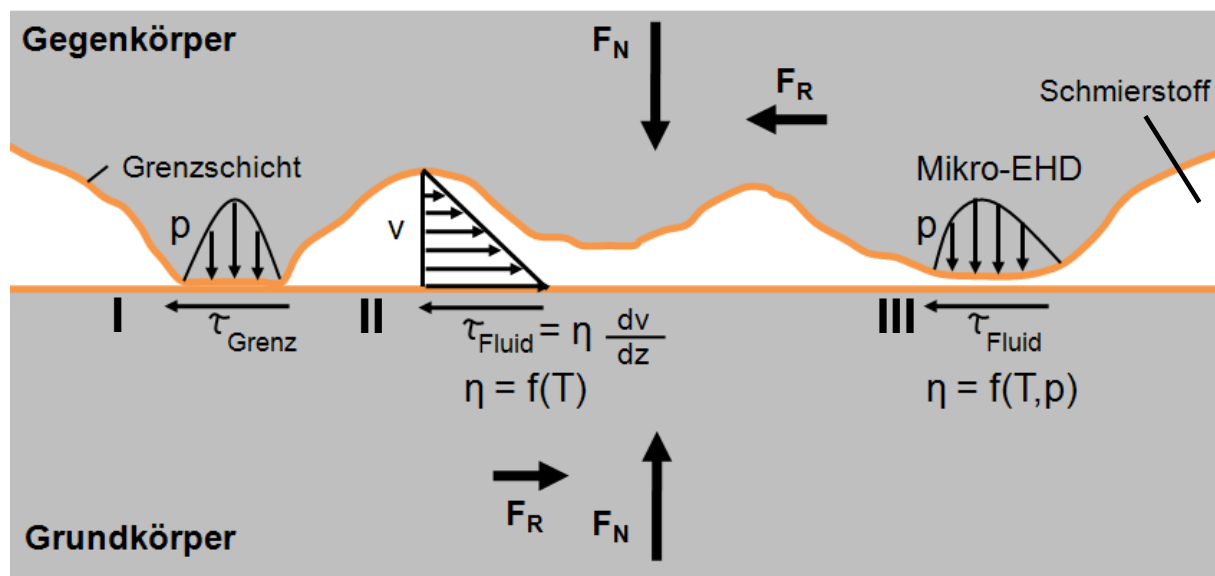


Abbildung 2.11: Reibungsverhalten im Mischreibungsgebiet nach Poll<sup>59</sup>

Bei genauerer Analyse lassen sich drei charakteristische Bereiche einteilen (s. Abbildung 2.11):

- I. Grenzreibung
- II. Scherströmung (reine Flüssigkeitsreibung im parallelen Spalt)
- III. Mikro-Elastohydrodynamik (EHD) (Flüssigkeitsreibung im konvergierenden Spalt)

Betrachtet man das WFP1 mikroskopisch, so stellt man fest, dass bedingt durch die Oberflächenrauheiten Grund- und Gegenkörper nur teilweise durch das Schmiermedium voneinander getrennt werden. Es bilden sich also Funktionskontakte zwischen den Wirkflächen der Festkörper TS1 und TS2 sowie Wirkflächenpaare

<sup>58</sup> ALBERS, BEHRENDT, U. A. 2007

<sup>59</sup> POLL U. A. 2000

zwischen den Festkörpern TS1 und TS2 und dem Schmiermedium TS3 aus. Dieser Zusammenhang lässt sich ebenfalls mit dem C – C<sup>2</sup> - Ansatz detailliert beschreiben und ist in Abbildung 2.12 schematisch dargestellt. Dabei wurden die Connectoren, die üblicherweise das betrachtete Teilsystem mit der Umgebung verbinden, durch die wirkenden Kräfte ersetzt. Dazu ist es notwendig jeweils ein radiales- und tangenciales Wirkflächenpaar für die Normal- und Reibkräfte (F<sub>N</sub> und F<sub>R</sub>) einzuführen.

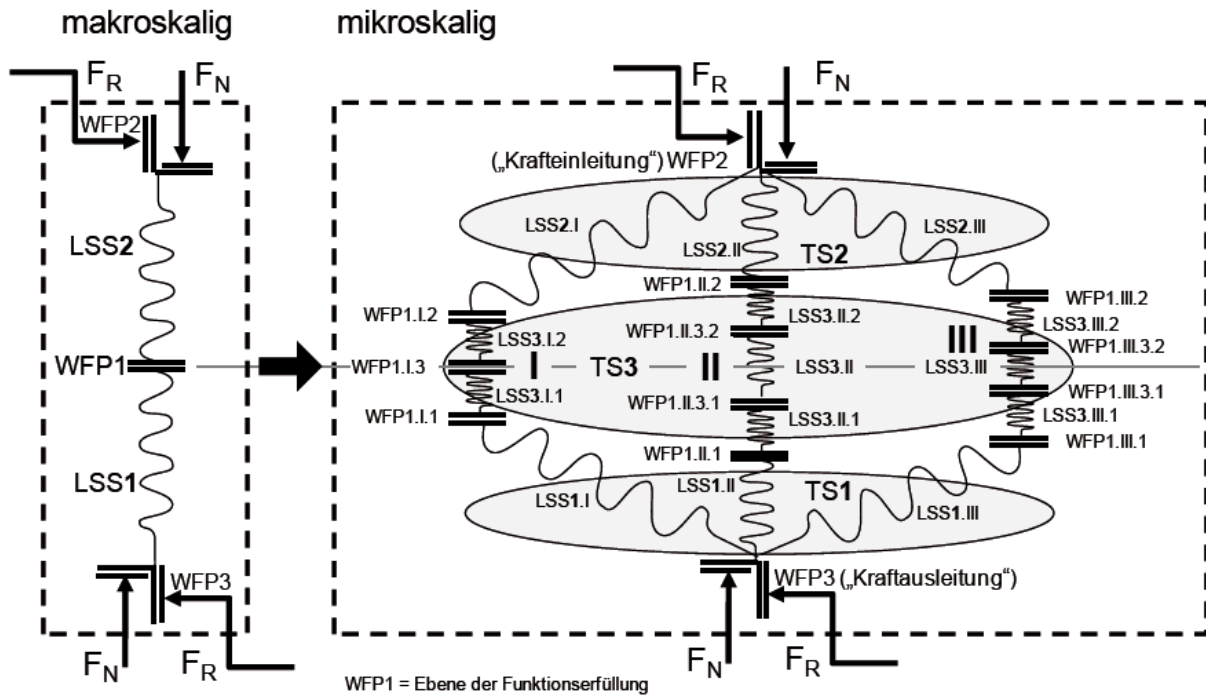


Abbildung 2.12: Ausbildung von Wirkflächenpaaren im Mischreibungsbereich auf Basis von C – C<sup>2</sup> - A<sup>60</sup>

Die extern aufgebrachte Normalkraft  $F_N$  verteilt sich auf einen Festkörpertraganteil  $F_{N,f}$  und einen Flüssigkeitstraganteil  $F_{N,hd}$ :

$$F_N = F_{N,f} + F_{N,hd} \quad \text{Gl. 5}$$

Die Reibkraft  $F_R$  setzt sich entsprechend aus den einzelnen Reibkräften der charakteristischen Bereiche Flüssigkeitsreibung  $F_{R,hd,II}$  und  $F_{R,hd,III}$  sowie der Festkörperreibung  $F_{R,f,I}$  zusammen.

$$F_R = F_{R,f,I} + F_{R,hd,II} + F_{R,hd,III} \quad \text{Gl. 6}$$

<sup>60</sup> BEHRENDT 2009



Behrendt<sup>61</sup> formuliert die einzelnen Anteile aus und gibt die Gesamtreibkraft als Integral über die einzelnen Bereiche an. Somit ergibt sich für die Gesamtreibkraft folgender Ausdruck:

$$F_R = \mu_c \int_A p_c dA_c + \int_A \eta(\vartheta) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} dA + \int_A \left( \eta(\vartheta, p) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) dA \quad \text{Gl. 7}$$

### 2.2.4.1 Reibungsmechanismen

Reibungsmechanismen treten hauptsächlich beim Kontakt zweier sich relativ mit unterschiedlicher Geschwindigkeit und Richtung bewegender Festkörper auf (vgl. Tabelle 2.1). Kragelski<sup>62</sup> unterscheidet im Wesentlichen zwei unterschiedliche Arten von Wechselwirkungen in diesem Wirkflächenpaar und unterteilt sie in zwei Gruppen: die Atomaren/Molekularen und die Mechanischen. Allgemein lassen sich die Wechselwirkungen zunächst, wie in Abbildung 2.13 dargestellt, in vier Reibungsmechanismen unterscheiden:

- Scherung adhäsiver Bindungen
- Plastische Deformation
- Furchung
- Hysterese bei elastischer Deformation

Diese können je nach Zustand einzeln, nacheinander oder überlagert bzw. zeitgleich auftreten. Welche Reibungsmechanismen hauptsächlich wirken, hängt vom Reibungszustand ab.

---

<sup>61</sup> BEHRENDT 2009

<sup>62</sup> KRAGELSKI 1971

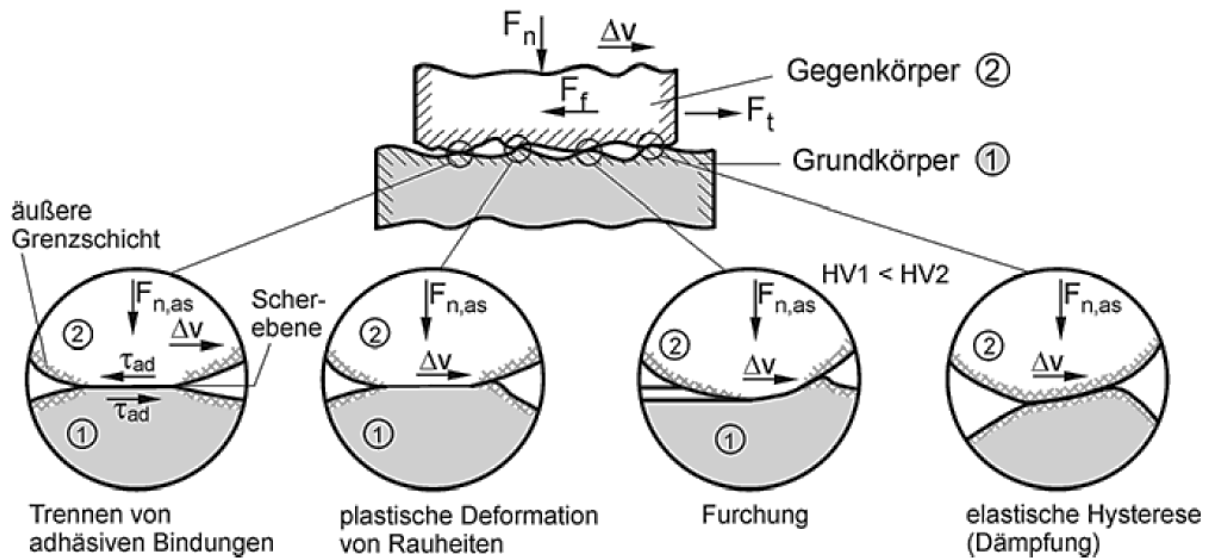


Abbildung 2.13: Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise<sup>63</sup>

Bei der Adhäsion handelt es sich um einen atomar/molekular bedingten Reibungsmechanismus. Durch die Relativbewegung werden die in den Wirkflächenpaaren bestehenden atomaren oder molekularen Bindungen unter Energieverlust wieder getrennt.

Deformation, Furchung und Hysterese werden den mechanisch bedingten Reibungsmechanismen zugeordnet. Bei Deformation und Furchung bilden die Mikroerhebungen (i. d. R. Rauheitsspitzen) der unterschiedlichen Körper ein Wirkflächenpaar, wobei es zu Verdrängungen und Überschneidungen kommt. Bei der Hysterese handelt es sich um eine innere, dämpfungsbehaftete Reibung.

### 2.2.4.2 Reibungszahl

Reibung kann durch eine Reihe von Kenngrößen charakterisiert werden. Im einfachsten Fall wird die Reibkraft  $F_R$ , die Normalkraft  $F_N$  und die Reibungszahl bzw. den Reibungskoeffizienten  $\mu$  gekennzeichnet. Für die Reibungszahl  $\mu$  gilt nach Coulomb<sup>64</sup>:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad \text{Gl. 8}$$

<sup>63</sup> SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>64</sup> POPOV 2010

In Tabelle 2.2 sind Bereiche für verschiedene Reibungszustände gegeben. Es wird jedoch darauf hingewiesen, dass dies lediglich allgemeine grobe Richtwerte sind.

Reibungszustand	Reibungszahl $\mu$
Festkörperreibung	0,1 ... 1
Grenzreibung	0,1 ... 0,2
Mischreibung	0,01 ... 0,1
Flüssigkeitsreibung	0,001 ... 0,01
Gasreibung	0,0001

Tabelle 2.2: Reibungszahlen bei unterschiedlichen Reibungszuständen<sup>65</sup>

### 2.2.5 Verschleiß

„Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörper), hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“<sup>66</sup>

Anzeichen für Verschleiß können kleine Werkstoffpartikel, Form- und Stoffänderungen und Materialüberträge sein.

Für den Verschleißvorgang sind die sogenannten Verschleißmechanismen, also physikalische oder chemische Prozesse verantwortlich, die im Folgenden näher erläutert werden.

#### 2.2.5.1 Verschleißmechanismen

Die in dieser Arbeit betrachtete tribologische Beanspruchung ist ausschließlich Gleiten. Entsprechend tritt Gleitverschleiß auf. Für diese Verschleißart werden nach Czichos<sup>67</sup> folgende Verschleißmechanismen wirksam:

- Adhäsion
- Oberflächenzerrüttung
- Abrasion
- Tribochemische Reaktionen

Dabei werden Elementarprozesse ausgelöst, die schließlich zu Stoff- und Formänderungen der Kontaktpartner führen. Die Prozesse gehen von den Wirkflächenpaaren der realen Kontaktfläche aus. Ihr Beitrag zum Verschleiß ist sowohl vom Tribosystem als auch vom Beanspruchungskollektiv abhängig. Abbildung 2.14 stellt grafisch die Verschleißmechanismen dar. Wie die

<sup>65</sup> CZICHOS 1992

<sup>66</sup> KRAGELSKI 1971

<sup>67</sup> CZICHOS 2010

Reibungsmechanismen, können auch die Verschleißmechanismen einzeln, nacheinander oder überlagert bzw. zeitgleich auftreten.

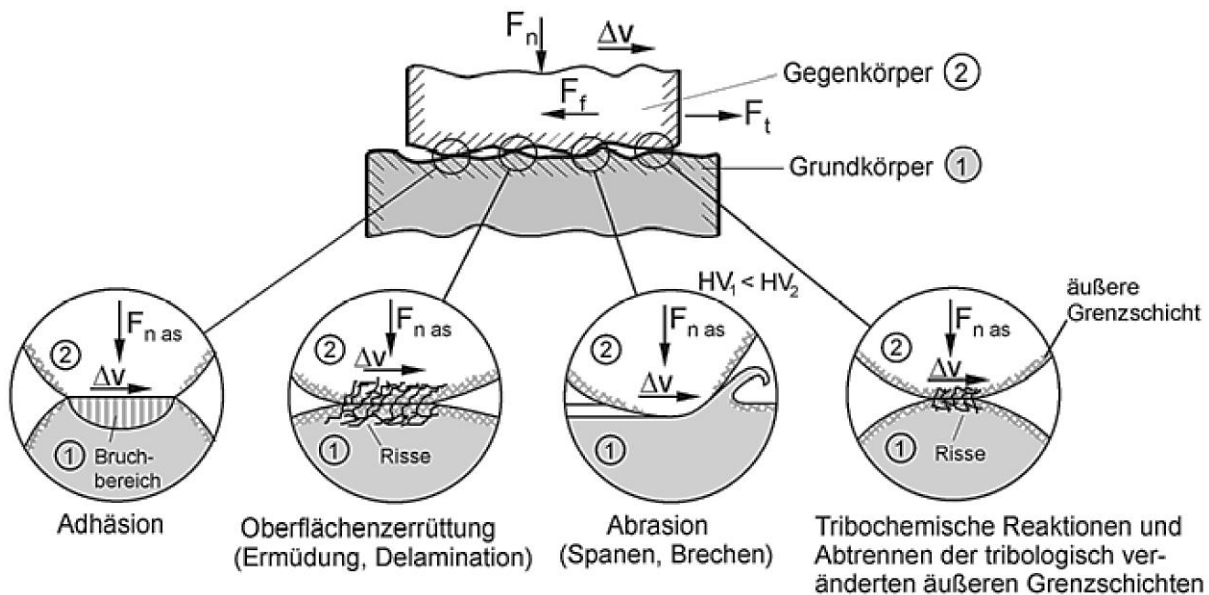


Abbildung 2.14: Grundlegende Verschleißmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise<sup>68</sup>

### Adhäsion

Bei der Adhäsion handelt es sich um stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene. Durch hohe lokale Pressungen an einzelnen Wirkflächenpaaren werden die schützenden Oberflächendeckschichten durchbrochen und es entstehen lokale Grenzflächenbindungen, im Falle metallischer Kontaktpartner auch als Kaltverschweißungen bezeichnet.<sup>69</sup>

### Oberflächenzerrüttung

Bei der Oberflächenzerrüttung kommt es durch die periodische Beanspruchung im tribologischen Kontakt zu ständigem Wechsel von mehrachsigen Spannungszuständen im Wirkflächenpaar und direkt unterhalb der Wirkfläche in der Leitstützstruktur. Dies führt langfristig zu einer Werkstoffermüdung und letzten Endes zum Ausbrechen kleiner Oberflächenpartien. Besonders ausgeprägt ist dieser Mechanismus bei Hertz'schen Kontakten, z. B. in Wälzlagern oder Zahnradpaarungen.<sup>70</sup>

<sup>68</sup> SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>69</sup> CZICHOS 2010

<sup>70</sup> CZICHOS 2010; SAUER & STEINHILPER 2008; WOYDT 2009

## **Abrasion**

Ist der Härteunterschied der in Kontakt stehenden Materialien groß, so kann der Gegenkörper den Grundkörper durch wiederholtes Ritzen und Mikrozerspanungen z. B. durch harte Rauheitshügel abrasiv verschleifen. Von Abrasion wird ebenfalls gesprochen, wenn harte Partikel in einen Werkstoff eingedrückt werden und diesen verschleifen.<sup>71</sup>

## **Tribochemische Reaktion**

Chemische Reaktionen von Grund- und Gegenkörper in einem tribologischen System mit Bestandteilen des Zwischenstoffs oder des Umgebungsmediums werden als Tribochemische Reaktionen bezeichnet. Die dabei entstehenden Reaktionsprodukte können gegenüber Grund- und Gegenkörper veränderte Eigenschaften aufweisen und zum spröden Ausbrechen neigen oder auch reibungs- und/oder verschleißmindernde Effekte zeigen.

### **2.2.5.2 Verschleißarten**

Ähnlich wie bei der Einteilung der Reibungsarten lassen sich die Verschleißarten in verschiedene Kategorien unterteilen. Die Verschleißmechanismen (vgl. Kapitel 2.2.5.1) tragen zu unterschiedlichen Anteilen zu den Verschleißarten bei. Czichos<sup>72</sup> teilt die Verschleißarten nochmals in offene und geschlossene Systeme folgendermaßen ein:

Geschlossene Tribosysteme:

- Gleitverschleiß
- Wälzverschleiß
- Stoßverschleiß
- Schwingungverschleiß
- Furchungverschleiß (Gegenkörperfurchung)

---

<sup>71</sup> CZICHOS 2010; SAUER & STEINHILPER 2008; WOYDT 2009

<sup>72</sup> CZICHOS 2010

Offene Tribosysteme:

- Furchungsverschleiß (Teilchenfurchung)
- Strahlverschleiß
- Erosion (Strömungsvererschleiß)

In dem betrachteten Tribosystem Gleitlager tritt hauptsächlich Gleitverschleiß auf. Daher wird an dieser Stelle in Kapitel 2.2.5.3 nur auf diese Verschleißart näher eingegangen.

### **2.2.5.3 Gleitverschleiß**

Ablauf und Resultat von Verschleißprozessen bei einer Gleitbewegung kontaktierender Körper werden als Gleitverschleiß bezeichnet. Bei der Anwesenheit eines Zwischenstoffs, i. d. R. Schmierstoff, wird auch von Gleitverschleiß bei Misch- oder Grenzreibung gesprochen (vgl. Tabelle 2.1). Gleitverschleiß wird durch Gleitreibung (vgl. Kapitel 2.2.3.1) verursacht, prinzipiell können alle grundlegenden Verschleißmechanismen beteiligt sein. Diese treten entweder einzeln, überlagert oder nacheinander auf.<sup>73</sup>

Durch den Gleitverschleiß unterliegt die Mikrostruktur der technischen Oberfläche Veränderungen, die in Abbildung 2.15 am Beispiel des Querschnitts einer tribologisch beanspruchten Metalloberfläche dargestellt sind. In den obersten Schichten bis zu ca. 400 nm unterhalb der Oberfläche kommt es zum „Mechanical Mixing“ und zu tribogenerierten Schichten. Tiefer unterhalb der Oberfläche, ca. 1 bis 10 µm, treten plastische Verformung und ggf. in-situ Rekristallisation auf.<sup>74</sup>

---

<sup>73</sup> CZICHOS 2010; SOMMER U. A. 2010

<sup>74</sup> CZICHOS 2010; SOMMER U. A. 2010

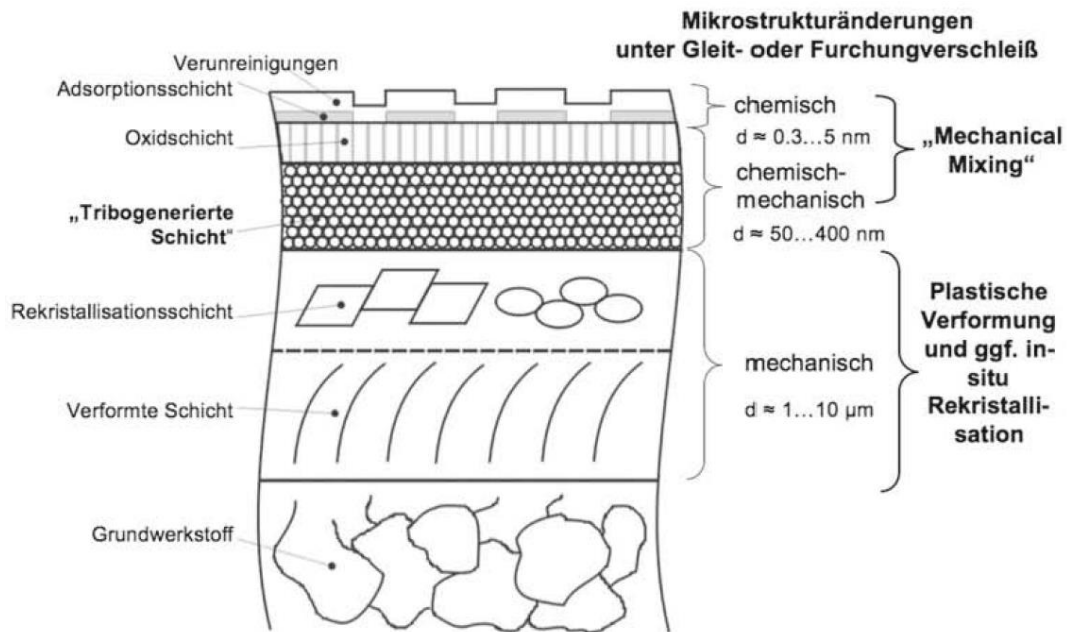


Abbildung 2.15: Mikrostrukturveränderungen unter Gleit- und Furchungverschleiß<sup>75</sup>

#### 2.2.5.4 Verschleißverläufe

Um die Lebensdauer tribologisch beanspruchter Bauteile abschätzen zu können, ist es wichtig die Verschleißgeschwindigkeit zu kennen. Für den Verschleißbetrag  $W$  lässt sich mit dem Beanspruchungskollektiv  $X$  sowie der Systemstruktur  $S$  nach Grote<sup>76</sup> folgende Beziehung aufstellen:

$$W = f(X, S) \quad \text{Gl. 9}$$

Trägt man den Verschleißbetrag über der Beanspruchungsdauer auf, ergibt sich dafür nach Czichos<sup>77</sup> folgender Verlauf:

<sup>75</sup> CZICHOS 2010

<sup>76</sup> GROTE & FELDHUSEN 2011

<sup>77</sup> CZICHOS 2010

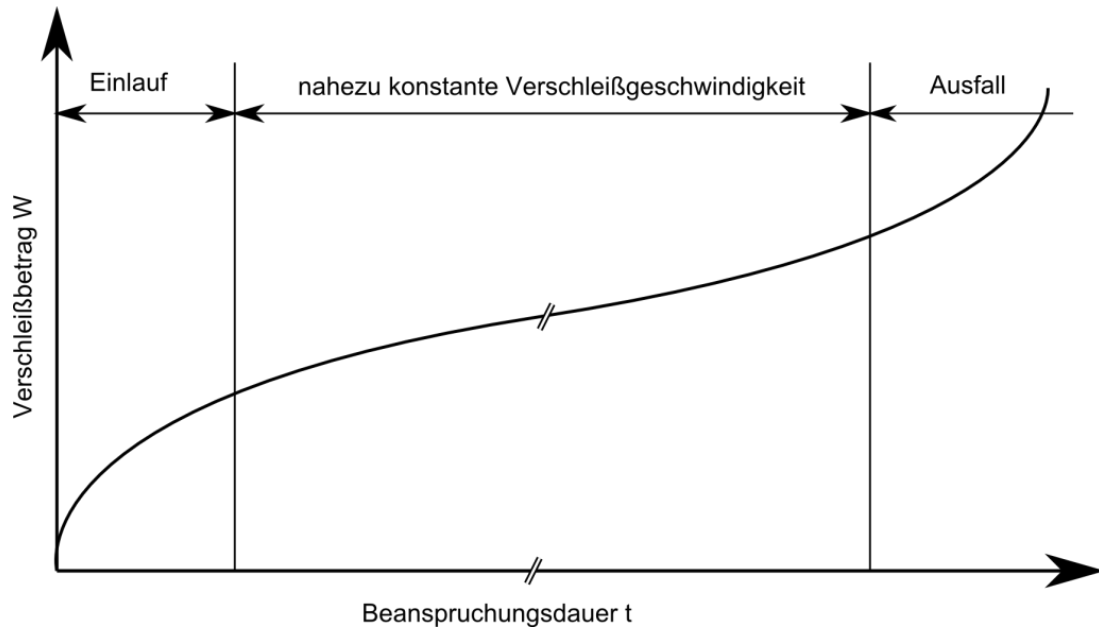


Abbildung 2.16: Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer<sup>78</sup>

Dabei kann der Verlauf typischerweise in drei charakteristische Bereiche eingeteilt werden:

- Einlauf
- Beharrungszustand
- Ausfall

Während der Einlaufphase findet der sogenannte Einlaufverschleiß statt. Dieser ist meist durch eine degressive Verschleißgeschwindigkeit gekennzeichnet. Nach dem Einlaufverschleiß geht das Tribosystem in einen Zustand mit annähernd konstanter Verschleißrate über, bis ein progressiver Anstieg den Ausfall ankündigt.

### 2.2.6 Schmierung

Eine übliche Maßnahme zur Reibung- und Verschleißminderung ist die Schmierung. Ihre Hauptaufgabe besteht darin, die Grund- und Gegenkörper voneinander zu trennen. Weitere Aufgaben der Schmierung sind beispielsweise Wärme und Verschleißpartikel aus dem Kontakt abzutransportieren, Schwingungen zu dämpfen, und das Material vor Korrosion zu schützen. Schmierstoffe werden nach ihrer Beschaffenheit in flüssige oder gasförmige Schmierstoffe, Schmierfette oder

<sup>78</sup> CZICHOS 2010



Festschmierstoffe eingeteilt.<sup>79</sup> In dieser Arbeit wird nur die Schmierung mit flüssigen Schmierstoffen betrachtet.

Abhängig von der Geometrie der Kontaktpartner, ihrer Oberflächenrauheit, der Schmierstoffviskosität, der Geschwindigkeit und der Belastung verändert sich die spezifische Schmierfilmdicke. In Abhängigkeit vom Verhältnis der spezifischen Filmdicke zur Reibungszahl  $\mu$  durchläuft ein hydrodynamisches Gleitlager folgende Reibungszustände vergleichbar mit der Stribeckkurve (vgl. Abbildung 2.17 und Kapitel 2.2.3.2) nach verschiedenen Autoren<sup>80</sup>:

- Festkörperreibung
- Grenzreibung
- Mischreibung
- Elastohydrodynamik (EHD)
- Hydrodynamik (HD)

Bei einem hydrodynamischen Gleitlager spielt die Mischreibung eine besondere Rolle. In diesem Betriebszustand entsteht nach verschiedenen Autoren<sup>81</sup> der größte Verschleiß. Im eingelaufenen Zustand ist das Ziel dieses Reibungsgebiet zu vermeiden.

---

<sup>79</sup> MEYER & KLOSS 1993; SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>80</sup> CZICHOS 2010; POPOV 2010; WOYDT 2009

<sup>81</sup> BARTZ 1993; CZICHOS 2010; KRAGELSKI 1971; SCHERGE, SHAKHVOROSTOV, U. A. 2003

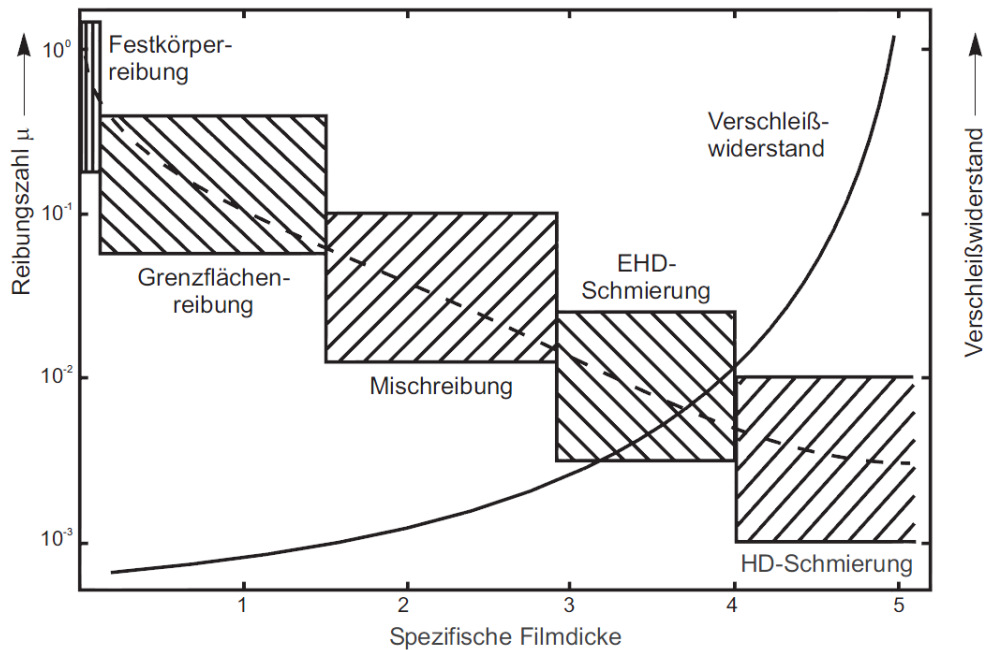


Abbildung 2.17: Reibungszahl und Verschleißwiderstand in Abhängigkeit der Schmierfilmdicke nach Czichos und Sauer und Steinhilper<sup>82</sup>

### 2.3 Das tribologische System: Hydrodynamisches Gleitlager

Wie alle Lager, sollen auch Gleitlager relativ zueinander bewegte Körper mit möglichst geringer Reibung und Verschleiß präzise führen und gleichzeitig Kräfte übertragen. Dabei besitzen Gleitlager ein hohes Dämpfungsvermögen und können bei richtiger Auslegung und einwandfreier Wartung praktisch eine unbegrenzte Lebensdauer erreichen. Im Gegensatz zu Wälzlagern können Gleitlagerschalen auch geteilt ausgeführt werden, was die Montage wesentlich vereinfacht. Nachteilig sind die etwas aufwendigere Schmierung sowie das hohe Anlaufreibmoment und die höhere (Fluid-)Reibung gegenüber Wälzlagern.<sup>83</sup>

Ein hydrodynamisches Radialgleitlager besteht im Wesentlichen aus einem zylindrischen Zapfen, einer Welle, die in einer zylindrischen Bohrung (Lager) rotiert. Verglichen mit den Radien der Bohrung und der Welle ist das Lagerspiel sehr gering. Von der Welle wird eine Normalkraft  $F_N$  auf das Lager übertragen. Im Stillstand liegt die Welle am tiefsten Punkt des Lagers auf, wie in Abbildung 2.18 dargestellt ist. Die Exzentrizität  $e$  beschreibt dabei die Achsverschiebung zwischen der Welle und dem Lager. Durch Rotation der Welle wird der viskose Schmierstoff in den konvergierenden Spalt zwischen Bohrungstiefpunkt und Welle gezogen. Mit

<sup>82</sup> MEYER & KLOSS 1993

<sup>83</sup> SAUER & STEINHILPER 2008

steigender Drehzahl wird mehr Schmierstoff in den Spalt gefördert, sodass Welle und Lagerschale vollständig durch einen Schmierfilm getrennt werden. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl verringert sich die Exzentrizität. Die Bewegung der Welle entspricht etwa einem Halbkreis für  $e \rightarrow 0$ , auch als Gumbel'scher Halbkreis bezeichnet.<sup>84</sup>

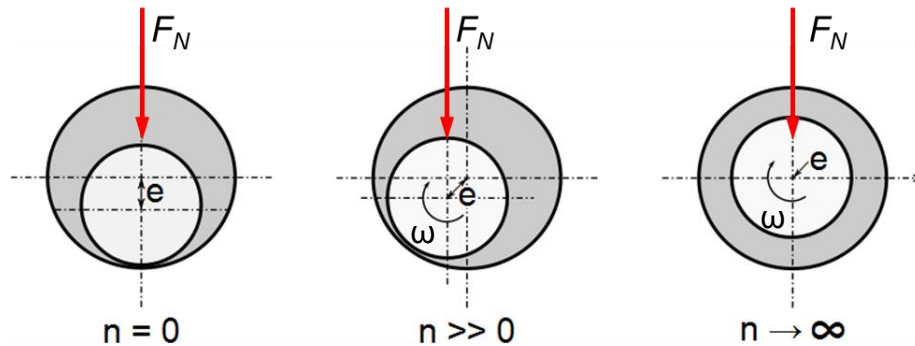


Abbildung 2.18: Schematische Darstellung eines Gleitlagers sowie der Exzentrizität  $e$  bei unterschiedlicher Wellendrehzahl  $n$  und externer Belastung  $F_N$  nach Künne<sup>85</sup>

### 2.3.1 Hydrodynamisches Wirkprinzip

Ein Gleitlager arbeitet dann reibungs- und verschleißarm, wenn Welle und Lagerschale vollständig durch einen tragfähigen Schmierfilm getrennt werden, der den äußeren Lasten das Gleichgewicht hält. Bei der hydrodynamischen Schmierung entsteht ein trennender Flüssigkeitsfilm zwischen den sich relativ zueinander bewegend Oberflächen. Die Reibung wird dabei maßgeblich von der inneren Reibung des Schmiermittels, also ihrer Viskosität, bestimmt (vgl. Kapitel 2.2.3.1).

Reynolds<sup>86</sup> entwickelte 1886 basierend auf der Navier-Stokes-Gleichung der Flüssigkeitsmechanik die Grundgleichung der hydrodynamischen Schmierung. Für seine Gleichung gelten folgende Annahmen<sup>87</sup>:

- Vernachlässigung von Trägheitswirkungen im Fluid.
- Die Flüssigkeit hat Newton'sches Fließverhalten.
- Die Schmierfilmhöhe ist im Vergleich zu den anderen Abmessungen klein.
- Die Stokes'sche Haftbedingung gilt.
- Die Oberflächen sind ideal glatt.

<sup>84</sup> KÜNNE 2008

<sup>85</sup> KÜNNE 2008

<sup>86</sup> REYNOLDS 1927

<sup>87</sup> CZICHOS 2010

Die vollständige Reynolds-Gleichung lautet:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left( \underbrace{(U_1 - U_0)}_1 \frac{\partial h}{\partial x} + \underbrace{h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_0)}_2 + \underbrace{2 \frac{\partial h}{\partial t}}_3 \right). \quad \text{Gl. 10}$$

Dabei hängt der Aufbau eines hydrodynamischen Druckes von drei Termen ab:

1. Keil(wedge)-Term
2. Dehnungs(stretch)-Term
3. Quetsch(squeeze)-Term

Die Bewegung der Welle in der Lagerschale kann in drei Grundbewegungen unterteilt werden: einer keilförmigen Strömung, eine durch Quetschung des Mediums entstandene Strömung und eine durch Längung der Welle entstandene Strömung. Diese Einzelkomponenten der Strömungsgleichung sind zur Verdeutlichung in Abbildung 2.19 schematisch dargestellt.

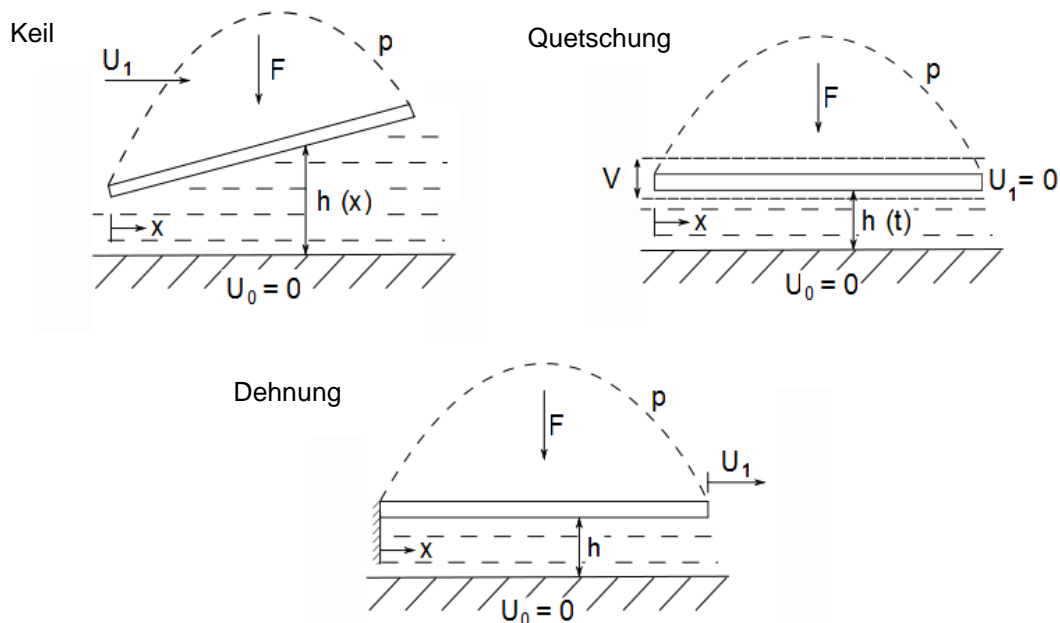


Abbildung 2.19: Traganteile ölgeschmierter Gleitflächen nach Moore<sup>88</sup>

Bei dem Keil-Term bewegt sich eine ebene, starre, geneigte Oberfläche mit der Geschwindigkeit  $U_1$  relativ zum feststehenden Grundkörper. Dabei findet keine Bewegung in vertikaler Richtung statt.

<sup>88</sup> MOORE 1975

Der Dehnungs-Term beschreibt eine einseitig fixierte ebene, glatte, parallele Oberfläche, die mit der Geschwindigkeit  $U_1$  gegenüber dem feststehenden Grundkörper bewegt wird. Durch die Bewegung dehnt sich die Oberfläche.

Bei der Quetschung handelt es sich um eine ebene, glatte, parallele Oberfläche, die sich nur rein vertikal auf den feststehenden Grundkörper zubewegt.

Maßgeblich für die Bildung des hydrodynamischen Schmierfilms ist vor allem der Keil-Term (vgl. Abbildung 2.19). Unter Berücksichtigung dieser Vereinfachung ergibt sich die Reynold'sche Strömungsgleichung für ein vollumschlossenes Lager mit endlicher Lagerbreite zu:<sup>89</sup>

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_1 \frac{\partial h}{\partial x} \quad \text{Gl. 11}$$

Aus der Lösung der Differentialgleichung ergibt sich der für ein hydrodynamisches Gleitlager typische Druckverlauf. In Abbildung 2.20 links ist der Druckverlauf in Drehrichtung dargestellt. Der Fluiddruck  $p$  erreicht ein Maximum kurz vor der minimalen Spalthöhe  $h_{\min}$ . Den Winkel der minimalen Spalthöhe beschreibt der Verlagerungswinkel  $\beta$ . Die Exzentrizität ist mit  $e$  gekennzeichnet. Abbildung 2.20 rechts stellt den Druckverlauf entlang der Wellenachse über die Lagerbreite  $B$  dar. Hier liegt eine einfache statische Druckverteilung vor, demnach bildet die Druckverteilung eine Parabel. Das Integral über den hydrodynamischen Druck  $p$  steht im Gleichgewicht mit der äußeren angreifenden Kraft  $F_N$ .

---

<sup>89</sup> BARTZ 1993, S. 53

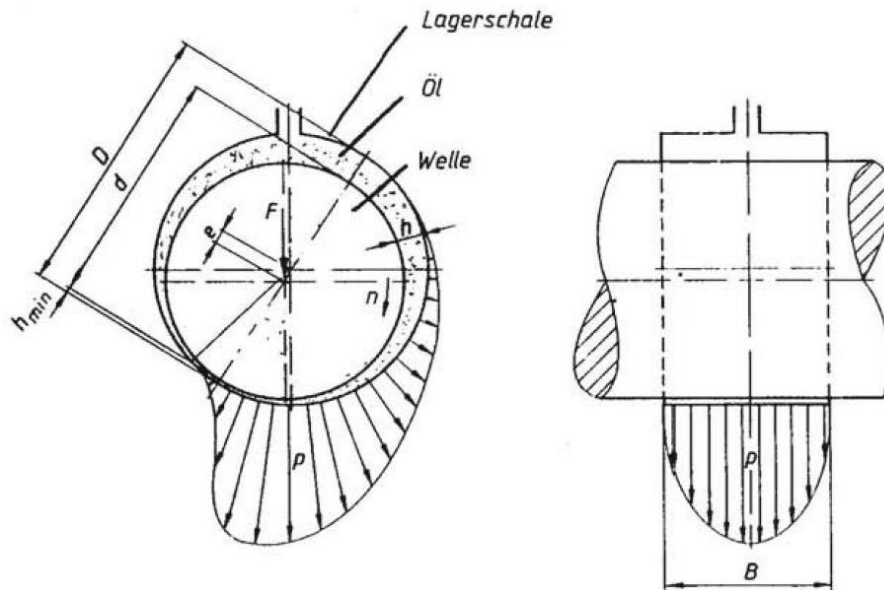


Abbildung 2.20: Druckverlauf im hydrodynamischen Gleitlager nach Czichos<sup>90</sup>

Zur Herleitung der Differentialgleichung wird auf Reynolds<sup>91</sup> verwiesen.

### 2.3.2 Stribeckkurve

Wie bereits mehrfach in den vorherigen Kapiteln erwähnt, wird für den verschleißarmen Betrieb eines Gleitlagers ein trennender Schmierfilm zwischen Welle und Lagerschale (Hydrodynamik) benötigt. Während des Betriebs sind Zustände mit Festkörperkontakt zu vermeiden. Dennoch wird bei jedem Anfahr- und Auslaufvorgang das Mischreibungsgebiet durchlaufen und somit das Gleitlager ungünstigen Reibungszuständen ausgesetzt. Erstmals untersuchte Stribeck 1902<sup>92</sup> systematisch den Verlauf des Reibkoeffizienten über der Drehzahl. Dabei wurde das Drehmoment bei einer auslaufenden Welle unter konstanter Radiallast bis zum Stillstand aufgezeichnet. Abbildung 2.21 zeigt eine schematische Darstellung der Stribeckkurve. Abgebildet ist der Reibkoeffizientenverlauf  $\mu$  über der Drehzahl  $n$ . Mit sinkender Drehzahl nimmt zunächst der Reibkoeffizient bis zur Übergangsdrehzahl  $n_{\dot{u}}$  ab und erreicht dabei seinen minimalen Wert  $\mu_{min}$ . Dabei befindet sich das tribologische System bereits bei Geschwindigkeiten kleiner  $n_k$  in der Mischreibung (vgl. Kapitel 2.2.3).

<sup>90</sup> CZICHOS 2010

<sup>91</sup> REYNOLDS 1927

<sup>92</sup> STRIBECK 1902

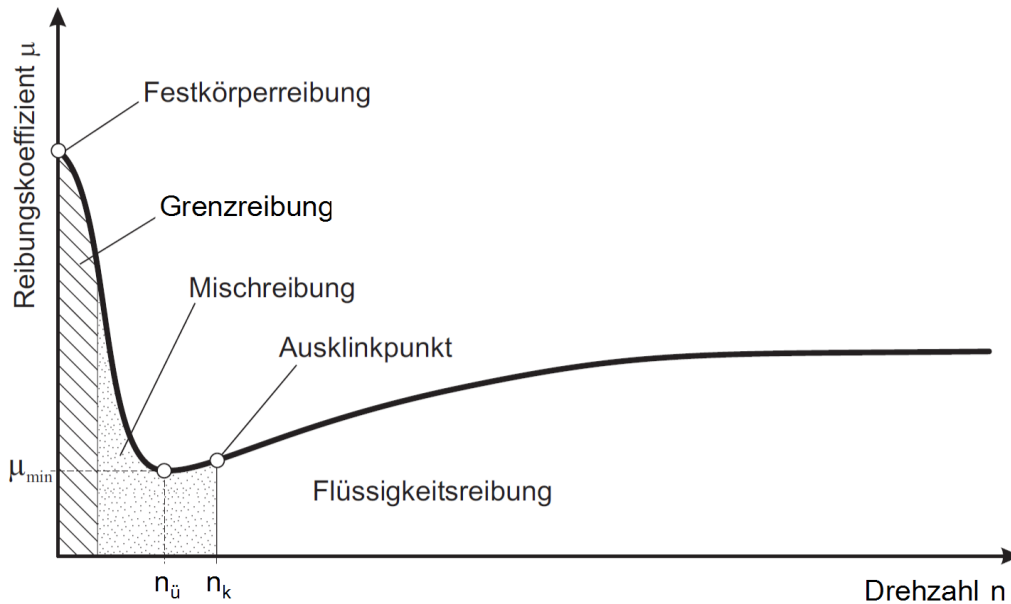


Abbildung 2.21: Schematische Darstellung der Stribeckkurve und Reibungszustände bei konstanter dynamischer Viskosität  $\eta$  nach Literatur<sup>93</sup>

Bei weiter stetig abnehmender Drehzahl steigt der Reibkoeffizient exponentiell im Grenzreibungsgebiet an und erreicht sein Maximum in der Festkörperreibung. Betrachtet man den Zusammenhang zwischen den Reibungsgebieten und dem Reibkoeffizient, so kann man feststellen, dass ein Betrieb bei der Übergangsdrehzahl  $n_{\ddot{u}}$  ungünstig ist, da sich das tribologische System im Mischreibungsgebiet befindet. Erst beim Überschreiten des Ausklinkpunkts herrscht reine Hydrodynamik. Die VDI 2204-1<sup>94</sup> fordert für einen sicheren Betrieb eine Drehzahl „in genügend großem Abstand zum Ausklinkpunkt“.

