

Johannes Bernhardt

Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung

Development of Friction Systems using a Lubricated
Multi-Disc-Clutch as an Example

Band 102

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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

Johannes Bernhardt

**Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer
nasslaufenden Lamellenkupplung**

Development of Friction Systems using a Lubricated
Multi-Disc-Clutch as an Example

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2017
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

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

ISSN 1615-8113

Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung

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

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Johannes Bernhardt
aus Bühl

Tag der mündlichen Prüfung: 13.02.2017

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

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 Karlsruhe¹ 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 102

Im modernen Fahrzeug- und Maschinenbau ist das Kupplungssystem, als schaltbare Kupplung ausgeführt, zu einem wichtigen mechatronischen Stellglied geworden. Viele Antriebslösungen werden durch dieses Teilsystem erst möglich. Hier angesprochen seien Doppelkupplungen, Kupplungen in Hybridantriebssträngen zur Abkopplung des Verbrennungsmotors im Fahrzeug bei E-Motorbetrieb sowie Antriebe in Industrieanlagen. Durch diese Entwicklung ist der Zwang zur Steigerung der Leistungsdichte bei gleichzeitiger hoher Verfügbarkeit und guter Regelbarkeit, sowie ausreichender Lebensdauer, als grundlegender Entwicklungstrend bei Kupplungssystemen zu sehen. An vielen Stellen wird hier versucht, durch neue Ansätze Innovationen zu erzeugen. Dabei kommt einem vertieften Verständnis des Friktionssystems in den schaltbaren Kupplungen eine entscheidende Rolle zu. Bei Friktionssystemen wird die Reibung im Wirkflächenpaar als Nutzeffekt zur Realisierung der geplanten Funktion verwendet. Im Gegensatz zu Lagersystemen, bei denen es darum geht, eine möglichst niedrige Reibung im Wirkflächenpaar mit Relativbewegung zur Optimierung der Energieeffizienz zu erreichen, gilt es bei Friktionssystemen, wie den Kupplungen oder auch Bremsen, in einem begrenzten Bauraum ein hohes Reibungsmoment zu realisieren. Wege dahin sind der Aufbau, die Anzahl der Wirkflächenpaare, die Friktionsmaterialien im Wirkflächenpaar und neue Konzepte zur Ansteuerung. Die Ansteuerung als mechatronisches System erfordert zudem eine gute Regelbarkeit, erlaubt aber andererseits ganz neue Funktionen. So kann durch einen begrenzten minimalen Dauerschlupf z. B. eine verbesserte Schwingungsisolation und damit ein verbessertes NVH-Verhalten des Fahrzeugs oder der Maschine erreicht werden. Dabei werden gleichzeitig Übermomente im Antriebsstrang vermieden und so der Leichtbau unterstützt. Aber auch bei Antrieben im Schiffbau, wo niedrige, konstante Geschwindigkeiten – z. B. im Schleppnetzfang – gefordert sind, kann mit elektronisch geregelten Kupplungen in der Schlupfphase diese Fahrgeschwindigkeit elektronisch eingeregelt werden. Ein großes Thema ist in diesem Zusammenhang das vertiefte Verständnis des Friktionssystems, um zu sicheren und robusten Designs zu kommen. Hier muss festgestellt werden, dass in den letzten Jahrzehnten zwar der eine oder andere Fortschritt erreicht wurde, dass allerdings in der normalen Produktentwicklung und Konstruktion vorwiegend auf empirisch begründete, stark vereinfachte Dimensionierungsmodelle zurückgegriffen wird. So ist die VDI Richtlinie zur Dimensionierung von Schaltkupplungen mehr als 30 Jahre alt.

Der Grund für die immer noch wenig tiefe Durchdringung ist in der hohen Komplexität der Wirkmechanismen in den Wirkflächenpaaren der Friktionssysteme zu finden. Hier neue Ansätze zur Modellbildung und zur Ableitung einer methodischen

Vorgehensweise zur Auslegung von Kupplungssystemen und zur Neukonzipierung und Neukonstruktion von Friktionssystemen zu bieten, ist eine große Herausforderung, an der eine Forschungsgruppe um ALBERS seit vielen Jahren arbeitet. Im Kontext dieser Forschung ist auch die wissenschaftliche Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Johannes Bernhardt angesiedelt. Er hat sich zum Ziel gesetzt, durch eine multiskalige Betrachtung des Friktionssystems neue Ansätze zur Dimensionierung und Gestaltung der Wirkflächenpaare von Kupplungssystemen wissenschaftlich begründet zu erarbeiten. Die Arbeit leistet damit einen sehr wertvollen Beitrag für die Forschung an Friktionssystemen aber auch zur Verbesserung der Konstruktions- und Dimensionierungsmethoden in der Praxis des Maschinen- und Fahrzeugbaus.

Februar, 2017

Albert Albers

Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenkupplungen werden in Industrie- und Automobylantriebssträngen zum Schalten und Übertragen von Drehmoment eingesetzt. Die Drehmomentübertragung basiert auf einem geschmierten tribologischen Kontakt. Die Schmierung des Reibkontakts dient im Wesentlichen der konvektiven Übertragung, der durch Reibung dissipierten Energie. Im Hinblick auf eine hohe Leistungsdichte wird eine hohe Wärmeübertragung bei möglichst geringem Kühlölvolumenstrom und kleinem Bauraum der Kupplung angestrebt.

Die konvektive Wärmeübertragung wird von Werkstoff- und Gestaltmerkmalen von Kupplungssystem und Systemumgebung, in der Wechselwirkung mit den Betriebsrandbedingungen, geprägt.

Dem Stand der Technik entsprechende Vorgehensweisen zur Entwicklung nasslaufender Lamellenkupplungssysteme sind stark experimentell orientiert und berücksichtigen relevante intrasystemische Wechselwirkungen nur implizit.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Vorgehen zur Entwicklung nasslaufender Lamellenkupplungssysteme basierend auf durchgängigen Erklärungsmodellen entwickelt. Die aus einer wissensbasierten Produktentwicklung möglichen Potenziale im Hinblick auf Produktinnovationen werden am Beispiel der Entwicklung eines prototypischen Lamellenkupplungssystems aufgezeigt. Die entwickelte Vorgehensweise wird unter entwicklungsmethodischen Gesichtspunkten diskutiert.

abstract

Lubricated multi-disc clutch systems are often used within industrial and automotive powertrains to enable to shift torque. Torque transmission is based on a lubricated tribological contact. Main task of the oil used as lubricant is to transfer heat generated during sliding.

To increase power density a high heat transfer at low oil flow within small clutch system is needed.

Convective heat transfer coefficient is influenced by material and design parameters of the clutch system and the systems surroundings, as well as operating conditions.

State of the art development processes of lubricated multi-disc clutch systems are very much experimental based, taking intrasystemic interrelation only into account implicitly.

Within this work, methods that enable goal oriented development of lubricated clutch systems, based on holistic explanatory models are developed. Potential to enable innovation based on knowledge based product development is shown, by the development of a prototype clutch system. Furthermore, the derived process is discussed from a product development point of view.

Danksagung

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers gilt mein besonderer Dank. Einerseits für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, aber vor allem für das in mich gesetzte Vertrauen bei der Übertragung vielfältiger Aufgaben im Rahmen der Lehre, von Forschungs- und Industrieprojekten, als Grundlage meiner fachlichen und persönlichen Weiterentwicklung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn danke ich für die Übernahme des Korreferats und das große Interesse an der vorliegenden Arbeit.

Den Mitarbeitern des Instituts, insbesondere den Kollegen vom Standort Fasanengarten, danke ich für das angenehme Arbeitsumfeld. Besonderer Dank gilt Dipl.-Ing. Sascha Ott und Dr.-Ing. Matthias Behrendt für intensive wissenschaftliche und nichtwissenschaftliche Diskussionen.

Meiner Familie und insbesondere meiner Partnerin Caroline danke ich für die vielfältige Unterstützung.

Karlsruhe, den 13.02.2017

Johannes Bernhardt

„Man muss die Dinge so einfach wie möglich machen. Aber nicht einfacher“

Albert Einstein

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1	Antriebssysteme	3
2.2	Schaltbare Kupplungen	4
2.2.1	Nasslaufende Lamellenkupplung	4
2.2.2	Belaglamellen	5
2.2.2.1	Nichtmetallische Reibbeläge	6
2.2.2.2	Metallische Reibbeläge	6
2.2.3	Stahllamellen	7
2.2.4	Öl	7
2.3	Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen	8
2.4	Tribologie	12
2.4.1	Zwischenfazit	22
2.4.2	Tribologische Prüfkette	23
2.5	Komplexität	25
2.6	Systemtheorie	26
2.7	Modellbildung	28
2.8	Integriertes Produktentstehungsmodell iPeM	29
2.9	Erweitertes ZHO-Modell	31
2.10	Validierung und XiL-Validierungsframework	32
2.11	Wissen	34
2.12	Mentale Modelle	36
3	Motivation und Zielsetzung	37
3.1	Motivation	37
3.2	Zielsetzung	38
4	Vorgehensweise	39
5	Systemanalyse	42
5.1	Multiskalige Betrachtung	43
5.2	Makroskopische Betrachtung – Eindimensionale, integrale Betrachtung	45
5.3	Makroskopische Betrachtung – Wechselwirkungen über die Systemgrenze	48
5.4	Analyse der Vorgänge im tribologischen Kontakt	54
5.4.1	Mikroskopische Betrachtung	54
5.4.2	Nanoskopische Betrachtung	58
5.4.3	Skalenübergreifende Beschreibung des tribologischen Kontakts	64
5.5	Systemtribologische Untersuchungen – Lamellen mit Papierreibbelägen	66
5.6	Lamellenkupplungsprüfstand	69
5.7	Versuchsführung	71
5.8	Prüfteile	74
5.9	Versuchsprogramm	75

5.10	Ergebnisse	76
5.11	Temperatur	80
5.12	Diskussion der Ergebnisse	89
5.13	Fazit Kapitel 5	94
5.14	Potenzial zur Steigerung der Leistungsdichte	95
6	Strömung in nasslaufenden Lamellenkupplungen.....	96
6.1	Analytische Strömungsuntersuchungen	96
6.2	Experimentelle Strömungsuntersuchung.....	107
6.2.1	PIV.....	107
6.2.2	Versuchsaufbau	111
6.2.3	Ergebnisse.....	113
6.2.4	Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen	121
6.2.5	Diskussion experimentelle Strömungsuntersuchungen	122
7	Systementwicklung	124
8	Numerische Strömungsuntersuchung.....	128
8.1	Geometrie	128
8.2	Vernetzung.....	130
8.3	Vergleich CFD-Simulation mit PIV-Messungen	130
8.4	Simulationsergebnisse	132
9	Systemtribologische Untersuchungen	141
9.1	Versuchsaufbau	141
9.2	Prüfteile.....	142
9.3	Versuchsführung	143
9.4	Versuchsauswertung.....	144
9.5	Versuchsergebnisse und –interpretation.....	145
9.5.1	Geschliffene Keramiksegmente.....	145
9.5.2	Texturierte Keramiksegmente.....	150
9.5.3	Vergleich texturierte und geschliffene Oberfläche	153
9.6	Nachuntersuchung Topographie.....	157
9.7	Zusammenfassung.....	164
10	Systemische Potenziale	166
11	Diskussion	169
11.1	Beschreibung Vorgehen mit erweitertem ZHO-Modell.....	169
11.2	Validierung am Beispiel des tribotechnischen Systems nasslaufende Lamellenkupplung	171
11.2.1	Diskussion tribologische Prüfkette	178
12	Zusammenfassung	182
12.1	Diskussion der Forschungsfragen.....	184
13	Literaturverzeichnis.....	188
	Betreute Abschlussarbeiten	199

Formelzeichen

a_{Fzg}	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung
A	-	Beschleunigungsfaktor
A_w	m^2	Wärmeübertragende Fläche
A^*	m^3/s	Erweiterter Beschleunigungsfaktor
a_z	m/s^2	Zentrifugalbeschleunigung
C_1, C_2, C_3, C_4	m/s	Strömungsgeschwindigkeit am jeweiligem Ort
$c_{p,Öl}$	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität Öl
d_h	m	Ersatzdurchmesser
g_1	-	Grauwert Bild 1
g_2	-	Grauwert Bild 2
G_{Matrix}	N/mm^2	Schubmodul der Matrix
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
E_A	J	Aktivierungsenergie
E_{Ersatz}	N/mm^2	Ersatzelastizitätsmodul
E_{Faser}	N/mm^2	Elastizitätsmodul der Faser
E_{Matrix}	N/mm^2	Elastizitätsmodul der Matrix
E_{St}	N/mm^2	Elastizitätsmodul Stahllamelle
f	N/m	Linienkraft bezogen auf Faserlänge
F_a	N	Axialkraft
F_B	N	Betätigungskraft
F_H	N	Hangabtriebskraft
F_N	N	Normalkraft
F_r	N	Radialkraft
F_{T1}	N	Tangentialkraft Körper 1
F_{T2}	N	Tangentialkraft Körper 2
F_V	N	Verschiebekraft
F_W	N	Fahrwiderstand
G	m/s^2	Erdbeschleunigung
h_{min}	m	minimale Spalthöhe im EHD-Kontakt
i_{G+D}	-	Übersetzungsverhältnis Getriebe und Differenzial
J_{K1}	kgm^2	Rotatorisches Massenträgheitsmoment Schwungrad
J_{K2}	kgm^2	Rotatorisches Massenträgheitsmoment Kupplungsscheibe(n)
J_R	kgm^2	Rotatorisches Massenträgheitsmoment Rad
J_{VKM}	kgm^2	Rotatorisches Massenträgheitsmoment Verbrennungskraftmaschine
k	J/K	Boltzmann-Konstante
l	m	Länge
l_{char}	m	Charakteristische Länge
m	kg	Gewicht
M_k	Nm	Kupplungsdrehmoment
M_W	Nm	Drehmoment Welle
n_{an}	$1/min$	Antriebsdrehzahl
n_{ab}	$1/min$	Abtriebsdrehzahl

Nu	-	Nusselt-Zahl
Nu _{lam}	-	Nusselt-Zahl laminar
Nu _{turb}	-	Nusselt-Zahl turbulent
n _{max}	-	Anzahl Versuche
n _r	-	Anzahl Reibflächen
p ₁ , p ₂ , p ₃ , p ₄	N/m ²	Druck am jeweiligen Ort
P _{mech,ein}	W	Mechanische Leistung Eingang
P _{mech,aus}	W	Mechanische Leistung Ausgang
P _{reib}	W	Reibleistung
Pr	-	Prandtl-Zahl
P _{therm,aus}	W	Thermische Leistung Ausgang
p _{max}	N/mm ²	Maximale Pressung
P	N/m ²	Druck
Q _E	J	Reibenergie einer Einzelschaltung
Q _{LK}	J	Innere Energie Lamellenkupplung
Q _{reib}	J	Reibenergie
Q _{zul}	J	Zulässige Reibenergie
r	m	Radius
r ₁ , r ₂ , r ₃ , r ₄	m	Radius
r _a	m	Ersatzradius der Matrix
r _{dyn}	m	Dynamischer Radius Fahrzeugrad
R	J/molK	Universelle Gaskonstante
Re	-	Reynolds-Zahl
r _i	m	Radius der Faser
r _m	m	Mittlerer Reibradius
s	m	Federweg der Faser
Sh	1/s	Schalzhäufigkeit
Sh _ü	1/s	Übergangsschalzhäufigkeit
t	s	Zeit
t _{ber}	s	berechnete Versuchsdauer
t _{exp}	S	experimentell ermittelte Versuchsdauer
T	K	Temperatur
T _{makro}	K	makroskopische Temperatur
T _{innen}	°C	Stahllamellentemperatur Innendurchmesser
T _{mitte}	°C	Stahllamellentemperatur mittlerer Durchmesser
T _{mitte}	°C	Stahllamellentemperatur Außendurchmesser
T _{ab}	°C	Ölablauftemperatur
T _{zu}	°C	Ölzulauftemperatur
T ₁	K	Temperatur Kontrollvolumen 1
T ₂	K	Temperatur Kontrollvolumen 2
v _{gleit}	m/s	Gleitgeschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeit
v _{Fahrzeug}	m/s	Geschwindigkeit Fahrzeug
v _{Öl}	m/s	Geschwindigkeit Öl
v ₁	m/s	Geschwindigkeit Körper 1

v_2	m/s	Geschwindigkeit Körper 2
V	m^3	Volumen
$V_{\text{öl}}$	m^3	Ölvolumen
W_Z	J	Potenzielle Energie
W_i	J	Innere Energie
W_{kin}	J	Kinetische Energie
W_{System}	J	Energie innerhalb Systemgrenze
$W_{\text{SG, Betätigung}}$	J	Energie über Betätigung
$W_{\text{SG, Öl}}$	J	Energie Öl an Systemgrenze
$W_{\text{SG, Welle, mech}}$	J	mechanische Energie über Welle
W_{Umgebung}	J	Energie Umgebung
W_V	J	Verschiebearbeit
α	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient
ϵ	-	Dehnung
$\lambda_{\text{öl}}$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit Öl
$\rho_{\text{öl}}$	kg/m^3	Dichte Öl
ρ	kg/m^3	Dichte
Δl	m	Längenänderung
ΔT	K	Temperaturdifferenz
ΔT_{makro}	K	Differenz von integraler zu makroskopischer Temperatur
ΔT_{mikro}	K	Differenz von makro- zu mikroskopischer Temperatur
σ	N/m^2	Spannung
σ	W/m^2K^4	Stefan-Boltzmann-Konstante
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m^3	Dichte
$\Delta \mu$	-	Reibungszahländerung
μ	-	Reibungszahl
μ_{integral}	-	Integrale Reibungszahl
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_{an}	1/s	Winkelgeschwindigkeit Antrieb
ω_{ab}	1/s	Winkelgeschwindigkeit Abtrieb
ω_w	1/s	Winkelgeschwindigkeit Welle
$\overset{\circ}{\omega}_{\text{an}}$	$1/s^2$	Winkelbeschleunigung Antrieb
$\overset{\circ}{\omega}_{\text{ab}}$	$1/s^2$	Winkelbeschleunigung Abtrieb
v	-	Reaktionsgeschwindigkeit
$v_{\text{öl}}$	m^2/s	kinematische Viskosität Öl
v_0	-	Proportionalitätskonstante
v_1	-	Reaktionsgeschwindigkeit Kontrollvolumen 1
v_2	-	Reaktionsgeschwindigkeit Kontrollvolumen 2
v_F	-	Querkontraktionszahl Faser
v_{SI}	-	Querkontraktionszahl Stahllamelle
Z	m	Höhe in m

1 Einleitung

Antriebstechnische Systemlösungen unterliegen sowohl in Automobil- als auch in Industrieanwendungen der Forderung nach hoher Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit.

Antriebssysteme stellen dem jeweiligen Gesamtsystem Energie in der benötigten Form zur Verfügung und tragen maßgeblich zur Erfüllung der Funktion des Gesamtsystems bei. Die leistungsübertragende Mechanik von Antriebssystemen besteht nach ALBERS² aus den drei Subsystemen: Kraftmaschine, Antriebsstrang und Arbeitsmaschine. Insbesondere Antriebsstränge bestehen aus Komponenten wie Getrieben, Wellen, Lagerungen sowie schaltbaren- und nichtschaltbaren Kupplungen. Die mechanischen Systemkomponenten bestehen aus einer Kombination einzelner Elemente, die im Wesentlichen über ihre Oberflächen in Wechselwirkung stehen. Die Kontinuumsmechanik als Teilgebiet der Mechanik befasst sich mit der Deformation von Körpern durch äußere Kräfte (vgl. ALTENBACH³). Die Interaktion von Oberflächen in Relativbewegung ist nach JOST⁴ im Fokus der Tribologie. Bei der Entwicklung antriebstechnischer Systeme sind sowohl kontinuumsmechanische als auch tribologische Fragestellungen zu berücksichtigen. Reibung aufgrund von Wechselwirkungen in tribologischen Kontakten bestimmt maßgeblich die Energieeffizienz, Verschleiß begrenzt die Lebensdauer. Nach HOLMBERG⁵ wird bei Personenkraftwagen 28% der chemischen Energie des Kraftstoffs durch Reibung dissipiert und damit dem Arbeitsprozess entzogen. Dementsprechend ist Reibung häufig unerwünscht. Demgegenüber stehen Systeme, deren Funktion auf der Übertragung von Reibkräften in tribologischen Kontakten basieren. Hohe und konstante Reibungszahlen unter variierenden Randbedingungen sind essentiell für deren sichere Funktionserfüllung. Als Beispiel für die sogenannten Friktionssysteme seien schaltbare Kupplungen genannt, die den Kraftfluss im Antriebsstrang durch öffnen und schließen eines Reibkontakts maßgeblich bestimmen. Das tribologische Verhalten und damit auch Reibungszahl und Verschleiß dieser Systeme wird von vielfältigen inter- und intrasystemischen Wechselwirkungen geprägt. Als Beispiel seien tribochemische und tribophysikalische Veränderungen von Reibkontakten abhängig von der jeweiligen Belastung, der

² Albers 2012a

³ Altenbach 2012

⁴ Jost 1968

⁵ Holmberg 2012

2 Einleitung

eingesetzten Werkstoffe und der Schmierung angeführt. Diese komplexen Wechselwirkungen im jeweiligen Gesamtsystem sind nur bedingt durchdrungen.

Zur zielgerichteten Entwicklung von Kupplungssystemen mit signifikant gesteigerter Leistungsdichte müssen wesentliche Zusammenhänge geklärt, Erklärungsmodelle gebildet und das abgeleitete Wissen in den Entwicklungsprozess insbesondere in Form von Entwicklungsmethoden und -werkzeugen integriert werden.

Im Rahmen der vorgestellten Arbeit wird eine Vorgehensweise aufgezeigt, wie sukzessive kontextspezifisches Wissen erzeugt wird, das einer kontinuierlichen Verbesserung der Produktentstehung dient. Ein Übergang von erfahrungsbasierter hin zu modell- und wissensbasierter Produktentwicklung wird ermöglicht. Die systemischen Potenziale im Hinblick auf die Entwicklung neuer, innovativer Systemlösungen werden am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung aufgezeigt. Dabei werden Werkstoffpotenziale durch Gestaltungsmaßnahmen und deren Wechselwirkungen im System gleichermaßen berücksichtigt.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Im vorliegenden Kapitel wird der bezüglich der vorliegenden Arbeit relevante Stand der Forschung dargelegt und diskutiert. Im Fokus stehen dabei Modelle von Produktentstehungsprozessen, antriebstechnische Grundlagen mit dem Schwerpunkt nasslaufender Kupplungssysteme sowie insbesondere tribologische Grundlagen und Modelle zur Beschreibung tribologischer Prozesse in geschmierten Kontakten.

2.1 Antriebssysteme

Die vorliegende Arbeit fokussiert Antriebssysteme und Antriebssystemkomponenten als Beispiel für die Entwicklung tribotechnischer Systeme. Nach ALBERS⁶ werden Antriebssysteme in Maschinen, Anlagen und Fahrzeugen als Teilsysteme eingesetzt. Antriebssysteme bestehen aus der Kraftmaschine, dem Antriebsstrang und der Arbeitsmaschine. Das Antriebssystem stellt dem jeweiligen Arbeitsprozess die notwendige Energie zur Verfügung und ist deshalb häufig von zentraler Bedeutung im Hinblick auf die Funktionserfüllung des jeweiligen Gesamtsystems. Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen mechanischen und elektronischen Komponenten des Antriebssystems sowie deren Bedeutung für die Funktionserfüllung im Gesamtsystem müssen Antriebssysteme verstärkt als mechatronische Systeme betrachtet werden. Die Wechselwirkungen zwischen einzelnen Systemkomponenten rücken damit stärker in den Fokus. Der Antriebsstrang, als ein Element des Antriebssystems, besteht aus diversen Teilsystemen wie z.B. Getriebe, Kupplung als mechanische, im wesentlichen leistungsübertragende, Komponenten aber auch informationsverarbeitende Komponenten, wie Steuergeräte, bedürfen der Berücksichtigung im Sinne einer ganzheitlichen Betrachtung. Eine wesentliche Herausforderung bei der Entwicklung von Antriebssystemen resultiert aus intra- und intersystemischen Wechselwirkungen, die bei der Entwicklung berücksichtigt werden müssen, aufgrund der Komplexität aber a priori nur teilweise bekannt sind. Exemplarisch seien hier Kupplungssysteme als Systeme angeführt, die in der Wechselwirkung im Antriebssystem das dynamische Systemverhalten aber auch Leistungsdichte und Wirkungsgrad des Gesamtsystems maßgeblich beeinflussen.

⁶ Albers 2012a

2.2 Schaltbare Kupplungen

Die Grundfunktion von Kupplungen ist das Verbinden von Wellen zur Drehzahl- und Drehmomentübertragung. Über die Grundfunktion hinausgehend können Kupplungen verschiedene Nebenfunktionen, wie das Trennen des Kraftflusses bei schaltbaren Kupplungen erfüllen⁷.

Das Schalten und Übertragen von Drehmoment von einer Antriebs- zu einer Abtriebseinheit wird in der Regel durch Reibung in einem tribologischen Kontakt erfüllt. Das Verhalten des Kupplungssystems im Antriebsstrang wird durch die Vorgänge im tribologischen Kontakt maßgeblich beeinflusst. Diese Vorgänge stehen unter anderem in direkter Wechselwirkung mit dem jeweiligen Lastkollektiv, den dynamischen Eigenschaften des gesamten Antriebssystems sowie der Systemumgebung bzw. der Umwelt. ALBERS⁸ schlägt ein Kupplungsmodell unter Berücksichtigung wesentlicher Wechselwirkungen innerhalb der Kupplung und mit dem gesamten Antriebsstrang zur Beschreibung des Systemverhaltens vor. Das Modell basiert auf einer Kombination physischer und virtueller Modelle.

2.2.1 Nasslaufende Lamellenkupplung

Nasslaufende Lamellenkupplungssysteme werden sowohl in Automobil- als auch in Industrieanwendungen häufig eingesetzt (vgl. Bild 1).



Bild 1: Lamellenkupplung für Doppelkupplungssysteme von Personenkraftwagen⁹

Die Vielfalt in der Anwendung hat zu einer Diversifizierung in der Ausführung von Lamellenkupplungssystemen geführt. In der Regel bestehen nasslaufende

⁷ Albers 2012b

⁸ Albers et al 2011

⁹ Quelle: Volkswagen AG

Lamellenkupplungssysteme aus Belag- und Stahllamellen sowie einem Kühlschmiermedium, die den tribologischen Kontakt bilden.

Im Betrieb wird das Lamellenpaket durch aufbringen einer Axialkraft verpresst. Die im Friktionskontakt auftretende Reibung wird zur Drehmomentübertragung genutzt. Insbesondere während der Gleitphasen wird das dynamische Systemverhalten des Gesamtsystems stark von den Wechselwirkungen mit dem Kupplungssystem geprägt. Beispielsweise führt ein negativer Reibungszahlgradient über der Gleitgeschwindigkeit zu einer reduzierten Dämpfung des Antriebsstrangs, so dass Rupfschwingungen beim Anfahren begünstigt werden^{10,11,12,13}. Während der Gleitphasen erfolgt im Reibkontakt des Lamellenkupplungssystems, entsprechend der Drehzahldifferenz und des übertragenen Reibmoments, eine Dissipation von Energie in Form von Wärme. Das eingesetzte Öl übernimmt in der Wechselwirkung mit Stahl- und Belaglamellen die Aufgabe sowohl das Lamellenkupplungssystem zu kühlen als auch das tribologische Verhalten bezüglich Reibungszahl und Verschleiß positiv zu beeinflussen. Darüber hinaus wird nach JULLIEN ET AL^{14,15} ein wesentlicher Teil der Reibkräfte über Scherung des Schmiermediums im tribologischen Kontakt übertragen. Eine detaillierte Betrachtung des tribologischen Kontaktes erfolgt in Kapitel 2.4.

2.2.2 Belaglamellen

Die Belaglamellen bestehen in der Regel aus einem Trägerblech und dem aufgetragenen Reibbelag. Bei Verwendung von Papierreibbelägen werden genutete oder ungenutete Reibbelagringe als auch einzelne Reibbelagelemente („Pads“), die ebenfalls mit oder ohne Nuten ausgeführt sein können, verwendet¹⁶. Die Belagnutung als auch die Art der Nutherstellung zeigt in experimentellen Untersuchungen einen großen Einfluss sowohl im Hinblick auf den Reibungszahlverlauf während einer Schaltung als auch in Bezug auf die Wärmeübertragung aus dem Friktionskontakt^{17,18,19}. Darüber hinaus beeinflusst die

¹⁰ Maucher 1990

¹¹ Albers 1998

¹² Krüger 2003

¹³ Albers 2005

¹⁴ Jullien et al 1993a

¹⁵ Jullien et al 1993b

¹⁶ Hoerbiger

¹⁷ Razzaque 1999

¹⁸ Hämmerl 1994

¹⁹ Höhn 1997

Belagung die bei geöffneter Kupplung entstehenden Schleppmomente²⁰. Aufgrund der vielfältigen Anwendungen von nasslaufenden Lamellenkupplungen sind verschiedenste Nutgeometrien entstanden¹².

Als Reibwerkstoff werden sowohl metallische als auch nichtmetallische Werkstoffe eingesetzt²¹.

2.2.2.1 Nichtmetallische Reibbeläge

Am häufigsten werden so genannte Papierreibbeläge verwendet. Die Bezeichnung Papierreibbelag resultiert dabei aus dem Herstellungsprozess, der stark der Papierherstellung ähnelt. Zum Einsatz kommen hauptsächlich synthetische Fasern, die in ein Harz als Matrix mit Füllstoffen eingebunden sind²². Durch Veränderung der Fasern, Füllstoffe und des Harzes können gezielt Eigenschaften wie die Porosität und mechanische Eigenschaften des Reibwerkstoffs eingestellt werden. Diese Porosität ermöglicht eine Aufnahme und Abgabe des Schmiermediums und beeinflusst damit die tribologischen Randbedingungen im Friktionskontakt²³. Andererseits wird die Leistungsfähigkeit von Papierreibbelägen durch die thermische und chemische Beständigkeit der Komponenten, sowie die mechanische Beanspruchbarkeit bestimmt. Beispielsweise führen hohe Temperaturen zu einer Veränderung des Reibwerkstoffs²⁴.

Ebenfalls zur Gruppe der nichtmetallischen Reibbeläge werden Carbonreibbeläge gezählt, die beispielsweise durch Verweben von Kohlenstofffasern hergestellt werden können^{25,26}.

2.2.2.2 Metallische Reibbeläge

Sinterreibbeläge auf Bronze²⁷- und Eisenbasis stellen die größte Gruppe metallischer Reibbeläge dar²⁸. Weiterhin sind Kerasinterbeläge und die auf Stahlträger gespritzten Metalle zu nennen. Sinterreibbeläge können abhängig vom eingesetzten Herstellungsverfahren in Streusinter- und Foliensinterreibbeläge unterteilt werden. Bei Streusinterreibbelägen wird der Sinterreibbelag sowie die als Raugrund bezeichnete Bindschicht direkt in Pulverform auf das Stahlträgerblech aufgestreut und anschließend im Ofen gesintert. Dadurch entsteht eine gleichmäßige, nicht

²⁰ Holzer 1997

²¹ Frey 1993

²² Kamada 1998

²³ Zhang 2014

²⁴ Yang 1997

²⁵ Felger 2007

²⁶ Kamada 1998

²⁷ Gong 2015

²⁸ Hoerbiger

lösbarer Verbindung mit dem Trägerblech. Durch Pressen kann sowohl eine planparallele Oberfläche als auch die gewünschte Nutung der Reibflächen hergestellt werden.

2.2.3 Stahllamellen

Die Stahllamellen werden abhängig vom eingesetzten Reibbelagwerkstoff unter Berücksichtigung der jeweiligen Anwendung ausgewählt und können sich signifikant beispielsweise bezüglich Wärmebehandlung und Oberflächenbearbeitung unterscheiden. So werden derzeit Stahllamellen sowohl in gehärtetem oder nitriertem Zustand als auch ohne Wärmebehandlung eingesetzt. Die Reibflächen werden abhängig vom Reibbelagwerkstoff sowohl in geschliffenem oder poliertem Zustand verwendet²⁹.

2.2.4 Öl

Insbesondere bei Kraftfahrzeugen sind die eingesetzten Lamellenkupplungssysteme in das Antriebssystem integriert und teilen sich teilweise einen Ölkreislauf mit Systemkomponenten wie der Getriebeverzahnung und der Lagerung der Getriebewellen³⁰. Als Beispiele sind Doppelkupplungs- und Wandlerautomatikgetriebe sowie Sperrdifferenziale mit Lamellenbremsen angeführt. Die tribologischen Kontakte innerhalb des Getriebes werden in diesen Fällen mit einem Schmiermedium geschmiert und stehen darüber auch in direkter Wechselwirkung. Aus ökologischen und ökonomischen Gründen wird häufig angestrebt, die Nutzungsdauer von Schmierölen bis hin zur Lebensdauer des jeweiligen Gesamtsystems zu verlängern und möglichst eine Lebensdauerschmierung zu realisieren.

Moderne Öle bestehen aus einem Grundöl und Additiven, die zur gezielten Beeinflussung der Öleigenschaften auch hinsichtlich der Lebensdauer zugegeben werden^{31,32}. Öle werden häufig speziell im Hinblick auf die jeweilige Anwendung im Spannungsfeld widersprüchlicher Anforderungen entwickelt.

²⁹ Hoerbiger

³⁰ Hadler 2009

³¹ Scott 1995

³² Naumann 1988

2.3 Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen

Die VDI-Richtlinie 2241³³ beschreibt die Auswahl und Auslegung von schaltbaren, trocken- und nasslaufenden Kupplungen. Bild 2 zeigt einen Anfahrvorgang eines Fahrzeuges.

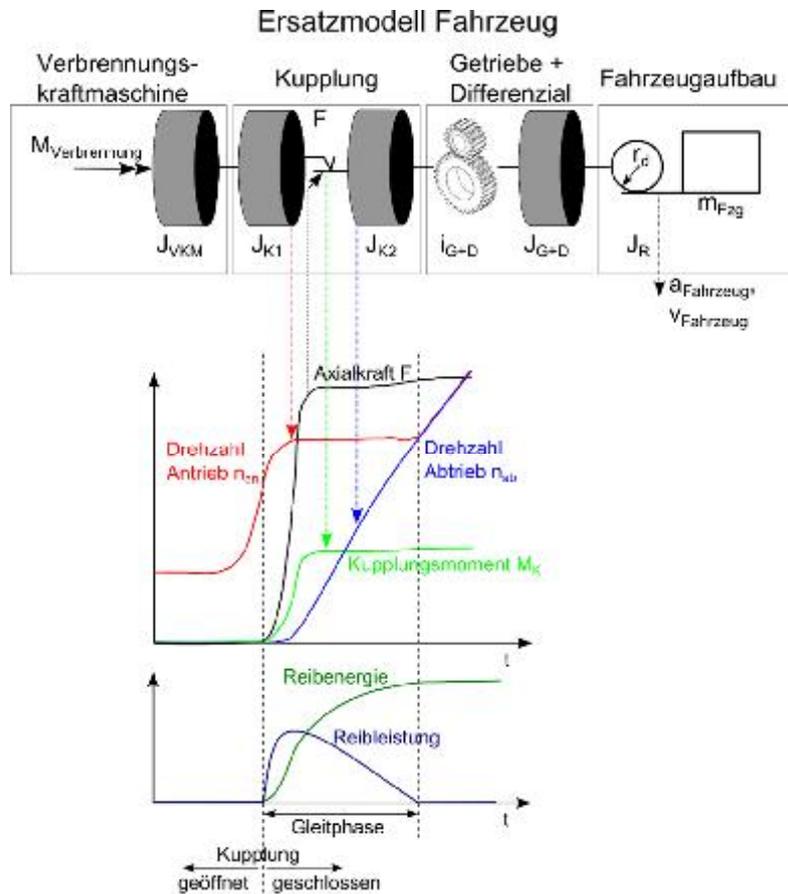


Bild 2: Schematische Darstellung einer Anfahrt eines Kraftfahrzeuges mit Verbrennungsmotor

Zu Beginn ist die Kupplung geöffnet, An- und Abtriebsdrehzahl der Kupplung unterscheiden sich. Der Reibkontakt der Kupplung wird geschlossen, die Reibflächen werden durch die wirkende Axialkraft verpresst. Die Axialkraft führt in Kombination mit der Reibungszahl im Reibkontakt zu einem Reibmoment (auch als Kupplungsmoment bezeichnet).

$$M_K = n_r F_a r_m \mu \quad \text{Gl. 1}$$

Während der Gleitphase ($n_{an} \neq n_{ab}$, $M_K > 0$) wird mechanische Leistung in Form von Wärme dissipiert. Die während einer Schaltung dissipierte Energie (Schaltarbeit) ergibt sich durch Integration der Reibleistung über der Dauer der Gleitphase.

³³ VDI 2241 Teil 1 und Teil 2

$$P_{\text{reib}} = M_K (\omega_{\text{an}} - \omega_{\text{ab}}) \quad \text{Gl. 2}$$

$$Q_{\text{reib}} = \int M_K (\omega_{\text{an}} - \omega_{\text{ab}}) dt \quad \text{Gl. 3}$$

Die Kupplungsauslegung nach VDI 2241 basiert im Wesentlichen auf einer Berechnung der thermischen Belastung und dem Vergleich mit der zulässigen thermischen Belastung abhängig von der Schalzhäufigkeit.

$$Q_{\text{zul}} = Q_E \left(1 - e^{-S_{\text{hü}}/S_h} \right) \quad \text{Gl. 4}$$

Gl. 4 zeigt den in Bild 3 visualisierten Zusammenhang von zulässiger Schaltarbeit abhängig von der Schalzhäufigkeit. Die zulässige Schaltarbeit nimmt demnach ausgehend von der zulässigen Schaltarbeit für eine Einzelschaltung (Q_E) mit zunehmender Schalzhäufigkeit sukzessive ab. Die Übergangsschalzhäufigkeit ($S_{\text{hü}}$) wird bei nasslaufenden Lamellenkupplungen unter anderem vom Schließzeitverhältnis³⁴, der Ölzulaufemperatur und dem Ölvolumenstrom beeinflusst. Die genauen Abhängigkeiten werden basierend auf experimentellen Untersuchungen an realen Kupplungssystemen bestimmt.

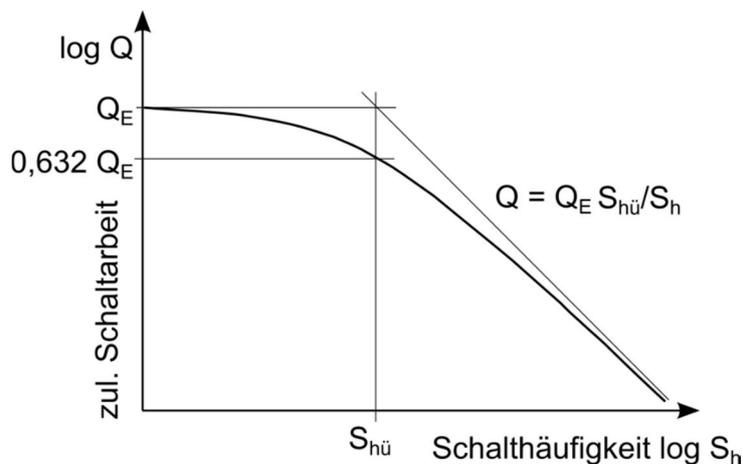


Bild 3: Grenzlinie zulässiger Schaltarbeit abhängig von der Schalzhäufigkeit³⁵

Ausgehend vom Vergleich von zulässiger und im jeweiligen Anwendungsfall auftretender Belastung wird ein Kupplungssystem ausgewählt. Neben der thermischen Auslegung wird insbesondere das übertragbare Drehmoment im geschlossenen Zustand berücksichtigt, auf das an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll.

³⁴ Verhältnis von Schließzeit zu Zykluszeit

³⁵ VDI 2241 Teil 1

HÄMMERL³⁶ stellt die Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen ebenfalls als sequenziellen, iterativen Prozess dar (Bild 4). Es werden Arbeitsschritte und die jeweiligen Einflussgrößen beschrieben. Demnach gilt es zunächst die Einsatzrandbedingungen zu klären und im Anschluss die Friktionswerkstoffe, Belagnutung und Lamellengröße auszuwählen, anschließend eine thermische Nachrechnung des Systems durchzuführen. Diese Vorgehensweise muss unter Anpassung der relevanten Einflussgrößen so lange in iterativer Weise wiederholt werden, bis davon ausgegangen werden kann, dass das Lamellenkupplungssystem die im Betrieb geforderten Anforderungen erfüllt.

Arbeits-schritt	Kriterien, Einflüsse		
Klären des Anwendungs-profils	Lastkollektiv, Reibarbeit, Reibleistung, Pressung (dyn., stat.), Rutschzeit, Dauerrutschen, Schaltkomfort. Lebensdauerverhalten (Reibungsverhalten, Verschleiß), Einlaufverhalten, Drehzahlbereiche, Leerlaufverhalten, Betriebsverhalten im Schadensfall		
Belagauswahl	Beanspruchung, Anwendungsprofil, Reibungszahlniveau, Schaltkomfort, Überlastbarkeit, Schädigungsverhalten, Ölverträglichkeit		
Nutungs-auswahl	Zugeführter Ölstrom, Öldurchsatz (drehzahlabhängig), Kühlölauführung (Innenbeölung), Nutfläche, Reibcharakteristik, Schließzeitverhältnis, Dauerrutschen		
Größen-auslegung	<u>Daten:</u> Rutschmoment Stat. Drehmoment Differenzdrehzahl Rutschzeit Reibungszahl (Belagauswahl)	<u>Beanspruchungen:</u> Pressung Reibarbeit Reibleistung Gleitgeschwindigkeit	<u>Vorauslegung:</u> Reibdurchmesser Reibflächenanzahl Schaltkraft
Thermische Nachrechnung	<u>Daten:</u> Lastkollektiv Reibarbeit, Reibleistung Dicke der Stahllamellen Dicke von Belag und Belagträger Nutung Ölvolumenstrom thermische Stoffgrößen	<u>Nachrechnung:</u> Spitztemperatur Dauertemperatur Kühlöleffizienz	
Eventuell Korrektur von Größenauslegung, Ölvolumenstrom, Nutungsauswahl			

Bild 4: Prozessschritte zur Auswahl nasslaufender Lamellenkupplungen³⁶

Für die sogenannte thermische Nachrechnung schlägt HÄMMERL³⁷ ein Finite-Differenzen-Modell vor. Dieses Modell berücksichtigt die während der Reibphase dissipierte Energie sowie die daraus resultierende Erwärmung und die Wärmeleitung innerhalb der Komponenten der Lamellenkupplung (Belaglamelle mit Trägerblech und Stahllamelle). Die einzelnen Komponenten werden dazu in geeigneter Weise diskretisiert. Die im Hinblick auf die Kühlung des Kupplungssystems wichtige konvektive Wärmeübertragung an das Schmieröl wird im Wesentlichen durch

³⁶ Hämmerl 1994

³⁷ Hämmerl 1994

experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizienten abgebildet. Die beschriebene Vorgehensweise beschreibt einen Prozess zur Auswahl von Komponenten basierend auf dem Stand der Technik.

RAO³⁸ beschreibt die Modellierung des Systemverhaltens am Beispiel einer in einem Allradfahrzeug eingesetzten nasslaufenden Lamellenkupplung. Zur Berechnung des Wärmehaushalts nutzt er die von HÄMMERL aufgezeigten Ansätze, die auf einer experimentellen Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten basiert.

WOHLLEBER³⁹ untersucht Lamellenkupplungssysteme unter anderem unter Variation von Geometrie- und Betriebsparametern als auch der verwendeten Reibpaarung. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden die variierten Parameter im Hinblick auf den Wärmehaushalt der untersuchten Lamellenkupplungssysteme bewertet. Darauf basierend wird die von HÄMMERL vorgeschlagene Berechnungsmethode um die empirisch gefundenen Abhängigkeiten auf den Wärmeübergang erweitert.

ALBERS^{40,41} führt Untersuchungen an nasslaufenden Kupplungen im geöffneten Zustand durch. Es werden numerische Modelle zur Analyse der Öldurchströmung und der Erwärmung des Kupplungssystems entwickelt und mit Hilfe einer eigens entwickelten Validierungsumgebung im Rahmen experimenteller Untersuchungen überprüft. ALBERS⁴² stellt effiziente experimentelle Methoden zur Untersuchung schleppmomentbedingter Verluste nasslaufender Kupplungen unter Variation der Nutgeometrie basierend auf einfachen Geometrie- und Funktionsprototypen vor.

³⁸ Rao 2011

³⁹ Wohlleber 2012

⁴⁰ Albers 2012c

⁴¹ Albers 2012d

⁴² Albers 2015

2.4 Tribologie

Nasslaufende Lamellenkupplungssysteme sind tribotechnische Systeme. Der Begriff Tribologie beschreibt die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung⁴³ und umfasst das Gesamtgebiet von Reibung, Verschleiß und Schmierung. Ebenso werden Wechselwirkungen der Grenzflächen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Fluiden wie Flüssigkeiten und Gasen eingeschlossen.

Tribotechnische Systeme dienen der Erfüllung einer technischen Funktion. Entsprechend Bild 5 wirken die Eingangsgrößen auf die Systemstruktur (S) ein und werden im Hinblick auf die zu erfüllende Funktion in Ausgangsgrößen überführt. Dieser Prozess ist im Allgemeinen verlustbehaftet (Verlustgrößen).

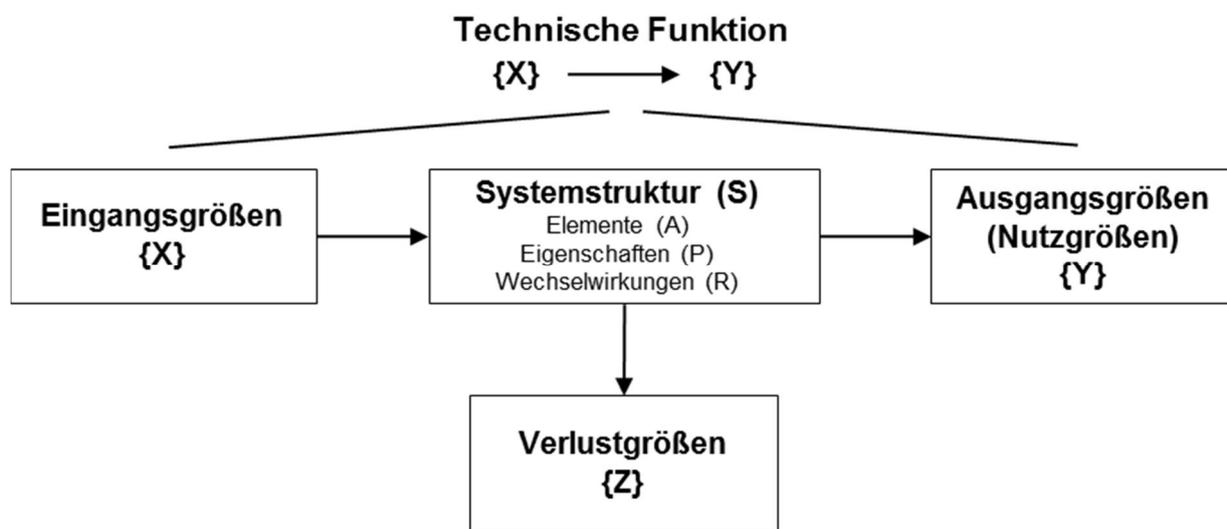


Bild 5: Tribotechnische Systeme⁴⁴

DETERS⁴⁵ erweitert die Darstellung tribotechnischer Systeme (Bild 6) um die Strukturelemente Grund- und Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium sowie die tribologische Beanspruchung und die tribologischen Prozesse. Darüber hinaus werden die Ein-, Ausgangs- und Verlustgrößen konkretisiert in die Betrachtung aufgenommen. Im Zusammenhang mit tribologischen Phänomenen werden das jeweilige Beanspruchungskollektiv, die Struktur des tribologischen Systems, Energieverluste, Verschleiß, Kontaktgeometrie und die Änderung der Werk- und Schmierstoffe als wichtig angesehen. Im Gegensatz zu den Festigkeitseigenschaften, wie Zugfestigkeit, Druckfestigkeit usw., die als

⁴³ Deters 1992

⁴⁴ Czichos und Habig 1992

⁴⁵ Deters 2012

„stoffbezogene“ Werkstoffkenngrößen angesehen werden, resultieren tribologische Größen wie beispielsweise Reibungszahl und Verschleiß stets aus dem Zusammenwirken der Komponenten eines tribotechnischen Systems unter den jeweiligen Randbedingungen und sind deshalb als Systemgrößen anzusehen⁴⁶.