In der Literatur<sup>95</sup> ist ebenfalls häufig die Darstellung einer dimensionslosen Stribeckkurve zu finden, die vom qualitativen Verlauf her identisch mit Abbildung 2.21 ist. Dabei wird der Reibkoeffizient über den bezogenen Reibungsdruck  $\frac{\eta\omega}{\bar{p}}$  aufgetragen, mit  $\bar{p} = \frac{F}{BD}$ , also der Normalkraft bezogen auf die projizierte Fläche.

<sup>93</sup> CZICHOS 2010; MEYER & KLOSS 1993; SAUER & STEINHILPER 2008

<sup>94</sup> VDI 2204 1992

<sup>95</sup> CZICHOS 1992; 2010; SAUER & STEINHILPER 2008

### 2.3.3 Sommerfeldzahl

Eine wichtige dimensionslose Kennzahl zur Auslegung eines hydrodynamischen Radialgleitlagers ist die Sommerfeldzahl  $S_o$ . Die Sommerfeldzahl ist eine Ähnlichkeitskennzahl, sodass Lager mit gleicher Sommerfeldzahl und gleichem Breitenverhältnis unabhängig vom relativen Lagerspiel  $\psi$ , Winkelgeschwindigkeit und der Viskosität  $\eta$  hydrodynamisch ähnlich sind. Die relative Exzentrizität  $\varepsilon$  und damit  $h_{min}$  und die Reibungskennzahl  $\mu/\psi$  sind damit gleich. Dabei hängt die Sommerfeldzahl wesentlich von der Viskosität ab, welche wiederum von der Temperatur im Schmierpalt abhängt. Mit dem gemittelten Druck  $\bar{p}$ ; dem relativen Lagerspiel  $\psi$ ; der dynamische Viskosität  $\eta$ ; und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  ergibt sich zu Sommerfeldzahl zu (vgl. Gl. 12):

$$S_o = \frac{\bar{p}\psi^2}{\eta\omega} \quad \text{Gl. 12}$$

Bei der Auslegung von Gleitlagern wird die Sommerfeldzahl in  $S_o < 1$  und  $S_o > 1$  differenziert. Für den Schnelllaufbereich gilt  $S_o < 1$  und für den Schwerlastbereich  $S_o > 1$ . Für  $S_o > 10$  befindet sich das Lager im Mischreibungszustand und für  $S_o < 0,3$  wird die Lage der Welle instabil, was zur Folge hat, dass die Welle unruhig läuft.<sup>96</sup>

## 2.4 Tribologische Bauteilprüfung

Bei der Neu-, Weiterentwicklung oder Optimierung tribotechnischer Systeme ist eine eingehende Untersuchung des Reibungs- und vor allem des Verschleißverhaltens unumgänglich. Das generierte Wissen ist notwendig, um z. B. verschleißbedingte Einflüsse auf die Gesamtfunktion oder die Gebrauchsdauer mit ausreichender Genauigkeit bestimmen zu können. Die Gesellschaft für Tribologie definiert die Ziele in ihrem „Arbeitsblatt Nr. 7“<sup>97</sup> folgendermaßen:

- Optimieren von Bauteilen bzw. tribotechnischen Systemen zum Erreichen einer vorgegebenen, verschleißbedingten Gebrauchsdauer
- Bestimmung verschleißbedingter Einflüsse auf die Gesamtfunktion von Maschinen bzw. Optimieren von Bauteilen und tribotechnischen Systemen zur Erreichung einer vorgegebenen Funktion

<sup>96</sup> VOGELPOHL 1967

<sup>97</sup> GFT 2002



- Überwachung der verschleißabhängigen Funktionsfähigkeit von Maschinen
- Vorauswahl von Werkstoffen und Schmierstoffen für praktische Anwendungsfälle
- Qualitätskontrolle von Werkstoffen und Schmierstoffen
- Verschleißforschung, mechanismenorientierte Verschleißprüfung
- Schadensanalyse
- Diagnose von Betriebszuständen
- Sammlung von Daten für die Instandhaltung.

### 2.4.1 Tribologische Prüftechnik

Czichos<sup>98</sup> und GfT<sup>99</sup> beschreiben die Untersuchungsmöglichkeiten von tribotechnischen Systemen. Diese gehen von realen Betriebsbedingungen bis hin zum Laborversuch an Probekörpern. Dafür ist es zweckmäßig, wie in Abbildung 2.22 beispielhaft für einen PKW dargestellt, die Versuche in Kategorien zu unterteilen.



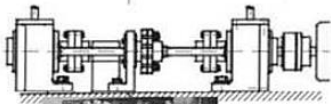



Kategorie	Mess- und Prüftechnik		System, Baugruppe, Modell
I	Betriebsversuche und betriebsähnliche Versuche:	Betriebsversuch	
II	Original-Systemstruktur, Beanspruchung vereinfacht	Prüfstandsversuch	
III		Aggregatversuch	
IV		Bauteilversuch	
V	Modellstruktur und einfache Beanspruchung	Probekörperversuch	
VI		Modellversuch	

Abbildung 2.22: Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Prüfkette)<sup>100</sup>

<sup>98</sup> CZICHOS 2010

<sup>99</sup> GFT 2002

<sup>100</sup> CZICHOS 2010; GFT 2002

Dabei bedeutet eine höhere Kategorie eine Vereinfachung des Belastungskollektivs und/oder der Struktur, somit sinkt also die Sicherheit der Übertragbarkeit der Prüfergebnisse auf das reale System. Vorteile der Kategorisierung sind z. B. die bessere Zugänglichkeit der Tribokontakte, geringere Prüfkosten und Prüfzeiten, vor allen Dingen aber die Reduktion der Systemkomplexität. Die Vorteile der einzelnen Prüfkategorien können in einer durchgehenden „Prüfkette“ genutzt werden. Allerdings müssen beim Übergang von einer Kategorie zur nächsten u. a. Verschleißerscheinungsmechanismen, -Formen und -Raten korreliert werden. Es versteht sich von selbst, dass die Prüfkette für den jeweiligen Feldeinsatz des Tribosystems individuell entwickelt und durch geeignete Korrelationsprüfungen abgesichert wird.

#### **2.4.2 X-in-the-Loop Framework**

Ausgehend von den tribologischen Prüfkategorien wurde am IPEK der X-in-the-Loop Ansatz<sup>101</sup> (XiL) zur Entwicklung von Antriebssystemen definiert. „X“ steht hierbei für die zu untersuchende Komponente, die sogenannte Unit-Under-Test (UUT). Diese kann z. B. ein Steuergeräte-Code, aber auch ein komplexes Getriebe oder gar das Gesamtfahrzeug sein. Im Gegensatz zu den tribologischen Prüfkategorien kann aber die UUT als reales Teil zur Verfügung stehen oder als ggf. stark detailliertes Simulationsmodell.

---

<sup>101</sup> GEIER U. A. 2009

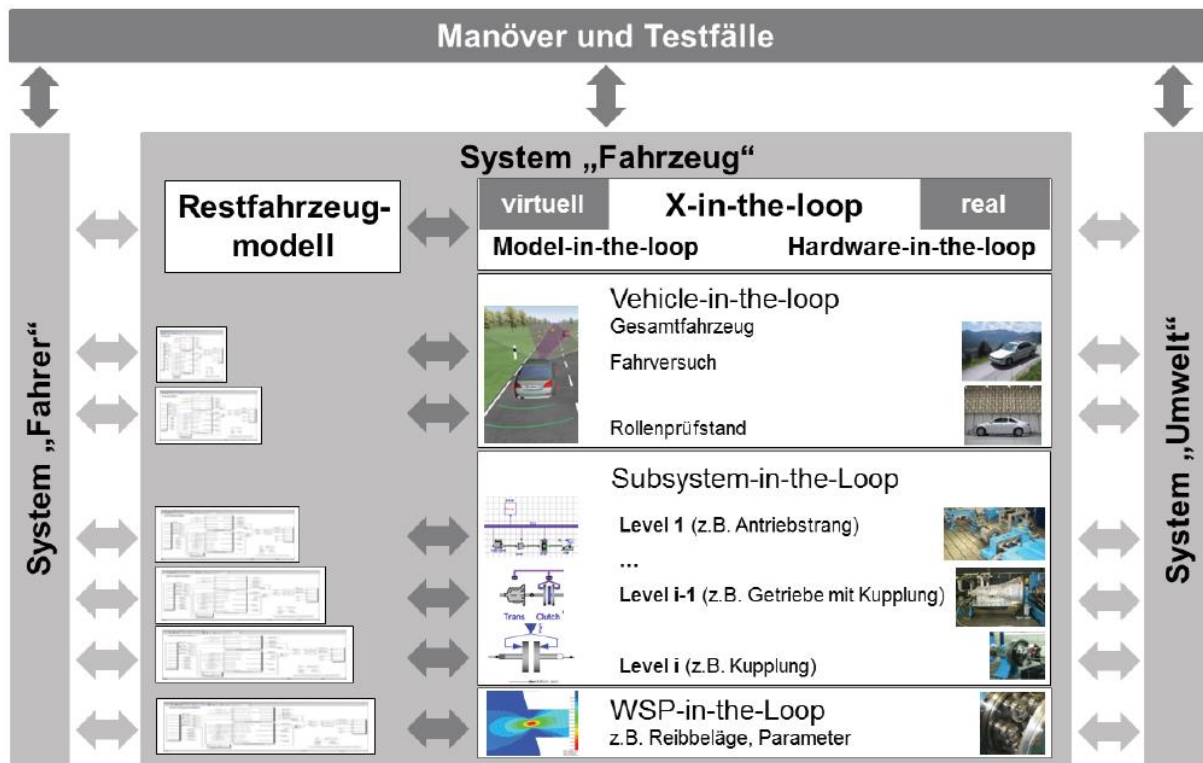


Abbildung 2.23: X-in-the-Loop Validierungsframework bei der Antriebsstrangentwicklung nach Düser und Albers<sup>102</sup>

Auf jeder Ebene, vom Element bis zum Gesamtsystem, besteht die Möglichkeit das Restsystem zur UUT hinzu zu simulieren. Natürlich muss im Bedarfsfall geklärt werden, inwieweit eine Restsimulation bzw. die Integration von Restsystem oder Umgebung notwendig ist, genauso wie der entsprechende Detaillierungsgrad. Abbildung 2.23 verdeutlicht den IPEK X-in-the-loop-Ansatz für Antriebssysteme.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Subsystem-in-the-Loop Versuche auf verschiedenen Prüfständen durchgeführt. Diese werden in Kapitel 5 ausführlich beschrieben.

## 2.5 Bestimmung des Schmiermittelbedarfs eines hydrodynamischen Radialgleitlagers

Neben der gezielten Wärmeabfuhr aus einem Gleitlager muss sichergestellt sein, dass die zugeführte Ölmenge ausreicht, einen tragfähigen Schmierfilm aufzubauen, um Grund- und Gegenkörper vollständig voneinander zu trennen. Während des Betriebs fließt ständig Öl an den Stirnseiten des Lagers ab, das es zu ersetzen gilt.

<sup>102</sup> ALBERS U. A. 2008; DÜSER 2010

Mit der Thematik des Schmiermittelbedarfs hat sich Vogelpohl 1967<sup>103</sup> beschäftigt. Auf seinen Berechnungen basieren die heute gültige Norm ISO 7902<sup>104</sup> und die VDI 2204<sup>105</sup> Richtlinie.

### 2.5.1 Schmiermittelauslegung nach Vogelpohl

Vogelpohl teilt die Aufgaben des Schmiermitteldurchflusses prinzipiell wie folgt ein: Ausbildung eines tragenden Schmierfilms (Tragölstrom  $\dot{q}_T$ ) und Wärmeabtransport (Kühlölstrom  $\dot{q}_K$ ).

Die erforderliche Tragölmenge lässt sich nicht mit letzter Sicherheit bestimmen, da zu viele Parameter unbekannt sind. Die Berechnung basiert auf der Annahme, dass die Welle konzentrisch in der Bohrung läuft. Für diesen Fall erhält man eine lineare Geschwindigkeitsverteilung mit der Durchschnittsgeschwindigkeit  $\frac{1}{2} U$ . Mit dieser Geschwindigkeit bewegt sich das Medium in jedem Querschnitt, der im Falle einer konzentrischen Anordnung der Welle in der Lagerschale ebenfalls über das Lager konstant ist. Das Volumen berechnet sich aus der Lagerbreite  $B$  und der Hälfte des Lagerspiels  $C$ . Somit ergibt sich die sogenannte Vergleichsölmenge  $\dot{q}_V$  von Petroff – Couette<sup>106</sup> zu:

$$\dot{q}_V = \frac{U}{2} B \frac{C}{2} = \frac{1}{4} BUC \quad \text{Gl. 13}$$

Mit der berechneten Schmierölmenge nach Gl. 13 ist das Lager bei  $e = 0$  vollständig mit Öl gefüllt. Damit das Lager einen tragfähigen Schmierfilm aufbauen kann, benötigt das Lager ca.  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  dieser Menge. Demnach lässt sich der Tragölstrom  $\dot{q}_T$  folgendermaßen ausdrücken:

$$\dot{q}_T = a \dot{q}_V, \text{ mit } \frac{1}{3} \leq a \leq \frac{1}{2} \quad \text{Gl. 14}$$

Der Tragölstrom  $\dot{q}_T$  ist also nach Gl. 13 und Gl. 14 nicht abhängig von der Betriebslast, sondern nur von der Lagergeometrie und der Drehzahl.

Des Weiteren formuliert Vogelpohl eine Kühlölmenge  $\dot{q}_K$ , die benötigt wird, um die entstehende (Reibungs-)Wärme aus dem Lager abzuführen. Diese ist für diese

---

<sup>103</sup> VOGELPOHL 1967

<sup>104</sup> ISO 7902

<sup>105</sup> VDI 2204 1992

<sup>106</sup> VOGELPOHL 1967

Arbeit nicht maßgeblich relevant, daher wird für die Herleitung auf Vogelpohl<sup>107</sup> verwiesen.

### 2.5.2 Schmiermittelauslegung nach VDI 2204

Aufbauend auf den Berechnungen von Vogelpohl entstand die VDI 2204<sup>108</sup> Richtlinie zur Auslegung von Gleitlagerungen. Die Richtlinie gilt für alle vollumschlossenen zylindrischen hydrodynamischen Radialgleitlager mit einem Verhältnis von Breite zu Durchmesser  $\frac{B}{D} > 0,25$ .

Der Schmiermitteldurchsatz eines Lagers berechnet sich nach VDI 2204 mit der Formel:

$$Q_3 = Q_3^* B U C \quad \text{Gl. 15}$$

Dabei stellt  $Q_3^*$  die Seitenflusskennzahl dar, die sich aus einem Diagramm oder tabellarisch (aus der VDI) ermitteln lässt.

$Q_3^*$  richtet sich dabei nach der vom Konstrukteur geforderten minimalen Schmierfilmdicke  $h_{min}$ , dem Umschließungswinkel  $\Omega$ , dem Verhältnis von Lagerbreite und -durchmesser  $\frac{B}{D}$  und der Lage der Ölzufuhrstelle. Letztere wird bei einem vollumschließenden Lager an der Stelle mit dem größten Lagerspalt angenommen.

### 2.5.3 Schmiermittelauslegung nach ISO 7902

Die internationale Norm ISO 7902<sup>109</sup> ist identisch mit der nationalen DIN 31652<sup>110</sup>. Demnach berechnet sich der Schmierstoffdurchsatz  $Q_1$  infolge von Eigendruckentwicklung aus dem jeweils effektiven relativen Lagerspiel  $\psi$  und der Umdrehungsgeschwindigkeit  $\omega$  sowie einem Faktor  $q_1$  zur Beschreibung der Lagergrößen zu:

$$Q_1 = D^3 \psi \omega q_1 \quad \text{Gl. 16}$$

---

<sup>107</sup> VOGELPOHL 1967

<sup>108</sup> VDI 2204 1992

<sup>109</sup> ISO 7902

<sup>110</sup> DIN 31652

Dabei ist  $q_1$  ist eine Funktion der Lagergrößen, der Exzentrizität  $\varepsilon$  und des Lagerumschließungswinkels  $\Omega$ . Der Wert kann entweder einer Tabelle entnommen oder über nachfolgende Formel berechnet werden:

$$q_1 = \frac{1}{4} \left( \left( \frac{B}{D} \right) - 0,223 \left( \frac{B}{D} \right)^3 \right) \varepsilon \quad \text{Gl. 17}$$

Die Exzentrizität  $\varepsilon$  lässt sich wiederum über den Zusammenhang mit der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  errechnen:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} D \psi - h_0 \quad \text{Gl. 18}$$

Die minimale Schmierfilmdicke  $h_0$  kann wieder aus den gemittelten Rauheitswerten von Welle und Lagerschale, der Verkantung und Durchbiegung der Welle innerhalb der Lagerbreite und der Welligkeit von Welle und Schale ermittelt werden.

#### 2.5.4 Berechnungen zum Schmiermittelbedarf nach Halstenberg

Bei der Formulierung des Schmiermittelbedarfs legt Halstenberg<sup>111</sup> im Allgemeinen die Tragfähigkeit des Lagers zugrunde. Eine Ausnahme bilden stark belastete oder hoch dynamische Lager, welche ein erhöhtes Angebot an Schmiermittel zur Wärmeabfuhr bzw. zur Dämpfung benötigen.

Der Schmierstoffbedarf für einen bestimmten Betriebszustand lässt sich als eine Funktion der Sommerfeldzahl (vgl. Kapitel 2.3.3), der Exzentrizität und der Durchflusskennzahl beschreiben.

Die Durchflusskennzahl  $QQ$  beschreibt das Verhältnis der tatsächlich zugeführten Schmierölmenge  $\dot{Q}_{ist}$  und der zur vollständigen Auffüllung des Lagers benötigte Schmierstoffmenge  $\dot{Q}_{voll}$ :

$$QQ = \frac{\dot{Q}_{ist}}{\dot{Q}_{voll}} \quad \text{Gl. 19}$$

---

<sup>111</sup> HALSTENBERG 1978

Dabei lässt sich  $\dot{Q}_{voll}$  nach Bartz<sup>112</sup> folgendermaßen berechnen:

$$\dot{Q}_{voll} = 0,088 \frac{B}{D} \left( 3,2 - \frac{B}{D} \right) \varepsilon \psi \omega D^3 \quad \text{Gl. 20}$$

Die Tragfähigkeit  $V_T$  beschreibt Halstenberg<sup>113</sup> mit:

$$V_T = \left( 1 - \frac{S_{o\text{Teilschmierung}}}{S_{o\text{Vollschmierung}}} \right) 100\% \quad \text{Gl. 21}$$

Bei abnehmender Schmiermittelzufuhr verbessert sich die Tragfähigkeit geringfügig. Dies ist bedingt durch den Wegfall der Drücke im vorderen Teil des konvergierenden Spaltes, die zum Teil Komponenten in Lastrichtung besitzen. Abbildung 2.24 stellt diesen Zusammenhang schematisch dar. In der linken Abbildung ist der Druckverlauf für die Vollschmierung dargestellt, in der rechten Bildhälfte ist zu erkennen, dass bis zu dem Winkel  $\varphi_R$  keine Druckanteile vorkommen.

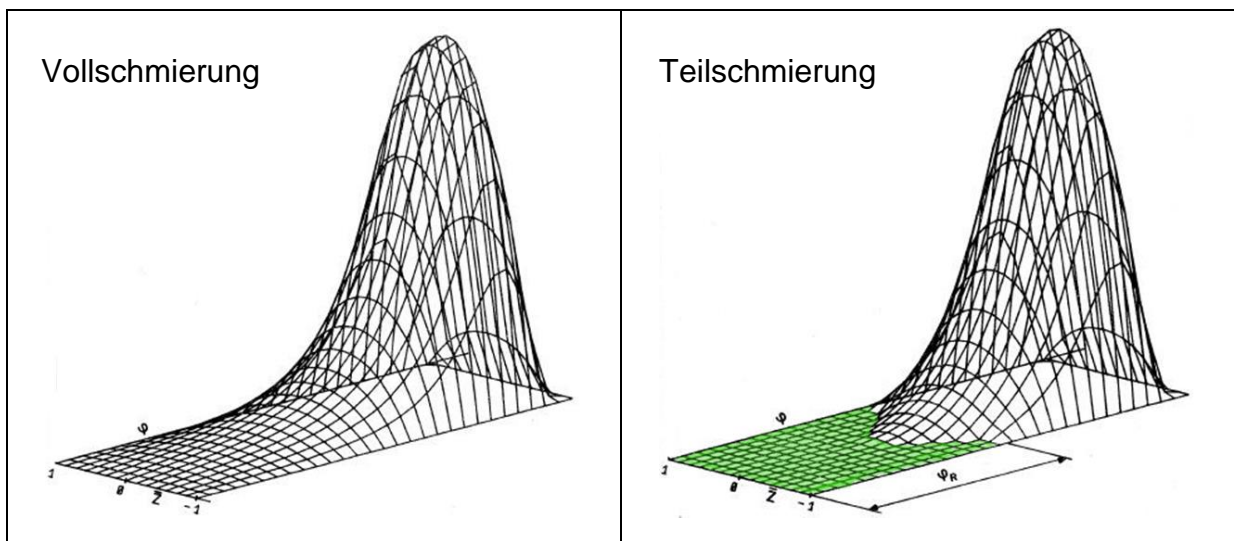


Abbildung 2.24: Schematische Darstellung Schmiermitteldruck bei Voll- und Teilschmierung über den Lagerumfang nach Halstenberg<sup>114</sup>

Erst bei weiterer Abnahme der Schmiermittelzufuhr nimmt die Tragfähigkeit allmählich ab. Trägt man für unterschiedliche Exzentrizitäten  $\varepsilon$  die Tragfähigkeit  $V_T$  in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl  $S_o$  und der Durchflusskennzahl  $QQ$  auf, so erhält

<sup>112</sup> BARTZ 1993

<sup>113</sup> HALSTENBERG 1978

<sup>114</sup> HALSTENBERG 1978

man den in Abbildung 2.25 dargestellten grafischen Zusammenhang. Daran ist zu erkennen, dass bei großen Exzentrizitäten ( $\varepsilon > 0,9$ ) das hydrodynamische Gleitlager zunehmend unempfindlich auf Schmiermittelzufuhränderungen reagiert.

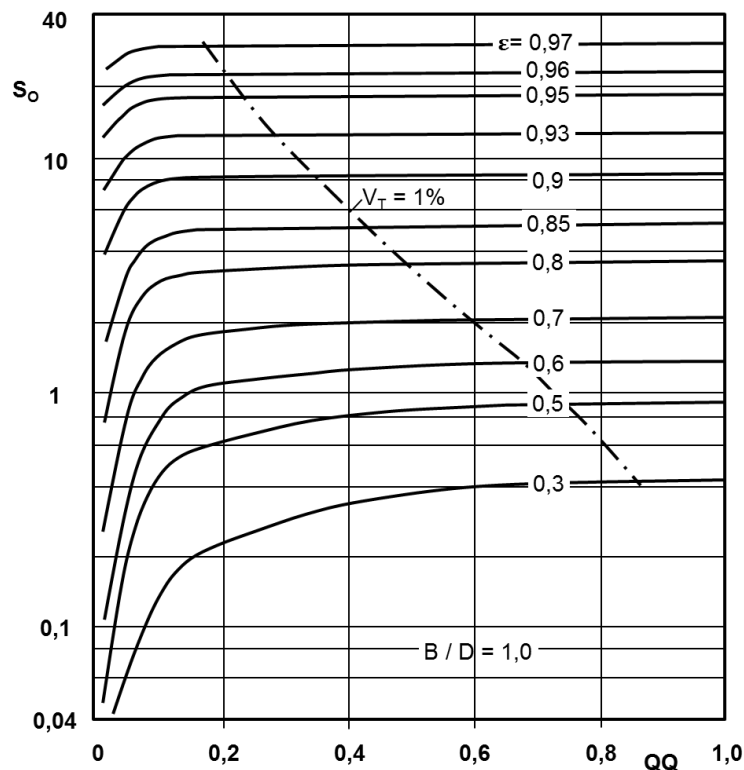


Abbildung 2.25: Tragfähigkeitsverlust von  $V_T = 1\%$  in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl  $S_0$ , der Durchflusskennzahl  $QQ$  und  $\frac{B}{D} = 1,0$  für verschiedene Exzentrizitäten  $\varepsilon$ , nach Halstenberg<sup>115</sup> und Bartz<sup>116</sup>

Aus Abbildung 2.25 lässt sich ableiten, dass ein System mit einer Exzentrizität von beispielsweise  $\varepsilon \geq 0,96$  mit ca. 80 % ( $QQ = 0,2$ ) weniger Schmiermittel betrieben werden kann und gegenüber der Vollschrimerung lediglich 1 % an Tragfähigkeit einbüßt. Wird der Durchfluss jedoch weiter reduziert, so nimmt die Tragfähigkeit für  $QQ < 0,15$  rapide ab.

Werden ISO Linien für die gleiche Tragfähigkeit in Abhängigkeit des Verhältnisses der tatsächlichen Schmiermittelmenge  $Q$  zu Vergleichsölmenge  $Q_V$  aufgetragen, so erhält man den in Abbildung 2.26 dargestellten Zusammenhang für ein Lager mit konstanter Last und  $\frac{B}{D} = 1$ . Der Bereich für den erforderlichen Schmierstoffdurchsatz

<sup>115</sup> HALSTENBERG 1978

<sup>116</sup> BARTZ 1993



nach Vogelpohl mit  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2} Q_V$  ist schraffiert. Die Gerade durch den Ursprung beschreibt das Lager unter Vollschrnierung. Die eingezeichneten Kurven unterhalb dieser Gerade zeigen den unterschiedlichen Schmierstoffbedarf bei konstanter Tragfähigkeit. Für Exzentrizitäten  $\epsilon < 0,4$  ist ersichtlich, dass eine Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses unterhalb der von Vogelpohl definierten unteren Grenze von  $\frac{1}{3} Q_V$  bei hinnehmbarem Tragfähigkeitsverlust möglich ist.

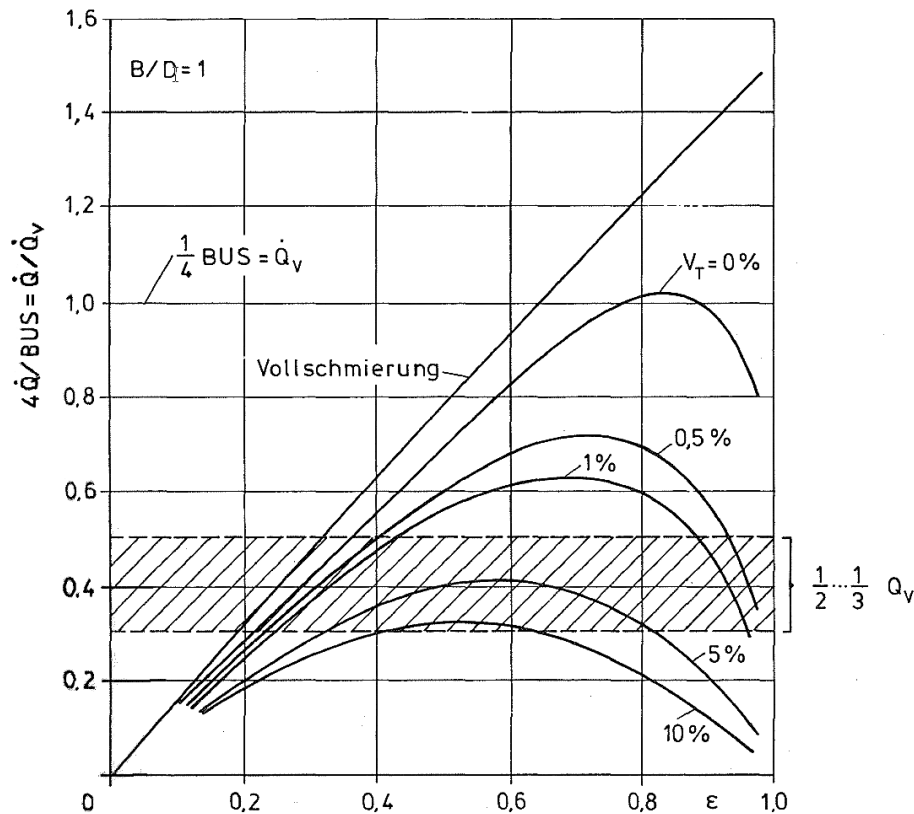


Abbildung 2.26: Tragfähigkeit des Lagers in Abhängigkeit von Exzentrizität und Schmierstoffeinsparung bei konstanter Belastung und  $\frac{B}{D} = 1$ , nach Halstenberg<sup>117</sup> und Bartz<sup>118</sup>

### 2.5.5 Zusammenfassung

Die verschiedenen Quellen<sup>119</sup> teilen die Aufgaben des Schmiermittels klar in Kühlung und Aufbau eines tragenden hydrodynamischen Schmierfilms ein. Dabei wird stets mehr Schmiermedium zum Wärmeabtransport benötigt, als zum Schmierfilmaufbau.

<sup>117</sup> HALSTENBERG 1978

<sup>118</sup> BARTZ 1993

<sup>119</sup> VDI 2204 1992; VOGELPOHL 1967; ISO 7902

Eine weitere Aufgabe, die nicht so stark von den Autoren hervorgehoben wurde, ist die Schwingungsdämpfung<sup>120</sup> bei dynamisch belasteten Systemen durch ein viskoses Schmieröl.

Bei einem Betrieb im Mangelschmierungsgebiet ist mit einer Temperaturerhöhung durch den reduzierten Wärmeabtransport im tribologischen System zu rechnen. Theoretische und praktische Untersuchungen haben gezeigt, dass sich trotz der geringen Schmiermittelmengen ein tragfähiger Fluidfilm ausbildet<sup>121</sup>.

Werden also stationäre Systeme mit geringer Belastung betrachtet, so ist es nach dem Stand der Forschung möglich, wie von Halstenberg<sup>122</sup> bereits 1978 simulativ prognostiziert, die Schmiermittelzufuhr dramatisch zu senken und dabei gleichzeitig durch die Erhöhung der Betriebstemperatur und damit verbundener Senkung der Viskosität sowie durch die gleichzeitige Abnahme der vom Fluid benetzten Oberfläche die Lagerreibung zu senken. In Kapitel 5.5, Tabelle 5.2 sind für den, in dieser Arbeit, verwendeten Prüfstand beispielhaft Volumenströme nach den verschiedenen Ansätzen berechnet und gegenübergestellt.

## 2.6 Schallemissionsanalyse

Unter dem Begriff Schallemissionsanalyse werden Verfahren der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung und -überwachung zusammengefasst. Sie beruhen auf der Betrachtung von mechanischen Schwingungen, die durch chemische, mechanische oder thermische Vorgänge vorrangig im Innern des Werkstoffs verursacht werden und sich im umgebenden elastischen Medium (in der Regel Festkörper) ausbreiten. Als Schallemissionen werden laut DIN EN 1330<sup>123</sup> transiente elastische Wellen bezeichnet, die durch Freisetzung elastisch gespeicherter Energie entstehen. Die dabei erwähnte Transienz beschränkt den Begriff auf Prozesse von kurzer Dauer, deren Beginn und Ende bei messtechnischer Erfassung deutlich erkennbar sind. Die Schallemissionsanalyse empfängt ausschließlich die von der Quelle selbst generierten elastischen Wellen, typische Beispiele solcher Emissionen sind Defekte in festen Körpern, die unter Belastung wachsen.

Das Spektrum eines solchen sprungartigen Ereignisses ist sehr breitbandig und kann bis weit in den Ultraschallbereich reichen. In hohen Frequenzbereichen ist mit

---

<sup>120</sup> GASCH 2006

<sup>121</sup> TANAKA 2000

<sup>122</sup> HALSTENBERG 1978

<sup>123</sup> DIN EN 1330-9 2009

geringeren Störgeräuschen aus anderen Prozessen zu rechnen, sodass aus diesem Grund in der Regel der Ultraschallbereich betrachtet wird, für Metalle typischerweise 100 – 300 kHz<sup>124</sup>.

Zur Charakterisierung von transienten Emissionen hat sich die Bestimmung einiger Signalmerkmale etabliert. Einige davon sind in Abbildung 2.27 dargestellt.

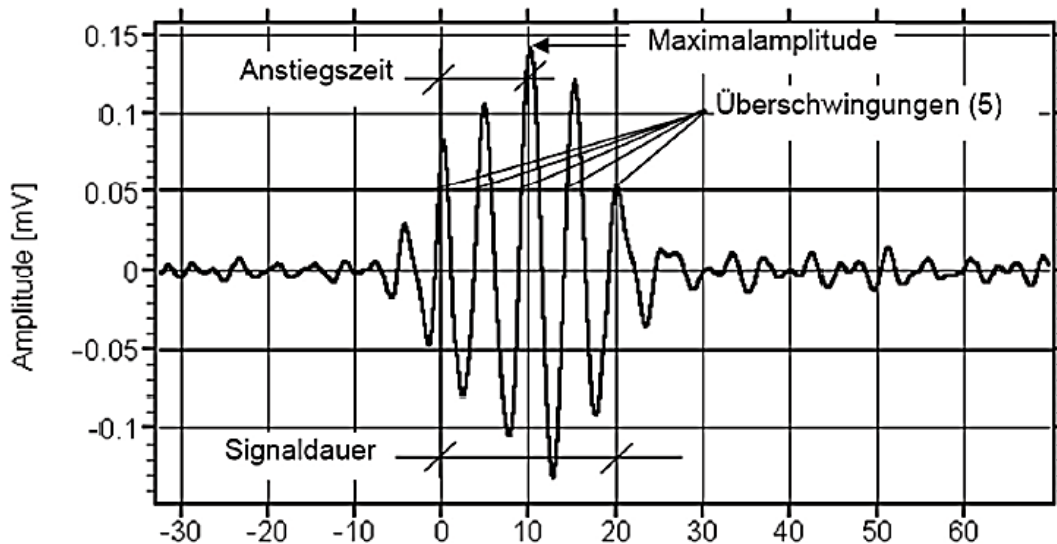


Abbildung 2.27: Merkmale transienter Schallemissionssignale<sup>125</sup>

Die Schallemissionssignale sind nur im Moment des Entstehens oder Fortschreitens einer Schädigung messbar. Defekte, die bereits vorhanden sind, erzeugen kein Signal. Es ergibt sich daher der Vorteil, dass Fehler sofort, quasi ohne Zeitverzögerung, erkannt werden können und es muss nicht abgewartet werden, bis ein Fehler mit einer Mindestgröße vorhanden ist. Aus diesem Vorteil ergibt sich gleichzeitig der Nachteil, dass nur die Fehler erkannt werden können, die gerade wachsen. Es kann somit der Zustand des überwachten Objekts nicht direkt ermittelt werden, sondern nur dessen Änderung, und bereits vorhandene Defekte bleiben unerkannt.<sup>126</sup>

Anwendungen schallemissionsbasierter Verfahren in der Praxis sind z. B. in Kernkraftwerken zur Prüfung und Überwachung von Druckbehältern<sup>127</sup> und Tanks<sup>128</sup>

<sup>124</sup> ALBERS U. A. 2006; H. VALLEN & J. VALLEN 2003

<sup>125</sup> H. VALLEN 2001

<sup>126</sup> ALBERS & DICKERHOF 2009; BARANOV 2006; KOLERUS 1980a

<sup>127</sup> DIN EN ISO 16148 2006

<sup>128</sup> LACKNER & TSCHELIESNIG, 2003; TSCHELIESNIG 2005

oder zur Brucherkenkung<sup>129</sup> und bei der Werkzeugüberwachung in der spanenden Fertigung<sup>130</sup> zu finden. Ein weiterer und stetig wachsender Bereich sind Komponenten von Windkraftanlagen wie z. B. die aus Verbundwerkstoff bestehenden Rotoren<sup>131</sup>. Durch den Einsatz mehrerer Sensoren ist außerdem eine Ortung der Emissionsquelle auf Basis von Laufzeitunterschieden<sup>132</sup> möglich. Zudem sind auch verschiedene Wellenmoden und ihr aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten zeitversetztes Eintreffen am Messort unterscheidbar<sup>133</sup>.

### **2.6.1 Entstehung und Ausbreitung von Körperschall**

Dickerhof<sup>134</sup> beschreibt in seiner Arbeit ausführlich die Entstehungs- und Ausbreitungsmechanismen von Körperschall. Für das Verständnis dieser Arbeit werden die Mechanismen mit dem Schwerpunkt Metalle im Folgenden knapp umrissen.

Prinzipiell werden nach Sturm<sup>135</sup> externe und interne Schallemissionen unterschieden. Externe Emissionen können durch Stoß, Reibung, Korrosion, Kavitation, Verschleiß oder Bewegung hervorgerufen werden, während innere durch Versetzungen, Korngrenzgleiten, Phasenumwandlungen, Riss oder Bruch entstehen. Durch äußere Anregung aktiv erzeugte Körperschallwellen, wie sie z. B. bei der Ultraschallprüfung von Composit Materialien<sup>136</sup> üblich, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

---

<sup>129</sup> LIU U. A. 1999; PARLOO 2002; VERBOVEN 2002

<sup>130</sup> BERKES U. A. 1989a; 1989b

<sup>131</sup> FAZENDA & COMBONI 2012

<sup>132</sup> KURZ U. A. 2005; H. VALLEN 2001; WAGNER U. A. 1977

<sup>133</sup> CIAMPA & MEO 2010; H. VALLEN & J. VALLEN 2003

<sup>134</sup> DICKERHOF 2011

<sup>135</sup> STURM & FÖRSTER 1990

<sup>136</sup> SCOTT & SCALA 1982

### 2.6.1.1 Entstehung von Körperschall

Verschiedene Autoren fassen die inneren Mechanismen in drei Gruppen zusammen<sup>137</sup>:

Mechanismus	Phänomene (Beispiele)
Plastische Deformation	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Migration und/oder Erzeugung von Versetzungen</li> <li>• Gleiten von Korngrenzen</li> </ul>
Phasenübergänge	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Polymorphe Transformationen</li> <li>• Magnetomechanische Phänomene</li> </ul>
Schädigung und Verschleiß	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mikrodefekte</li> <li>• Risse</li> <li>• Korrosive Schädigung</li> </ul>

Tabelle 2.3: Zusammenfassung der wichtigsten Mechanismen und beispielhafte Phänomene bei der Entstehung von Körperschall nach Literatur<sup>138</sup>

Charakteristisch und dominierend für das Mischreibungsgebiet geschmierter tribologischer Systeme ist das Auftreten von Festkörperreibungsanteilen. Als allgemeine Ursache für akustische Emissionen unter Reibung beschreibt Baranov<sup>139</sup> Änderungen des Spannungs-Dehnungs-Zustands in der Kontaktzone sowie das Aufkommen von Abriebpartikeln. Die reibenden Wirkflächen werden beschädigt, dabei können folgende Abläufe einzeln, nacheinander, oder gleichzeitig durchlaufen:<sup>140</sup>

- Elastische Interaktion und Stöße,
- Änderungen des Spannungs-Dehnungs-Zustands lokaler Volumina oberflächennaher Bereiche des Festkörpers,
- Plastische Deformation und Schädigung,
- Entstehung, Bewegung und Interaktion von Versetzungen,
- Energieausgleich bei wiederholter Verformung oder Phasenerhärtung und Erweichung sowie Schädigung von Randschichten,

<sup>137</sup> BARANOV 2006; TIMMERS 2001; ZENNER U. A. 1978

<sup>138</sup> BARANOV 2006; TIMMERS 2001; ZENNER U. A. 1978

<sup>139</sup> BARANOV 2006

<sup>140</sup> DICKERHOF 2011

- Änderungen der Oberflächenstruktur,
- Bildung von Mikrorissen, Mikroporen und neuen Oberflächen durch Verschleiß
- Auftreten von Abrieb
- Oberflächenausbrüche und Grübchenbildung

#### **2.6.1.2 Wellenausbreitung**

Der größte Teil der bei der Entstehung eines Mikrorisses oder einer Gefügeveränderung freigesetzten Energie wird für die plastische Deformation des Materials dissipiert und in Wärme umgewandelt. Nur der kleinste Teil der freiwerdenden Energie wird in Form von elastischen Wellen emittiert. Die so entstandenen Schallemissionen breiten sich dann im Medium als Kugelwelle aus und transportieren Informationen über Ort und Art des Schädigungsvorgangs sowie über Eigenschaften des zurückgelegten Laufwegs.

In realen Körpern ist die Wellenausbreitung durch innere und äußere Einflüsse bestimmt. An freien Oberflächen kommt es zur Ausbildung von Oberflächenwellen. Man unterscheidet dabei je nach Verhältnis von Wellenlänge zu Materialstärke zwischen Rayleigh- und Lamb-Wellen (Plattenwellen) (vgl. Abbildung 2.28).

Rayleigh-Wellen entstehen durch Brechung von Longitudinal- und Transversalwellen in die Oberfläche hinein und besitzen sowohl eine longitudinale als auch eine transversale Komponente. Plattenwellen können Dehn- und BiegeWellen sein. Dehnwellen sind das Äquivalent zu Longitudinalwellen in begrenzten Medien. BiegeWellen besitzen neben einer transversalen auch eine Winkelbewegung, was bedeutet, dass ihre Ausbreitungsgeschwindigkeit nicht konstant ist, sondern von der Frequenz abhängt (sie sind dispersiv). Lamb-Wellen können außerdem symmetrisch oder asymmetrisch sein.<sup>141</sup>

---

<sup>141</sup> KOLERUS 1980a; MÖSER U. A. 2009

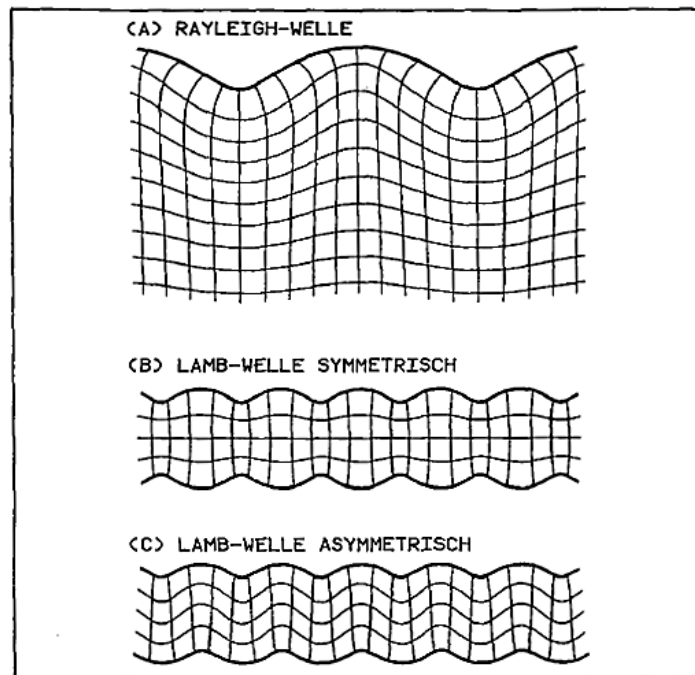


Abbildung 2.28: Verschiedene Formen von Oberflächenwellen<sup>142</sup>

Oberflächenwellen werden nur proportional zu  $\frac{1}{\sqrt{r}}$ , also weniger als Kugelwellen, abgeschwächt ( $\frac{1}{r}$ ) und sind somit an der Oberfläche und für die Messung dominierend.<sup>143</sup>

Eine wichtige Rolle bei der Ausbreitung von Körperschall spielen außerdem die Werkstoffdämpfung sowie Reflexion und Brechung. Eine einfallende Körperschallwelle kann an der Oberfläche eines Körpers oder an der Grenzfläche zwischen zwei Körpern reflektiert oder absorbiert werden. Der absorbierte Anteil kann dabei entweder gebrochen und durchgelassen (transmittiert) oder im Material in Wärme umgewandelt (dissipiert) werden, wobei Letzteres einer Materialdämpfung entspricht.<sup>144</sup>

Fällt eine Longitudinalwelle aus Medium 1 schräg auf die Grenzfläche zu Medium 2, so findet eine Wellentypenumwandlung statt, siehe Abbildung 2.29. Der reflektierte und der ins Medium 2 gebrochene Körperschall haben jetzt eine longitudinale und eine transversale Komponente<sup>145</sup>. Abhängig vom Unterschied der Ausbreitungs-

<sup>142</sup> KOLERUS 1980a

<sup>143</sup> KOLERUS 1980a

<sup>144</sup> MÖSER U. A. 2009; MÜLLER 2004

<sup>145</sup> CREMER & ANDRÉ 1996

geschwindigkeiten in den Medien 1 und 2 können Grenzeinfallswinkel auftreten, oberhalb derer die Umwandlung in einen anderen Wellentyp vollständig ist oder Totalreflexion auftritt. Bei senkrechtem Schalleinfall wird der Wellentyp nicht umgewandelt<sup>146</sup>.

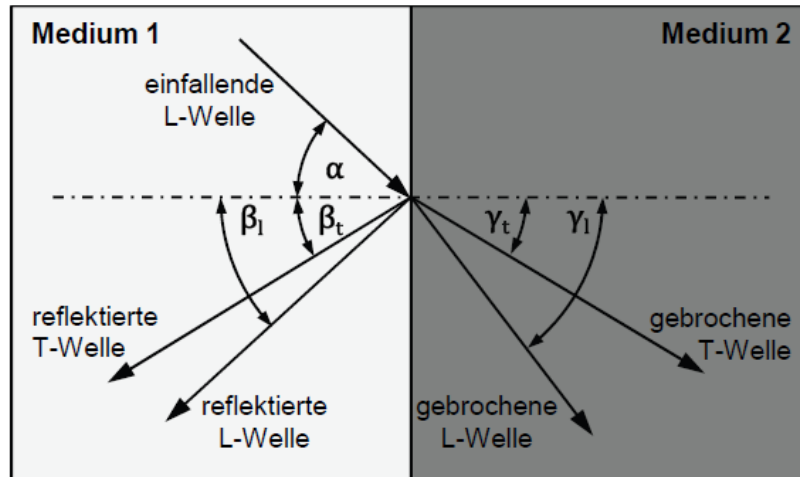


Abbildung 2.29 : Reflexion und Brechung an fest-fest-WFP, allgemeiner Fall, nach Müller<sup>147</sup>

Das beschriebene Verhalten verdeutlicht die Problematik bei der messtechnischen Erfassung von Körperschall am realen Objekt. Um ein möglichst ungedämpftes Signal zu erhalten, empfiehlt es sich daher, die Messsensoren so nah wie möglich am makroskopischen Wirkflächenpaar zu positionieren. Am Beispiel von Gleitlagerungen wäre dies direkt an der Lagerschale oder am Lagerschalengehäuse.

### 2.6.2 Körperschallmessverfahren

Schallemissionen sind die bei Mikrorissentstehung oder Gefügeveränderungen in einem Festkörper emittierten Wellen. Dabei handelt es sich um spontane, dynamische Vorgänge. Die emittierten Wellen können mittels Sensoren an der Oberfläche des zu untersuchenden Materials registriert und mit einem Messsystem digitalisiert und gespeichert werden (siehe Abbildung 2.30).

Die Schallemissionsanalyse beinhaltet somit die Aufzeichnung und Auswertung dieser Wellen.

<sup>146</sup> MÜLLER 2004

<sup>147</sup> MÜLLER 2004



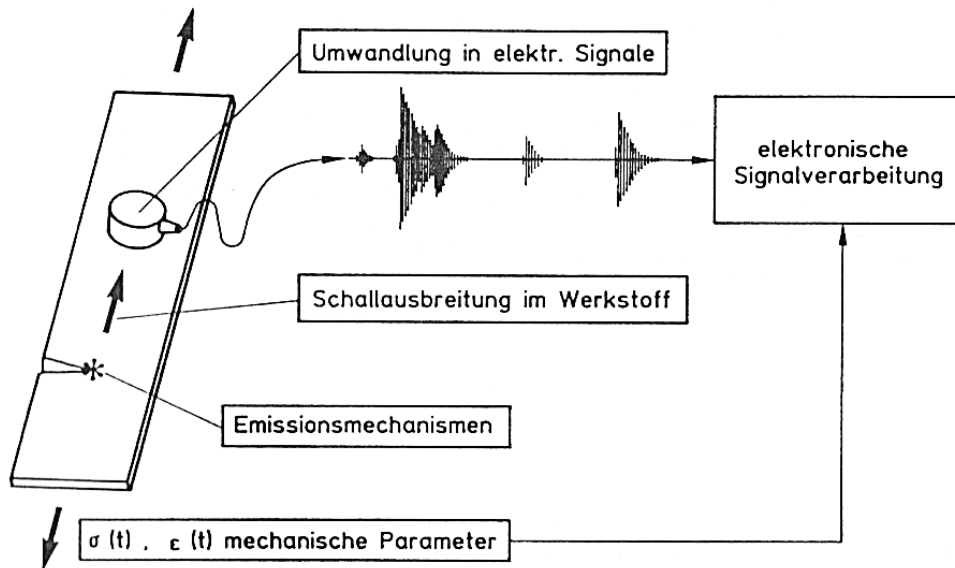


Abbildung 2.30 : Informationsfluss bei der Schallemissionsanalyse nach Block<sup>148</sup>

Ausbreitender Schall in Festkörpern ist in der Regel nur an der Oberfläche eines Körpers messbar.

Berührende Sensoren zur Messung des Körperschalls können nach unterschiedlichen Wirkprinzipien arbeiten. Neben den piezoelektrischen Aufnehmern sind auch nach dem elektrodynamischen, elektrostatischen und magnetostriktiven Prinzip arbeitende Sensoren zu nennen. Jedoch werden fast ausschließlich piezoelektrische Beschleunigungssensoren verwendet, da sie unter Gesichtspunkten wie Robustheit, Kosten, Handhabung, Bauraum, Empfindlichkeit, Bandbreite und Dynamikbereich in ihrer Eignung herausragend sind. Eingebaut ist ein Sensorelement aus Piezoquarz oder Piezokeramik, in dem es infolge des piezoelektrischen Effekts zu Ladungsverschiebungen durch Krafteinwirkung kommt. Die Kraft entsteht bei der Beschleunigung einer seismischen Masse, die an das Sensorelement angekoppelt ist.<sup>149</sup>

Die resultierende Ladungsverschiebung ist nicht direkt messbar und muss daher über eine elektrische Kapazität in eine proportionale Spannung umgewandelt werden. Dazu beinhalten die meisten Sensoren eine Elektronik wie Impedanzwandler, Elektrometerverstärker oder Ladungsverstärker, die im Sensorgehäuse verbaut ist und direkt vor Ort eine Vorverstärkung des Signals

<sup>148</sup> BLOCK 1988

<sup>149</sup> DICKERHOF 2011; MÖSER 2009; PARTHIER 2008

übernimmt.<sup>150</sup> Das Signal sollte dabei so verstärkt werden, dass es auch über größere Strecken in einem elektrischen Leiter bis zum nächsten Glied der Messkette, dem Hauptverstärker, transportiert werden kann. Im Hauptverstärker wird das Signal verstärkt und gefiltert. Mit der Hochpassfilterung werden tieffrequente Signalteile, die typischerweise sehr energiereich sind, aus dem Signal entfernt und mit der Tiefpassfilterung werden Alias-Effekte ausgeschlossen.<sup>151</sup> Das so verstärkte und konditionierte Signal wird mithilfe eines Analog-digital-Wandlers durch eine Abtastung mit z. B. 1 MHz digitalisiert, an einen PC übermittelt und mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert.<sup>152</sup>

### 2.6.3 Körperschallanalyse am IPEK

Am IPEK wird seit längerer Zeit an den Potenzialen sowie Methoden zur qualitativen und quantitativen Aussage über Reibung und Verschleiß von nass- und trockenlaufenden Tribosystemen geforscht. Dickerhof<sup>153</sup> stellte in seiner Arbeit eine Messkette basierend auf einem Kistler Breitbandsensor<sup>154</sup> inkl. Hardware Bandpassfilterung<sup>155</sup> vor. Die verwendete Messkette ist in Abbildung 2.31 dargestellt.

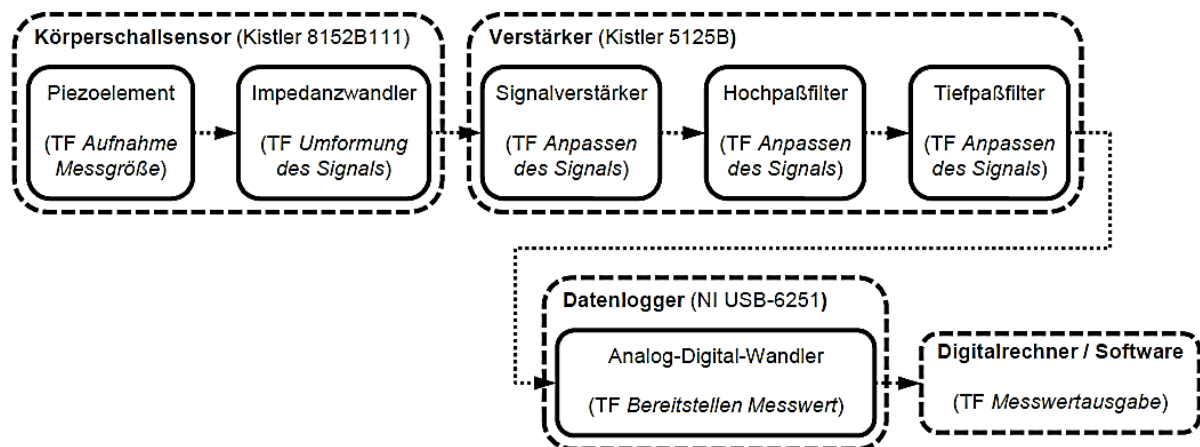


Abbildung 2.31: Verwendete Messkette zur Körperschallerfassung nach Dickerhof<sup>156</sup>

<sup>150</sup> KOLERUS 1980b; MÖSER U. A. 2009

<sup>151</sup> KOLERUS 1980b

<sup>152</sup> ALBERS, DICKERHOF, U. A. 2007

<sup>153</sup> DICKERHOF 2011

<sup>154</sup> KISTLER 2007

<sup>155</sup> KISTLER 2005

<sup>156</sup> DICKERHOF 2011

Für die Digitalisierung wurde ein A/D-Wandler der Firma National Instruments<sup>157</sup> mit einer maximalen Abtastrate von 1,25 MS/s verwendet. Zur Datenerfassung, Auswertung und Speicherung wurde durchgängig Matlab® genutzt.

Dickerhof<sup>158</sup> untersuchte wurde das Potenzial der Körperschallanalyse zur Detektion von Reibungs-, Verschleiß- und Schädigungsphänomenen an trocken- und nasslaufenden tribologischen Systemen. Dabei wurde am Beispiel von hydrodynamischen Gleitlagern festgestellt, dass das Auftreten von Reibung allgemein, insbesondere aber Mischreibung zuverlässig detektiert werden kann. Darüber hinaus wurde prognostiziert, dass eine qualitative Korrelation von Verschleiß und Körperschallemissionen möglich sei.<sup>159</sup>

Abbildung 2.32 zeigt einen Versuchslauf mit paralleler Anwendung von Radionuklid-Technologie<sup>160</sup> (RNT), Übergangswiderstands- und Körperschallmessung.

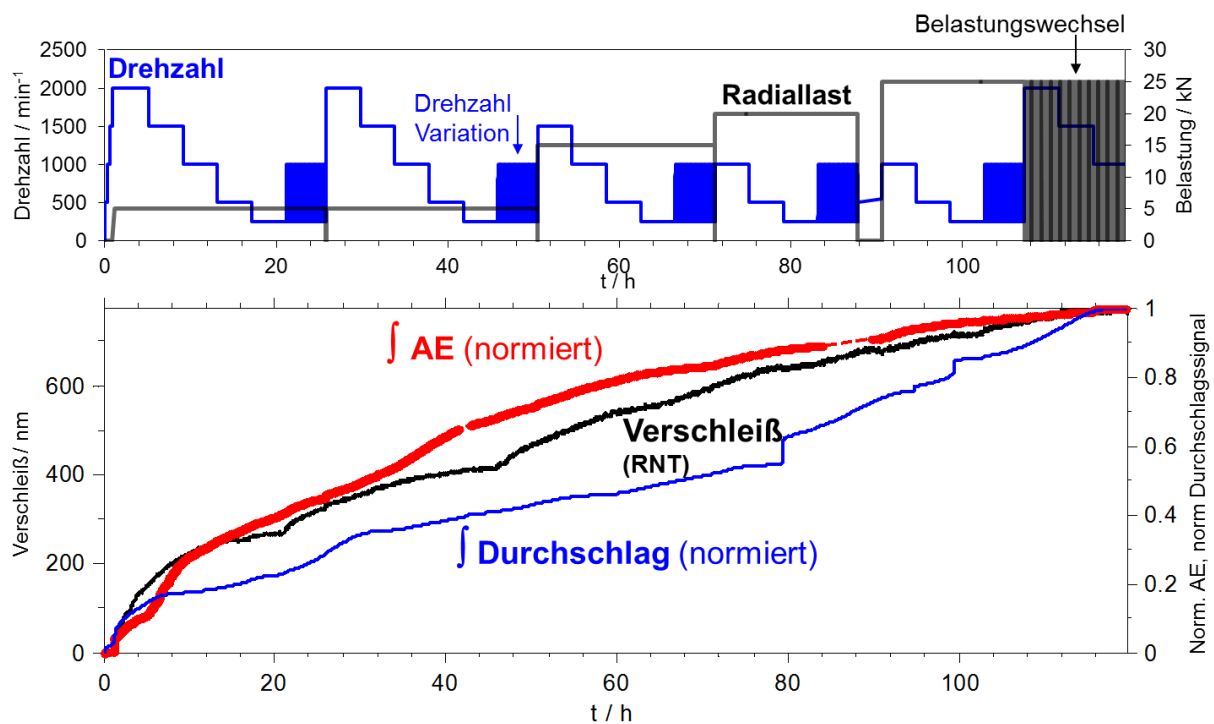


Abbildung 2.32: Versuchslauf mit paralleler Anwendung von RNT, Übergangswiderstands- und Körperschallmessung<sup>161</sup>

<sup>157</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

<sup>158</sup> ALBERS U. A. 2006; ALBERS, BURGER, U. A. 2007; ALBERS, DICKERHOF, U. A. 2007; ALBERS & DICKERHOF 2009

<sup>159</sup> DICKERHOF 2011

<sup>160</sup> SCHERGE, PÖHLMANN, U. A. 2003

<sup>161</sup> DICKERHOF 2011

Ein Vergleich der Kurven zeigt, dass der Verlauf des Körperschallsignals in großen Teilen dem Verlauf des durch RNT ermittelten Verschleißes qualitativ ähnelt. Einige Abweichungen sind jedoch zu erkennen, besonders im Bereich zwischen 39 bis 75 h. Diese ersten Ergebnisse lassen lediglich eine tendenzielle Aussage zu, müssen jedoch detailliert untersucht und validiert werden.

Charakterisierung von trockenlaufenden Friktionssystemen am Beispiel der Traganteile von Kupplungselementen wurde durch Kelemen<sup>162</sup> durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass nicht nur die reale Geometrie des sensornahen Wirkflächenpaares, sondern gleichzeitig auch die Bestandteile von z. B. gesinterten oder organischen Kupplungsbelägen durch die Schallemissionsanalyse quasi online detektierbar sind.

Basierend auf diesen Vorarbeiten und dem Stand der Technik wird in Kapitel 3 die Motivation und Zielsetzung dieser Arbeit formuliert und zu den bereits bestehenden Ergebnissen abgegrenzt.

---

<sup>162</sup> KELEMEN 2012

### 3 Motivation und Zielsetzung

Aus den vorhergehenden Kapiteln werden in Abschnitt 3.1 die Motivation dieser Arbeit abgeleitet und in 3.2 die Ziele definiert.

#### 3.1 Motivation

Fossile Ressourcen werden in absehbarer Zeit zur Neige gehen, dem zur Folge steigen Rohstoffpreise wie beispielsweise von Erdöl kontinuierlich<sup>163</sup>. Gleichzeitig werden durch den Gesetzgeber die Grenzwerte für Schadstoffemissionen z. B. im Bereich der Automobile<sup>164</sup> sukzessiv gesenkt. Nach Schommers et. al.<sup>165</sup> lässt sich ableiten, dass die Reibleistungen im Verbrennungsmotor mit bis zu 25 % fast gleich zu setzen sind mit der Nutzleistung von 27 %. Dieser Trend zwingt die Industrie dazu umzudenken und in energieeffiziente und nachhaltige Technologien zu investieren. Neben dem Downsizing im Bereich der PKW-Motoren<sup>166</sup> wird in den Entwicklungsabteilungen auch nach Methoden geforscht, den Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren zu steigern, beispielsweise durch die Reduzierung von Reibung durch berührende Dichtungen<sup>167</sup>. Im Zuge dieses Wandels rücken plötzlich auch Technologien in den Fokus, die seit Jahrzehnten praktisch unverändert ausgelegt und betrieben werden. Als ein Paradebeispiel sei hier das hydrodynamische Gleitlager erwähnt, dessen gültige Auslegungsnormen und – richtlinien (ISO 7902<sup>168</sup> und VDI 2204<sup>169</sup>) aus den 1990ern stammen. Sämtliche technischen Neuerungen aus der Industrie sowie Erkenntnisse aus der Wissenschaft, im speziellen der Tribologie, kommen nicht oder nur ungenügend zur Geltung.

Dieses zögerliche Verhalten liegt aller Wahrscheinlichkeit nach in der Tatsache begründet, dass Reibungs- und Verschleißursachen in geschmierten Tribosystemen nur unzureichend zuverlässig bestimmt werden können. So ist es z. B. nach aktuellem Stand der Forschung nicht möglich, Reibung und Verschleiß in einem

---

<sup>163</sup> „CRUDE OIL, AVG, SPOT PRICE CHART, 2000-2010“

<sup>164</sup> „VERRINGERUNG DER SCHADSTOFFEMISSIONEN VON LEICHTEN KRAFTFAHRZEUGEN“

<sup>165</sup> SCHOMMERS U. A. 2012

<sup>166</sup> VAN BASSHUYSEN & SPICHER 2007

<sup>167</sup> FECHT 2011

<sup>168</sup> ISO 7902

<sup>169</sup> VDI 2204 1992

realen Tribosystem unter Mischreibung zu berechnen oder zu simulieren. Daher werden hydrodynamische Gleitlagerungen, im Weiteren als typische Vertreter geschmierter Tribosysteme betrachtet, nach wie vor sehr konservativ mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen ausgelegt. Die Auslegung durch die Hersteller erfolgt dabei nach den aktuellen, knapp zwanzig Jahre alten Richtlinien<sup>170</sup> sowie nicht zugänglichem, geheimen Firmenwissen.

Durch die rasante Entwicklung der Rechenleistung eröffnen sich enorme Potenziale und nicht da gewesene Möglichkeiten bei der In-situ Schadensüberwachung. Vor allen Dingen hat sich die Schallemissionsanalyse durch ihre Eigenschaft als nicht zerstörendes Prüfverfahren (Non-Destructive Testing) bewährt. Insbesondere in der Luftfahrt, wo einerseits mit hochmodernen Leichtbauwerkstoffen gearbeitet wird, um die Nutzlast, allgemein die Effizienz, zu steigern, aber andererseits gleichzeitig eine hohe Versagenssicherheit gefordert ist, wurde das Potenzial des „Structural Health Monitoring“ (Struktur Zustandsüberwachung) erkannt und massiv voran getrieben<sup>171</sup>. So werden z. B. Tragwerke und Rumpfstrukturen durch aktive und passive piezoelektrische Sensoren überwacht<sup>172</sup>.

Durch wirtschaftlichen Kostendruck und Gesetzgebung ist der Konstrukteur gefordert, allgemein gesprochen, seine Produkte effizienter zu gestalten. Dabei gilt es Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu reduzieren, gleichzeitig aber die Leistung zu erhöhen. Durch die Umsetzung des vorhandenen tribologischen Wissens und der zur Verfügung stehenden Rechenleistung können die geforderten Ziele durch die Reduzierung von „parasitärer“ Reibung erreicht werden.

### **3.2 Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit ist es am Beispiel von hydrodynamischen Gleitlagern, als typische Vertreter von geschmierten Tribosystemen, Maßnahmen und Betriebsstrategien unter Anwendung von Condition Monitoring zu entwickeln, die bei gleichbleibender Versagenssicherheit reibungsreduzierend sind, um somit die Effizienz des Tribosystems zu steigern, die geforderten Emissionsgrenzwerte einzuhalten und gleichzeitig die Ressourcen zu schonen. Die Forschungsfelder Schmiermittelmodifikation oder Oberflächenbeschichtungen, die ebenfalls maßgeblichen Einfluss auf Reibung und Verschleiß haben, sollen hier nicht betrachtet werden.

---

<sup>170</sup> VDI 2204 1992; ISO 7902

<sup>171</sup> BARTELDs 1997

<sup>172</sup> COLE 1985; LIU U. A. 1999; WINSTON U. A. 2001

Basierend auf dem Stand der Forschung lässt sich ableiten, dass es möglich ist, durch die Anwendung der Körperschallanalyse die Betriebssicherheit eines Gleitlagers zu erhöhen und dabei gleichzeitig durch geeignete Maßnahmen die Reibung zu reduzieren. Ein Ansatz ist hierbei die Reduzierung des Schmiermittelvolumenstroms. Dadurch wird durch die Verringerung der im Spalt zwischen Welle und Lager vorhandenen Fluidmenge die Flüssigkeitsreibung vor allen Dingen im unbelasteten Bereich des Gleitlagers reduziert. Neben der Reibungsreduzierung kann durch den geringeren Schmiermitteldurchfluss die Förderleistung der Pumpen gesenkt werden. Dies bedeutet zusätzliche Einsparung an elektrischer Energie und trägt positiv zur Gesamteffizienz der Methode bei.

Das bedeutet im Einzelnen:

- Untersuchung des Einsparungspotenzials durch Reduktion des Schmiermitteldurchflusses,
- Validierung des rein hydrodynamischen Betriebs bei reduziertem Schmiermittelvolumenstroms mittels Körperschallanalyse und Simulation,
- Validierung der skalenmäßig unabhängigen Übertragbarkeit der definierten Methode,

## 4 Handlungssystem und methodische Vorgehensweise

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise, die zur Erreichung der in Kapitel 3 beschriebenen Zielsetzung führt, erarbeitet und dargelegt. Dazu wird zunächst das inertielle Zielsystem, also die Anforderungen und Randbedingungen, definiert. Anschließend werden im Handlungssystem die einzelnen Aktionen beschrieben, die zur Erreichung der im Zielsystem definierten Forderungen führen. Die für die Validierung eingesetzten Ressourcen, u. a. die tribologischen Prüfstände auf Systemebene (entspricht der Tribologischen Prüfkategorie IV) werden in Kapitel 5 vorgestellt.

### 4.1 Definition des Zielsystems

Aus dem Stand der Forschung lässt sich ableiten, dass aufgrund der konservativen Auslegungsrichtlinien bezüglich der Schmiermittelversorgung Potenzial zur Steigerung des Wirkungsgrades vorhanden ist (vgl. Kapitel 2.5). Daher besteht das Ziel darin, die Lagerreibung durch die Minimierung des Schmiermittelvolumenstroms messbar zu reduzieren. Dabei muss aber stets sichergestellt werden, dass die Reibpartner durch einen tragenden Schmierfilm getrennt werden. Das Tribosystem muss also durchgehend in der reinen Hydrodynamik arbeiten. Dazu wird bei den Untersuchungen der Reibungszustand des Gleitlagers durchgängig mittels Körperschallanalyse (SEA) überwacht. Die daraus gewonnenen Daten dienen zur Beurteilung des Reibungszustands und somit zur Validierung der Betriebssicherheit.

### 4.2 Handlungssystem und methodische Vorgehensweise zur Erreichung der Ziele

Zunächst werden am „Kleinen Lagerprüfstand“ (KLP) Referenzdaten bei unterschiedlichen Betriebspunkten unter Normschmierung<sup>173</sup> (vgl. Kapitel 2.5.2 und Kapitel 2.5.3) erhoben. Die so gewonnenen Messwerte über Temperatur, Reibmoment, Durchschlag und Körperschallsignal dienen als Vergleichsdatenbasis und Referenz für weitergehende Untersuchungen. Anschließend wird der Schmiermittelvolumenstrom  $\dot{q}$  sukzessive auf die theoretischen Werte nach Vogelpohl<sup>174</sup>  $\dot{q}_V$  (vgl. Kapitel 2.5.1) reduziert. Anwendungskritisch ist in diesem

---

<sup>173</sup> VDI 2204 1992; ISO 7902

<sup>174</sup> VOGELPOHL 1967



Betrieb das Reibungsgebiet. Hierbei kann durch Anwendung der SEA und durch Korrelation mit dem Durchschlagsignal Hydrodynamik oder Mischreibung unterschieden werden. Stellt sich in diesem Betrieb ein stationärer, hydrodynamisch stabiler Betrieb ein, so wird die Durchflussmenge weiter kontinuierlich reduziert, bis das Mischreibungsgebiet erreicht ist oder kein stationärer, stabiler Betrieb möglich ist. Während sich das Mischreibungsgebiet eindeutig anhand der charakteristischen Körperschallemissionen und im Durchschlagsignal erkennen lässt, wird im Rahmen dieser Arbeit ein instabiler Betrieb als ein Zustand definiert, in dem die Lagertemperatur stetig oder sprunghaft steigt, bei gleichzeitig stetiger Zunahme des Körperschall- sowie deutlicher Ausschläge des Durchschlagsignals.

Anhand einer Simulation des Gleitlagerbetriebszustands mittels der kommerziellen Simulationssoftware COMSOL® werden die experimentellen Versuchsergebnisse durch die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicken validiert. Nach DIN 31562 Teil 3<sup>175</sup> ist für das verwendete Gleitlager bei den gegebenen Betriebsbedingungen ein minimaler Schmierpalt von  $h_{0,lim} = 5 \mu\text{m}$  für einen sicheren hydrodynamischen Betrieb gefordert. Das Simulationsmodell wird mit den realen Gleitlagerdimensionen aufgebaut. Die Genauigkeit der Simulationsergebnisse wird durch einen iterativen Abgleich der Druckverteilung für unterschiedliche Betriebspunkte mit dem Prüfstand erzielt.

Um etwaige prüfstandsbedingte Einflüsse auszuschließen, soll die Übertragbarkeit dieser Methode an einem weiteren Prüfstand nachgewiesen werden. Dazu ist der HYDROS-Prüfstand<sup>176</sup> an der TU Dresden prädestiniert. Die Gleitlagerdurchmesser unterscheiden sich um den Faktor 13. Des Weiteren weichen die Lagerungskonzepte der Stützlager, Messtechnik sowie Messverfahren voneinander ab. Durch die Ausführung der Stützlagerung als Wälzlager ist die Messung des Durchschlagsignals zur Bestimmung des Reibungsregimes nicht möglich. Hier kann nur mittels der Körperschallanalyse das Auftreten von Mischreibung detektiert werden.

Zunächst werden die für diese Arbeit zur Verfügung stehenden tribologischen Prüfstände (Hardware), die Körperschallerfassung und das Simulationsprogramm (Software) dargestellt (siehe Kapitel 5). Anschließend wird in Kapitel 6 die Versuchsdurchführung vorgestellt. Die Methode der Reibleistungsreduzierung durch Reduktion des Schmiermitteldurchflusses wird am KLP angewendet, die Ergebnisse diskutiert und zusammengefasst. Im Anschluss daran werden anhand eines zu

---

<sup>175</sup> DIN 31652

<sup>176</sup> BRÖKEL U. A. 2011; WEGMANN 2010

erstellenden Simulationsmodells die Schmierfilmhöhen berechnet. Durch den Vergleich der Simulationsergebnisse mit den am Prüfstand ermittelten Messwerten wird das Simulationsmodell optimiert. Die so ermittelten Schmierpalthöhen bestätigen den hydrodynamischen Betrieb. Anschließend wird die Validierung der Methode am Großgleitlagerprüfstand HYDROS vorgestellt (siehe Kapitel 8). Die Ergebnisse der experimentellen Ermittlung zur Steigerung der Effizienz werden in Kapitel 9 präsentiert. Ein Referenzprozess zur Reduzierung von „parasitärer Reibung“ wird in Kapitel 10 vorgestellt. Abschließend erfolgt die Zusammenfassung der Arbeit.

## 5 Tribologische Prüfstände und Software

In diesem Kapitel wird das Ressourcensystem vorgestellt. Dazu gehören die verwendeten Prüfstände des Subsystems-in-the-Loop (entsprechend der Kategorie IV), auf denen die experimentellen Versuche und Validierung durchgeführt werden, sowie die verwendete Software zur Erfassung des Körperschallsignals und das Simulationsprogramm zur numerischen Berechnung der Schmierstathöhen.

### 5.1 Körperschallerfassung

Die Erfassung und Digitalisierung der analogen Messdaten erfolgt mit einem eigens am IPEK entwickelten MATLAB Programm, die SEA-Datenerfassung. Während der Quellcode von Dickerhof<sup>177</sup> entwickelt wurde, wurde im Rahmen dieser Arbeit die grafische Benutzeroberfläche für den Anwendungszweck umgeschrieben. Über die in Abbildung 5.1 dargestellte Benutzeroberfläche lassen sich bspw. Dateiformat, Speicherort, Abtastfrequenz und Abtastperiode, sowie -Dauer einstellen. Zusätzlich wird für die Synchronisierung der Körperschallmesswerte mit den Prüfstandsdaten ein Triggersignal ausgegeben. Dieses Signals wird mit einer frei einstellbaren Spannung, üblicherweise 5 V ausgegeben. Des Weiteren werden neben den notwendigen Einstellungen die Messwerte visualisiert. Dazu wird im obersten Fenster das Roh-Eingangssignal in V dargestellt. Im mittleren Fenster wird das Ergebnis der Kurzzeit-FFT<sup>178</sup> abgebildet. Das untere Fenster stellt die Körperschallamplituden für verschiedene definierbare Frequenzbereiche dar. Anhand dieser Informationen können während des Prüfbetriebs die aktuellen Messwerte abgelesen und somit für das Gleitlager kritische Betriebszustände wie z. B. Mischreibung frühzeitig erkannt, oder im Falle von Verschleißmessungen absichtlich eingestellt werden.

Als Sensor wurde ein piezoelektrischer Breitbandaufnehmer vom Typ 8152B1<sup>179</sup> der Firma Kistler zusammen mit einem zugehörigen Verstärker vom Typ 5125<sup>180</sup> desselben Herstellers verwendet. Im Verstärker ist eine Bandpassfilterung integriert. Die Trennfrequenz des Hochpasses wurde zu 50 kHz, die des Tiefpasses zu

---

<sup>177</sup> DICKERHOF 2011

<sup>178</sup> WERNER 2006

<sup>179</sup> KISTLER 2007

<sup>180</sup> KISTLER 2005

500 kHz gewählt. Die Signalerfassung erfolgt mittels eines A/D Wandlers (National Instruments PCI 6251<sup>181</sup>) bei einer Abtastrate von 1,25 MS/s. Aufgrund der aus der hohen Abtastrate resultierenden Datenmenge wurde das Körperschallsignal diskontinuierlich aufgezeichnet. In Abhängig von der Versuchsdauer wurde die Aufnahmeperiode für die jeweilige Messreihe definiert. Bei kurzen Versuchsläufen betrug diese 2 bis 5 s, bei längeren bis zu 60 s. Dargestellt werden in den Abbildungen der Auswertung die interpolierten Mittelwerte.

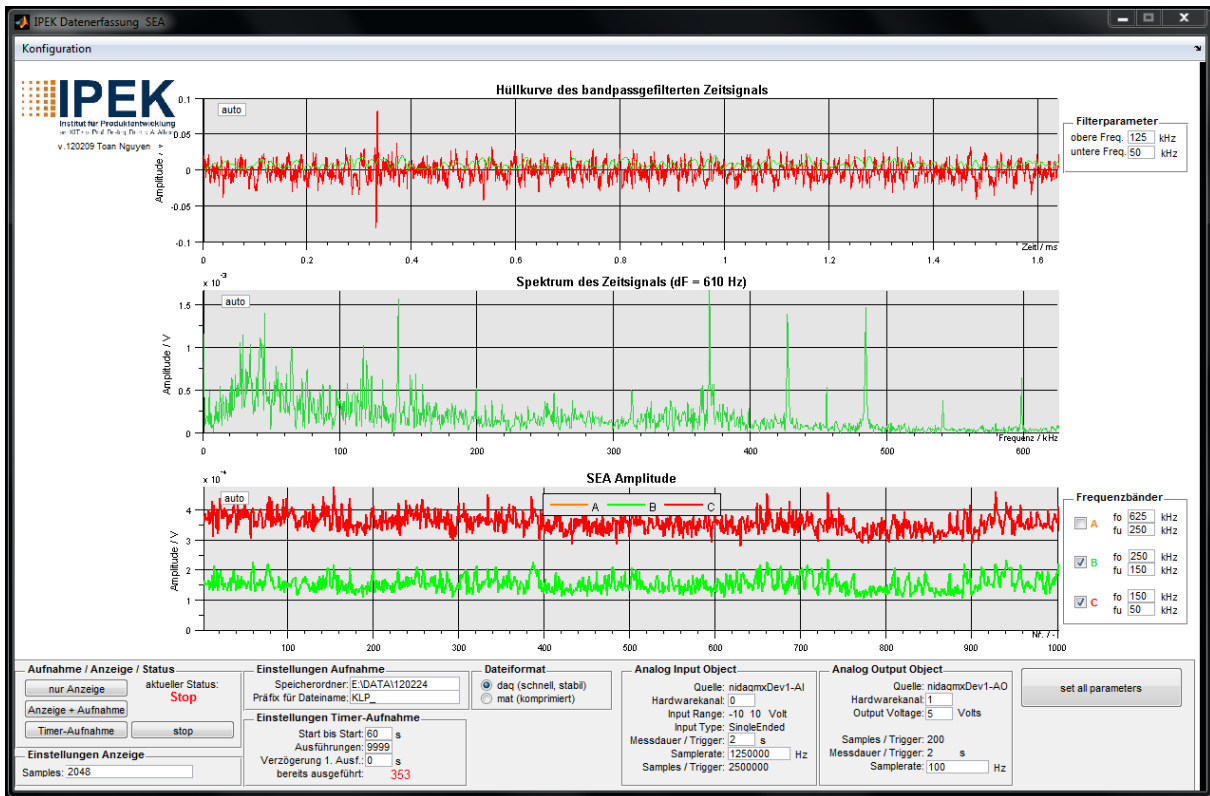


Abbildung 5.1: GUI-Oberfläche zur gleichzeitigen Visualisierung und Erfassung der Körperschallmesswerte

Im Anschluss an den Versuchslauf werden in einer Post-Processing Bearbeitung die aufgezeichneten Körperschalldaten ausgewertet. Dazu wurde ebenfalls ein Matlab® Programm geschrieben. Dieses wandelt zunächst die Prüfstands- sowie Körperschalldaten in ein Matlab® kompatibles Format um. Anschließend werden mittels einer Short-Time-Fourier-Transformation (STFT)<sup>182</sup> aus den Rohdaten die interessierenden Frequenzbänder berechnet und z. B. die Amplituden oder Spektren grafisch über der Versuchszeit dargestellt. Durch die Synchronisierung der Körperschallmessung können Prüfstandsmessdaten wie z. B. der Reibmomenten-

<sup>181</sup> NATIONAL INSTRUMENTS 2012

<sup>182</sup> MÖSER 2009

verlauf mit den einzelnen Frequenzverläufen zueinander korreliert<sup>183</sup> werden. Dadurch lassen sich Zusammenhänge in den verschiedenen Signalen besser erkennen.

## 5.2 Datenauswertung

Die Messdatenauswertung erfolgt durchgängig mittels eigens geschriebenen Matlab® Programmen<sup>184</sup>. An den unterschiedlichen Prüfständen (vgl. Kapitel 0 ff.) werden die diversen Sensoren mit unterschiedlicher Frequenz abgetastet und in unterschiedlichen Dateiformaten ausgegeben. Um die Datenformate zu vereinheitlichen und prüfstandsübergreifend gleiche Auswertungsprogramme nutzen zu können werden zunächst sämtliche Messdaten eingelesen und in einem Matlab kompatiblen Dateiformat abgespeichert. Anschließend werden Übersichtsgrafiken mit den relevanten Messdaten wie bspw. Drehzahl, Radiallast und Reibmoment erzeugt. Zusätzlich zu den Prüfstandsdaten werden Reibkoeffizient, Gleitgeschwindigkeit und projizierte Flächenpressung  $\bar{p}$  berechnet und ebenfalls grafisch dargestellt.

Um die Körperschalldaten mit den restlichen am Prüfstand entstandenen Messwerten korrelieren zu können, wird folgend jede Schall-Einzelmessungen ausgewertet. Dazu werden aus dem Rohsignal mittels einer Kurzzeit Fourier-Transformation (STFT) der Signalverlauf über der Zeit für ausgewählte Frequenzbänder berechnet. Abbildung 5.2 stellt die einzelnen Prozessschritte in Form eines Ablaufdiagramms dar. Aus der Literatur (bspw. Baranov<sup>185</sup>) und bereits abgeschlossenen Arbeiten<sup>186</sup> ist bekannt dass Reibung und Reibungsphänomene überwiegend im Frequenzbereich zwischen 50 – 300 kHz auftreten, daher wird dieser Bereich schwerpunktmäßig bei der Auswertung analysiert.

---

<sup>183</sup> DICKERHOF 2011

<sup>184</sup> QUARTERONI & SALERI 2006

<sup>185</sup> BARANOV 2006

<sup>186</sup> DICKERHOF 2011; KELEMEN 2012

Erfassung des Rohsignals mittels  
Datenlogger



Berechnung von Spektren mittels  
„Short Time Fourier Transformation“  
STFT



Bildung von Kennwerten  
durch Integration von Frequenzbändern  
(hier zwischen 70 – 150 kHz)

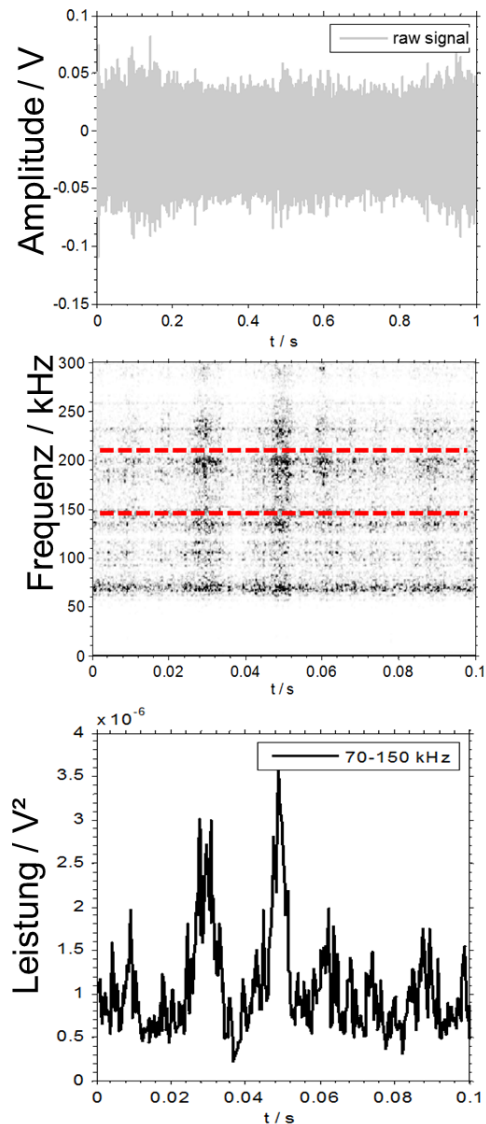


Abbildung 5.2: Ablaufdiagramm zur Bildung von Körperschall Kennwerten aus dem Rohsignal nach Dickerhof<sup>187</sup>

<sup>187</sup> DICKERHOF 2011

### 5.3 Kleiner Lagerprüfstand (KLP)

Ein bereits etablierter Prüfstand des IPEK ist der „Kleine Lagerprüfstand“ (KLP). Der Prüfstand besteht aus einer in zwei Stützlager geführten Welle, die über eine elektromagnetische Kupplung und eine Kardanwelle von einer elektrischen Antriebsmaschine angetrieben wird. Die Leistungsdaten sind in Abbildung 5.3 (links) dargestellt.

Maximale Drehzahl	3000 min <sup>-1</sup>
Maximale Last	80.000 N
Schmierung	div. Fluide
Prüfkörperdurchmesser	derzeit 61 mm
Gleitlagertyp	Glyco®74

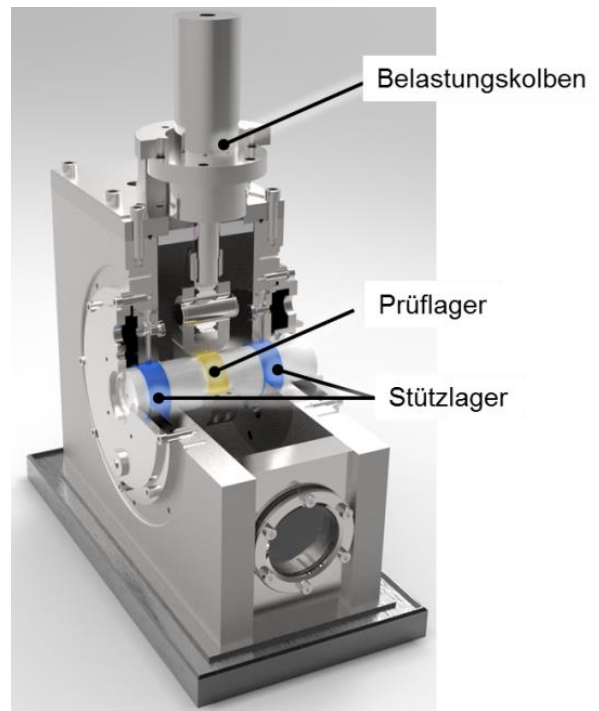


Abbildung 5.3: Links: Leistungsdaten des Kleinen Lagerprüfstands (KLP); rechts: 3D CAD Darstellung KLP ohne Antriebsmaschine

Über das angeschlossene, kraftgeregelte Hydraulikaggregat und den Belastungskolben kann auf das zentrisch zwischen den Stützlager befindliche Prüflager mit einer Radialkraft von maximal 80 kN belastet werden. Während das Prüflager stets als Gleitlager ausgeführt ist, können für die Stützlager optional Wälzlager eingesetzt werden. Das an der Welle gemessene Reibmoment wird durch die Reibung im Prüf- sowie in den Stützlager erzeugt. Dies ist bei der späteren Betrachtung der Messergebnisse zu berücksichtigen.<sup>188</sup>

Als Schmiermittel wurde additivfreies Öl des Typs FVA 3<sup>189</sup> verwendet. Dabei wurde das Öl über eine radiale Bohrung auf der lastabgewandten Seite in den Schmierpalt

<sup>188</sup> ALBERS & DICKERHOF 2009

<sup>189</sup> FVA 2003

eingeleitet. Nach dem Austritt aus dem Lager fließt es drucklos in den Vorratsbehälter zurück. Das Prüflager und die Stützlager besitzen jeweils voneinander unabhängige Schmierölpumpen. Während der Versuche wurde nur die Schmierölaufuhr des Prüflagers variiert, die Stützlager wurden konstant mit ausreichender Menge versorgt.

Neben den prüfstandstypischen Messdaten wie Drehzahl, Drehmoment, Belastung und Temperatur wurde ebenfalls der elektrische Übergangswiderstand zwischen Welle und Lagerschale erfasst. Im hydrodynamischen Betrieb sind Welle und Lager durch den Schmierfilm vollständig getrennt. Da Öl in der Regel nicht elektrisch leitend ist, ist der Ohm'sche Widerstand sehr groß ( $> 10 \text{ MOhm}$  bei Versuchen am Prüfstand gemessen). Somit ist es möglich eine vollständige Trennung von Grund- und Gegenkörper zu erkennen oder deren Berührung in Echtzeit, ohne zeitliche Verzögerung nachzuweisen. Voraussetzung ist allerdings die Verwendung von elektrisch leitfähigen Gleitlagern und Wellen. Bei beschichteten Gleitlagern, bspw. mit PTFE, ist die Anwendung aufgrund der isolierenden Werkstoffeigenschaften nicht möglich.

Für die Umsetzung am Prüfstand wird nach Burger<sup>190</sup> die „Durchschlagsspannung“ ( $U_D$ ) gemessen (vgl. Abbildung 5.4).

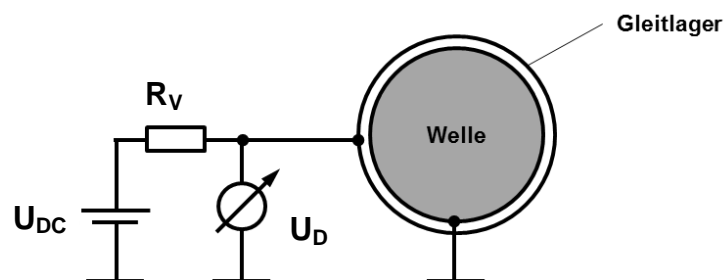


Abbildung 5.4: Prinzipieller Aufbau der Übergangswiderstandsmessung zwischen Welle und Lagerschale nach Burger<sup>191</sup>

Die „Durchschlagsspannung“ ist lediglich ein Indiz für metallischen Kontakt. Er erlaubt keine Aussage über Ort oder Größe der Kontaktzone bzw. deren Geometrie. Ein Ausschlag kann auch durch elektrisch leitende Schmutzpartikel im Öl verursacht werden, obwohl der Schmierpalt noch ausreicht, um die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen. Dieser Effekt kann einerseits durch die Verwendung von geeigneten Schmiermittelfiltern und andererseits durch die Auslegung der

<sup>190</sup> BURGER 1993

<sup>191</sup> BURGER 1993



Leerlaufspannung ( $U_{DC}$ ) und des Vorwiderstands ( $R_V$ ) vermindert werden.<sup>192</sup> Im Weiteren wird die „Durchschlagsspannung“ als dimensionsloser normierter Durchschlagsindikator betrachtet.

Dieses Verfahren kann allerdings nicht überall zur Überwachung eingesetzt werden da entweder eine Isolation des Gleitlagers oder der Welle gegenüber den restlichen Komponenten nötig ist. Dabei ist in den meisten Fällen die Isolation der Welle günstiger und konstruktiv einfacher zu gestalten. Am KLP wurde zwischen der Kardanwelle und der Prüfwellen eine Kunststoffscheibe verbaut. Da keine Versuche mit hochfrequenten Drehzahlschwankungen vorgesehen sind, hat die Dämpfung durch die Kunststoffscheibe keinen Einfluss.

Standardmäßig werden an diesem Prüfstand die Wellendrehzahl, das Reibmoment, die Radiallast, der Schmiermitteldurchfluss am Prüflager, sowie die Lagerrückentemperatur mit 10 Hz abgetastet und aufgezeichnet.

## 5.4 Großgleitlager Prüfstand HYDROS

Am Institut für Fluidtechnik an der TU Dresden – IFD, dem Forschungspartner im Rahmen des HYDROS-Projekts wurde ein maßstabsgetreuer Prüfstand zur Erprobung und Validierung von Schiffswellengleitlagerungen gebaut. Der Prüfstand dient zur Entwicklung und Validierung von neuartigen Lagerungskonzepten für Pod (engl.: „Gondel“) Schiffsantriebe. Bei den derzeitigen Wälzlagerungen kommt es häufig zu Lagerschäden, was bei Passagierschiffen ein nicht hinnehmbares Risiko darstellt. Zudem sind die Wälzlager unter den gegebenen Betriebsbedingungen (großer Anteil an Vollast bei Fahrten auf offener See) im Vergleich zu hydrodynamischen Gleitlagern weniger energieineffizient. Letztere sind jedoch wegen der niedrigen Wellendrehzahlen und dem damit verbundenem Mischreibungsbereich beim An- und Ablegen sowie beim Manövrieren im Hafen ungeeignet. Daher wurde ein Hybridlager entwickelt, das sowohl die Eigenschaften eines hydrostatischen als auch die eines hydrodynamischen Gleitlagers besitzt.<sup>193</sup>

---

<sup>192</sup> BURGER 1993; LEHMANN 1988

<sup>193</sup> BRÖKEL U. A. 2011

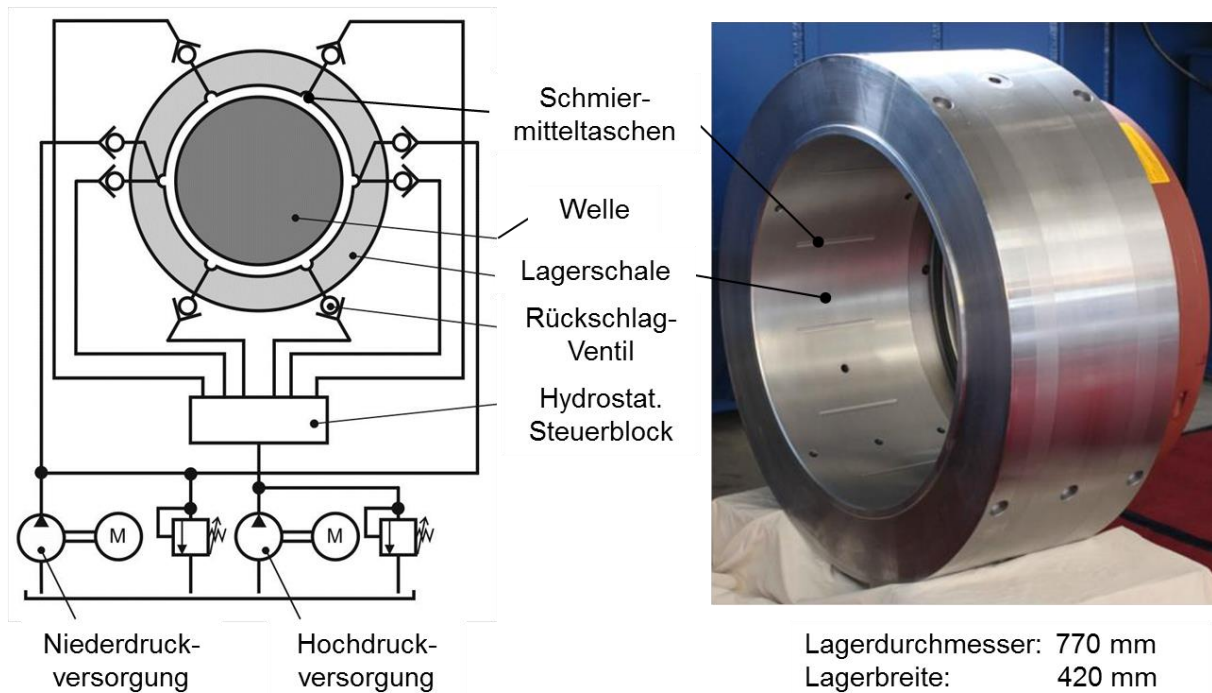


Abbildung 5.5: HYDROS Gleitlager: Kombination aus hydrodynamischem und hydrostatischem Gleitlager, Links: schematische Funktionsdarstellung; rechts: Prototyp; nach Wegmann<sup>194</sup>;

In Abbildung 5.5 (links) ist ein Funktionsschema des Hybridgleitlagers dargestellt. Zu erkennen sind die unterschiedlichen Schmierungskonzepte, Hoch- und Niederdruck die für den hydrodynamischen, bzw. hydrostatischen Betrieb notwendig sind. Im hydrostatischen Betrieb werden alle Drucktaschen mit Hochdruck versorgt. Im hydrodynamischen Betrieb wird nur Schmierstoff in die lastabgewandten Schmiermitteltaschen geleitet. Durch die verbauten Rückschlagventile wird ein Rückfluss des Schmiermittels verhindert. Abbildung 5.5 (rechts) zeigt den fertigen Hybridgleitlager Prototypen. Insgesamt sollen im Rahmen des Forschungsvorhabens drei unterschiedliche Varianten konstruiert und am Prüfstand validiert werden.