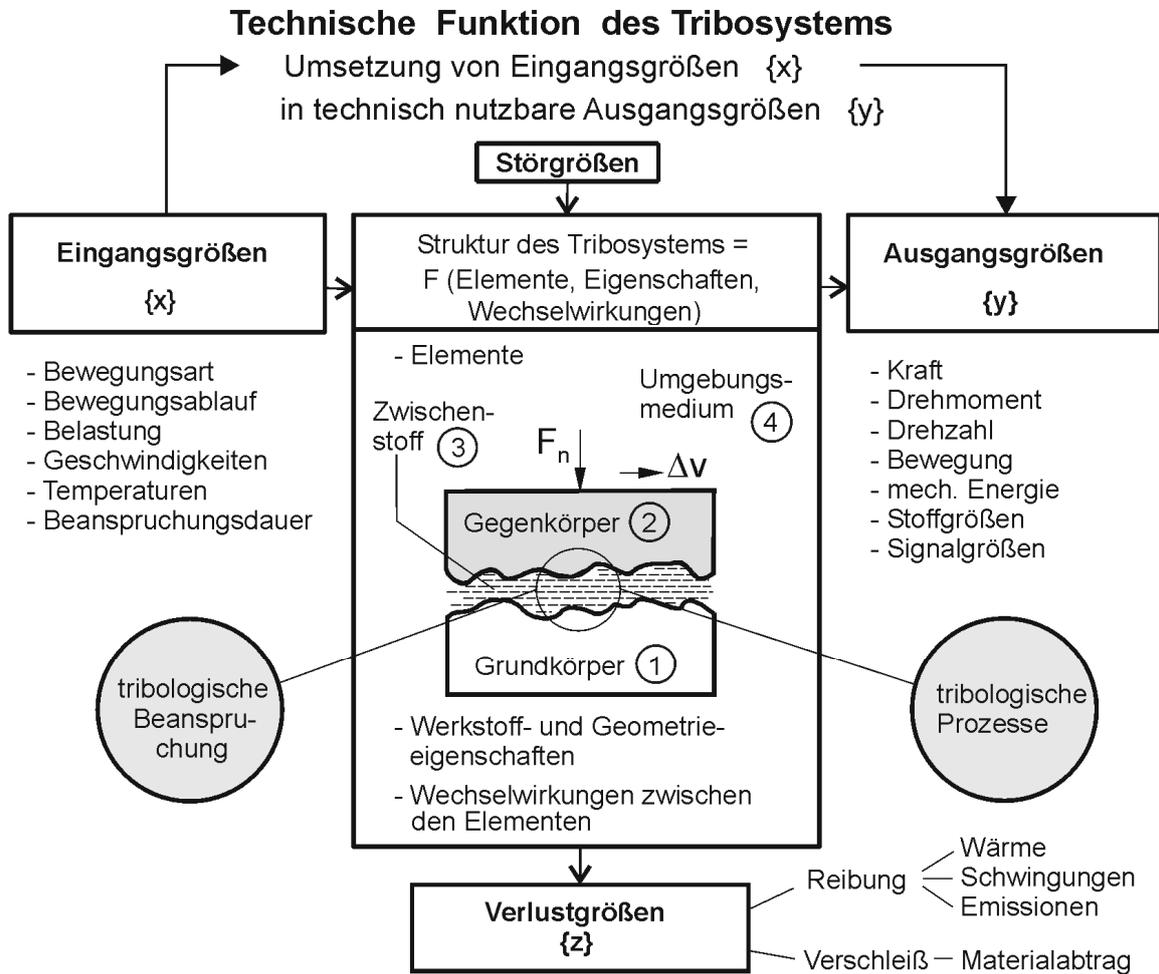


Bild 6: Erweiterte Darstellung eines tribotechnischen Systems⁴⁷

Abhängig von den im tribologischen Kontakt ablaufenden Prozessen können die in Bild 7 und Bild 8 dargestellten grundlegenden Reibungs- und Verschleißmechanismen unterschieden werden. Es können demnach das Trennen adhäsiver Bindungen auf atomarer Ebene, die plastische Deformation von Rauheiten, die abrasive Beanspruchung bzw. Furchung und die elastische Hysterese als Reibungsmechanismen aufgeführt werden.

⁴⁶ Deters 1992

⁴⁷ Deters 2012

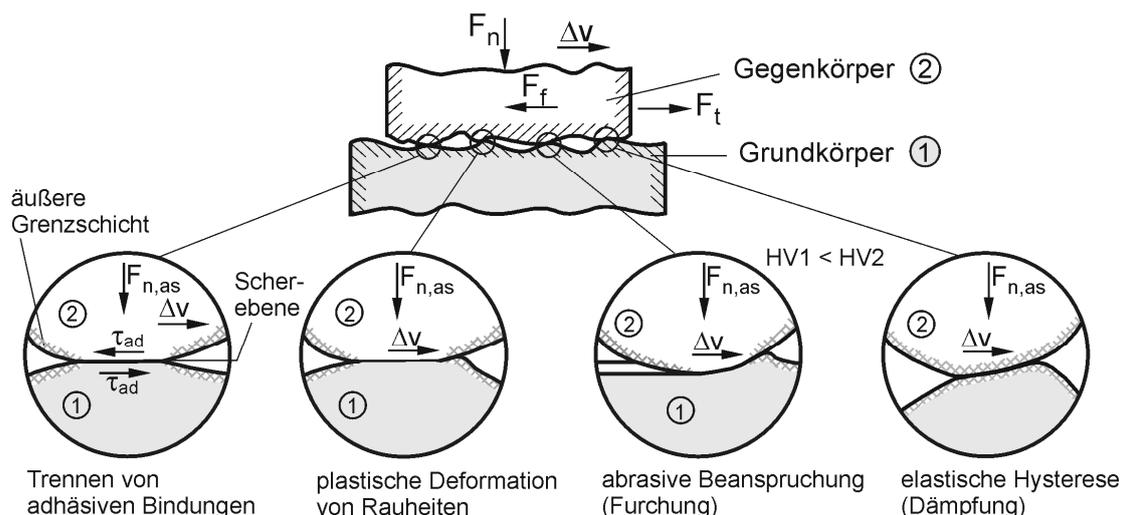


Bild 7: Reibungsmechanismen⁴⁸ (in Anlehnung an CZICHOS UND HABIG⁴⁹)

Verschleiß wird abhängig von den während des Verschleißvorgangs ablaufenden physikalischen und chemischen Prozessen in die hauptsächlichen Verschleißmechanismen Adhäsion, Abrasion, Oberflächenzerrüttung (Ermüdung) und tribochemische Reaktion (Tribooxidation) unterteilt. Die sich aus dem Verschleiß ergebenden Veränderungen der am Reibprozess beteiligten Komponenten sowie die entstehenden Verschleißpartikel nach Art und Form werden unter dem Begriff Verschleißerscheinungsform zusammengefasst.

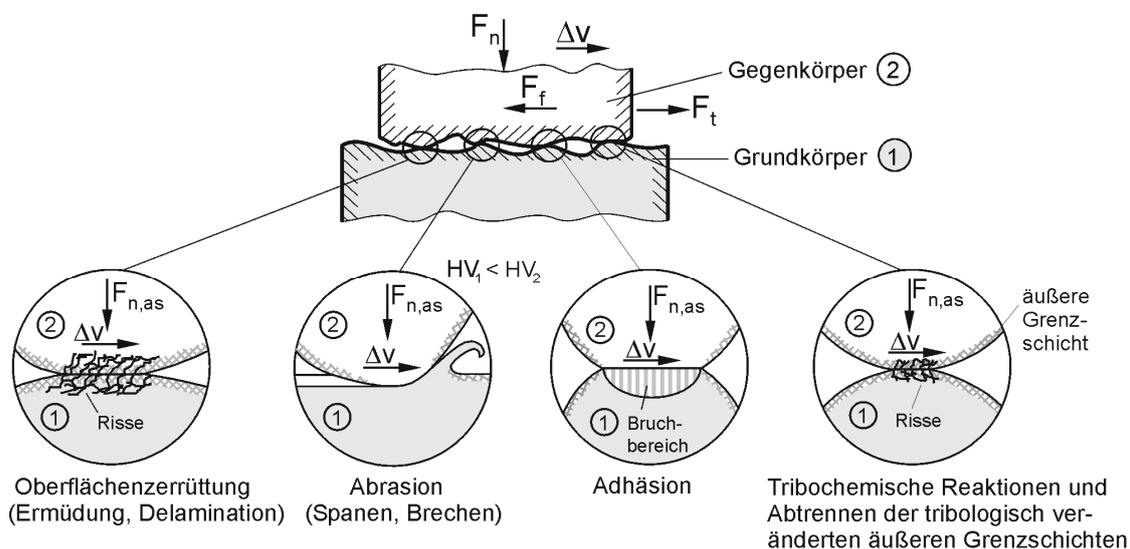


Bild 8: Verschleißmechanismen in tribologischen Kontakten (in Anlehnung an CZICHOS UND HABIG⁵⁰)

⁴⁸ Deters 2012

⁴⁹ Czichos und Habig 1992

⁵⁰ Czichos und Habig 1992

Die Reibungs- und Verschleißmechanismen können in realen tribologischen Kontakten einzeln, gleichzeitig und auch nacheinander auftreten.

Mischreibung⁵¹ bezeichnet jede Mischform von Reibungszuständen, Beispielsweise von Festkörper- und fluidischer Reibung. Im geschmierten Kontakt einer nassslaufenden Lamellenkupplung können die Reibungszustände Festkörper- und Grenzreibung, fluidische Reibung (hydro- und elastohydrodynamische Reibung) unterschieden werden.

TING^{52,53} und WU⁵⁴ untersuchen den Schließvorgang nassslaufender Lamellenkupplungen. Das Lamellenkupplungssystem wird auf ein Modell bestehend aus zwei Scheiben reduziert, wobei eine Scheibe, in Analogie zu Belaglamellen, mit einem porösen Werkstoff versehen wird. Beim Schließen der Kupplung werden drei Phasen unterschieden. Die Squeeze-Film-Phase zu Beginn der Schaltung ist durch eine vollständige Trennung von Grund- und Gegenkörper durch einen Ölfilm gekennzeichnet. Das im Kontakt befindliche Öl wird zunehmend verdrängt, was zu einer Abnahme der Schmierfilmdicke führt, bis schließlich Asperiten von Grund- und Gegenkörper in Wechselwirkung treten, wobei elastische Deformationen entstehen. Diese Phase geht gegen Ende der Schaltung für sehr geringe Gleitgeschwindigkeiten in eine Phase über, die von TING als Konsolidierungsphase bezeichnet wird. Die lokalen Kontaktbedingungen werden in dieser Phase im Wesentlichen durch die Porosität und die elastischen Eigenschaften des Reibwerkstoffs geprägt.

BERGER ET AL⁵⁵ schlagen ein Berechnungsmodell zur Untersuchung des Anfahrvorgangs nassslaufender Kupplungen unter Berücksichtigung insbesondere von Oberflächenrauigkeit, Permeabilität des Reibwerkstoffs und der Reibbelagsnutzung vor. Das Modell basiert auf einer Berechnung der Schmierfilmdicke über der Zeit und lässt darüber Rückschlüsse auf das Reibungszahlverhalten zu.

JULLIEN ET AL⁵⁶ führen In-Situ-Untersuchungen an Reibpaarungen bestehend aus Carbon-Reibwerkstoffen gegen Borsilikatglas unter geschmierten Bedingungen durch. Die experimentellen Untersuchungen werden durch Simulationsmethoden begleitet. Zur skalenübergreifenden Beschreibung der relevanten Mechanismen

⁵¹ vgl. Deters 1992

⁵² Ting 1975a

⁵³ Ting 1975b

⁵⁴ Wu 1973

⁵⁵ Berger et al 1996

⁵⁶ Jullien et al 1993a

werden die betrachteten Ausschnitte aus dem tribologischen Kontakt Schrittweise von 100 über 1 auf 0,05 mm² verkleinert. Beim Kontakt rauer Oberflächen kommt es demnach zur Ausbildung von Bereichen, sogenannten Inseln, in denen Asperiten von Grund- und Gegenkörper über einen sehr dünnen Schmierfilm getrennt in Wechselwirkung stehen. Das tribologische Verhalten der untersuchten Reibpaarung basiert nach JULLIEN ET AL⁵⁷ ausschließlich auf den Wechselwirkungen in den als Inseln bezeichneten Bereichen. Die Übertragung von Reibkräften ist demnach auf die Scherung eines sehr dünnen Fluidfilms mit einer gemessenen Dicke von 0,1 – 0,5 µm zurückzuführen. Die Unterteilung des tribologischen Kontakts in viele weitgehend unabhängige Inseln wird als „fractionated lubrication“ bezeichnet.

In der Vergangenheit wurden verschiedene Modelle zur Beschreibung von tribologischen Prozessen entwickelt.

AMONTONS⁵⁸ beschreibt für ungeschmierte tribologische Kontakte einen linearen Zusammenhang von Reibkraft und der wirkenden Normalkraft sowie eine weitgehende Unabhängigkeit von der Fläche. Eine Erklärung liefern erstmalig BOWDEN UND TABOR⁵⁹, die auf der Annahme rauer Oberflächen im Kontakt basiert. Werden zwei metallische Körper aufeinander gepresst, entstehen abhängig von der Topografie lokale Kontakte. In diesen Kontakten treten die Elementarteilchen der Reibpartner in Wechselwirkung. Diese Wechselwirkungen tragen zur Reibkraftübertragung bei. Die wirkende Axialkraft bestimmt neben den mechanischen Eigenschaften der Reibpartner und der Topografie die Anzahl und Größe der lokalen Kontakte. Mit zunehmender Axialkraft nehmen dementsprechend die Fläche der lokalen Kontaktbereiche und damit auch die Reibkraft zu.

GREENWOOD UND WILLIAMSON⁶⁰ entwickeln ein Modell, das auf der Wechselwirkung von Asperiten basiert. Die Topografie wird durch einzelne Asperiten, die durch Kugelkappen angenähert werden, abgebildet. Die Höhenverteilung der Asperiten wird durch eine Exponentialfunktion beschrieben. Von GREENWOOD UND WILLIAMSON durchgeführte Untersuchungen haben gezeigt, dass bei zufälliger Höhenverteilung unter Annahme elastischer Deformation, ein linearer Zusammenhang zwischen realer Kontaktfläche und Normalkraft besteht. Im Allgemeinen muss aufgrund variierender lokaler Pressungen von plastischer Deformation einzelner Asperiten ausgegangen werden.

⁵⁷ Jullien et al 1993b

⁵⁸ Amontons 1699

⁵⁹ Bowden und Tabor 1950

⁶⁰ Greenwood 1966

LORENTZ⁶¹ entwickelt ein FE-Modell zur Beschreibung des Reibwertverhaltens geschmierter tribologischer Kontakte unter besonderer Berücksichtigung realer Topografien von Grund- und Gegenkörper sowie den rheologischen Eigenschaften des verwendeten Schmiermediums bei definierten Lastzuständen. Basierend auf diesem Modell untersuchen ALBERS ET AL.^{62,63} den Einfluss der Topografie auf das tribologische Verhalten geschmierter und ungeschmierter Kontakte. Insbesondere die Veränderungen bezüglich Reibungszahl und Verschleiß stehen hierbei im Fokus.

Mikroskopische Wechselwirkungen von Grund- und Gegenkörper in tribologischen Kontakten basieren auf nanoskaligen, molekularen und atomaren Wechselwirkungen.

Nach PLEWINSKY⁶⁴ sind folgende Bindungsarten zu unterscheiden:

- Ionenbindung
- Kovalente Bindung
- Metallische Bindung
- Van-der-Waals-Bindung

GARBAR UND SKORININ⁶⁵ untersuchen die Gefügeveränderung von Stählen in oberflächennahen Bereichen durch plastische Deformation in Folge tribologischer Beanspruchung. Dabei stellt sich ein feinkörniges Gefüge mit einer Kornausrichtung in Gleitrichtung ein wobei die minimale Korngröße durch das jeweilige Metall begrenzt wird. Es entstehen Versetzungen, die sich innerhalb des Werkstoffes bewegen. Es bilden sich Gefügemuster, die direkt mit dem Entstehen von Verschleißpartikeln zusammenhängen. RIGNEY UND HIRTH⁶⁶ zeigen, dass die Verformungsprozesse mit der während der Reibphase dissipierten Energie im Zusammenhang stehen.

BUCKLEY⁶⁷ zeigt, dass im Zusammenhang mit Adhäsion immer auch plastische Deformation auftritt.

ANDARELLI ET AL.⁶⁸ zeigen, dass die Entstehung und die Bewegung von Versetzungen, sowie resultierende Gitterverzerrungen und neue Oberflächen zur

⁶¹ Lorentz 2013

⁶² Albers et al. 2016

⁶³ Albers et al. 2015

⁶⁴ Plewinski 2013

⁶⁵ Garbar und Skorinin 1978

⁶⁶ Rigney und Hirth 1979

⁶⁷ Buckley 1977

dauerhaften oder temporären Speicherung von potentieller Energie innerhalb der Struktur der Reibwerkstoffe führen.

HEUBERGER⁶⁹ beschreibt die Entstehung der Reibung und die damit zusammenhängenden dissipativen Vorgänge. Er kommt zum Schluss, dass zur Beschreibung von Gleitreibung Nichtgleichgewichtsprozesse wie das Trennen von atomaren Bindungen und die Anregung atomarer Schwingungen (Phononen) berücksichtigt werden müssen.

TOMLINSON⁷⁰ beschreibt ein Reibungsmodell auf molekularer Basis, das einzelne Atome der am Reibprozess beteiligten Körper betrachtet. Zwischen den Atomen wirken anziehende Kräfte mit großer Reichweite und abstoßende nur sehr kurzreichende Kräfte, wobei die Änderung der Kraft als Funktion des Abstandes bei den abstoßenden Kräften deutlich größer ist. Im Verhältnis zur Reichweite der atomaren Wechselwirkungen sind reale technische Oberflächen von tribologischen Kontakten als rau anzusehen. Deshalb ist davon auszugehen, dass nur in relativ kleinen Bereichen die Atome von Grund- und Gegenkörper so weit angenähert werden, dass zwischenatomare Wechselwirkungen auftreten. Die von außen aufgebrachte Normalkraft und die zwischen einzelnen Atomen wirkenden Anziehungskräfte stehen im Gleichgewicht mit abstoßenden Kräften zwischen sehr stark angenäherten Atomen. Durch die Relativbewegung zwischen Grund- und Gegenkörper kommt es zu einem ständigen Wechsel der an der Kraftübertragung beteiligten Atompaaare. Atome, die bis in den Bereich der abstoßenden Kräfte angenähert werden, gehen durch die unterschiedliche Abhängigkeit von anziehenden und abstoßenden Kräften von der Entfernung in ein instabiles Gleichgewicht über. Die bei der Entfernung der Atome im Kraftfeld gespeicherte potenzielle Energie geht beim anschließenden Übergang in den stabilen Gleichgewichtszustand in kinetische Energie über. Die Auslenkung im instabilen Gleichgewicht und damit auch die Energie, die beim Übergang zum stabilen Gleichgewicht in kinetische Energie umgewandelt wird müssen zufällig und somit als statistisches Problem angesehen werden. In allen Bereichen zwischen Grund- und Gegenkörper in denen Atome bis in den Bereich der abstoßenden Kräfte angenähert werden, können die Reibpartner als verbunden angesehen werden. Andererseits ist die beim Lösen einer der Verbindungen umgewandelte Energie nicht abhängig von der Relativgeschwindigkeit. Damit ist die entstehende Reibkraft nicht zwangsläufig mit der Gleitgeschwindigkeit gekoppelt. Nach diesem Modell wird bereits durch das

⁶⁸ Andarelli 1973

⁶⁹ Heuberger 2007

⁷⁰ Tomlinson 1929

Aufeinanderpressen und anschließende Trennen zweier Festkörper ohne Tangentialbewegung Energie dissipiert.

Untersuchungen von LANDMAN⁷¹ bestätigen diese Modellvorstellung. Wichtig dabei ist, dass dieser Effekt sowohl bei makroskopischer als auch atomarer Betrachtung auftritt. Üblicherweise werden diese Vorgänge als mechanische Hysterese bezeichnet.

Ein weiteres Modell zur Beschreibung von Reibungsvorgängen ist das Modell von FRENKEL UND KONTOROVA⁷². Im Gegensatz zum Modell nach Tomlinson wird dabei die Interaktion einer Kette von Atomen beschrieben, die sich in einem periodischen Feld an der Oberfläche eines Festkörpers bewegen. Dieses Modell wird häufig zur Beschreibung adsorbierter Atome an Oberflächen von Festkörpern verwendet. Dabei kann es sich um gezielt eingebrachte Atome beispielsweise aus Schmiermedien oder um Verschleiß- und Reaktionsprodukte resultierend aus der tribologischen Beanspruchung handeln. Die Atome innerhalb des Moleküls stehen in Wechselwirkung und befinden sich zugleich im Potentialfeld des Festkörpers. Das Molekül strebt stets den energetisch günstigsten Zustand an. Dieser Zustand kann erreicht sein, wenn sich alle Atome der Kette in einem Potentialminimum des Festkörpers befinden und dabei die Atomabstände in der Atomkette dem Abstand der Minima des Festkörpers entsprechen. Werden davon ausgehend die Atomabstände verändert, muss der energetisch günstigste Zustand mit einer Verschiebung zwischen einzelnen Atomen einhergehen. Deshalb bedarf es nun einer geringeren Energie, um das Molekül relativ zum Festkörper zu bewegen. Dabei bewegen sich stets einzelne Atome über das jeweilige lokale Potenzialmaximum des Festkörpers. Diese Bewegung beschreibt damit einen Mechanismus zum Massentransport in Richtung des Moleküls.

Befindet sich das Schmiermedium zwischen zwei Festkörpern bei einer Schmierfilmdicke von wenigen Moleküllängen, muss im Vergleich zum Fluid von vollständig anderen Eigenschaften ausgegangen werden. Ohne Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper ordnen sich die Moleküle in einzelnen Schichten an und können darüber hinaus auch innerhalb dieser Schichten geordnet vorliegen. Aus diesem Grund hat das Fluid festkörperähnliche Eigenschaften. Beim Übergang zum Gleiten kommt es zum Auflösen dieser Struktur. Das Zwischenmedium liegt ungeordnet und somit wie ein Fluid vor. THOMPSON UND ROBBINS⁷³ beschreiben, dass der Übergang fest-flüssig und flüssig-fest abhängig von der Gleitgeschwindigkeit im

⁷¹ Landman 1990

⁷² Kontorova 1938

⁷³ Thompson 1990

tribologischen Kontakt wiederholt durchlaufen wird. Abhängig von der Gleitgeschwindigkeit variiert dabei die Häufigkeit der Zustände flüssig und fest. LYASHENKO⁷⁴ führt darüber hinaus Untersuchungen unter Variation von Temperatur, Scherrate und Pressung durch und erweitert die Ergebnisse von THOMPSON UND ROBBINS. Nach KLEIN⁷⁵ entstehen beim Übergang des flüssigen Zwischenmediums zum Festkörper auf atomarer Ebene Stöße, die zur Anregung von Gitterschwingungen und damit zur Energiedissipation führen.

Fluide bestehen in der Regel aus Molekülen mit starken intramolekularen Bindungen, die innerhalb des Fluids über relativ schwache intermolekulare Bindungen in Wechselwirkung stehen. Diese intermolekularen Bindungen beeinflussen wesentlich die Fließeigenschaften des Fluids und sind maßgeblich an der Kraftübertragung durch Scherung beteiligt. Untersuchungen von TSENG ET AL.⁷⁶ zeigen, am Beispiel von n-Hexadecan, dass die Molekülstruktur auch bei extremen Scherraten nahezu unverändert bleibt.

EYRING⁷⁷ nimmt in seiner Theorie die Ausrichtung der Fluidmoleküle in einzelne Ebenen an. Zur Relativbewegung zwischen Molekülen zweier Ebenen muss eine Potentialschwelle überschritten werden. Kommt es zum Überschreiten dieser Potentialschwelle wird danach erneut eine energetisch günstige Konfiguration mit relativ geringem Potential angestrebt. Die zur Überwindung der Potentialschwelle aufgebrauchte Energie wird dann in Wärme umgewandelt.

BRISCOE⁷⁸ beschreibt die häufig getroffene Annahme, dass der Widerstand einer Relativbewegung zwischen den Molekülschichten wesentlich von den Wechselwirkungen zwischen Seitengruppen und Molekülketten geprägt wird. Dieser Widerstand gegen Relativbewegung wird mit der Viskosität beschrieben (vgl. MASSEY⁷⁹). Insbesondere in Schmiermedien wie Ölen ist eine starke Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur aber auch vom Druck bekannt. Betrachtet man den Übergang von Festkörpern zu Flüssigkeiten, so ist feststellbar, dass durch eine Zunahme der thermischen Energie der einzelnen Moleküle intermolekulare Wechselwirkungen abnehmen. Somit können sich Moleküle im Vergleich zu Festkörpern relativ leicht innerhalb des Fluids bewegen. Lediglich schwache intermolekulare Bindungen verhindern den Phasenübergang von der Flüssigkeit

⁷⁴ Lyashenko 2011

⁷⁵ Klein 2007

⁷⁶ Tseng 2011

⁷⁷ Eyring 1936

⁷⁸ Briscoe 1992

⁷⁹ Massey 1989

zum Gas (vgl. ZIEREP⁸⁰). Mit zunehmender Energie der Moleküle und damit zusammenhängenden Molekülbewegungen werden schwache intermolekulare Wechselwirkungen weniger relevant. Damit wird der Widerstand gegen Relativbewegung, der wesentlich durch diese Wechselwirkungen bestimmt wird verringert und somit die Veränderung der Viskosität durch die Temperatur begründbar. Da die Wechselwirkungen zwischen den Flüssigkeitsmolekülen durch die Molekülstruktur geprägt wird, kann durch eine geeignete Wahl der Molekülstrukturen das Viskositätsverhalten gezielt beeinflusst werden. Als Beispiel seien Viskositätsindexverbesserer angeführt, die ihre Struktur über der Temperatur signifikant verändern und damit die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur beeinflussen. Durch hohe Drücke im Schmiermedium werden die Moleküle innerhalb der schwachen zwischenmolekularen Bindungen angenähert. Vereinfacht formuliert, unterstützt der von außen aufgebrachte Druck die intermolekularen Wechselwirkungen, weshalb die Viskosität stark ansteigen kann. Man spricht in diesem Zusammenhang häufig von festkörperähnlichem Verhalten des Fluids. Diese Abhängigkeit wird beispielsweise durch die Nutzung von großen Molekülen mit vielen Seitengruppen bei Traktionsfluiden genutzt⁸¹.

KLAMECKI^{82,83} zeigt, dass Gleitvorgänge stets als Ungleichgewichtszustände verbunden mit einer Energiedissipation betrachtet werden müssen.

LU⁸⁴, LUNG⁸⁵ und HAYASHI⁸⁶ beschreiben dissipative Prozesse gekennzeichnet durch Ungleichgewichtszustände in Folge dynamischer Prozesse auf atomarer Ebene.

Nach ISRAELACHVILI⁸⁷ gibt es neben der bereits beschriebenen mechanischen Hysterese auch chemisch bedingte Hystereseeffekte. Dabei kommt es, ausgelöst durch das Kontaktieren von Grund- und Gegenkörper, im Kontakt zu Transportvorgängen auf molekularer Ebene. Die Ursache hierfür ist die Veränderung des Gleichgewichtszustandes im tribologischen Kontakt. Die angestoßenen Transportvorgänge streben den neuen Gleichgewichtszustand an. Beim Aufheben des Kontakts entsteht wiederum eine Veränderung des Gleichgewichtszustandes, mit daraus resultierenden erneuten Transportvorgängen. Die Vorgänge sind nur unter idealen Bedingungen (z.B. sehr langsame Veränderungen) reversibel. In realen

⁸⁰ Zierep 1997

⁸¹ Toshiyuki 1994

⁸² Klamecki 1982

⁸³ Klamecki 1984

⁸⁴ Lu 2007

⁸⁵ Lung 2000

⁸⁶ Hayashi 2000

⁸⁷ Israelachvili 1992

tribologischen Kontakten sind diese Vorgänge stets mit einer Energiedissipation verbunden, die bei einem Zyklus bestehend aus in Kontakt treten und aufheben des Kontakts auch als chemische Hysterese bezeichnet wird.

In der chemischen Kinetik wird davon ausgegangen, dass chemische Reaktionen üblicherweise durch Stoßvorgänge zwischen Atomen und Molekülen ausgelöst werden. Für eine chemische Reaktion ist dabei wichtig, dass sich die Atomhüllen überschneiden und somit ein Elektronenaustausch im neu entstandenen Molekül möglich wird. Es bleibt festzuhalten, dass nicht jede Kollision zwangsläufig zu einer chemischen Reaktion führt. Dementsprechend werden Kollisionen ohne chemische Reaktion als ineffektiv bezeichnet während Kollisionen mit chemischer Reaktion als effektiv bezeichnet werden^{88,89}. Die Wahrscheinlichkeit einer effektiven Kollision steigt mit zunehmendem Impulsaustausch während der Kollision.

2.4.1 Zwischenfazit

Teilaspekte tribologischer Prozesse werden intensiv in verschiedenen Disziplinen der Wissenschaft untersucht. Angemerkt sei an dieser Stelle, dass im vorliegenden Kapitel lediglich die wissenschaftlichen Arbeiten beschrieben werden, die im Hinblick auf die vorliegende Arbeit als relevant angesehen und im weiteren genutzt werden sollen. Erarbeitete wissenschaftliche Erkenntnisse und Modelle zur Beschreibung beziehen sich stets auf den jeweiligen Kontext. Ein Merkmal zur Unterscheidung ist die Betrachtungsskala. Abhängig von der Betrachtungsskala, die häufig mit der jeweiligen wissenschaftlichen Disziplin im Zusammenhang steht, haben sich unterschiedliche Arten der Beschreibung etabliert. Beispielsweise beziehen sich systemtribologische Untersuchungen im Wesentlichen auf makroskopische Merkmale, wobei deren Zusammenhang mit Reibprozessen und zugrundeliegenden, häufig (sub-)mikroskopischen, Mechanismen nicht explizit beschrieben sind.

Vielfältige, unterschiedlich beschriebene tribologische Prozesse, deren Wechselwirkungen untereinander nicht beschrieben und deren Relevanz für nasslaufende Kupplungssysteme zumindest teilweise nicht geklärt ist, erschwert die Nutzung vorhandenen Wissens.

Der bisher gezeigte Stand der Forschung zeigt, dass für Kupplungssysteme genutzte Auslegungsprozesse keine Systementwicklung unter Berücksichtigung relevanter lokaler tribologischer Prozesse unterstützen, trotz zumindest teilweiser Verfügbarkeit notwendiger wissenschaftlicher Ergebnisse.

⁸⁸ Vgl. Stoßtheorie nach Trautz und Lewis

⁸⁹ Trautz 1916

2.4.2 Tribologische Prüfkette

Ein als tribologische Prüfkette bezeichneter Ansatz zur Validierung tribotechnischer Systeme wird von CZICHOS UND HABIG⁹⁰ beschrieben (s. Bild 9).

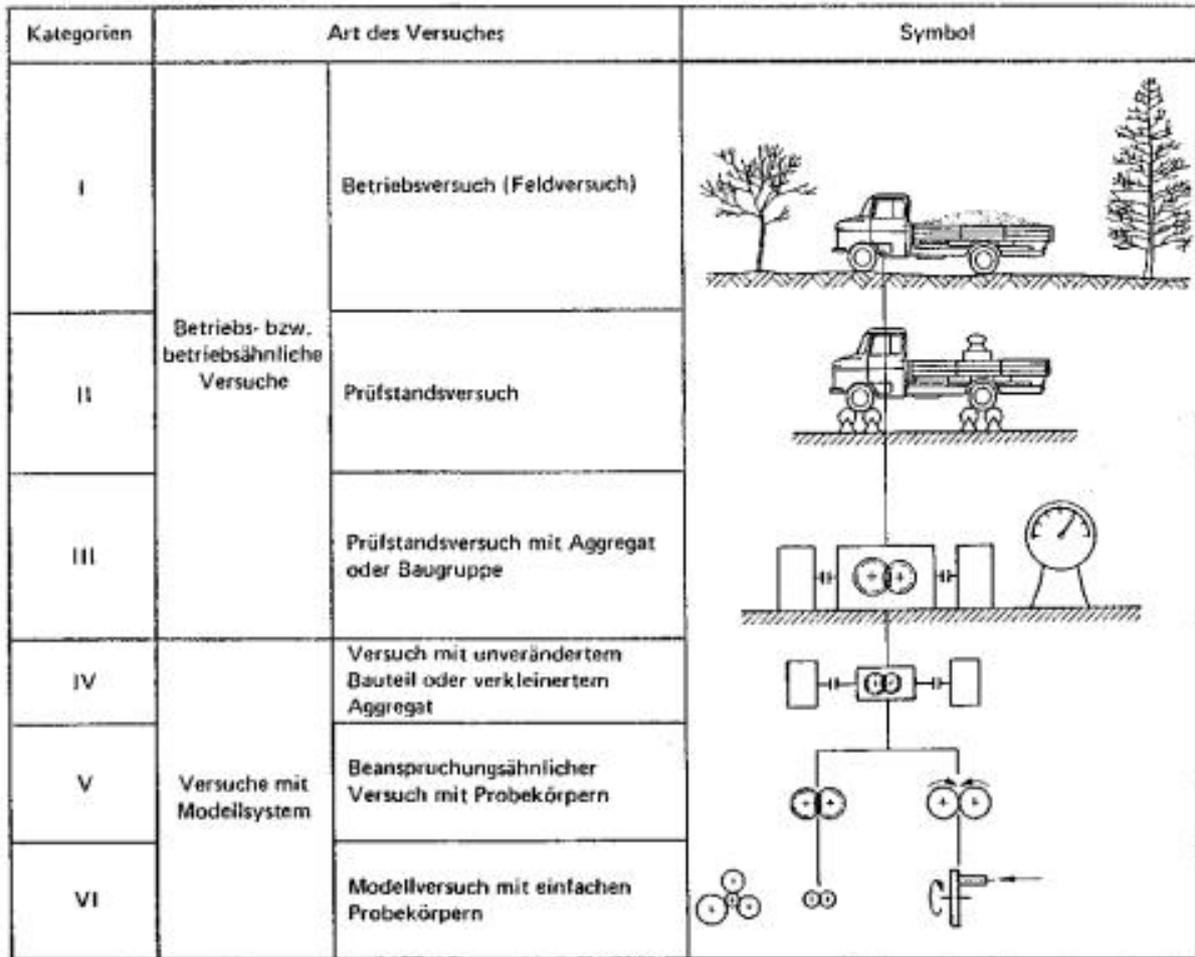


Bild 9: Tribologische Prüfkette

Es wird ausgesagt, dass „Infolge der Komplexheit der in tribologischen Systemen wirkenden Prozesse und der zahlreichen beeinflussenden Parameter Reibungs- und Verschleißprüfungen eine Vielzahl von Einflussgrößen zu berücksichtigen und sehr sorgfältig auf den Untersuchungszweck ausgerichtet sein müssen“. Unter Berücksichtigung dieser Herausforderungen werden sechs als „Prüfkategorien“ bezeichnete Abstraktionsstufen ausgehend vom „Betriebsversuch“ bis zum „Modellversuch“ definiert (s. Bild 9), die jeweils zur übergeordneten Stufe „...eine Vereinfachung des Systems bezüglich des Beanspruchungskollektivs und/oder der Struktur des betreffenden Systems gegenüber der vorhergehenden Kategorie...“ bedeuten. In den Kategorien eins bis drei wird demnach ausschließlich das

⁹⁰ Czichos und Habig 2010

Lastkollektiv verändert, während in den Kategorien drei bis sechs sowohl Lastkollektiv als auch Systemstruktur verändert werden. Es wird beschrieben, dass mit zunehmender Prüfkategorie und damit mit zunehmender Vereinfachung von Systemstruktur und Lastkollektiv eine abnehmende Übertragbarkeit der Ergebnisse auf vergleichbare reale Systeme einhergeht. Es wird vorgeschlagen, „die Prüfkette für den jeweiligen Feldeinsatz tribotechnischer Erzeugnisse individuell...“ zu entwickeln „...und durch geeignete Korrelationsprüfungen...“ abzusichern. Zur Sicherstellung der Übertragbarkeit sollen im wesentlichen Verschleißerscheinungsform bzw. Verschleißmechanismen und Verschleißraten dienen.

2.5 Komplexität

Der Begriff Komplexität wird in unterschiedlichen Zusammenhängen mit unterschiedlicher Definition verwendet. KLAUS⁹¹ definiert Komplexität als eine Eigenschaft von Systemen, die durch die Art und Zahl der zwischen den Systemelementen bestehenden Systemrelationen festgelegt ist. BRAHA⁹² und PATZAK⁹³ unterscheiden die Begriffe strukturelle und dynamische Komplexität. Die strukturelle Komplexität beschreibt die Anzahl und Diversität einzelner Elemente und die Anzahl und Diversität ihrer Relationen. Die dynamische Komplexität ist ein Maß für die Änderungen im Produktentstehungsprozess. LINDEMANN⁹⁴ unterscheidet vier Ausprägungen von Komplexität: Markt-, Produkt-, Organisations- und Prozesskomplexität.

GRÖSSER⁹⁵ untersucht den Umgang mit dynamischer Komplexität und den Zusammenhang mit dem Erfolg von Projekten und fokussiert dabei im Wesentlichen die Organisationskomplexität. Er kommt zu dem Schluss, dass nichtadäquater Umgang mit dynamischer Komplexität die Ursache für Misserfolg in Projekten darstellt. Die Konsequenz sind Kommunikationsprobleme, fehlerhafte Planung, mangelnde Unterstützung, mangelnde Fachkompetenz, etc., die häufig als Ursachen für Misserfolg angeführt werden. GRÖSSER sieht einen Aufbau an methodischer Kompetenz im Hinblick auf einen adäquaten Umgang mit Komplexität als zielführend an.

SUH⁹⁶ geht davon aus, dass hohe Komplexität eine hohe Unsicherheit beschreibt. Nach DE WECK⁹⁷ wird mit Unsicherheit die Wahrscheinlichkeit, in der Produktentstehung fehlerhafte Annahmen zu treffen als auch das Auftreten neuer und somit bisher unbekannter Sachverhalten bezeichnet.

⁹¹ Klaus 1968

⁹² Braha 2006

⁹³ Patzak 1982

⁹⁴ Lindemann 2009

⁹⁵ Grösser 2012

⁹⁶ Suh 1999

⁹⁷ de Weck 2007

2.6 Systemtheorie

Eine nassslaufende Lamellenkupplung stellt ein tribotechnisches System dar. Die Funktion von Kupplungssystemen – schalten und übertragen von Drehmoment – basiert auf einem tribologischen Kontakt. Damit sind lokale Reibprozesse mit der makroskopischen Funktionserfüllung in der jeweiligen Systemumgebung verknüpft.

Ein System bezeichnet eine Gesamtheit miteinander in Wechselwirkung stehender Elemente⁹⁸. VON BERTALANFFY^{99,100} beschreibt eine allgemeine Systemtheorie, die im Zentrum der Integration verschiedener Natur- und Sozialwissenschaften steht. Er sieht ein erhebliches Potenzial der allgemeinen Systemtheorie in der Beschreibung exakter Theorien über die von Naturgesetzen geprägten Wissensbereiche hinausgehend. Nach BERTALANFFY besteht ein System aus Systemelementen, die durch eine Systemgrenze von der Umwelt abgrenzbar werden. Abhängig von der Interaktion mit der Systemumgebung können offene und geschlossene Systeme unterschieden werden. BERTALANFFY¹⁰¹ beschreibt, dass die Eigenschaften höherer Ebenen nicht durch die Summe der Eigenschaften ihrer Bestandteile erklärbar seien, so lange diese isoliert betrachtet würden. Nur durch die Kenntnis der Elemente und der zwischen den Elementen bestehenden Relationen können höhere Ebenen beschrieben werden. Die isolierte Betrachtung einzelner Phänomene lässt sich demnach nur auf Systeme mit linearer Überlagerung von Einzelphänomenen anwenden. Stehen die Einzelphänomene in Wechselwirkung, was aufgrund vielfältiger Wechselwirkungen zwischen einzelnen Systemkomponenten häufig der Fall ist, so bedarf es einer Beschreibung der Vernetzung. Darüber kann ein Bild über die Gesamtheit der Einzelphänomene im Systemkontext abgeleitet werden.

BERTALANFFY unterscheidet offene und geschlossene Systeme. Ein offenes System verfügt über variable Relationen der Systemelemente, die durch die Interaktion mit der Umgebung beeinflusst werden können. Offene Systeme verändern somit ihren Zustand abhängig von den Wechselwirkungen mit der Umwelt, die wiederum nicht ohne weiteres vorhergesagt werden können. Abhängig von den Wechselwirkungen mit der Umwelt ändern offene Systeme ihre Struktur selbst, ohne kausal von außen beeinflusst zu werden. Trotzdem können Gesetzmäßigkeiten auftreten, die durch geeignete Modelle exakt abbildbar sind.

⁹⁸ bereits Aristoteles unterscheidet die Menge einzelner Elemente und die Ganzheit

⁹⁹ Bertalanffy 1969

¹⁰⁰ Bertalanffy 1972

¹⁰¹ Bertalanffy 1972

Dieser Sachverhalt steht nicht im Widerspruch zur Systemtheorie sondern zeigt, dass die isolierte Betrachtung einzelner Phänomene zielführend sein kann aber unter Berücksichtigung der Systemtheorie nicht zielführend sein muss.

ROPOHL¹⁰² ergänzt den Systembegriff der Allgemeinen Systemtheorie, um weitere Aspekte, die er als hierarchisches, struktureles und funktionales Systemkonzept zusammenfasst:

- Das hierarchische Konzept geht davon aus, dass ein System stets aus Subsystemen besteht und zugleich Teil eines Supersystems ist^{103,104}.
- Das strukturele Konzept ist auf das Verständnis, dass ein Ganzes mehr als die Summe seiner Einzelteile darstellt zurückzuführen. In der Konsequenz muss angenommen werden, dass Systeme bestehend aus verschiedenen Teilsystemen abhängig von deren Wechselwirkungen völlig unterschiedliche Systemeigenschaften herausbilden.
- Das funktionale Konzept fokussiert das Systemverhalten ohne die Berücksichtigung des Aufbaus des Systems. Diese Betrachtung eines Systems wird in der Systemtheorie auch als Black-Box bezeichnet¹⁰⁵.

ROPOHL^{106,107} beschreibt die wissenschaftliche Betrachtung praktischen Problemlösens als eine Wurzel des Systemdenkens. Diese Art des Systemdenkens resultiert aus der Komplexität realer Systeme. Entsprechende Probleme können lediglich durch interdisziplinäres Arbeiten über die klassischen Domänen der Wissenschaft hinausgehend behandelt werden. Die Konsequenz sind heterogen aufgestellte Entwicklerteams, die über Spezialisten verfügen, die in geeigneter Weise zusammenarbeiten und damit einzelwissenschaftliche Erkenntnisse vernetzen, um darüber komplexe Problemstellungen angehen und lösen zu können. Zusammenfassend kann basierend auf der Systemtheorie festgehalten werden, dass das Verhalten technischer Systeme auf höheren Ebenen lediglich durch eine Beschreibung der Systemelemente und deren Wechselwirkungen erfolgen kann. Eine isolierte Betrachtung von Einzelphänomenen ist nur für Sonderfälle zulässig.

¹⁰² Ropohl 1975

¹⁰³ Ropohl 2009

¹⁰⁴ Muschik 2011

¹⁰⁵ Pahl/Beitz 2005

¹⁰⁶ Ropohl 2009

¹⁰⁷ Ropohl 1979

2.7 Modellbildung

Als Modell wird nach STACHOWIAK¹⁰⁸ eine Abbildung eines Originals bezeichnet. Ein Modell ist durch charakteristische Merkmale gekennzeichnet:

- Das Abbildungsmerkmal zeigt, dass ein Modell stets eine Repräsentation eines Originals darstellt und diesem zugeordnet werden kann.
- Modelle werden immer für einen bestimmten Zweck gebildet (pragmatisches Merkmal). Modelle dienen sowohl der Ermittlung von Zusammenhängen als auch der Beschreibung, Berechnung und Interpretation von Abläufen.
- Das Verkürzungsmerkmal beschreibt, dass lediglich die Attribute des Originals abgebildet werden, die der modellbildenden Person relevant erscheinen. Damit wird die Nutzbarkeit eines Modells für einen bestimmten Zweck adressiert.

Die Bildung von Modellen erfolgt sowohl bewusst als auch unbewusst. Wichtig in diesem Zusammenhang ist, dass Modelle nicht nur für ein konkretes Problem sondern auch für eine bestimmte Anwendung gebildet werden. Somit können ausgehend von einem Original im Hinblick auf den jeweiligen Zweck oder abhängig von der modellbildenden Person und deren aktuellem Wissenstand unterschiedliche Modelle gebildet werden. Bei der Modellbildung werden nicht relevant erscheinende Attribute vernachlässigt. Es können auch neue Attribute hinzugefügt werden, die keine Entsprechung im Original haben. Dementsprechend muss eine Modellbildung immer im Hinblick auf den vom Modellnutzer gewünschten Zusammenhang durchgeführt werden. Modelle können sowohl theoretischer als auch physischer Natur sein.

ALBERS^{109,110} definiert den Begriff der Durchgängigkeit von Modellen und unterscheidet zwischen horizontaler, vertikaler Durchgängigkeit und Konsistenz. Die horizontale Durchgängigkeit bezeichnet den zeitlichen Aspekt der Modellnutzung über den gesamten Produktlebenszyklus. Voraussetzung dafür ist die Erweiterbarkeit der Modelle. Die vertikale Durchgängigkeit beschreibt die Anpassbarkeit der Detaillierung des Modells. Das Modell kann damit an die jeweils adäquate Betrachtungsebene angepasst werden. Konsistenz ist gegeben, wenn zwei Modelle als Abbildung eines identischen Originals keine widersprüchlichen Aussagen liefern. In Kapitel 2.3 wurden Vorgehensweisen / Auslegungsrichtlinien zur Entwicklung nasslaufender Lamellenkupplungen vorgestellt. Diese Auslegungsrichtlinien für

¹⁰⁸ Stachowiak 1973

¹⁰⁹ Albers 2012e

¹¹⁰ Lohmeyer 2012

nasslaufende Lamellenkupplungen sind Modelle, die dem Zweck ein Kupplungssystem so zu gestalten, dass eine sichere Funktionserfüllung unter definierten Randbedingungen gewährleistet ist, dienen. Entsprechend dem Verkürzungsmerkmal vernachlässigen die zur Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen gebildeten Modelle alle Merkmale des Kupplungssystems in der jeweiligen Systemumgebung, die der modellbildenden Person im Hinblick auf die sichere Funktion nicht relevant erscheinen.

2.8 Integriertes Produktentstehungsmodell iPeM

ALINK¹¹¹ definiert Produktentwicklung als einen Lösungsprozess für Gestaltungsprobleme. Albers definiert ein Problem als eine Abweichung von Soll- und Ist-Zustand. Der Soll-Zustand repräsentiert einen Produktbedarf, der im Rahmen der Produktentwicklung in einen Ist-Zustand, ein Produkt, überführt werden soll.

Damit beinhaltet Produktentstehung neben der Produktentwicklung beispielsweise auch die Produktherstellung. Produktentstehungsprozesse werden aus unterschiedlichen Sichten erforscht. MEBOLDT ET AL. zeigen die grundsätzlich unterschiedlichen Sichten von Entwicklung und Management im Hinblick auf Prozess und Iteration (Tabelle 1) auf.

Tabelle 1: Sichtweisen auf Prozess und Iteration nach MEBOLDT ET AL.¹¹²

	Prozess	Iteration
Sicht der Entwicklung	Jeder Entwicklungsprozess ist einzigartig und geprägt von den in ihm auftretenden Problemen, die immer anders sind.	Iterationen sind alltäglich. Sie sind essentielle Lernzyklen, die einen kontinuierlichen Wissensgewinn und so eine Verringerung der Unsicherheit erlauben.
Sicht des Managements	Der Entwicklungsprozess ist ein verbindlicher Standard. Er ist essentiell, um die Kommunikation, die Ressourcen und Investitionen zu steuern.	Iterationen sind Ausnahmen. Sie kosten Zeit und Geld. Iterationen müssen vermieden werden. Das Ziel ist ein iterationsfreier Prozess: „Mach’s gleich richtig!“

In der Folge sind aus diesen unterschiedlichen Sichten auch unterschiedliche Modelle zur Beschreibungen von Produktentstehungsprozessen entstanden. Diese

¹¹¹ Alink 2010

¹¹² Meboldt et al. 2012

Prozessmodelle tragen nur bedingt zu einer gemeinsamen Sicht von Entwicklung und Management bei.

Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) nach ALBERS beschreibt Produktentstehungsprozesse unter Berücksichtigung der Entwicklungs- und der Managementsicht und trägt damit zur Lösung der beschriebenen Problematik bei. Ein Ziel des iPeM ist die entwicklungsmethodische Unterstützung.

ROPOHL¹¹³ entwickelt ein Modell zur Beschreibung der Wechselwirkungen von Ziel-, Objekt- und Handlungssystem (ZHO-Modell). Dieses ZHO-Modell integriert ALBERS¹¹⁴ in das iPeM zur Beschreibung von Produktentstehungsprozessen. Zu Beginn beschreibt das initiale Zielsystem das zu entwickelnde Produkt. Nach ALBERS wird dieses Zielsystem in der Produktentstehung sukzessive erweitert. Beispielsweise können durch im Rahmen der Produktentstehung generierte Erkenntnisse neue Zielsystemelemente in Form von weiteren und detaillierteren Anforderungen entstehen. Zielsystemelemente werden durch das Handlungssystem in Objektsystemelemente überführt.

Als Objekte im Objektsystem werden, neben dem zu entwickelnden Produkt, auch die für die Produktentwicklung notwendigen, im Rahmen der Produktentstehung generierten, Objekte bezeichnet. Beispielsweise stellt ein im Rahmen der Produktentstehung zur Unterstützung der Gestaltmodellierung entwickeltes Berechnungsmodell ein Objektsystemelement dar.

Das Handlungssystem erzeugt sowohl das Ziel- als auch das Objektsystem. Ziel- und Objektsystem stehen über das Handlungssystem in Wechselwirkung. Das Handlungssystem ist ein soziotechnisches System, das Aktivitäten (vgl. Bild 10), Methoden, Prozesse aber auch Ressourcen beinhaltet. Zentrales Element im Handlungssystem ist der Mensch als Produktentwickler. Die Aktivitätenmatrix wird durch die Aktivitäten der Produktentstehung (Makro-Aktivitäten), die sich aus dem Produktlebenszyklus ableiten¹¹⁵, und den Aktivitäten (Mikro-Aktivitäten) der Problemlösung, basierend auf dem Problemlösungsprozess SPALTEN¹¹⁶, gebildet. Ebenso wie Produktentwicklung ein Lösungsprozess für Gestaltungsprobleme darstellt¹¹⁷, können auch die Aktivitäten der Produktentstehung jeweils als Problemlösung verstanden werden. Aus der Aktivitätenmatrix lassen sich die

¹¹³ Ropohl 1975

¹¹⁴ Albers 2011

¹¹⁵ Albers 1998a

¹¹⁶ Albers 2006

¹¹⁷ Alink 2010

Prozessschritte unter Berücksichtigung der Dauer und der zeitlichen Abfolge im Phasenmodell abbilden.

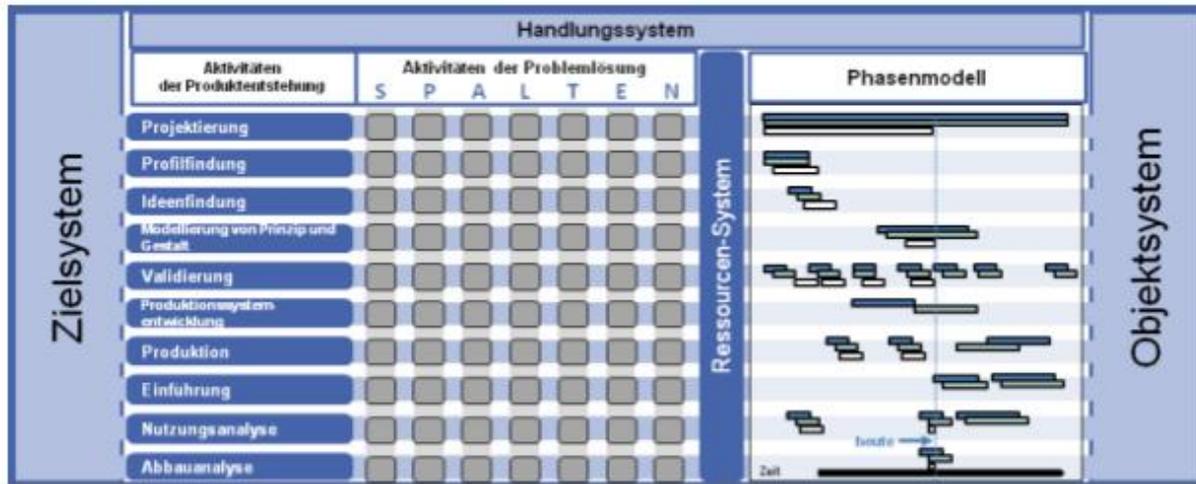


Bild 10: Das integrierte Produktentstehungsmodell¹¹⁸

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich der Entwicklung nasslaufender Lamellenkupplungen sollen im Weiteren im Hinblick auf das iPeM diskutiert werden. Auf die Diskussion weiterer Produktentstehungsmodelle wird deshalb an dieser Stelle verzichtet.

2.9 Erweitertes ZHO-Modell

LOHMEYER entwickelt das erweiterte ZHO-Modell als einen menschenzentrierten Ansatz, der das Denken und Handeln von Produktentwicklern beschreiben und erklären kann. Das Modell basiert auf Ziel- und Objektsystem, die über das Handlungssystem in Wechselwirkung stehen (Bild 11). Die Wissensbasis und der Lösungsraum sind Elemente im Handlungssystem. LOHMEYER beschreibt, wie der Produktentwickler aus der Wissensbasis Zielsystemelemente erzeugt. Auf Grundlage einer Analyse der Zielsystemelemente wird der Lösungsraum definiert, der durch die Synthese in ein Objektsystemelement überführt wird.

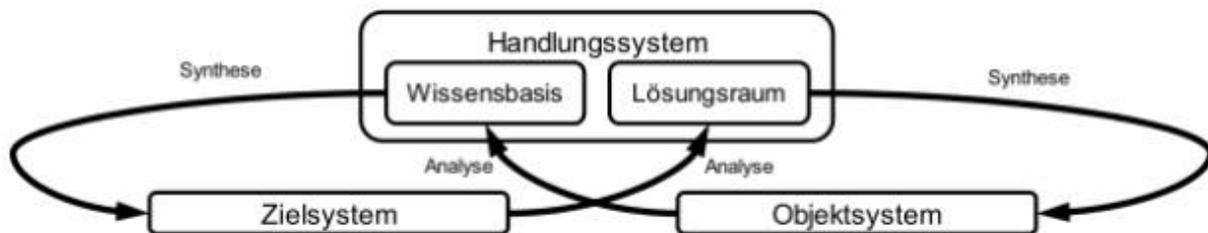


Bild 11: Erweitertes ZHO-Modell (Liegende Acht)¹¹⁹

¹¹⁸ Albers 2011

Die Analyse der Objektsystemelemente führt zur gezielten Erweiterung der Wissensbasis, woraus wiederum Zielsystemelemente abgeleitet werden können.

Dieses Modell beschreibt die Erzeugung und die Nutzung von kontextspezifischem Wissen in der Produktentstehung.

2.10 Validierung und XiL-Validierungsframework

Die Begriffe Validierung und Verifizierung werden in vielen Domänen verwendet. Die Begriffe werden aus Sicht des Qualitätsmanagements in der DIN EN ISO 9000 definiert. Validierung bezeichnet demnach die „Bestätigung durch Bereitstellung eines objektiven Nachweises, dass die Anforderungen für einen spezifischen beabsichtigten Gebrauch oder eine spezifische beabsichtigte Anwendung erfüllt worden sind“. Die Untersuchung kann dabei unter realen oder simulierten Bedingungen erfolgen. Im Gegensatz dazu ist Verifizierung als die „Bestätigung durch Bereitstellung eines objektiven Nachweises, dass festgelegte Anforderungen erfüllt worden sind“ definiert. In der Verifizierung wird lediglich die Erfüllung von definierten Anforderungen überprüft. Im Vergleich zur Verifizierung schließt die Validierung den beabsichtigten Nutzen und damit den Nutzer in die Untersuchung ausdrücklich ein.

Die VDI 2206 definiert die Begriffe im Kontext der Entwicklung mechatronischer Systeme in nahezu identischer Weise. Auch hier bezieht sich Validierung auf die Prüfung in wie weit das technische System den ihm zugeordneten Zweck erfüllt. Verifizierung dient der Prüfung, ob das in der Entwicklung befindliche System die festgelegte Spezifikation erfüllt. Im Rahmen der Richtlinie werden Validierung und Verifizierung unter dem Begriff Eigenschaftsabsicherung zusammengefasst.

Nach ALBERS ist die Aufgabe der Validierung die Sicherstellung der Erfüllung des Kundenwunschs durch das zu entwickelnde Produkt. Dementsprechend wird der Kundenwunsch explizit in der Validierung berücksichtigt. Nach diesem Verständnis geht die Validierung deutlich über den bloßen Abgleich von Lastenheft und Produkteigenschaften hinaus, die von ALBERS als Verifizierung bezeichnet wird.

Nach ALBERS ist die Validierung die zentrale Aktivität in der Produktentstehung. Im Rahmen der Produktentwicklung erzeugte Objekte werden in der Aktivität Validierung zur Erzeugung von kontextspezifischem Wissen genutzt. Dieses Wissen dient der Weiterentwicklung des Zielsystems und bildet damit die Basis einer zielgerichteten Produktentwicklung. Nach diesem Verständnis kann die Verifizierung als Teil der

Validierung verstanden werden¹²⁰, wobei die kundenorientierte Produktentwicklung erst durch die Validierung ermöglicht wird. Validierung dient nicht nur zur Absicherung von Eigenschaften an einem weitgehend entwickelten Produkt sondern ermöglicht es die Bedarfe der Kunden kontinuierlich in der Produktentstehung zu adressieren und erstreckt sich demnach über den gesamten Produktentstehungsprozess¹²¹.

ALBERS UND DÜSER¹²² stellen den IPEK X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK XiL-Ansatz) zur Validierung vor. Das zu validierende (Teil)-System wird durch Abbildung relevanter intersystemischer Wechselwirkungen, beispielsweise mit dem Gesamtsystem, Fahrer und Umwelt, im Systemkontext betrachtet. Bild 12 zeigt das XiL-Framework am Beispiel der Fahrzeugentwicklung. Das „X“ ist als das „physische und/oder virtuelle (Teil)-System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen“¹²³ zu verstehen.

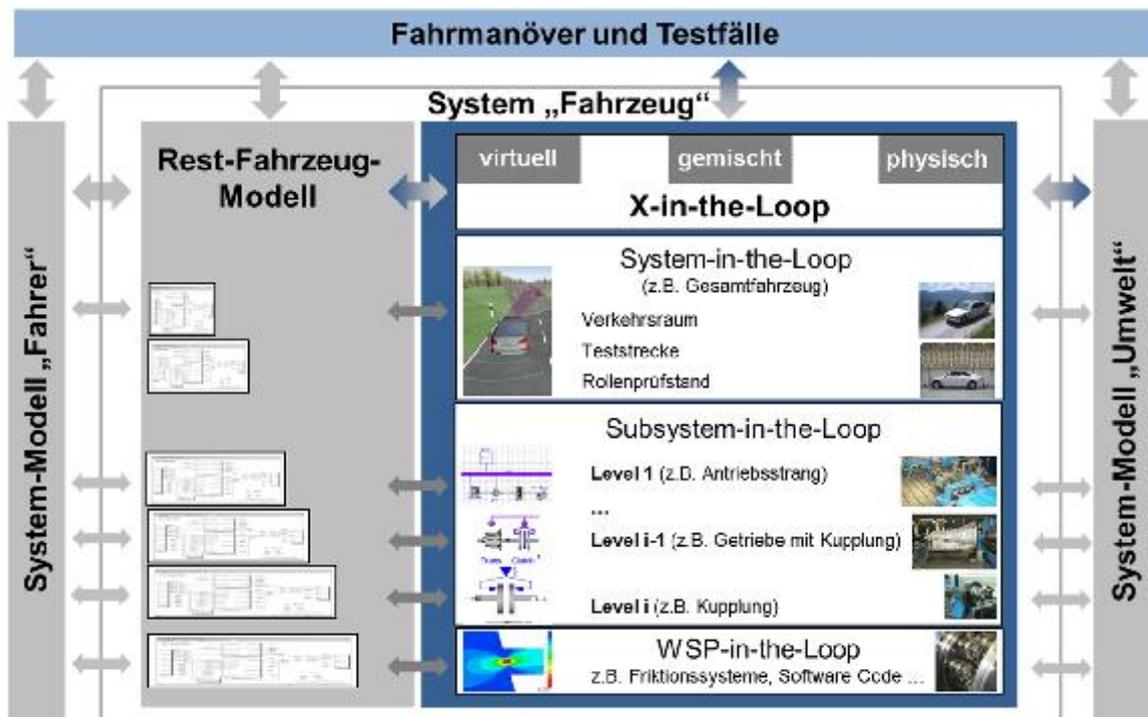


Bild 12: XiL-Framework¹²⁴

ALBERS¹²⁵ differenziert das „X“ abhängig vom Untersuchungszweck. Liegt der Fokus der Untersuchung auf der Eigenschafts- bzw. Funktionserfüllung, so wird das „X“ als

¹²⁰ Albers 2009

¹²¹ Albers 2009

¹²² Albers / Düser 2010

¹²³ Albers 2016

¹²⁴ Albers 2014

System-in-Development (SiD) bezeichnet. Wird eine Analyse im Wesentlichen im Hinblick auf die Erzeugung von neuen Erkenntnissen durchgeführt, wird das „X“ als System-under-Investigation (Sul) bezeichnet.

Die Ausführung von SiD und Sul orientiert sich einzig am Zweck der Untersuchung und kann sowohl aus physischen (wie einer Kupplung) und/oder virtuellen (z.B. Steuergerätesoftware) Elementen bestehen. Die für den Untersuchungszweck relevanten Wechselwirkungen zwischen den Systemen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt werden durch entsprechende Modelle beschrieben.

2.11 Wissen

Der Begriff Wissen wird in verschiedenen Disziplinen der Wissenschaft unterschiedlich definiert. NORTH¹²⁶ definiert Wissen als „die Gesamtheit der Kenntnisse und Fähigkeiten, die Personen zur Lösung von Problemen einsetzen. Dies umfasst sowohl theoretische Erkenntnisse als auch praktische Alltagsregeln und Handlungsanweisungen. Wissen stützt sich auf Daten und Informationen, ist im Gegensatz zu diesen jedoch immer an Personen gebunden. Wissen entsteht als individueller Prozess in einem spezifischen Kontext und manifestiert sich in Handlungen.“ Damit wird Wissen von Informationen und Zeichen abgegrenzt und als personengebundene, vernetzte Information verstanden. Nach PROBST¹²⁷ basiert Wissen stets auf Daten und Informationen ist aber immer an Personen gebunden. Wissen repräsentiert die personengebundene Erwartung über Ursache-Wirkungs-Zusammenhänge. STEHR¹²⁸ sieht Wissen als die Fähigkeit zum Handeln an.

KUHLEN¹²⁹ sieht Wissen als die Grundlage zur Ableitung von Informationen zur Problemlösung. Information ist der Teil des Wissens, der für die Lösung eines Problems gebildet und zur Problemlösung genutzt wird. Demnach ist die Unterscheidung von explizitem und implizitem Wissen möglich¹³⁰. Es können vier Bedeutungen des Konzepts des impliziten Wissens unterschieden werden¹³¹:

- intuitiv:
Intuitives Handeln beschreibt ein spontanes Handeln, bei dem sich die handelnde Person der Handlung zu Grunde liegende Regeln nicht bewusst macht.

¹²⁵ Albers 2016

¹²⁶ North 2011

¹²⁷ Probst 2010

¹²⁸ Stehr 2001

¹²⁹ Kuhlen 1995

¹³⁰ Polanyi 1958

¹³¹ Polanyi 1985

- nicht verbalisierbar:
Ebenso wie beim intuitiven Handeln, werden zu Grunde liegende Regeln bei der Nutzung nicht bewusst gemacht. Im Gegensatz zur intuitiven Handlung können die implizit bekannten Regeln nicht verbalisiert werden.
- nicht formalisierbar:
Über die nicht verbalisierbare Handlung hinausgehend können neben der handelnden Person auch Beobachter keine Handlungsregeln ableiten.
- erfahrungsgebunden:
Erfahrungsgebundenes Wissen ist lediglich durch eigene Erfahrung erwerbbar. Eine Weitergabe beispielsweise durch Sprache ist nicht oder nur sehr begrenzt möglich.

Dementsprechend ist lediglich ein geringer Teil des Wissens explizierbar¹³².

NONAKA¹³³ stellt das SECI-Modell (**S**ocialization, **E**xternalization, **C**ombination, **I**nternalization) zur Modellierung der Wissenserzeugung vor. Wissen wird durch kontinuierliche Transformation zwischen explizitem und implizitem Wissen erzeugt. Die nacheinander durchlaufenen Prozessschritte werden wie folgt beschrieben:

- Sozialisation:
Wissen wird innerhalb der Organisation generiert und liegt implizit vor
- Externalisierung:
Implizites Wissen wird beispielsweise durch Dokumentation erfasst und liegt als explizites Wissen vor.
- Kombination:
Neu vorhandenes explizites Wissen wird mit vorhandenem explizitem Wissen kombiniert.
- Internalisierung:
Neues Wissen wird verinnerlicht und kann in der Sozialisation weitergegeben und durch neues implizites Wissen ergänzt werden.

¹³² Geldermann 2006

¹³³ Nonaka 1997

2.12 Mentale Modelle

Mit dem Begriff mentales Modell wird die Repräsentation der Umgebung im Bewusstsein einer Person bezeichnet¹³⁴. CRAIK¹³⁵ definiert erstmalig den Begriff mentales Modell, wobei der Grundgedanke bereits von WITTGENSTEIN¹³⁶ beschrieben wird.

Mentale Modelle werden durch schrittweises Ergänzen basierend auf Beobachtungen und Erfahrungen erweitert. Der Prozess der Modellbildung ist nach JOHNSON-LAIRD¹³⁷ durch eine Reduzierung der Komplexität gekennzeichnet. Dabei werden quantitative Beziehungen auf qualitative reduziert, es werden neue Beobachtungen durch Analogiebildung auf bekannte Sachverhalte zurückgeführt und die Anzahl der Beobachtungen werden auf wenige verdichtet. Ein Teil der Wahrnehmung bleibt im Gedächtnis. Aus diesen Erfahrungen können eventuell Muster erkannt und daraus Regeln abgeleitet werden. Auf diese Weise entstehen Repräsentationen der für die jeweilige Person relevanten Umwelt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Begriff mentales Modell im hier beschriebenen Sinn verwendet, weitere, teilweise abweichende Definitionen sollen an dieser Stelle nicht diskutiert werden.

¹³⁴ Schilling 2008

¹³⁵ Craik 1943

¹³⁶ Wittgenstein 1918

¹³⁷ Johnson-Laird 1983

3 Motivation und Zielsetzung

3.1 Motivation

Die Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen entsprechend VDI 2241 (vgl. Kapitel 2.3) unterstützt die Auswahl bereits existierender Komponenten sowohl bezüglich der Geometrie als auch der verwendeten Werkstoffe im Hinblick auf eine spezielle Anwendung.

Modelle zur thermischen Auslegung nasslaufender Lamellenkupplungen, wie von HÄMMERL¹³⁸ und WOHLLEBER¹³⁹ vorgeschlagen, nutzen Eingangsgrößen, die experimentell gewonnen werden müssen. Durch die ausschließlich auf experimentellen Untersuchungen basierenden Wärmeübergangszahlen, ist die Verwendung strenggenommen auf die in den Experimenten vorliegenden Bedingungen beschränkt. Somit eignet sich diese Vorgehensweise für die Auswahl von Lamellen, für die bereits eine umfangreiche Datenbasis aus experimentellen Untersuchungen vorliegt.

Die Neuentwicklung von Kupplungssystemen ist damit sehr eng an bereits realisierte und untersuchte Systeme gekoppelt. Aufgrund des starken Bezugs zum Stand der Technik schließen die diskutierten Ansätze eine zielgerichtete Erzeugung vollständig neuer Systemlösungen a priori aus. Darüber hinaus sind die Vorgehensweisen aufgrund des iterativen, stark experimentell orientierten Ablaufs aufwendig und dementsprechend teuer.

Die Drehmomentübertragung von Kupplungen basiert auf Reibung. Das Reibungs- und Verschleißverhalten von tribologischen Kontakten basiert auf sehr lokalen Prozessen (vgl. Kapitel 2.4). Im Rahmen der Auslegung von Kupplungssystemen werden im Wesentlichen makroskopische Eigenschaften, wie Masse und Abmessungen der Komponenten berücksichtigt. Wechselwirkungen von makroskopischen Eigenschaften (z.B. übertragbares Drehmoment) mit lokalen Reibprozessen, werden nicht abgebildet. Demgegenüber geht die Systemtheorie (s. Kapitel 2.5) davon aus, dass Systemeigenschaften stets auf den Eigenschaften der Systemelemente und deren Wechselwirkungen beruhen. Deshalb stehen die genannten Vorgehensweisen im Widerspruch mit der Systemtheorie und sind zur Synthese neuer Systemlösungen nur bedingt geeignet.

¹³⁸ Hämmerl 1994

¹³⁹ Wohlleber 2012

3.2 Zielsetzung

Hypothese:

Es ist möglich basierend auf Grundlagen von System- und Modelltheorie in Kombination mit bestehendem Kupplungs- und tribologischem Wissen, effiziente Vorgehensweisen zur Synthese neuer Systemlösungen tribotechnischer Systeme, wie nasslaufende Lamellenkupplungen, zu erzeugen.

Daraus lassen sich die im Folgenden beschriebenen Forschungsfragen ableiten, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit beantwortet werden sollen.

Forschungsfrage 1:

Wie kann ein durchgängiges Erklärungsmodell für das tribotechnische System nasslaufende Lamellenkupplung entwickelt werden?

Forschungsfrage 2:

Wie können wesentliche Wechselwirkungen identifiziert, bewertet und daraus abgeleitet geeignete Modelle zur Unterstützung der Synthese entwickelt werden?

Forschungsfrage 3:

Welche systemischen Potenziale resultieren aus der Vorgehensweise?

Forschungsfrage 4:

In wieweit unterscheidet sich die entwickelte Vorgehensweise von etablierten Methoden der Kupplungsentwicklung und in wieweit steht diese im Einklang mit Produktentstehungsmodellen?

Forschungsfrage 5:

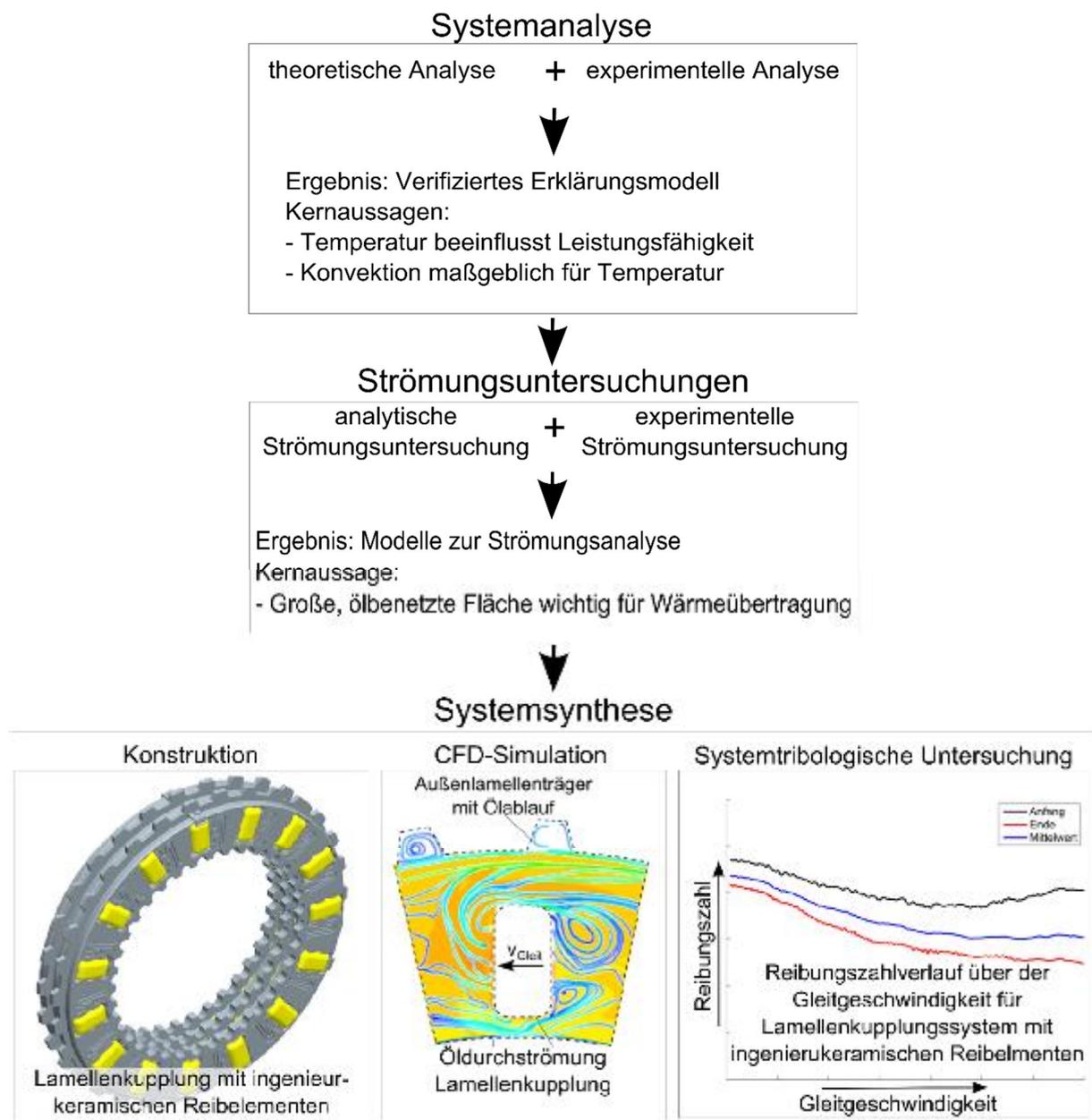
Bieten alternative Reibwerkstoffe wie Ingenieurkeramiken ein Potenzial zur Steigerung der Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen?

4 Vorgehensweise

Die erarbeiteten Methoden zur Entwicklung von nasslaufenden Lamellenkupplungen mit hoher Leistungsdichte werden im Folgenden detailliert erläutert und sind stets im Gesamtzusammenhang bezüglich der Zielsetzung der Arbeit zu sehen. Um die Einordnung der Aktivitäten in den Gesamtkontext zu unterstützen, wird an dieser Stelle die Vorgehensweise kurz dargestellt. Eine ausführliche Diskussion folgt in Kapitel 11.

Ausgehend von der Zielsetzung, der Entwicklung nasslaufender Lamellenkupplungssysteme mit hoher Leistungsdichte (s. Kapitel 3), wird zunächst eine Systemanalyse (s. Kapitel 5) durchgeführt. Diese Systemanalyse verfolgt das Ziel, wesentliche Einflüsse auf die Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen zu beschreiben, um darauf basierend Arbeitsschwerpunkte für folgende Aktivitäten zu definieren. Dazu wird ein theoretisches, initiales Erklärungsmodell entwickelt, das anschließend sukzessive, basierend auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen, verifiziert wird. Als Ergebnis zeigt sich ein deutlicher Zusammenhang von Kontakttemperatur des Lamellenkupplungssystems und der Veränderung des tribologischen Verhaltens. Je geringer die Temperatur im tribologischen Kontakt, desto geringer die Schädigung. Dieser Ursache-Wirkungs-Zusammenhang zwischen Temperatur und Schädigung des tribologischen Kontakts ist sowohl theoretisch begründet als auch mathematisch beschrieben.

Eine Reduzierung der Temperatur im tribologischen Kontakt kann im Wesentlichen durch eine Verbesserung der konvektiven Wärmeübertragung erzielt werden. Im Rahmen der Strömungsuntersuchungen (s. Kapitel 6) werden mit Hilfe eines analytischen Berechnungsansatzes Geometrie- und Betriebsparameter hinsichtlich der Wärmeübertragung und damit der Temperatur des Lamellenkupplungssystems bewertet. Die Analyse zeigt, dass die Wärmeübertragung durch große, vollständig mit Öl benetzte Flächen maximiert werden kann. Dieser Zusammenhang wird durch experimentelle Strömungsanalysen an ausgewählten Lamellenkupplungssystemen plausibilisiert.

Bild 13: Lamellenkupplung im Gesamtantriebsstrang¹⁴⁰

Basierend auf diesen Erkenntnissen wird ein Prototyp einer nasslaufenden Lamellenkupplung entwickelt (Systemsynthese – s. Kapitel 7). Der virtuelle Prototyp des Lamellenkupplungssystems wird im Rahmen umfangreicher CFD-Simulationen insbesondere hinsichtlich der Wärmeübertragung untersucht (s. Kapitel 8). Die neue Gestalt des Lamellenkupplungssystems bestätigt dabei den im Rahmen der Systemanalyse gefundenen Zusammenhang von Geometrie und Wärmeübertragung – das Kupplungssystem zeigt eine signifikant verbesserte Wärmeübertragung. Die Friktionspaarung wird experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung von

¹⁴⁰ Albers / Bernhardt 2007

Reibungszahlniveau und –verlauf sowie deren zeitlichen Veränderungen unterzogen (s. Kapitel 9). Dabei wird neben der Veränderung der Reibungszahl auch die Veränderung der Topografie der Friktionspaarung bewertet. Insbesondere die mikroskopische Pressungsverteilung im Hinblick auf mikroskopische Kontakttemperaturen steht hierbei im Fokus. Die basierend auf den experimentellen Untersuchungen berechneten mikroskopischen Temperaturen werden mit den zugehörigen makroskopischen Temperaturen aus den CFD-Simulationen verknüpft und zur Bewertung der Leistungsfähigkeit des Lamellenkupplungssystems herangezogen. Es zeigt sich, dass die Leistungsfähigkeit durch ein verändertes Systemdesign signifikant gegenüber dem Stand der Technik gesteigert werden kann (s. Kapitel 10) – eine Bestätigung der Leistungsfähigkeit der Vorgehensweise.

5 Systemanalyse

Ein System ist ein „Komplex von Elementen, die miteinander verbunden und voneinander abhängig sind und insofern eine strukturierte Ganzheit bilden...“ und ist somit ein „geordnetes Ganzes, dessen Teile nach bestimmten Regeln, Gesetzen oder Prinzipien ineinandergreifen“¹⁴¹ (siehe Kapitel 2.6). Eine systeminhärente Eigenschaft ist die Herausbildung von neuen Eigenschaften infolge der intrasystemischen Wechselwirkungen zwischen einzelnen Systemelementen, die auch als Emergenz bezeichnet wird. Der Begriff Systemanalyse beschreibt die Zerlegung eines Ganzen in seine Teile, die Beschreibung der einzelnen Elemente und der relevanten Wechselwirkungen.

Systemanalyse beschreibt einen Prozess, an dessen Ende eine Beschreibung des Systems durch ein Erklärungsmodell steht. Insbesondere bei komplexen technischen Systemen, die durch vielfältige inter- und intrasystemische Wechselwirkungen geprägt werden, unterstützt die Beschreibung von Teilsystemen und deren Interaktion bei der Identifizierung von wichtigen Handlungsfeldern und trägt zu einer Fokussierung der Aktivitäten im Rahmen der Produktentwicklung bei (vgl. Kapitel 2.9).

Ein Erklärungsmodell stellt ein explikatives Modell dar und dient somit dem Zweck, reale Abläufe zu erklären. Ein wichtiges Element zur Bildung von Erklärungsmodellen sind Hypothesen, die im Rahmen der Systemanalyse einer Verifizierung basierend auf experimentellen oder simulationsgestützten Untersuchungen unterzogen werden, um sowohl die Gültigkeit als auch die Relevanz bezüglich des jeweiligen Entwicklungsziels zu bewerten.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Untersuchungen und Beschreibung vorhandener Eigenschaften des Systems nasslaufende Lamellenkupplung und die Identifizierung relevanter Einflussgrößen auf das tribologische Verhalten im Hinblick auf die Leistungsdichte als Systemanalyse bezeichnet. Am Ende der Systemanalyse steht ein Modell zur Beschreibung wesentlicher Einflüsse auf die Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungssysteme zur Verfügung. Davon ausgehend können zielgerichtete weitere Aktivitäten abgeleitet werden.

Die im Folgenden diskutierte Systemanalyse erweitert den Stand der Forschung, um die als fehlend identifizierte (vgl. Kapitel 2.4.1) durchgängige, skalenübergreifende

¹⁴¹ Hügli 1997

Beschreibung nasslaufender Lamellenkupplungen als Grundlage für eine zielgerichtete Entwicklung neuer Systemlösungen. Dazu werden wesentliche Aspekte der im Stand der Forschung erläuterten Zusammenhänge aufgegriffen und insbesondere deren Vernetzung diskutiert.

Zusammenfassend muss die im Rahmen der Arbeit durchgeführte Systemanalyse folgende Aspekte besonders berücksichtigen:

- Durchgängige Beschreibung relevanter Zusammenhänge bezüglich der Leistungsdichte – Verknüpfung von makroskopischen Betriebsrandbedingungen mit (sub-)mikroskopischen tribologischen Prozessen im Reibkontakt (vgl. Stand der Forschung, insbesondere Kapitel 2.2 - 2.4)
- Bewertung der Relevanz der identifizierten Wechselwirkungen

5.1 Multiskalige Betrachtung

Im Rahmen der Systemanalyse werden mögliche Einflüsse auf die Leistungsfähigkeit nasslaufender Kupplungen identifiziert. Bei der makroskopischen Betrachtung eines Antriebssystems werden häufig Größen wie die mittlere Reibungszahl und der Reibungszahlverlauf abhängig von der Differenzdrehzahl oder Gleitgeschwindigkeit zur Beschreibung der Eigenschaften des Kupplungssystems verwendet¹⁴².

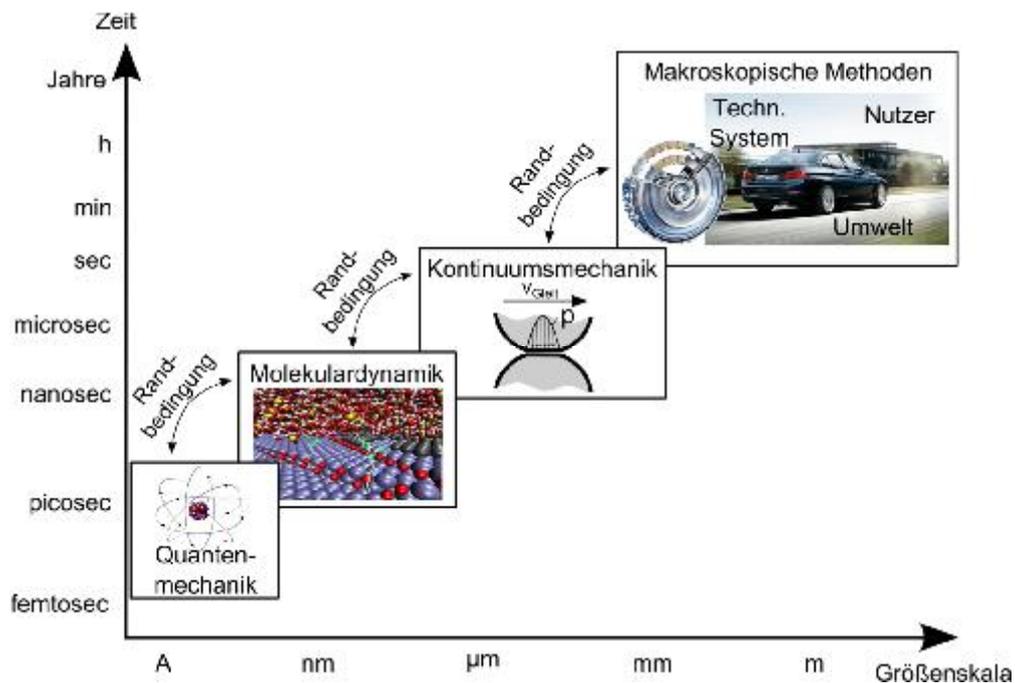


Bild 14: Multiskalige Betrachtung (in Anlehnung an CHUNG¹⁴³)

¹⁴² Winkelmann 1985

¹⁴³ Chung 2011

Dabei ist zu beachten, dass die makroskopischen Eigenschaften eines tribotechnischen Systems auf lokalen tribologischen Prozessen (abgeleitet aus CHUNG¹⁴⁴) gründen. Eine skalenübergreifende Betrachtung tribotechnischer Systeme ist deshalb für eine adäquate Beschreibung angemessen.

Bild 14 verdeutlicht, dass die Eigenschaften einer Betrachtungsskala stets auf Eigenschaften der kleineren Betrachtungsskalen sowie der skalenübergreifenden Wechselwirkungen beruhen¹⁴⁵. Wird eine einzelne Betrachtungsskala fokussiert, so können die skalenübergreifenden Wechselwirkungen zur nächstgrößeren Betrachtungsskala auch als dynamische Randbedingungen angesehen werden.

In der Regel bewegen sich wissenschaftliche Arbeiten auf einer oder wenigen Betrachtungsskalen. Deshalb haben sich skalenabhängig verschiedene Beschreibungsarten und Modellvorstellungen etabliert, die im weiteren hinsichtlich einer durchgängigen Beschreibung verknüpft und erweitert werden, um eine skalenübergreifende, für das System nasslaufende Lamellenkupplung relevante Beschreibung der jeweiligen Wechselwirkungen / dynamischen Randbedingungen sicherzustellen. Im Rahmen der Arbeit werden Zusammenhänge ausgehend von einer makroskopischen bis hin zu einer nanoskopischen Beschreibung analysiert. Welche Skalen im Rahmen der Arbeit fokussiert und durchgängig beschrieben werden müssen, wird im Anschluss diskutiert.

¹⁴⁴ Chung 2011

¹⁴⁵ Analog hierarchisches Konzept nach Ropohl 1979

5.2 Makroskopische Betrachtung – Eindimensionale, integrale Betrachtung

Bild 15 zeigt einen Fahrzeugantriebsstrang (Porsche 911 GT3, Typ 991, mit 7-Gang Doppelkupplungsgetriebe) und die in den Antriebsstrang integrierte nasslaufende Lamellenkupplung. Darauf basierend wird ein eindimensionales Modell zur Beschreibung abgeleitet.



Bild 15: Lamellenkupplung im Gesamtantriebsstrang

Bild 16 zeigt ein eindimensionales Modell eines Personenkraftwagens mit automatisiertem Getriebe. Abgebildet sind die Kraftmaschine, als Verbrennungskraftmaschine, der Antriebsstrang gebildet durch Kupplung, Getriebe und Differenzial, sowie der Fahrzeugaufbau. Vereinfachend werden die Übersetzungen sowie die Massenträgheiten von Getriebe und Differenzial zusammengefasst. Der Fahrer interagiert über die Gaspedalstellung mit dem Verbrennungsmotor. Die Getriebesteuerung beeinflusst die Anpresskraft der Kupplung sowie die Wahl der Fahrstufe. Die Fahrwiderstände wie Luftwiderstand und

Hangabtriebskraft verursacht durch Fahrzeugmasse und Steigung wirken auf den Fahrzeugaufbau und sind ebenfalls abgebildet.

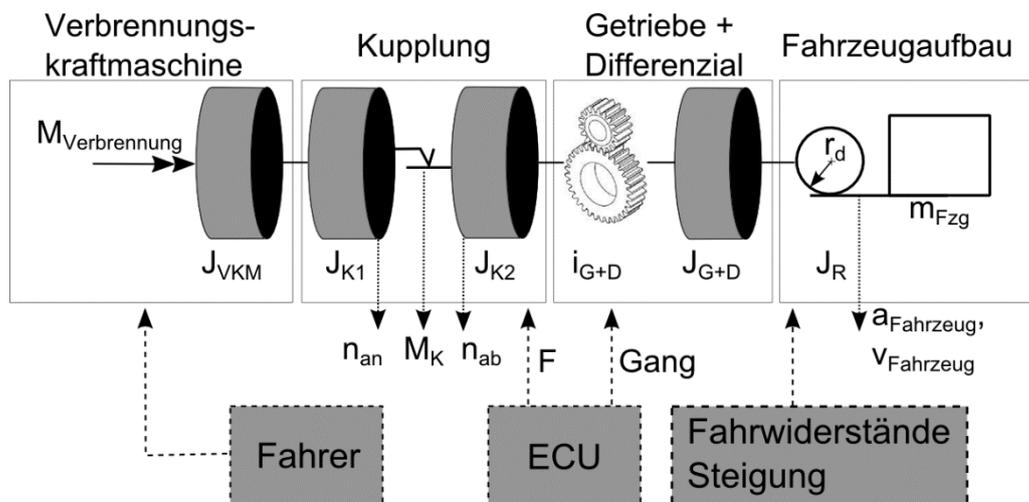


Bild 16: Mehrmassenmodell Personenkraftwagen

Die auf den tribologischen Kontakt der Kupplung wirkende Anpresskraft (F) führt über die integrale Reibungszahl (μ_{integral}), die Geometrie bzw. den daraus abgeleiteten mittleren Reibradius (r_m) und Anzahl der Reibflächen (n) zu einem Reibmoment (M_K).

$$M_K = n_r F r_m \mu_{\text{integral}} \quad \text{Gl. 5}$$

$$M_K = \left(J_{K2} + \frac{1}{i_{G+D}} J_{G+D} \right) \dot{\omega}_{ab} + r_{\text{dyn}} (m_{Fzg} a_{Fzg} + F_H + F_W) \quad \text{Gl. 6}$$

Das Reibmoment bewirkt eine Beschleunigung der rotatorischen Massenträgheiten (s. Gl. 6) von Kupplung (J_{K2}), Getriebe und Differential (J_{G+D}) sowie der translatorischen Trägheit des Fahrzeugs (m_{Fzg}).

Bild 17 stellt einen Anfahrvorgang dar. Der Fokus liegt auf den für das tribologische System Kupplung besonders relevanten Größen (vgl. Bild 16) wie An- und Abtriebsdrehzahl (n_{an} und n_{ab}), Anpresskraft (F) und dem Reibmoment (M_K).

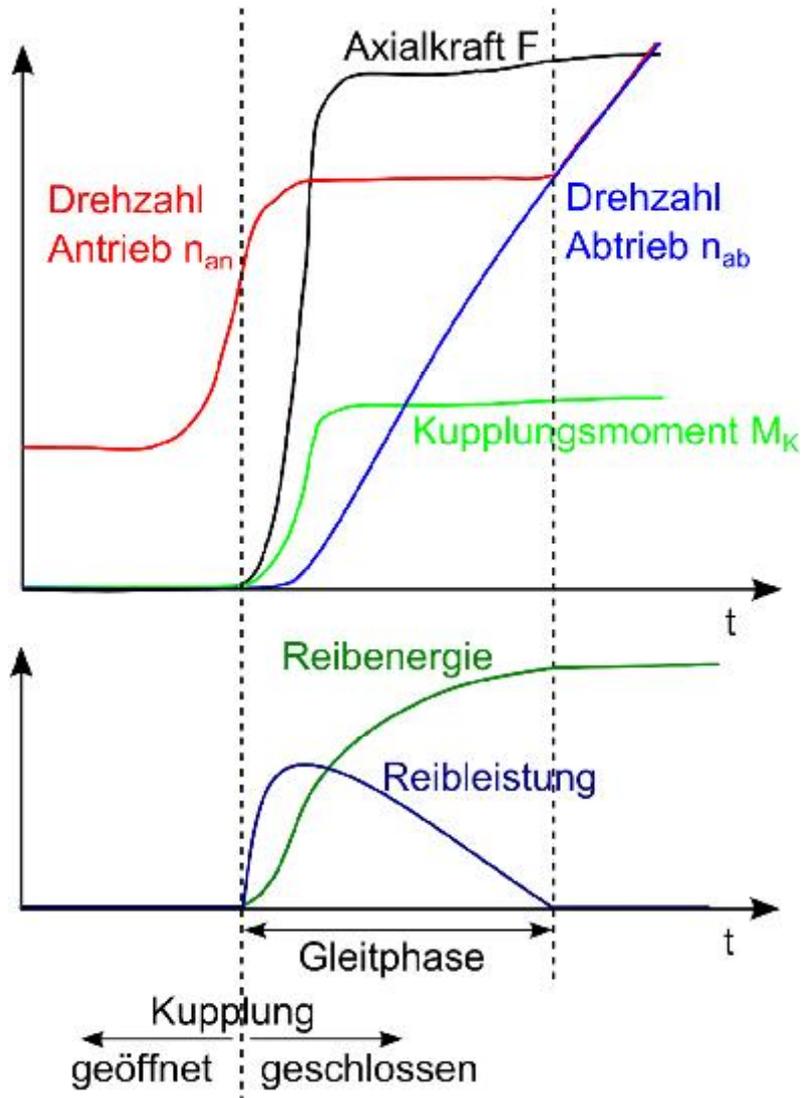


Bild 17: Schematischer Anfahrvorgang eines Fahrzeugs mit relevanten Betriebsbedingungen

Die Differenz von An- und Abtriebsdrehzahl in Kombination mit dem im Reibkontakt übertragenen Drehmoment bestimmt die dissipierte Energie (s. Gl. 7, vgl. Kapitel 2.3).

$$Q_E = \int M_K (\omega_{an} - \omega_{ab}) dt \quad \text{Gl. 7}$$

5.3 Makroskopische Betrachtung – Wechselwirkungen über die Systemgrenze

Bild 18 zeigt das Lamellenpaket und die, für die makroskopische Betrachtung, um das Lamellenpaket gezogene Systemgrenze.

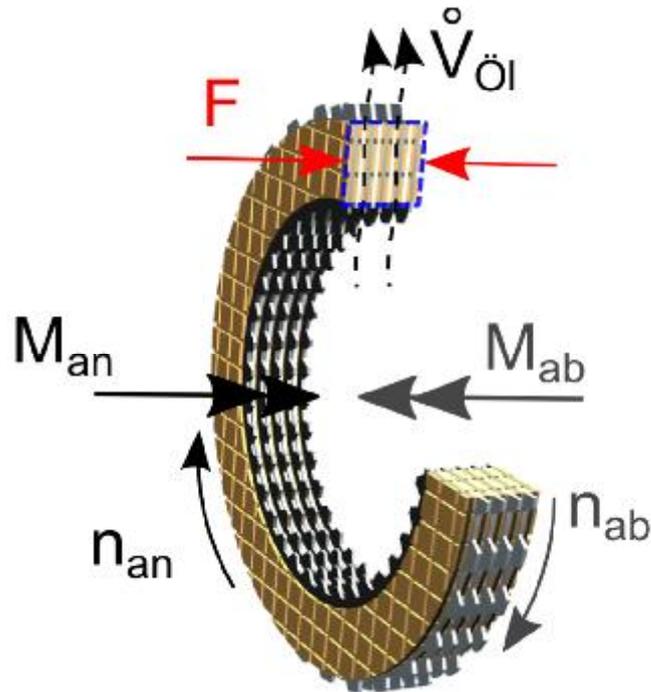


Bild 18: Energiebetrachtung – Lamellenkupplung als offenes System

Der Energieerhaltungssatz nach HELMHOLTZ¹⁴⁶ besagt, dass die Gesamtenergie eines geschlossenen Systems konstant bleibt. Entsprechend Gl. 8 wird die Summe aus Änderung der Energie innerhalb des Systems und Änderung der Energie der Systemumgebung stets zu Null.

$$\frac{dW_{\text{Umgebung}}}{dt} + \frac{dW_{\text{System}}}{dt} = 0 \quad \text{Gl. 8}$$

Daraus folgt für offene Systeme, dass die Veränderung der Energie innerhalb der Systemgrenze der Energieübertragung über die Systemgrenze entsprechen muss (Bild 19).

¹⁴⁶ Helmholtz 1847

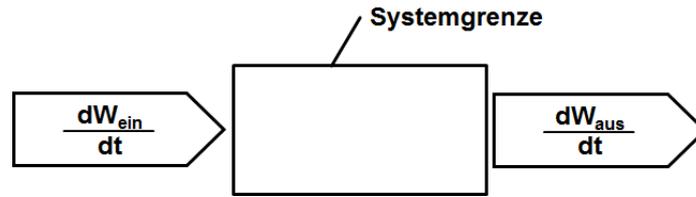


Bild 19: Energieerhaltung bei offenen Systemen

Es werden zunächst folgende Wechselwirkungen über die Systemgrenze, beschrieben durch Leistungsflüsse, berücksichtigt (Gl. 9):

- Massenströme mit innerer Energie, kinetischer Energie und Verschiebearbeit
- Mechanische Leistung über Wellen und Betätigung
- Wärme- und Schallübertragung

$$\frac{d}{dt} W_{\text{SG},\dot{O}l} = \frac{d}{dt} (W_i + W_V + W_{\text{kin}}) \quad \text{Gl. 9}$$

$$\frac{d}{dt} W_{\text{SG},\dot{O}l} = c_{p,\dot{O}l} \frac{dm_{\dot{O}l}}{dt} T + p \frac{dV_{\dot{O}l}}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dm_{\dot{O}l}}{dt} v_{\dot{O}l}^2 \quad \text{Gl. 10}$$

Zur Abschätzung der Relevanz der Energieformen werden die kinetische Energie des Öls und die Verschiebearbeit durch die Betätigung jeweils auf die Änderung der inneren Energie des Öls bezogen.

Gl. 11 zeigt, dass während der Reibphase eine signifikante Erwärmung des Öls bei relativ geringer Geschwindigkeitsänderung ($\ll 10 \text{ m/s}$ vgl. Kapitel 6.2) auftritt. Unter den angenommenen Randbedingungen ist die Änderung der inneren Energie um den Faktor 44 größer als die Änderung der kinetischen Energie. Entsprechend kann bei einer nasslaufenden Lamellenkupplung die Änderung der kinetischen Energie während einer Schaltung gegenüber der Änderung der inneren Energie des Öls vernachlässigt werden.

$$\frac{c_p \frac{dm_{\dot{O}l}}{dt} \Delta T}{\frac{1}{2} \frac{dm_{\dot{O}l}}{dt} v_{\dot{O}l}^2} = \frac{2c_p \Delta T}{v_{\dot{O}l}^2} \quad \text{Gl. 11}$$

$$\text{für : } c_p = 2200 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}, v_{\dot{O}l} < 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \Delta T > 1\text{K}$$

$$\Rightarrow \frac{2c_p \Delta T}{v_{\dot{O}l}^2} > 44$$

Falls keine Druckbeölung und dementsprechend ein sehr geringer Überdruck vorliegt kann der Anteil der Verschiebearbeit ebenfalls vernachlässigt werden. Bei der Anwendung nasslaufender Kupplungen in Fahrzeugen wird das Öl aus Gründen der Energieeffizienz mit möglichst geringem Ölvolu-menstrom und geringem Druck zugeführt¹⁴⁷. Die Durchströmung des Lamellenpaketes erfolgt im Fliehkraftfeld, weshalb auf die Berücksichtigung der Verschiebearbeit verzichtet werden kann.

Die dargestellten Sachverhalte und die daraus abgeleiteten Rückschlüsse sind nur für Betriebszustände mit signifikanter Ölerwärmung zulässig. Bei Betriebsbedingungen mit sehr geringer Ölerwärmung (< 1K), zum Beispiel bei vollständig geschlossener oder geöffneter Kupplung, können sowohl die kinetische Energie als auch die Verschiebearbeit von Bedeutung sein.