<sup>194</sup> WEGMANN 2010

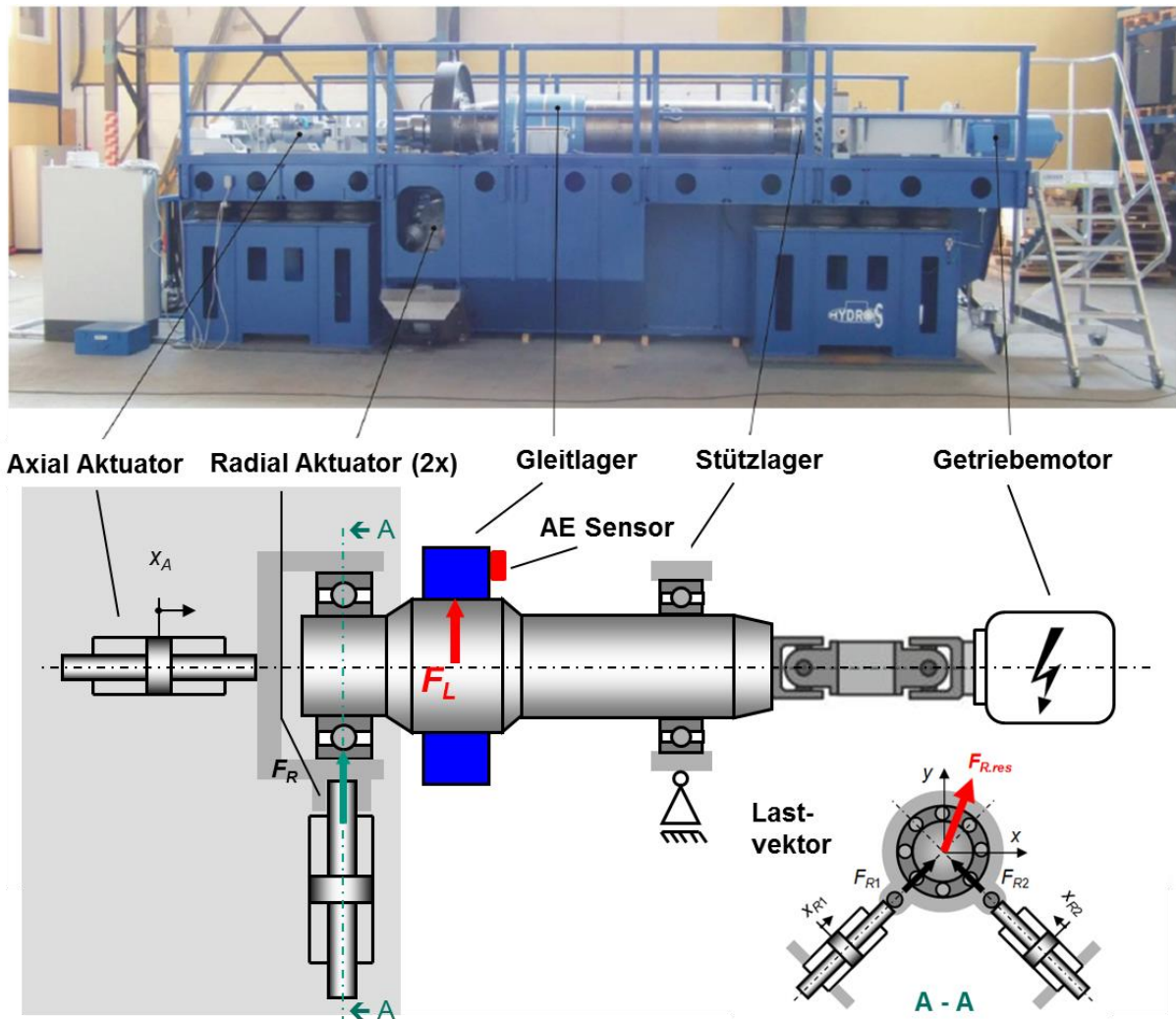


Abbildung 5.6: Ansicht (oben) und Funktionsprinzip (unten) HYDROS Prüfstand zur Erprobung großer Schiffswellengleitlager an der TU Dresden nach Bröckel<sup>195</sup>

In Abbildung 5.6 (oben) ist der Prüfstand in einem frühen Aufbaustadium zu sehen. Der Prüfstand hat einen Grundriss von 9 x 4 m und ist ca. 3 m hoch. Das Gesamtgewicht beträgt 45 t, davon die Prüfwelle alleine 10 t. Abbildung 5.6 (unten) zeigt den prinzipiellen Aufbau der Prüf- und Stützlagerungen, die Radial- und Axialaktuatoren sowie den Getriebeantriebsmotor mit einer nominellen Antriebsleistung von 250 kW. In dieser Ansicht ist ebenfalls die Montageposition des Körperschallsensors zu erkennen.

Über die in 90° zueinander versetzt angeordneten Radialaktuatoren kann eine in beliebiger Richtung wirkende resultierende Radialkraft von maximal 2,4 MN auf die

<sup>195</sup> BRÖCKEL U. A. 2011

Welle eingeleitet werden. Die Aktuatoren sind in der Lage die hohen dynamischen Kräfte, wie sie üblicherweise in POD Antrieben wirken, zu simulieren. Über den Axialaktuator kann eine axiale Kraft simuliert werden, wie sie bspw. bei Beschleunigungs- oder Abbremsmanöver von der Schiffschraube auf die Welle übertragen werden. In Tabelle 5.1 sind die Leistungsdaten des Prüfstands zusammengefasst.

Parameter	Kennwert
Wellendurchmesser	$d = 770 \text{ mm}$
Lagerbreite	$b = 420 \text{ mm}$
Lagerspiel	$c = 0.6 \text{ mm}$
Wellendrehzahl	$n = 0 \dots 140 \text{ min}^{-1}$
Nom. Radiallast	$F_N = 0.9 \text{ MN}$
Max. Radiallast	$F_{N \max} = 2.4 \text{ MN}$
Versorgungsdruck	$p_0 = 220 \text{ bar}$
Dyn. Viskosität	$\nu = 100 \text{ cSt}$
Öltemperatur	$T_{Oil} = 40 \text{ °C}$

Tabelle 5.1: Leistungsdaten Hydros Prüfstand zur Erprobung großer Schiffswellengleitlager an der TU Dresden<sup>196</sup>

Das Stützlager sowie die Kopplung des radial Aktuators sind als Wälzlager umgesetzt. Die Erfassung des Drehmoments wurde über die Analyse des Antriebsstroms realisiert. Nachteilhaft an dieser Messmethode ist, dass nur das gesamte an der Welle anliegende Drehmoment erfasst werden kann. Es ist also nicht möglich, nur das Reibmoment des Gleitlagers zu erfassen.

## 5.5 Berechnung des Norm Schmiermittelvolumenstroms

Ausgang für die Berechnung der Effizienzsteigerung ist jeweils der gemessene Reibmomentwert bei Normschmierung. Dazu sind in Abbildung 5.7 für das am KLP verbaute Glyco®74 Gleitlager die Berechnungsergebnisse nach Norm bezogen auf die Gleitgeschwindigkeit grafisch dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass die Schmiermittelmengen nach ISO 7902<sup>197</sup> stets größer sind als nach VDI 2204<sup>198</sup>.

<sup>196</sup> BRÖKEL U. A. 2011

<sup>197</sup> ISO 7902

<sup>198</sup> VDI 2204 1992

Daher wird im Folgenden nur der VDI 2204 Wert als Referenzwert berücksichtigt. Ebenfalls deutlich aus der Grafik ersichtlich ist die Tatsache, dass der von Vogelpohl theoretisch bestimmte Vergleichsölstrom  $\dot{q}_V$  stets niedriger ist als die Normangaben. Aufgetragen ist hier der Tragölstrom  $\dot{q}_T$  mit  $\frac{1}{3} \cdot \dot{q}_V$ .

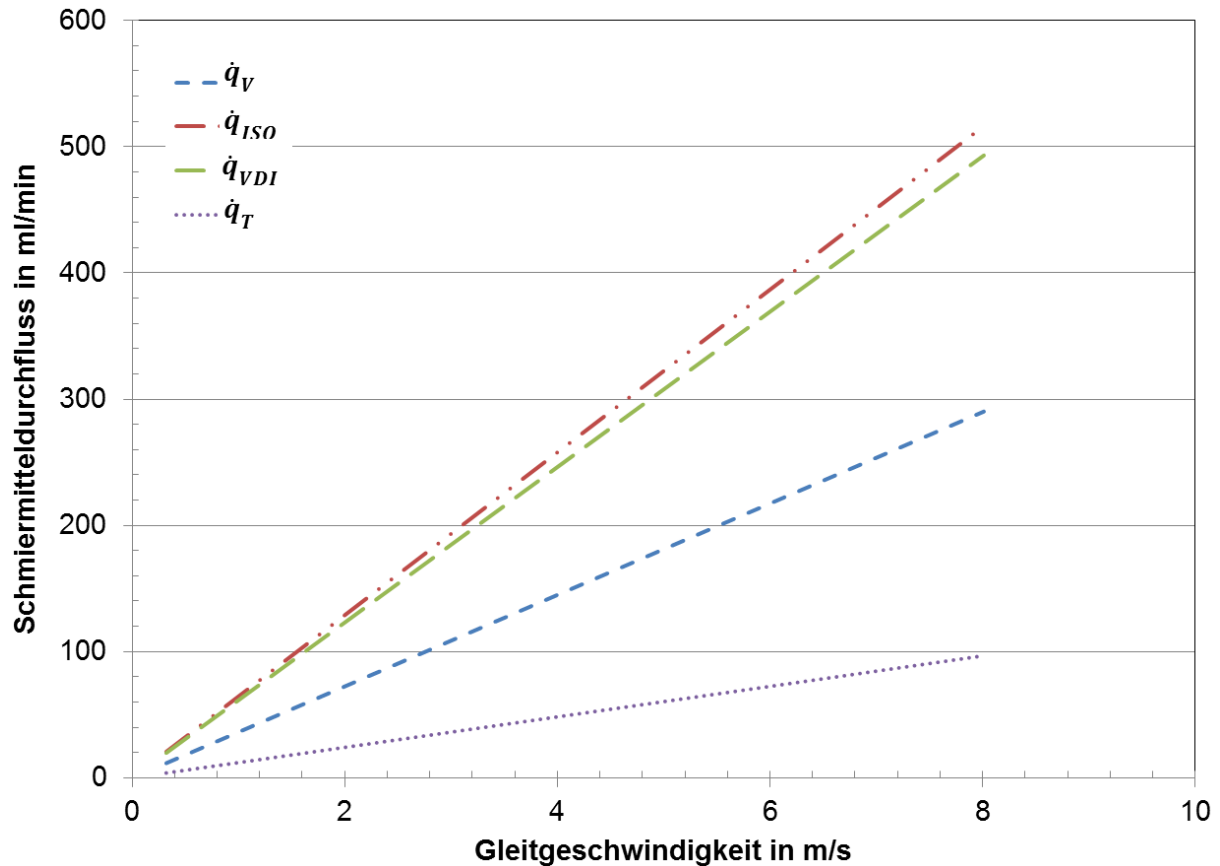


Abbildung 5.7: Schmiermittelbedarf nach ISO, VDI ( $\dot{q}_{Norm}$ ), Vogelpohl ( $\dot{q}_V$ ) und Tragölstrom ( $\frac{1}{3}\dot{q}_V$ ) in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei einem Lagerdurchmesser  $d = 61$  mm (Glyco®74)

Exemplarisch sind des Weiteren in Tabelle 5.2 für drei Gleitgeschwindigkeiten die konkreten Schmiermittelvolumenströme aufgelistet. Anhand der Werte lässt sich erkennen, dass  $\dot{q}_{Norm}$  durchschnittlich ca. 170 % über  $\dot{q}_V$  und ca. 510 % über  $\dot{q}_T$  liegt.

v	n	$\dot{q}_{Norm}$	$\dot{q}_V$	$\dot{q}_T$ (= $\frac{1}{3} \dot{q}_V$ )	$\frac{\dot{q}_{Norm}}{\dot{q}_V}$	$\frac{\dot{q}_{Norm}}{\dot{q}_T}$
3,20 m/s	1000 min <sup>-1</sup>	197 ml/min	116 ml/min	39 ml/min	169,8 %	505,1 %
4,81 m/s	1500 min <sup>-1</sup>	296 ml/min	174 ml/min	58 ml/min	170,1 %	510,3 %
6,41 m/s	2000 min <sup>-1</sup>	395 ml/min	232 ml/min	77 ml/min	170,3 %	513 %

Tabelle 5.2: Schmiermitteldurchfluss nach VDI ( $\dot{q}_{Norm}$ ) und Vogelpohl ( $\dot{q}_V$ ) in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit v bei Lagerdurchmesser d = 61 mm nach Albers<sup>199</sup>

Die notwendigen Berechnungen wurden ebenfalls für den HYDROS Prüfstand durchgeführt. Auf die Darstellung der ISO 7902 wurde in Abbildung 5.8 verzichtet, da dieser Wert stets über den Volumenströmen nach VDI liegt. Auch hier setzt sich der Trend fort, dass  $\dot{q}_{Norm}$  stets größer als  $\dot{q}_V$  ist.

<sup>199</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011b

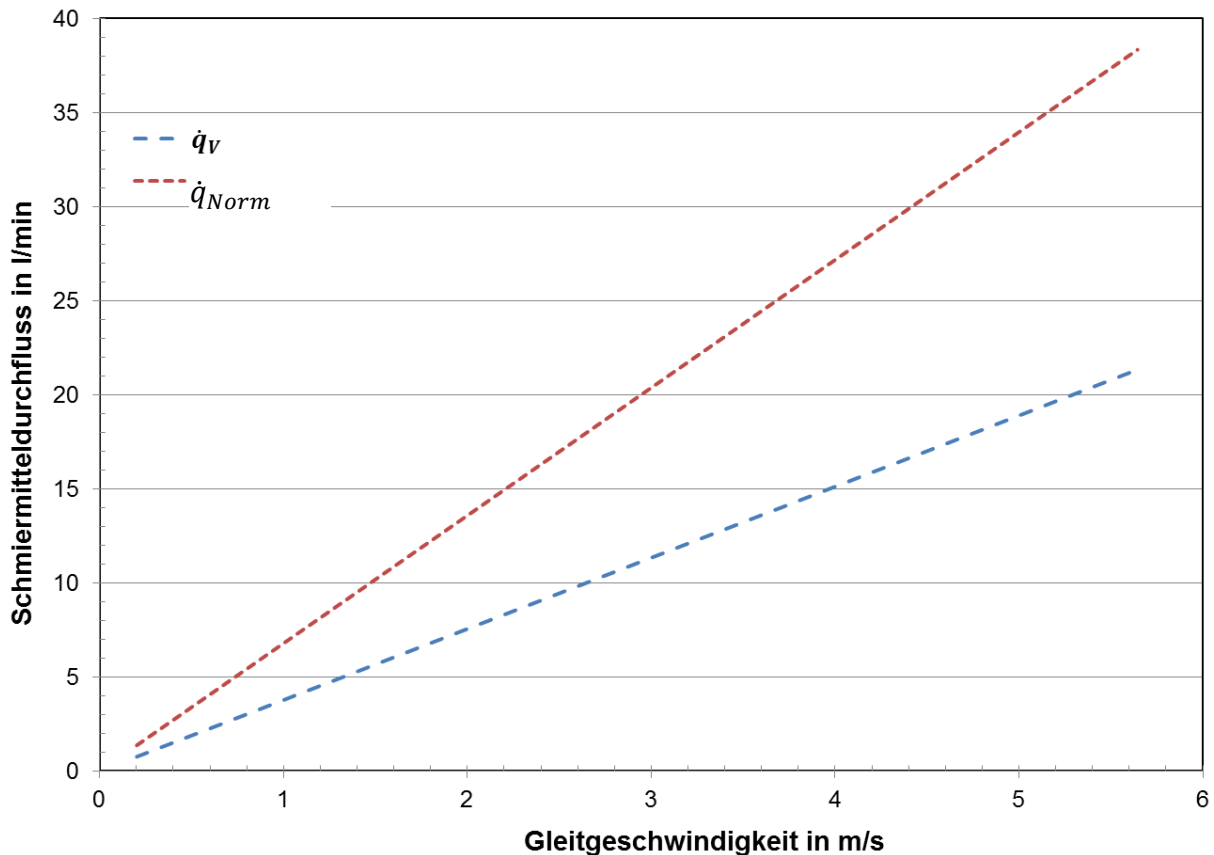


Abbildung 5.8: Schmiermittelbedarf HYDROS Prüfstand nach VDI ( $\dot{q}_{Norm}$ ) und Vogel (Vogel) ( $\dot{q}_v$ ) in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit  $v$  bei einem Lagerdurchmesser  $d = 770$  mm

Vergleich man Abbildung 5.7 mit Abbildung 5.8, so lässt sich ein skalenmäßiger Zusammenhang zwischen Lagerdurchmesser und Schmiermittelvolumenstrom erkennen. Der HYDROS Lagerdurchmesser ist ca. 13-mal so groß wie das Glyco®74, so ist der Schmiermittelbedarf auch ca. 13-mal höher.

## 5.6 Gleitlager Simulationsmodell mittels COMSOL Multiphysics®

Im Rahmen dieser Arbeit soll unter Verwendung der Simulationssoftware COMSOL Multiphysics®<sup>200</sup> ein einfaches hydrodynamisches Gleitlagermodell aufgebaut werden. Dieses Programm bietet die Möglichkeit Formeln aus der Literatur direkt zu implementieren und das Ergebnis visualisiert darzustellen. Durch die Anbindung von weiteren physikalischen Eigenschaften kann, basierend auf dem Ergebnis dieser Arbeit, das Gleitlagermodell erweitert, und somit die Simulation schrittweise bis hin zu einem vollständigen physikalischen Modell komplettiert werden.

<sup>200</sup> COMSOL 2012

Zum Aufbau des hydrodynamischen Gleitlagers wurde das vordefinierte physikalische Programmmodul „Lubrication Shell“<sup>201</sup>, also Dünnschicht angewendet. Die vordefinierte Physik basiert auf der Lösung der Reynoldsgleichung (vgl. Kapitel 2.3.1, Gl. 10). Da die Reynoldsgleichung keine Komponente für die vorhandene Schmiermittelmenge beinhaltet ist diese also unabhängig vom Schmiermitteldurchfluss. D. h., es können keine Unterschiede bei der Druck- oder Schmierfilmhöhenverteilung bei unterschiedlichen Schmiermittelvolumenströmen berechnet werden. Für den angedachten Verwendungszweck ist dies jedoch gar nicht notwendig. Durch die Simulation soll der minimale Schmierfilm bei sehr geringem Schmiermitteldurchfluss, teilweise sehr nahe am theoretischen Minimum, numerisch bestimmt werden, um dementsprechend eine belastbare Aussage über das Reibungsgebiet treffen zu können und somit die Überwachungsmethoden zu validieren.

Als Simulationsergebnisse gibt das Programm standardmäßig die Druckverteilung sowie die Schmierfilmhöhe über den Umfang aus. Zur Lösung der Reynoldsgleichung verwendet das Modell die Vollsommerfeldlösung<sup>202</sup> als Randbedingung. Dies bedeutet, dass ebenfalls negative Drücke als Lösung möglich sind.

Bei der Simulation wird für den jeweiligen Betriebspunkt die maximal ermittelte Temperatur am Gleitlagerrücken verwendet. Diese wird zur Bestimmung der Viskosität des Schmiermediums benötigt, um daraus letztendlich die Druck- und Schmierfilmverteilung zu berechnen. Als Schmiermedium wurde der Berechnung die Kennwerte des verwendeten additivfreien FVA-3 Referenzöls<sup>203</sup> hinterlegt.

### 5.6.1 Abbildung des Gleitlagers als virtuelles Modell

Die Lagergeometrie des Prüflagers wurde in CAD abgebildet und in die Simulation integriert. Mit dem vorgegebenen Wellendurchmesser ergeben sich daraus weitere Randbedingungen, die während der Simulation nicht variiert wurden:

- Relatives Lagerspiel  $\psi$
- Wellendurchmesser  $\varnothing d$
- Rotationsrichtung

---

<sup>201</sup> COMSOL 2012

<sup>202</sup> STACHOWIAK & BATCHELOR 2005

<sup>203</sup> FVA 2003



Die Betrachtung der Oberflächentopografie wie z. B. Rauheit ist für den Nachweis des hydrodynamischen Betriebs, mit Schmierfilmdicken deutlich größer als den Rauheitsspitzen, nicht notwendig.

Als Eingabegrößen für die Berechnung des Druckverlaufs sowie der Schmierfilmhöhe werden neben der bereits erwähnten Temperatur die Normalkraft sowie die Wellendrehzahl benötigt.

Abbildung 5.9 zeigt links die realen Geometrien des verwendeten Gleitlagers, in der Bildmitte ist das in COMSOL® modellierte Lager abgebildet. Markiert ist die Schmierfilmschicht an der Gleitlagerinnenseite. Das Programm verwendet standardmäßig ein kartesisches Koordinatensystem was für die Darstellung eines rotationssymmetrischen Bauteils ungeeignet ist. Die Ergebnisse werden daher in Polarkoordinaten umgerechnet (vgl. Abbildung 5.9 rechts).

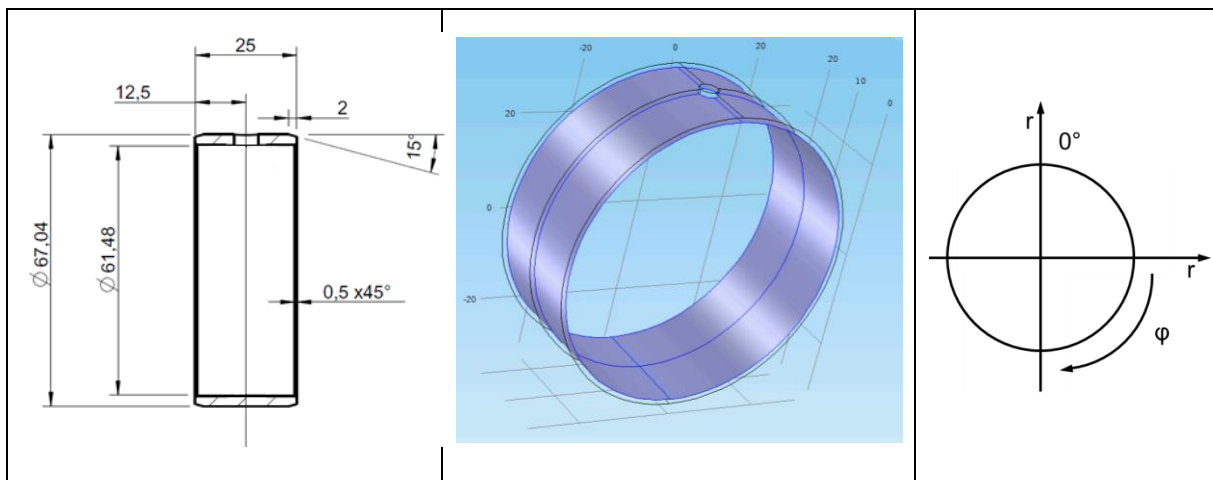


Abbildung 5.9: Simulationsmodell des Prüfgleitlagers in COMSOL®; reales Gleitlager Glyco® 74 (links); Comsol Modell (Mitte); Koordinatensystem (rechts)

Da das Programm in der verwendeten, aktuellen Version Kavitationseffekte nicht berechnen kann, trotzdem aber negative Drücke als Ergebnisse ausgibt, wird daher im Rahmen der Datennachbearbeitung mittels Matlab die Halbsommerfeldlösung<sup>204</sup> angewendet. Ausgehend von der Annahme, dass Flüssigkeiten keine Zugkräfte aufnehmen können, werden dabei die negativen Druckanteile zu null gesetzt und somit nur die positiven Drücke berücksichtigt (vgl. Abbildung 5.10).

<sup>204</sup> STACHOWIAK & BATCHELOR 2005

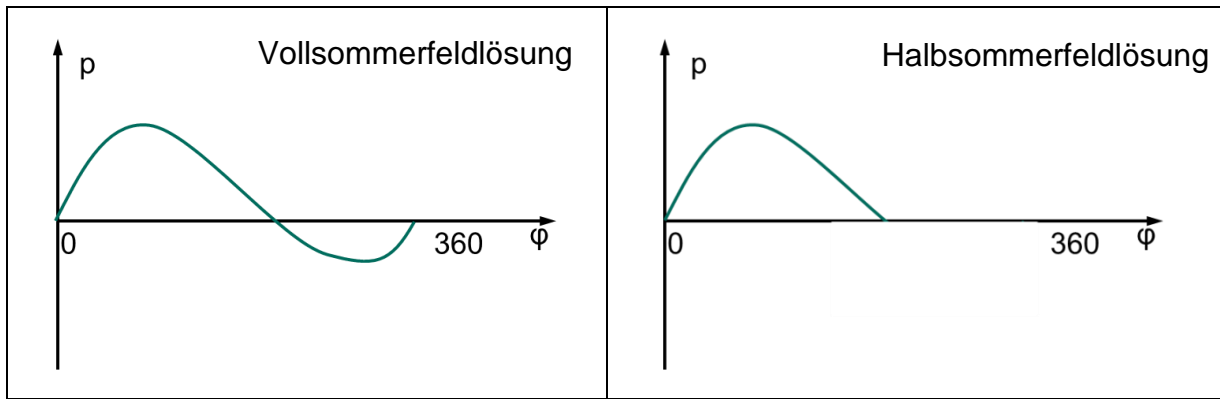


Abbildung 5.10: Vergleich zwischen Voll- und Halbsommerfeldlösung

### 5.6.2 Einfluss der Netzgröße auf das Simulationsergebnis

Der Einfluss der Netzgröße auf die Simulationsergebnisse wurde im Vorfeld untersucht, allerdings sind keine nennenswerten Abweichungen in den Extrema zwischen einem sehr groben und einem extrem feinen Netz festgestellt worden. Über die gesamte Geometrie wurde ein Netz mit der Programmauswahl „extrem fein“, mit insgesamt 836 Knoten generiert. Dabei wurde die Automatik Vernetzungsmethode „Physics-controlled mesh“ mit der höchsten Knotendichte ausgewählt. Abbildung 5.11 zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse für den Druck- sowie Schmierfilmhöhenverlauf im Vergleich für die Netzeinstellung „sehr grob“ und „extrem fein“, bei sonst identischen Rand- und Betriebsbedingungen. Es lässt sich feststellen, dass durch die größere Anzahl an Netzelementen (max. 836 bei der Einstellung „Extrem fein“ im Vergleich zu max. 163 bei „sehr grob“) die Lage und Höhe der Extrema unwesentlich zueinander abweichen.

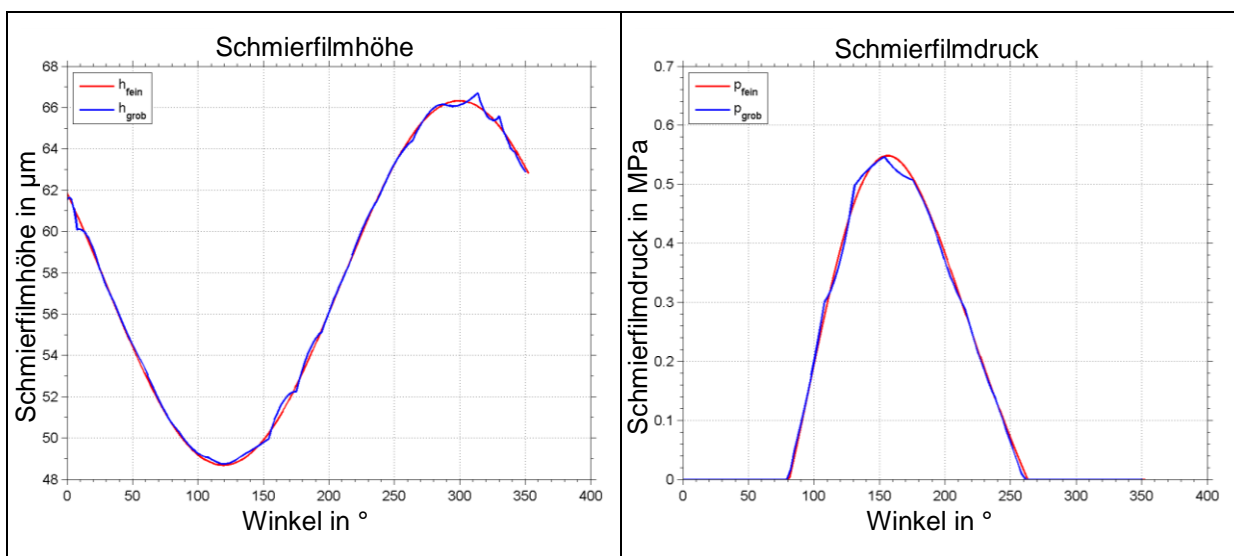


Abbildung 5.11: Vergleich feines und grobes Netz für das Ergebnis der Berechnung Schmierfilmhöhe (links) und Druckverlauf (rechts) aufgetragen über den Lagerumfang

Bei sehr geringen Schmierfilmhöhen zeigt sich, dass eine feine Vernetzung von Vorteil ist. Bei grober Vernetzung konvergiert die Berechnung bereits bei Schmierfilmhöhen um ca. 10 µm nicht mehr, was zum Abbruch und einer Fehlermeldung durch das Programm führt. Bei feiner Vernetzung können Spalthöhen mit ca. 1 µm berechnet werden. Nach DIN 31652 Teil 3<sup>205</sup> wird dabei die geforderte minimale Schmierfilmhöhe  $h_{\min, \lim} = 5 \mu\text{m}$  unterschritten, was bedeutet, dass sich das System im Mischreibungsbereich befindet.

Da die Rechenzeit auf den IPEK-Servern bei extrem feiner Vernetzung deutlich unter fünf Minuten liegt, wird daher für alle Berechnung zugunsten besserer Ergebnisse immer die höchstmögliche Anzahl an Vernetzungen gewählt.

## 5.7 Zusammenfassung des Ressourcensystems

In diesem Kapitel wurden die zur Erreichung der Ziele zur Verfügung stehenden Hard- und Software Ressourcen vorgestellt. Diese beinhalten zwei tribologische Prüfstände der Kategorie IV, die sich vom Aufbau her, bis auf das betrachtete Tribosystem, grundlegend unterscheiden. Das auffälligste Unterscheidungsmerkmal ist dabei der Dimensionsunterschied von mehr als 1:13 (KLP : HYDROS). Während die Lager Nenndurchmesser am KLP bei 60 mm liegen (vgl. Kapitel 5.2) beträgt der Nenndurchmesser 770 mm am HYDROS Prüfstand (vgl. Kapitel 5.4). Durch die Validierung an skalenmäßig unterschiedlichen Prüfständen sollen zum einen Effekte wie bspw. typische prüfstandsspezifische Messfehler ausgeschlossen werden und zum anderen die allgemeine Übertragbarkeit der angewendeten Methode ausdrücklich betont werden.

Die Methode der Körperschallüberwachung zur Bestimmung des Reibungsgebiets ist durch die Literatur und eigene Vorarbeiten validiert, bietet jedoch keine konkreten Daten zur Schmierfilmhöhe. Durch die Analyse der Schallemissionen kann der hydrodynamische Betrieb indirekt nachgewiesen werden. An dieser Stelle validiert die Simulation die experimentellen Ergebnisse bezüglich des Reibungszustands. Dazu werden für die einzelnen Betriebsparameter die Schmierfilmhöhen berechnet. Damit ist es möglich, das Reibungsregime eindeutig zu bestimmen.

---

<sup>205</sup> DIN 31652

## **6 Reibleistungsreduzierung bei hydrodynamischen Gleitlagern am KLP durch Optimierung des Schmiermittelvolumenstroms und gleichzeitiger Körperschallüberwachung**

In diesem Abschnitt werden zu Beginn die Prüfstands aufgebauten, die Applikation der Sensorik für die Körperschallanalyse und die Versuchsplanung beschrieben. Abschließend erfolgt die Beschreibung und Diskussion der Ergebnisse sowie eine kurze Zusammenfassung der Arbeiten und Erkenntnisse am KLP.

### **6.1 Anwendung von Körperschall Condition Monitoring**

In diesem Abschnitt wird in aller Kürze die Implementierung der Körperschallanalyse am KLP (vgl. Kapitel 5.1) beschrieben. Die Montageposition und der daraus resultierende Schallpfad sind für das Ergebnis der Messung und das Verständnis entscheidend. Nach Dickerhof<sup>206</sup> sollte wegen der auftretenden Signaldämpfung die Anzahl an Leitstützstrukturen und Wirkflächenpaaren zwischen Sensor und Schallquelle so gering wie möglich sein, um eine hohe Signalstärke und –Güte<sup>207</sup> zu erhalten.

Nach diesem Kriterium wurde eine geeignete Montageposition gewählt und der entstehende Schallpfad mittels dem am IPEK entwickelten C – C<sup>2</sup> - Ansatz<sup>208</sup> (vgl. Kapitel 2.2.1.1) analysiert, beschrieben und dargestellt. Dabei kann das WFP zwischen Gleitlagerschale und Welle je nach Reibungszustand Fest-Fluid (Hydrodynamik), Fest-Fest (Festkörperreibung) oder eine Mischung aus beidem (Mischreibung) sein (siehe dazu Kapitel 2.2.3).

Um die Montage des Prüflagers zu erleichtern, wird am KLP der Gleitlagersitz in Form eines zweiteiligen Gehäuses realisiert. Hier bietet es sich an, den Sensor direkt an das Gehäuse zu montieren. Allerdings muss bei dem geteilten Lagersitz der Sensor auf der Lasteinleitungsseite montiert werden, um unnötige zusätzliche WFPs zu vermeiden. Abbildung 6.1 (links) zeigt schematisch den Schallpfad von der Entstehungsquelle (WFP 1.1) bis hin zum Sensorkopf (WFP 2.2). In der rechten

---

<sup>206</sup> DICKERHOF 2011

<sup>207</sup> MÖSER 2009

<sup>208</sup> ALBERS U. A. 2004; 2005; ALBERS, BRAUN, U. A. 2011; ALINK 2010; MATTHIESEN 2002

Bildhälfte ist das Gleitlagergehäuse als 3D CAD Bild dargestellt. Zu erkennen ist die Montageposition am Gehäuse.

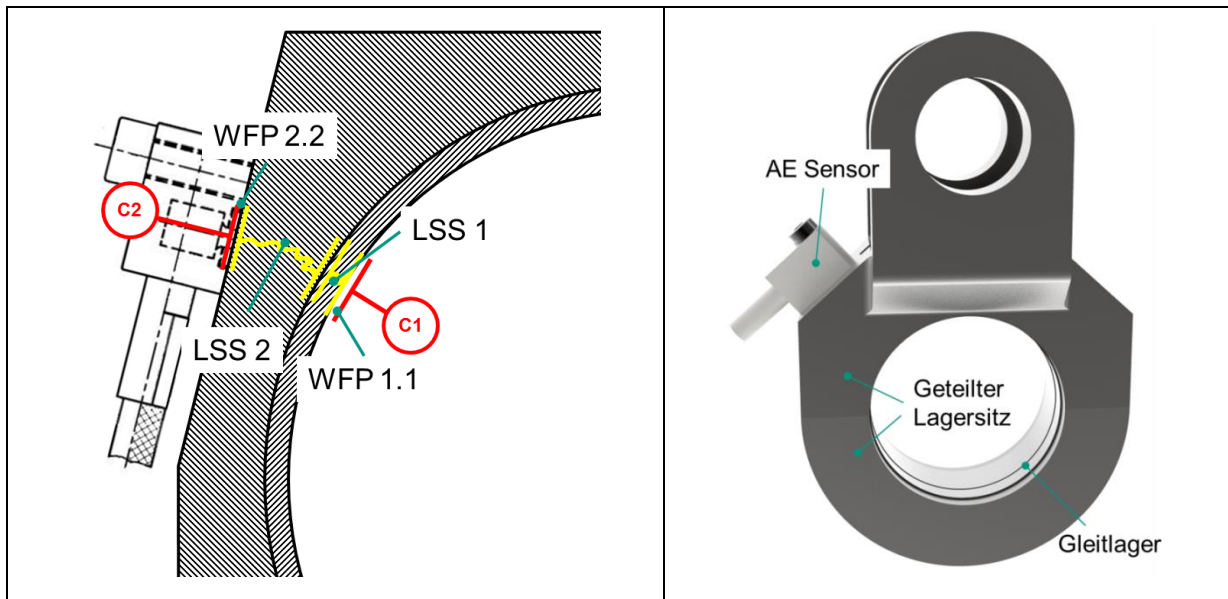


Abbildung 6.1: Schallpfad (links) und Montageposition (rechts) des Körperschallsensors am Gleitlagergehäuse des KLP

## 6.2 Versuchsplanung und Aufbau

Aufbauend auf dem Stand der Forschung und den daraus in Kapitel 4.2 abgeleiteten Maßnahmen werden in diesem Kapitel die Vorgehensweise dargelegt.

### 6.2.1 Versuchsablauf

Den Versuchen liegt die These zugrunde, dass ein stationär belastetes hydrodynamisches Gleitlager üblicherweise mit viel mehr Schmiermittel versorgt wird, als es tatsächlich für einen verschleißarmen und sicheren Betrieb in der Hydrodynamik benötigt. Dabei wird davon ausgegangen, dass kein zusätzlicher Kühlmittelstrom (vgl. Kapitel 2.5.1) benötigt wird, was nur bei niedrig belasteten Systemen mit geringer Wärmeentwicklung zur Anwendung kommen könnte.

Die Versuche lassen sich prinzipiell in zwei Gruppen gliedern die folgenden Fragestellungen nachgehen:

- Wie groß ist das Einsparpotenzial (Reibmoment) bei der Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses von  $\dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_V$ , bzw.  $\dot{q}_T$ ?
- Wie weit lässt sich die theoretische Grenze von  $\dot{q}_T$  unterschreiten, und wie viel Reibleistung wird in diesem Betriebspunkt gegenüber Normschmierung eingespart?

Dazu müssen zunächst für die verschiedenen Gleitlagerprüfstände folgende Werte ermittelt werden:

- Bestimmung der Schmiermittelmenge  $\dot{q}_{Norm}$  nach aktuellen Auslegungsnormen.
- Berechnung der Schmiermittelmenge  $\dot{q}_V$  nach Vogelpohl<sup>209</sup>.
- Berechnung des Tragölstroms  $\dot{q}_T$  nach Vogelpohl<sup>210</sup>.

Zunächst wird das tribologische System unter Normschmierung ( $\dot{q}_{Norm}$ ) mit einem im tribologischen Sinne bereits eingelaufenem Gleitlager so lange unter der Versuchslast betrieben, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Stationär bedeutet in diesem Fall, dass die (Gleitlagerrücken-)Temperatur, das Reibmoment sowie die Normalkraft über eine festgelegte Zeit von 600 Sekunden konstant bleiben. Somit sollen etwaige Effekte, bspw. Erwärmung des Prüfstands oder der Hydraulikflüssigkeiten nach Montage und Rüstzeiten, vermieden werden.

Nach Erreichen konstanter Betriebsbedingungen, wird der Schmiermittelvolumenstrom von  $\dot{q}_{Norm}$  sprunghaft auf  $\dot{q}_T$  gedrosselt. Dadurch nimmt der Wärmeabtransport aus dem Tribosystem ab, was einen Temperaturanstieg zur Folge hat. Entscheidend für das System an dieser Stelle ist die Frage, ob sich ein neuer thermisch stabiler, hydrodynamischer Betriebszustand einstellt oder nicht. Durch die Erhöhung der Temperatur sinkt die Viskosität, was eine Reduzierung des Reibmoments zur Folge hat. Nachdem sich ein neues thermisches Gleichgewicht eingestellt hat, wird der Volumenstrom wieder sprunghaft auf  $\dot{q}_{Norm}$  erhöht. Des Weiteren wird der Betriebspunkt mit dem Volumenstrom  $\dot{q}_V$  ebenfalls sprunghaft angefahren. Dieser Vorgang wird mehrfach wiederholt und die Reibmomentwerte  $M(\dot{q}_{Norm})$ ,  $M(\dot{q}_T)$  und  $M(\dot{q}_V)$  werden miteinander verglichen.

Der Versuchsablauf ist in Abbildung 6.2 exemplarisch dargestellt.

---

<sup>209</sup> VOGELPOHL 1967

<sup>210</sup> VOGELPOHL 1967

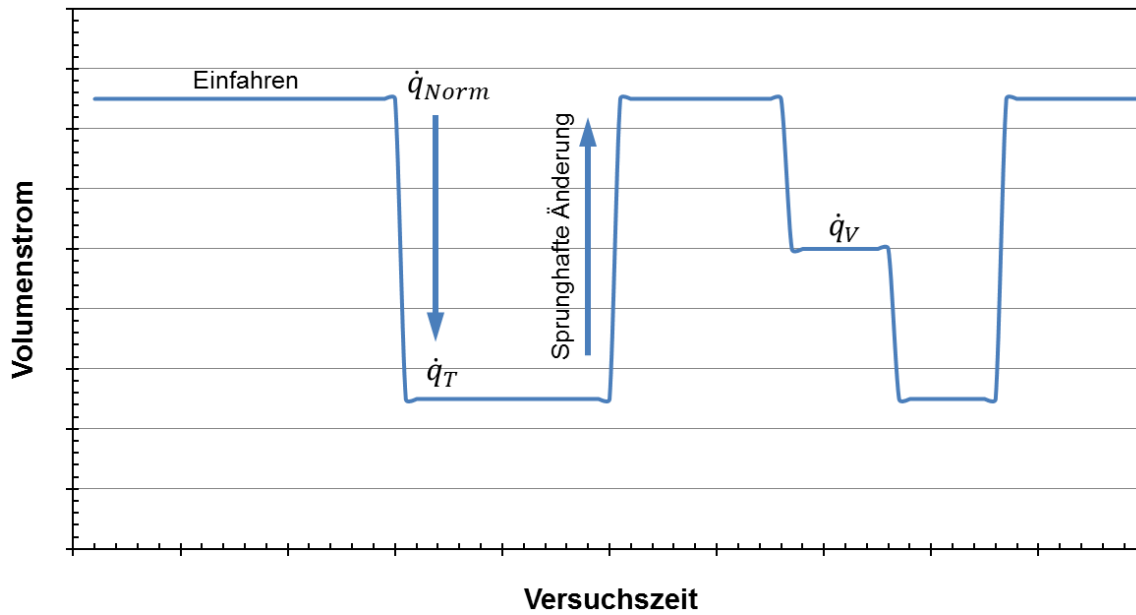


Abbildung 6.2: Versuchsablauf sprunghafte Volumenstromänderung

Bei der Fragestellung, wie weit sich die von Vogelpohl beschriebene Grenze von  $\dot{q}_T$  unterschreiten lässt, wird bei einem stationären Betrieb mit dem Startwert  $\dot{q}_V$  der Durchfluss schrittweise reduziert (vgl. Abbildung 6.3) bis das System instabil wird. D. h., die Temperatur steigt stetig an und/oder es werden Anzeichen für Mischreibung im Körperschall- oder Durchschlagsignal angezeigt. Dabei bildet der letzte Volumenstrom, an dem sich das System stabil zeigte, den minimal möglichen Schmiermitteldurchfluss ( $\dot{q}_{min}$ ) für den eingestellten Betriebspunkt.

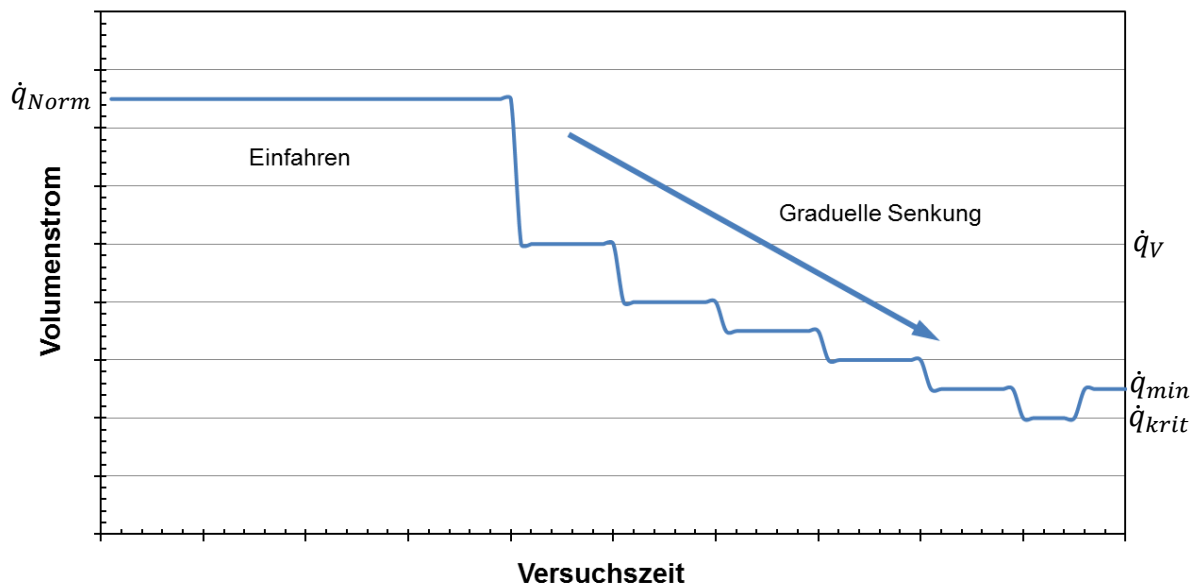


Abbildung 6.3: Versuchsablauf graduelle Senkung Volumenstrom und Untersuchung minimal möglicher Schmiermittelmenge

Während der Versuche wird das Reibmoment kontinuierlich aufgezeichnet. Anhand der nachfolgenden Auswertung und Analyse kann für den einstellten Betriebspunkt die maximal mögliche Reibleistungseinsparung ermittelt werden.

Der Versuchsablauf lässt sich in Abbildung 6.4 als ein Ablaufdiagramm übersichtlich zusammenfassen.

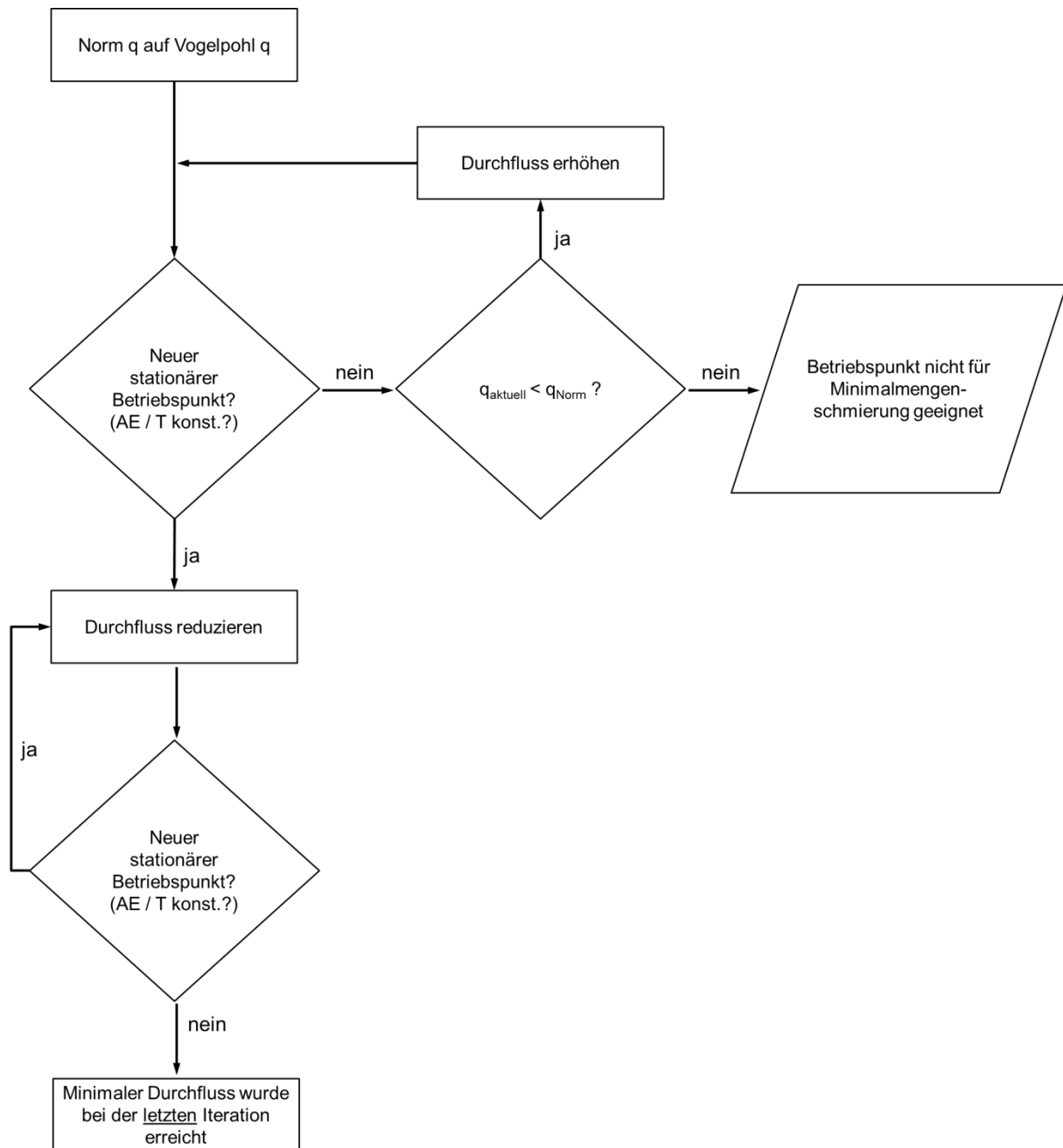


Abbildung 6.4: Ablaufdiagramm für Versuchsplanung

Die Betriebssicherheit der ermittelten Schmiermittelvolumenströme, bei denen ein stabiler Betrieb möglich ist, werden in weiteren Langzeitversuchen (> 24 h) validiert. Für diese Langzeitversuche wurde die Schmiermittelregelung automatisiert. Der am KLP realisierte Aufbau wird in Kapitel 6.2.2 näher beschrieben.



Die Versuche sind so gestaltet, dass sie ein breites Spektrum der Sommerfeldzahl ( $S_0$ ) abdecken. Es ist jedoch zu erwarten, dass für niedrige  $S_0$ -Werte die größten Einsparungen erzielt werden.<sup>211</sup> In wieweit bei hohen  $S_0$  Zahlen (Schwerlastbetrieb) eine Schmiermittelreduzierung möglich ist sollen die Versuche ebenfalls klären.

### 6.2.2 Schmiermittelregelung für Dauerversuche am KLP

Zur Validierung der Dauerbetriebssicherheit wurde eine einfache Schmiermittelregelung am KLP aufgebaut. Dazu wurde in der Zuleitung des Prüflagers (vgl. Kapitel 5.2) ein elektrisches Proportionalregelventil zur Drosselung des Schmiermittelvolumenstroms verbaut. Als Regler-Eingangsgroößen dienen Gleitlagerrückentemperatur- und Körperschallsignal. Anhand dieser wird die Drosselstellung geregelt. Der minimale Schmiermitteldurchfluss wurde auf den für den Betriebspunkt berechneten Tragölstrom  $\dot{q}_T$  und Normdurchfluss  $\dot{q}_{Norm}$  als Maximum eingestellt. Zum Schutz des Körperschallsensors wurde die maximale Betriebstemperatur auf  $T_{Gleitlager} < 80^\circ\text{C}$ <sup>212</sup> beschränkt.

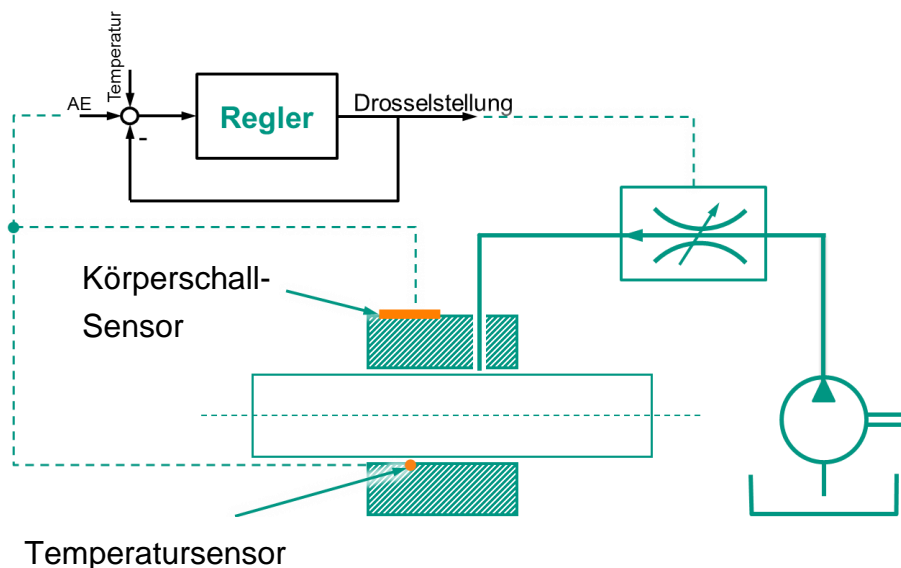


Abbildung 6.5: Prinzipdarstellung der Schmiermittelregelung am KLP, Regelung mittels Gleitlagerrückentemperatur und Körperschallanalyse<sup>213</sup>

Der Aufbau des Reglers ist an den Versuchsablauf in Abbildung 6.4 angelehnt. Solange die Temperatur unterkritisch ist und das Körperschallsignal einen zuvor experimentell ermittelten Schwellwert nicht überschreitet, wird die Schmiermittel-

<sup>211</sup> HALSTENBERG 1978

<sup>212</sup> KISTLER 2007

<sup>213</sup> ALBERS U. A. 2012

zufuhr sukzessive bis auf  $\dot{q}_T$  reduziert (vgl. Abbildung 6.3). Die Schrittweite beträgt ca. 5 ml/min. Die Verweildauer in einem Schritt beträgt jeweils 600 Sekunden. Überschreiten zu einem beliebigen Zeitpunkt entweder die Temperatur oder das Körperschallsignal die definierten Schwellwerte, so wird der Durchfluss sofort auf  $\dot{q}_{Norm}$  erhöht, also das Ventil komplett geöffnet, um Schäden am Sensor, Gleitlager oder Prüfstand zu vermeiden.

### 6.3 Versuchsergebnisse minimaler Schmiermitteldurchfluss am KLP

Zunächst wird in Abbildung 6.6 ein beispielhafter Versuchslauf bei reduziertem Schmiermitteldurchfluss dargestellt. Anhand dieses Beispiels soll gezeigt werden, dass bei ungeeigneter Parameterwahl, in diesem Fall eine zu hohe Sommerfeldzahl in Kombination mit einem Schmiermitteldurchfluss der unterhalb des Tragölvolumenstroms  $\dot{q}_T$  liegt, der Schmierfilm nicht ausreichend tragfähig ist, um die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen. Als Resultat kommt es zwischen den Rauheitsspitzen von Welle und Gleitlager zu vereinzelt Kontakten, es tritt also Mischreibung auf, die mittels der angewendeten Überwachungsmethoden detektiert werden kann.

Abbildung 6.6 (oben) zeigt die eingestellte Belastung und den Verlauf der Schmiermitteldurchflussreduzierung bis unterhalb von  $\dot{q}_T$ . Deutlich zu erkennen ist der anfängliche Temperaturanstieg bei gleichzeitiger Abnahme des Reibmoments in der mittleren Grafik. Die Steigung der beiden Kurven nimmt mit der Versuchsdauer ab, jedoch wird kein stationärer Endwert erreicht. In der unteren Grafik sind deutliche Ausschläge im Körperschall- als auch im Durchschlagsignal zu erkennen. Bis auf die Durchschlagsextrema bei 3000 s und 5600 s sind alle weiteren Peaks, mehr oder minder ausgeprägt, ebenfalls im Körperschall wiederzufinden. Ab 6000 s sind jedoch nur noch Ausschläge im Körperschallsignal zu erkennen, während keine nennenswerten Peaks im Durchschlag zu sehen sind. Bei 7100 s korrelieren die Reibmoment-, Temperatur- und Körperschallsignale. Aufgrund der zahlreichen Ausschläge und auch der großen Amplituden im Durchschlagsignal die größtenteils im Körperschallsignal wiederzufinden sind, ist daher davon auszugehen, dass sich das Gleitlager im Mischreibungsgebiet befand. Eine plausible Erklärung, warum das Körperschall- nicht durchgehend mit dem Durchschlagsignal korreliert liegt in der unterschiedlichen Abtastzeit. Während das Durchschlagsignal kontinuierlich mit 10 Hz abgetastet wird, werden nur alle 45 s die Schallemissionen aufgrund der großen anfallenden Datenmenge (vgl. Kapitel 5.1) erfasst. Kurzzeitig auftretende Anstreifprozesse wie sie typisch sind für das Mischreibungsgebiet, können so nicht detektiert werden. Für die unterschiedlichen Versuchslaufzeiten wurde daher die

Abtasthäufigkeit angepasst. Eine durchgehende, kontinuierliche Datenerfassung war aufgrund der eingeschränkten Rechenleistung und Speicherkapazität nicht möglich.

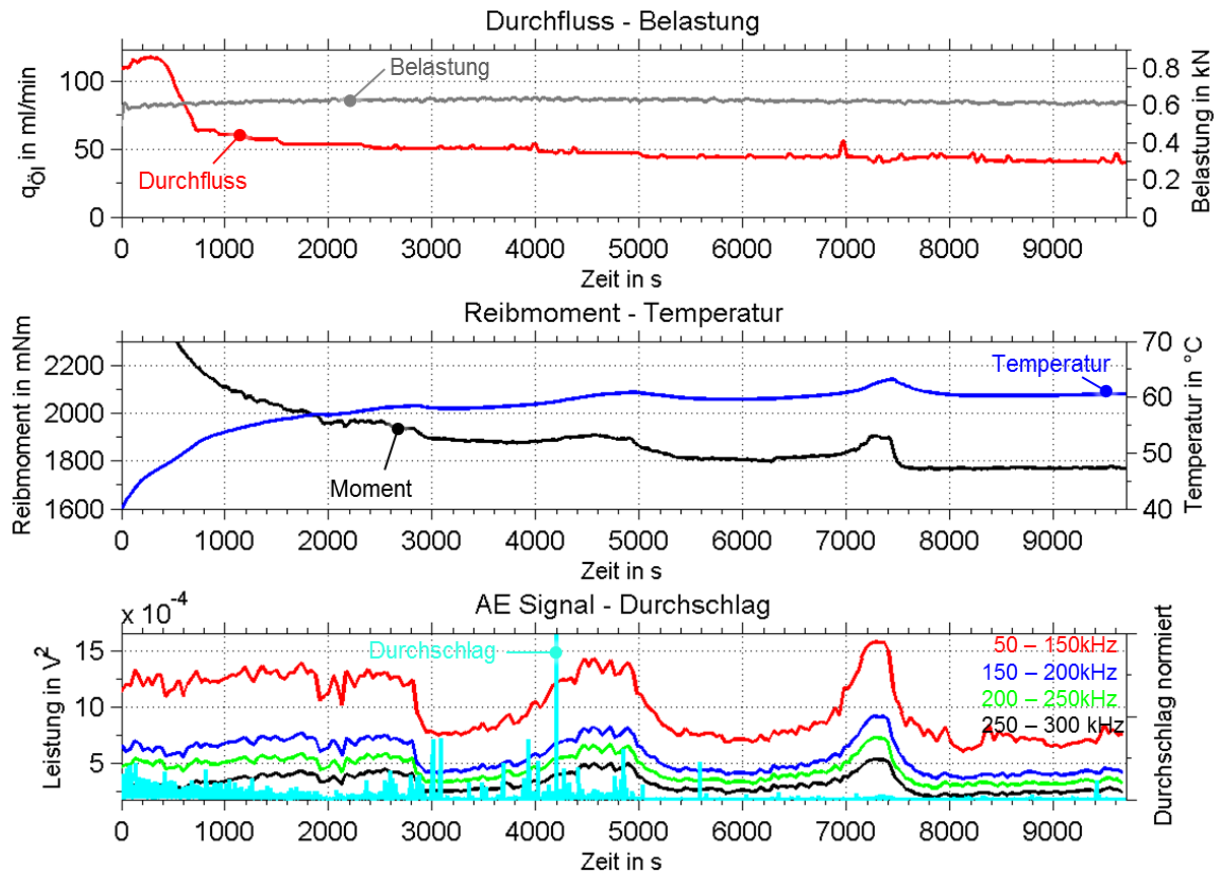


Abbildung 6.6: Detektion von Mischreibung bei Schmiermitteldurchflussreduktion im Durchschlag- und Körperschallsignal;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ;  $\dot{q}_{Norm} = 295,9 \text{ ml/min}$ ;  $\dot{q}_V = 174,1 \text{ ml/min}$ ;  $S_o = 0,3$

Abbildung 6.7 zeigt das Ergebnis eines beispielhaften Prüflaufs zur Ermittlung der Reibungsreduzierung. In der oberen Bildhälfte ist der Durchfluss ( $\dot{q}$ ), das Reibmoment ( $M_R$ ) und die Temperatur dargestellt. Die eingestellten Versuchsparameter sind in Tabelle 6.1 dokumentiert. Es lässt sich für diesen Versuch eine Sommerfeldzahl  $S_o = 0,2$  berechnen. Damit befindet sich das Tribosystem im Schnelllaufbereich.

$v$	$n$	$\dot{q}_{Norm}$	$\dot{q}_V$	$\dot{q}_T (= 1/3 \dot{q}_V)$
6,41 m/s	2000 $\text{min}^{-1}$	395 ml/min	232 ml/min	77 ml/min

Tabelle 6.1: Schmiermittelvolumenstrom bei  $F = 0,8 \text{ kN}$ ,  $S_o = 0,2$

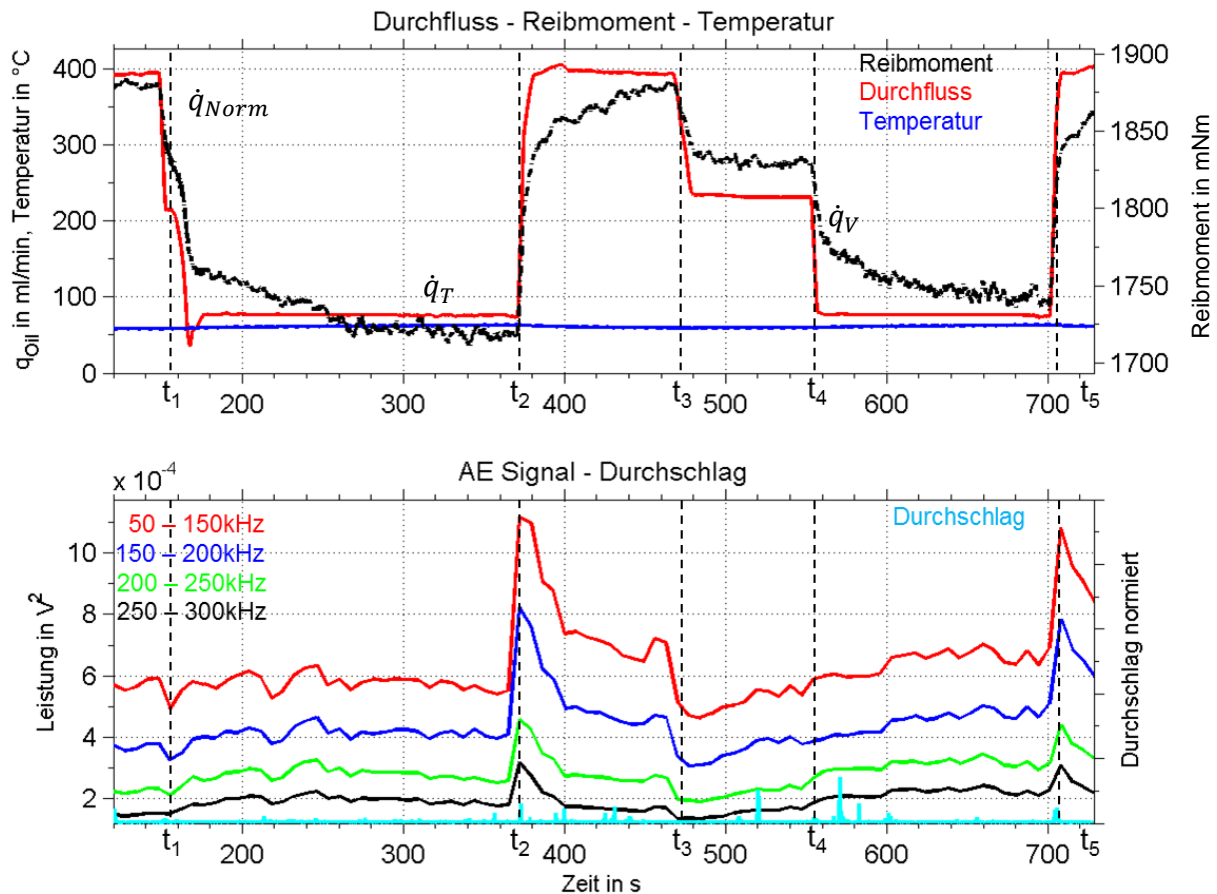


Abbildung 6.7: Zusammenhang zwischen Temperatur, Reibmoment, Durchfluss (oben) und Körperschall und normierter Durchschlag (unten) bei der plötzlichen Reduktion des Schmiermittelvolumenstroms von Normdurchfluss auf theoretisch berechneten Tragölstrom.  $F = 0,8 \text{ kN}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $S_O = 0,2$ <sup>214</sup>

Zu den Zeitpunkten  $t_1$  und  $t_3$  wurde der Durchfluss jeweils von  $\dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_T$  reduziert. Zum Zeitpunkt  $t_3$  wurde  $\dot{q}$  von  $\dot{q}_T$  direkt auf  $\dot{q}_{Norm}$  und bei  $t_4$  und  $t_5$  stufenweise über  $\dot{q}_V$  erhöht. Deutlich zu erkennen sind die jeweiligen direkten Reaktionen des Reibmoments auf die Durchflussveränderungen. Bei der Reduktion nimmt  $M_R$  unmittelbar um jeweils ca. 100 mNm ab, anschließend fällt  $M_R$  mit geringerer Steigung weiter ab. Der Einfluss der Durchflussreduktion lässt sich somit in zwei Phasen einteilen: eine unmittelbare und eine verzögerte Phase. Während in der ersten Phase das Reibmoment maßgeblich vom Durchfluss abhängig ist und als Sprungfunktion beschrieben werden kann, wird in der verzögerten Phase das Reibmoment von Temperatureffekten beeinflusst. Wird  $\dot{q} = \dot{q}_T$  gesetzt, so kann nach Vogelpohl angenommen werden, dass der Kühlmittelstrom  $\dot{q}_K = 0$  ist. Demnach erfolgt die Wärmeabfuhr hauptsächlich über das Gehäuse und über  $\dot{q}_T$ , im

<sup>214</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

betrachteten Fall, über das Gleitlagergehäuse durch Luftkonvektion direkt an die Umgebung. Ein neues Temperaturgleichgewicht mit der Umgebung stellt sich nach einer bestimmten Zeit ein. Ist hingegen  $\dot{q} = \dot{q}_{Norm}$  so ist anzunehmen, dass  $\dot{q}_K = \dot{q}_{Norm} - \dot{q}_T$  ist. In diesem Fall erfolgt die Wärmeabfuhr hauptsächlich über das Schmiermittel (vgl. Kapitel 2.5.1). Daher ist bei der Durchflusserhöhung der „zwei Phasen Effekt“ weniger stark ausgeprägt. Untersucht man das Körperschallsignal und den Durchschlagsspannung für den Bereich  $\dot{q} < \dot{q}_{Norm}$ , so stellt man keine nennenswerten Ausschläge fest. Lediglich zu den Zeitpunkten  $t_2$  und  $t_5$  stellt man Ausschläge in allen Frequenzbereichen fest. Diese werden hauptsächlich durch den sprunghaften Anstieg des Reibmoments hervorgerufen.

Um die Abhängigkeit des Reibmoments von der Temperatur deutlicher darzustellen und eingehender zu analysieren werden diese Parameter in Abbildung 6.8 nochmals über der Zeit aufgetragen. Nach der Reduktion des Schmiermittelstroms zum Zeitpunkt  $t_1$  steigt die Temperatur bei gleichzeitig fallendem Reibmoment bis  $t_2$  um ca. 4 K an. Bei  $t_2$  wurde der Schmiermittelstrom wiederum auf den Normdurchfluss erhöht. Dadurch wird mehr Wärme aus dem Tribosystem abtransportiert, als Folge sinkt die Betriebstemperatur. Zwischen  $t_3$  und  $t_4$  bleiben Reibmoment und Temperatur konstant. Wird der Durchfluss wieder gesenkt, so stellt sich das bereits bekannte Verhalten ein: Während die Temperatur steigt, sinkt das Reibmoment. Dabei wird deutlich, dass die Steigungen, absolut betrachtet, stets sehr ähnlich sind. Dieser Trend ist sowohl während der Reduzierung als auch bei der Erhöhung des Schmiermitteldurchflusses zu beobachten.

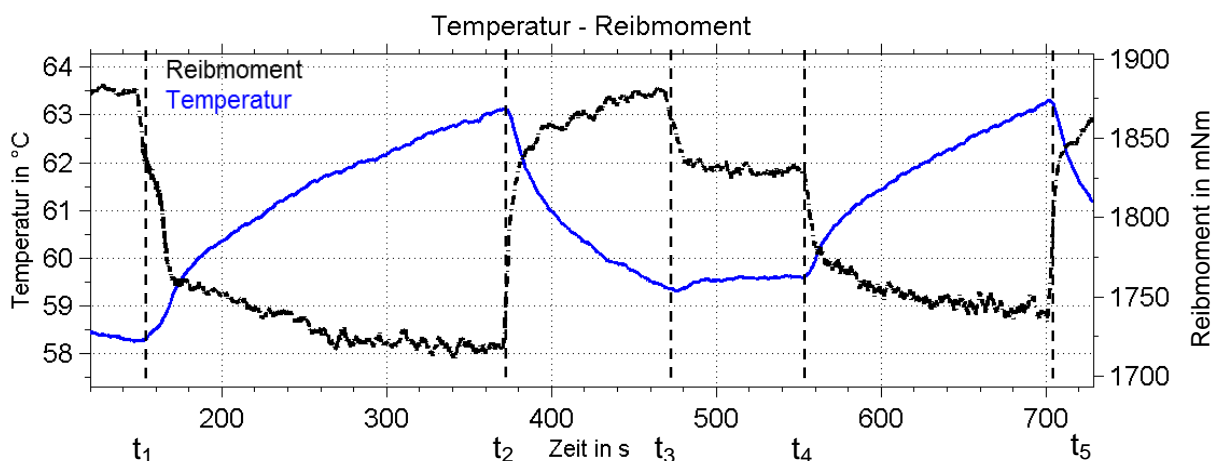


Abbildung 6.8: Temperatur und Reibmoment bei sprunghafter Reduktion des Schmiermittelvolumenstroms von Normdurchfluss auf theoretisch berechneten Tragölstrom<sup>215</sup>

<sup>215</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

Ein weiteres Beispiel bei gleicher Sommerfeldzahl verdeutlicht ebenfalls die Anwendbarkeit der Reduktion des Schmiermitteldurchflusses als probates Mittel zur Reibungsreduzierung in Abbildung 6.9. In diesem Fall wurde während des Versuchs der Durchfluss mehrfach wie in der Versuchsbeschreibung (Kapitel 6.2.1) beschrieben abrupt von  $\dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_V$ , bzw.  $\dot{q}_T$  verändert. Für diesen Betriebspunkt sind die Schmiermittelvolumenströme in Tabelle 6.2 dargestellt.

v	n	$\dot{q}_{Norm}$	$\dot{q}_V$	$\dot{q}_T (= 1/3 \dot{q}_V)$
4,81 m/s	1500 min <sup>-1</sup>	296 ml/min	174 ml/min	58 ml/min

Tabelle 6.2: Schmiermittelvolumenstrom bei F = 0,5 kN, S<sub>o</sub> = 0,2

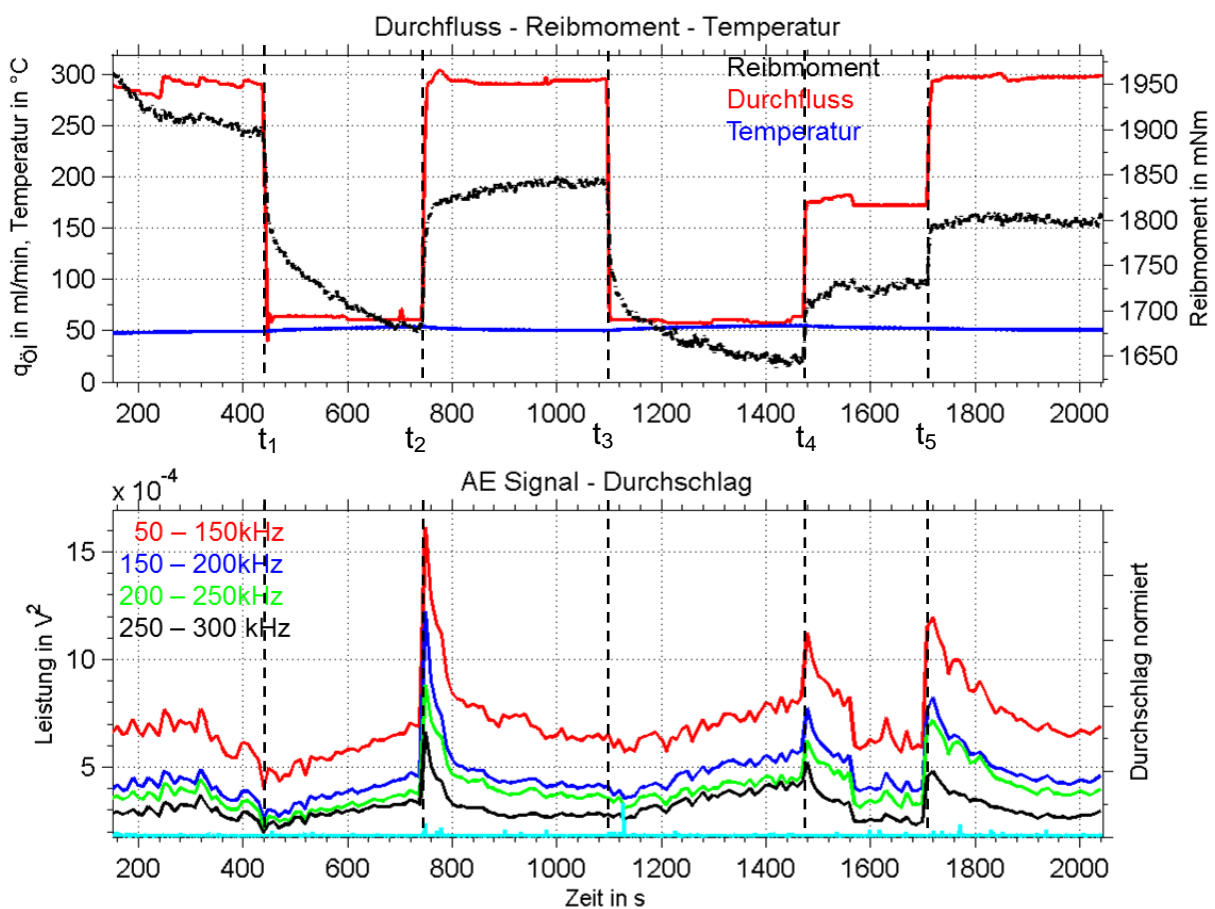


Abbildung 6.9: Versuche zur Minimalschmierung, n = 1500 min<sup>-1</sup>, F = 500 N, Reibmoment, Durchfluss und Temperatur (oben); Körperschallsignal und normierter Durchschlag (unten) nach Albers et. al.<sup>216</sup>

<sup>216</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

---

In Abbildung 6.9 (oben) sind Reibmoment und Temperatur in Abhängigkeit des Durchflusses dargestellt. Abbildung 6.9 (unten) zeigt die normierten Durchschlag- und Körperschallsignale. Wieder ist deutlich die Abhängigkeit des Reibmoments sowie des Körperschallsignals vom Volumenstrom zu erkennen. Zu den Zeitpunkten  $t_1$  und  $t_3$  wurde der Durchfluss abrupt von  $\dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_T$  gedrosselt. Als unmittelbare Reaktion sinkt in beiden Fällen das Reibmoment- sowie das Körperschallsignal. Wird der Durchfluss erhöht, steigen beide Signale.

Auffällig bei diesem Versuchslauf ist, dass das Reibmomentniveau weder bei der Durchflussreduktion noch bei der –Zunahme seinen vorherigen Wert annimmt. Erwartungsgemäß müsste sich bei identischem  $\dot{q}$  auch dasselbe Reibmoment einstellen. Dies ist aber, bedingt durch die kurze Verweilperiode in den einzelnen Durchflussstufen, nicht eingetreten, da die Temperatur, ähnlich wie in Abbildung 6.8 deutlich erkennbar, noch keinen stationären Wert erreicht hat.

Aus den durchgeführten Kurzzeitversuchen kann also nicht das gesamte Energieeinsparungspotenzial abgelesen werden. Um dieses zu bestimmen, wurden daher Langzeitversuche mit der in Kapitel 6.2.2 beschriebenen prototypischen Schmiermittelregelung durchgeführt. Dabei wurde der Durchfluss nicht abrupt geändert, sondern durch die Regelung auf einen minimalen Durchfluss eingestellt. Um ebenfalls die Funktion der sehr einfach gehaltenen Regelung zu erproben, wurde während des in Abbildung 6.10 dargestellten Versuchs der Schmiermitteldurchfluss ( $t_D$ ) sowie die Belastung ( $t_B$ ) kurzzeitig ausgelenkt.

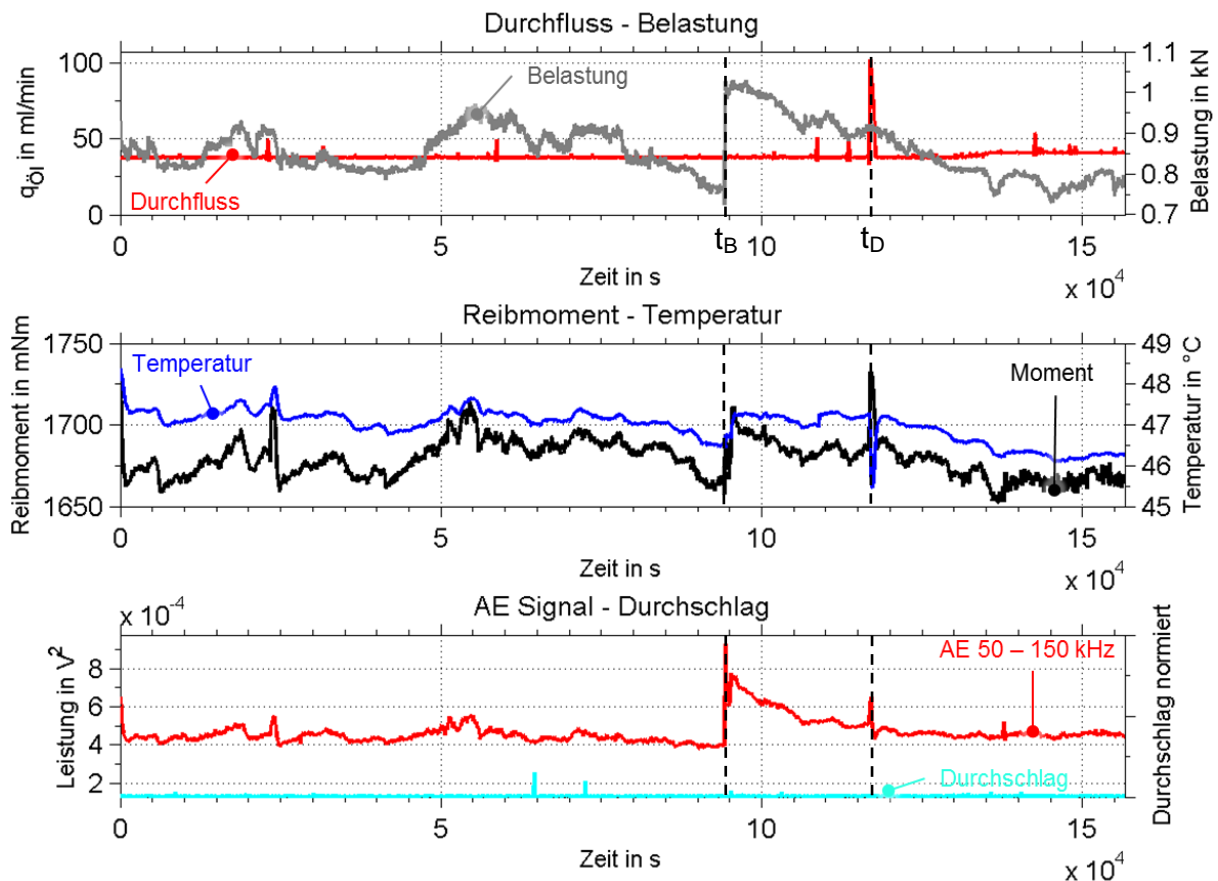


Abbildung 6.10: Beispiel für Langzeitversuch mit Störgröße auf Belastung und Durchfluss; Belastung und Durchfluss (oben); Temperatur und Reibmoment (mitte); Körperschall- und Durchschlagsignal (unten);  $\dot{q}_{Norm} = 197,3 \text{ ml/min}$ ,  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

Das Reibmoment und die Temperatur zeigen einen deutlichen Ausschlag sowohl bei der Belastungs- als auch bei der Durchflusserhöhung (vgl. Abbildung 6.10 (Mitte)). Während bei der Belastungsänderung beide Signale steigen, sinkt die Temperatur durch die Durchflusserhöhung bei gleichzeitig steigendem Reibmoment. Dies ist durch die gestiegene Wärmeabfuhr aus dem Tribosystem zu erklären. Nach der manuellen Auslenkung zum Zeitpunkt  $t_D$  wird der Durchfluss automatisch wieder auf  $\dot{q}_{min}$  geregelt. Zur Folge steigt die Temperatur wieder auf den Wert vor der Störung. Generell ist über den gesamten Verlauf eine eindeutige Abhängigkeit des Reibmoments und damit letztendlich auch der Temperatur von der Belastung zu erkennen. Das Körperschallsignal (vgl. Abbildung 6.10 (unten)) gibt im Wesentlichen den Verlauf des Reibmoments wieder. Hier wurde der Übersicht halber nur der dominante Bereich zwischen 50 – 150 kHz dargestellt. Dabei sind die beiden Störungen deutlich nachweisbar. Im Durchschlagsignal sind über den gesamten dargestellten Bereich nur zwei Ausschläge zu erkennen. Die Peaks korrelieren weder mit Belastungsspitzen, noch plötzlichen Aussetzern der Schmiermittelversorgung o. ä. Entsprechend ist zu vermuten, dass metallische Partikel oder ein Messfehler die Ursachen sind. Es lässt sich also aufgrund der ausgewerteten Messdaten festhalten,



dass das Gleitlager über die gesamte Zeit im hydrodynamischen Zustand betrieben wurde.

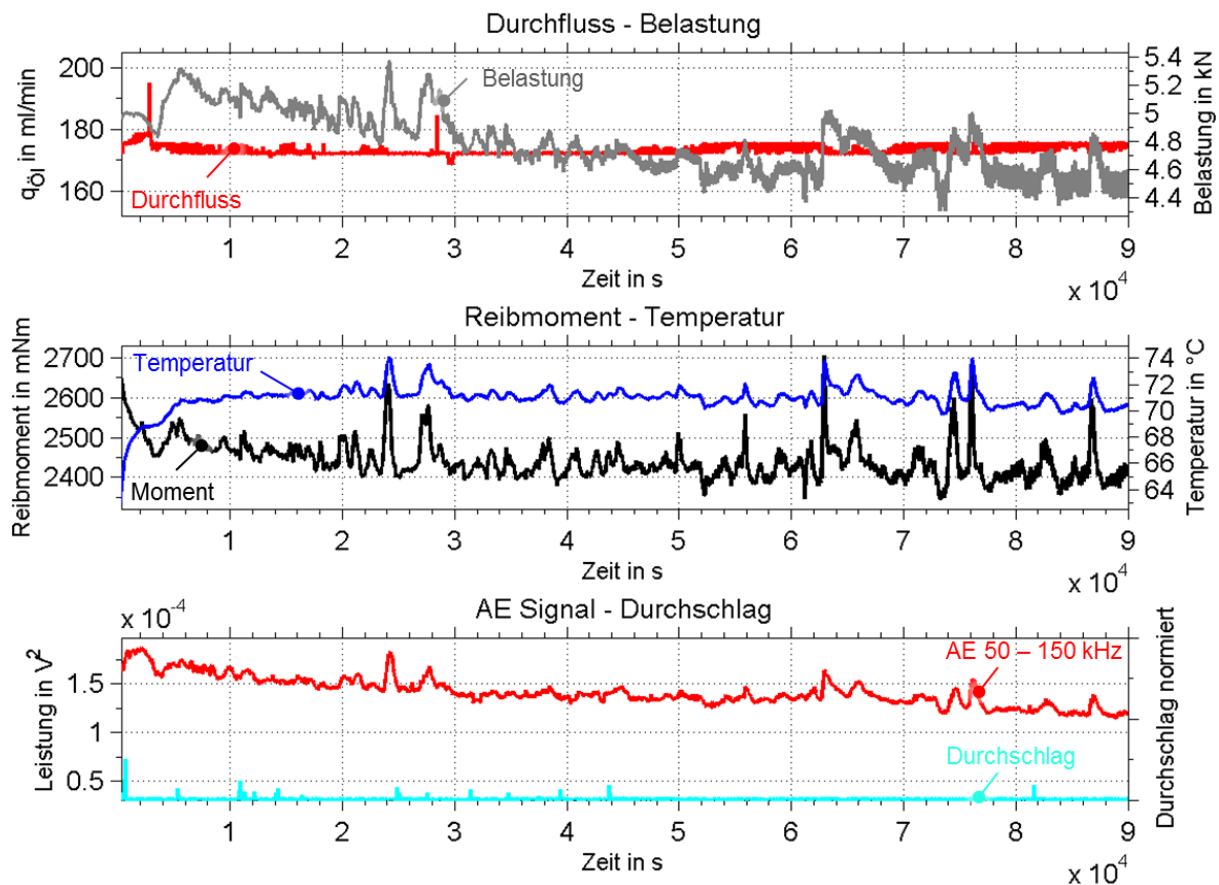


Abbildung 6.11: Beispielhaftes Ergebnis: Langzeitversuch; Durchfluss und Reibmoment (oben); Belastung und Temperatur (Mitte); Körperschall (50 – 150 kHz) und normierter Durchschlag (unten);  $F = 4,6 \text{ kN}$ ,  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ ,  $So = 2,1$

Ein weiteres Beispiel für die Langzeitversuche ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Abbildung 6.11 (oben) zeigt den Schmiermittelvolumenstrom  $\dot{q}$  und die Belastung. Der Durchfluss  $\dot{q}$  ist etwas niedriger gewählt als der Tragölstrom  $\dot{q}_T = 185,74 \text{ ml/min}$  und deutlich niedriger als  $\dot{q}_{Norm} = 315,62 \text{ ml/min}$ . Zu erkennen ist ein Abfall der Lagerbelastung bis zur Hälfte der Versuchszeit. Dies ist auf die Erwärmung der Hydraulikflüssigkeit des Belastungsaggregats über der Betriebszeit zurückzuführen. Da die Belastung nicht elektrisch geregelt ist, konnte diesem Effekt nur manuell entgegen gewirkt werden. Bei den Kurzzeitversuchen spielt dieser Effekt keine Rolle. In der mittleren Grafik sind Gleitlagerrückentemperatur und Reibmoment aufgetragen. Die Temperatur nähert sich asymptotisch  $72 \text{ °C}$  und erreicht diesen Wert nach ca. 5000 Sekunden. Im restlichen Versuchsverlauf variiert die Temperatur aufgrund von Schwankungen der Belastung. Die Peaks und Valleys der Temperatur und des Reibmomentsignals sind bei genauer Betrachtung, wie bereits in Abbildung 6.10 deutlich zu erkennen, auf das Belastungssignal zurückzuführen. Der untere Teil von Abbildung 6.11 zeigt den normierten Durchschlag und das Körperschallsignal im

Frequenzband von 50 – 150 kHz. Während keine nennenswerte Ausschläge im normierten Durchschlag zu erkennen sind, folgt das Körperschallsignal dem Reibmoment und somit letztendlich der Belastung. Es lassen sich aus der Auswertung des Durchschlags- und Körperschallsignals keine Mischreibungszustände ableiten. Das Gleitlager läuft daher bei ca. 95 % des Tragölstroms  $\dot{q}_T$  im rein hydrodynamischen Betrieb.

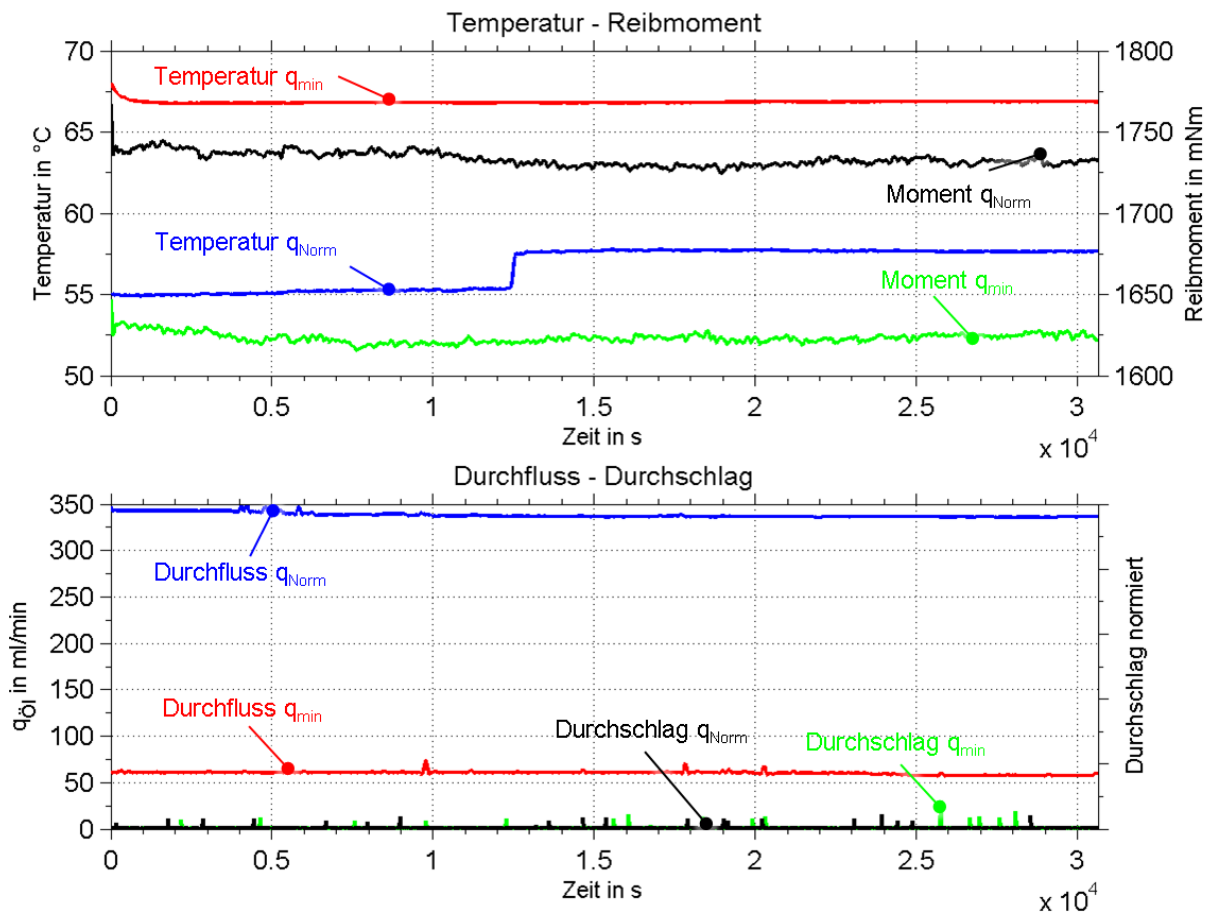


Abbildung 6.12: Direkter Vergleich des Reibmoments bei  $F = 1,2 \text{ kN}$ ,  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$  und  $\dot{q}_{Norm} = 338 \text{ ml/min}$ ,  $\dot{q}_{min} = 18 \% \cdot \dot{q}_{Norm}$ , Temperatur und Reibmoment (oben), Durchfluss und Durchschlag (unten)

Um den deutlichen Unterschied zwischen Minimalschmierung ( $\dot{q}_{min}$ ) und Normschmierung ( $\dot{q}_{Norm}$ ) zu veranschaulichen, wurde in Abbildung 6.12 für identische Betriebsbedingungen Belastung  $F = 1,2 \text{ kN}$  und Drehzahl  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$  die resultierenden Drehmoment-, Temperatur- und Durchschlagsignale aufgetragen. Die untere Bildhälfte zeigt die eingestellten Schmiermittelvolumenströme und die resultierenden Durchschlagsignale. Der minimale Durchfluss  $\dot{q}_{min}$  entspricht ca. 18 % von  $\dot{q}_{Norm}$ . In beiden Fällen zeigen sich über die gesamte Versuchsdauer vereinzelte, in Summe ungefähr gleiche Anzahl an Ausschläge im Durchschlagssignal. Auffällig ist, dass sowohl bei Norm- als auch bei Minimaldurchfluss Ausschläge zu erkennen sind. Die geringe Amplitude und die Tatsache, dass die

Peaks durchflussunabhängig sind, widerlegen die Vermutung, dass sich das Gleitlager im Mischreibungsgebiet befand.