Die mechanische Leistung wird rotatorisch über die Wellen (Gl. 12) und translatorisch über die Betätigung (Gl. 4 bis 6) über die Systemgrenze übertragen.

$$\frac{d}{dt} W_{SG, Welle, mech} = M_W \omega_W \quad \text{Gl. 12}$$

Die über die Betätigung übertragene translatorische Energie kann verglichen mit der spezifischen Reibarbeit, wie sie typischerweise bei Einzelschaltungen übertragen wird (> 1J/mm²), vernachlässigt werden (Gl. 13).

$$\frac{d}{dt} W_{SG, Betätigung} = \frac{d}{dt} F_B ds \quad \text{Gl. 13}$$

$$\text{mit : } F = pA, p = \varepsilon E, \varepsilon = \frac{s}{l}$$

$$\frac{d}{dt} W_{SG, Betätigung} = \frac{d}{dt} \frac{p_{max}^2 l A_{Reib}}{2E}$$

$$\text{für : } p_{max} = 1 \frac{N}{mm^2}, l = 1mm, E = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\Rightarrow w_{Systemgrenze, Betätigung} = 0,001 \frac{J}{mm^2}$$

¹⁴⁷ Hadler 2009

Bei der Wärmeübertragung können grundsätzlich die Mechanismen:

- Radiation
- Konvektion
- Konduktion

unterschieden werden.

$$\frac{d}{dt} W_{\text{Systemgrenze, Wärme}} = \frac{d}{dt} W_{\text{Konvektion}} + \frac{d}{dt} W_{\text{Radiation}} + \frac{d}{dt} W_{\text{Konduktion}} \quad \text{Gl. 14}$$

Die Wärmestrahlung (Radiation) erfolgt an freien Oberflächen über elektromagnetische Wellen. Die so übertragene Leistung hängt signifikant von den Temperaturen der am Energieaustausch beteiligten Körper sowie deren Emissionsgrad ab.

$$\frac{d}{dt} W_{\text{Radiation}} = \varepsilon \sigma T^4 A_{\text{Radiation}} \quad \text{Gl. 15}$$

Unter der Annahme eines schwarzen Strahlers (Emissionsgrad $\varepsilon = 1$) und für eine Temperatur des Strahlers von $350 \text{ }^\circ\text{C}$ wird eine spezifische Strahlungsleistung von $0,0086 \text{ W/mm}^2$ emittiert (Gl. 16). Die Strahlungsleistung ist damit um Größenordnungen geringer als die üblicherweise im Reibprozess dissipierte Reibleistung. Bei einem realen Lamellenkupplungssystem ist davon auszugehen, dass die zur Wärmestrahlung zur Verfügung stehende Fläche keinem schwarzen Strahler entspricht ($\varepsilon < 1$) und die an der Wärmestrahlung beteiligte Fläche wesentlich kleiner als die Reibflächen sind. Der Mechanismus Radiation ist demnach nicht relevant im Hinblick auf die Wärmeübertragung bei naslaufenden Lamellenkupplungen.

$$\begin{aligned} \text{mit Gl. 15, für: } \quad \varepsilon = 1, \sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}, T = 623,16\text{K} \\ \Rightarrow \frac{d}{dt} \frac{W_{\text{Radiation}}}{A_{\text{Radiation}}} = 0,0086 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad \text{Gl. 16}$$

Gl. 17 beschreibt die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung.

$$\frac{d}{dt} W_{\text{Konduktion}} = \lambda \frac{dT}{dl} A_{\text{Konduktion}} \quad \text{Gl. 17}$$

Es wird angenommen, dass die Wärmeleitung über die Anbindung der Lamellen an die Systemumgebung erfolgt. Die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Querschnitte sind damit um zwei Größenordnungen geringer als die Reibfläche. Unter Annahme eines stationären Wärmeleitproblems ergibt sich bei konstanten Werkstoffeigenschaften ein linearer Temperaturverlauf.

Unter Annahme eines Temperaturunterschieds von Stahl lamelle und Lamellenträger von 250 K bei einer Ersatzlänge des Wärmeleitungspfads von 0,01 m ergibt sich die Annahme eines Temperaturgradienten von 25000 K/m. Der Wärmeübergang über den Kontakt von Stahl lamelle zu Lamellenträger wurde vernachlässigt.

$$\begin{aligned} \text{für : } \lambda &= 40 \frac{\text{W}}{\text{mK}}, \frac{dT}{dl} = 25000 \frac{\text{K}}{\text{m}}, \\ &\Rightarrow \lambda \frac{dT}{dl} = 1 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2} \\ 25 &< \frac{A_{\text{Reib}}}{A_{\text{Konduktion}}} < 150 \end{aligned}$$

Das Beispiel zeigt, dass der Mechanismus Wärmeleitung aufgrund der relativ geringen wärmeübertragenden Fläche im Verhältnis zur Reibfläche von untergeordneter Bedeutung ist, obwohl die getroffenen Annahmen durchaus als konservativ betrachtet werden können.

Nach EG-Richtlinie^{148,149} beträgt der maximal zulässige Schalldruckpegel für Personenkraftwagen 80 dB. Der Schalldruckpegel wird in einem Abstand von 7,5 m von der Fahrzeugmitte gemessen. Im Folgenden soll basierend auf diesem Grenzwert die maximal zulässige Schalleistung eines Fahrzeugs berechnet werden. Das Fahrzeug wird als Punktschallquelle betrachtet, die sich in einem Halbfreiefeld befindet.

$$\begin{aligned} L_p &= 10 \log_{10} \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) \\ P_s &= \frac{p^2 4\pi r^2}{\rho c} && \text{Gl. 18} \\ \Rightarrow P_s &= \frac{2\pi r^2 p_0^2 10^{\frac{L_p}{10}}}{\rho c} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{für : } p_0 &= 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}, Q = 2, r = 7,5 \text{ m}, \\ \rho &= 1,2041 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, c = 343,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \\ L_p &= 80 \text{ dB} \\ \Rightarrow P_s &= 0,0341 \text{ W} \end{aligned}$$

Die laut EG-Richtlinie zulässige Schallemission entspricht (s. Gl. 18) einer Schalleistung von 0,0341 W. Selbst unter der Annahme der tribologische Kontakt der

¹⁴⁸ 70/157/EWG

¹⁴⁹ 2007/34/EG

Kupplung sei die einzige Schallquelle, ist der Anteil der Schalleistung an der Energiedissipation vernachlässigbar.

Die Analyse der Leistungsflüsse über die Systemgrenze zeigt, dass mechanische Leistung in rotatorischer Form in das Kupplungssystem eingetragen wird. Bezüglich der Wärmeübertragung sind im Wesentlichen die konvektive Wärmeübertragung sowie mit deutlich geringerer Relevanz die Konduktion zu berücksichtigen. Andere Energieübertragungsmechanismen sind bei Anfahrvorgängen weit weniger relevant und werden deshalb nicht weiter berücksichtigt.

5.4 Analyse der Vorgänge im tribologischen Kontakt

5.4.1 Mikroskopische Betrachtung

Nachdem bisher die Wechselwirkungen über die Systemgrenze betrachtet wurden, soll im Folgenden eine Analyse der Vorgänge im tribologischen Kontakt durchgeführt werden.

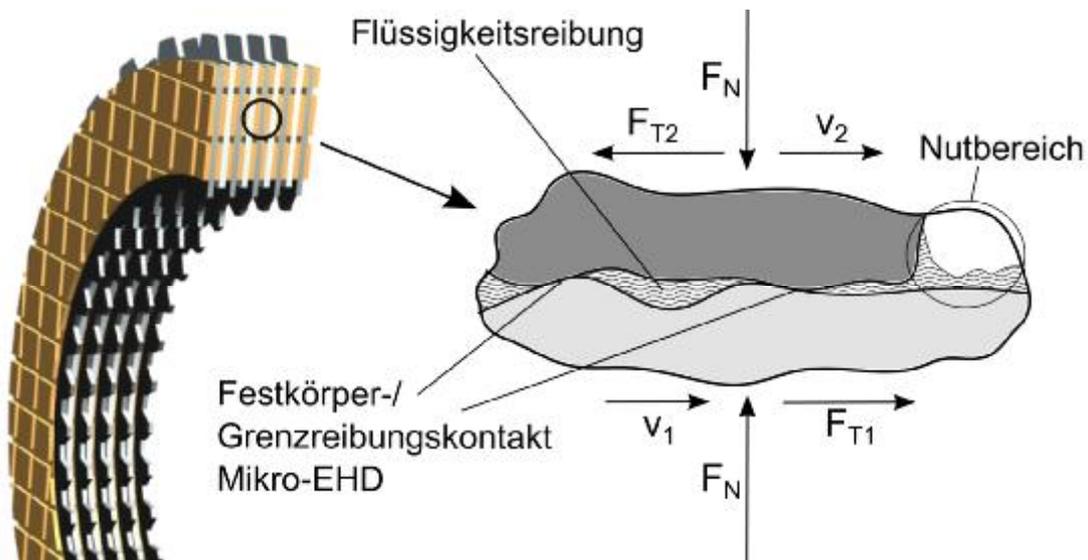


Bild 20: Tribologischer Kontakt (Mischreibung) auf der Skala der Rauigkeiten

Bild 20 zeigt ein Modell eines tribologischen Kontakts unter Mischreibung. Im geschmierten Kontakt einer nasslaufenden Lamellenkupplung können die Reibungszustände Festkörper-, Grenzreibung und fluidische Reibung, in hydro- und elastohydrodynamische Reibung unterschieden, auftreten. Darüber hinaus steht das Schmiermedium in der Wechselwirkung mit Strukturen von Grund- und Gegenkörper wie den in die Reibbeläge eingebrachten Nuten. Dieser Zusammenhang muss in der Wechselwirkung mit dem im tribologischen Kontakt auftretenden Reibungszustand¹⁵⁰ betrachtet werden. Konkret bedeutet das, dass diese Strukturen auch wenn sie sich außerhalb der lokalen reibaktiven Bereiche befinden die Ölverteilung im tribologischen Kontakt und damit den Kontaktzustand beeinflussen.

Darüber hinaus kann das flüssige Zwischenmedium im tribologischen Kontakt beispielsweise durch die Bewegung in einem Zentrifugalfeld oder durch die Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper beschleunigt werden. Wird das Zwischenmedium über die Systemgrenze des tribologischen Kontakts bewegt, wird Energie aus dem tribologischen Kontakt transportiert.

¹⁵⁰ Der Reibungszustand beschreibt die „Reibung abhängig vom Aggregatzustand der beteiligten Stoffbereiche“ (vgl. Deters 1992)

Dieser Vorgang muss nicht zwangsläufig durch die Übertragung von Kräften zwischen Grund- und Gegenkörper gekennzeichnet sein. Deshalb ist es sinnvoll diesen Sachverhalt bei tribologischen Systemen zu berücksichtigen.

An dieser Stelle soll deshalb auf den Begriff der Reibung eingegangen werden.

Die Reibungskraft beschreibt den Widerstand zweier Körper gegen eine Relativbewegung^{151,152,153}.

Definition der Begriffe Verlust- und Nutzreibung (Friktion)

Der Begriff Reibung wird durch die Begriffe Verlust- und Nutzreibung bzw. Friktion präzisiert. **Nutzreibung** bzw. **Friktion** beschreibt den Anteil der Reibung, der zur **Übertragung von Reibungskräften** im **Sinne der Funktion** des jeweiligen Systems beiträgt. Der Begriff **Verlustreibung** bezeichnet Energie, die für das jeweilige technische System in **nicht nutzbare Energieformen** gewandelt und somit dissipiert wird.

Diese Unterscheidung ist insbesondere bei Friktionssystemen, bei denen die Übertragung von Reibungskräften zur Funktionserfüllung erforderlich ist, sinnvoll. In Friktionssystemen treten im Betrieb Verluste und Friktion stets in Kombination auf. Im Rahmen von z.B. experimentellen Untersuchungen ist es deshalb sinnvoll, die Anteile von Friktion und Verlusten zu bestimmen: Bezogen auf das System Kupplung kann so das Potenzial zur Drehmomentübertragung bestimmt werden.

¹⁵¹ vgl. Deters 1992

¹⁵² vgl. Amontons 1699

¹⁵³ vgl. Coulomb 1785

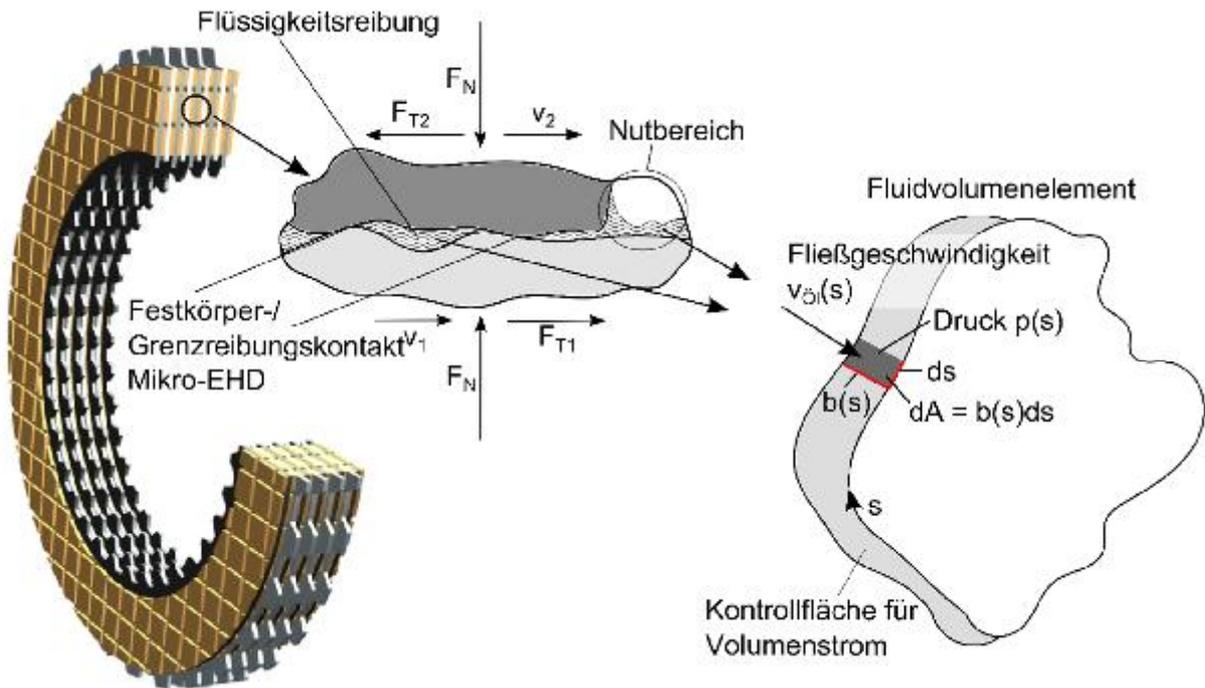


Bild 21: Reibung – lokale Ölströmung im Mischreibungskontakt

Bild 21, links zeigt in diesem Zusammenhang einen Ausschnitt aus einem geschmierten tribologischen Kontakt unter Mischreibungsbedingungen. Dabei gibt es Bereiche von Grund- und Gegenkörper, die über eine Grenzschicht in Kontakt stehen, während durch die Scherung des Fluids in den übrigen Bereichen Flüssigkeitsreibanteile entstehen.

Über die Systemgrenze wird der tribologische Kontakt mit einer Normalkraft F_N beaufschlagt. Sowohl Grund- als auch Gegenkörper bewegen sich mit den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 mit $v_1 > v_2$. Unter der Annahme, dass die auf Grund- und Gegenkörper wirkenden Beschleunigungen klein sind, können Trägheitswirkungen vernachlässigt werden. Über die Systemgrenze wirken die Tangentialkräfte F_{T1} und F_{T2} .

$$F_V = \int_S p(x) b(x) dx \quad \text{Gl. 19}$$

Bild 21, rechts zeigt den über der Systemgrenze auf das Fluid wirkende Druck. Mit Hilfe von Gl. 19 wird die resultierende Verschiebekraft berechnet. Aus dieser Betrachtung wird deutlich, dass die Kraft F_{T2} nur für den Sonderfall, dass die resultierende Verschiebekraft und damit das Integral in Gl. 19 zu Null wird, der Kraft F_{T1} entspricht. Die Kraft F_{T2} entspricht den über den tribologischen Kontakt übertragenen Reibungskräften. Die Kraft F_{T1} beinhaltet darüber hinaus die Kräfte, die zur Beschleunigung und Verschiebung des Fluids benötigt werden. Diese Kräfte können nicht als Nutzreibung bzw. Friktion verstanden werden. Sie werden im

Weiteren entsprechend der eingeführten Definition als Verluste bezeichnet, wenn diese nicht im Sinne der Funktionserfüllung des jeweiligen Systems nutzbar sind.

Beim Kontakt von realen technischen Oberflächen in geschmierten tribologischen Kontakten können Grund- und Gegenkörper durch Fluid (Gas- oder Flüssigkeitsreibung – abhängig vom Aggregatzustand des Fluids) oder einen molekularen Film (Grenzreibung) getrennt oder direkt im Kontakt (Festkörperreibung) stehen.

Nach BOWDEN UND TABOR¹⁵⁴ ist bei rauen Oberflächen die tatsächliche Kontaktfläche auf der Skala der Rauigkeiten, insbesondere bei Reibpartnern mit hoher Steifigkeit, im Vergleich zur nominellen Kontaktfläche sehr klein. Mit zunehmender Pressung erhöht sich die Anzahl der Mikrokontakte. Es wird angenommen, dass die einzelnen Mikrokontakte jeweils ähnliche Flächeninhalte aufweisen und mit zunehmender Normalkraft im Wesentlichen die Anzahl der Mikrokontakte zunimmt.

Organische Reibbeläge weisen hingegen eine geringe mittlere Steifigkeit auf, weshalb die Vermutung einer relativ großen tatsächlichen Kontaktfläche plausibel erscheint. Trotzdem muss bis zur weiteren Klärung aufgrund der Heterogenität der Reibbeläge von stark inhomogener Pressungsverteilung aufgrund lokal stark unterschiedlicher Steifigkeit ausgegangen werden.

Unabhängig von den jeweiligen lokalen Werkstoffeigenschaften treten aufgrund der Topografie und der lokalen Werkstoffeigenschaften in den lokalen Kontakten Pressungen auf, die direkt im Zusammenhang mit der lokalen Deformation von Grund- und Gegenkörper stehen. Diese Verformung kann reversibel, elastisch oder irreversibel, plastisch sein. Betrachtet man ein Übergleiten von zwei Rauheitshügeln, führt die Energiedissipation innerhalb des Werkstoffs oder die plastische Verformung zu einer resultierenden Reibkraft (vgl. GREENWOOD¹⁵⁵). In realen tribologischen Kontakten ist die Deformation der Reibpartner als dynamischer Prozess verbunden mit dem Durchlaufen von Ungleichgewichtszuständen anzusehen. In diesem Zusammenhang spielen nach HEUBERGER¹⁵⁶ dissipative Vorgänge wie die Entstehung von Gitterschwingungen (Phononen) und Schwingungen in und zwischen langkettigen Molekülen, wie sie in Polymeren vorliegen, eine zentrale Rolle.

Die Deformation innerhalb der Strukturen der Festkörper führt sowohl bei reversibler, elastischer Verformung mit Hysterese als auch bei irreversibler Speicherung (plastische Deformation) von potenzieller Energie in realen tribologischen Kontakten

¹⁵⁴ Bowden und Tabor 1950

¹⁵⁵ Greenwood 1966

¹⁵⁶ Heuberger 2007

stets zu einer Anregung von Schwingungen innerhalb des Werkstoffs, die als Energiedissipation verstanden werden müssen.

Schubspannungen entstehen beispielsweise durch Wechselwirkungen wie Adhäsion in den einzelnen Mikrokontakten. Die nanoskopischen Ursachen und Mechanismen werden in Kapitel 5.4.2 diskutiert.

Die resultierende Reibkraft ist das Integral der tangential verlaufenden Komponenten aus Schub- und Normalspannung über der nominellen Reibfläche.

Bild 22 zeigt zusammenfassend die mikroskopische Beschreibung der Reibungsmechanismen und deren Zusammenhang mit dem Kontaktzustand.

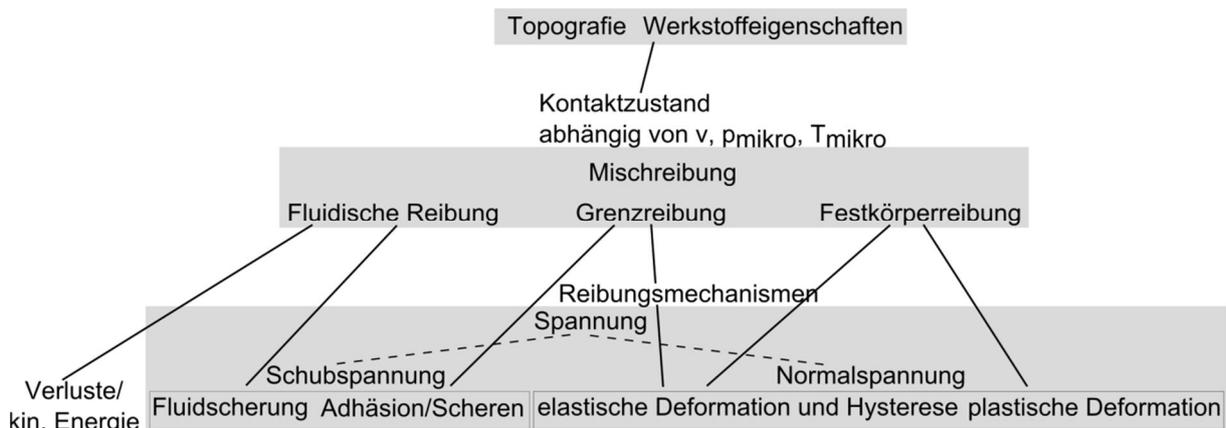


Bild 22: Mikroskopische Beschreibung von Reibungsmechanismen und deren Zusammenhang

5.4.2 Nanoskopische Betrachtung

Die beschriebenen mikroskopischen Wechselwirkungen von Grund- und Gegenkörper im tribologischen Kontakt basieren auf nanoskaligen, molekularen und atomaren Wechselwirkungen (Bild 23).

Die inneren Kräfte innerhalb der Struktur der am Reibprozess beteiligten Komponenten stehen stets im Gleichgewicht mit von außen aufgebracht Belastungen. In Folge der Übertragung von Kräften, werden die Atome und Moleküle innerhalb des Werkstoffs relativ zueinander in einem Potenzialfeld bewegt. Eine Veränderung der Atomabstände führt stets zu einer Änderung der potenziellen Energie innerhalb der jeweiligen Struktur. Bei elastischer Verformung kann die gespeicherte potenzielle Energie zu einem späteren Zeitpunkt wieder abgegeben werden. Lediglich die Werkstoffdämpfung (Hysterese) führt zu einer Energiedissipation. Bei plastischer Deformation kommt es beispielsweise in Metallen

zur Bewegung von Versetzungen (vgl. GARBAR UND SKORININ¹⁵⁷, ANDARELLI¹⁵⁸, RIGNEY UND HIRTH¹⁵⁹). Sowohl die plastische Verformung als auch das Entstehen von Rissen und die damit zusammenhängende Bildung neuer Oberflächen, führen zur Zunahme der potenziellen Energie.

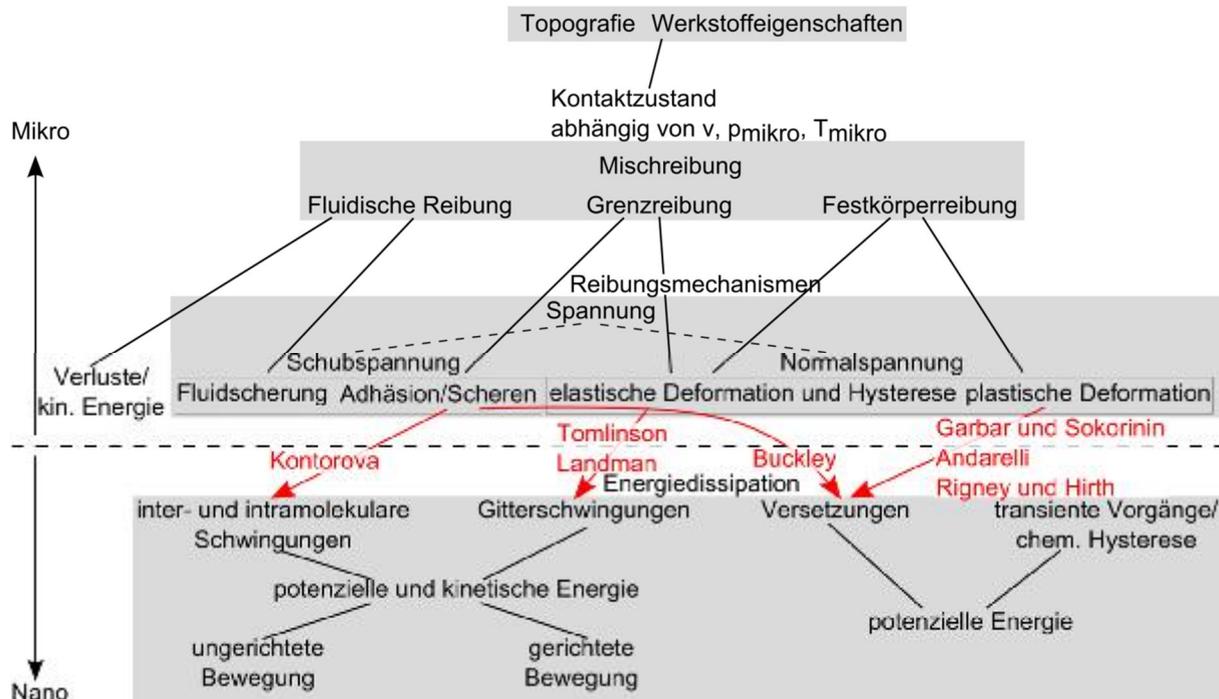


Bild 23: Mikro- und nanoskopische Beschreibung von Reibungsprozessen – Adhäsion/Scheren, elastische und plastische Deformation

BUCKLEY¹⁶⁰ zeigt, dass im Zusammenhang mit Adhäsion immer auch plastische Deformation auftritt. Es kann festgehalten werden, dass sowohl die Übertragung von Normal- als auch Schubspannungen zu einer reversiblen und irreversiblen Veränderung der potenziellen Energie innerhalb der Komponenten eines tribologischen Kontaktes führen.

TOMLINSON¹⁶¹ beschreibt ein Reibungsmodell auf molekularer Basis. Das Modell basiert auf zwischenatomaren anziehenden und abstoßenden Kräften, die zwischen stabilem und instabilem Gleichgewicht wechseln. Beim Übergang von instabilem zu stabilem Gleichgewicht geht die im Kraftfeld der Atome gespeicherte potenzielle in kinetische Energie über und führt zur Entstehung von Schwingungen.

¹⁵⁷ Garbar und Skorinin 1978

¹⁵⁸ Andarelli 1973

¹⁵⁹ Rigney und Hirth 1979

¹⁶⁰ Buckley 1977

¹⁶¹ Tomlinson 1929

Dieser Vorgang tritt bei jeder Relativbewegung auf, unabhängig von der Bewegungsrichtung. Demnach wird bereits durch das Aufeinanderpressen und anschließende Trennen zweier Festkörper ohne Tangentialbewegung Energie dissipiert. Untersuchungen von LANDMAN¹⁶² bestätigen diese Modellvorstellung. Wichtig dabei ist, dass dieser Effekt sowohl bei atomarer als auch makroskopischer Betrachtung auftritt.

Ein weiteres Modell zur Beschreibung von Reibungsvorgängen ist das Frenkel-Kontorova-Modell¹⁶³. Im Gegensatz zum Modell nach Tomlinson wird dabei die Interaktion eines Moleküls beschrieben, das sich in einem periodischen Feld an der Oberfläche eines Festkörpers bewegt. Während dieser Bewegung werden sowohl im Molekül als auch im Festkörper Schwingungen erzeugt, die ein Maß für die Energiedissipation sind.

Befindet sich das Schmiermedium zwischen zwei Festkörpern bei einer Schmierfilmdicke von wenigen Moleküllängen, muss im Vergleich zum Fluid von vollständig anderen Eigenschaften ausgegangen werden (Bild 24). Ohne Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper ordnen sich die Moleküle in einzelnen Schichten an und können darüber hinaus auch innerhalb dieser Schichten geordnet vorliegen. Aus diesem Grund hat das Fluid festkörperähnliche Eigenschaften. Beim Übergang zum Gleiten kommt es zum Auflösen dieser Struktur. Das Zwischenmedium liegt ungeordnet und somit wie ein Fluid vor. THOMPSON UND ROBBINS¹⁶⁴ beschreiben, dass der Übergang fest-flüssig und flüssig-fest abhängig von der Gleitgeschwindigkeit im tribologischen Kontakt wiederholt durchlaufen wird. Abhängig von der Gleitgeschwindigkeit variiert dabei die Häufigkeit der Zustände flüssig und fest. Nach KLEIN¹⁶⁵ entstehen beim Übergang des flüssigen Zwischenmediums zum Festkörper auf atomarer Ebene Stöße, die zur Anregung von Gitterschwingungen und damit zur Energiedissipation führen.

Fluide bestehen in der Regel aus Molekülen mit starken intramolekularen Bindungen, die innerhalb des Fluids über relativ schwache intermolekulare Bindungen in Wechselwirkung stehen.

EYRING¹⁶⁶ nimmt in seiner Theorie die Ausrichtung der Fluidmoleküle in einzelne Ebenen an. Zur Relativbewegung zwischen Molekülen zweier Ebenen muss eine Potentialschwelle überschritten werden. Kommt es zum Überschreiten dieser

¹⁶² Landman 1990

¹⁶³ Kontorova 1938

¹⁶⁴ Thompson 1990

¹⁶⁵ Klein 2007

¹⁶⁶ Eyring 1936

Potentialschwelle wird danach erneut eine energetisch günstige Konfiguration mit relativ geringem Potential angestrebt. Die zur Überwindung der Potentialschwelle aufgebrauchte Energie wird dann in Wärme umgewandelt.

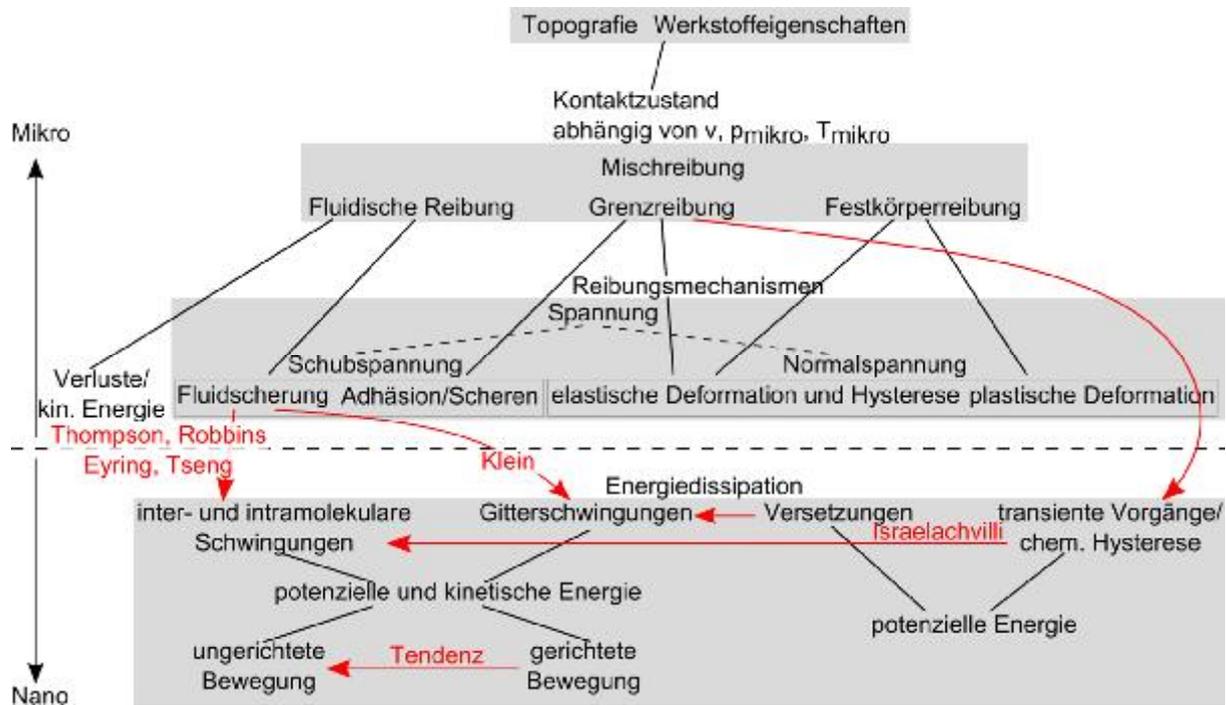


Bild 24: Mikro- und nanoskopische Beschreibung von Reibungsprozessen – Fluidscherung und Grenzreibung

Die dissipativen Vorgänge innerhalb des Fluids werden durch die Relativbewegung im Kraftfeld zwischen den Molekülen bestimmt. In Analogie zum Frenkel-Kontorova-Modell kommt es durch die Relativbewegung zwischen einzelnen Molekülen zur Entstehung von Schwingungen und damit zur Emission von Phononen innerhalb des Fluids. Diese Sichtweise steht im Einklang mit Untersuchungen von KLAMECKI^{167,168}, Lu¹⁶⁹, Lung¹⁷⁰ und Hayashi¹⁷¹, die dissipative Prozesse gekennzeichnet durch Ungleichgewichtszustände in Folge dynamischer Prozesse auf atomarer Ebene beschreiben.

Nach ISRAELACHVILI¹⁷² gibt es neben der bereits beschriebenen mechanischen Hysterese auch chemisch bedingte Hystereseeffekte. Dabei kommt es, ausgelöst durch das Kontaktieren von Grund- und Gegenkörper, im Kontakt zu

¹⁶⁷ Klamecki 1982

¹⁶⁸ Klamecki 1984

¹⁶⁹ Lu 2007

¹⁷⁰ Lung 2000

¹⁷¹ Hayashi 2000

¹⁷² Israelachvili 1992

Transportvorgängen auf molekularer Ebene. Die Ursache hierfür ist die Veränderung des Gleichgewichtszustandes im tribologischen Kontakt, die zu Transportvorgängen führen. In realen tribologischen Kontakten sind diese Vorgänge stets mit einer Energiedissipation verbunden, die bei einem Zyklus bestehend aus in Kontakt treten und Aufheben des Kontakts auch als chemische Hysterese bezeichnet wird.

Die bisher dargelegte Diskussion der Vorgänge in tribologischen Kontakten zeigt ausgehend vom Stand der Forschung, die skalenübergreifende Verknüpfung von tribochemischen und tribophysikalischen Vorgängen. Die durchgängige Beschreibung zeigt deutlich, dass sowohl bei Festkörper-, Grenz- als auch Flüssigkeitsreibung Energie im Wesentlichen durch die Anregung von Schwingungen oder durch plastische Verformung dissipiert wird.

Gitterschwingungen, in der Quantenmechanik als Phononen bezeichnet, und die in Metallen vorkommende Bewegung von quasifreien Elektronen sind ein Maß für die im Bauteil gespeicherte thermische Energie¹⁷³. Mit zunehmender Temperatur nehmen dementsprechend Atom- und Molekülbewegungen und die Bewegung von quasifreien Elektronen zu. Diese Bewegungen sind dabei zunächst als weitgehend ungerichtet anzunehmen. Die Bewegung von Phononen und quasifreien Elektronen wird durch Stoßvorgänge zwischen Elektronen und Phononen, Atomrümpfen und Gitterfehlern realer Kristalle beeinflusst.

Ergänzend zur ungerichteten Teilchenbewegung ist in Kristallstrukturen von tribologischen Kontakten auch eine gerichtete Teilchenbewegung möglich. Diese Bewegung kann sich durch Stoßvorgänge ausgelöst durch die Kristallstruktur bewegen. Der Fortpflanzung dieser gerichteten Bewegung ist durch Modelle der Wellenbewegung beschreibbar. Die Wellenbewegung wird wesentlich durch die bereits beschriebenen Stoßvorgänge im Kristallgitter begrenzt. Diese Stoßvorgänge führen zum Übergang von gerichteter in ungerichtete Bewegungen.

In der chemischen Kinetik wird davon ausgegangen, dass chemische Reaktionen üblicherweise durch Stoßvorgänge zwischen Atomen und Molekülen ausgelöst werden. Für eine chemische Reaktion ist dabei wichtig, dass sich die Atomhüllen überschneiden und somit ein Elektronenaustausch im neu entstandenen Molekül möglich wird. Es bleibt festzuhalten, dass nicht jede Kollision zwangsläufig zu einer chemischen Reaktion führt. Dementsprechend werden Kollisionen ohne chemische Reaktion als ineffektiv bezeichnet während Kollisionen mit chemischer Reaktion als effektiv bezeichnet werden¹⁷⁴. Die Wahrscheinlichkeit einer effektiven Kollision steigt

¹⁷³ vgl. Maxwell-Boltzmann-Verteilung

¹⁷⁴ vgl. Stoßtheorie nach Trautz und Lewis

mit zunehmendem Impulsaustausch während der Kollision. In diesem Zusammenhang ist die kinetische Energie der Reaktionsprodukte als wesentlich anzusehen. Wie bereits erläutert wird die innere Energie durch die kinetische Energie der Atome und Moleküle beschrieben. Die Größe zur Beschreibung der Inneren Energie ist die Temperatur, die wesentlich in Bezug auf die Wahrscheinlichkeit chemischer Reaktionen ist. Dabei müssen die lokale Temperatur auf molekularer Ebene und die makroskopische Temperatur, wie sie beispielsweise in experimentellen Untersuchungen gemessen wird, unterschieden werden.

Nach der skalenübergreifenden Beschreibung der wesentlichen Mechanismen soll eine erste Einschätzung bezüglich der Wahrscheinlichkeit für das Auftreten bzw. die Relevanz der einzelnen Mechanismen orientiert an Betriebsbedingungen, wie sie im System nasslaufende Lamellenkupplung auftreten, abgeleitet werden.

Abgeleitet aus den bereits erläuterten Zusammenhängen der chemischen Kinetik kann angenommen werden, dass wesentliche chemische Wechselwirkungen im tribologischen Kontakt beschreibbar sind.

5.4.3 Skalenübergreifende Beschreibung des tribologischen Kontakts

Zusammenfassend zeigt die skalenübergreifende Analyse (Bild 25) ausgehend von einer integralen Betrachtung, über die Axialkraft und An- und Abtriebsdrehzahl die Wechselwirkung mit der makroskopischen Betrachtungsskala. Der makroskopische Reibwert führt über die makroskopische Flächenpressung zum Reibmoment, das in der integralen Betrachtung von Bedeutung ist.

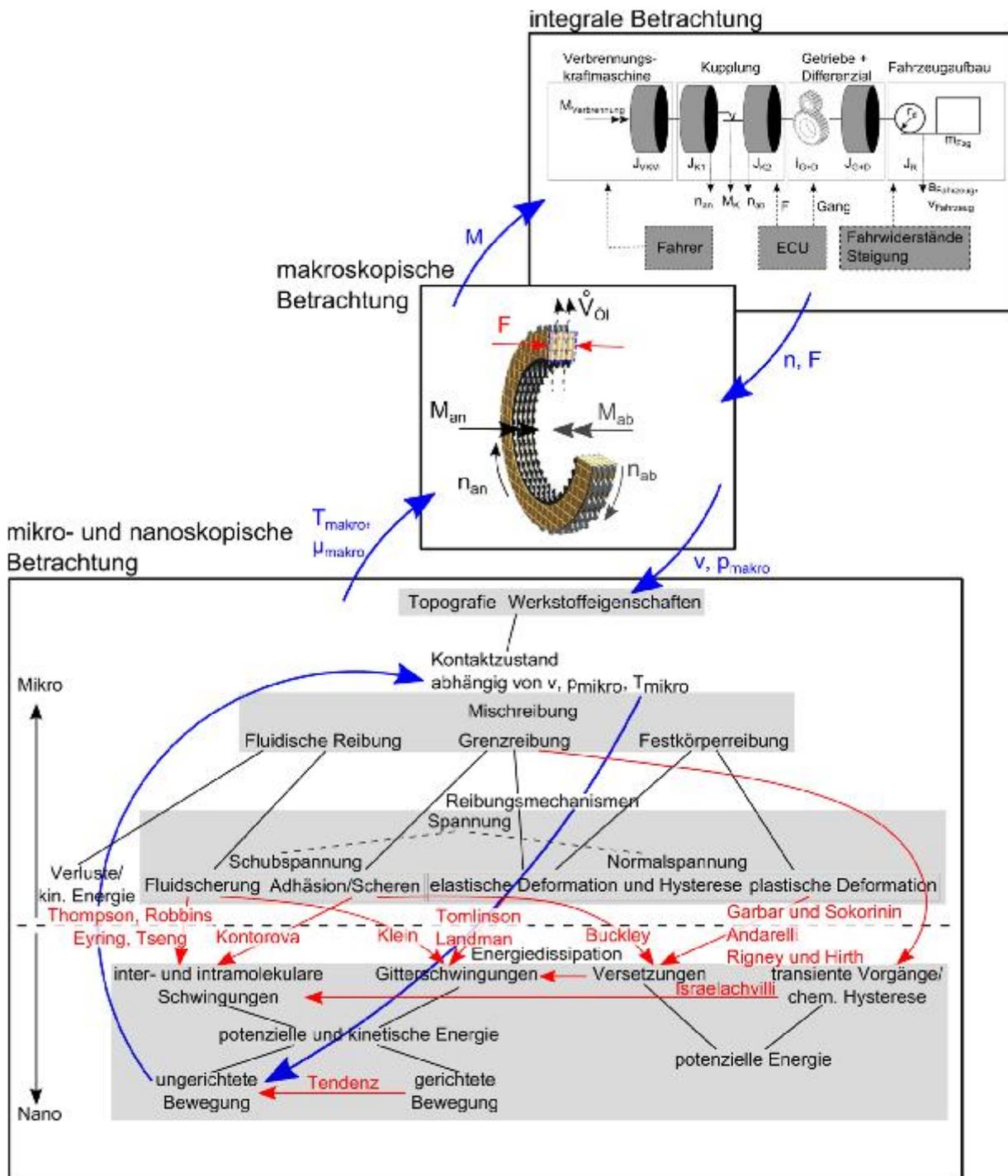


Bild 25: Skalenübergreifende Beschreibung nasslaufende Kupplung

Die makroskopische Betrachtungsskala definiert über die makroskopischen Größen Gleitgeschwindigkeit und makroskopische Pressung den mikroskopischen Kontaktzustand mit den entsprechenden Reibungsmechanismen und Mechanismen der Kraftübertragung. Die mikroskopische Übertragung von Kräften ist stets mit einer Veränderung von potenzieller und kinetischer Energie auf nanoskopischer Betrachtungsskala verbunden. Entstehende Gitterschwingungen sind dabei als Wechsel von potenzieller und kinetischer Energie der Atome anzusehen. Die ungerichtete Bewegung beschreibt eine Erwärmung des Systems und ist somit ein Maß für die Energiedissipation. Die Analyse zeigt, dass verschiedene Reibungs- und Verschleißmechanismen im Wesentlichen zur Anregung von Schwingungen in der Struktur der Werkstoffe und der Bewegung von freien Elektronen führen. Diese Bewegungen können auf mikroskopischer Skala durch die mikroskopische Temperatur beschrieben werden. Insbesondere im Hinblick auf chemische Prozesse, die wesentlich durch Stoßvorgänge beeinflusst werden, ist die mikroskopische Temperatur von erheblicher Bedeutung.

Als Ergebnis der Systemanalyse steht ein initiales Erklärungsmodell für die Veränderung tribologischer Kontakte zur Verfügung. Dieses Erklärungsmodell soll im Weiteren basierend auf experimentellen und rechnerbasierten Untersuchungsmethoden hinsichtlich der Gültigkeit bzw. Relevanz für das System nasslaufende Lamellenkupplung überprüft werden.

Zusammenfassend seien nochmals die wesentlichen Hypothesen genannt:

- Änderung der Reibungsmechanismen basieren im Wesentlichen auf tribochemischen Veränderungen.
- Die mikroskopische Temperatur steht in direktem Zusammenhang mit der Veränderung des tribologischen Kontakts und ist demnach zur Beschreibung der Schädigung geeignet.

In Kapitel 5.5 wird zunächst eine mathematische Beschreibung für die Veränderung des tribologischen Kontakts eingeführt. Dieser Zusammenhang wird bezüglich der Korrelation mit den experimentellen Untersuchungen bewertet (Kapitel 5.10). Hierbei spielt die Unterscheidung von mikro- und makroskopischer Temperatur eine zentrale Rolle. In Kapitel 5.11 wird schließlich auf die Unterschiede von mikro- und makroskopischer Temperatur in nasslaufenden Lamellenkupplungen eingegangen.

5.5 Systemtribologische Untersuchungen – Lamellen mit Papierreibbelägen

Die in Kapitel 5.4 beschriebene Analyse der Vorgänge im tribologischen Kontakt zeigt basierend auf einer multiskaligen Betrachtung wesentliche Zusammenhänge von makroskopischer Übertragung von Reibkräften und (sub-)mikroskopischen Prozessen. Durch mechanische Wechselwirkungen entsteht Wärme, die die Geschwindigkeit chemischer Prozesse maßgeblich bestimmt. Tribochemische Veränderungen und auch die Geschwindigkeit der Veränderung sind mit der mikroskopischen Temperatur im tribologischen Kontakt gekoppelt. Dieser theoretisch gefundene Zusammenhang soll in Bezug auf die Gültigkeit für nasslaufende Lamellenkupplungen überprüft und in eine Gesetzmäßigkeit zur Beschreibung überführt werden.

In der chemischen Kinetik werden chemische Prozesse und deren zeitliche Abhängigkeit beschrieben. ARRHENIUS^{175,176} beobachtet eine chemische Reaktion bei unterschiedlichen Temperaturen. Vereinfacht formuliert zeigen identische Reaktionen mit zunehmender Temperatur eine stark zunehmende Reaktionsgeschwindigkeit. Dieser Zusammenhang kann mathematisch beispielsweise durch die Arrhenius-Gleichung beschrieben werden (s. Gl. 20).

$$v = v_0 e^{-\frac{E_A}{RT}} \quad \text{Gl. 20}$$

Unter der Annahme, dass die identische chemische Reaktion bei unterschiedlichen Temperaturen T_1 und T_2 stattfindet, lässt sich folgender Zusammenhang für das Verhältnis der Reaktionsgeschwindigkeiten herleiten^{177,178,179}:

$$\frac{v_2}{v_1} = e^{-\frac{E_A}{R} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right)} \quad \frac{v_2}{v_1} = A \quad \text{Gl. 21}$$

Der Beschleunigungsfaktor lässt einen Vergleich zweier identischer Kontrollvolumina (dV_1 , dV_2), die sich lediglich bezüglich der Temperatur unterscheiden, hinsichtlich des Verhältnisses der Reaktionsgeschwindigkeiten zu (s. Bild 26).

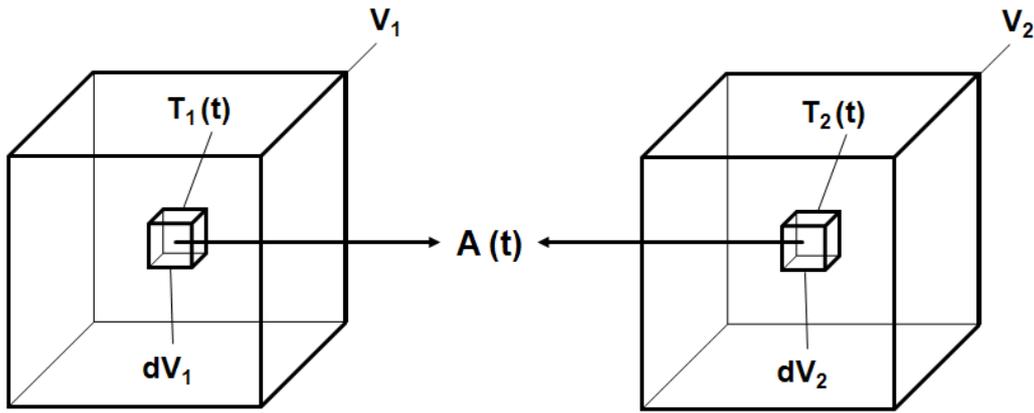
¹⁷⁵ Arrhenius 1889

¹⁷⁶ Kritsman 1997

¹⁷⁷ Albers / Bernhardt 2010

¹⁷⁸ Albers / Bernhardt 2011

¹⁷⁹ Albers / Bernhardt 2009a

Bild 26: Beschleunigungsfaktor Kontrollvolumen¹⁸⁰

Sollen zwei Volumina mit orts- als auch zeitabhängig unterschiedlicher Temperatur verglichen werden, so muss analog zu Gl. 22 eine Integration des Beschleunigungsfaktors über dem Gesamtvolumen und der Zeit erfolgen. Dieser mit A^* bezeichnete Faktor wird als erweiterter Beschleunigungsfaktor bezeichnet.

$$A^* = \int_V \int_t A dt dV \quad \text{Gl. 22}^{181}$$

Unter der Annahme, dass die Veränderung des tribologischen Kontakts einer nasslaufenden Lamellenkupplung wesentlich durch tribochemische Prozesse in der Wechselwirkung von Öl, Grund- und Gegenkörper, die wiederum maßgeblich von der Temperatur abhängen, bestimmt werden, müssen diese Veränderungen und somit auch die Veränderung des tribotechnischen Systems mit Hilfe der Ansätze aus der chemischen Kinetik abbildbar sein. Die Untersuchung dieser Annahme erfolgt basierend auf experimentellen Untersuchungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen. Zur Untersuchung des Zusammenhangs von Veränderung des Kupplungssystems und Temperatur im tribologischen Kontakt, muss im Rahmen der experimentellen Untersuchungen eine möglichst genaue Erfassung der Temperaturen sichergestellt werden.

Bei makroskopischer Betrachtung des Wärmehaushalts konnte in Kapitel 5.1 gezeigt werden, dass im Wesentlichen die Konvektion und mit deutlich geringerer Relevanz die Konduktion als Wärmeübertragungsmechanismen zu berücksichtigen sind. Die Wärmeleitung ist direkt abhängig vom Temperaturgradienten in den Kupplungskomponenten und zur Systemumgebung. Weiterhin ist im Betrieb die Wärmespeicherung innerhalb des Kupplungssystems zu berücksichtigen. Für den Fall einer weitgehend homogenen und zeitlich nicht veränderlichen Temperatur der

¹⁸⁰ Albers / Bernhardt 2009a

¹⁸¹ Albers / Bernhardt 2009a

Kupplungskomponenten können sowohl die Einflüsse der Wärmeleitung als auch die Wärmespeicherung vernachlässigt werden. Im Rahmen von Dauerschlupfuntersuchungen¹⁸² können diese Randbedingungen als weitgehend erfüllt angesehen werden. Das lässt sich mit experimentellen Untersuchungen bei messtechnischer Erfassung der Ölzu- und Ölablaufemperatur sowie der eingebrachten Reibleistung bestätigen.

Daraus lässt sich ableiten, dass bei makroskopischer Betrachtung unter diesen Betriebsbedingungen innerhalb der Bauteile sehr geringe Temperaturgradienten auftreten. Diese geringen Temperaturgradienten sind insbesondere auch für die Stahllamellen anzunehmen. Deshalb ist im Dauerschlupfbetrieb davon auszugehen, dass die Stahllamellen in axialer Richtung nahezu homogen temperiert werden. Auf diese Weise kann durch eine Erfassung der Stahllamellentemperatur mit Hilfe von Mantelthermoelementen auf die mittlere Kontakttemperatur zurückgeschlossen werden. Auf lokale Temperaturunterschiede auf mikroskopischer Skala wird in Kapitel 5.11 eingegangen.

Aus diesem Grund werden die folgenden experimentellen Untersuchungen mit Lamellenkupplungen im Dauerschlupfbetrieb durchgeführt. Abhängig von den jeweiligen Kontaktbedingungen des Kupplungssystems verändert sich der tribologische Kontakt während der Beanspruchung. Die Veränderung des lokalen tribologischen Kontakts führt zu einer Veränderung der mikroskopischen Reibwerte und damit auch der integralen Reibungszahl des Kupplungssystems, die als Größe zur Beurteilung der Schädigung herangezogen wird.

¹⁸² Albers / Bernhardt 2007

5.6 Lamellenkupplungsprüfstand

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wird der IPEK-Lamellenkupplungsprüfstand eingesetzt (Bild 27).



Bild 27: Lamellenkupplungsprüfstand DSP am IPEK

Der Prüfstand verfügt über zwei Elektromotoren als Antriebs- und Bremsenheit. Damit können An- und Abtriebsdrehzahl unabhängig voneinander eingestellt werden.

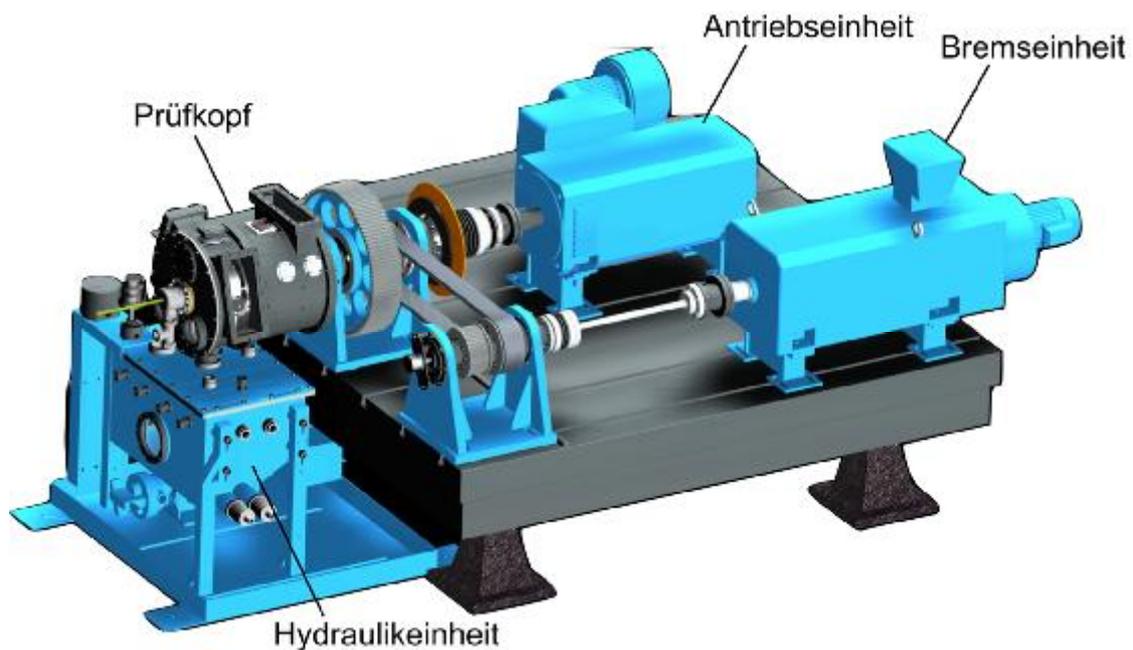


Bild 28: Lamellenkupplungsprüfstand DSP am IPEK

Die Antriebswelle ist in der als Hohlwelle ausgeführten Abtriebswelle gelagert. Das Lamellenpaket wird über die Innen- und Aussenlamellenträger mit der An- und

Abtriebswelle verbunden. Der Prüfstand verfügt antriebsseitig über eine Drehmomentmesswelle mit telemetrischer Datenübertragung.

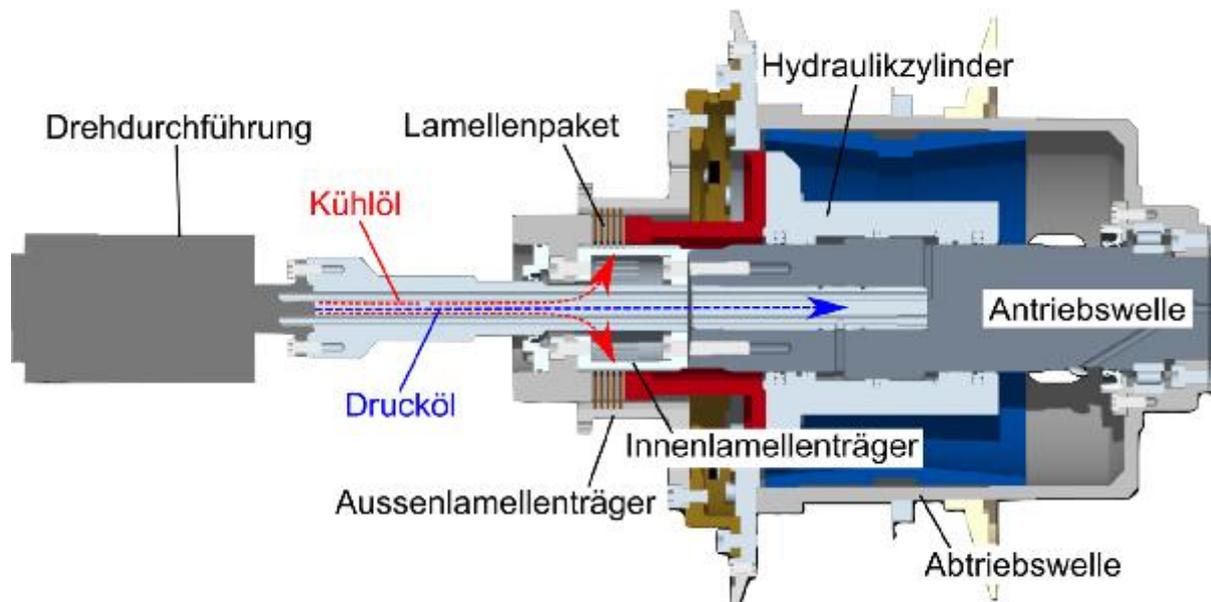


Bild 29: Prüfkopf Lamellenkupplungsprüfstand DSP am IPEK

Die Betätigung des Lamellenkupplungspakets erfolgt über einen Hydraulikzylinder, der auf der Antriebswelle angebracht ist (s. Bild 29). Mit Hilfe einer geeigneten Druckölregelung können definierte Anpresskräfte eingestellt werden. Die auf das Lamellenpaket wirkende Anpresskraft kann sowohl durch Berechnung über den gemessenen Hydraulikdruck als auch direkt durch eine zwischen Hydraulikzylinder und Lamellenpaket verbaute Axialkraftmessnabe (nicht dargestellt in Bild 29) bestimmt werden. Der Prüfstand verfügt über zwei getrennte Ölkreisläufe für die hydraulische Betätigung (Drucköl) und zur Schmierung und Kühlung der Kupplung (Kühlöl).

Das Schmieröl wird dem Lamellenpaket zentral über den Innenlamellenträger zugeführt. Der Volumenstrom wird dabei über einen Zahnradvolumenstromsensor kontinuierlich erfasst. Die Volumenstromregelung erfolgt über eine drehzahlgeregelte Zahnradpumpe. Der Öltank, der sich in der Hydraulikeinheit direkt unter dem Prüfkopf befindet, ist mit einer Heizung zur Erwärmung des Öls ausgerüstet. Das Öl kann mit Hilfe eines Wasser-Öl-Wärmetauschers aktiv gekühlt werden. Damit lässt sich eine definierte Ölzulauftemperatur einstellen.

Zur messtechnischen Erfassung der Lamellentemperaturen ist der Prüfstand mit achtkanaligen Sensortelemetriem sowohl auf der An- als auch der Abtriebswelle ausgestattet. Mit Hilfe von Mantelthermoelementen, die in Bohrungen in die Lamellen eingebracht werden, kann die Temperatur auch während der Reibphasen erfasst werden. Weitere Mantelthermoelemente sind im Ölzu- und Öl Ablauf und im Tank angebracht.

Der Prüfstands Aufbau ermöglicht die einfache Adaption verschiedener Kupplungsbaugrößen durch Anpassung von Innen- und Außenlamellenträger. Die koaxial, nach einer Seite orientierten An- und Abtriebswellen bieten eine gute Zugänglichkeit des Lamellenpakets während der Untersuchung.

5.7 Versuchsführung

Das Ziel der Untersuchungen ist es, den tribologischen Kontakt definiert zu schädigen. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen im Dauerschlupfbetrieb¹⁸³ wird eine Lamellenkupplung über einen Zeitraum von 30 min im Schlupf betrieben (s. Bild 30).

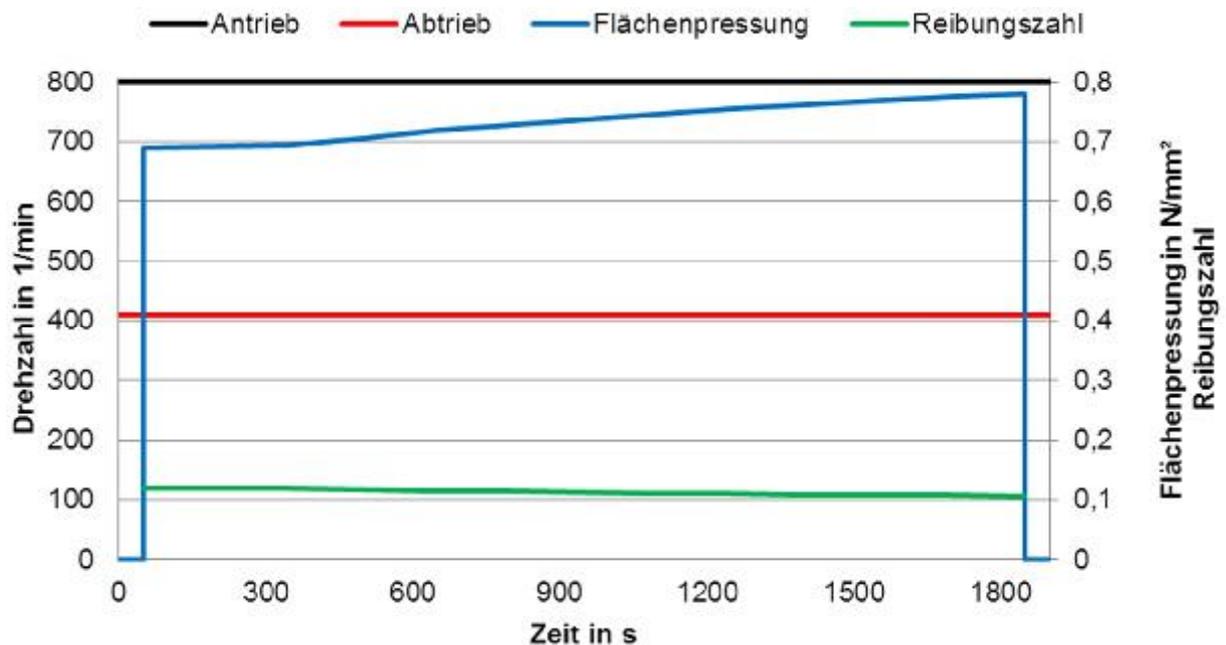


Bild 30: Versuchsführung – Dauerschlupf¹⁸⁴

Die An- und Abtriebsdrehzahl des Kupplungssystems werden über der gesamten Rutschdauer konstant eingeregelt. Das Kupplungssystem wird durch das Aufbringen einer Axialkraft betätigt. Dabei wird die Axialkraft so geregelt, dass sich das gewünschte Drehmoment konstant über der Reibphase einstellt. Durch diese Nachführung der Axialkraft wird die Reibleistung über der gesamten Reibphase konstant gehalten. Entsprechend Bild 30 wird beispielsweise eine Abnahme der Reibungszahl durch Zunahme der Axialkraft und damit der Flächenpressung kompensiert. Weitere Betriebsparameter wie Ölvolumenstrom und Ölzulauftemperatur werden während der gesamten Reibphase konstant eingeregelt. Der Dauerschlupfbetrieb bietet, im Gegensatz zu transienten Vorgängen wie einer

¹⁸³ Albers / Bernhardt 2009

¹⁸⁴ Albers / Bernhardt 2009

Schaltung, den Vorteil definierter, nahezu konstanter (vgl. Temperatur in Bild 34) und messtechnisch genau erfassbarer Randbedingungen. Der sich unter den Untersuchungsrandbedingungen einstellende Reibungszahlabfall, dient der Beurteilung der Veränderung im tribologischen Kontakt. Zum Vergleich der unterschiedlichen experimentellen Untersuchungen wurde als Maß zur Beurteilung der Schädigung ein Reibungszahlabfall von 10% als Vergleichsbasis definiert. Als Leistungsgrenze des Lamellenkupplungssystems sind Betriebsbedingungen zu verstehen, die zu einem Reibungszahlabfall von 10% über der Dauer der Laststufe führen.

Zur Ermittlung einer Leistungsgrenze abhängig von Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung werden Schlupfdrehzahl und Drehmoment systematisch variiert. Die Reibleistungsgrenze wird durch 3 Punkte, die mit 1, 2 und 3 bezeichnet sind, definiert (s. Bild 31 rechts).

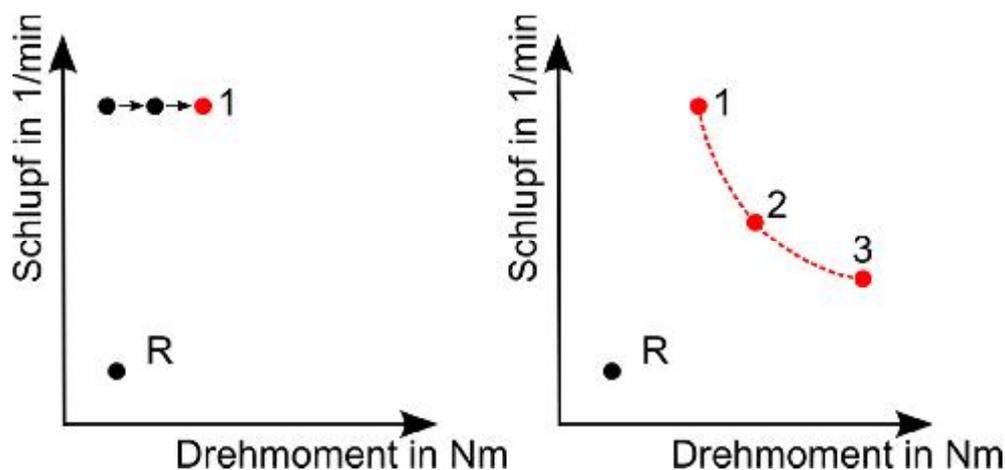


Bild 31: Versuchsführung – Dauerschleif¹⁸⁵

Jeder dieser Punkte wird einzeln durch die in Bild 32 dargestellte Vorgehensweise ermittelt. Die Untersuchung beginnt mit einem neuen Lamellenpaket und neuem Öl, das zunächst auf die gewünschte Temperatur von 80°C temperiert wird. Dabei wird das Lamellenpaket im geöffneten Zustand ständig mit Öl durchströmt. Anschließend wird das Kupplungssystem einer Einlaufprozedur unterzogen. Das folgende Referenzniveau ist wie das Lastniveau eine Dauerschleifphase von 30 Minuten. Allerdings werden Betriebspunkte mit deutlich unterhalb der Leistungsgrenze liegender spezifischer Reibleistung gewählt, um eine Schädigung des Kupplungssystems zu vermeiden. Das Referenzniveau dient lediglich dem Vorher-Nachher-Vergleich zur Beurteilung der Schädigung des Kupplungssystems durch das jeweilige Lastniveau. Wurde eine signifikante Veränderung des Reibwertniveaus

¹⁸⁵ Albers / Bernhardt 2009

von 10 % erreicht, entspricht der untersuchte Betriebspunkt der Leistungsgrenze. Bei unter- oder überschreiten des Reibwertabfalls muss ein weiterer Versuch mit neuem Lamellenpaket und Öl unter veränderten Randbedingungen bezüglich der spezifischen Reibleistung durchgeführt werden.

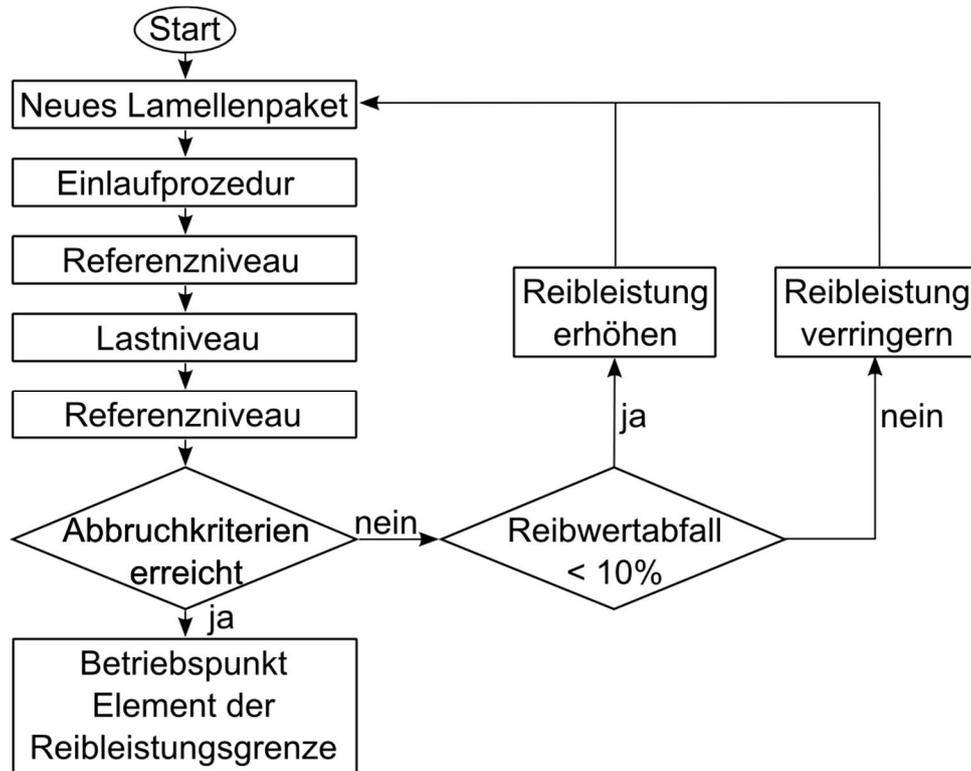
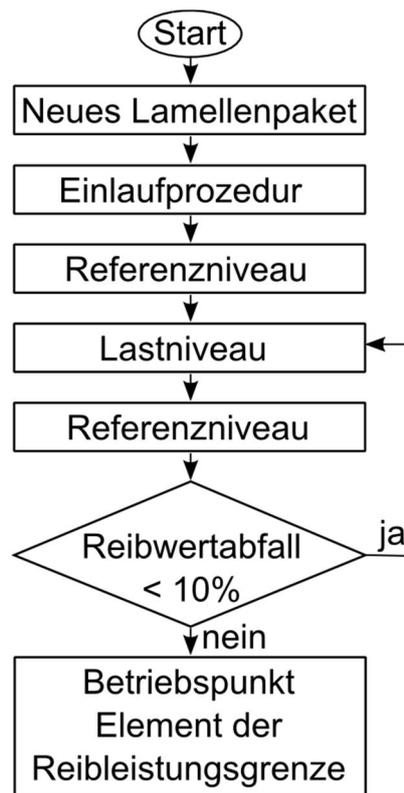


Bild 32: Versuchsführung – Dauerschlupf¹⁸⁶

Von der gezeigten Versuchsführung weichen die Versuche 17 – 19 (vgl. Tabelle 3) ab. Hierbei werden die 30-minütigen Dauerschlupfphasen bei gegebener spezifischer Reibleistung so lange wiederholt, bis ein Reibungszahlabfall von 10 % eintritt (s. Bild 33). Die kumulierte Rutschdauer auf den Lastniveaus fließt in die weitere Auswertung ein (s. Bild 36).

¹⁸⁶ Albers / Bernhardt 2009

Bild 33: Versuchsführung – Dauerschleif¹⁸⁷

5.8 Prüfteile

Im Rahmen der vorgestellten experimentellen Untersuchungen werden folgende Lamellenpakete untersucht.

Tabelle 2: Übersicht Prüfteile¹⁸⁸

Außen- durchmesser in mm	Innen- durchmesser in mm	Dicke Stahllamelle in mm	Dicke Belaglamelle in mm	Dicke Belag in mm	Anzahl Belag- lamellen	Anzahl Stahl- lamellen	Nutbild
108	80	1,8	2,8	1	3	2	Waffel
187,5	165	3	2,8	1			
108	85,5	1,8	2,8	1			

Bei allen Versuchen wird die in Kolbenrichtung verbaute Stahllamelle mit Thermoelementen appliziert. Die unterschiedliche Dicke der Stahllamellen und die damit zusammenhängende abweichende thermische Masse sind nach Kapitel 5.3 für den Wärmehaushalt aufgrund des stationären Betriebs bei Dauerschleifuntersuchungen unerheblich.

¹⁸⁷ Albers / Bernhardt 2009¹⁸⁸ Albers / Bernhardt 2009

5.9 Versuchsprogramm

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden die Parameter:

- Antriebsdrehzahl
- Mittlerer Reibradius (durch Variation von Innen- und Außendurchmesser)
- Reibflächenbreite
- Gleitgeschwindigkeit
- Flächenpressung
- Spezifischer Ölvolumenstrom

variiert und jeweils die Reibleistungsgrenze, gekennzeichnet durch einen Reibungszahlabfall von 10 %, ermittelt.

Tabelle 3: Versuchsparameter¹⁸⁹

Versuch Nr.	Gleitgeschwindigkeit in m/s	Flächenpressung in N/mm ²	Antriebsdrehzahl in 1/min	Mittlerer Reibradius in mm	Reibflächenbreite in mm	Spez. Ölvolumenstrom in mm ³ /mm ² s
1 – 3	< 6,47	< 1,38	800	88	11,25	1
4 – 6	< 6,47	< 1,38	1600			
7 – 9	< 6,47	< 1,38	2400			
10	6,47					10,5
11 – 13	< 4,8	< 4,57	1090	49	14	1
14 – 16	< 4,8	< 3,88		47		
17 – 19	2,93 – 3,38	0,75 – 0,80	800	88	11,25	1

¹⁸⁹ Albers / Bernhardt 2009

5.10 Ergebnisse

Bild 34 zeigt exemplarisch einen Dauerschleupfversuch an der Leistungsgrenze. Dabei wird der nahezu lineare Reibungszahlverlauf über der Versuchsdauer deutlich, wodurch die Annahme einer kontinuierlichen Schädigung des tribologischen Kontakts gestützt wird.

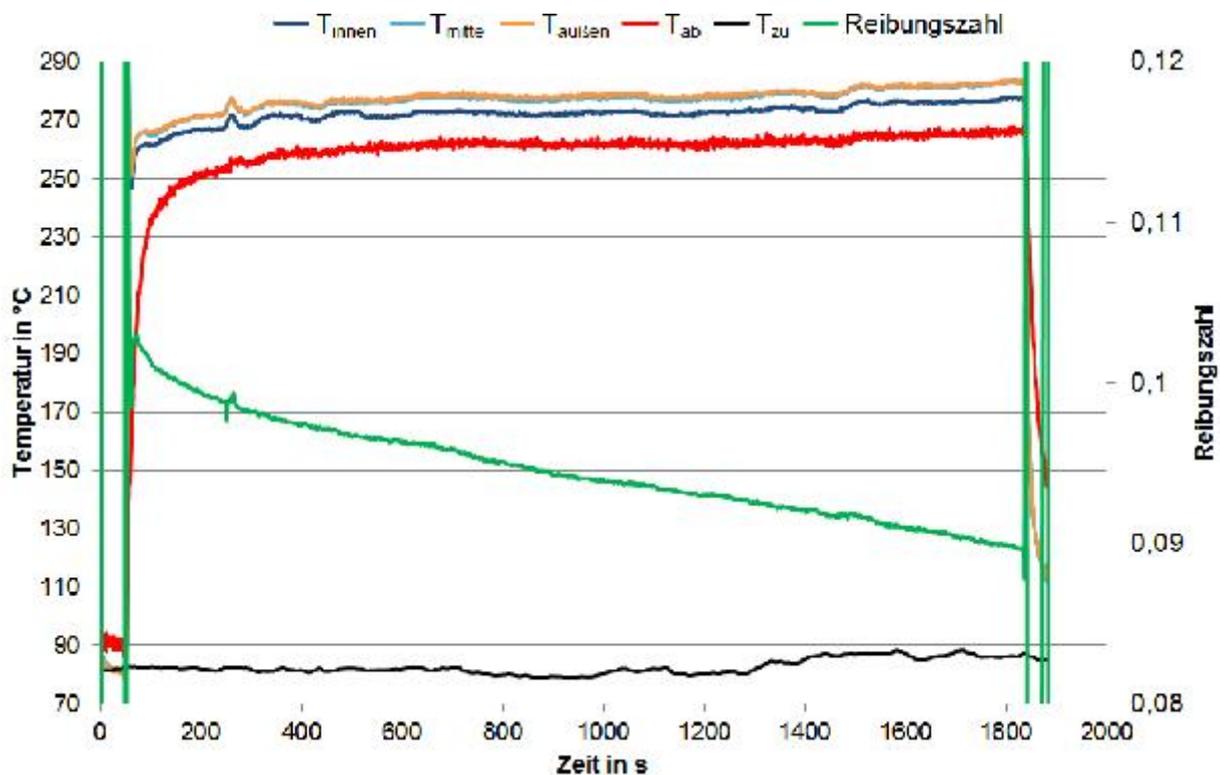


Bild 34: Exemplarische Darstellung des Reibungszahlabfalls während einer Dauerschleupfphase¹⁹⁰

Die Reibungszahländerung erlaubt eine integrale Beurteilung der Veränderung des tribologischen Kontakts. Ortsaufgelöste Veränderungen können nicht bewertet werden. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wird die Veränderung der Reibungszahl als Maß für die Schädigung des tribologischen Kontakts herangezogen. Die während der Reibphase variierenden Betriebsparameter werden über dem quasistationären Bereich der Dauerschleupfphase gemittelt.

Die in Tabelle 3 dargestellten Parameter beschreiben immer ein an der Leistungsgrenze betriebenes Kupplungssystem. Beispielsweise findet der in Bild 34 dargestellte Versuch an der Leistungsgrenze und die dabei vorliegenden Betriebsparameter unter Versuch 1 in Bild 35 Eingang. Im Rahmen der Untersuchung werden die Betriebsparameter systematisch variiert, um auf Basis

¹⁹⁰ Albers / Bernhardt 2009

dieser Untersuchungen Hinweise auf die wesentlichen Schädigungseinflüsse zu finden.

Bild 35 zeigt die im jeweiligen Versuch gemessene Temperaturdifferenz von Ölzu- zu Stahllamellentemperatur sowie die spezifische Reibleistung.

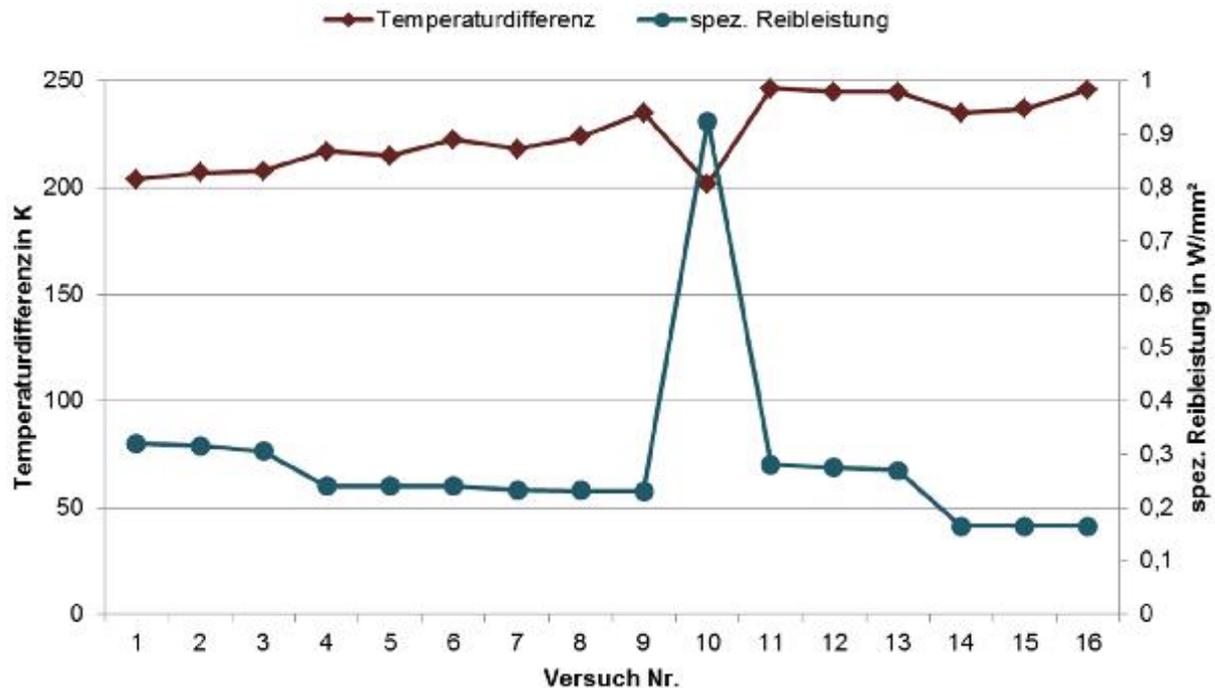


Bild 35: Leistungsgrenze und Temperatur

Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung

Die Variation von Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung (vgl. jeweils Versuche Nr. 1 – 3, 4 – 6, 7 – 9, 11 – 13, 14 – 16) zeigt einen geringen Einfluss auf die spezifische Reibleistung an der Leistungsgrenze. Es ist allenfalls eine minimale Abnahme der Leistungsgrenze mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit und zunehmender Flächenpressung feststellbar, während die Erwärmung des Lamellenpakets zunimmt.

Antriebsdrehzahl

Der Vergleich der Versuche 1 – 3 mit den Versuchen 4 – 6 und 7 – 9 zeigt, mit zunehmender Antriebsdrehzahl (von 800 auf 1600 1/min) eine deutliche, bei höherer Drehzahl (von 1600 auf 2400 1/min) geringe Abnahme der Leistungsgrenze. Mit zunehmender Drehzahl nimmt die Erwärmung der Lamellenkupplung zu. Da die Versuche unter Variation der Antriebsdrehzahl jeweils im identischen Flächenpressungs- und Gleitgeschwindigkeitsbereich durchgeführt wurden, kann dieser Einfluss auf die Leistungsgrenze als vernachlässigbar betrachtet werden. Es bleibt, die auf das Öl wirkende Zentrifugalbeschleunigung als ein wesentlicher Unterschied, die im Zusammenhang mit der Durchströmung des tribologischen Kontakts zu sehen ist.

Mittlerer Reibradius

Die Versuche 11 – 13 wurden unter der Randbedingung identischer Zentrifugalbeschleunigung durchgeführt. Um bei geringerem Reibradius eine identische Zentrifugalbeschleunigung zu erhalten wird die Antriebsdrehzahl von 800 auf 1090 1/min erhöht. Die Leistungsgrenzen der Versuche 11 – 13 zeigen im Vergleich zu den Versuchen 1 – 3 eine um ca. 10% reduzierte Leistungsgrenze bei deutlich höherer Erwärmung des Kupplungssystems.

Reibflächenbreite

Die Erhöhung der Reibflächenbreite (Versuche 11 – 13 im Vergleich mit Versuche 14 – 16) führt zu einer Reduzierung der Leistungsgrenze um ca. 40% bei geringer Reduzierung der Erwärmung um ca. 5%.

Spezifischer Ölvolumenstrom

Der Vergleich der Versuche Nr. 7 – 9 mit dem Versuch Nr. 10 zeigt den Einfluss des Ölvolumenstroms. Die Erhöhung des Ölvolumenstroms von 1 auf 10,5 mm³/mm²s führt zu einer signifikanten Steigerung der Leistungsgrenze von ca. 0,23 auf ca. 0,93 W/mm². Dabei verringert sich die Erwärmung von 225 auf 201 K.

Spezifische Reibleistung auf Dauer der Reibphase

In weiteren Untersuchungen (Versuche Nr. 2 sowie Nr. 17 – 19) wird die spezifische Reibleistung variiert. Dazu werden identische Lamellenkupplungssysteme bei unterschiedlicher spezifischer Reibleistung bis zum Erreichen eines Reibungszahlabfalls von 10% betrieben (vgl. Bild 33).

In Bild 36 ist die spezifische Reibleistung über der Versuchsdauer bis zum Erreichen eines Reibungszahlabfalls von 10% dargestellt. Es wird deutlich, dass durch eine Reduzierung der spezifischen Reibleistung eine signifikante Verlängerung der Versuchsdauer erreicht wird. Die Stahllamellentemperatur steht dabei in einem linearen Zusammenhang mit der Reibleistung.

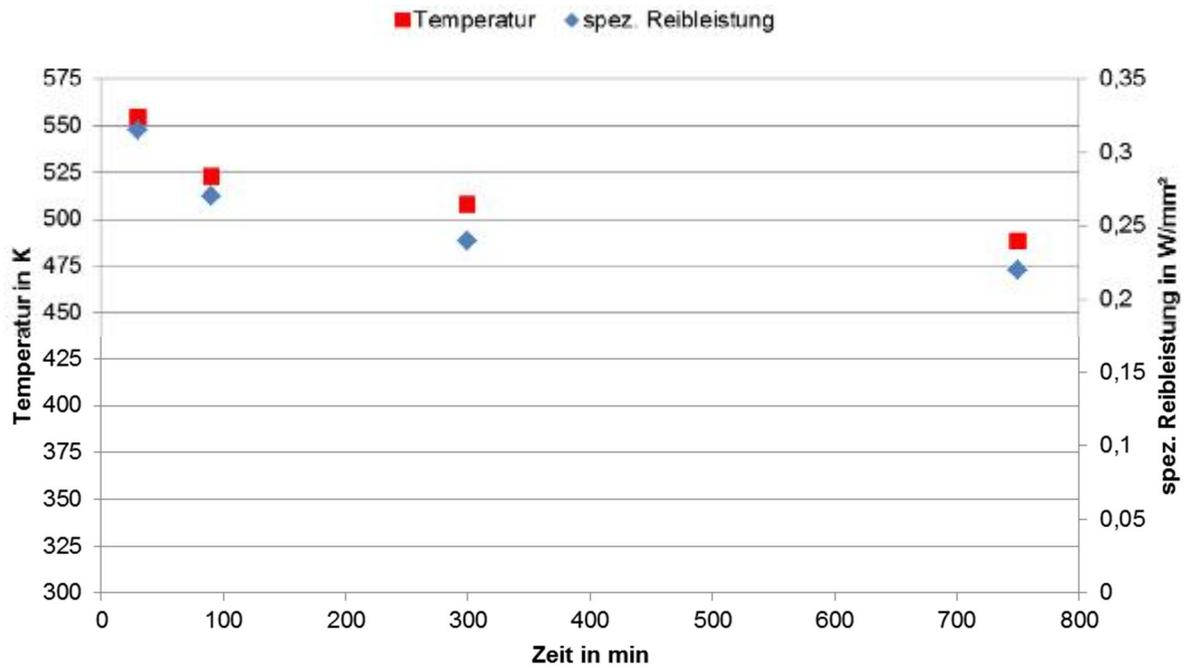


Bild 36: Dauer der Reibphase abhängig von Reibleistung

Grund hierfür ist der für den Dauerschleifbetrieb charakteristische stationäre Betrieb, bei dem die durch Reibung entstehende Wärme vollständig konvektiv abgeführt wird. Bei unverändertem Wärmeübergang ergibt sich ein linearer Zusammenhang von spezifischer Reibleistung und Differenz von Ölzulauf- und Stahllamellentemperatur (vgl. Bild 37).

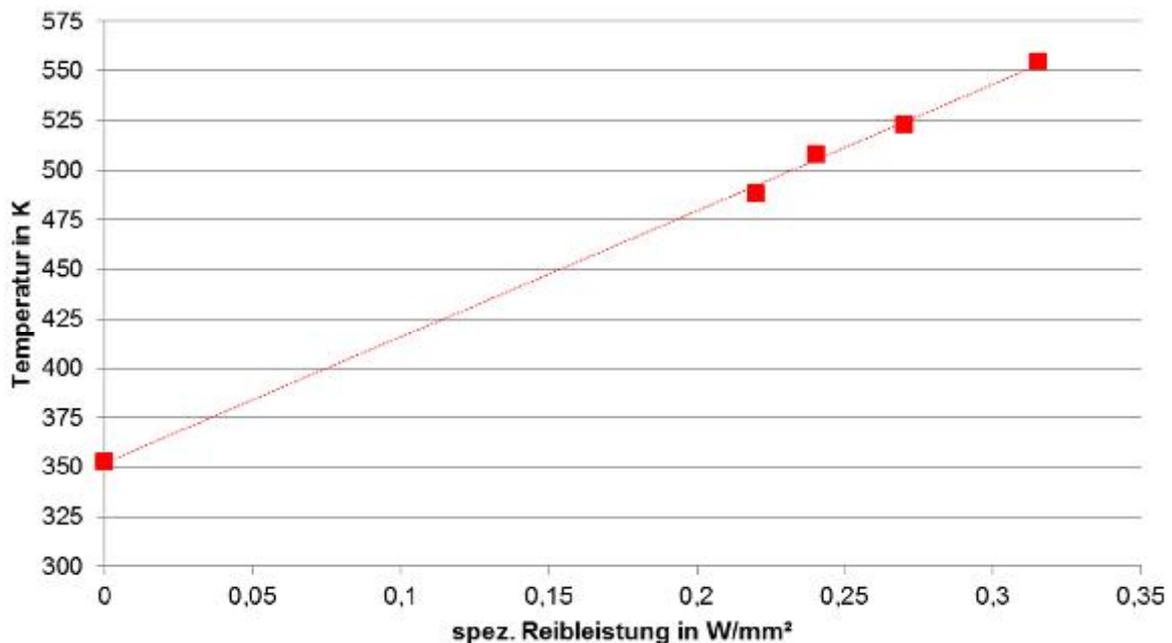


Bild 37: Zusammenhang Temperatur und Reibleistung

Dieser lineare Zusammenhang der Stahllamellentemperatur über der spezifischen Reibleistung kann mit Gl. 23 begründet werden.

$$\dot{q} = \alpha \Delta T \quad \text{Gl. 23}$$

Weil die in der Gegenüberstellung gezeigten Lamellenkupplungssysteme über identische Abmessungen verfügen und bei ähnlichen Bedingungen betrieben werden, können ähnliche Strömungsverhältnisse und auch ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten angenommen werden. Entsprechend Gl. 23 resultiert stets ein proportionaler Zusammenhang von Wärmestromdichte und Temperaturdifferenz von Stahllamelle zu Öl. Bei einer spezifischen Reibleistung von 0 W/mm^2 ergibt sich eine Temperaturdifferenz von Stahllamelle zu Öl von 0 K . Im stationären Zustand ohne Energiedissipation entspricht die Stahllamellentemperatur der Ölzulaufemperatur (s. Bild 37). Mit zunehmender Reibleistung nimmt die Stahllamellentemperatur linear zu.

Die in Kapitel 5.4 durchgeführte theoretische Betrachtung identifiziert die mikroskopische Temperatur als wesentliche Größe zur Beurteilung der Schädigung des tribologischen Kontakts einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Die in Bild 36 dargestellten Untersuchungen stützen das Ergebnis der theoretischen Betrachtung. Deshalb soll in Kapitel 5.11 eine quantitative skalenübergreifende Betrachtung der Temperatur erfolgen.

5.11 Temperatur

Wie bereits in Kapitel 5.4 beschrieben muss davon ausgegangen werden, dass nicht die gesamte Lamellenoberfläche gleichmäßig am Reibprozess beteiligt ist. Deshalb kann a priori nicht von einer homogenen Erwärmung des tribologischen Kontakts ausgegangen werden. Vielmehr muss angenommen werden, dass die am Reibprozess maßgeblich beteiligten lokalen Bereiche deutlich stärker erwärmt werden und sich dementsprechend eine inhomogene Oberflächentemperaturverteilung ergibt.

Bild 38 zeigt schematisch den tribologischen Kontakt einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Angedeutet sind dabei die Belaglamelle mit Trägerblech und Reibbelag, die Stahllamelle und das Öl. Die Belaglamelle bewegt sich relativ zur Stahllamelle mit der Geschwindigkeit v_{Gleit} . Während der Reibphase entsteht im tribologischen Kontakt Wärme, die einerseits direkt an das im tribologischen Kontakt befindliche Öl übertragen und konvektiv abgeführt und andererseits in die Stahl- und Belaglamelle geleitet und gespeichert wird (Bild 38, rote Pfeile). Über die freien Oberflächen (z.B. Nuten im Reibbelag) wird konvektiv Wärme an das Öl übertragen (Bild 38, blaue Pfeile). Die Wärmeübertragung ist stets an einen Temperaturgradienten gekoppelt.

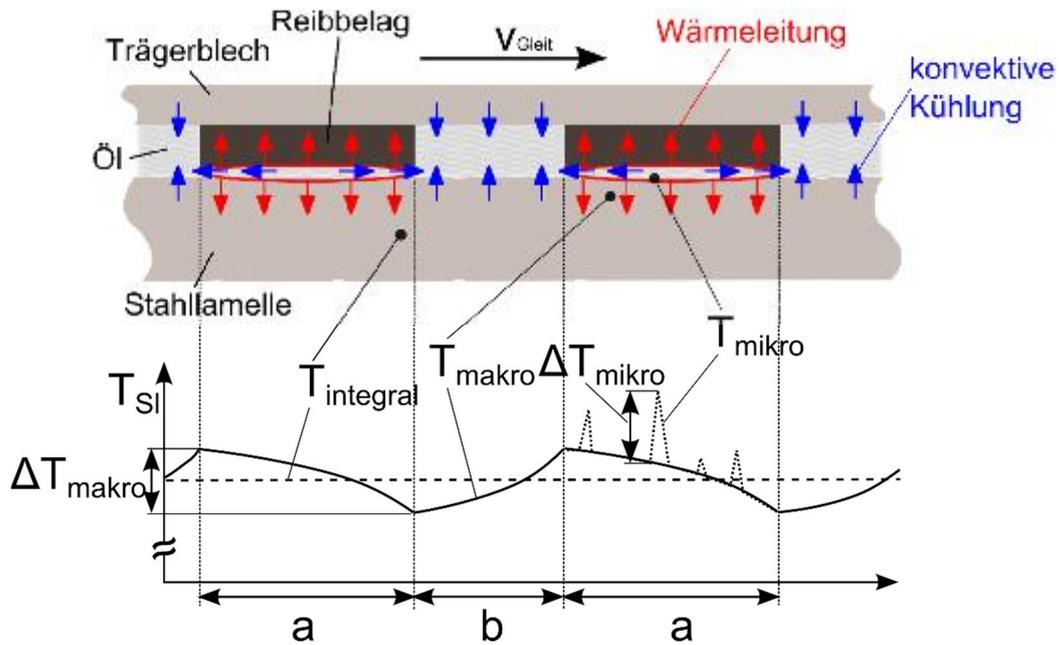


Bild 38: Wärmeströme und Temperatur im Kontakt

Daraus ergibt sich der in Bild 38 dargestellte schematische Temperaturverlauf im Lamellenkupplungssystem.

Der visualisierte qualitative Temperaturverlauf unterscheidet dabei die Bereiche in denen Reibung stattfindet und die Bereiche der Reibbelagnutung, die wesentlich zur Kühlung beitragen. Analog zur in Bild 25 gezeigten skalenübergreifenden Beschreibung von Reibungsprozessen können auch skalenabhängige Temperaturen unterschieden werden:

- T_{integral} : Makroskopische Temperatur der Stahllamelle entspricht einer mittleren Temperatur über der gesamten Lamelle. In experimentellen Untersuchungen kann die makroskopische Temperatur beispielsweise durch Mantelthermoelemente gemessen werden (vgl. Kapitel 5.5).
- T_{makro} : Kontaktnahe Temperatur, ohne Berücksichtigung mikroskopischer Effekte.
- T_{mikro} : Lokale Temperatur auf der Skala der Rauigkeiten, als Blitztemperaturen bekannt.

Die Oberflächentemperatur ergibt sich aus der Summe der einzelnen skalenabhängigen Temperaturanteile:

$$T_{\text{mikro}} = T_{\text{integral}} + \Delta T_{\text{makro}} + \Delta T_{\text{mikro}} \quad \text{Gl. 24}$$

Makroskopische Temperatur

Zur Berechnung der makroskopischen Temperatur im Reibkontakt wird ein einfaches Wärmemodell erstellt, das einen repräsentativen Ausschnitt aus dem tribologischen Kontakt einer nasslaufenden Lamellenkupplung abbildet (s. Bild 39). Es werden periodische Randbedingungen über die Grenzflächen in Gleitrichtung und Symmetrierandbedingungen über die Grenzflächen senkrecht zur Gleitrichtung angenommen. Dabei wird von einer linearen Bewegung einer Wärmequelle über eine Stahloberfläche ausgegangen. Der Wärmestrom über der Oberfläche ist den Reibbelagabmessungen (Größe der Waffel) nachempfunden.

Tabelle 4: Geometrische und Betriebsrandbedingungen

Nutbreite	1 mm
Waffelgröße/-breite	5 x 5 mm ²
Nutanteil	30 %
Dicke Stahllamelle	1,8 mm
v_{Gleit}	5 m/s
Abmessungen Ausschnitt für Berechnung (Höhe x Breite x Dicke) (s. Bild 39 rechts)	3 mm x 6 mm x 0,9 mm
T_m	280°C
$p_{\text{reib Netto}}$	1,0 W/mm ²
p_m Brutto	1,26 N/mm ² ($\mu = 0,11$)

Analog zu Bild 39 wird Wärme über die Nutfläche (blau) abgeführt und über die reibaktiven Bereiche (rot) zugeführt.

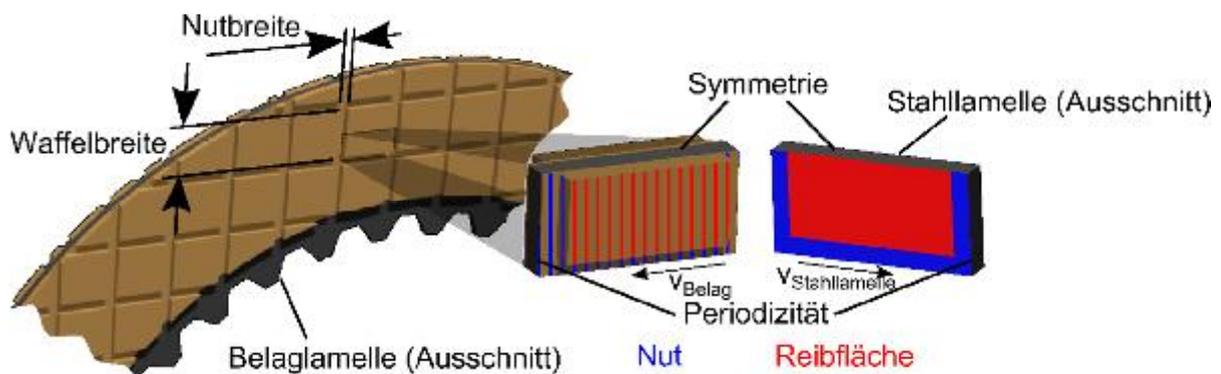


Bild 39: Repräsentativer Ausschnitt aus dem Reibkontakt für die Berechnung der makroskopischen Temperatur im Reibkontakt

Entsprechend Bild 39 wird ein Bereich ausgewählt in dem ein Teil der Nutung entsprechend der Gleitbewegung rein tangential verläuft. In diesem Fall treten die maximalen Temperaturunterschiede zwischen Nut- und Reibfläche auf. Für Nut- und Reibfläche wird jeweils von gleichmäßigen Wärmeströmen ausgegangen. Auf

mikroskopischer Betrachtungsskala auftretende, stark inhomogene Wärmestromdichten werden im Rahmen der Betrachtung der mikroskopischen Temperaturen fokussiert.