Betrachtet man die resultierenden Temperaturen und Reibmomente in Abbildung 6.12 (oben) so stellt sich bei minimalem Schmiermittelvolumenstrom eine konstante Gleitlagerrückentemperatur von  $T(\dot{q}_{min}) = 67 \text{ °C}$  ein, während sich bei Normschmierung eine Temperatur von  $T(\dot{q}_{Norm}) = 57 \text{ °C}$  einstellt. Daraus ergibt sich mit einem Temperaturdelta von 10 K ein Viskositätsunterschied zu  $\eta = 0,0123 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ . Für  $M_R(\dot{q}_{Norm}) = 1733,2 \text{ mNm}$  und  $M_R(\dot{q}_{min}) = 1623,1 \text{ mNm}$  lässt sich durchschnittlich ein Reibmomentdelta von  $\Delta M_R = 110 \text{ mNm}$  berechnen. Berechnet man  $\Delta M_R(\Delta\eta)$  in Abhängigkeit des Viskositätsunterschieds, lässt sich feststellen, dass nicht der Temperaturanstieg alleine für die Reibmomentreduzierung verantwortlich ist. Vielmehr leistet ebenfalls die geringe Benetzung der Welle im unbelasteten Bereich einen Beitrag zur Reibungsreduzierung.

## 6.4 Zusammenfassung des Kapitels

Die beispielhaft vorgestellten Versuche zeigen, dass der qualitative Verlauf der unterschiedlichen dargestellten Frequenzbänder annähernd identisch sind. Allerdings dominieren die niederfrequenten Bereiche des Körperschalls von 50 – 150 kHz, was sich mit der Literatur<sup>217</sup> und vorgegangenen Arbeiten<sup>218</sup> deckt. Für Condition Monitoring Anwendungen ist dieser Bereich mit den deutlich höheren Signalamplituden daher besonders gut geeignet. Einerseits wird eine geringere Signalverstärkung benötigt und andererseits sind Sensoren mit geringerem Frequenzband anwendbar die günstiger in der Anschaffung sind.

Insgesamt kann gezeigt werden, dass durch eine Reduktion des Schmiermittelvolumenstroms nicht zwangsläufig die Tragfähigkeit des Gleitlagers abnimmt. Durch die angewendeten Zustandsüberwachungen mittels Durchschlagssignal und Körperschallanalyse konnte das Reibungsregime zuverlässig bestimmt werden. Anzeichen von Mischreibung treten dabei nur bei sehr großen Sommerfeldzahlen und niedrigen Schmiermitteldurchflüssen auf. Eine Erwärmung des Tribosystems war jedoch stets zu erkennen.

Die vorgestellten Durchflussreduzierungen am KLP zeigen für ein einzelnes Gleitlager bei einer Reduktion von  $\dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_T$  eine Reibmomentreduzierung von bis

---

<sup>217</sup> BARANOV 2006; DICKERHOF 2011

<sup>218</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a; NGUYEN U. A. 2012

zu  $\Delta M_R \approx 200 \text{ mNm}$ , was einer Reduzierung von ca. 10 % des Gesamtreibmoments entspricht.

Als Ursache für das deutliche Abfallen des Reibmoments sind zwei Hauptmechanismen identifiziert worden: zum einen die reduzierte, vom Schmiermedium benetzte Oberfläche. Dadurch werden auf der mikroskopischen Skala die Anzahl der Wirkflächenpaare zwischen Festkörper und Schmiermedium reduziert. Zum anderen aufgrund der Temperaturerhöhung, dies verursacht ein Absinken der Viskosität, woraus sich letztendlich die Reibungsreduzierung ergibt.

Zusammenfassend konnte eine Reduktion des Reibmoments um bis zu 10 % für ein einzelnes Gleitlager sowie eine Schmiermitteldurchflussreduktion von bis zu 85 % nachgezeigt werden. Nicht betrachtet sind hier die elektrischen Einsparungen der Peripherie Geräte wie z. B. Pumpen, was ebenfalls noch einen erheblichen Anteil zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades beitragen wird.

## 7 Validierung des hydrodynamischen Reibungsgebiets mittels Simulation

Wie eingangs erwähnt, wird das Simulationsmodell (vgl. Kapitel 5.6) genutzt, um die Schmierfilmhöhe und somit das Reibungsregime am Prüfstand zu validieren. Entsprechend war es nicht das Ziel dieser Arbeit ein physikalisches Modell aufzubauen. Durch die Schmiermitteldurchflussreduktion darf die Betriebssicherheit nicht gefährdet werden – das Gleitlager muss also stets im hydrodynamischen Gebiet arbeiten. Am laufenden Prüfstand konnte der hydrodynamische Betrieb nur indirekt durch die Auswertung des Durchschlags- und des Körperschallsignals nachgewiesen werden. Nach DIN 31652 Teil 3<sup>219</sup> ist für das verwendete Gleitlager bei der gegebenen Geometrie und den angefahrenen Betriebspunkten eine minimale Schmierfilmhöhe von  $h_{0,lim} = 5 \mu\text{m}$  gefordert. Nach Bartz<sup>220</sup> kann bei ausreichender Schmierfilmhöhe die gesamte Verlustleistung der reinen Fluidreibung zugeordnet werden. Mithilfe der Simulation sollen für die durchgeführten Versuche die Schmierfilmhöhen ermittelt werden, um somit die Annahme zu stützen, dass die Reibpartner stets durch einen Schmierfilm getrennt wurden.

Durch das Parameter-Fitting, also dem iterativen Abgleich zwischen experimentell ermittelten Druckmesswerten und dem Simulationsergebnis, wird die Genauigkeit des Simulationsmodells verbessert.

### 7.1 Prüfstands Aufbau zur Ermittlung von Druck- und Temperaturverteilung im belasteten Schmierpalt

Zur Ermittlung der Druck- und Temperaturverteilung im belasteten Schmierpalt wurden, wie in Abbildung 7.1 dargestellt, quer zur Achse lagerbreitenmittiger vier Bohrungen durch die Gleitlagerschale getrieben. Die Bohrungen mit einem Durchmesser von 2 mm sind aus fertigungstechnischen Gründen um  $18^\circ$  zueinander und von der vertikalen Mittellinie um  $9^\circ$  versetzt. Am Gleitlagergehäuse befinden sich jeweils G1/4 Gewinde zur Aufnahme der Druck- und Temperatursensoren.

Durch diese fertigungsbedingte Limitierung kann im stationären Betrieb nur näherungsweise der Druckverlauf ermittelt werden. Dabei ist es sogar sehr wahrscheinlich, dass die Druck- und Temperaturspitzen nicht direkt über den

---

<sup>219</sup> DIN 31652

<sup>220</sup> BARTZ 1993

Bohröffnungen liegen werden, da diese vom Verlagerungswinkel der Welle abhängig sind, und somit a-priori nur schwer bestimmen lassen. Die gemessenen Temperaturen dienen als Eingangsgröße für das Modell. Aus dieser Temperatur berechnet sich die Viskosität des Schmiermediums, woraus anschließend die Druckverteilung sowie die Schmier-spalthöhen über den Gleitlagerumfang ermittelt werden. Mit den experimentell ermittelten Druckwerten entstehen Eckdaten, die zur Validierung des Simulationsmodells dienen. Zu berücksichtigen ist an dieser Stelle der Messfehler durch die Kalibrierung der absolut bei ca. 0,05 MPa (ca. 2 % für Sommerfeldzahlen  $S_o \approx 1$ ) liegt.

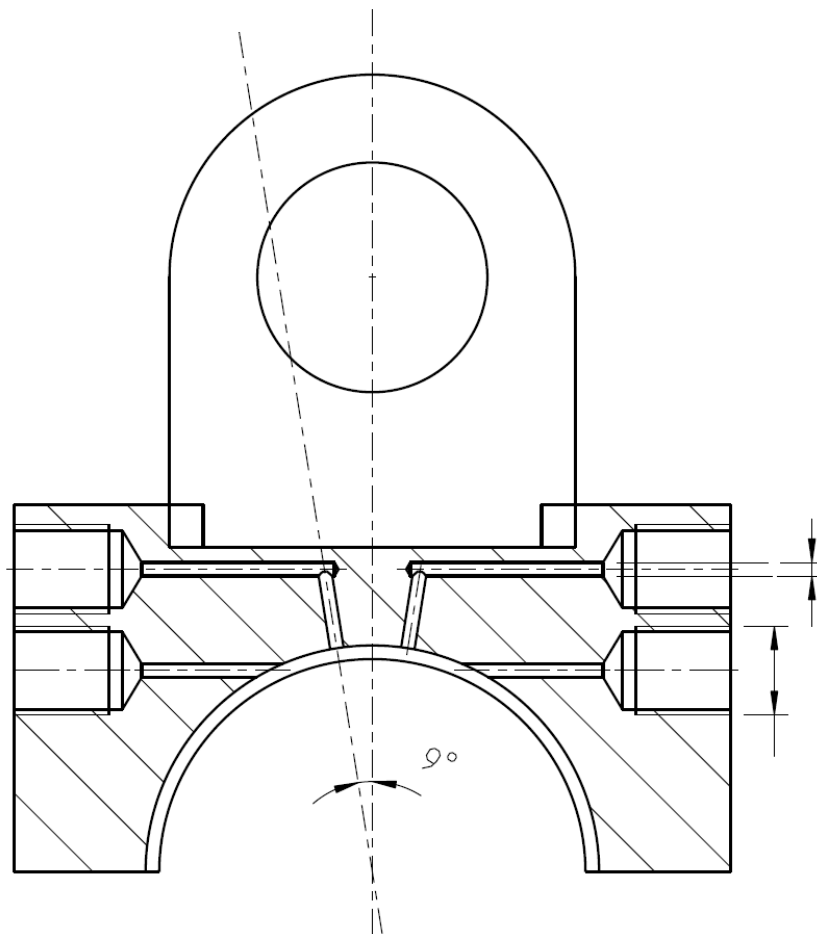


Abbildung 7.1: Schnittzeichnung oberer Teil des Gleitlagersitzes mit Bohrungen zur Messung von Druck- und Temperatur und Flansch zur Befestigung des Belastungsbolzens

## 7.2 Vergleich der simulierten und experimentell ermittelten Schmier-spalt-drücke

Die ersten Berechnungen zeigten, dass ohne ein Parameter-Fitting die Ergebnisse eine erhebliche Abweichung von den Messwerten aufweisen. Dies ist dadurch begründet, dass die tatsächlichen Randbedingungen am Prüfstand nicht exakt abgebildet werden können, und somit Simulation und Experiment voneinander abweichen. Beispielsweise wird die Exzentrizität der Gleitlagerwelle am Prüfstand

ebenfalls von den wirkenden Kräften in der Stützlagerung beeinflusst. Diese und andere Wechselwirkungen führen zu beobachteten Unterschieden in den Ergebnissen. Für hohe Sommerfeldzahlen liefert das Modell eine sehr gute Übereinstimmung der Druckverläufe sowie der Verlagerungswinkel. Allerdings nimmt die Übereinstimmung mit fallender Sommerfeldzahl ab. Es muss also eine Anpassung des Modells, beispielsweise durch Korrekturfaktoren oder eine empirisch ermittelte Formel stattfinden, um die Genauigkeit der Simulation zu gewährleisten.

Im Folgenden wird anhand einiger beispielhafter Ergebnisse die Korrelation zwischen der Simulation und den Messungen am Prüfstand dargestellt. Dafür wurden dieselben Betriebspunkte angefahren, wie zuvor in Kapitel 6 bei der Ermittlung der Reduzierung der Verlustleistung.

Abbildung 7.2 zeigt den Vergleich der simulierten und gemessenen Druckverläufe. Die durchgehende Linie stellt das Simulationsergebnis dar, die Messwerte sind als Punkte dargestellt, mit interpolierten Zwischenwerten als gestrichelte Linie gekennzeichnet. Die Abbildung zeigt Betriebspunkte mit verschiedenen Sommerfeldzahlen. Die Betriebskennwerte sind der Grafik zu entnehmen.

In den Simulationsergebnissen (durchgezogene Linie) ist eindeutig zum einen das abnehmende Druckmaximum, zum anderen die breiter werdende Parabel mit fallender Sommerfeldzahl (siehe Abbildung 7.2 von oben nach unten) erkennbar.

Werden nun die Messpunkte über den simulierten Druckverlauf gelegt, so lässt sich in den Abbildungen erkennen, dass die Druckmaxima der Simulation und die Messergebnisse nur gering voneinander abweichen. Der Verlauf der Drücke zeigt trotz Anpassung des Rohmodells jedoch eine große Abweichung. Eine Erklärung liegt in der geringen Anzahl an Stützpunkten, durch die die interpolierte Kurve verläuft, (gestrichelte Linien in Abbildung 7.2) begründet. Durch weitere Messpunkten könnte die Messauflösung und damit die interpolierte Kurve deutlich verbessert werden, was jedoch platzbedingt fertigungstechnisch nicht möglich war.

Mit den zugrunde liegenden Daten lässt sich ein durchschnittlicher Fehler von 28,97 % zwischen Simulation und experimentell ermittelten Messwerten berechnen. Berücksichtigt man lediglich die Druckmaxima, so ergibt sich ein durchschnittlicher Fehler von 7,16 %. Unter der Annahme, dass sich bei der Berechnung der Schmierspaltverläufe ein Fehler mit ähnlicher Größenordnung einstellt, ist der zu erwartende Fehler  $< 10\%$  für die Extrema. Damit sollten die simulierten Schmierspaltverläufe mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden können, um eine belastbare Aussage über das Reibungsgebiet treffen zu können.

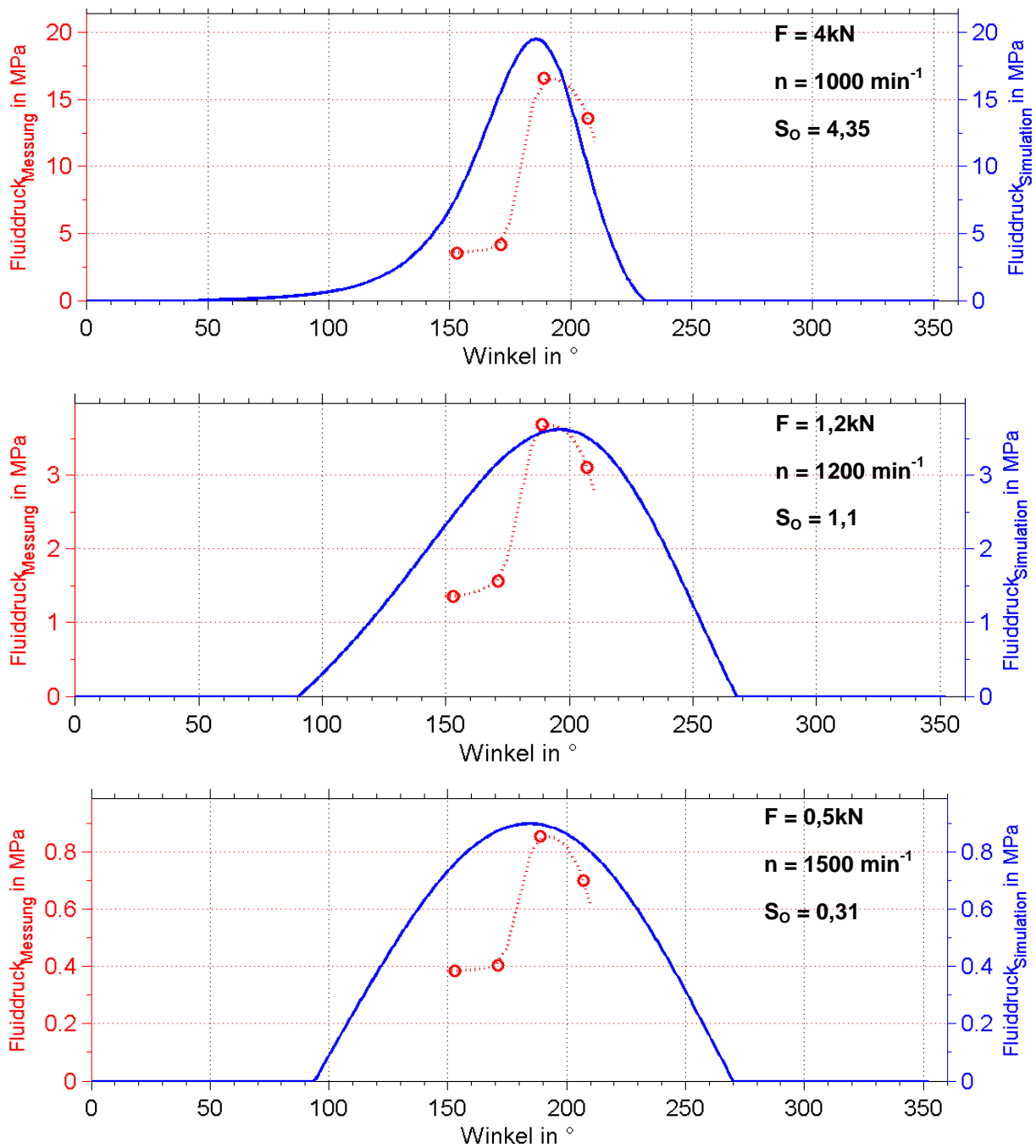


Abbildung 7.2: Vergleich von Druckverläufen zwischen Simulation (durchgehende Linie) und Messung am KLP (gestrichelte Linie) bei unterschiedlichen Sommerfeldzahlen aufgetragen über den Gleitlagerumfang



### 7.3 Simulation der Schmierspalthöhen

Mit dem aufgebauten Simulationsmodell des KLPs werden nun in diesem Kapitel die Schmierspalthöhen anhand einiger Beispiele berechnet dargestellt. Es soll die eindeutige Wechselwirkung zwischen dem Auftreten von Mischreibung und dem Durchschlagsignal anhand der Schmierspalthöhe nachgewiesen werden. Die Abhängigkeit des Körperschallsignals und dem Durchschlagsignal wurde bereits von diversen Autoren, bspw. Dickerhof<sup>221</sup> gezeigt.

Abbildung 7.3 zeigt einen Versuch bei reduziertem Schmiermittelvolumenstrom und hoher Sommerfeldzahl. In der unteren Bildhälfte ist der Schmierspaltverlauf über den Gleitlagerumfang dargestellt. Der minimale Schmierspalt wurde hier mit  $h_{\min} = 3,64 \mu\text{m}$  berechnet. Diese Spalthöhe liegt deutlich unterhalb der von der DIN 31652 Teil 3<sup>222</sup> für diese Betriebsbedingungen geforderten Mindestwert von  $h_{0,\text{lim}} = 5 \mu\text{m}$ . Der Schmierfilm ist an der engsten Stelle nicht mehr in der Lage die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen, somit kommt es zu Festkörperkontakten zwischen den Rauheitsspitzen (siehe dazu auch Kapitel 2.2.4). Durch die Berührung der einzelnen Kontakte fließt ein elektrischer Strom, der bei der Methode der Durchschlagsmessung angelegt wird. Der Zustand der Mischreibung ist somit deutlich durch eine Vielzahl von Ausschlägen im normierten Durchschlagsignal (obere Bildhälfte) zu erkennen. Das Körperschallsignal spiegelt nicht alle Peaks des normierten Durchschlags wieder. Vergleicht man jedoch die Leistung mit Abbildung 7.4, so wird der Unterschied klar ersichtlich. Die Schalleistung bei Mischreibung ist in diesem Beispiel um den Faktor 10 größer als in der Hydrodynamik.

---

<sup>221</sup> DICKERHOF 2011

<sup>222</sup> DIN 31652

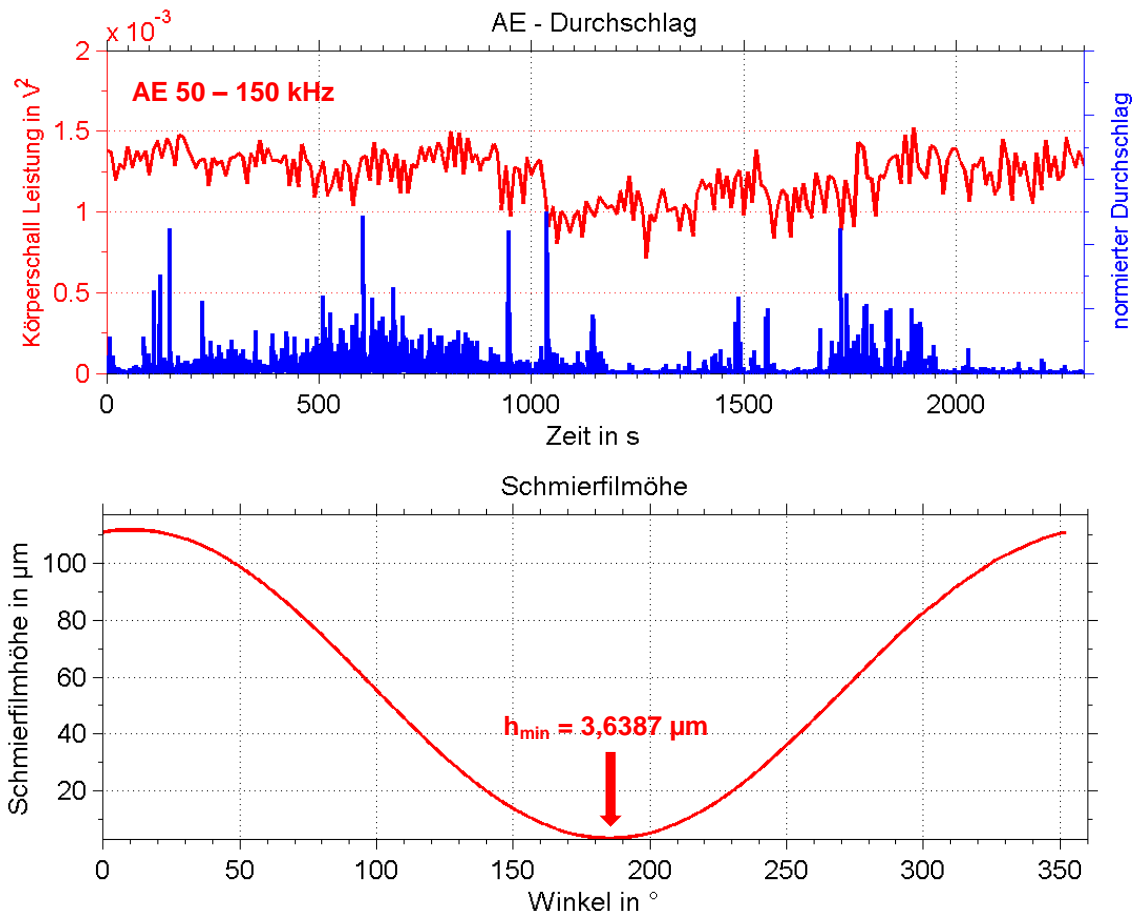


Abbildung 7.3: Körperschall- und Durchschlagsignal, Betrieb bei reduziertem Schmiermitteldurchfluss, deutliche Anzeichen von Mischreibung,  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ ,  $F = 5000 \text{ N}$ ,  $S_o = 5,24$  (oben); Schmierfilmhöhenverlauf, für den oben dargestellten Versuch, über den Gleitlagerumfang (unten)

Ein weiteres Beispiel mit reduziertem Schmiermittelvolumenstrom mit niedrigerer Sommerfeldzahl ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Der numerisch ermittelte minimale Schmierpalt beträgt in diesem Fall  $h_{\min} = 49,67 \mu\text{m}$ , was deutlich über dem geforderten  $h_{0,\text{lim}}$  liegt. Bei diesen Betriebsbedingungen ist der Schmierfilm über den gesamten Lagerumfang in der Lage die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen. Somit kommt es zu keinem Zeitpunkt zum Kontakt zwischen den Rauheitsspitzen von Welle und Gleitlager. Entsprechend zeigt das Durchschlagsignal keine Ausschläge. Der Körperschall Signalverlauf zeigt über die gesamte Versuchsdauer keinerlei Ausschläge. Des Weiteren ist die Leistung um  $1/10$  geringer als in Abbildung 7.3 bei Mischreibung, sodass hier von einem Betrieb in der vollständigen Hydrodynamik ausgegangen werden kann.

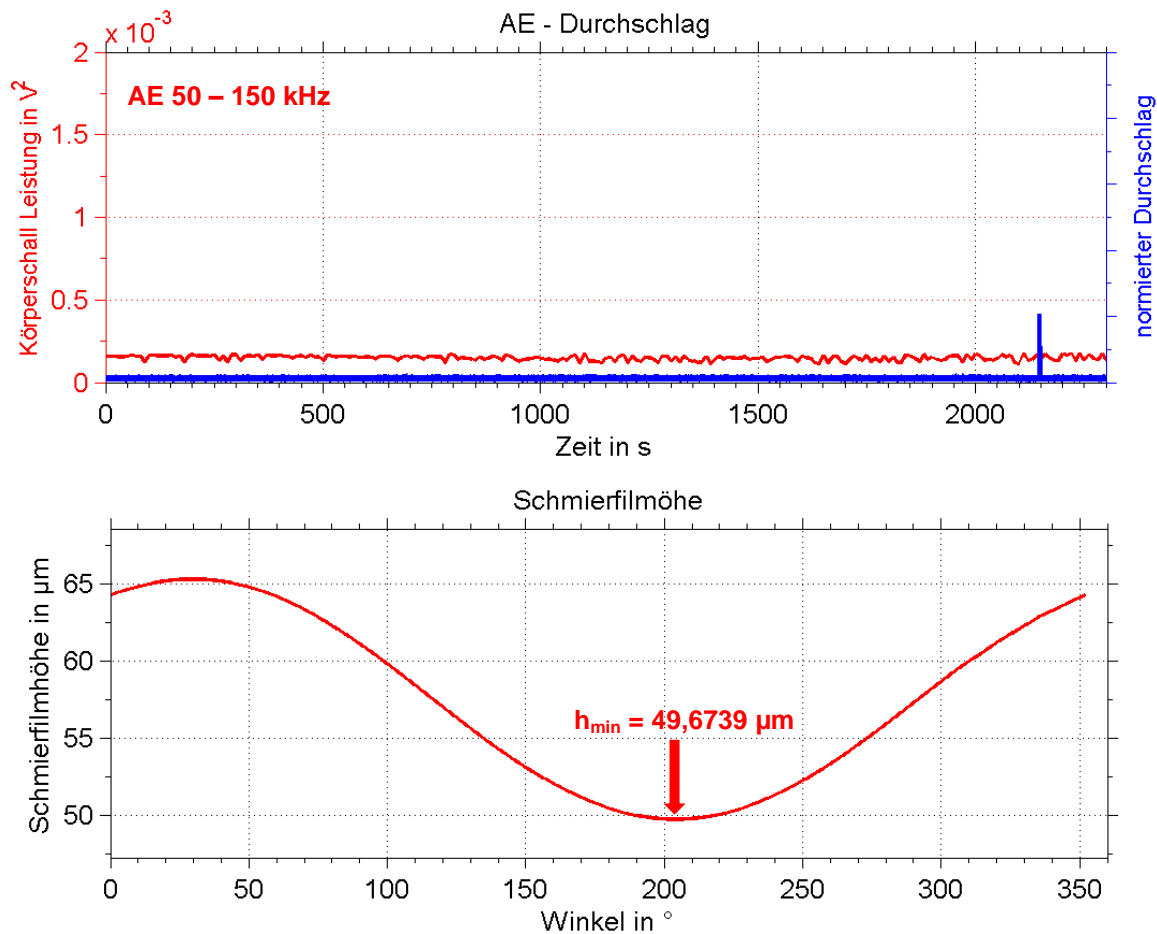


Abbildung 7.4: Körperschall- und Durchschlagsignal, Betrieb bei reduziertem Schmiermitteldurchfluss und keinem Anzeichen von Mischreibung,  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ ,  $F = 1500 \text{ N}$ ,  $S_o = 0,82$  (oben); Schmierfilmhöhenverlauf, für den oben dargestellten Versuch, über den Gleitlagerumfang (unten)

Bei den experimentellen Versuchen in Kapitel 6.3 wurde bei der Durchflussreduzierung stets eine Erhöhung der gemessenen Gleitlagerrückentemperatur festgestellt. Der Einfluss der Temperatur auf die Schmierfilmhöhen und –Drücke, bei sonst konstanten Randbedingungen, ist in Abbildung 7.5 exemplarisch dargestellt. Mit zunehmender Temperatur steigt der maximale Schmierfilmdruck, während der Schmierspalt kleiner wird. Gleichzeitig verschiebt sich der Verlagerungswinkel nach rechts. Ebenfalls wird der parabelförmige Verlauf des Schmierfilmdrucks mit steigender Temperatur spitzer.

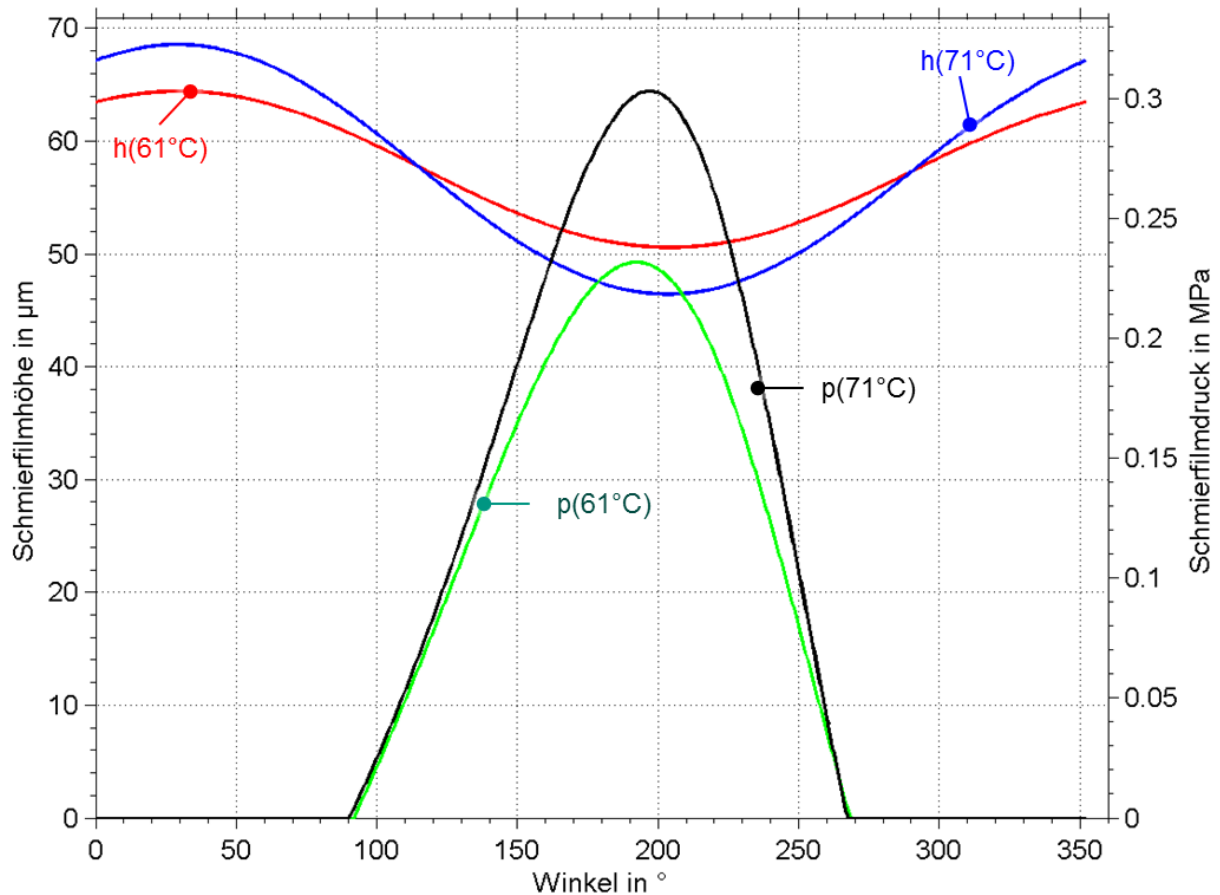


Abbildung 7.5: Temperatureinfluss auf Schmierfilmdruck und Schmierfilmdicke,  $F = 1500 \text{ N}$ ,  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_1 = 71 \text{ °C}$ ,  $T_2 = 61 \text{ °C}$ ,  $S_o(71 \text{ °C}) = 1,1$ ,  $S_o(61 \text{ °C}) = 0,75$

## 7.4 Zusammenfassung des Kapitels

Ein Gleitlager Simulationsmodell des KLP mit der Simulationssoftware COMSOL® wurde aufgebaut. Durch experimentell ermittelte Druckwerte wurde das Modell verbessert, sodass der Fehler der Druckmaxima zwischen Mess- und Simulationsergebnis kleiner 10 % liegt. Unter Verwendung des Modells wurden die Schmierfiltdicke minima für die angefahrenen Betriebspunkte bestimmt. Durch die Methode der Durchschlagsmessung und der Körperschallanalyse wurde das Reibungsregime indirekt nachgewiesen. Mittels der numerisch bestimmten Schmierfiltdicken konnten letztendlich die Überwachungsmethoden validiert werden. Zeigte eine Überwachungsmethode bei einem Versuch deutliche Anzeichen von Mischreibung, so wurde ebenfalls ein sehr geringer Schmierfilm festgestellt, der unter dem von der DIN 31652 Teil 3<sup>223</sup> geforderten Grenzwert liegt.

<sup>223</sup> DIN 31652

## 8 Übertragbarkeit der Methode an den HYDROS Prüfstand

Zur Übertragbarkeitsanalyse der entwickelten Methode zur Reibleistungsreduzierung konnte der HYDROS Prüfstand an der TU-Dresden für die Versuche gewonnen werden. Dieser wurde ausgewählt, da er trotz stark abweichendem Aufbau, mit Größenverhältnis von 13 : 1 (Hydros : KLP), dennoch das gleiche Tribosystem Gleitlager untersucht (vgl. Kapitel 5.4). Eine ausführliche Beschreibung der zu durchlaufenden Prozessschritte bei der Implementierung der Körperschallüberwachung erfolgt in Kapitel 10.2.

### 8.1 Applikation der Körperschallanalyse am HYDROS Prüfstand

Aufgrund der Dimensionen konnte der Sensor direkt auf dem Gleitlagering in Umfangsrichtung der resultierenden Hauptlast montiert werden. Dadurch kann an diesem Prüfstand, im Vergleich zum KLP ein WFP und eine LSS eliminiert werden. Abbildung 8.1 (links) stellt den Schallpfad zwischen dem Wirkflächenpaar Gleitlagerschale – Schmierstoff WFP 2.1 (bzw. Welle im Falle von Festkörperkontakt) bis hin zum Sensorkopf WFP 1.1 symbolisch dar. In Abbildung 8.1 (rechts) ist der Sensor auf der Gleitlagerschale abgebildet und mit einem Kreis hervorgehoben.

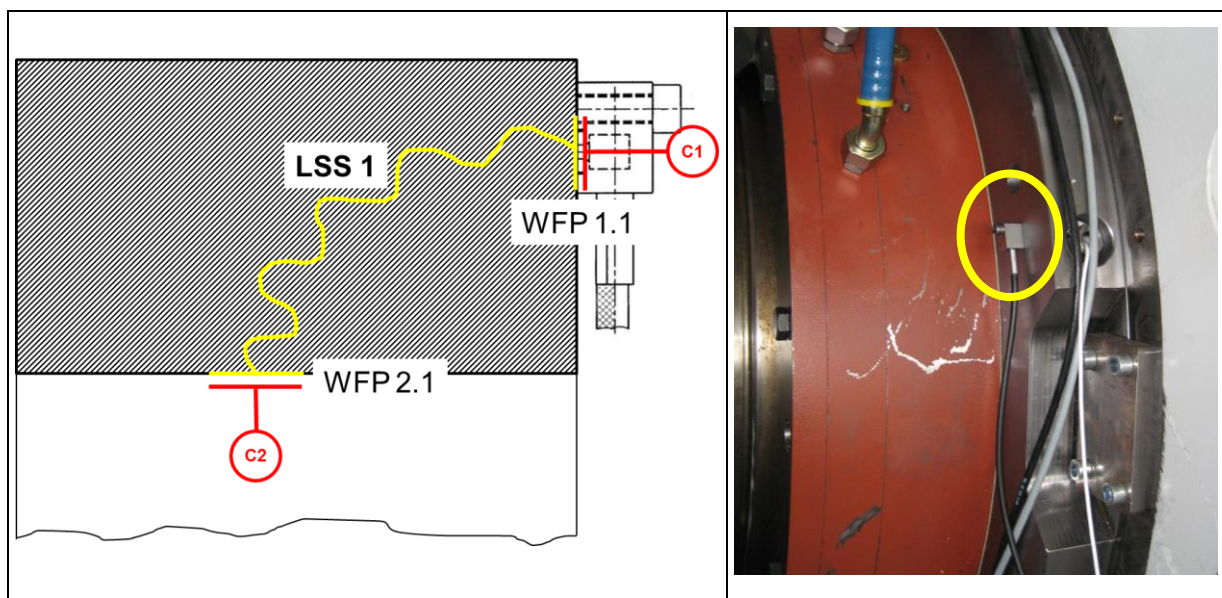


Abbildung 8.1: Schallpfad (links) und Montageposition des Körperschallsensors (rechts) am HYDROS Prüfstand des IFD TU Dresden

Da noch keine Erfahrungswerte bezüglich der Körperschallemissionen bei Mischreibung mit Lagern dieser Größe existieren, wurde dieser Zusammenhang im Vorfeld untersucht. Dabei wurde bei konstanter Belastung die Drehzahl reduziert, im Grunde also die Stribeck Kurve, im Körperschallsignal abgebildet. Abbildung 8.2

zeigt ein beispielhaftes Ergebnis der Stribeck Versuche. Dargestellt sind die Schalleistungen verschiedener Frequenzbänder von 100 kHz bis 300 kHz über der Drehzahl. Die Verteilung der Frequenzbänder entspricht in etwa denen am KLP, die zuverlässig bei Mischreibung Ausschläge geliefert haben.

Deutlich zu erkennen ist ein qualitativ ähnliches Verhalten der Leistungsverläufe über das gesamte betrachtete Frequenzband. Es zeigt sich jedoch, dass die Amplituden und die lokalen Extrema in den Bändern mit niedriger Frequenz deutlich höher sind als im hochfrequenten Bereich. Dies ist z. B. beim direkten Vergleich zwischen 125 – 175 kHz und 225 – 300 kHz erkennbar. Unterhalb des berechneten Ausklinkpunkts bei einer Drehzahl von ca.  $25 \text{ min}^{-1}$  ist ein deutlicher Anstieg der Schalleistung zu vermerken. Der Frequenzbereich zwischen 100 kHz und 200 kHz, mit der deutlich größeren Leistung, ist für die Überwachung und Mischreibungserkennung prädestiniert. In den folgenden Auswertungen wurde, für eine bessere Übersichtlichkeit, nur dieser Bereich aufgetragen.

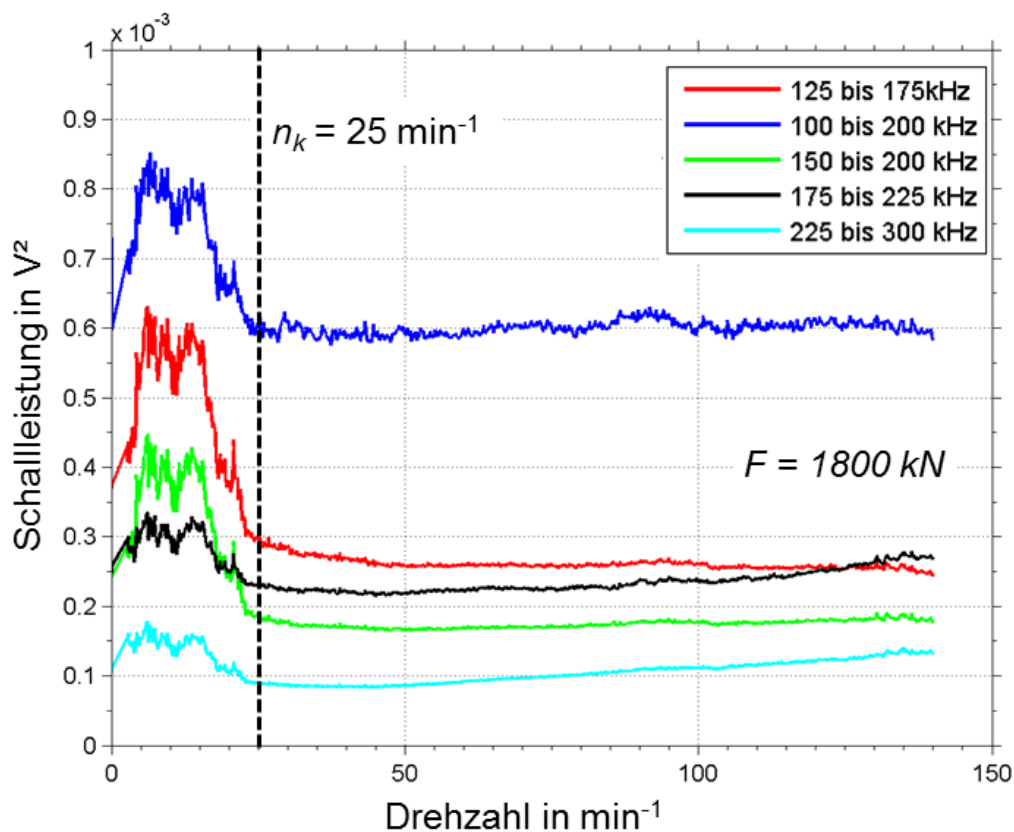


Abbildung 8.2: Schalleistung verschiedener Frequenzbänder über der Drehzahl am HYDROS Prüfstand für konstante Radiallast  $F = 1800 \text{ kN}$ , berechnete Ausklinkdrehzahl  $n_k = 25 \text{ min}^{-1}$  <sup>224</sup>

## 8.2 Versuchsergebnisse

Die Gleitlager im HYDROS Forschungsprojekt können sowohl hydrodynamisch als auch hydrostatisch betrieben werden. Prinzipiell ist in beiden Betriebszuständen die Reduzierung des Schmiermittelvolumenstroms denkbar. Die Schmiermitteldurchflussreduzierung wurde nur im Hydrodynamik-Betrieb angewendet. In der Hydrostatik wurde versucht, eine Reibungsreduzierung durch die Erhöhung der vom Hersteller empfohlenen Betriebstemperatur zu erzielen. Allerdings traten, aufgrund der Zweipunktregelung des Ölkühlers, Schwierigkeiten auf die Schmiermitteleingangstemperatur konstant zu halten, was sich negativ auf die Ergebnisse der Langzeitversuche ausgewirkte. Somit war es weder im Hydrostatik-, noch im Hydrodynamikbetrieb möglich Dauerläufer mit vergleichbar langen Versuchszeiten wie am KLP durchzuführen.

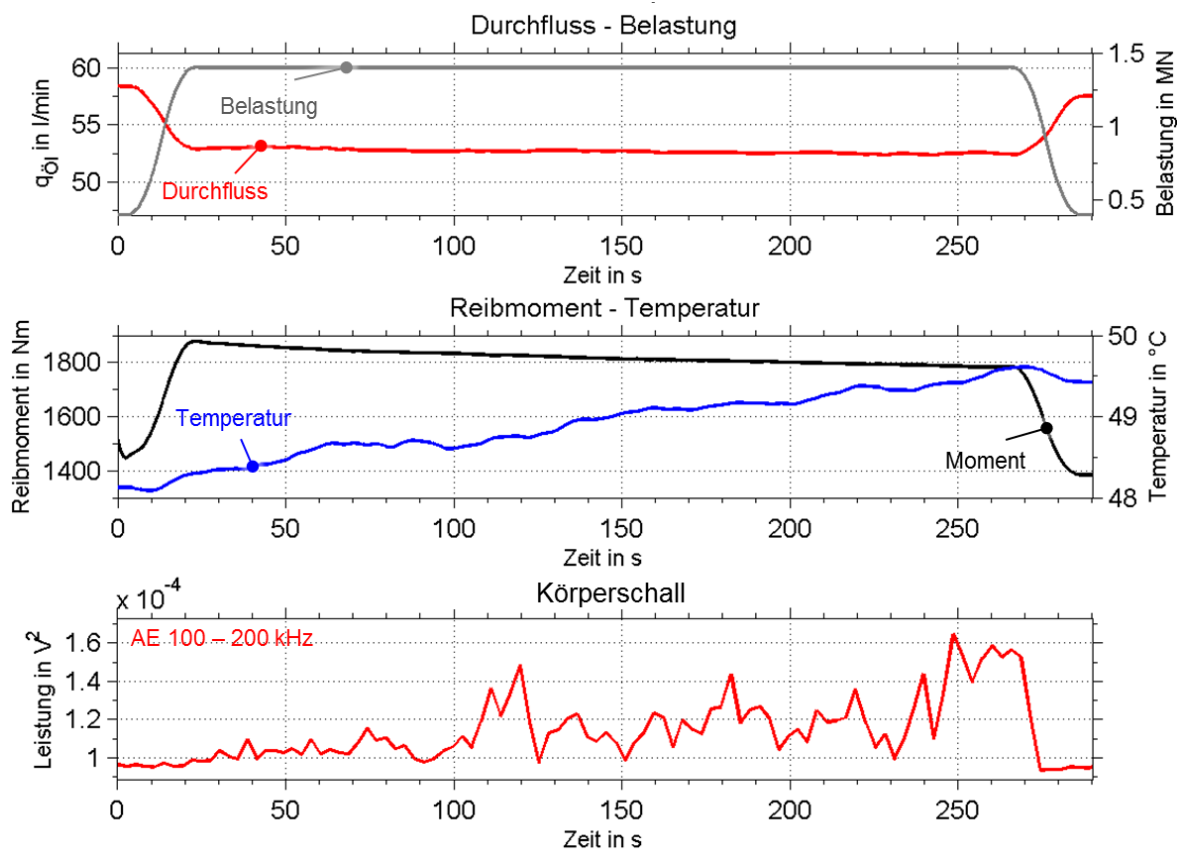


Abbildung 8.3: Reibmomentreduzierung durch Erhöhung der Schmiermitteltemperatur im Hydrostatikbetrieb bei konstanter Drehzahl  $n = 140 \text{ min}^{-1}$ ,  $F = 1,3 \text{ MN}$ <sup>225</sup>

Ein beispielhaftes Ergebnis für den Hydrostatikbetrieb zeigt Abbildung 8.3. Die Drehzahl wurde über die gesamte Versuchsdauer konstant bei  $n = 140 \text{ min}^{-1}$

<sup>225</sup> NGUYEN U. A. 2013

gehalten. Bei  $t = 5$  s wurde die Belastung eingeschaltet, erst nach 15 s lag die eingestellte Belastung von  $F = 1,4$  MN an. Es stellt sich für diese Belastung bei konstantem Versorgungsdruck ein Schmiermitteldurchfluss von  $\dot{q} = 52$  l/min ein. Durch die Reduzierung der Schmiermittelkühlleistung wurde eine Erhöhung der Betriebstemperatur erzielt. Zu erkennen ist ein Gesamtanstieg der Schmitteltaschentemperatur um 1,5 K bei gleichzeitigem Abfall des Drehmoments um ca. 100 Nm über die Prüfdauer (vgl. Abbildung 8.3 Mitte). In der unteren Grafik ist ein Anstieg der Körperschallemissionen zu erkennen. Dies deutet zwar auf eine Zunahme der Reibungsanteile hin, vergleicht man jedoch die Pegelmaxima mit denen in Abbildung 8.2, so lässt sich sagen, dass noch keine nennenswerte Mischreibung auftrat.

Für den Hydrostatikbetrieb lässt sich also folgende Feststellung zusammenfassen: Durch eine Erhöhung der Betriebstemperatur, bspw. durch Reduzierung der Kühlleistung kann wie hier dargestellt bei 1,5 K das Drehmoment um ca. 100 Nm gesenkt werden. In diesem konkreten Beispiel bedeutet dies eine Energieeinsparung von 1466 W, was ca. 5,3 % entspricht, nicht inbegriffen die Energieeinsparung durch die Reduzierung der Kühlleistung. Die Überwachung mittels Körperschallanalyse zeigt einen Anstieg der Schalleistung an, dieser ist jedoch im Vergleich sehr gering und deutet nicht auf Festkörperkontakte hin.

In Abbildung 8.4 ist ein beispielhaftes Ergebnis der Versuchsreihe Schmiermitteldurchflussreduzierung im hydrodynamischen Betrieb dargestellt. Belastung und Drehzahl wurden während des Prüflaufs konstant bei  $F = 200$  kN und  $n = 140$  min<sup>-1</sup> gehalten.

Wie bereits eingangs erwähnt, ist die Regelung der Ölzufuhrtemperatur sehr träge, sodass sich im besten Fall eine Temperaturhysterese von ca. 5 K ergibt (vgl. Abbildung 8.4 unten). Die damit verbundene Änderung der Viskosität wirkt sich jedoch nicht auf das Reibmoment aus (vgl. Abbildung 8.4 mitte). Bei genauem Vergleich der Kurvenverläufe ist festzustellen, dass das Moment primär jeder Änderung des Schmiermitteldurchflusses folgt.



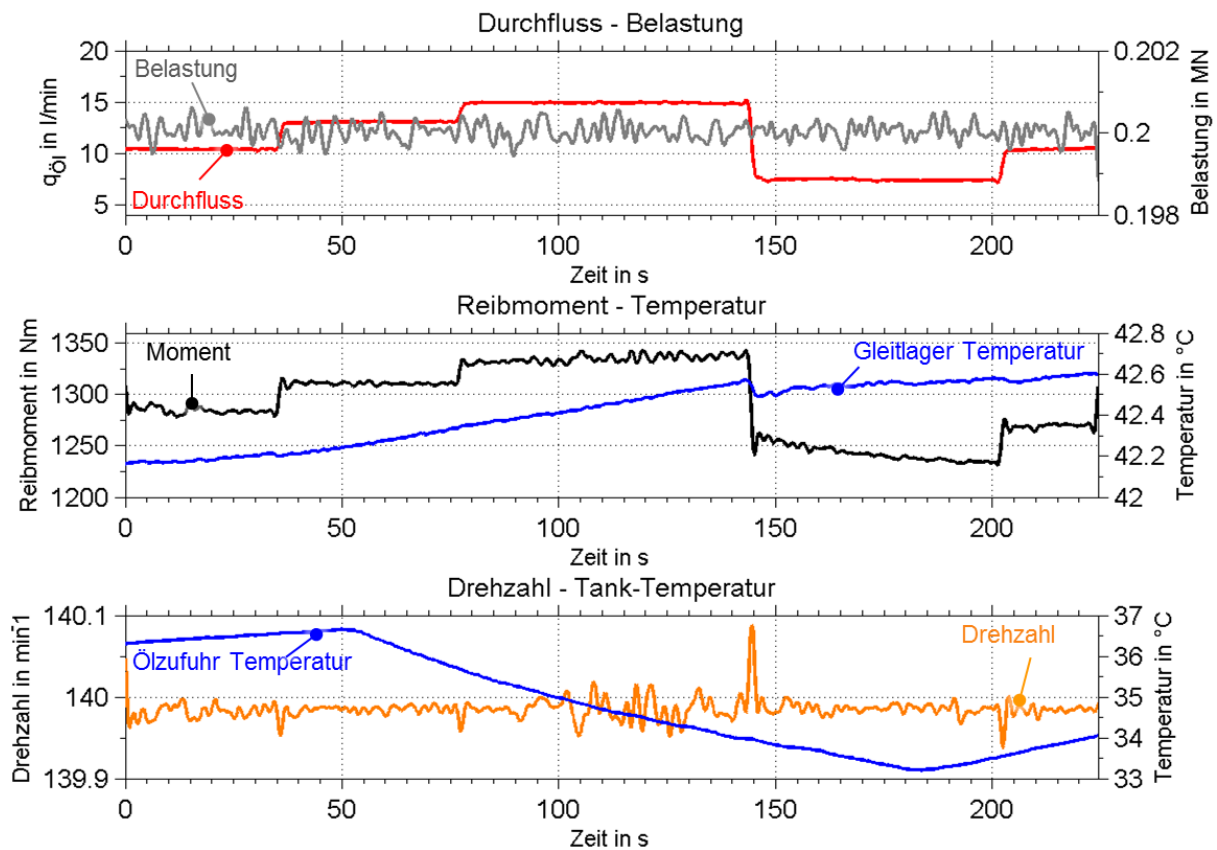


Abbildung 8.4: Sprungartige Schmiermitteldurchflussreduzierung bei niedrigen Sommerfeldzahlen am HYDROS Prüfstand im Hydrodynamikbetrieb ( $S_0 = 0,3$ ) bei konstanter Last und Drehzahl<sup>226</sup>

Bei einer Drehzahl von  $n = 140 \text{ min}^{-1}$  ( $5,64 \text{ m/s}$ ) errechnet sich für das HYDROS Lager ein Normschmiermitteldurchfluss von  $\dot{q}_{Norm} = 38,34 \text{ l/min}$ . Der maximale Durchfluss bei diesem Versuchslauf lag bei  $15 \text{ l/min}$ , was bereits weniger als 50 % der vorgeschriebenen Normmenge entspricht. Der minimale Durchfluss entspricht dem Tragölstrom mit ca.  $\dot{q}_T = 7,4 \text{ l/min}$  (entspricht etwa 19,3 % von  $\dot{q}_{Norm}$ ). Für  $\dot{q}_T$  stellt sich ebenfalls das minimale Moment von  $M_R = 1230 \text{ Nm}$  ein, kurz bevor der Durchfluss bei  $t = 200 \text{ s}$  erhöht wurde. Für dieses Beispiel lässt sich zusammenfassend eine Reibmomentreduzierung von ca.  $100 \text{ Nm}$  für eine Reduzierung von ca.  $\frac{1}{2} \dot{q}_{Norm}$  auf  $\dot{q}_T$  festhalten.

<sup>226</sup> NGUYEN U. A. 2013

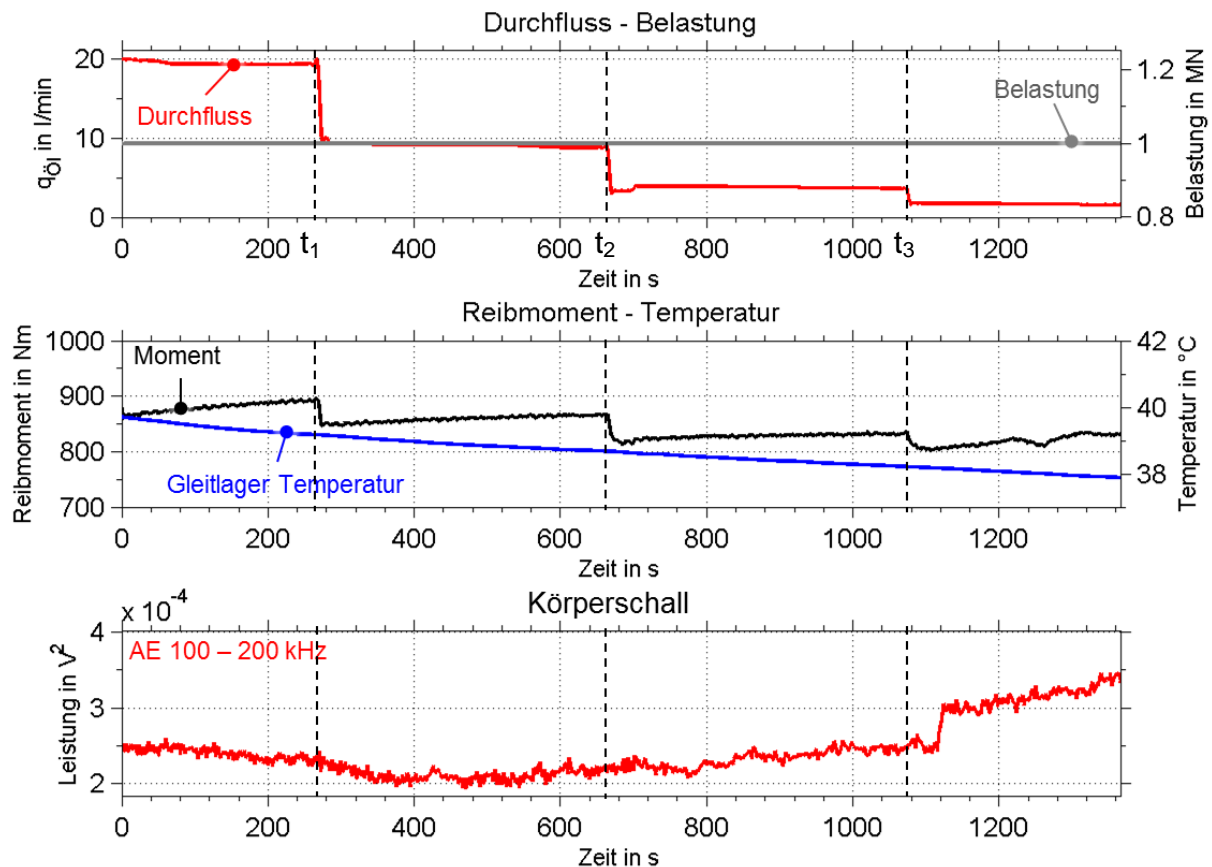


Abbildung 8.5: Stufenförmige Schmiermitteldurchflussreduzierung bei hoher Sommerfeldzahl ( $S_o = 20$ ) bei konstanter Belastung und Drehzahl  $n = 10 \text{ min}^{-1}$ ,  $F = 1,0 \text{ MN}$ <sup>227</sup>

Im dargestellten Beispiel (siehe Abbildung 8.5), bei einer Normallast  $F = 1,0 \text{ MN}$  und einer Drehzahl  $n = 10 \text{ min}^{-1}$ , wurde der Schmiermitteldurchfluss zunächst auf  $\dot{q} = 20 \text{ l/min}$  eingestellt, was ca.  $10 \cdot \dot{q}_{Norm}$  entspricht und anschließend auf  $\dot{q}_V$  reduziert. Deutlich zu erkennen ist der graduelle Anstieg des Moments bei konstanter Drehzahl und Belastung bis zur Durchflussreduzierung auf  $\dot{q} = 10 \text{ l/min}$  zum Zeitpunkt  $t_1$ . Mit abnehmendem Reibmoment sinkt ebenfalls das Körperschallsignal. Zwischen  $t_2$  und  $t_3$  wurde der Durchfluss auf  $\dot{q} = 3,7 \text{ l/min}$  reduziert (der Volumenstromdurchfluss nach Norm wurde für diesen Betriebsfall zu  $\dot{q}_{Norm} = 2,74 \text{ l/min}$  berechnet, konnte jedoch regelungstechnisch nicht eingestellt werden). Trotz konstantem Reibmoment zeigt das Körperschallsignal eine steigende Tendenz. Wird der Durchfluss weiter gesenkt auf  $\dot{q} = 1,6 \text{ l/min}$  so fällt anfänglich das Drehmoment ebenfalls. Im Körperschallsignal ist zunächst kaum eine Änderung zu erkennen. Erst nach 25 s der Durchflussreduktion zeigt das AE-Signal ein sprunghaftes Verhalten und steigt anschließend kontinuierlich. Dieses Verhalten ist

<sup>227</sup> NGUYEN U. A. 2013

darauf zurückzuführen, dass nach der Reduzierung des Schmiermittelvolumenstroms zunächst noch genügend Schmiermittel, bspw. in den Leitungen und Taschen vorhanden ist. Wird der restliche vorhandene Schmierstoff aus dem Tribosystem durch die Rotation hinaus getragen, so kommt es plötzlich zu vereinzelt Kontakten zwischen den Reibpartnern. Sowohl das Moment als auch das Körperschallsignal steigen als Folge an.

Allgemein zeigt sich, wie bereits am KLP, auch hier der Trend, dass bei sehr großen Sommerfeldzahlen die Schmiermitteldurchflussreduzierung auf den theoretischen Tragölstrom  $\dot{q}_T$  wegen dem Auftreten von Mischreibung nicht zweckmäßig ist. Eine Reduktion hat ein höheres Moment sowie eine steigende Anzahl an Festkörperkontakten zur Folge. Nicht so deutlich zu erkennen ist allerdings die Kühlfunktion des Schmiermittels, da die Schmiermitteltaschentemperatur bei konstanter Ölzufuhrtemperatur über die Versuchsdauer stetig fällt. Das hier beispielhaft dargestellte Tribosystem läuft bei minimalem Moment für  $\dot{q}_{Norm} < \dot{q} < 3 \cdot \dot{q}_{Norm}$ .

In Abbildung 8.6 ist ein weiterer Versuch mit stufenförmiger Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses bei konstanter Last und Drehzahl dargestellt. Der Durchfluss ist anfänglich auf  $\dot{q} = 16$  l/min eingestellt worden, was ca.  $3 \cdot \dot{q}_{Norm}$  entspricht ( $\dot{q}_{Norm} = 5,48$  l/min). Nach ca. 500 s lässt sich ein asymptotisches Annähern des Moments an  $M_R = 1300$  Nm erkennen. Zum Zeitpunkt  $t_1$  wurde der Durchfluss auf  $\dot{q} = 7,8$  l/min reduziert. Dies resultiert in einer Abnahme des Moments um  $\Delta M_R = 50$  Nm und einer zeitgleichen Zunahme des Körperschallsignals. Das Signal zeigt jedoch eine degressive Tendenz, was nach Literatur und Vorarbeiten durch Einlaufeffekte verursacht werden könnte. Erst nach ca. 500 s (kurz vor  $t_2$ ) erreicht die Schalleistung den gleichen Wert wie vor der Durchflussreduzierung. Das Moment bleibt jedoch über die gesamte Periode konstant. Eine weitere Durchflussreduzierung bei  $t_3$  unterhalb der berechneten Normmenge auf  $\dot{q} = 3,2$  l/min verursacht wie zuvor eine sprunghafte Reduktion des Moments bei gleichzeitigem Anstieg der Körperschallemissionen. Zunächst ist eine degressive Tendenz der Schalleistung mit einem lokalen Minimum bei  $t = 1500$  s zu beobachten. Danach steigt die Leistung stetig linear an. Wird der Durchfluss weiterhin reduziert, zunächst auf  $\dot{q} = 1,55$  l/min, so ist anfänglich ein weiter sinkendes Reibmoment zu beobachten. Das Körperschallsignal zeigt jedoch bei  $t_3$  keine Reaktion auf die Änderung des Schmiermitteldurchflusses, sondern steigt stetig weiter an. Bei  $t = 2000$  s erreicht das Moment ein lokales Minimum mit  $M_R = 1140$  Nm gefolgt von einem linearen Anstieg. Wird der Schmiermitteldurchfluss komplett gedrosselt, so lässt sich scheinbar keine Erhöhung im Reibmoment feststellen. Bei der Betrachtung des Körperschallsignals ist jedoch festzustellen, dass dieser stetig steigt. Dies ist ein deutliches Anzeichen für zunehmende Mischreibung. Anscheinend befindet sich

noch genügend Schmiermittel im Tribosystem, sodass es über 500 s lang nicht zu einem Lagerschaden kommt. Diese Tatsache spielt für eine spätere Anwendung eine große Rolle: Ein Ausfall der Schmiermittelversorgung bedeutet nicht sofort einen Totalschaden. Aus dem Verlauf des Körperschallsignals ist eine allmähliche Reibungszunahme abzuleiten.

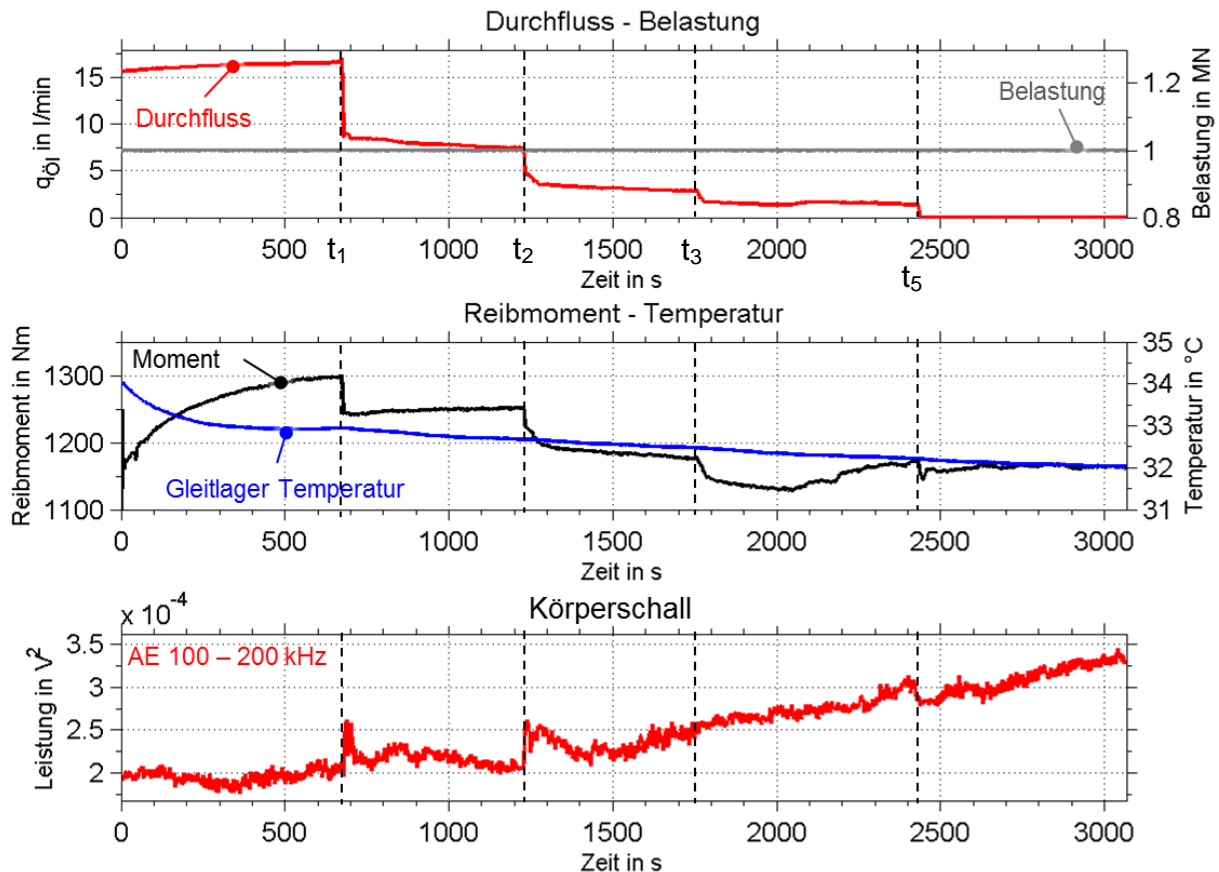


Abbildung 8.6: Stufenartige Schmiermitteldurchflussreduzierung bei hoher Sommerfeldzahl ( $S_0 = 10$ ) bei konstanter Belastung und Drehzahl  $n = 20 \text{ min}^{-1}$

Ein abschließendes Beispiel von den Versuchsreihen am HYDROS Prüfstand soll die Zuverlässigkeit der Körperschallanalyse bei der Detektion von kritischen Betriebszuständen, verursacht durch einen zu geringen Schmiermitteldurchfluss, verdeutlichen. Abbildung 8.7 zeigt einen Versuch bei einer Sommerfeldzahl von  $S_0 = 3$ . Der berechnete Durchfluss nach Norm liegt bei  $\dot{q}_{Norm} = 19,17 \text{ l/min}$ , die Vergleichs- und Tragölströme berechnen sich zu  $\dot{q}_V = 10,67 \text{ l/min}$  und  $\dot{q}_T = 3,11 \text{ l/min}$ . Die Belastung sowie Drehzahl waren über die Versuchsdauer konstant.

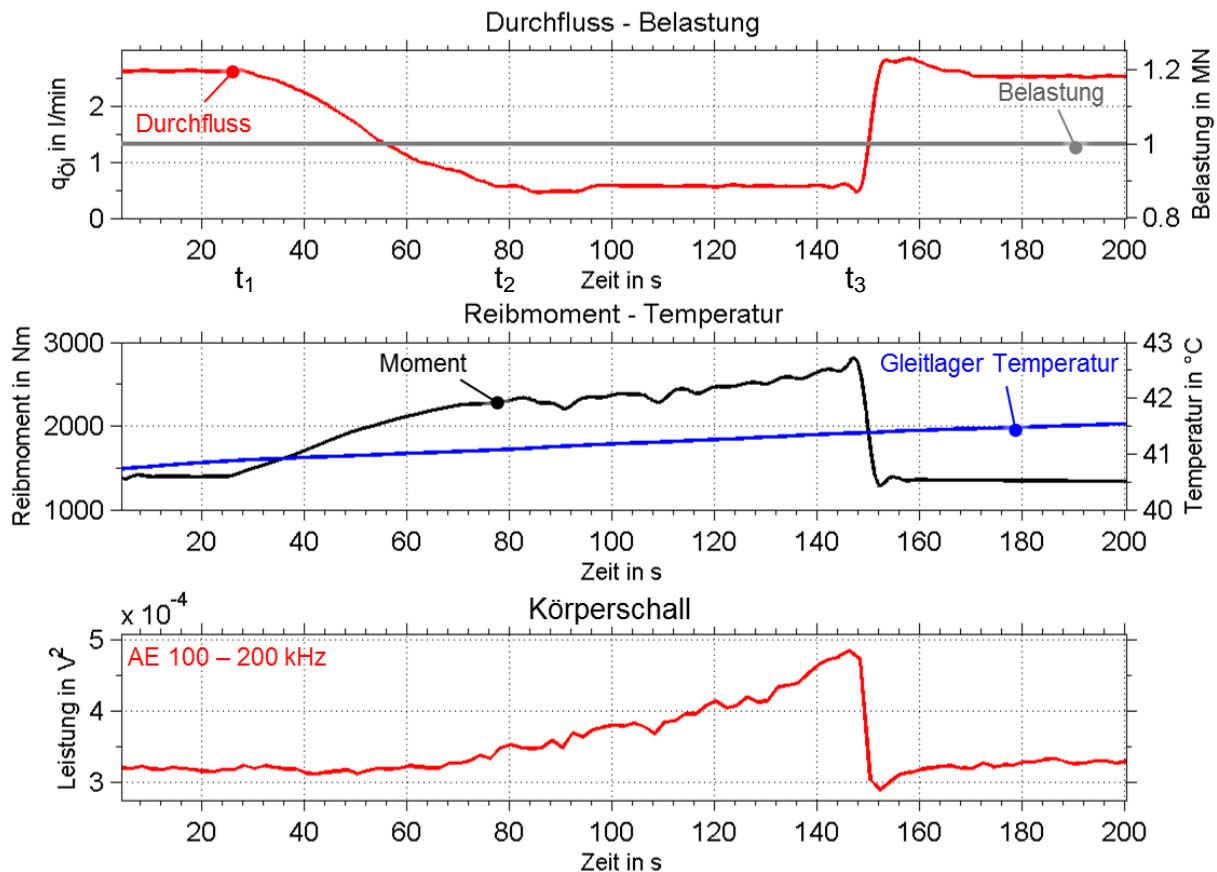


Abbildung 8.7: Schmiermitteldurchflussreduzierung, kritischer Betriebszustand, AE und Moment schlagen an. Konstante Drehzahl  $n = 70 \text{ min}^{-1}$ ,  $\dot{q}_{Norm} = 19,17 \text{ l/min}$ ,  $S_O = 3^{228}$

Der Versuch wurde mit  $\dot{q} = 2,5 \text{ l/min}$  gestartet, dieser liegt bereits unterhalb des Tragölstroms. Das Reibmoment sowie das Körperschallsignal bleiben konstant. Bei  $t_1$  wurde der Durchfluss graduell mit ca.  $0,5 \text{ l/min}$  bis auf einen Wert von  $\dot{q}_{min} = 0,5 \text{ l/min}$  reduziert. Deutlich zu erkennen ist der progressive Verlauf des Reibmoments. Im Körperschallsignal ist zunächst keine Reaktion zu sehen, erst nach weiteren 30 s nimmt das Signal linear zu. Zum Zeitpunkt  $t_2$  ist der minimale Durchfluss  $\dot{q}_{min} = 0,5 \text{ l/min}$  erreicht. Das Reibmoment steigt nun linear weiter an, jedoch nicht so steil wie das AE-Signal. Nach ca. 110 s Versuchsdauer ist das Reibmoment um 1000 Nm gestiegen, nach 145 s fast verdoppelt. Bei  $t_3$  wurde der Volumenstrom wieder auf den anfänglichen Wert  $\dot{q} = 2,5 \text{ l/min}$  eingestellt. Sowohl Körperschall- als auch das Reibmomentsignal kehren auf ihre Ausgangswerte zurück. Durch das Unterschreiten eines kritischen Schmiermittelvolumenstroms trat Mischreibung auf. Dies ist durch den massiven Anstieg des Reibmoments zu erkennen. Gleichzeitig zeigt das Körperschallsignal eine vergleichbare Reaktion auf

die Schmiermitteldurchflussreduzierung. Die Überwachung des Gleitlagers mittels Körperschallanalyse lässt also eindeutig Rückschlüsse auf das Reibungsverhalten des Tribosystems zu.

## 9 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Ermittlung der Energieeffizienz durch Schmiermitteldurchflussreduktion

In Abbildung 9.1 sind die am KLP erzielten Einsparungen beim Schmiermitteldurchfluss, im Verhältnis zu den Normwerten, über der Sommerfeldzahl aufgetragen. Die Versuche KLP zeigten allgemein, dass eine Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses auf den theoretisch minimalen Wert nach Vogelwohl<sup>229</sup> möglich ist ohne die Betriebssicherheit des Gleitlagers, im Sinne von Betrieb im Mischreibungsbereich zu gefährden.

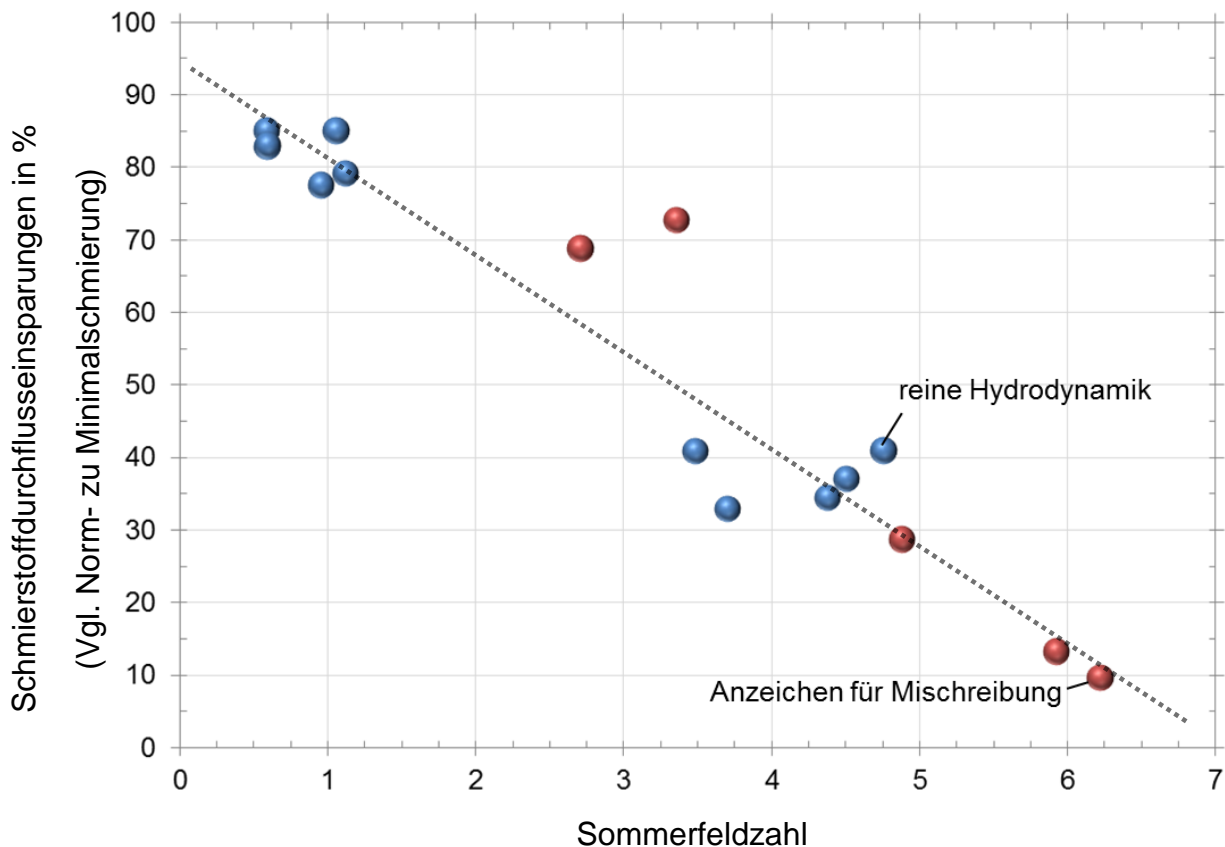


Abbildung 9.1: Mögliche Durchflussreduzierungen am KLP nach Albers<sup>230</sup> und Julliard<sup>231</sup>

Im Anwendungsbeispiel sind für den von Sommerfeld beschriebenen Schnelllaufbereich mit hohen Drehzahlen und geringen Lasten sogar Einsparungen

<sup>229</sup> VOGELPOHL 1967

<sup>230</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

<sup>231</sup> JULLIARD 2012

von bis zu 85 % möglich. Für Systeme mit Sommerfeldzahlen kleiner  $S_O = 1,2$  sind die höchsten Einsparungen beim Schmierstoffdurchfluss erzielt worden. Mit steigender Sommerfeldzahl nimmt das Einsparpotenzial ab. So kann der Volumenstrom bei  $S_O = 4$  nur noch ca. 40 % reduziert werden. Ab  $S_O > 5$  zeigten alle Versuche am Prüfstand deutliche Anzeichen für Mischreibung sowohl im Durchschlags- als auch im Körperschallsignal. Die gewonnenen Daten lassen einen linearen Zusammenhang zwischen dem Einsparpotenzial sowie der Sommerfeldzahl vermuten (gestrichelte Gerade in Abbildung 9.1).

Die Ergebnisse am KLP lassen sich ebenfalls auf den HYDROS Prüfstand übertragen. Hier lassen sich für  $S_O \leq 1$  ebenfalls Einsparungen beim Schmierstoffdurchfluss von bis zu 85 % erzielen (vgl. Abbildung 9.2).

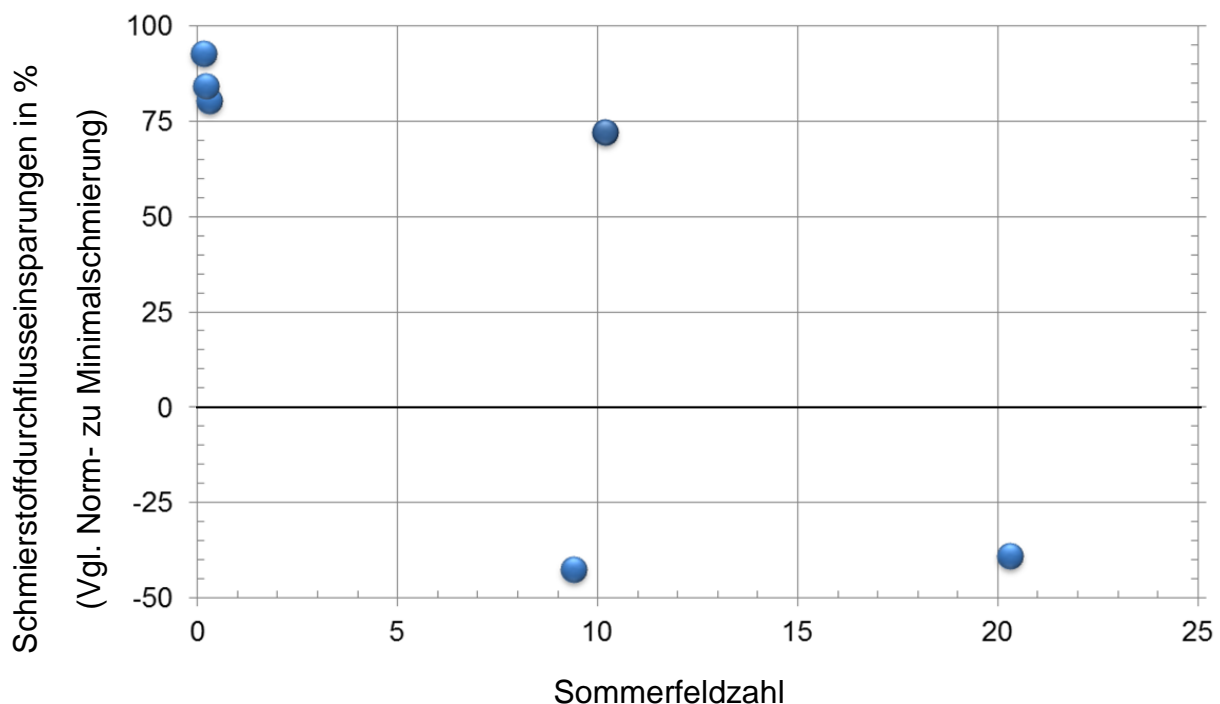


Abbildung 9.2: Schmierstoffdurchflusseinsparungen in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl am HYDROS Prüfstand nach Nguyen<sup>232</sup>

Aufgrund seiner Größe und den dementsprechend dimensionierten Belastungsaggregaten lässt der HYDROS Gleitlagerprüfstand Versuche mit sehr hohen Sommerfeldzahlen zu. Diese wurden durch die Aufbringung sehr hoher Normallasten bei gleichzeitig geringen Gleitgeschwindigkeiten erzielt. Für diesen Belastungsfall wurde festgestellt, dass der Schmiermitteldurchfluss nach Norm<sup>233</sup>,

<sup>232</sup> NGUYEN U. A. 2013

<sup>233</sup> VDI 2204 1992



nicht mehr ausreicht, um die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen. Im Körperschall- und Drehmomentsignal wurde bei Normschmierung Mischreibungszustände festgestellt. In diesem Fall war es notwendig den Volumenstrom auf 140 % des Normwerts einzustellen, um einen hydrodynamischen Betrieb zu erreichen. Hierbei ist zu bemerken, dass die Schmiermitteleingangstemperatur nicht konstant gehalten werden konnte. Das Schmiermittel hatte eine zu hohe Temperatur und war somit nicht in der Lage die im Tribosystem entstehende Wärme ausreichend abzuführen – demzufolge musste also der Kühlölstrom erhöht werden, um den hydrodynamischen Betrieb sicherzustellen (vgl. Kapitel 2.5.1). Alleine durch diese Tatsache ist der Unterschied für die Messungen um  $S_0 = 10$  zu erklären. Im günstigen Fall konnte eine Durchflussreduzierung von ca. 75 % erzielt werden, während bei ungünstigen Verhältnissen 150 % des Normvolumenstroms für die Hydrodynamik benötigt wurden.

Im Bereich großer Sommerfeldzahlen könnte unter Umständen ein Schmierstoff mit einer anderen Viskositätsklasse besser geeignet sein jedoch konnte im Rahmen der Kooperation dieser Fragestellung nicht nachgegangen werden.

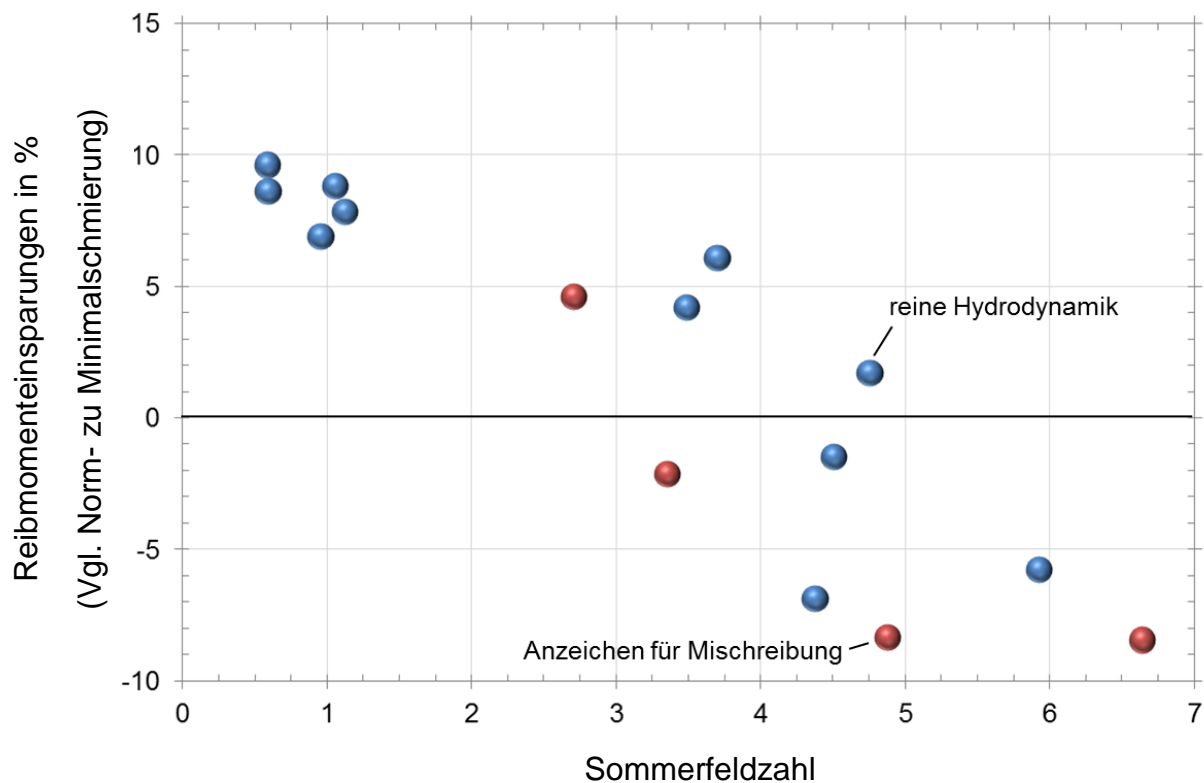


Abbildung 9.3: Reibmoment Einsparungen am KLP nach Albers<sup>234</sup> und Julliard<sup>235</sup>

<sup>234</sup> ALBERS, NGUYEN, U. A. 2011a

<sup>235</sup> JULLIARD 2012

Abbildung 9.3 fasst abschließend die Reibmomenteinsparungen am KLP in Prozent, zwischen Norm- und Minimalschmierung zusammen. Dargestellt sind die aus den Prüfstandsdaten berechneten Werte über der Sommerfeldzahl. Für  $S_0 < 1,2$  lassen sich auch hier die größten Einsparungen von bis zu 10 % für ein einzelnes Gleitlager erzielen.

Mit steigender Sommerfeldzahl sinken sowohl die Einsparungen beim Schmiermitteldurchfluss als auch beim Reibmoment. Auch wenn teilweise rein hydrodynamischer Betrieb bei gedrosseltem Volumenstrom für  $S_0 > 4$  möglich ist, so zeigt sich dennoch keine Reduzierung des Reibmoments. Stattdessen stellte sich eine Reibmomenterhöhung um bis zu 108 % verglichen zur Normschmierung ein. Dieser Effekt lässt sich durch die genaue Betrachtung der inneren Reibung im Schmiermittel erklären. Betrachtet man die Schubspannung  $\tau$  nach Gl. 3 mit  $\tau = \eta \frac{dv}{dh}$  so ist ersichtlich, dass bei konstanter Geschwindigkeit nur eine Erhöhung der Viskosität  $\eta$  oder ein kleiner werdender Schmierpalt für die Reibmomenterhöhung verantwortlich sein kann. Da in Kapitel 6.3 ff. festgestellt wurde, dass bei der Schmiermitteldurchflussreduktion stets eine Erhöhung der Gleitlagertemperatur zur Folge hat, was wiederum bedeutet, dass die Viskosität sinkt, muss also der kleiner werdende Schmierpalt für die Reibmomentzunahme verantwortlich sein. In dem Fall ist die Reibungsminderung durch die abnehmende Viskosität geringer als der Einfluss der Spalthöhe.

Insgesamt haben die experimentellen Versuche am KLP und am HYDROS Prüfstand gezeigt, dass eine Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses einen großen Beitrag zur Steigerung der Energieeffizienz leistet. Insbesondere bei geringen Sommerfeldzahlen können Einsparungen bis zu 90 % erzielt werden (vgl. Abbildung 9.2).

## 10 Referenzprozess zur Reduzierung der Lagerreibung durch Optimierung des Schmiermittelvolumenstroms

In den Kapiteln 6 und 8 wurde gezeigt, dass durch die Reduzierung des Schmiermittelvolumenstroms die Verlustleistung durch „parasitäre Reibung“ in erheblichem Umfang reduziert werden kann. Durch die Reduzierung des Schmiermittelangebots wird jedoch die mit der Anwendung der Normen<sup>236</sup> erreichbare Sicherheit reduziert, was unter Umständen die Wahrscheinlichkeit eines Lagerschadens erhöhen könnte. Um dennoch die Betriebssicherheit beizubehalten, ist daher eine Überwachung des Schmierzustands notwendig. Dabei ist die sehr einfache Methode der Durchschlagsmessung bei komplexeren Baugruppen, aufgrund von Problemen der elektrischen Isolation, allerdings ausgeschlossen, daher wurde in dieser Arbeit zusätzlich die Analyse der Körperschallemissionen zur Zustandsüberwachung eingesetzt. In Kapitel 8 konnte die entwickelte Methode, „Reduktion des Reibmoments durch Senkung des Schmiermitteldurchflusses und Überwachung mittels Körperschallanalyse“ am Großgleitlagerprüfstand HYDROS validiert werden. Damit wurde ebenfalls eine skalenunabhängige Übertragbarkeit der Methode erarbeitet. Die Implementierung der Methode an diesem praxisnahen Prüfstand wird in Kapitel 10.2 beispielhaft dargestellt.

Im Folgenden werden die verallgemeinerten einzelnen notwendigen Schritte zur erfolgreichen Umsetzung der Methode vorgestellt.

### 10.1 Aktivitäten zur Applikation der Methode

Für die Einführung der Methode können insgesamt acht Arbeitsschritte aufgeführt werden, die sich in folgende Aktivitäten der Produktentstehung eingliedern lassen (vgl. Kapitel 2.1.1):

- Profilfindung
- Ideenfindung
- Modellierung von Prinzip und Gestalt
- sowie Validierung

---

<sup>236</sup> VDI 2204 1992; ISO 7902

### Profilfindung: Betrachtung der Energieeffizienz

Bereits bei der Makroaktivität Profilfindung muss in einer Situationsanalyse die allgemeine Anwendbarkeit der Methode auf das Tribosystem evaluiert werden. Die Fragestellung, wie groß das Einsparungspotenzial sein wird und somit letztendlich die Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems, können in Zeiten stetig steigender Energiekosten entscheidend für eine Neukonstruktion sein. Aus den Ergebnissen dieser Arbeit lässt sich eine Steigerung der Energieeffizienz von ca. 10 % bezüglich der Reibung erwarten.

### Profilfindung: Belastungsfall des Tribosystems

Bei der Profilfindung wird der Hauptanwendungsfall definiert, und somit ebenfalls die zu erwartenden Belastungsfälle. Letztendlich wird dadurch der stationäre oder instationäre Betrieb festgelegt, was für die Applikation der Methode von entscheidender Bedeutung ist.

Die Methode ist für stationär belastete Gleitlager prädestiniert. Dies schließt jedoch nicht aus, dass die Methode auch auf instationäre Systeme anwendbar ist. Des Weiteren geht aus Kapitel 6.3 hervor, dass eine Durchflussreduktion stets eine Erhöhung der Betriebstemperatur des Tribosystems mit sich zieht. Dieser Effekt ist dadurch begründet, dass weniger Wärme aus dem Tribokontakt abgeführt wird, weshalb sich eine höhere Temperatur verglichen zur Normschmierung einstellt. Bei der Dimensionierung von Prinzip und Gestalt ist dies zu berücksichtigen.

### Modellierung von Prinzip und Gestalt: Gehäusegeometrie und Pumpen

Für den Fall, dass diese Temperaturerhöhung einen kritischen Wert, z. B. Zerstörung von Schmierstoffadditiven, überschreitet, so kann alternativ zur Erhöhung des Volumenstroms durch Designmaßnahmen das Wirkflächenpaar: Lagergehäuse – Luft der Anteil der Luftkonvektion erhöht werden.

Bei kritischen Belastungszuständen muss dem Gleitlager genügend Schmiermittel zur Verfügung gestellt werden. Dies kann durch eine entsprechende Auslegung der Pumpen oder durch andere Maßnahmen, z. B. Öldruckreservoirs realisiert werden.

### Modellierung von Prinzip und Gestalt: Montageposition der Körperschallsensoren

Neben der Auswahl des Sensors ist auch dessen Montageposition entscheidend. Dieser sollte so nahe wie möglich an dem zu überwachenden Objekt sein, da sonst das Signal zu stark gedämpft werden könnte. Ist eine ortsnahe Positionierung nicht möglich, so ist die Auswirkung der Dämpfung des Signals auf die Detektion von Mischreibung zu untersuchen.

### Validierung: Schallpfad

Nachdem eine Montageposition identifiziert wurde, muss durch eine Validierung festgestellt werden, ob Mischreibungszustände oder allgemein ungünstige Betriebszustände detektiert werden können. Können zuverlässig ungewollte Zustände registriert werden, kann der Regelkreis gestaltet werden.