Bild 40 zeigt die berechnete makroskalige Kontakttemperatur. Deutlich unterschieden werden können die Bereiche von Nut- und Reibfläche.

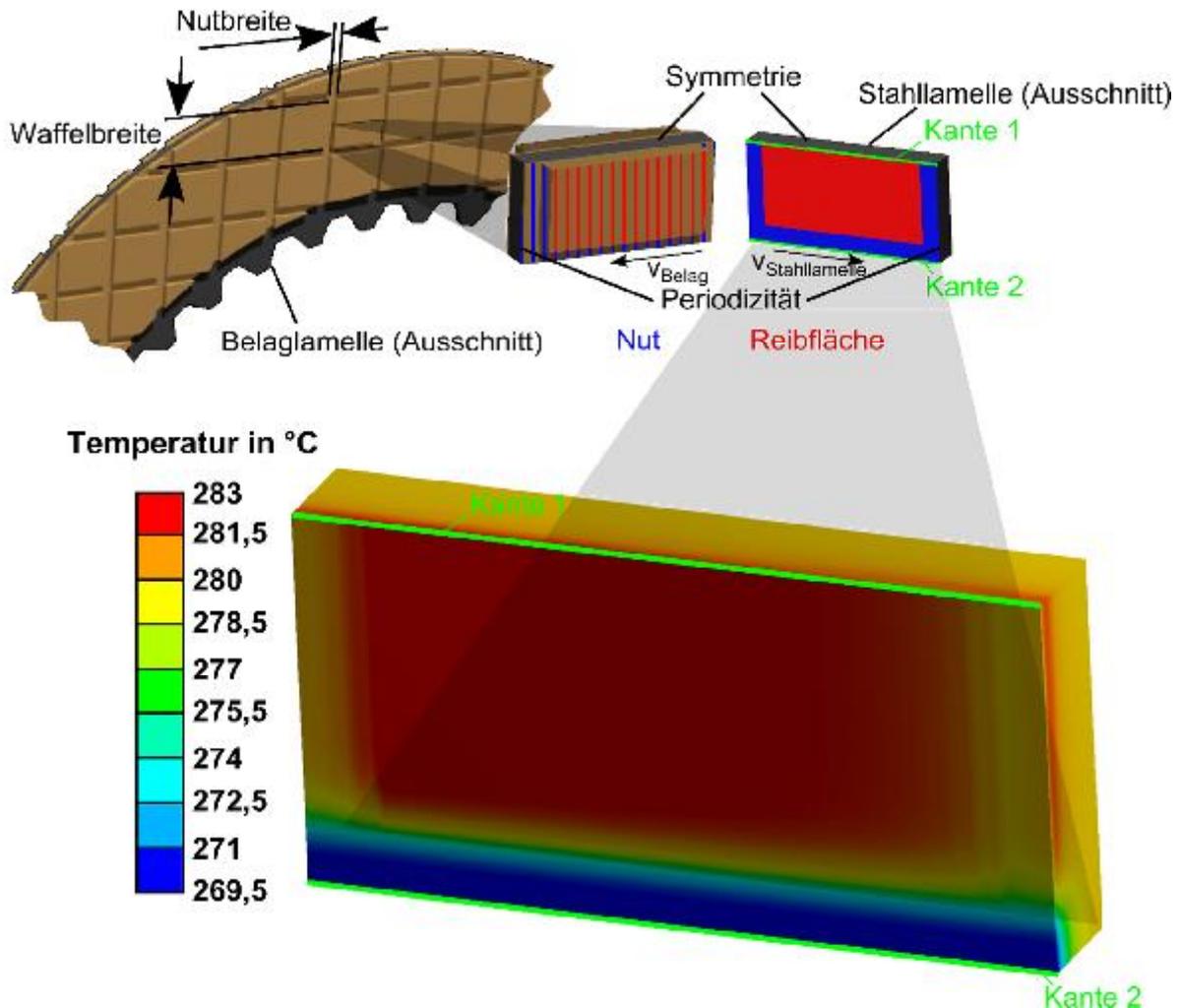


Bild 40: Makroskopische Temperaturverteilung (Ausschnitt aus dem Reibkontakt)

Der Bereich der in Gleitrichtung verlaufenden Nut (Kante 2) zeigt mit ca. 269 °C die minimale Temperatur während der senkrecht zur Gleitrichtung verlaufende Nutbereich eine Temperatur von ca. 280 °C entsprechend der mittleren Stahllamellentemperatur aufweist. Die maximale Temperatur der Reibfläche beträgt ca. 283 °C.

Bild 41 zeigt die Temperatur entlang der dargestellten Kanten. Die Wärmequelle bewegt sich entsprechend der Gleitgeschwindigkeit nach rechts. Die Temperatur der Reibfläche nimmt zunächst stark und im weiteren Verlauf entgegen der Gleitrichtung leicht zu. Das Temperaturmaximum wird am Ende der Reibfläche erreicht. Im folgenden Nutbereich nimmt die Temperatur aufgrund der Kühlung stark ab.

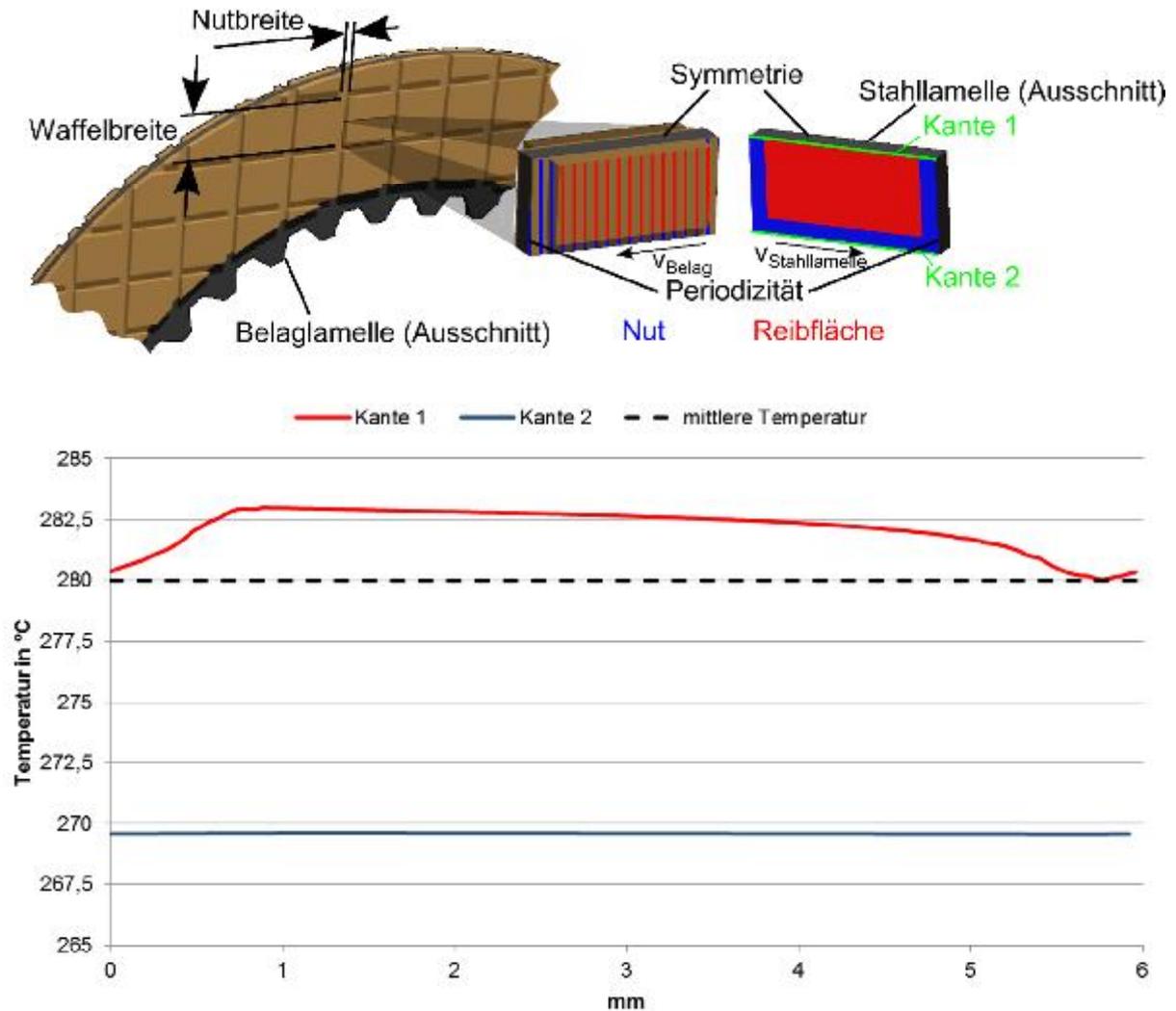


Bild 41: makroskopische Temperatur im Reibkontakt

Die Variation der Gleitgeschwindigkeit bei identischer Reibleistung führt zu einem veränderten quantitativen Ergebnis. Entsprechend Bild 42 nehmen mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit die Extreme der Temperaturen von Kante 1 und 2 zu. Eine Steigerung der Gleitgeschwindigkeit führt zu einer Homogenisierung der Temperatur an der Oberfläche der Stahllamelle.

Die Untersuchung zeigt, dass im vorliegenden Fall relativ geringe makroskopische Temperaturunterschiede auftreten. Allerdings muss angenommen werden, dass eine lokalere Einbringung der Reibleistung, beispielsweise durch Reduzierung der Netto-Reibfläche, zu einer Zunahme der Temperaturunterschiede führt.

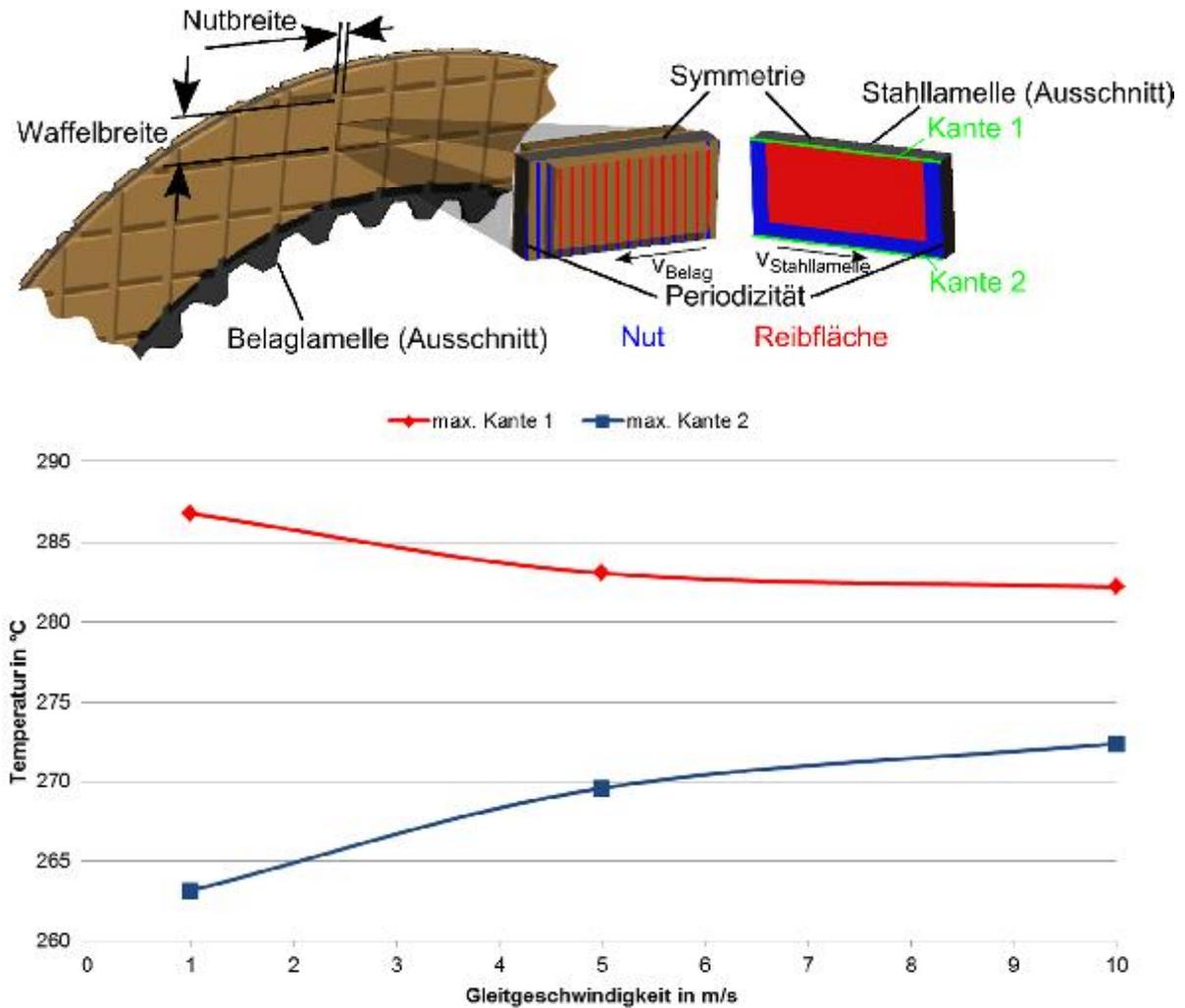


Bild 42: Maximale makroskopische Temperaturen an Kante 1 und 2 bei konstanter Reibleistung, abhängig von der Gleitgeschwindigkeit

Mikroskopische Temperatur

Die lokalen, mikroskopischen Temperaturen werden als Blitztemperaturen bezeichnet. Mit Hilfe der Blitztemperaturhypothese nach Blok werden die mikroskopischen Temperaturen (Blitztemperaturen) für den tribologischen Kontakt in einer nasslaufenden Lamellenkupplung abgeschätzt.

Li¹⁹¹ führt Untersuchungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen durch und gibt für den untersuchten Reibbelag einen Elastizitätsmodul von ca. 12 MPa an. Damit unterscheiden sich die Elastizitätsmoduli von Papierreibbelag und Stahllamelle um mehrere Größenordnungen.

$$\sigma = \epsilon E, \text{ mit: } \epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{Gl. 25}$$

Mit Gl. 25 soll die Belagdeformation abgeschätzt werden. Bei typischer mittlerer Flächenpressung ergibt sich somit eine erhebliche Stauchung des Reibbelags, die typische Rauigkeiten der Reibpartner in nasslaufenden Kupplungen erheblich übersteigt.

$$\begin{aligned} \text{mit Gl. 25: } l_0 &= 1\text{mm} \\ E &= 12\text{MPa} \\ \sigma &= 1\text{MPa} \\ \rightarrow \Delta l &= 83\mu\text{m} \end{aligned}$$

Unter der Annahme quasihomogenen Werkstoffverhaltens können mikroskopische Pressungsüberhöhungen, und in der Folge auch Blitztemperaturen, weitgehend vernachlässigt werden.

Bei organischen (Papier-)Reibbelägen handelt es sich in der Regel um Composite, die aufgrund der Heterogenität lokal sehr unterschiedliche Werkstoffeigenschaften aufweisen. Einzelne Belagsbestandteile, insbesondere die in den Reibbelag eingebrachten Fasern¹⁹² und Füllstoffe weisen teilweise größere Elastizitätsmoduli auf als Stahl. Deshalb soll im Folgenden ein Ansatz zur Abschätzung der Blitztemperatur unter Berücksichtigung der Heterogenität verwendet werden.

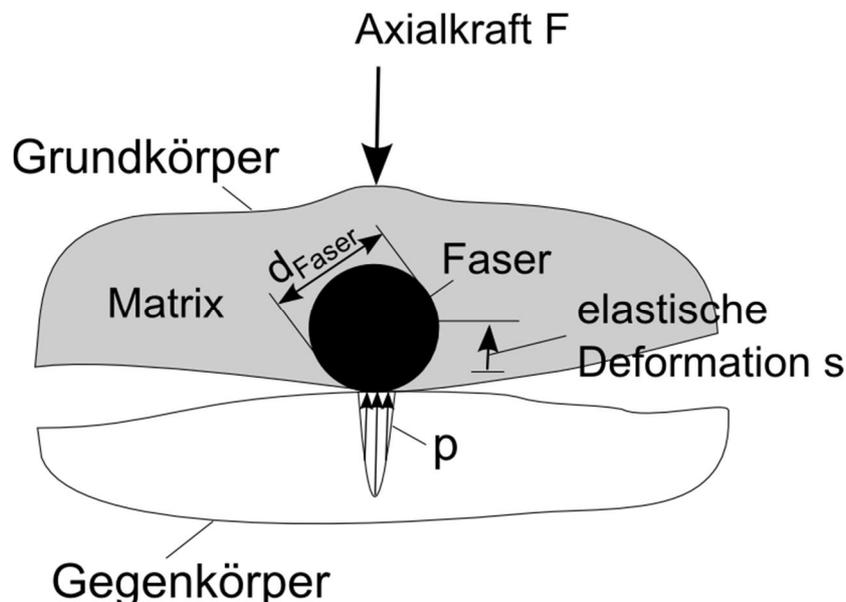


Bild 43: Mikrokontakt zwischen organischem Reibbelag, bestehend aus in Matrix eingebetteter Faser und Stahllamelle

¹⁹² vgl. Zhang 2014

Bild 43 visualisiert ein Modell eines lokalen Kontakts. Der Einfluss der Schmierung wird vollständig vernachlässigt. Der Grundkörper (Reibbelag) wird als heterogener Werkstoff, der Gegenkörper (Stahllemelle) als homogener Werkstoff angenommen. Der Grundkörper wird als eine Faser, die in eine als homogen angenommene Matrix eingebettet ist, abgebildet. Als konservative Annahme ($E_{\text{Faser}} \gg E_{\text{Matrix}}$) wird davon ausgegangen, dass ausschließlich die Faser am Reibprozess beteiligt ist. Die Faser wird durch die Matrix abgestützt. Die auf die Faser wirkende Kraft resultiert aus der Matrixsteifigkeit sowie der Verformung senkrecht zum Reibkontakt. Zur Bestimmung der auf die Faser wirkenden Kraft wird Gl. 26 herangezogen.

$$f = \frac{s\pi(E_{\text{Matrix}} + G_{\text{Matrix}})}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \quad \text{Gl. 26}^{193}$$

Die Faser des Grundkörpers bildet mit dem Gegenkörper einen Hertz'schen Kontakt (Gl. 27).

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{fE_{\text{Ersatz}}}{\pi d(1 - \nu_{\text{Ersatz}}^2)}} \quad b = \sqrt{\frac{4f(1 - \nu_{\text{Ersatz}}^2)}{\pi E_{\text{Ersatz}}}} \quad \text{Gl. 27}$$

$$\frac{1 - \nu_{\text{Ersatz}}^2}{E_{\text{Ersatz}}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_{\text{Faser}}^2}{E_{\text{Faser}}} + \frac{1 - \nu_{\text{St}}^2}{E_{\text{St}}} \right)$$

Für den Kontakt zwischen Stahllemelle und Reibbelag, gebildet aus Matrix und Faser, werden die folgenden Annahmen getroffen:

für: $\mu = 0,12$	Matrix :	Stahllemelle :
$s = 5\mu\text{m}$	$E_{\text{Matrix}} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$E_{\text{St}} = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$G_{\text{Matrix}} = 38,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$\nu_{\text{St}} = 0.3$
	Faser :	$\lambda = 49 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
	$E_{\text{Faser}} = 50000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$c_p = 490 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
	$\nu_{\text{Faser}} = 0.3$	$\rho = 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
	$d_{\text{Faser}} = 5 \mu\text{m}$	

¹⁹³ Paland 1998 (Analogie Hülsenfeder)

Bild 44 stellt die mit Gl. 27 und den beschriebenen Annahmen berechnete Blitztemperatur über der Gleitgeschwindigkeit dar.

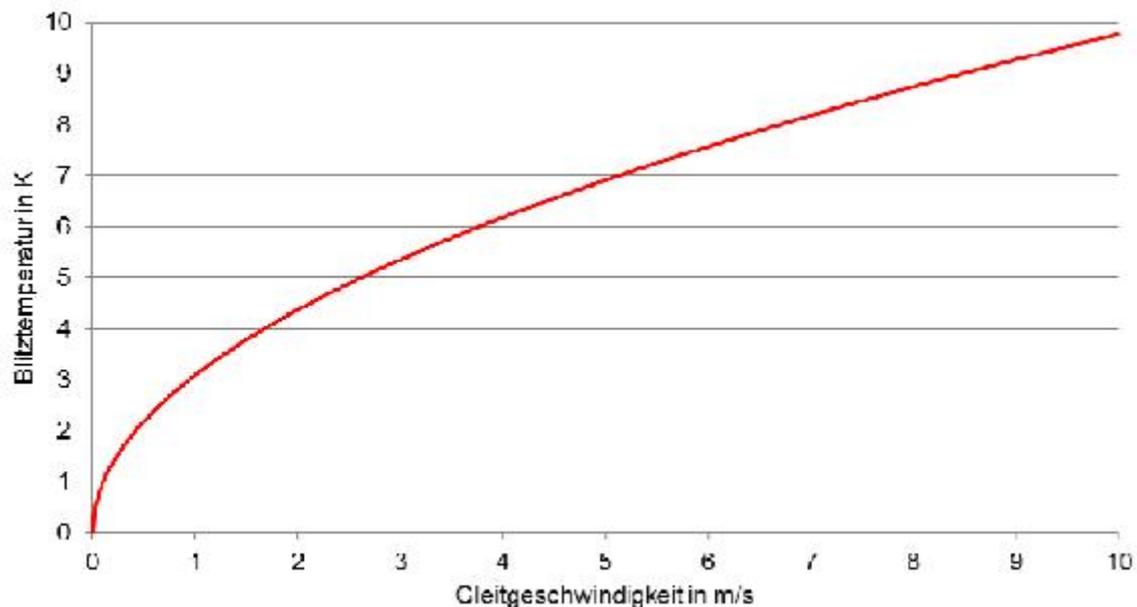


Bild 44: Blitztemperatur über der Gleitgeschwindigkeit durch Reibung zwischen Faser in organischem Belag und Stahllamelle

Die Berechnung der Blitztemperaturen zeigt die lokale Temperaturerhöhung im tribologischen Kontakt. Die Schmierung von Reibkontakten führt zu einer Vergleichmäßigung der Pressung, die im Rahmen der Berechnung nicht berücksichtigt wurde. Darüber hinaus werden hydrodynamische Effekte durch eine Zunahme der Gleitgeschwindigkeit verstärkt. Aus diesen Gründen muss die dargestellte Temperaturerhöhung über den gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich und insbesondere hin zu hohen Gleitgeschwindigkeiten als sehr konservativ angesehen werden. In der Realität muss demnach mit deutlich geringeren Temperaturerhöhungen gerechnet werden. Diese Abschätzung stimmt sehr gut mit experimentellen Untersuchungen von INGRAM¹⁹⁴ überein, der lokale Temperaturerhöhungen von deutlich unter 5 K bei Gleitgeschwindigkeiten kleiner 2 m/s erfasst.

Im Vergleich zu den experimentell ermittelten Temperaturänderungen (makroskopische Temperaturänderung) von bis zu ca. 200 K ist die zusätzliche Temperaturerhöhung durch mikro- und makroskopische Temperaturen deutlich kleiner als 10 K. Deshalb werden die makro- und mikroskopischen

¹⁹⁴ Ingram 2011

Temperaturunterschiede vernachlässigt und die experimentell ermittelten stationären Temperaturen auch als Kontakttemperaturen angenommen.

5.12 Diskussion der Ergebnisse

In Kapitel 5.5 wird die Annahme getroffen, der Zusammenhang von Stahllamellentemperatur und Versuchsdauer könne durch die Arrhenius-Gleichung beschrieben werden, was im Einklang mit der skalenübergreifenden Beschreibung des tribologischen Kontakts stünde (vgl. Kapitel 5.4.2 und Kapitel 5.4.3). Bild 45 zeigt die Stahllamellentemperatur über der Versuchsdauer. Bei logarithmischer Skalierung der Zeitskala kann die Stahllamellentemperatur durch eine Gerade approximiert werden. Das ist ein klares Indiz für die Eignung einer Exponentialfunktion zur Beschreibung des Zusammenhangs entsprechend der in Kapitel 5.5 diskutierten Ansätze der chemischen Kinetik.

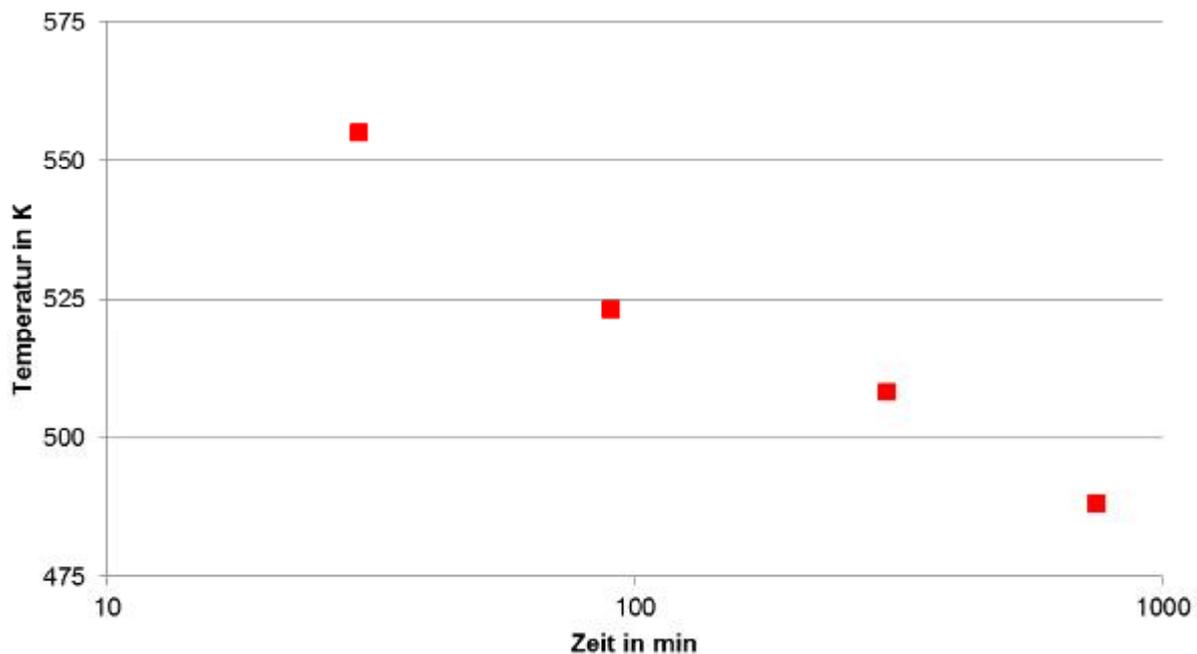


Bild 45: Temperatur über Dauer der Reibphase in logarithmischer Darstellung

Basierend auf den gezeigten experimentellen Untersuchungen wird über den Beschleunigungsfaktor A der Zusammenhang von Reibungszahlabfall und Versuchsdauer berechnet. Die Reaktionsgeschwindigkeit wird mit dem prozentualen Reibungszahlabfall über der Versuchszeit gleichgesetzt. Den experimentellen Untersuchungen liegt jeweils eine Reibungszahlabnahme von 10% über der gesamten Versuchsdauer zu Grunde. Somit ist das Verhältnis zweier Versuchsdauern umgekehrt proportional zum Verhältnis der Reaktionsgeschwindigkeiten (Gl. 28).

$$\frac{v_2}{v_1} = A \quad \text{mit: } v \sim \frac{\Delta\mu}{\mu_m t} \quad \text{Gl. 28}$$

$$\frac{\Delta\mu_1}{\mu_{m1}} = \frac{\Delta\mu_2}{\mu_{m2}} = \frac{\Delta\mu}{\mu_m}$$

$$\Rightarrow A = \frac{t_1}{t_2} \quad \Rightarrow \frac{t_2}{t_1} = e^{\frac{E_A}{R} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right)}$$

Unter Nutzung von Gl. 29 wird eine Regressionsanalyse für die Versuche Nr. 2 sowie Nr. 17 – 19 durchgeführt. Es wird die relative Abweichung von Experiment und Berechnung entsprechend Gl. 29 ermittelt. Die mittlere Abweichung wird durch Bildung des arithmetischen Mittelwertes über alle Einzelversuche (Versuche Nr. 2 und Nr. 17 – 19) bestimmt.

$$\frac{|t_{\text{ber}} - t_{\text{exp}}|}{t_{\text{exp}}} = f \quad \bar{f} = \sum_{n=1}^{n_{\text{max}}} \frac{f_n}{n} \quad \text{Gl. 29}$$

Im Rahmen der Regressionsanalyse wird die Aktivierungsenergie bestimmt, für die die Summe der mittleren quadratischen Abweichungen minimal wird. Bild 46 zeigt die berechnete und die im Versuch ermittelte Versuchsdauer.

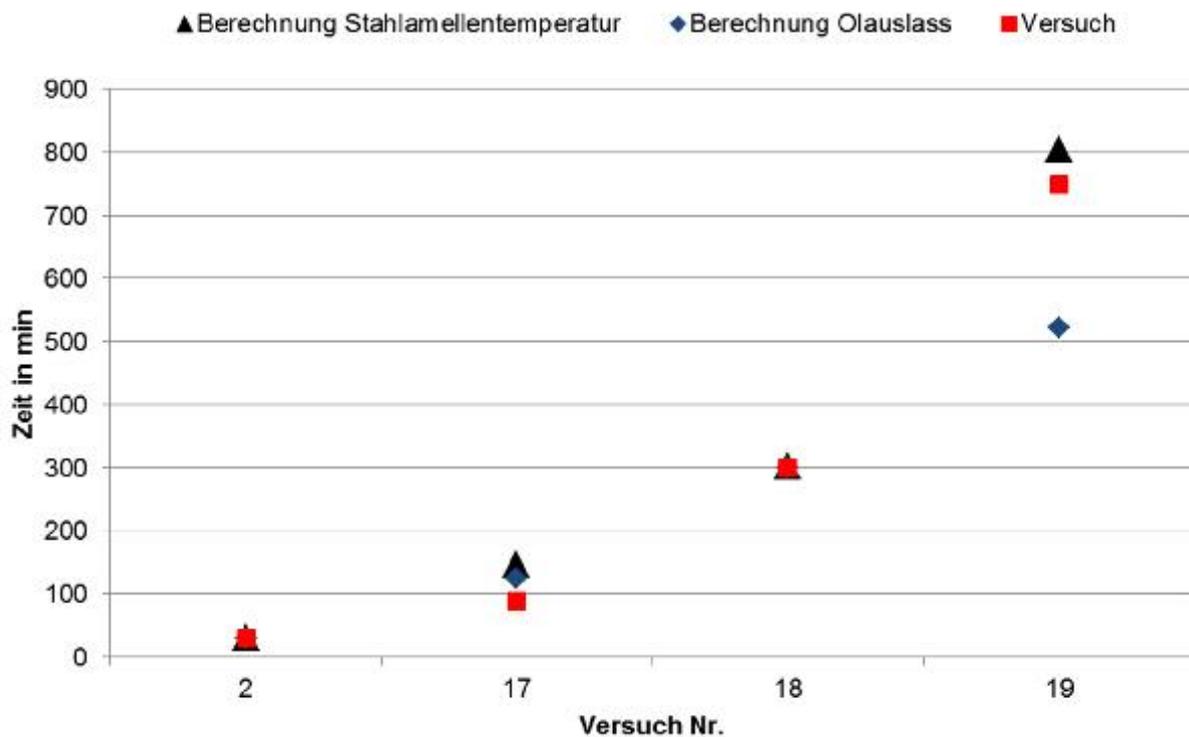


Bild 46: Regression von Versuchsdauer und Temperaturen unter Annahme eines exponentiellen Zusammenhangs entsprechend der Arrhenius-Gleichung

Es wird je eine Regressionsanalyse unter Verwendung der Stahllamellentemperatur sowie der Ölauslasstemperatur, der Temperatur des Öls beim Ausströmen aus der Lamellenkupplung, durchgeführt. Die gute Übereinstimmung der Berechnung basierend auf der Stahllamellentemperatur zeigt, dass im Wesentlichen die Reibkontakttemperatur die Schädigung des Kupplungssystems bestimmt (Bild 47).

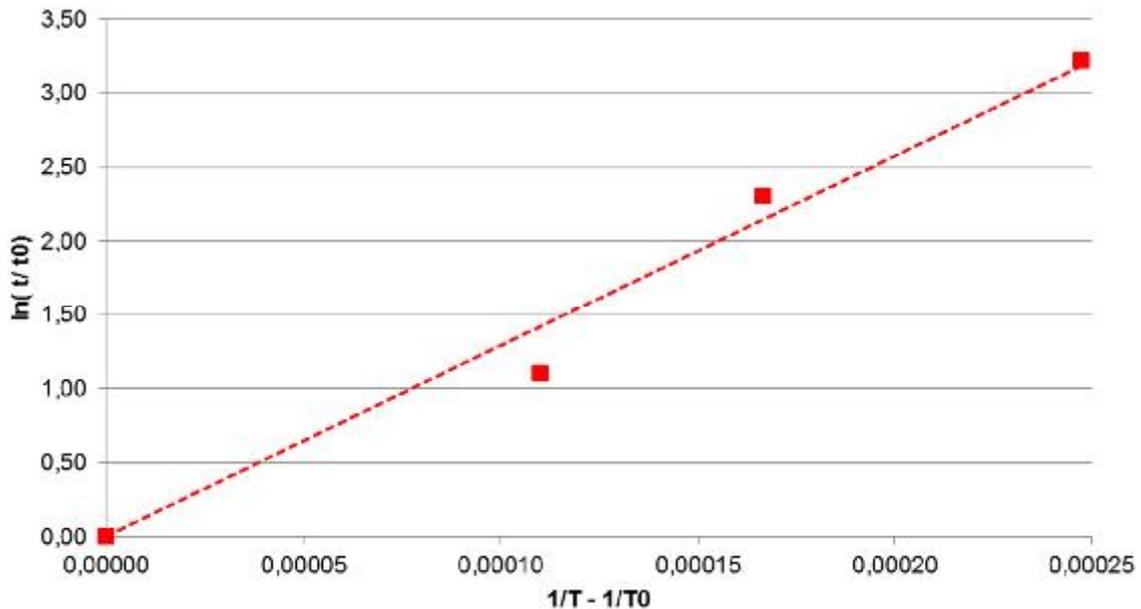


Bild 47: Regression von Versuchsdauer und Reibkontakttemperatur unter Annahme eines exponentiellen Zusammenhangs entsprechend der Arrhenius-Gleichung

Bild 48 zeigt die berechnete im Vergleich zur gemessenen Versuchsdauer für die Versuche Nr. 1 – 19. Es kann eine Übereinstimmung mit einer mittleren Abweichung von ca. 15 % erreicht werden.

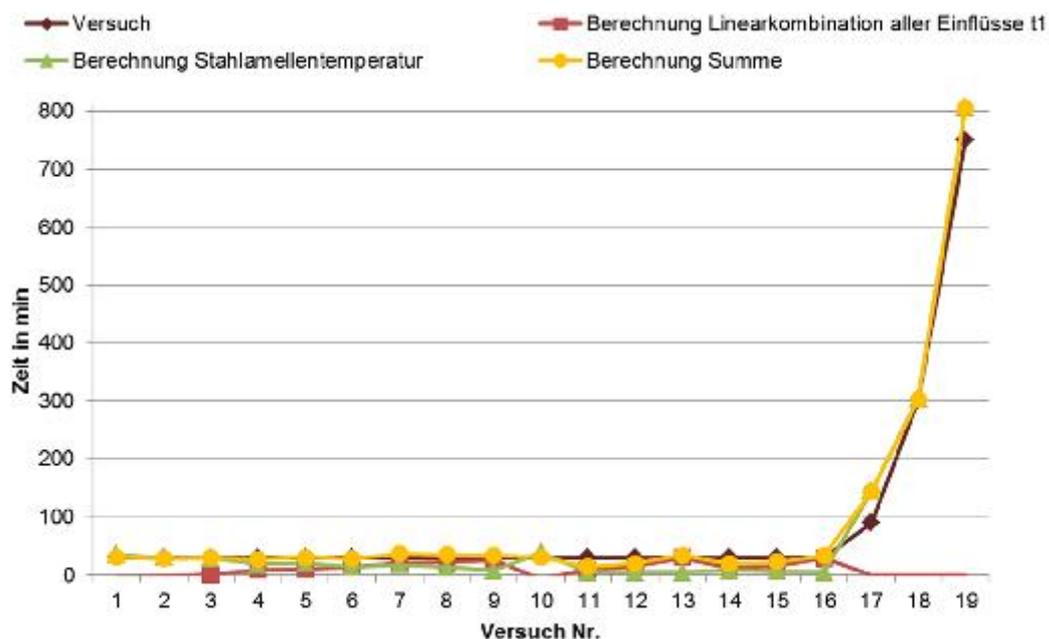


Bild 48: Regression der Versuchsdauer auf alle durchgeführten experimentellen Untersuchungen angewandt

Bild 49 zeigt die identischen Ergebnisse wie Bild 48 mit anderer Skalierung der Ordinaten.

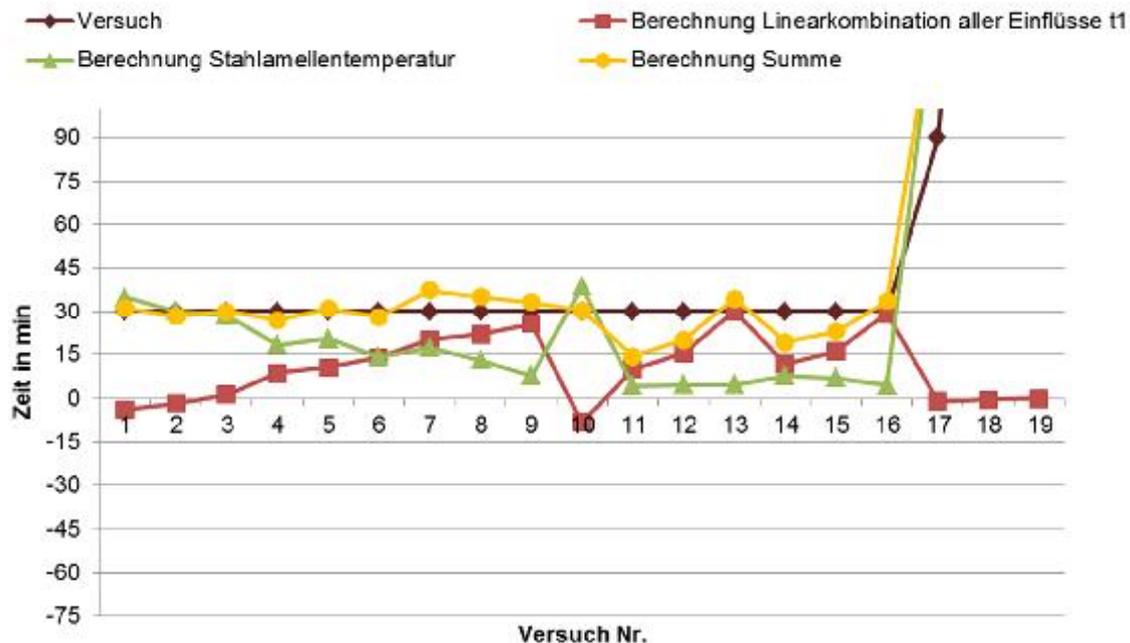


Bild 49: Regression der Versuchsdauer auf alle durchgeführten experimentellen Untersuchungen angewandt (Ausschnitt)

Mit Hilfe des ermittelten Zusammenhangs zwischen Versuchsparameter und resultierender Versuchsdauer können die Sensitivitäten ermittelt werden. Die Sensitivität beschreibt dabei die Veränderung der Reibungszahl über der Versuchsdauer bezogen auf die Variation eines einzelnen Versuchsparameters. Zunächst wird für alle Parameter jeweils der Mittelwert über alle Versuche gebildet. Anschließend werden die Versuchsparameter einzeln um den jeweiligen Mittelwert variiert. Aus dem Betrag des Quotienten aus Variation der Versuchsdauer und der Variation des jeweiligen Versuchsparameters wird die Sensitivität berechnet. In Bild 50 ist die Sensitivität für die einzelnen Parameter dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Änderung der Reibungszahl über der Versuchsdauer sehr stark auf die Temperatur der Stahlamelle reagiert.

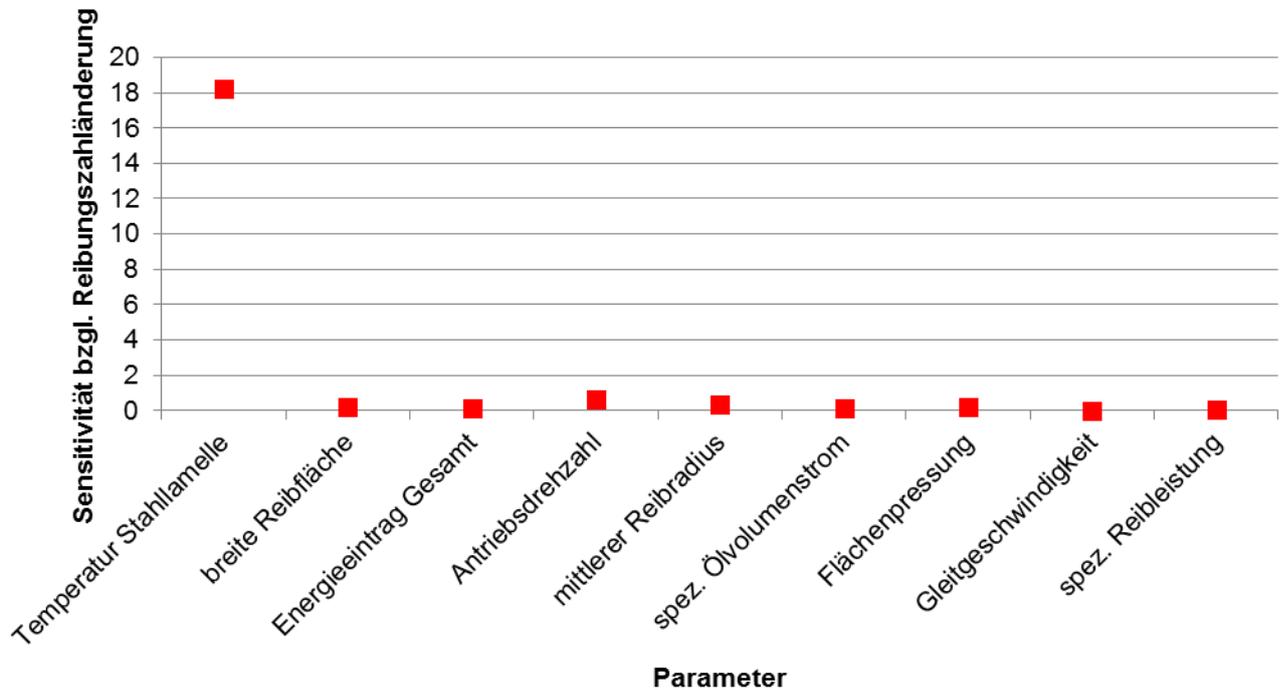


Bild 50: Sensitivität einzelner Versuchsparameter bezüglich der Reibungszahländerung

In Kapitel 5 wird basierend auf einer multiskaligen Diskussion von Reibprozessen geschlossen, dass die Temperatur im Reibkontakt von wesentlicher Bedeutung sein müsse, was basierend auf den gezeigten experimentellen Untersuchungen eindeutig bestätigt werden kann.

Bild 51 zeigt die Sensitivität analog zu Bild 50 allerdings mit veränderter Skalierung der Ordinaten. Die Darstellung zeigt, dass die spezifische Reibleistung einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Reibungszahlveränderung und damit der Schädigung hat. Dazu soll zunächst auf die Kausalkette eingegangen werden. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden Dauerschlupfzustände fokussiert. Dabei stellt sich abhängig von der Reibleistung und der Wärmeübertragung eine Stahllamellentemperatur ein (s. Gl. 31). Dementsprechend besteht ein Zusammenhang zwischen Reibleistung und Temperatur – die Parameter sind voneinander abhängig. Im vorliegenden Fall wird bei der Regression zunächst der Einfluss der Temperatur abgebildet. Der Einfluss der Reibleistung auf die Versuchsdauer wird bereits weitgehend über die Temperatur der Stahllamelle berücksichtigt.

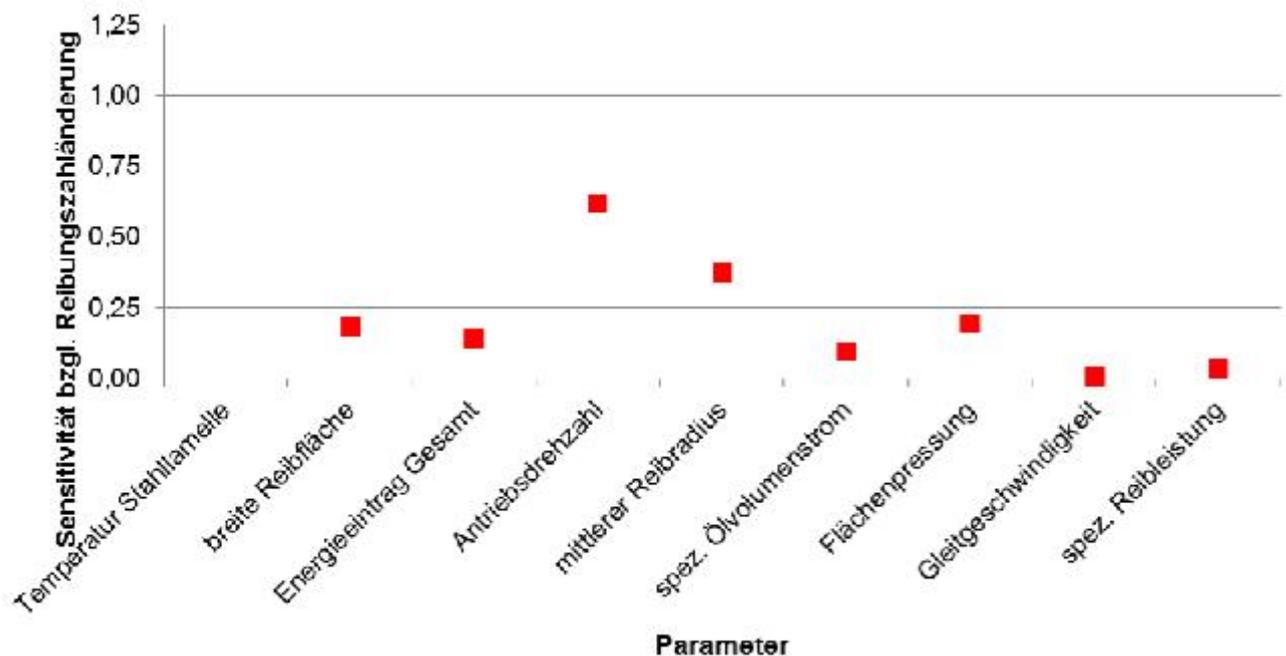


Bild 51: Sensitivität einzelner Versuchsparameter bezüglich der Reibungszahländerung (Ausschnitt)

Basierend auf dieser kurzen Erläuterung wird deutlich, dass die Parameter nicht unabhängig / wechselwirkungsfrei sind. Darüber hinaus wird der Wärmehaushalt einer Lamellenkupplung durch viele Parameter beeinflusst. In Kapitel 6 wird ausführlich auf den Wärmehaushalt und die Öldurchströmung von Kupplungssystemen eingegangen.

Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Kontakttemperaturen einen erheblichen Einfluss auf die Schädigung des tribologischen Kontakts haben. Die im Rahmen von experimentellen Untersuchungen gemessene Stahllamellentemperatur zeigt, dass bei Erreichen der Leistungsgrenze Temperaturen im Bereich zwischen 285 und 320 °C vorliegen.

5.13 Fazit Kapitel 5

Die Analyse hat gezeigt, dass dissipative Vorgänge sowohl im Schmiermedium als auch in Grund- und Gegenkörper für den Reibprozess und die Energiedissipation verantwortlich sind. Die Energie wird wesentlich durch Schwingungen bzw. die Emission von Phononen dissipiert.

In der chemischen Kinetik wird davon ausgegangen, dass die Schwingungen von Atomen und Molekülen und die damit zusammenhängenden Stoßvorgänge wesentlich die Wahrscheinlichkeit des Ablaufens chemischer Reaktionen beeinflussen. Die wesentliche Größe zur Beschreibung der Schwingungen ist die lokale Temperatur. Die Schädigung des tribologischen Systems wird maßgeblich durch die lokalen Temperaturmaxima bestimmt. Die aufgezeigten theoretischen

Zusammenhänge können durch experimentelle Untersuchungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen bestätigt werden.

Aufgrund der geringen Steifigkeit organischer (Papier-)Reibbeläge und dadurch geringer lokaler Pressungsmaxima kann gezeigt werden, dass die makroskopische Temperatur für die untersuchten Randbedingungen weitgehend mit mikroskopischen Temperaturen gleichgesetzt werden können – es ist keine signifikante lokale Temperaturerhöhung zu erwarten. Die Kontakttemperatur kann sehr gut durch die makroskopische Temperatur (T_{makro}) beschrieben werden, weil nur von sehr geringen überlagerten makro- und mikroskopischen Temperaturen ausgegangen werden muss.