### Modellierung von Prinzip und Gestalt: Frequenzanalyse und Frequenzen eingrenzen

Zunächst werden mit einem breitbandigen Körperschallsensor die baugruppenspezifischen Emissionen erfasst. Dazu ist es nicht notwendig, jedoch ratsam, auch mischreibungsbehaftete Gebiete zu durchfahren. In diesem Schritt werden systemspezifische Emissionen, beispielsweise durch EMV verursacht, identifiziert. Für die Überwachung eignen sich lediglich durch Störfrequenzen unbelastete Bereiche.

Nachdem die störenden Frequenzen identifiziert wurden, können im nächsten Arbeitsschritt die zu überwachenden Frequenzen eingeschränkt werden. Dies ist insbesondere unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit notwendig, da breitbandige Sensoren, wie sie im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurden sehr teuer, und somit nicht für den Serieneinsatz geeignet sind.

### Dimensionierung von Prinzip und Gestalt: Regelkreis erstellen

Mit den Eingangsgrößen wird nun ein baugruppenspezifischer Regelkreis aufgestellt. Neben den bereits vorhandenen Überwachungssignalen, bspw. Gleitlagertemperatur ist das Körperschallsignal Kern des Regelkreises. Dieser kann die Schmiermittelzufuhr beispielsweise durch die Drosselung der Pumpleistung regeln. Bei Anzeichen von Mischreibung oder sonstigen ungünstigen Betriebsbedingungen muss die Regelung unverzüglich den Schmiermitteldurchfluss erhöhen, um Gleitlagerschäden zu vermeiden.

### Validierung: Gesamtsystem

Abschließend muss das ganze System validiert werden. Dabei kann die Validierung des Systems im Sinne des XiL-Frameworks unter realen- oder realitätsnahen Bedingungen am Prüfstand unter Simulation der fehlenden Umgebungen geschehen. Dazu müssen die Belastungen und äußeren Einflüsse bekannt sein.

Ein Ablaufschema der wichtigsten Arbeitsschritte ist in Abbildung 10.1 dargestellt.

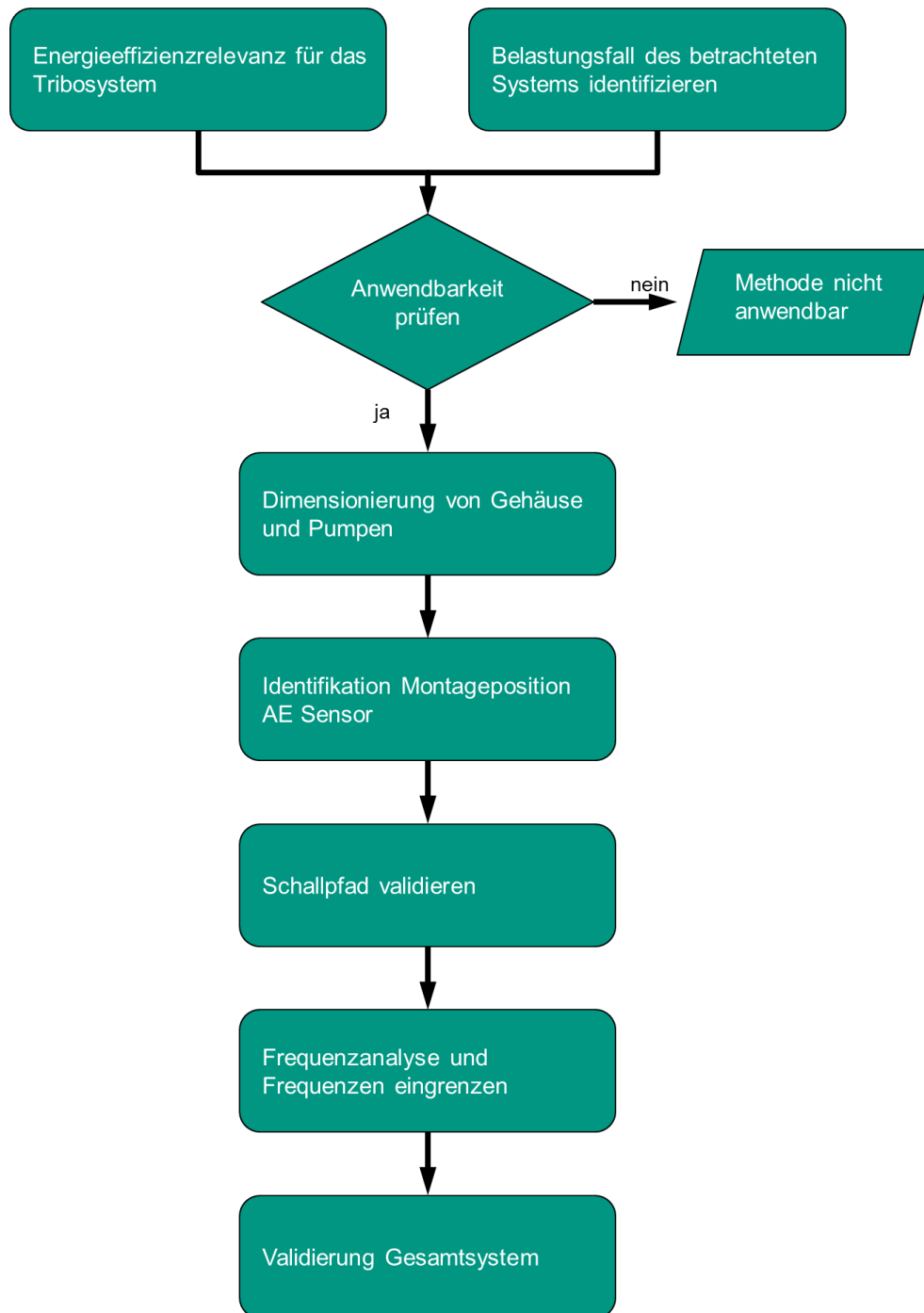


Abbildung 10.1: Ablaufschema für den Prozess zur Implementierung der Methode: „Reibungsreduzierung durch Schmiermitteldurchflussoptimierung“

## 10.2 Beispielhafte Implementierung der Methode am HYDROS

Der HYDROS Prüfstand ist wegen seiner anwendungsnahen Auslegung der Dimensionen, Aggregate und Peripherie für die beispielhafte Beschreibung einer Implementierung geeignet. Es können sowohl hydrostatische und hydrodynamische als auch stationäre und dynamische Betriebsbedingungen eingestellt werden. Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde der stationäre hydrostatische und hydrodynamische Belastungsfall betrachtet. Der Prozessschritt der Dimensionierung

von Form und Gestalt entfällt in diesem Beispiel, da dieser bereits vollständig abgeschlossen wurde. Damit lässt sich die Methode also auch nachträglich an bereits entwickelten Systemen einsetzen.

### Montageposition des AE Sensors und Validierung des Schallpfads

Die Gleitlagerschale ist ausreichend groß dimensioniert, so dass der Sensor des Typ Kistler 8152B111 direkt montiert werden konnte, und somit die Anzahl der Signaldämpfenden Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen minimiert wurde. Untersuchungen haben gezeigt, dass die beste Montageposition hinsichtlich der Signalqualität, erwartungsgemäß, um den berechneten Verlagerungswinkel  $\beta$  (vgl. Abbildung 2.20) liegt. Dort stellt sich aufgrund des Belastungskollektivs aus Drehzahl und Radiallast der kleinste Schmierpalt und somit die höchsten Mischreibungsanteile ein, die detektiert werden sollen.

### Frequenzanalyse und Frequenzen eingrenzen

Um Elektromagnetische (EM) Störungen zu identifizieren ist eine Analyse des Körperschallsignals im Stillstand bei eingeschalteter Peripherie notwendig. Abbildung 10.2 zeigt das Ergebnis einer FFT Analyse des HYDROS im unbelastetem Leerlauf am Standort Dresden. Im Frequenzbereich zwischen 97 und 103 kHz sowie 190 und 210 kHz sind deutliche Ausschläge zu erkennen. Die Quelle dieser Störfrequenzen konnte nicht lokalisiert werden. Bei der Analyse und Interpretation der Versuchsdaten wurden die einzelnen identifizierten Störfrequenzen gezielt herausgefiltert, so dass diese das Ergebnis nicht verfälschen und um somit Fehlinterpretationen zu vermeiden.

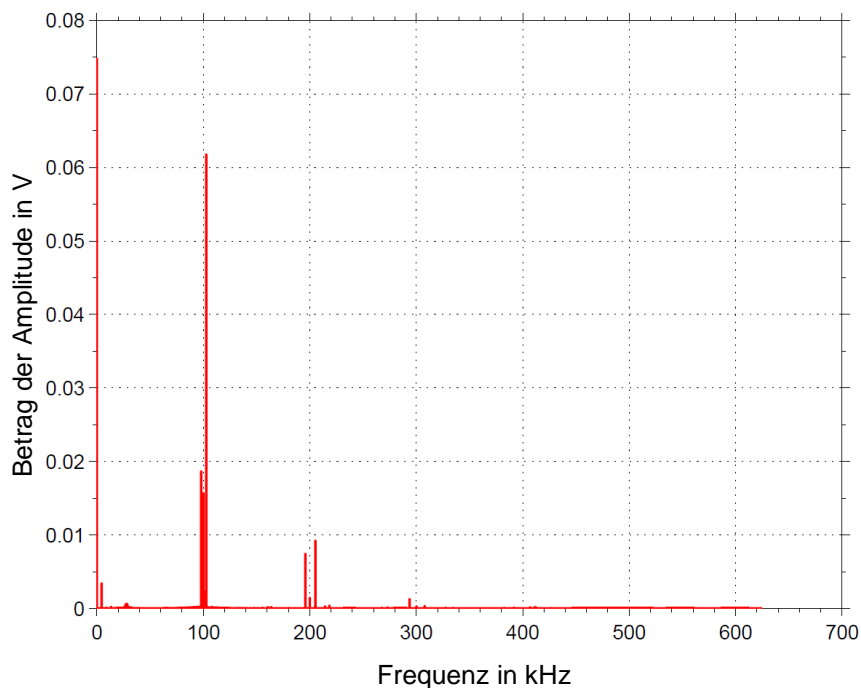


Abbildung 10.2: FFT – Analyse zur Bestimmung von Störsignalen am Standort Dresden

### Regelungsstrategie und Validierung am Gesamtsystem

Die Erstellung einer Regelungsstrategie zur Reibungsreduzierung, sowie dessen Validierung können nur am Gesamtsystem durchgeführt werden. Dabei kann eine einfache Regelung auf dem in Kapitel 6.2.2 vorgestellten Regelkreis basieren. Im Falle des HYDROS Gleitlagers kann, im Gegensatz zum vorgestellten Regelkreis am KLP, die Pumpleistung und somit der Schmiermitteldurchfluss angepasst werden. Als Eingangssignale dienen hier, neben der etablierten und anwendungstypischen Gleitlagerrückentemperatur das Körperschallsignal. Wird ein zuvor definierter Schwellwert überschritten, so wird dem Gleitlager mehr Schmiermittel zur Verfügung gestellt. Als Sonderfall kann hier sogar, durch zuschalten von Hochdruckpumpen, das Gleitlager hydrostatisch betrieben werden.

### **10.3 Abschätzung der Wirtschaftlichkeit**

Im Rahmen dieser Arbeit wurde nur ein Breitbandsensor, also ein Sensor, der in der Lage ist ein großes Frequenzband zu erfassen, eingesetzt (vgl. Kapitel 2.6.3). Für den industriellen Einsatz ist dieser Sensor und die dazugehörige Messkette zu kostenintensiv. Abhängig von dem zu beobachtendem Frequenzband muss ein kostengünstiger und zuverlässiger Sensor sowie eine entsprechende Messkette gefunden werden. In diesem Beispiel reicht ein Sensor mit einem Frequenzband von ca. 50 bis 200 kHz (vgl. Kapitel 8.1). Die dazugehörige Messkette und Auswertereinheit muss daher in der Lage sein das Signal mit ausreichender Frequenz nach dem Shannon-Nyquist Theorem abzutasten (hier also mindestens 400 kHz).

Die Körperschallsensoren können, ähnlich wie Klopfensensoren im PKW Bereich, auf piezoelektrischer Basis aufgebaut sein. Im PKW Zubehöre Einzelhandel betragen die Kosten für einen Klopfensensor durchschnittlich 50 €. Eine Datenerfassungseinheit mit ausreichender Abtastrate stellt bspw. der NI USB-6341<sup>237</sup> dar. Der Anschaffungspreis liegt bei ca. 1000 €. Um die Daten in Echtzeit auszuwerten wird in Kombination mit dem NI USB-6341 ein PC benötigt. Mit ausreichender Rechenkapazität liegt ein solches System bei ca. 500 €. Alternativ kann an dieser Stelle eine Eigenentwicklung als Kombination aus Datenerfassung und Auswertung verwendet werden. Überschlägig geschätzt betragen die Kosten für das Überwachungssystem 1550 € (Preise im Einzelhandel). Dem gegenüber stehen die Einsparungen die im Beispiel in der Hydrostatik (vgl. Kapitel 8.2) 1466 W betragen. Es ist bei diesem Rechenbeispiel sehr offensichtlich, dass sich die Anschaffungskosten nach einer kurzen Betriebszeit

---

<sup>237</sup> NATIONAL INSTRUMENTS 2013



amortisieren. Abbildung 10.3 verdeutlicht abschließend den Einfluss des Sensors und dessen Position auf die Reibungsreduzierung und der Kosten am Beispiel des HYDROS Projekts.

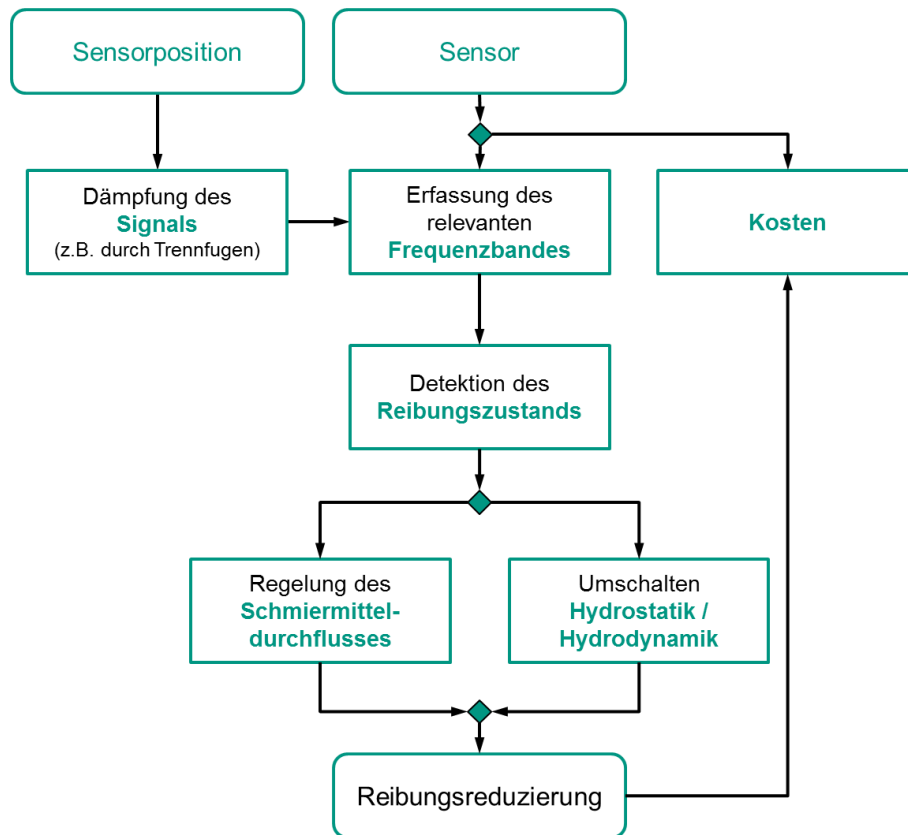


Abbildung 10.3: Einfluss des Sensors und der Sensorposition auf die Reibungsreduzierung und auf die Kosten am Beispiel des HYDROS

## 11 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick für weitere Tätigkeiten gegeben.

### 11.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt und validiert, um die Effizienz geschmierter Tribosysteme am Beispiel von Gleitlagern zu steigern. Aus dem Stand der Forschung (siehe Kapitel 2) lässt sich ableiten, dass nach aktueller Auslegung nach Norm ein hydrodynamisches Gleitlager mit Schmiermittel überversorgt wird. Daraus lassen sich die Motivation und das Forschungsziel ableiten, die Reibungsanteile, die durch die Schmiermittelüberversorgung hervorgerufen werden, zu einem möglichst großen Anteil zu reduzieren (vgl. Kapitel 3). In Kapitel 4 wurde eine Methode beschrieben, wie der Schmiermitteldurchfluss gesenkt, und damit die Verlustleistung reduziert werden kann. Um bei der eingeführten Schmiermitteldurchflussreduktion die Betriebssicherheit nicht zu beeinträchtigen wird das Tribosystem kontinuierlich überwacht. Als Methode wird hier die Körperschallanalyse angewendet, die sich in fremden und eigenen Vorarbeiten durch verschiedene Autoren als zuverlässiges Instrument zur Detektion von Mischreibung bewiesen hat. Nachdem das Ressourcensystem mit den in dieser Arbeit verwendeten Prüfständen, sowie Software Werkzeugen in Kapitel 5 ausführlich beschrieben wird, erfolgt in Kapitel 6 die Beschreibung der methodischen Versuchsdurchführung zur Bestimmung der Effizienz am „Kleinen Lagerprüfstand (KLP)“. Anschließend erfolgt anhand von einigen Beispielen die Auswertung und Diskussion der Ergebnisse. Durch die Anwendung eines aufgebauten Simulationsmodells (Kapitel 7) wurde gezeigt, dass die Schmierstalthöhen bei den Versuchen ohne Anzeichen von Mischreibung stets groß genug waren, um die Reibpartner vollständig voneinander zu trennen und somit das Gleitlager im sicheren hydrodynamischen Betrieb gelaufen ist. Durch weitere experimentelle Versuche am HYDROS, einem Prüfstand für Schiffswellengleitlager mit Wellendurchmessern größer 700 mm der Universität Dresden (Kapitel 8) wurde die Methode validiert und eine nicht unerhebliche Reduktion der Verlustleistung nachgewiesen. Die Ergebnisse der experimentellen Versuche und die Bestimmung des Einsparungspotenzials bezüglich Schmiermitteldurchfluss und Reibmoment wurden in Kapitel 9 zusammengefasst. Abschließend erfolgte die Beschreibung eines Referenzprozesses zur Übertragbarkeit der Methode „Reduzierung der Lagerreibung durch Minimierung des Schmiermittelvolumenstroms“ auf hydrodynamische Gleitlagerungen in Kapitel 10.

Die Körperschallzustandsüberwachung dient in diesem System zur frühzeitigen Erkennung nicht erwünschter Betriebszustände. Das Auftreten von Misch- oder Festkörperreibung ist für ein hydrodynamisches Gleitlager schädlich und sollte im Normalbetrieb vermieden werden. Durch die Reduzierung des Schmiermitteldurchflusses steigt die Gleitlagertemperatur, was wiederum die Viskosität und letztendlich die Tragfähigkeit des Schmierfilms beeinflusst. Im Falle eines Schmierfilmversagens muss das Gleitlager sofort wieder mit einer ausreichenden Schmierstoffmenge versorgt, und somit auch gekühlt werden, um nicht ins Mischreibungsgebiet abzuwandern. Durch die Applikation einer durchgängigen Zustandsüberwachung gewinnt das Tribosystem zusätzlich an Sicherheit und Wirtschaftlichkeit. Das Auftreten von ungünstigen Betriebsbedingungen für das Lager wird in Echtzeit detektiert und Gegenmaßnahmen können rechtzeitig vor einem Lagerschaden, oder allgemeiner vor dem Eintreten lagerschädigender Mechanismen, eingeleitet werden. Anstelle von fixen Wartungsintervallen kann ein bedarfsgerechter Service stattfinden. Der Zeitpunkt für einen Lageraustausch ist somit optimal planbar, womit sich Maschinenausfälle- und Stillstandszeiten aufgrund von Lagerschäden auf ein Minimum reduzieren lassen.

Als Ergebnis dieser Arbeit wurde eine Reduzierung der Verlustleistung durch Minimierung der Flüssigkeitsreibung an einem hydrodynamischen Gleitlager um bis zu 10 % nachgewiesen. Insbesondere im Schnelllaufbereich für Sommerfeldzahlen  $S_o < 1$  konnte eine Durchflussreduzierung um bis zu 80 % gezeigt werden. Durch die Reduzierung der Pumpleistung können so zudem etliche kWh eingespart werden. Dies trägt ebenfalls zusätzlich zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades bei. Eine grobe Abschätzung stellt die Anschaffungskosten den möglichen Einsparungen gegenüber. Dabei wird offensichtlich, dass sich die Anschaffungskosten nach sehr kurzer Zeit amortisieren.

## 11.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurden nur stationär belastete hydrodynamische Gleitlager betrachtet, die Auswirkungen z. B. auf die Schmierfilmdämpfungsfähigkeit bei dynamischen Systemen muss in weiterführenden Arbeiten untersucht werden. Die energetischen Einsparungen des Gesamtkonzepts, bspw. Schmiermittelpumpen, Überwachungs- und Regelungselektronik wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Für die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades müssen diese Werte noch ermittelt werden. Dabei muss ebenfalls der Energieverbrauch des Gleitlagerüberwachungssystems berücksichtigt werden. Dazu ist es zunächst notwendig ein solches System als eigenständige elektronische Auswerteeinheit, mit einem entsprechenden Sensor zu entwickeln. Des Weiteren kann die Übertragbarkeit der Methode auf hydrostatische Gleitlager untersucht werden.

Das Simulationsmodell wurde speziell für den KLP aufgebaut und optimiert. Bei dem jetzigen Stand können nur in der Hydrodynamik Druck- und Schmierfilmhöhenverlauf mit ausreichender Genauigkeit berechnet werden. Neben der Erweiterung zur Schmierespalttemperatur-Berechnung können Module zur Bestimmung des Reibmoments bei Misch- und Festkörperreibung in Betracht gezogen werden. Dazu müssen Materialmodelle sowie Wärmekonvektionsmodelle erstellt werden.

Zwar wurde die Anwendbarkeit der Methode an Prüfständen mit stark abweichenden Ausprägungen in Geometrie, Aufbau und Zielsystem nachgewiesen, allerdings steht ein Versuch unter realen Bedingungen im Gesamtsystem noch aus.

## Literaturverzeichnis

**VDI 2204 1992** VDI 2204: *Auslegung von Gleitlagerungen* : Beuth Verlag GmbH, 1992

**Albers 2010** ALBERS, A.: Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the TMCE 2010*. Ancona, 2010

**Albers, Behrendt, & Ott 2007** ALBERS, A.; BEHRENDT, M.; OTT, S.: Entwicklungsmethodik für Kupplungssysteme – Modellbildung, Versuch und Simulation. In: *VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*. Wiesloch, 2007

**Albers & Braun 2011** ALBERS, A.; BRAUN, A.: A generalised framework to compass and to support complex product engineering processes. In: *International Journal of Product Development* Bd. 15 (2011), Nr. 1/2/3, S. 6

**Albers, Braun, & Sadowski 2011** ALBERS, A.; BRAUN, A.; SADOWSKI, E.: System Architecture Modeling in a Software Tool Based on the Contact and Channel Approach (C&C-A). In: *Journal of Mechanical Design* Bd. 133 (2011), Nr. 10, S. 101006

**Albers, Burger, & Dickerhof 2006** ALBERS, A.; BURGER, W.; DICKERHOF, M.: Überwachung tribologischer Kontakte mittels Körperschallanalyse im hohen Ultraschallbereich – neue Ergebnisse. In: *Tagungsband Tribologie-Fachtagung 2006*. Göttingen: GfT – Gesellschaft für Tribologie, 2006

**Albers, Burger, & Dickerhof 2007 a** ALBERS, A.; BURGER, W.; DICKERHOF, M.: Überwachung geschmierter Kontakte durch Ultraschall-Körperschallanalyse. In: *VDI-Berichte*. Bd. 1982. Düsseldorf: VDI-Verl., 2007

**Albers, Burger, & Dickerhof 2007 b** ALBERS, A.; BURGER, W.; DICKERHOF, M.: Zustandsüberwachung von Maschinen mit Hilfe der Ultraschall-Körperschallanalyse. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium (DMK) 2007*. Dresden, 2007

**Albers, Burkardt, & Ohmer 2004** ALBERS, A.; BURKARDT, N.; OHMER, M.: Principles for design on the abstract level of the contact and channel model C&CM. In: *Proceedings of the TMCE 2004, April 13-17, 2004, Lausanne, Switzerland*. Lausanne: Millpress, Rotterdam, 2004 – ISBN 90-5966-018-8, S. 87–94

**Albers, Burkardt, & Ohmer 2005** ALBERS, A.; BURKARDT, N.; OHMER, M.: Approaches for the Synthesis of Technical Systems within the Contact & Channel Model C&CM. In: *Proceeding of the 15th International Conference on Engineering Design ICED 05*. Melbourne, 2005, S. 11

**Albers & Dickerhof 2009** ALBERS, A.; DICKERHOF, M.: Interpretation von Körperschallemissionen bei der simultanen Überwachung von Gleit- und Wälzlagern. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium (DMK) 2009*. Dresden, 2009

**Albers, Düser, & Ott 2008** ALBERS, A.; DÜSER, T.; OTT, S.: X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen. In: *8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation*. Kassel, 2008

**Albers & Lorentz 2011** ALBERS, A.; LORENTZ, B.: A Numerical Model for Investigating Mixed Lubricated Systems Taking into Account Adhesion Effects and Surface Roughness. In: *Proceedings of the 3rd European Conference on Tribology*. Wien, 2011

**Albers & Lorentz 2012** ALBERS, A.; LORENTZ, B.: A Numerical Method for Investigating Mixed Lubrication Phenomena. In: *Proceedings of TMCE 2012, May 7-11, 2012, Karlsruhe, Germany*. Karlsruhe, 2012

**Albers & Matthiesen 2002** ALBERS, A.; MATTHIESEN, S.: Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme. In: *Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung* Bd. 54 (2002), Nr. Juli/August 7/8 -2002, S. 55–60

**Albers, Nguyen, & Burger 2011 a** ALBERS, A.; NGUYEN, H. T.; BURGER, W.: Energy-efficient hydrodynamic journal bearings by means of condition monitoring and lubrication flow control. In: *Insight*. Bd. Vol 53 (2011), Nr. 8

**Albers, Nguyen, & Burger 2011 b** ALBERS, A.; NGUYEN, H. T.; BURGER, W.: Energieeffizienzsteigerung von stationär betriebenen hydrodynamischen Gleitlagern durch aktive Regelung des Schmiermitteldurchflusses. In: *VDI-Berichte Nr. 2147: Gleit- und Wälzlagerungen*. Bd. 2147. Düsseldorf: VDI-Verl., 2011 – ISBN 9783180921471 3180921471, S. 75–84

**Albers, Nguyen, & Burger 2012** ALBERS, A.; NGUYEN, H. T.; BURGER, W.: Steigerung der Energieeffizienz stationär belasteter hydrodynamischer Gleitlager durch aktive Regelung des Schmiermitteldurchflusses und Condition Monitoring mittels Körperschallanalyse. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* Bd. Heft 3 (2012), Nr. 59. Jahrgang

**Albers & Sadowski 2013** ALBERS, A.; SADOWSKI, E.: The Contact and Channel Approach (C&C<sup>2</sup>-A) – relating a system's physical structure to its functionality. In: *Pocceedings of International Workshop of Models and Theories in Design IWMT 2013*. Bangalore, 2013

**Alink 2010** ALINK, T.: Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz. Karlsruhe, KIT, 2010

**Baranov 2006** BARANOV, V. M.: *Acoustic emission in friction*. Amsterdam; Boston: Elsevier, 2006 – ISBN 9780080451503 0080451500

**Bartel 2001** BARTEL, D.: *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen, Fortschritte in der Maschinenkonstruktion*. Aachen: Magdeburg, 2001 – ISBN 3-8265-8627-1

**Bartelds 1997** BARTELDS, G.: Aircraft structural health monitoring, prospects for smart solutions from a European viewpoint. In: *Structural Health Monitoring, Current Status and Perspectives* (1997), S. 293–300

**Bartz 1993** BARTZ, W. J.: *Gleitlager als moderne Maschinenelemente: Konstruktion, Werkstoffauswahl und Schmierung von Radiallagern*. Ehningen bei Böblingen [u.a.]: Expert-Verl., 1993 – ISBN 3816908020 9783816908029

**van Basshuysen & Spicher 2007** VAN BASSHUYSEN, R.; SPICHER, U.: *Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. Wiesbaden: Vieweg, 2007 – ISBN 9783834802026 3834802026

**Behrendt 2009** BEHRENDT, M.: Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT. Karlsruhe, Karlsruhe, 2009

**Berkes, Geréb, Hermann, & Szélig 1989 a** BERKES, O.; GERÉB, J.; HERMANN, G.; SZÉLIG, K.: Die Anwendung der Schallemission zur Überwachung des Spanwerkzeuges - Teil I. In: *Messen prüfen automatisieren*. Bd. Nr. 7/8, 1989, S. 332–339

- Berkes, Geréb, Hermann, & Szélig 1989 b** BERKES, O.; GERÉB, J.; HERMANN, G.; SZÉLIG, K.: Die Anwendung der Schallemission zur Überwachung des Spanwerkzeuges - Teil II. In: *Messen prüfen automatisieren*. Bd. Nr. 9, 1989, S. 438–440
- Block 1988** BLOCK, J.: *Detektion von Schädigungsgrenzen in kohlenstoffaserverstärkten Kunststoffen mittels Schallemissionsanalyse*, 1988
- Brökel, Weber, Hufenbach, & von Bergen 2011** BRÖKEL, K.; WEBER, J.; HUFENBACH, W.; VON BERGEN, E.-P.: Hydrostatisch-hydrodynamisches Gleitlagerkonzept für die Propellerlagerung in Pod-Antrieben großer Schiffe. In: *Gleit- und Wälzlagerungen*. Bd. 2147 (2011), S. 243–253
- Burger 1993** BURGER, W.: *Beiträger zur Meßtechnik an geschmierten Gleit- und Wälzkontakten*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 1993
- Ciampa & Meo 2010** CIAMPA, F.; MEO, M.: Acoustic emission source localization and velocity determination of the fundamental mode A0 using wavelet analysis and a Newton-based optimization technique. In: *Smart Materials and Structures* Bd. 19 (2010), Nr. 4, S. 045027
- Cole 1985** COLE, P. T.: Using acoustic emission (AE) to locate and identify defects in composite structures. In: *Composite Structures* Bd. 3 (1985), Nr. 3-4, S. 259–267
- Comsol 2012** COMSOL: *Journal Bearing Model Documentation* (2012)
- Cremer & André 1996** CREMER, L.; ANDRÉ, M.: *Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin [u.a.]: Springer, 1996 – ISBN 3540546316 9783540546313
- Czichos 1992** CZICHOS, H.: *Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß, Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente mit 130 Tabellen*. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 1992 – ISBN 9783528063542
- Czichos 2010** CZICHOS, H.: *Tribologie-Handbuch Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden : Vieweg Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010 – ISBN 9783834896605
- Dickerhof 2011** DICKERHOF, M.: *Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Überwachung und Diagnose tribologischer Systeme*. Karlsruhe, KIT, Dissertation, 2011
- Düser 2010** DÜSER, T.: *X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*. Karlsruhe, KIT, 2010
- DIN EN 1330-9 2009** DIN EN 1330-9: *DIN EN 1330-9 Zerstörungsfreie Prüfung – Terminologie – Teil 9: Begriffe der Schallemissionsprüfung*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2009
- Fazenda & Comboni 2012** FAZENDA, B. M.; COMBONI, D.: Acoustic condition monitoring of wind turbines: tip faults. In: *Proceedings of The Ninth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies*. London, 2012
- Fecht 2011** FECHT, N.: *Reibungsarme Dichtungselemente*.  
URL: <http://www.konstruktion.de/allgemein/reibungsarme-dichtungselemente/>. - abgerufen 2012-10-30
- FVA 2003** FVA: *Datensammlung Referenzöle, Heft 660*, 2003
- Gasch 2006** GASCH, R.: *Rotordynamik*. Berlin : Springer, 2006 – ISBN 9786610627585
- Geier, Stier, Behrendt, u. a. 2009** GEIER, M.; STIER, C.; BEHRENDT, M.; U. A.: Simulationsgestützte Methoden – IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. In: *ATZ Automotive Engineering Partners, ATZ Automotive Engineering Partners*. Bd. ATZ Automotive Engineering Partners (2009), S. 48–53

- Gerst 2002** GERST, M.: Strategische Produktentscheidungen in der integrierten Produktentwicklung. München, Verlag Dr. Hut, 2002
- Gesellschaft für Tribologie e.V.** GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V.: *Gesellschaft für Tribologie e.V. Aachen*. URL <http://www.gft-ev.de/tribologie.htm>. - Gesellschaft für Tribologie e.V. Aachen
- GfT 2002** GFT, E. V.: GfT Arbeitblatt 7 - Tribologie (2002)
- Greenwood & Tripp 1970** GREENWOOD, J. A. ; TRIPP, J. H.: The Contact of Two Rough Nominally Flat Rough Surfaces. In: . Bd. 185, 1970, S. 625–633
- Grote & Feldhusen 2011** GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: *Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau*. Bd. 23. Berlin: Springer Berlin, 2011 – ISBN 9783642173059 3642173055 9783642173066 3642173063
- Halstenberg 1978** HALSTENBERG, K. D.: Das Verhalten hydrodynamischer Gleitlager bei veränderlichem Schmierstoffdurchsatz. Aachen, RWTH Aachen, 1978
- Jost 1966** JOST, H. P.: *Committee on Tribology Report* : H.M. Stationery Office, 1966
- Julliard 2012** JULLIARD, C.: Experimentelle Untersuchungen zur Minimalmengenschmierung von hydrodynamischen Gleitlagern (2012)
- Kelemen 2012** KELEMEN, S. G.: Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Charakterisierung von trockenlaufenden Friktionssystemen. Karlsruhe, KIT, 2012
- Kistler 2005** KISTLER: Datenblatt Piezotron® AE-Kuppler Typ 5125B (2005)
- Kistler 2007** KISTLER: Datenblatt Piezotron® Acoustic Emission Sensor Typ 8152B (2007)
- Kolerus 1980 a** KOLERUS, J.: Schallemissionsanalyse Teil 1. Schallemission: Entstehung, Ausbreitung und Anwendung Bd. Technisches Messen (1980), Nr. Heft 11, S. 389–394
- Kolerus 1980 b** KOLERUS, J.: Schallemissionsanalyse Teil 2. Verfahren und Geräte Bd. Technisches Messen (1980), Nr. Heft 12, S. 427–434
- Kragelski 1971** KRAGELSKI, I. V.: *Reibung und Verschleiss*. München : Carl Hanser Verlag, 1971 – ISBN 3446114742 9783446114746
- Künne 2008** KÜNNE, B.: *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2008 – ISBN 9783835192355 3835192353
- Kurz, Grosse, & Reinhardt 2005** KURZ, J. H.; GROSSE, C. U.; REINHARDT, H.-W.: Lokalisierungsverfahren in der Schallemissionsanalyse. In: *DGZfP-Berichtsband 94, DGZfP-Berichtsband*. Bd. 94. Rostock, 2005
- Lackner & Tscheliesnig, 2003** LACKNER, G.; TSCHELIESNIG, P.: Schallemissionsprüfung an Flachbodenlagertanks – von der Aufnahme der Rohdaten bis zur zuverlässigen Aussage über den Bodenzustand. In: *DGZfP-Berichtsband 82-CD, DGZfP-Berichtsband 82-CD*. Bd. 82. Berlin, 2003
- Lehmann 1988** LEHMANN, U.: Das Reibungsverhalten instationär belasteter Radialgleitlager bei sehr kleinen Spalten und im Mischreibungsgebiet. Karlsruhe, Karlsruhe, Dissertation, 1988
- Liu, Zhu, Wei, u. a. 1999** LIU, N.; ZHU, Q. M.; WEI, C. Y.; U. A.: Impact Damage Detection in Carbon Fibre Composites Using Neural Networks an Acoustic Emission. In: *Key Engineering Materials* Bd. 167–168 (1999), S. 43–54



- Matthiesen 2002** MATTHIESEN, S.: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme, Karlsruhe, 2002
- Matthiesen & Ruckpaul 2012** MATTHIESEN, S.; RUCKPAUL, A.: New Insights on the Contact & Channel - Approach - Modelling of Systems with Several Logical States. In: *Proceeding of the International Design Conference - Design 2012*. Dubrovnik, 2012
- Meboldt 2008** MEBOLDT, M.: Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung – als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM). Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), 2008
- Meyer & Kloss 1993** MEYER, K.; KLOSS, H.: *Reibung und Verschleiss geschmierter Reibsysteme: eine physikalisch-chemische Betrachtung geschmierter Reibsysteme*. Ehningen bei Böblingen: Expert-Verl., 1993 – ISBN 3816905641 9783816905646
- Moore 1975** MOORE, D. F.: *Principles and applications of tribology*. Oxford; New York: Pergamon Press, 1975 – ISBN 0080179029 9780080179025 0080190073 9780080190075
- Möser 2009** MÖSER, M.: *Technische Akustik*. Dordrecht; Heidelberg; London; New York: Springer, 2009 – ISBN 9783540898177 3540898174 9783540898184 3540898182
- Möser, Kropp, Cremer, & Heckl 2009** MÖSER, M.; KROPP, W.; CREMER, L.; HECKL, M.: *Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin: Springer, 2009 – ISBN 9783540403364 3540403361 9783540490487 3540490485
- Müller 2004** MÜLLER, G.: *Taschenbuch der technischen Akustik*. Berlin [u.a.]: Springer, 2004 – ISBN 3540412425 9783540412427
- National Instruments 2012** NATIONAL INSTRUMENTS: Datenblatt NI USB-6251 (2012)
- Nguyen, Gold, Weber, & Albers 2012** NGUYEN, H. T.; GOLD, S.; WEBER, J.; ALBERS, A.: Acoustic Emission Analysis in the Early Stage of Heavy Duty Hydrodynamic/Hydrostatic Pod-Drive Bearing Development. In: London, 2012
- Nguyen, Gold, Weber, & Albers 2013** NGUYEN, H. T.; GOLD, S.; WEBER, J.; ALBERS, A.: Reducing Friction of Heavy Duty Hydrodynamic Pod-Drive Bearing by Means of Lubrication Control and AE Condition Monitoring. In: Detroit, 2013
- Parloo 2002** PARLOO, E.: Autonomous Structural Health Monitoring - Part II: Vibration-Based In-Operation Damage Assessment. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* Bd. 16 (2002), Nr. 4, S. 659–675
- Parthier 2008** PARTHIER, R.: *Messtechnik: Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik für alle technischen Fachrichtungen und Wirtschaftsingenieure*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2008 – ISBN 9783834894311 3834894311
- Poll, Gatzel, Wiendl, & Spreckels 2000** POLL, G.; GATZEN, H.-H.; WIENDL, M.; SPRECKELS, M.: Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* Bd. 02/2000 (2000)
- Popov 2010** POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. Heidelberg: Springer, 2010 – ISBN 9783642133022 3642133029
- Quarteroni & Saleri 2006** QUARTERONI, A.; SALERI, F.: *Wissenschaftliches Rechnen mit MATLAB*. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 2006 – ISBN 9783540250050 3540250050

- Reynolds 1927** REYNOLDS, O.: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. In: *Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften, Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften*. Bd. Nr. 218. Leipzig, 1927, S. 39 bis 108
- Ropohl 2009** ROPOHL, G.: *Allgemeine Technologie: eine Systemtheorie der Technik*. Karlsruhe : Univ.-Verl. Karlsruhe, 2009 – ISBN 9783866443747 3866443749
- Sauer & Steinhilper 2008** SAUER, B.; STEINHILPER, W.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Heidelberg: Springer, 2008
- Scherge, Pöhlmann, & Gervé 2003** SCHERGE, M.; PÖHLMANN, K.; GERVÉ, A.: Wear measurement using radionuclide-technique (RNT). In: *Wear* Bd. 254 (2003), Nr. 9, S. 801–817
- Scherge, Shakhvorostov, & Pöhlmann 2003** SCHERGE, M.; SHAKHVOROSTOV, D.; PÖHLMANN, K.: Fundamental wear mechanism of metals. In: *Wear* Bd. 255 (2003), Nr. 1-6, S. 395–400
- Schommers, Doll, Weller, u. a. 2012** SCHOMMERS, J.; DOLL, G.; WELLER, R.; U. A.: Reibleistungsoptimierung – Basis für die Zukunftsfähigkeit der Verbrennungsmotoren. In: Wien, 2012
- Scott & Scala 1982** SCOTT, I. G.; SCALA, C. M.: A review of non-destructive testing of composite materials. In: *NDT international* Bd. 15 (1982), Nr. 2, S. 75–86
- Sommer, Heinz, & Schöfer 2010** SOMMER, K.; HEINZ, R.; SCHÖFER, J.: *Verschleiß metallischer Werkstoffe: Erscheinungsformen sicher beurteilen*: Vieweg+ Teubner Verlag, 2010
- Stachowiak & Batchelor 2005** STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W.: *Engineering tribology*. Amsterdam; Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005 – ISBN 9780750678360 0750678364 0080531032 9780080531038
- Stribeck 1902** STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In: *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure* Bd. 46(37):1341–1348 (pt I) & 46(38):1432–1438 (pt II) & 46(39) 1463–1470 (pt III) (1902)
- Sturm & Förster 1990** STURM, A.; FÖRSTER, R.: *Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung*. Stuttgart: B.G. Teubner, 1990 – ISBN 3519063336 9783519063339
- Tanaka 2000** TANAKA, M.: Journal bearing performance under starved lubrication. In: *Tribology International* Bd. 33 (2000), Nr. 3-4, S. 259–264
- Timmers 2001** TIMMERS, R.: Schallemissionsuntersuchungen bei LCF-Versuchen an Baustahl St 52. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhemina Braunschweig, 2001
- Tscheliesnig 2005** TSCHELIESNIG, P.: Entwicklung einer Schallemissionsprüftechnik zur Prüfung von Korrosionen an Öltankern. In: *DGZfP-Berichtsband 94*. Bd. 94. Rostock, 2005
- H. Vallen 2001** VALLEN, H.: Schallemissionsprüfung: Grundlagen – Gerätetechnik – Anwendungen. In: *Jahrestagung der DGZfP–ZfP in Anwendung, Entwicklung und Forschung*, 2001
- H. Vallen & J. Vallen 2003** VALLEN, H.; VALLEN, J.: Freeware zur Überlagerung von Dispersionskurven und Waveletdiagrammen für die Schallemissionsanalyse. In: *DGZfP-Berichtsband 82, DGZfP-Berichtsband*. Bd. 82. Berlin, 2003
- Verboven 2002** VERBOVEN, P.: Autonomous Structural Health Monitoring - Part I: Modal Parameter Estimation and Tracking. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* Bd. 16 (2002), Nr. 4, S. 637–657

**Vogelpohl 1967** VOGELPOHL, G.: *Betriebssichere Gleitlager*. Springer, Berlin, 1967

**Wagner, Schwalbe, & Broszeit 1977** WAGNER, E.; SCHWALBE, H.-J.; BROSZEIT, E.: Zur Anwendung der Schallemissionsanalyse beim Zugversuch an Nickel- und Nickeldispersionsschichten. In: *Z. Werkstofftechn., Z. Werkstofftechn.* Bd. 8. Weinheim: Verlag Chemie GmbH, 1977, S. 225–228

**Wegmann 2010** WEGMANN, R.: Radial plain bearing with optional hydrostatic and/or hydro-dynamic function.

**Werner 2006** WERNER, M.: *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB*. Wiesbaden: Vieweg, 2006 – ISBN 3834800430 9783834800435

**Winston, Sun, & Annigeri 2001** WINSTON, H. A.; SUN, F.; ANNIGERI, B. S.: Structural Health Monitoring With Piezoelectric Active Sensors. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* Bd. 123 (2001), Nr. 2, S. 353

**Woydt 2009** WOYDT, M.: *Reibung und Verschleiß von Werkstoffen und Bauteilen*. Renningen: Expert-Verl., 2009 – ISBN 9783816927938 3816927939

**Zenner, Lottermoser, & Voss 1978** ZENNER, P.; LOTTERMOSER, J.; VOSS, B.: *Modellvorstellungen zur Entstehung von Schallemission bei der Belastung von Werkstoffen, Fraunhofer Institut für zerstörungsfreie Prüfverfahren*, 1978

**DIN EN ISO 16148 2006**. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2006

„Gesellschaft für Tribologie e.V. - Aachen“

URL <http://www.gft-ev.de/tribologie.htm>. - abgerufen 2012-08-09

**ISO 7902**. Berlin: Beuth Verlag GmbH

**DIN 31652**. Berlin: Beuth Verlag GmbH

„Crude oil, avg, spot price chart, 2000-2010“

URL [http://www.mongabay.com/images/commodities/charts/crude\\_oil.html](http://www.mongabay.com/images/commodities/charts/crude_oil.html). - abgerufen 2012-08-09

„Verringerung der Schadstoffemissionen von leichten Kraftfahrzeugen“ URL

[http://europa.eu/legislation\\_summaries/internal\\_market/single\\_market\\_for\\_goods/motor\\_vehicles/interactions\\_industry\\_policies/l28186\\_de.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/internal_market/single_market_for_goods/motor_vehicles/interactions_industry_policies/l28186_de.htm). - abgerufen 2012-08-09

## **Betreute Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten**

**Julliard 2012** JULLIARD, C.: Experimentelle Untersuchungen zur Minimalmengenschmierung von hydrodynamischen Gleitlagern, Bachelorarbeit, 2012

**Knjaskov 2011** KNJASKOV, A.: Charakterisierung von CFK- und GFK- Matrix und Faserbruch mittels der Analyse der Körperschallemissionen, Diplomarbeit, 2011

**Lauber 2013** LAUBER, A.: Validierung eines CFD Gleitlager Simulationsmodells durch experimentelle Korrelation von Temperatur-, Druck und Reibmomentermittlung am "Kleinen Lagerprüfstand", Bachelorarbeit, 2013

**Schlagenhauf 2011** SCHLAGENHAUF, C.: Untersuchungen zur Wahrscheinlichkeitssteigerung der Versagensdetektion mittels Körperschallanalyse von Strukturen aus faserverstärkten Kunststoffen, Studienarbeit, 2011

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Huu Toan Nguyen

Geburtsdatum: 24. Juli 1978

Geburtsort: Saigon

Staatsangehörigkeit: Deutsch

## Bildungsgang

1985 – 1989 Grundschule Kronenberg

1989 – 1998 Sankt Leonhard Gymnasium Aachen (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)

1995 – 1996 Wadena Deer-Creek High School, MN, USA (Abschluss: Highschool Diploma)

1998 – 1999 Zivildienst bei Caritas Aachen, Mobile Pflegestation Würselen

1999 – 2007 Studium des Maschinenbaus mit der Vertiefungsrichtung Fertigungstechnik an der RWTH Aachen (Abschluss: Diplom)

## Berufstätigkeit

1999 – 2005 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Hygiene und Umweltmedizin der RWTH Aachen

2005 – 2005 Werksstudent bei der BlueScopesteel Research, Port Kembla, Australien

2006 – 2007 Werksstudent bei der Airbus Deutschland GmbH, in der A380 Entwicklung, Hamburg

seit 10/2007 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung am KIT  
Karlsruher Institut für Technologie