Die mathematische Beschreibung der Schädigung basierend auf der Arrheniusgleichung zeigt eine gute Übereinstimmung mit Ergebnissen aus experimentellen Untersuchungen.

5.14 Potenzial zur Steigerung der Leistungsdichte

Die in Kapitel 5 gezeigte Systemanalyse hat die makroskopische Temperatur als wesentlichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen identifiziert. Die makroskopische Temperatur kann durch eine verbesserte Wärmeübertragung beispielsweise durch eine geeignete Nutgestaltung im Kupplungssystem reduziert werden. Makro- und mikroskopische Temperaturunterschiede können durch einen gleichmäßigen Reibleistungseintrag minimiert werden. Bezogen auf dem Stand der Technik entsprechende Lamellenkupplungssysteme mit organischen Reibbelägen ist von einem geringen Potenzial auszugehen, da im Vergleich zur makroskopischen Erwärmung sehr geringe makro- und mikroskopische Temperaturunterschiede auftreten. Der Schwerpunkt bezüglich einer Steigerung der Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen ist demnach in einer Reduzierung makroskopischer Temperaturen zu sehen, ohne in der Wechselwirkung mikroskopische Temperaturen zu stark zu erhöhen.

6 Strömung in nasslaufenden Lamellenkupplungen

6.1 Analytische Strömungsuntersuchungen

Zur Reduzierung der Schädigung des Lamellenkupplungssystems muss die thermische Beanspruchung des tribologischen Kontakts reduziert werden. Dementsprechend kann die Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungssysteme unter anderem an der Fähigkeit des Friktionssystems, während der Gleitphase entstehende, Wärme aus dem Friktionskontakt abzuführen gemessen werden. Bild 52 verdeutlicht den Zusammenhang anhand einer Leistungsbilanz.

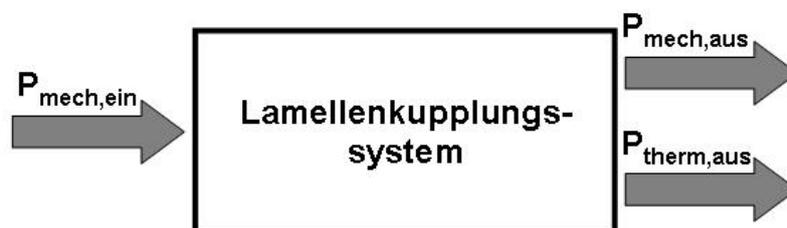


Bild 52: Leistungsbilanz Lamellenkupplung¹⁹⁵

Abhängig von Betriebsbedingungen des Lamellenkupplungssystems variiert das Verhältnis von ausgehender mechanischer zu thermischer Leistung.

$$P_{\text{mech, ein}} - P_{\text{mech, aus}} - P_{\text{therm, aus}} = \frac{dQ_{\text{LK}}}{dt} \quad \text{Gl. 30}$$

Die Differenz der ein- und ausgehenden mechanischen Leistung wird in thermische Leistung umgewandelt, die das Lamellenkupplungssystem erwärmt bzw. durch die zur Wärmeübertragung relevanten Mechanismen abgeführt wird.

Als Wärme wird in der Thermodynamik Energie bezeichnet, die die Grenze eines Systems überschreitet und der Energietransport allein durch einen Temperaturunterschied zwischen dem System und seiner Umgebung bewirkt wird. Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik kann Wärme von selbst nur in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur über die Systemgrenze fließen. Es werden drei Arten des Wärmetransports unterschieden:

- Wärmeleitung
- Konvektiver Wärmeübergang
- Wärmestrahlung

¹⁹⁵ Albers / Bernhardt 2007

Wärmeleitung bezeichnet den Wärmetransport durch Wände oder ruhende Fluide, konvektiver Wärmeübergang den Wärmetransfer zwischen einer Wand und einem an ihr entlang strömenden Fluid und Wärmestrahlung die berührungslose Wärmeübertragung durch Strahlung. Auf die beiden ersten Phänomene wird im Weiteren näher eingegangen, die Wärmestrahlung soll hier nur zur Vollständigkeit erwähnt werden. Sie spielt im Hinblick auf die Anwendung nasslauender Lamellenkupplungen in Schalt- oder Dauerschlupfbetrieb keine Rolle da aufgrund der zu erwartenden Temperaturen davon auszugehen ist, dass sie nur einen vernachlässigbaren Anteil des gesamten Wärmetransports ausmacht (s. Kap 5).

Bei Lamellenkupplungen werden die Zustände Dauerschlupf- und Schaltbetrieb unterschieden, die für die Erwärmung des Kupplungssystems relevant sind. Als Dauerschlupf werden Reibphasen von wenigen Sekunden bis hin zu mehreren Stunden bezeichnet. Für Dauerschlupfbetrieb wesentlich ist die Tatsache, dass sich unter unveränderten Randbedingungen ein stationärer Betriebszustand einstellt¹⁹⁶.

Im Gegensatz zum Synchronisationsbetrieb ist hier ausschließlich die konvektive Wärmeübertragung von Bedeutung, da nach Erreichen des stationären Betriebs keine Energie mehr im Kupplungssystem gespeichert wird:

$$\frac{dQ_{LK}}{dt} = 0$$

Im Synchronisationsbetrieb wirkt das Kupplungssystem durch die Wärmekapazität als Wärmespeicher. Die während der Synchronisation entstehende Reibungswärme wird somit während und auch nach der Reibphase im Wesentlichen über Konvektion aus dem Kupplungssystem abgeführt. Deshalb muss sowohl im Dauerschlupf- als auch im Synchronisationsbetrieb die konvektive Wärmeübertragung an das Kühlmedium als wesentlich für die Leistungsfähigkeit des Lamellenkupplungssystems angesehen werden.

Zur Beschreibung der Transportvorgänge zur Wärmeübertragung hat sich aufgrund der schweren theoretischen Erfassung der zu Grunde liegenden Mechanismen eine phänomenologische Betrachtungsweise bewährt.

Gl. 31 stellt den Zusammenhang von aus dem Lamellenkupplungssystem konvektiv abgeführter Wärme und den relevanten Größen dar. Die Temperaturdifferenz von Kühlmedium und der zu kühlenden Oberfläche ist durch die Zulauftemperatur des Kühlmediums und der maximal zulässigen Temperatur des Kühlmediums bzw. der Reibpartner begrenzt und kann somit nur in geringem Umfang verändert werden.

¹⁹⁶ Albers / Bernhardt 2007

Allerdings kann die Bewertung der Wärmeübertragung aus dem Friktionskontakt basierend auf dem Verhältnis von in das System eingebrachter Reibleistung und der für die Wärmeübertragung notwendigen Differenz von Stahllamellen- und Ölzulauftemperatur erfolgen.

$$\begin{aligned}
 P_{\text{therm}} &= f(\alpha, A_w, \Delta T) \\
 \alpha &= f(\text{Nu}) \\
 \text{Nu} &= f(\text{Re}, \text{Pr}) \\
 \alpha &= f(l_{\text{char}}, v_{\text{Öl}}, \lambda_{\text{Öl}}, \rho_{\text{Öl}}, c_{p\text{Öl}}, \nu_{\text{Öl}})
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 31}^{197}$$

Die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Fläche kann ebenso wie der Wärmeübergangskoeffizient durch ein geeignetes Systemdesign beeinflusst werden. Der Wärmeübergangskoeffizient hängt von verschiedenen Parametern ab, die vom Kühlmedium, der Gestalt des Lamellenkupplungssystems und von den Betriebsbedingungen beeinflusst werden.

Zur Erfassung und Bewertung aller in Bezug auf die Wärmeübertragung relevanten Einflussgrößen wird zunächst ein einfaches, analytisches Modell entwickelt.

Zur kinematischen Beschreibung der Bewegung eines strömenden Fluids ist die orts- und zeitaufgelöste Kenntnis der Geschwindigkeit des Strömungsgebietes erforderlich, während zur dynamischen Beschreibung der Bewegung außerdem noch die Angabe der auf das Fluid wirkenden Kräfte, wie Trägheits-, Volumen- und Oberflächenkraft, notwendig ist¹⁹⁸.

In Strömungsmaschinen bezeichnet man eine Strömung, die in erdfesten Koordinaten beschrieben wird, als absolute Bewegung und eine in rotorfesten Koordinaten betrachtete Strömung als relativ.

Für die Betrachtung der Strömungsverhältnisse in einer nasslaufenden Lamellenkupplung insbesondere im Hinblick auf die konvektive Wärmeübertragung ist die Relativgeschwindigkeit zwischen Öl und den zu kühlenden Komponenten des Lamellenkupplungssystems von Bedeutung. Aus diesem Grund wird für die Berechnung das Relativsystem verwendet.

Im Betrieb wird das Lamellenkupplungssystem von Öl durchströmt. Es ist davon auszugehen, dass das Öl sowohl durch den tribologischen Kontakt auf der Skale der Rauigkeit als auch durch die in den Reibbelag eingebrachten makroskopischen Nuten strömt (vgl. Kapitel 5.4.1). Aufgrund des relativ dünnen Schmierfilms im

¹⁹⁷ Albers / Bernhardt 2007

¹⁹⁸ Truckenbrodt 1996

tribologischen Kontakt wird der Ölvolumenstrom über die Reibflächen im Vergleich zur Strömung in den Nuten vernachlässigt. Trotzdem ist dieses Ölvolumen für das tribologische Verhalten im Hinblick auf Reibungszahl und Verschleiß von großer Bedeutung.

Im ersten Schritt soll ausschließlich die Ölströmung durch die Reibelagung betrachtet werden. Es wird davon ausgegangen, dass das Öl im Kontakt im Wesentlichen die lokale Temperaturverteilung auf mikroskopischer Ebene beeinflusst, für die globale, makroskopische Temperaturverteilung aber von untergeordneter Bedeutung ist.

Die Untersuchung der Strömung basiert auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik. Die Bernoulli-Gleichung, hier als Energiegleichung für stationäre Strömungen, ist daraus abgeleitet:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{const.} \quad \text{Gl. 32}$$

In einem rotierenden System muss die am Fluid verrichtete Arbeit durch die Bewegung im Fliehkraftfeld berücksichtigt werden. Auf ein Volumenelement, das sich auf einer Kreisbahn bewegt wirkt die Zentrifugalbeschleunigung:

$$a_z = \omega^2 r \quad \text{Gl. 33}$$

Daraus kann direkt die durch das Fliehkraftfeld an einem Massenelement verrichtete Arbeit berechnet werden:

$$dW_z = m\omega^2 r dr \quad \text{Gl. 34}$$

Die daraus abgeleitete erweiterte Bernoulli-Gleichung lautet wie folgt:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz - \frac{\omega^2 r^2}{2} = \text{const.} \quad \text{Gl. 35}$$

Aufgrund der Abmessungen des Kupplungssystems und der relativ hohen Winkelgeschwindigkeit kann im Fall der betrachteten Lamellenkupplung der Anteil der potenziellen Energie vernachlässigt werden.

$$g(z_2 - z_1) \ll \frac{\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) \quad \text{Gl. 36}$$

Die Bernoulli-Gleichung geht zunächst von einer reibungsfreien Strömung aus. Bei der Betrachtung des Ölflusses in einer Nut einer naslaufenden Lamellenkupplung kann die Strömung nicht als reibungsfrei angenommen werden. Deshalb wird die Bernoulli-Gleichung um die Verluste durch Reibung erweitert.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} - \frac{\omega^2 r_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{\omega^2 r_2^2}{2} + Y_{V_{1-2}} \quad \text{Gl. 37}^{199}$$

Im allgemeinen Fall muss von zeitlich veränderlichen Drücken p_1 und p_2 als auch Querschnittsflächen A_1 und A_2 ausgegangen werden. Aus der Kontinuitätsgleichung folgt, dass eine Veränderung der Fließgeschwindigkeit direkt mit dem durchströmten Querschnitt zusammenhängt.

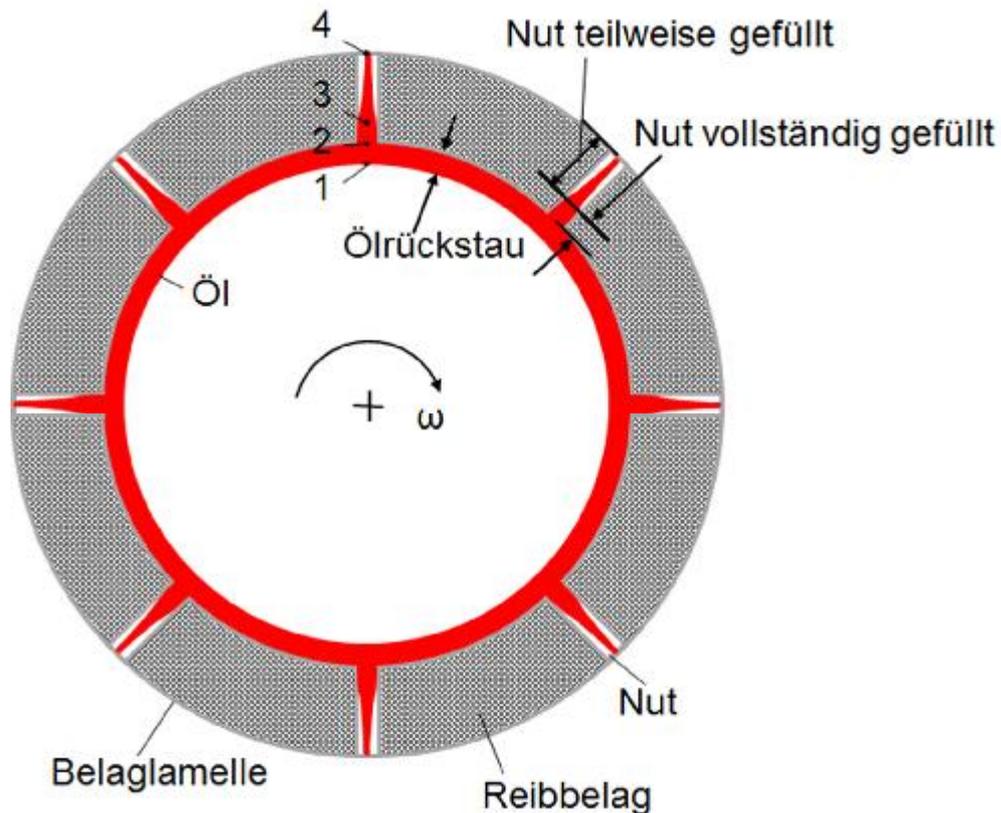


Bild 53: Schematische Darstellung einer Belaglamelle mit Nutfüllung

Die Ölströmung in der Lamellenkupplung lässt sich in 3 Bereiche unterteilen (Bild 53):

- Bereich 1 – 2:

Es bildet sich ein Ölrückstau innerhalb der Lamelle aus, der aufgrund der geringen Fließgeschwindigkeit in radialer Richtung als weitgehend reibungsfrei angenommen werden kann.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\omega^2(r_2^2 - r_1^2)}{2} \quad \text{Gl. 38}$$

- Bereich 2 – 3:

Aufgrund des Ölrückstaus im Bereich 1 - 2 bildet sich ein Bereich mit vollständiger Nutfüllung aus. Es muss wegen der Kontinuitätsbedingung von einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit ausgegangen werden.

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{\omega^2 r_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} - \frac{\omega^2 r_3^2}{2} + Y_{V_{2-3}}$$

$$Y_{V_{2-3}} = 64v_{\text{Öl}} \frac{r_3 - r_2}{d_h^2} c_m \quad \text{Gl. 39}$$

$$\frac{p_3 - p_2}{\rho} = \frac{\omega^2(r_3^2 - r_2^2)}{2} - 64v_{\text{Öl}} \frac{r_3 - r_2}{d_h^2} c_2$$

- Bereich 3 – 4:

Unvollständige Nutfüllung aufgrund der Möglichkeit des Zutritts für Luft aus der Umgebung. Deshalb muss von konstantem Druck ausgegangen werden.

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} - \frac{\omega^2 r_3^2}{2} = \frac{p_4}{\rho} + \frac{c_4^2}{2} - \frac{\omega^2 r_4^2}{2} + Y_{V_{3-4}}$$

$$Y_{V_{3-4}} = 64v_{\text{Öl}} \frac{r_4 - r_3}{d_h^2} c_m \quad \text{Gl. 40}$$

$$\frac{c_4 - c_3}{2} = \frac{\omega^2(r_4^2 - r_3^2)}{2} - 64v_{\text{Öl}} \frac{r_4 - r_3}{d_h^2} c_m$$

Im Weiteren soll zunächst der Punkt 3, an dem die vollständig gefüllte in eine teilgefüllte Nut übergeht, näher betrachtet werden.

$$\frac{p_3 - p_2}{\rho} = \frac{\omega^2(r_3^2 - r_2^2)}{2} - 64v_{\text{Öl}} \frac{r_3 - r_2}{d_h^2} c_2 \quad \text{Gl. 41}$$

Eine vollständige Nutfüllung bei Punkt 2 ist nur dann möglich, wenn $p_2 > p_1$, wobei $p_1 = p_3 = p_4 = p_{\text{Umgebung}}$

Daraus folgt:

$$p_3 - p_2 < 0$$

$$\frac{\omega^2(r_3^2 - r_2^2)}{2} - 64v_{\text{öl}} \frac{r_3 - r_2}{d_h^2} c_2 < 0$$

$$r_3 = r_2 + dr, \text{ mit } dr^2 \approx 0$$

Gl. 42

$$\left(\omega^2 r_2 - 64 \frac{v_{\text{öl}}}{d_h^2} c_2 \right) dr < 0$$

$$\omega^2 < 64 \frac{v_{\text{öl}} c_2}{d_h^2 r_2}$$

Die Gleichung wird für das ausgewählte Beispiel einer Lamellenkupplung mit radialer Nutung mit einem Innendurchmesser von 80 mm und einem Außendurchmesser von 108 mm bei einer Nuttiefe von 1 mm und einer Nutbreite von 1,3 mm verwendet.

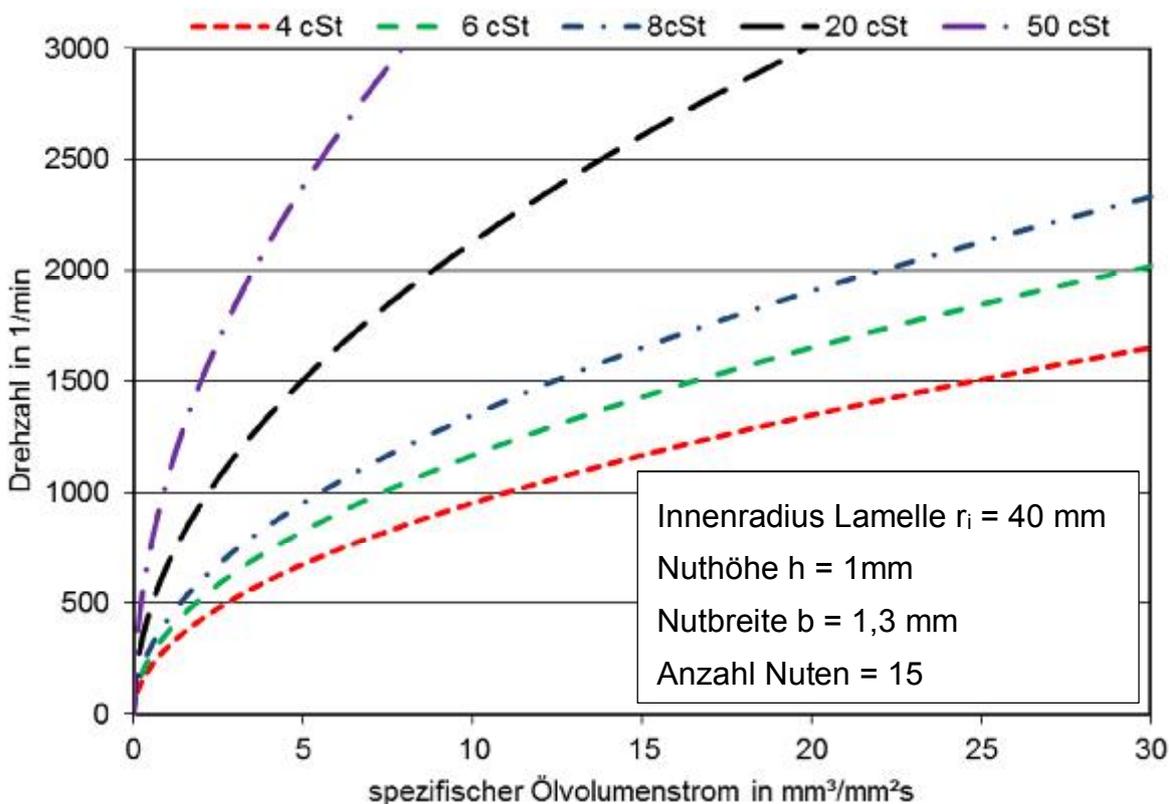


Bild 54: Grenzlinie für vollständige Nutfüllung am Nuteintritt (Innendurchmesser der Belaglamelle) für eine Lamellenkupplung mit Radialnutung abhängig von Ölviskosität, Drehzahl und Ölstrom

Bild 54 zeigt die Lamellendrehzahl über dem spezifischen Ölstrom, ab der bereits am Innenradius (Punkt 2 in Bild 53) mit einer nicht vollständig gefüllten Nut gerechnet werden muss. Insbesondere bei niedrigem Ölstrom und geringer

Ölviskosität oder hoher Drehzahl und hoher Temperatur muss davon ausgegangen werden, dass sich der vom Öl durchströmte Querschnitt und damit auch die Strömungsgeschwindigkeit über dem Radius ändern und somit keine vollständige Ölfüllung der Nut vorliegen kann.

Mit Hilfe der Stromfadentheorie kann die Strömungsgeschwindigkeit des Öls berechnet werden. Diese Strömungsgeschwindigkeit stellt die Grundlage für die Berechnung der Wärmeübertragung dar. Aufgrund der nur teilweise gefüllten Nuten und der Annahme, dass die Wärmeübertragung im Wesentlichen über die Stahllamellen erfolgt, wird das Modell einer längs angeströmten ebenen Platte verwendet.

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{l_{\text{char}}}$$

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = 0,664 \sqrt{\text{Re}} \sqrt[3]{\text{Pr}}$$

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{0,037 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}}{1 + 2,443 \text{Re}^{-0,1} \left(\sqrt[3]{\text{Pr}^2} - 1 \right)} \quad \text{Gl. 43}^{200}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda}$$

$$\text{Re} = \frac{v l_{\text{char}}}{\nu}$$

Das Berechnungsmodell basiert auf den vorgestellten strömungsmechanischen Gleichungen. Es berücksichtigt die Veränderung der Öleigenschaften als Funktion der Temperatur.

Bild 55 zeigt den Verlauf der Fließgeschwindigkeit des Öls in der Nut einer radialgenuteten Lamelle (Nutbreite 1,3 mm, Nuttiefe 1 mm) und die Öltemperatur über dem Radius der Lamelle. Die Temperatur des Öls am Austritt entspricht einer spezifischen Reibleistung von 0,12 W/mm². Unter den untersuchten Randbedingungen zeigt das Öl eine deutliche Zunahme der Geschwindigkeit über dem Radius.

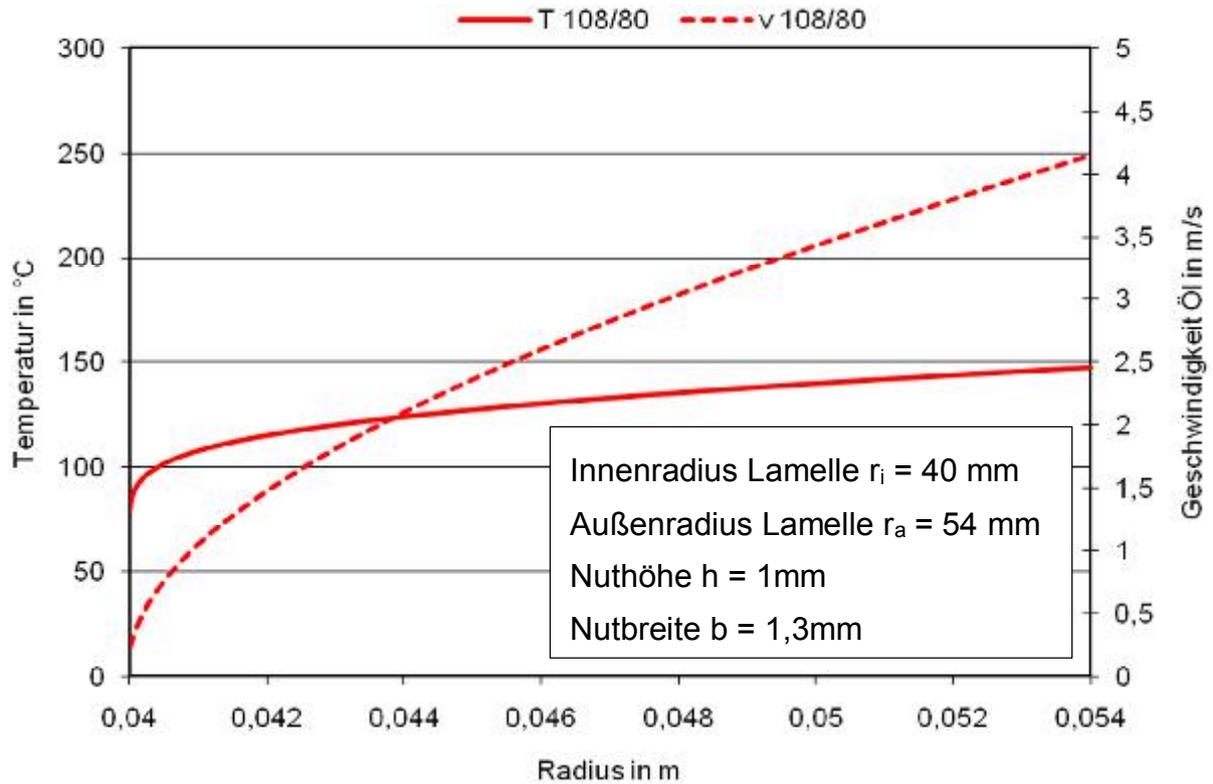


Bild 55: Öltemperatur und –geschwindigkeit entlang der Nut einer Lamellenkupplung mit Radialnutung

Bild 56 stellt vier Lamellenkupplungssysteme im Vergleich dar. Alle Lamellenkupplungssysteme haben die identischen Abmessungen bezüglich Innen- und Außendurchmesser und werden bei identischen Randbedingungen betrieben. Bei allen Untersuchungen wird von einer identischen Stahllamellentemperatur von 280°C ausgegangen (s. Tabelle 5).

Tabelle 5: Geometrische und Betriebsrandbedingungen

	108/80	108/80 gestaut	LK-Dem	LK-Dem gestaut
Antriebsdrehzahl	1090 1/min			
Außendurchmesser	108 mm			
Innendurchmesser	80 mm			
$v_{\text{spez.}}$	1 mm ³ /mm ² s			
$T_{\text{Öl,zu}}$	80 °C			
T_{SL}	280 °C			
Nutbreite	1,3 mm		6,5 mm	
Nuttiefe	1 mm			

In Bild 56 wird die Temperatur des Öls in radialer Richtung, entlang der Nut dargestellt. Eine hohe Wärmeübertragung an das Öl kann an einer höheren

Temperatur des Öls abgelesen werden. Ein hoher Temperaturverlauf zeigt eine gute Wärmeübertragung.

Zwei Lamellenkupplungssysteme verfügen jeweils über identische radiale Nuten mit einer Breite von 1,3 mm und einer Tiefe von 1 mm. Die Lamellenkupplungssysteme unterscheiden sich lediglich durch den Außenlamellenträger. Bei einem Lamellenpaket (108/80 gestaut) wird von einer geeigneten Gestaltung des Außenlamellenträgers ausgegangen, die das aus dem Lamellenkupplungssystem ausfließende Öl drosselt, um die vollständige Füllung der Nut zu ermöglichen.

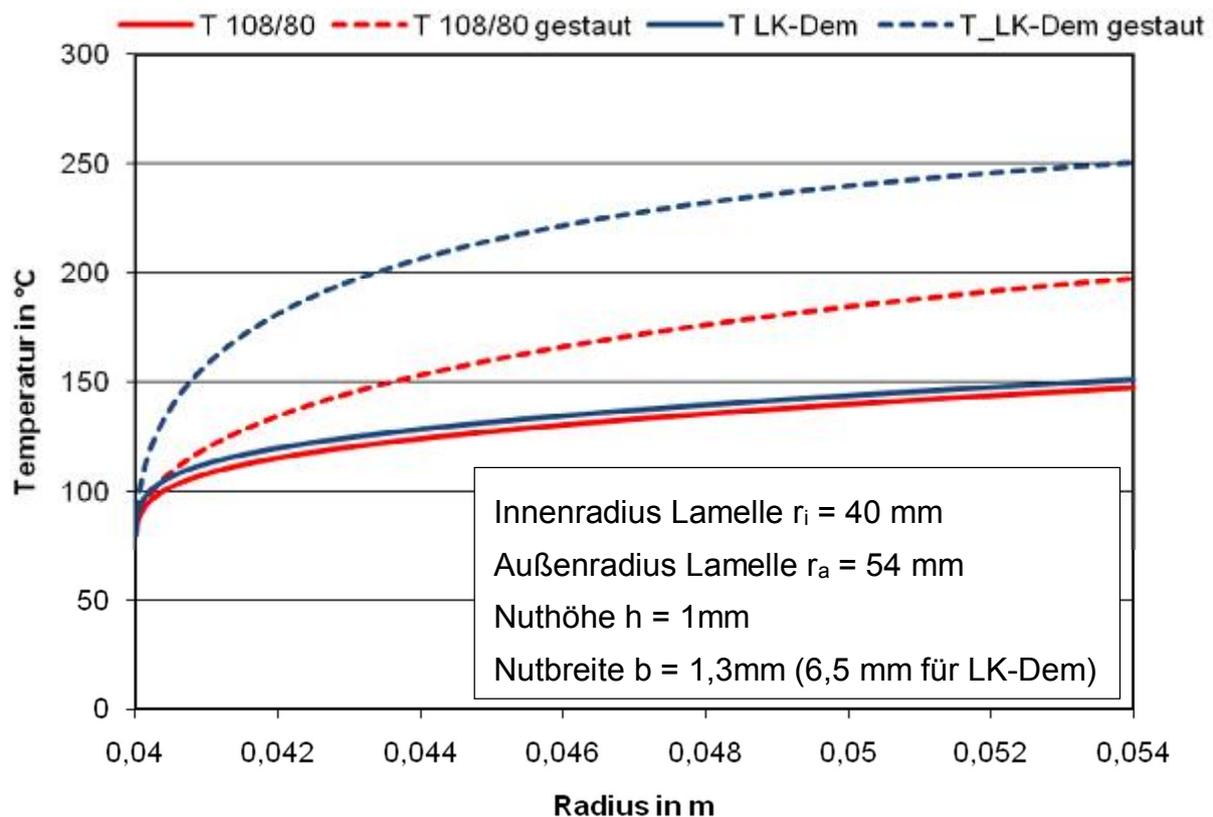


Bild 56: Öltemperatur und –geschwindigkeit entlang der Nut von Lamellenkupplung mit Radialnutung, mit freier (teilgefüllte Nut) und gedrosselter Ölströmung (vollständige Nutfüllung)

Das Lamellenkupplungssystem zeigt durch die vollständige Füllung der Nut und die reduzierte Fließgeschwindigkeit eine verbesserte Wärmeübertragung. Die verbesserte Wärmeübertragung resultiert in einer um ca. 50 K höheren Ölaustrittstemperatur im Vergleich zur nicht gedrosselten Variante (Bezeichnung 108/80). Die mit „LK-Dem“ und „LK-Dem gestaut“ bezeichneten Lamellenkupplungssysteme unterscheiden sich von den bisher diskutierten Systemen lediglich durch eine von 1,3 auf 6,5 mm verbreiterte Nut. Dabei wird erneut ein Kupplungssystem mit vollständig gefüllter Nut (LK-Dem) untersucht. Auch hier wird von einer geeigneten Gestaltung des Außenlamellenträgers ausgegangen. Es ist auffällig, dass die beiden nicht gestauten Systeme (108/80 und LK-Dem) einen

nahezu identischen Temperaturverlauf aufweisen. Daraus kann geschlossen werden, dass die Strömungsverhältnisse der beiden Systeme nahezu identisch sind und sich im vorliegenden Fall weitgehend unabhängig von der jeweiligen Nutbreite einstellen.

Der Vergleich der Systeme „108/80 gestaut“ und „LK-Dem gestaut“ zeigt, dass bei vollständiger Ölfüllung der Nut eine größere zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Fläche eine weitere Steigerung der Wärmeübertragung ermöglicht. Analog zur verbesserten Wärmeübertragung nimmt bei unveränderter Stahllamellentemperatur die Öltemperatur um weitere 50 K zu. Die im Dauerschleif übertragbare Kühlleistung lässt sich somit von $0,12 \text{ W/mm}^2$ um ca. 140% auf bis zu $0,29 \text{ W/mm}^2$ steigern, ohne die schädigungsrelevante Stahllamellentemperatur des Lamellenpakets zu verändern.

Bild 57 zeigt das Ergebnis einer experimentellen Untersuchung der Strömung am Beispiel des in Bild 75 dargestellten Lamellenkupplungsdemonstrators ohne zusätzliche Drosselung des Ölflusses über den Aussenlamellenträger. Im Bildausschnitt fokussiert wird der Bereich zwischen zwei Segmenten. Es zeigt sich deutlich die ungleichmäßige Ölverteilung in diesem Bereich. Die Untersuchung bestätigt die theoretische Untersuchung zur Nutfüllung.

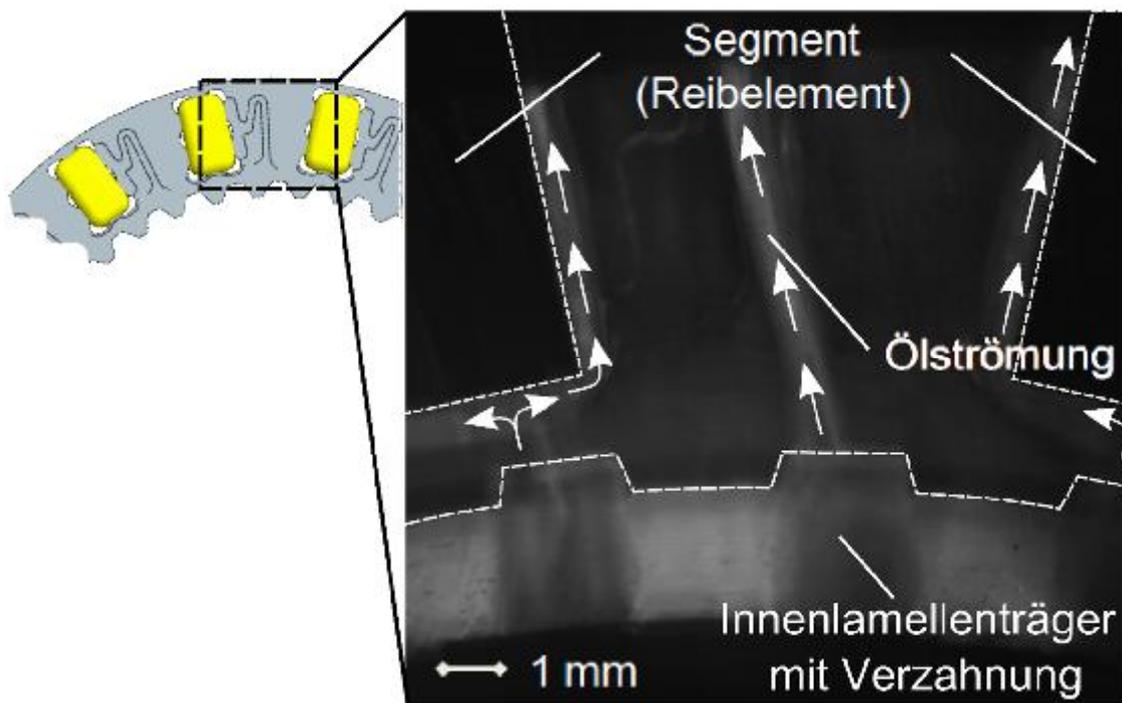


Bild 57: Strömung im Lamellenkupplungssystem²⁰¹

²⁰¹ Albers / Bernhardt 2010a

Weiterhin erscheinen die in Bild 56 dargestellten Ergebnisse zum Vergleich der Lamellenkupplungssysteme „108/80“ und „LK-Dem“ plausibel. Als Basis dient die vom Öl durchströmte Querschnittsfläche, die insgesamt eine Breite von ca. 1 mm bei einer Höhe von ebenfalls ca. 1 mm aufweist und somit vergleichbar mit der unter gleichen Randbedingungen durchgeführten theoretischen Untersuchung ist.

Es kann angenommen werden, dass die zur Wärmeübertragung genutzte Fläche einen maßgeblichen Einfluss auf die Wärmeübertragung hat (Bild 56). Über eine Vergrößerung der Nutfläche hinausgehend, muss auch eine ausreichende Ölfüllung der Nuten sichergestellt werden. Andernfalls wird lediglich eine sehr geringe Nutfüllung erreicht, wodurch keine Verbesserung der Kühlung des Kupplungssystems erzielt werden kann.

6.2 Experimentelle Strömungsuntersuchung

Das wesentliche Ziel der Untersuchung der Strömung in einer nasslaufenden Lamellenkupplung ist es, die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids orts- und zeitaufgelöst zu erfassen. Im Hinblick auf das System nasslaufende Lamellenkupplung sollen die in Kapitel 6.1 beschriebenen Zusammenhänge experimentell untersucht werden. Dazu werden verschiedene dem Stand der Technik entsprechende Kupplungssysteme hinsichtlich der Öldurchströmung unter Variation von Betriebsparametern experimentell untersucht. Die Ergebnisse tragen zur Klärung der Strömungsverhältnisse in einer nasslaufenden Lamellenkupplung bei, um darauf basierend theoretische Annahmen zu bewerten. Andererseits bilden die gewonnenen Daten die Basis zur Verifizierung von Berechnungsmodellen.

6.2.1 PIV

Die Particle-Image-Velocimetry (PIV) ist ein optisches Messverfahren. Mit Hilfe der PIV kann ein betrachtetes Strömungsfeld zum Messzeitpunkt in einer Ebene vollständig erfasst und analysiert werden. Die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids wird indirekt durch den innerhalb eines definierten Zeitintervalls zurückgelegten Weg bestimmt. Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit des Fluids ist es erforderlich, das Fluid bzw. Fluidelemente zu verschiedenen Zeitpunkten zu erfassen. Im Rahmen der Untersuchung von nasslaufenden Lamellenkupplungen wird Öl als Fluid verwendet²⁰². Der chemische Aufbau des Öls als homogener Stoff erlaubt keine direkte Beobachtung von einzelnen Ölbestandteilen. Deshalb müssen dem Fluid Partikel (Tracer) zugegeben werden, die der Strömung folgen. Die Position der Partikel wird mit Hilfe einer Kamera zu zwei definierten Zeitpunkten erfasst.

²⁰² Albers / Bernhardt 2013

Während die Blende der Kamera über einen längeren Zeitraum geöffnet ist, wird die eigentliche Belichtung durch einen sehr kurzen Laserpuls realisiert (Bild 58). Beide Bilder werden jeweils durch einen Laserpuls belichtet. Der zeitliche Abstand zwischen den Laserpulsen ist das im Hinblick auf die Auswertung relevante Zeitintervall.

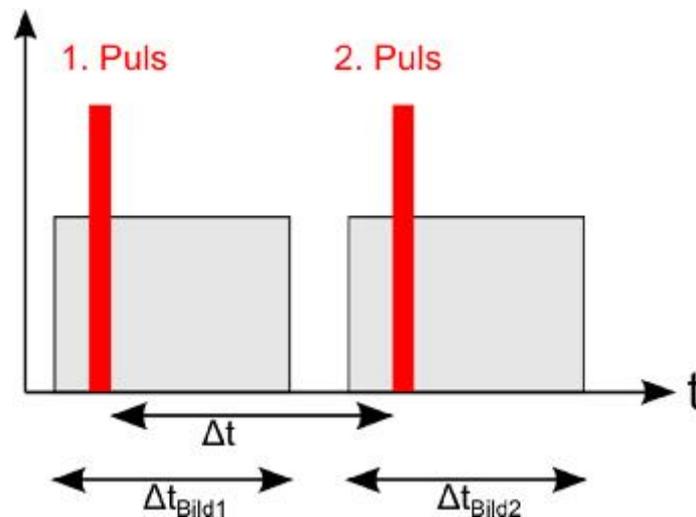


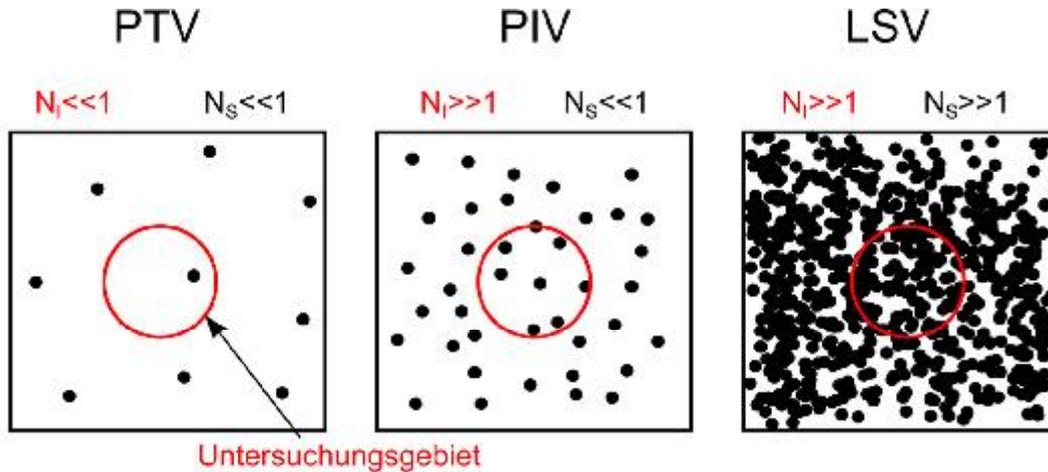
Bild 58: Bilderzeugung

Durch einen Vergleich der Partikelpositionen auf den beiden erzeugten Bildern kann die Bewegung der Partikel innerhalb des Zeitintervalls Δt zwischen erstem und zweitem Bild ermittelt und somit der Geschwindigkeitsvektor indirekt bestimmt werden. Im Fall eines hinreichend kleinen Zeitintervalls Δt ist die Trajektorie der Partikel annähernd linear und die Geschwindigkeit auf dieser Strecke konstant.

Zur Sicherstellung einer eindeutigen Erkennung der Partikel ist ein ausreichender Kontrast zwischen Fluid und Tracer erforderlich. WESTERWEEL²⁰³ unterscheidet abhängig von der Partikeldichte verschiedene Abbildungsmodi. Die Kennzahlen Datendichte (source intensity – Kennzahl N_s) und Bilddichte (image density – Kennzahl N_i) dienen als Merkmale. Die Datendichte beschreibt in wie fern, einzelne Partikel getrennt und somit ohne Überlappung beobachtbar sind. Die Bilddichte beschreibt die Anzahl der Partikel, die sich im Untersuchungsgebiet befinden. Abhängig von diesen Kennzahlen lassen sich unterschiedliche Abbildungsmodi unterscheiden (Bild 59). Beim Particle Tracking werden einzelne Partikel verfolgt. Die Partikeldichte ist sehr gering, deshalb kann keine Aussage über das Strömungsvektorfeld des Untersuchungsgebietes getroffen werden. Mit zunehmender Partikeldichte (PIV) können einzelne Partikel schwerer nachverfolgt werden, die höhere Partikeldichte ermöglicht aber die Bestimmung des

²⁰³ Westerweel 1997

Strömungsvektorfeldes des gesamten Untersuchungsgebietes. Bei hoher Daten- und Bilddichte kommt es zum Überlappen. Einzelne Partikel sind nicht getrennt voneinander beobachtbar somit ist die Verfolgung der Partikel stark erschwert (LSV). Die PIV stellt ein Kompromiss aus guter Verfolgbarkeit der Partikel bei ausreichender Partikeldichte zur Beschreibung des Strömungsvektorfeldes dar und wird aus diesem Grund im Rahmen der experimentellen Untersuchungen angewendet.



PTV - Particle Tracking Velocimetry
 PIV - Particle Image Velocimetry
 LSV - Laser Speckle Velocimetry

Bild 59: Abbildungsmodi bei der Strömungsuntersuchung

Charakteristisch für PIV ist, dass eine ausreichend hohe Partikeldichte zur Beschreibung der Strömung in einem Gebiet vorliegt, ohne dass sich Partikel überlappen. Im Gegensatz zum PTV können aufgrund der höheren Partikeldichte einzelne Partikel nicht mehr eindeutig nachverfolgt werden. Ein manuelles Vermessen zur Bestimmung der Geschwindigkeit, wie in Bild 60 dargestellt, ist deshalb nicht möglich.

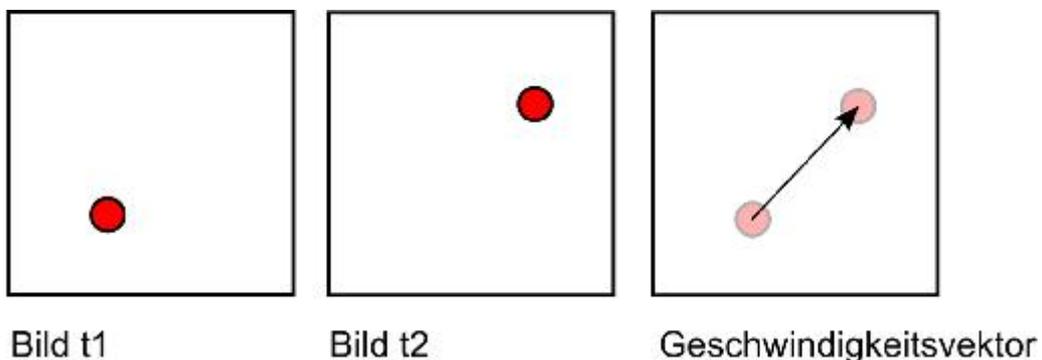


Bild 60: Auswertung PTV

In diesem Fall wird die Kreuzkorrelation als stochastische Methode zur Auswertung verwendet. Da nicht jeder Partikel mit Sicherheit verfolgt werden kann, werden die zu den Zeitpunkten t_1 und t_2 erzeugten Bilder in Auswertefenster unterteilt (Bild 61). Die Bilder liegen dabei in Graustufen (8 Bit) vor, wobei die Helligkeit der Signalstärke entspricht²⁰⁴.

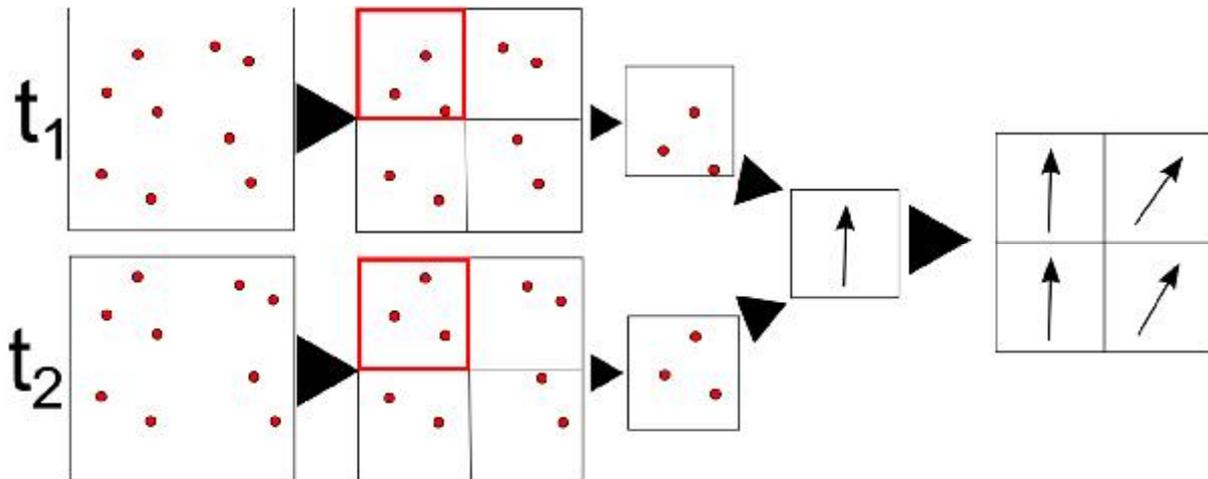


Bild 61: Auswertung PIV

Bei der Kreuzkorrelation^{205,206,207,208} werden sich am nächsten liegende Partikel der beiden Bilder zugeordnet. Der Korrelationswert ist dabei ein Maß für die Übereinstimmung der Partikelposition. Deshalb ist für die Untersuchung wichtig, dass der von einem Partikel innerhalb des Zeitintervalls zurückgelegte Weg kleiner als die Entfernung zu benachbarten Partikeln ist.

Die zugehörige Kreuzkorrelationsfunktion lautet nach NITSCHÉ²⁰⁹:

$$\Phi = \sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^{N-1} g_1(i, j) g_2(i+m, j+n) \quad \text{Gl. 44}$$

Dabei sind g_1 und g_2 die Grauwerte des ersten und zweiten Bildes. Die Indizes i und j beschreiben die Pixelposition innerhalb des Untersuchungsfeldes $M \times N$.

Zur vereinfachten Berechnung wird auf das Korrelationstheorem zurückgegriffen: Korrelationen im Zeitbereich entsprechen Multiplikationen im Frequenzbereich (Fouriertransformation FT). Die Grauwerte g_1 und g_2 werden demnach in \hat{G}_1 und \hat{G}_2

²⁰⁴ Nitsche 2006

²⁰⁵ Adrian 1991

²⁰⁶ Adrian 1997

²⁰⁷ Westerweel 1993

²⁰⁸ Westerweel 1997

²⁰⁹ Nitsche 2006

transformiert. Diese Theoreme sind nur in einem $2n \times 2n$ -Feld anwendbar. Nach der Berechnung folgt die Rücktransformation (FT^{-1}).

6.2.2 Versuchsaufbau

Zur Durchführung von PIV-Untersuchungen wird häufig ein Versuchsaufbau realisiert, bei dem mit Hilfe eines Lasers mit entsprechender Optik ein Lichtschnitt erzeugt wird, der das zu beobachtende Fluid in einer Ebene beleuchtet. Die in dieser Ebene befindlichen Partikel werden dann von einer möglichst senkrecht zum Lichtschnitt ausgerichteten Kamera aufgenommen. Der Aufbau nasslaufender Lamellenkupplungen mit Außenlamellenträger und Reibbelagnung lässt eine Anordnung des Lasers in radialer Richtung nicht zu. Aus diesem Grund wird mit der Auflichtmethode gearbeitet.

Bild 62 zeigt den schematischen Versuchsaufbau zur Durchführung der PIV-Untersuchungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen mit der Auflichtmethode. In diesem Fall werden Laser und Kamera möglichst koaxial ausgerichtet. Das Ölvolumen wird durch den Laser belichtet. Der fokussierte Laserstrahl wird durch eine Optik aufgeweitet, um das zu beobachtende Ölvolumen möglichst gleichmäßig zu beleuchten. Der verwendete Nd:YAG-Laser arbeitet mit monochromatischem Licht mit einer Wellenlänge von 532 nm. Es werden fluoreszierende Partikel verwendet, die das Laserlicht absorbieren und Licht mit größerer Wellenlänge emittieren.

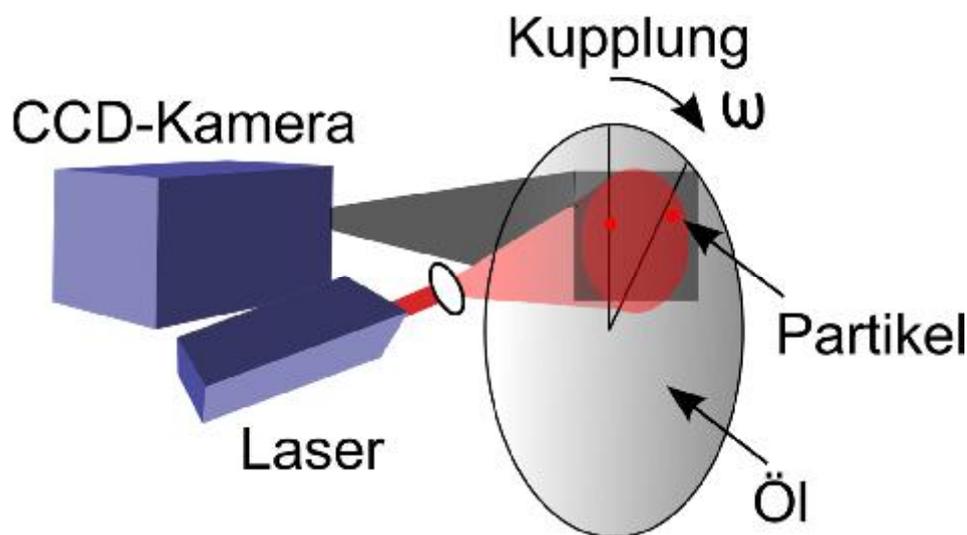


Bild 62: Schematischer Versuchsaufbau PIV

Die Kamera ist mit einem optischen Filter ausgestattet, der die Wellenlänge des Laserlichts vollständig herausfiltert, um Reflexionen des Laserlichts, die den Kontrast der Partikel auf den erzeugten Bildern reduzieren können, zu vermeiden. Auf den Bildern wird in erster Linie das von den fluoreszierenden Partikeln emittierte Licht erfasst. Die Ausdehnung des belichteten Ölvolumens in axialer Richtung wird durch die Tiefe der Nuten der Lamellenkupplung bestimmt und beträgt im vorliegenden Fall

maximal 1 mm und bewegt sich somit im Bereich der Dicke realer Lichtschnitte. In diesem Zusammenhang wird demnach von einer zweidimensionalen Strömung ausgegangen.

Im Rahmen der Untersuchung soll die Geschwindigkeit des Fluids relativ zu den sich drehenden Lamellen ermittelt werden. Durch die Rotation der Lamellen im Betrieb erfährt die beobachtete Fläche einen Winkelversatz. Durch die Drehung der Lamellen bei relativ hohen Drehzahlen kann die Umfangsgeschwindigkeit die Relativgeschwindigkeit der Partikel deutlich übersteigen. Im Rahmen der Auswertung der Bilder wird die Umfangsgeschwindigkeit herausgerechnet. Bild 69 zeigt die berechnete Strömungsgeschwindigkeit für ein Lamellenkupplungssystem mit radialer Nutung. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit liegt im Bereich zwischen ca. 0,2 und 1,5 m/s. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min ergibt sich eine mittlere Umfangsgeschwindigkeit von 4,89 m/s.

Unter der Annahme, dass sich maximal $\frac{1}{4}$ der in einem Kleinfenster mit 32×32 Pixeln befindlichen Partikel aus dem Kleinfenster bewegen sollen, muss die maximale Partikelbewegung auf 8 Pixel begrenzt werden. Aus diesem Grund ist eine Verschiebung von maximal 8 Pixeln anzustreben.

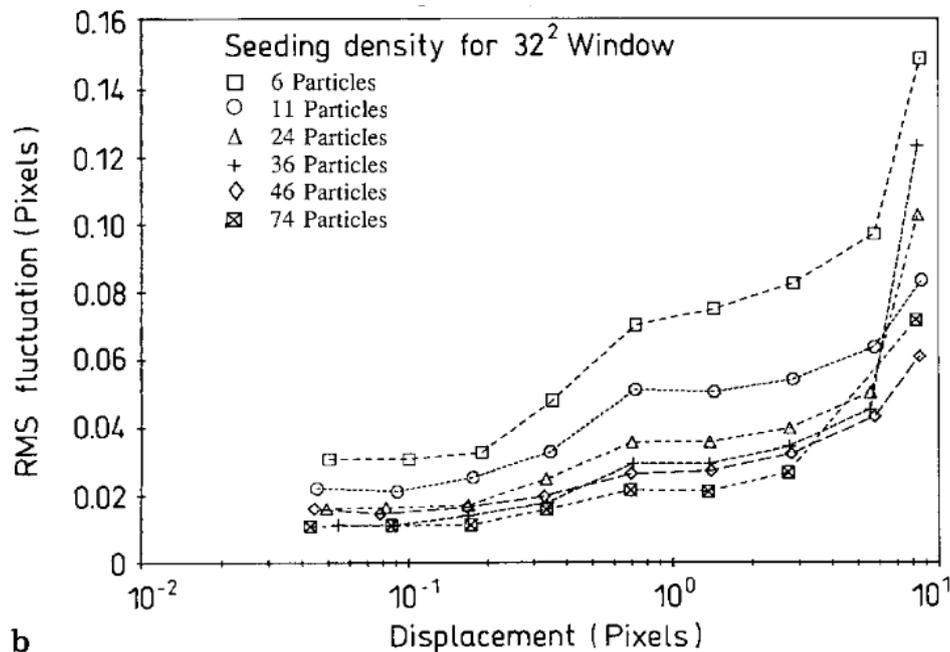


Bild 63: Messfehler für Partikelbilddurchmesser von 2 - 3 μm^{210}

Bei einem Partikelbilddurchmesser von 2 bis 3 Pixeln und einer Partikelbilddichte zwischen 20 und 30 beträgt nach WILLERT²¹⁰ (Bild 63) bei einem Kleinfenster von

²¹⁰ Willert 1991

32x32 Pixeln die Messunsicherheit maximal ca. 0,11 Pixel. Bei einer Partikelbewegung von beispielsweise 7 Pixeln entsteht ein Messfehler von unter 2%.

6.2.3 Ergebnisse

Die gezeigten Untersuchungen werden mit Belaglamellen mit identischen Abmessungen bezüglich Innen- und Außendurchmesser durchgeführt. Die Nutung von radial- und waffelgenuteten Lamellen unterscheidet sich sowohl in Bezug auf den Nutanteil als auch die Nuttiefe. Es muss davon ausgegangen werden, dass diese geometrischen Merkmale einen erheblichen Einfluss auf die Strömungsverhältnisse haben. Die im Folgenden dargestellten Untersuchungsergebnisse, insbesondere zum Vergleich von Radial- und Waffelnutung, verfolgen das Ziel, charakteristische Unterschiede bezüglich der Strömungsverhältnisse zu erhalten.

Bild 64 zeigt exemplarisch eine Belaglamelle mit radialer Nut. Die Reibbelagoberfläche ist schraffiert dargestellt. Der Nutbereich links ist vollständig mit Öl gefüllt. Die dem Öl zugegebenen fluoreszierenden Partikel sind in Form von hellen Punkten erkennbar. Demgegenüber ist rechts eine nahezu leere Nut erkennbar.

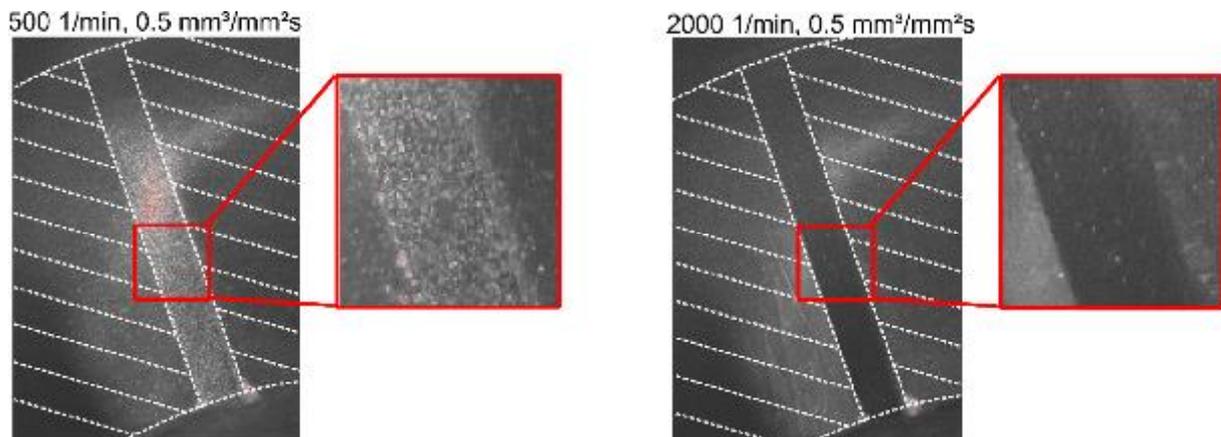


Bild 64: Nutfüllung Radialnut – Nut vollständig gefüllt (links), Nut nahezu leer (rechts)

Die Belaglamelle wird in axialer Richtung gegen eine Scheibe gepresst. Während der Messung rotieren beide Bauteile mit identischer Drehzahl. Das Öl wird mit definiertem Ölvolumenstrom bei einer Zulauftemperatur von ca. 25°C zugeführt.

Es werden die Drehzahl (Bild 65, von links nach rechts zunehmend) und der Ölvolumenstrom (von oben nach unten zunehmend) variiert. Ein zunehmender Ölvolumenstrom führt tendenziell zu einer zunehmenden Nutfüllung (s. Bild 65, von oben nach unten). Dabei ist festzustellen, dass sich die Nut ausgehend von den Nutflanken füllt. Bei vollständig gefüllter Nut muss entsprechend der Kontinuitätsbedingung eine weitere Steigerung des Ölvolumenstroms zu einer

Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit führen (s. Bild 65, links, Drehzahl 500 1/min, Variation Ölvolumenstrom von 0.5 bis 3 mm³/mm²s).

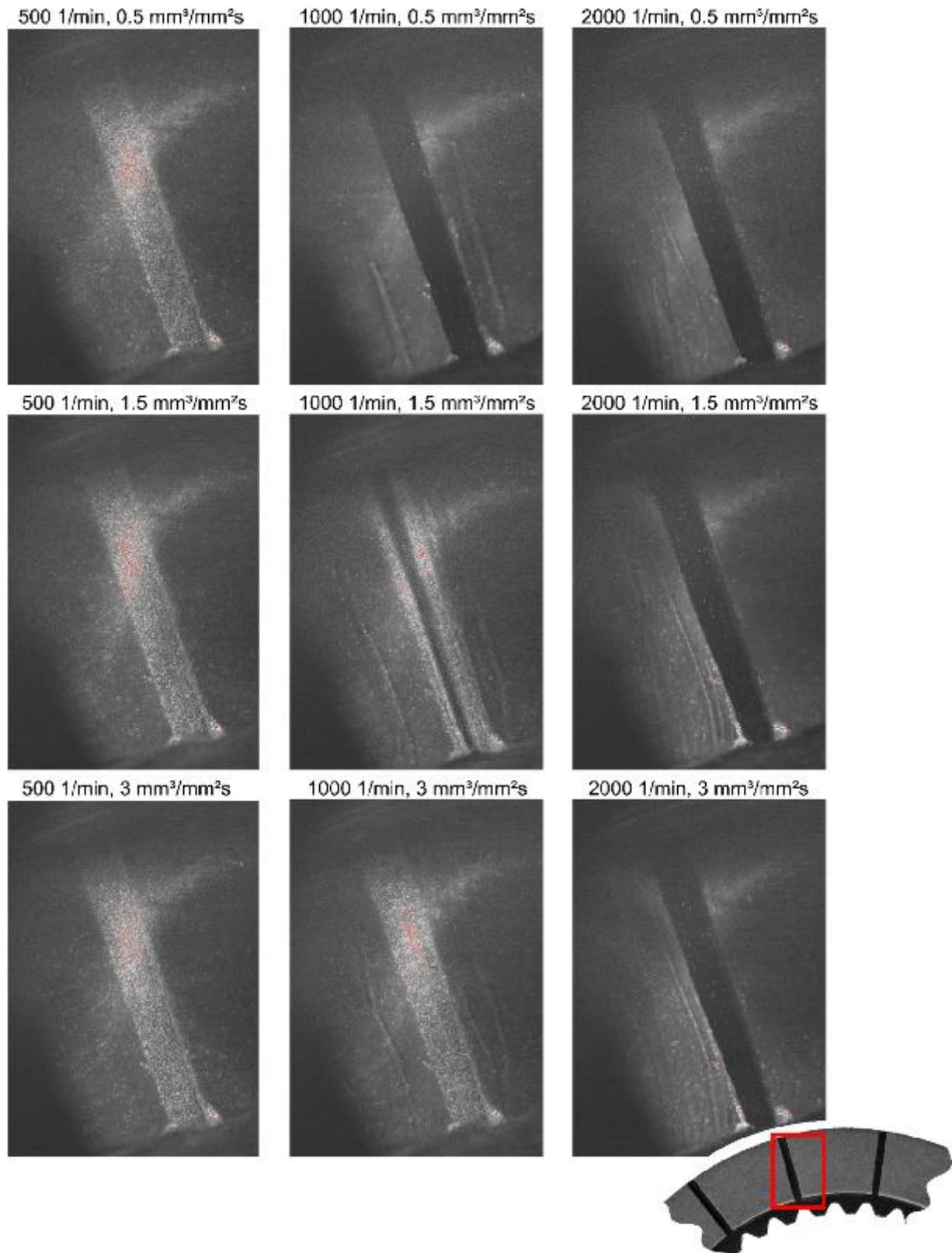


Bild 65: Nutfüllung Radialnut – Variation Drehzahl und Ölvolumenstrom

Es zeigt sich, dass bei konstantem Ölvolumenstrom mit zunehmender Drehzahl (s. Bild 65, von links nach rechts) eine Reduzierung der Nutfüllung eintritt.

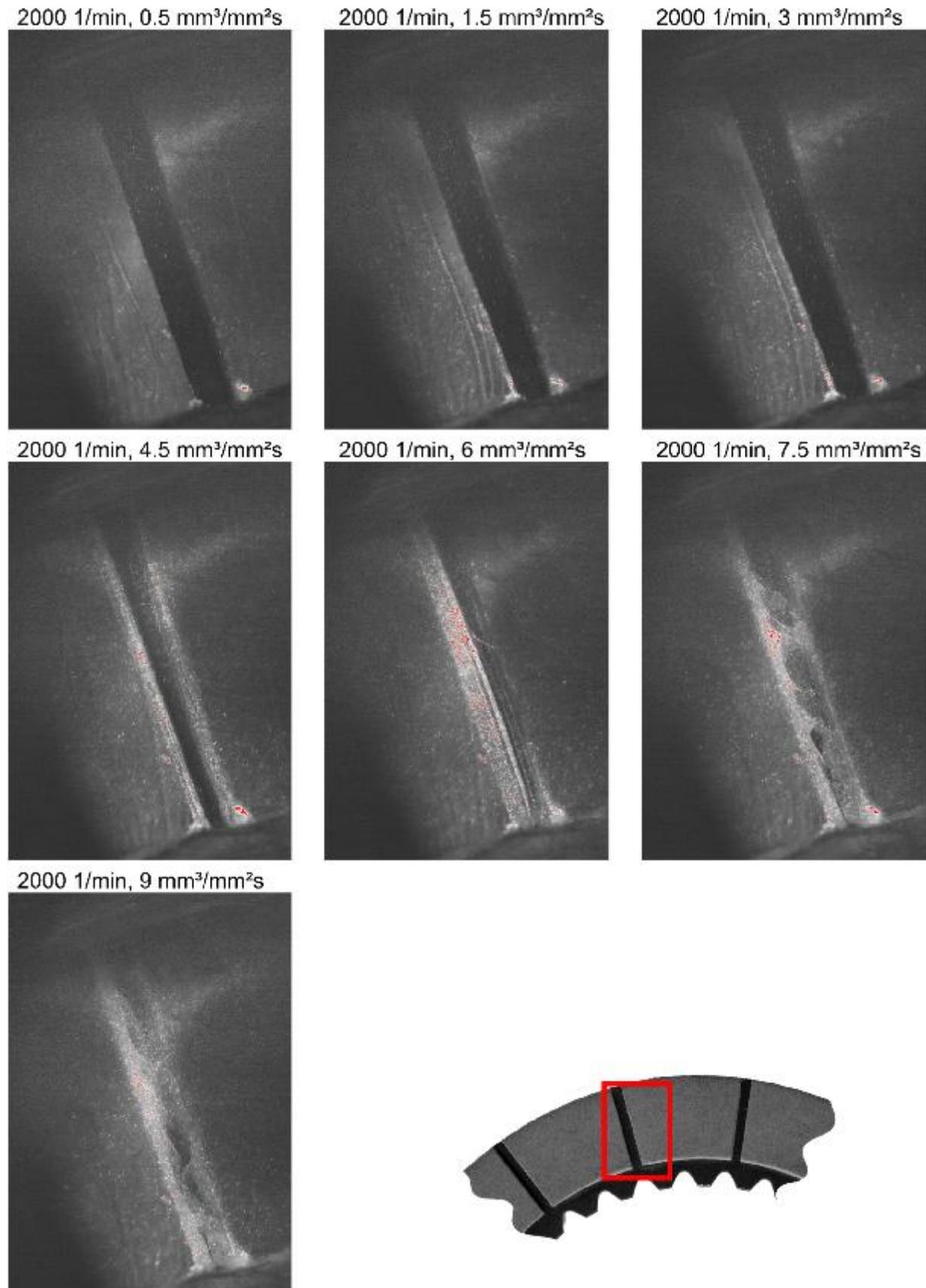


Bild 66: Nutfüllung Radialnut – Variation Ölvolumenstrom

Die Untersuchungen bei einer Drehzahl von 2000 1/min zeigen ebenfalls mit zunehmendem Ölvolumenstrom eine zunehmende Nutfüllung, allerdings wird keine vollständige Füllung der Nut erreicht (s. Bild 66). Vielmehr kommt es zur Ausbildung einer turbulenten Strömung.

Das Lamellenkupplungssystem mit waffelgenuteten Belaglamellen zeigt bezüglich der Nutfüllung qualitativ ein ähnliches Verhalten (s. Bild 67) wie die bereits diskutierte Radialnutung. Hier kommt es ebenfalls mit zunehmender Drehzahl zu einer verringerten Nutfüllung sowie mit zunehmendem Ölvolumenstrom zu einer höheren Nutfüllung.

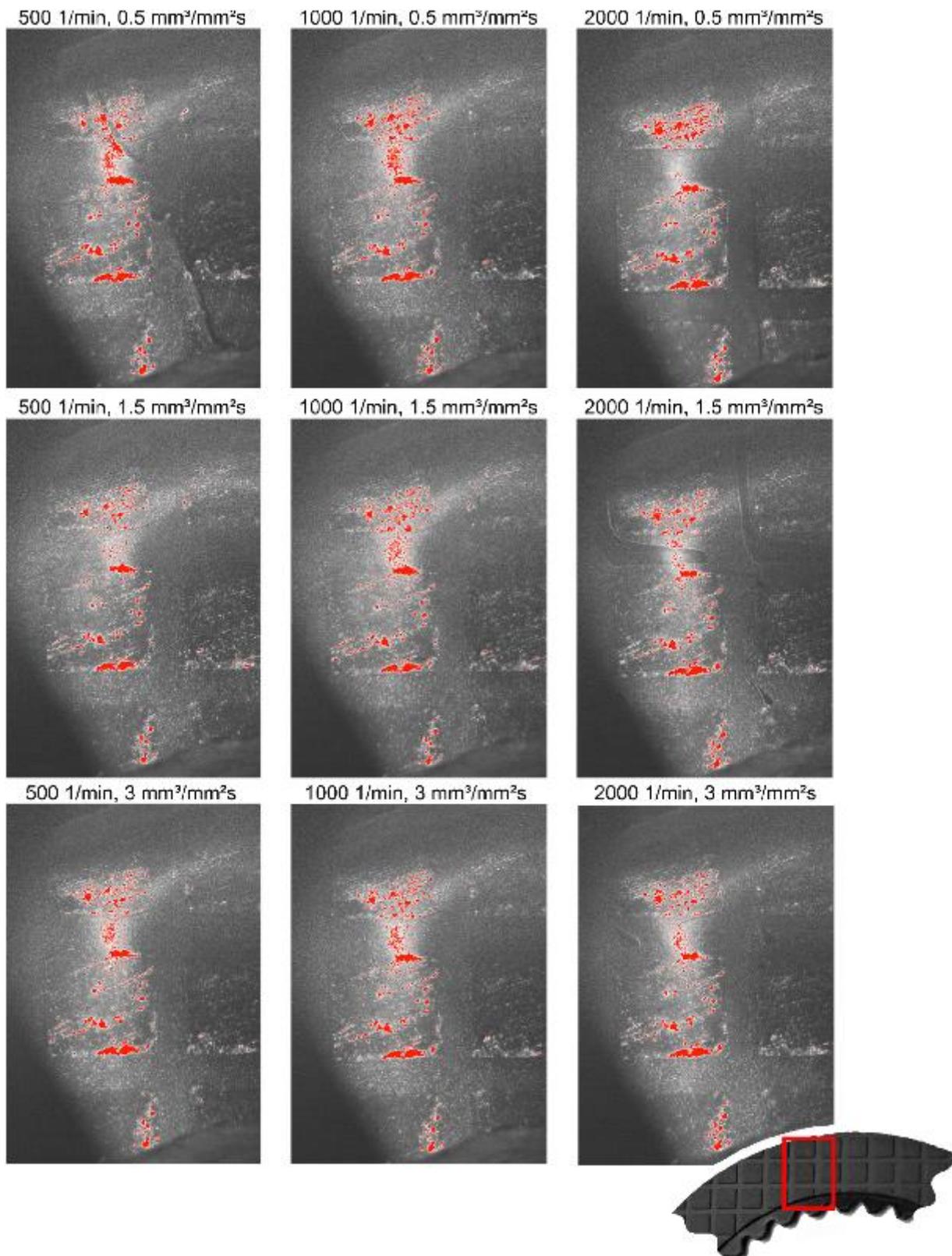


Bild 67: Nutfüllung Waffelnut – Variation Drehzahl und Ölvolumenstrom

Ein wesentlicher Unterschied stellt aber die Tendenz der Waffelnut zu höherer Nutfüllung dar. Dieser Zusammenhang wird exemplarisch in Bild 68 gezeigt. Beide Nutbilder zeigen bei einer Drehzahl von 500 1/min vollständig gefüllte Nuten. Mit zunehmender Drehzahl zeigen sich signifikante Unterschiede. Bei der Radialnut ist

die Nut bereits bei einer Drehzahl von 1000 1/min nur teilweise gefüllt bzw. bei 2000 1/min nahezu vollständig leer. Demgegenüber zeigt die Waffelnut bei 1000 1/min eine vollständig gefüllte Nut und bei 2000 1/min leichte Luftblasen in einzelnen Nutbereichen.

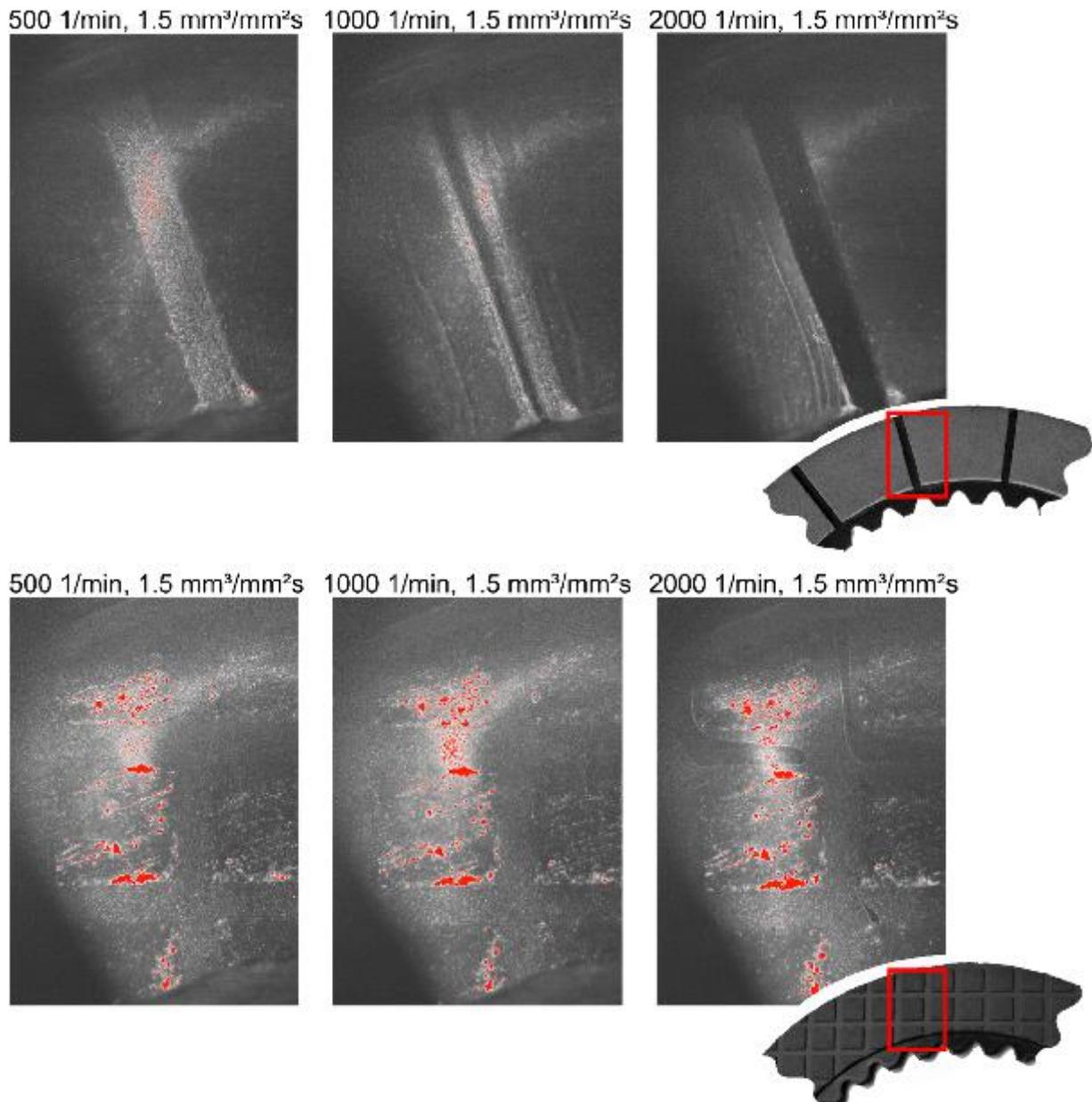


Bild 68: Nutfüllung Vergleich Radial- und Waffelnut

Bild 69 zeigt den Vergleich von Belaglamellen mit Radial- und Waffelnutung. Die experimentelle Bestimmung des Strömungsvektorfeldes wurde mit Hilfe der PIV-Methode durchgeführt. Bei identischer Drehzahl wird der Ölvolumenstrom schrittweise erhöht. Bei den radialgenuteten Lamellen (s. Bild 69, oben) nimmt ausgehend von einer nahezu vollständig leeren Nut (bei 0,5 mm³/mm²s) die Nutfüllung zu. Bei vollständiger Nutfüllung führt eine weitere Ölvolumenstromerhöhung aufgrund der Kontinuitätsbedingung zu einer Zunahme der

Strömungsgeschwindigkeit. Die Belaglamellen mit Waffelnut zeigen demgegenüber bereits bei geringem Ölvolumenstrom eine vollständige Nutfüllung ($0,5 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$). Dabei ist die Strömungsgeschwindigkeit in allen Nuten vergleichbar. Bei zunehmendem Ölvolumenstrom nimmt die Strömungsgeschwindigkeit im Wesentlichen in radialer Richtung zu. Die nahezu tangential verlaufenden Nuten zeigen relativ geringe Änderungen der Strömungsgeschwindigkeit.

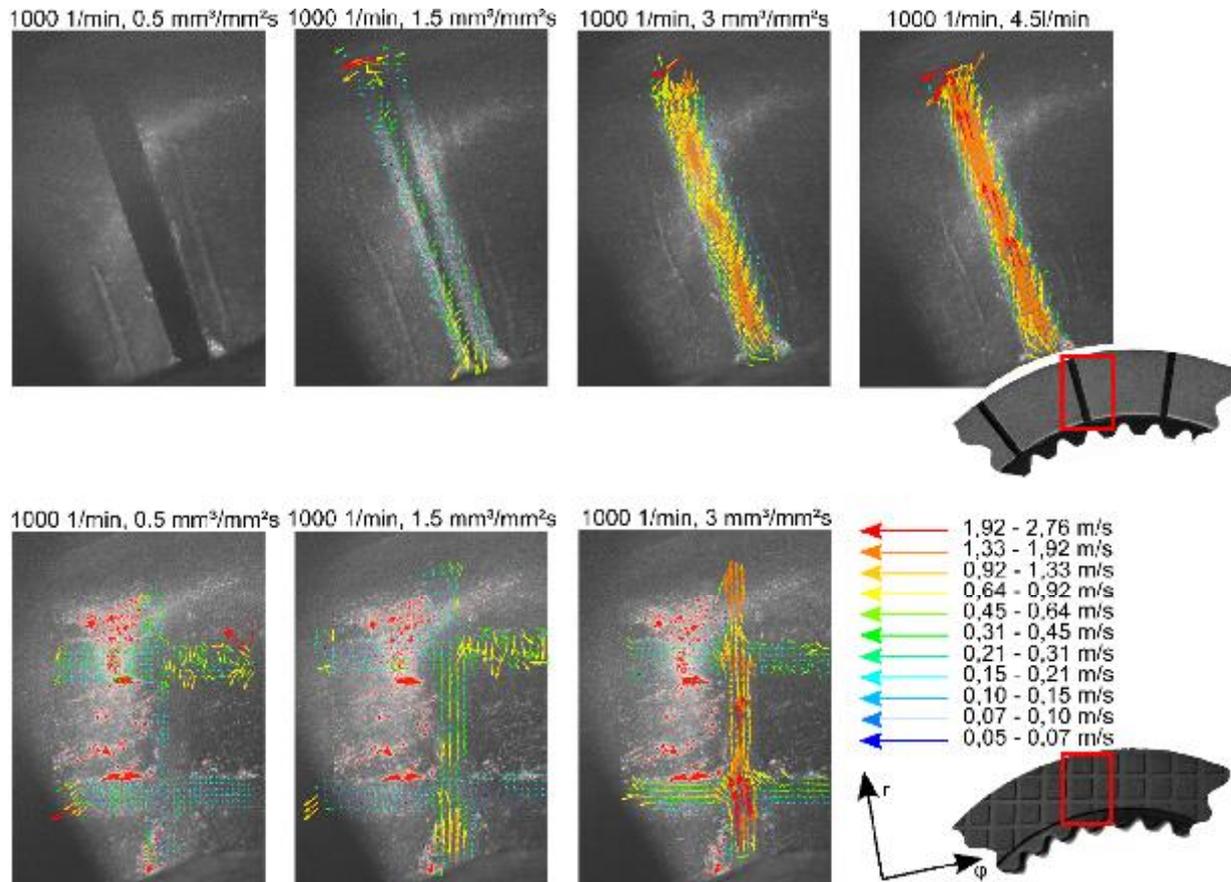


Bild 69: Strömungsgeschwindigkeit – Vergleich Radial- und Waffelnut

Bild 70 zeigt die Gegenüberstellung von Radial- und Waffelnut bei Variation der Drehzahl von 500 über 1000 auf 2000 1/min bei einem spezifischen Ölvolumenstrom von $3 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$. Die Belaglamellen mit Radialnut zeigen bei vollständiger Nutfüllung (500 und 1000 1/min) vergleichbare Strömungsgeschwindigkeiten. Bei weiterer Drehzahlzunahme auf 2000 1/min liegt eine nahezu leere Nut vor, die eine Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit stark erschwert. Die Belaglamellen mit Waffelnut zeigen bei den untersuchten Drehzahlen stets vollständig gefüllte Nuten. Die Strömungsgeschwindigkeit in den radial ausgerichteten Nutbereichen nimmt mit zunehmender Drehzahl zu, so dass ähnliche maximale Strömungsgeschwindigkeiten wie bei den radialgenuteten Belaglamellen erreicht werden. Diese Zunahme muss aufgrund der Kontinuitätsbedingung bei konstantem Ölvolumenstrom zu einer Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit in den tangential ausgerichteten Nuten führen. Diese lässt sich basierend auf den

dargestellten Messungen nicht eindeutig bestätigten, da nur sehr geringe Geschwindigkeitsänderungen erkennbar sind.

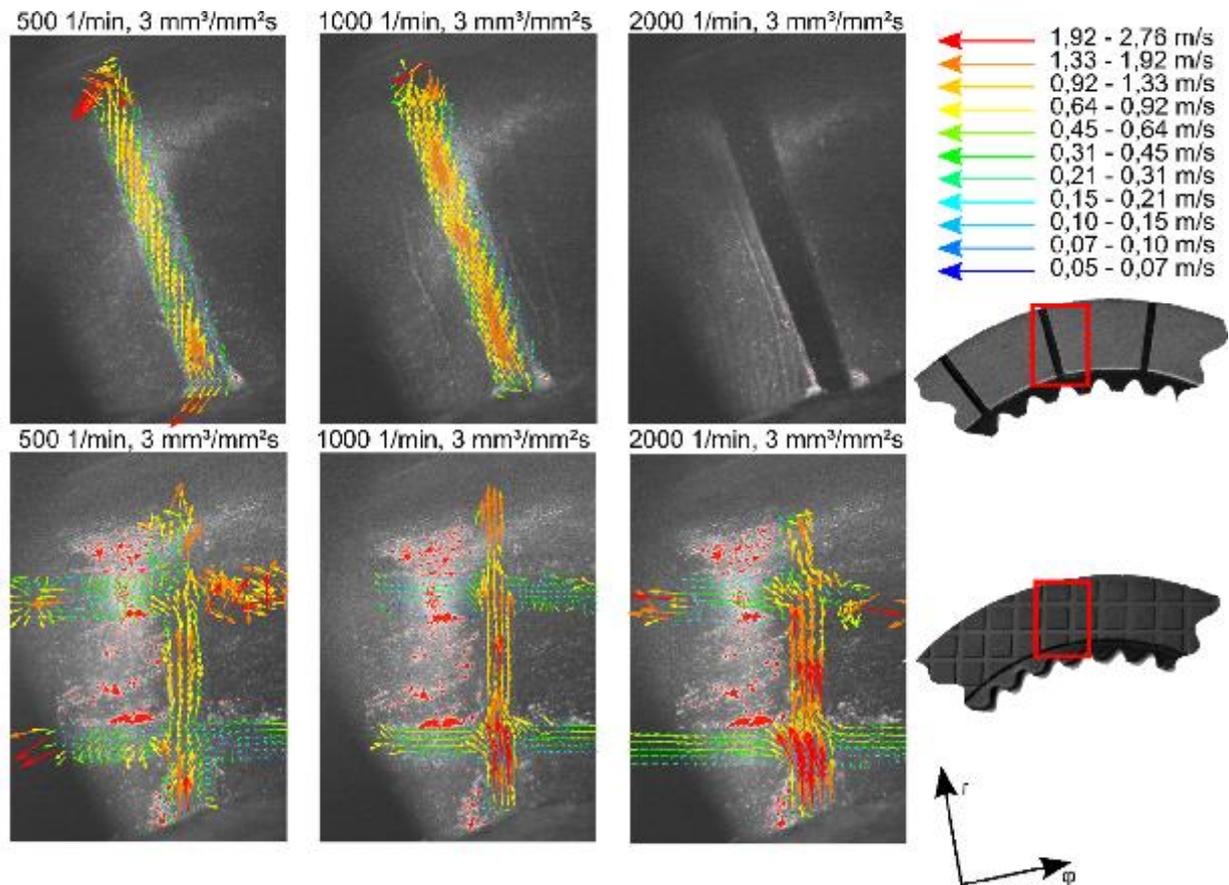


Bild 70: Strömungsgeschwindigkeit – Vergleich Radial- und Waffelnut

An dieser Stelle müssen zwei mögliche Ursachen für die unterschiedlichen Messergebnisse diskutiert werden. Zum einen ist das Nutvolumen der waffelgenuteten Belaglamellen deutlich kleiner als bei den Belaglamellen mit Radialnut. Daraus resultiert eine Tendenz zu höherer Nutfüllung. Andererseits spielt die Nuttiefe eine Rolle in Bezug auf den Strömungswiderstand. Die tiefe Nut der verwendeten radialgenuteten Belaglamellen führt zu einer Reduzierung der Drosselwirkung verbunden mit einer Tendenz zu reduzierter Nutfüllung.

6.2.4 Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen

Basierend auf den durchgeführten Strömungsuntersuchungen können folgende Aussagen getroffen werden:

Radial- und Waffelnutung:

- mit höherer Drehzahl und je geringer der Ölvolumenstrom desto größer die Tendenz zu teilgefüllten Nuten

Radialnutung:

- bei teilgefüllter Nut kommt es mit zunehmendem Ölvolumenstrom zu einer Zunahme der Nutfüllung. Bei vollständig gefüllter Nut führt eine weitere Ölvolumenstromzunahme zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit.

Waffelnutung:

- eine Zunahme des Ölvolumenstroms führt im Wesentlichen zu einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit in den radial ausgerichteten Nutbereichen, während die Strömungsgeschwindigkeit in den tangential ausgerichteten Nutbereichen sehr viel weniger beeinflusst wird.
- die tangential ausgerichteten Nutbereiche sind stets nahezu vollständig mit Öl gefüllt und weisen sehr geringe Strömungsgeschwindigkeiten auf.
- eine Zunahme der Drehzahl führt zu einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit der radialen Nutbereiche bei ebenfalls sehr geringer Veränderung (Abnahme) der Strömungsgeschwindigkeit in den tangentialen Nutbereichen

Die radial ausgerichteten Nutbereiche von waffelgenuteten Belaglamellen zeigen eine starke Abhängigkeit der Nutfüllung von der Strömungsgeschwindigkeit und verhalten sich sehr ähnlich wie radialgenutete Belaglamellen. Es muss davon ausgegangen werden, dass hier ähnliche Strömungsverhältnisse und auch Mechanismen bezüglich der konvektiven Wärmeübertragung wirksam sind. Im Gegensatz zu radialgenuteten Belaglamellen weisen Lamellen mit Waffelnut auch einen erheblichen Anteil an nahezu tangential ausgerichteten Nuten auf. Diese Nuten weisen eine tendenziell höhere Nutfüllung auf und deren Strömungsverhältnisse sind nur sehr wenig von den Betriebsparametern abhängig. Basierend auf den in Kapitel 6.1 gezeigten theoretischen Untersuchungen muss davon ausgegangen werden, dass insbesondere die tangentialen Nutbereiche mit geringer Strömungsgeschwindigkeit und nahezu vollständiger Nutfüllung zu einer Maximierung der Wärmeübertragung beitragen.

6.2.5 Diskussion experimentelle Strömungsuntersuchungen

Im Rahmen der in Kapitel 5.5 gezeigten experimentellen Untersuchungen nasslaufender Lamellenkupplungen konnte die Temperatur als wesentlicher Einfluss auf die Leistungsfähigkeit identifiziert werden. Die Untersuchung bei Variation der Drehzahl bei konstantem Ölvolumenstrom zeigt mit Zunahme der Drehzahl auch eine Zunahme der Temperatur des Lamellenkupplungssystems bei gleichzeitig abnehmender ertragbarer Reibleistung. Daraus kann geschlossen werden, dass die Wärmeübertragung mit zunehmender Drehzahl reduziert wird. Die reduzierte Wärmeübertragung ist ursächlich für die reduzierte Leistungsfähigkeit des Lamellenkupplungssystems mit zunehmender Drehzahl.

Im Vergleich dazu zeigen die Strömungsuntersuchungen mit zunehmender Drehzahl eine zunehmende Strömungsgeschwindigkeit insbesondere im Bereich radial ausgerichteter Nuten. Bei hohen Drehzahlen kommt es infolge der Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit auch zu teilgefüllten Nuten. Diese Entwicklung scheint für die Wärmeübertragung und damit der Leistungsfähigkeit des Lamellenkupplungssystems abträglich zu sein. Eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit und die damit zusammenhängende Steigerung der Reynolds-Zahl wird durch die reduzierte Verweildauer des Öls und der damit zusammenhängenden reduzierten mit Öl benetzten Fläche im Reibkontakt überkompensiert.

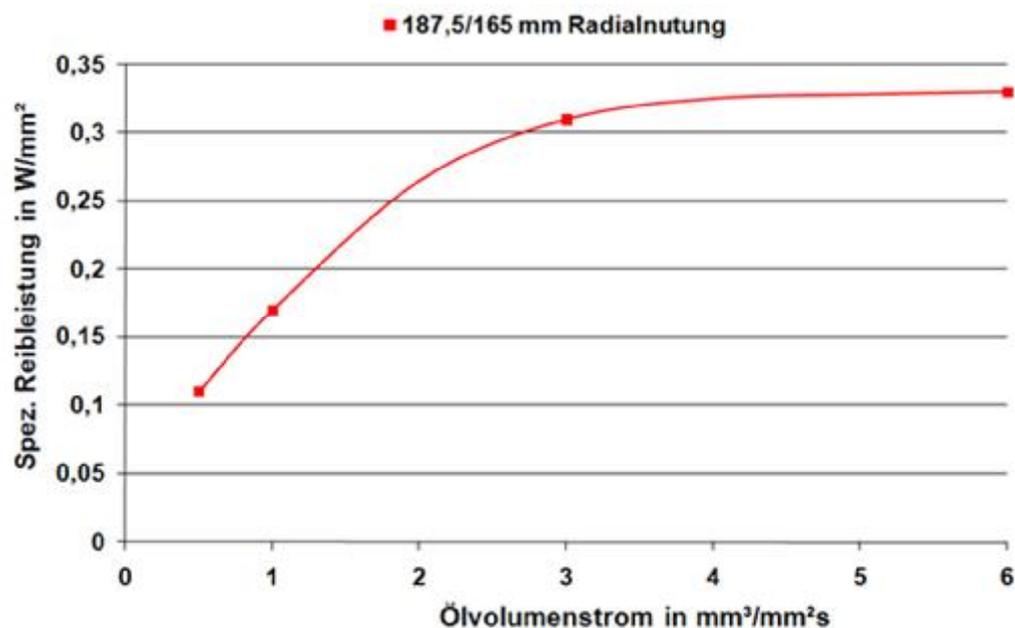


Bild 71: Spezifische Reibleistung über spezifischem Ölvolumenstrom²¹¹

²¹¹ Albers / Bernhardt 2009

Diese Aussage wird durch systemtribologische Untersuchungen (Bild 71) an Lamellenkupplungen mit Radialnutung weiter gestützt. Die Untersuchungen mit radialgenuteten Belaglamellen zeigen mit zunehmendem Ölvolumenstrom zunächst eine deutlich zunehmende Wärmeübertragung mit entsprechend zunehmender Reibleistungsgrenze. Bei hohem Ölvolumenstrom kann die Wärmeübertragung durch eine weitere Steigerung des Ölvolumenstroms und damit zusammenhängend einer weiteren Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit des Öls und der Reynoldszahl nur wenig gesteigert werden.

Es kann festgehalten werden, dass die Verweildauer des Öls im Reibkontakt und die mit Öl benetzte Fläche die dominierenden Einflüsse bezüglich der Wärmeübertragung darstellen.

Diese Aussage wird sowohl durch analytische Berechnungen der Wärmeübertragung (Kapitel 6.1) und experimentelle Strömungsuntersuchungen (Kapitel 6.2) als auch durch systemtribologische Untersuchungen (Kapitel 5.5) gestützt.

7 Systementwicklung

Bei tribotechnischen Systemen steht die Leistungsdichte des Systems im Zusammenhang mit mikroskopischen Reibprozessen (vgl. Kapitel 5). Zur Beschreibung dieser Zusammenhänge werden physische und rechnerbasierte Modelle im Rahmen einer skalenübergreifenden Betrachtung (analog zu Bild 72) gebildet. Die Modelle verknüpfen somit makroskopische Größen, wie die Geometrie und die Betriebsparameter, des Lamellenkupplungssystems mit mikroskopischen Reibungsprozessen und bilden damit die Grundlage einer zielgerichteten Entwicklung von Lamellenkupplungssystemen mit hoher Leistungsdichte.

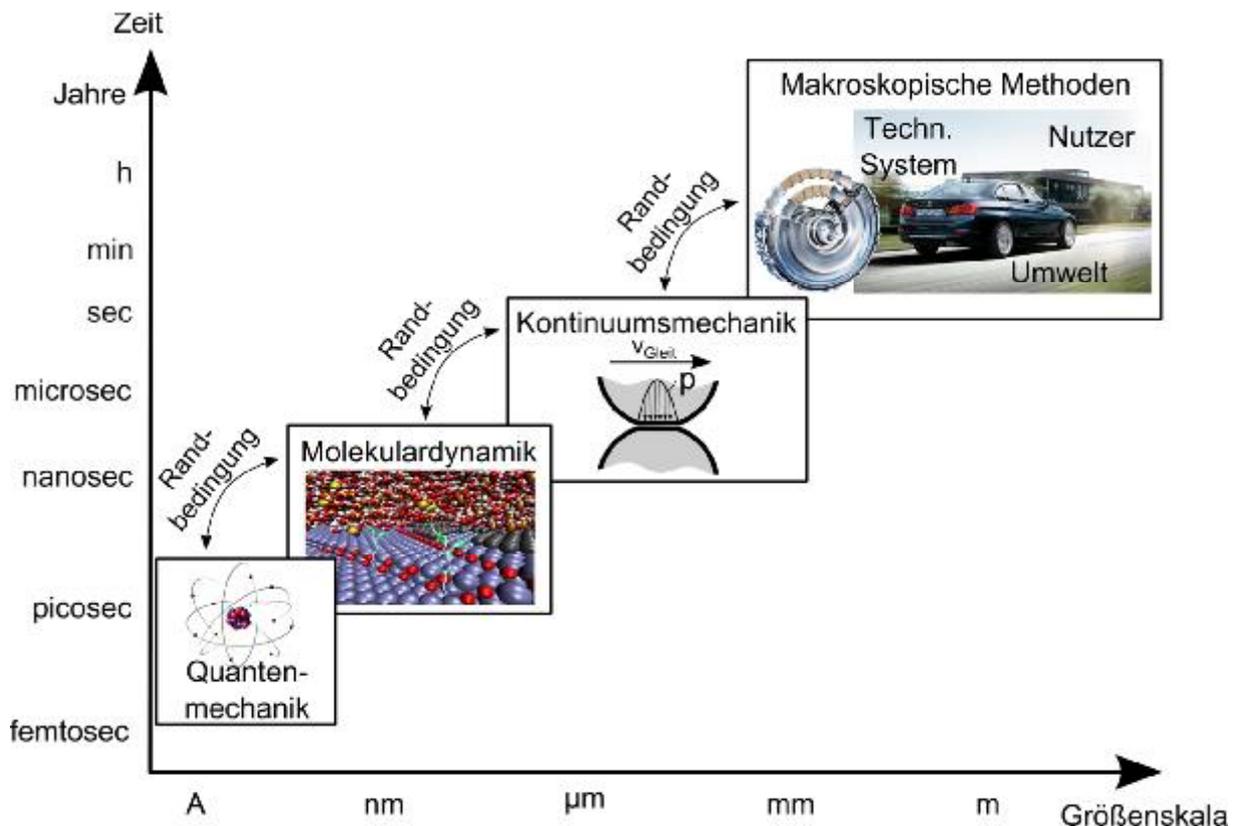


Bild 72: Lamellenkupplung im Gesamtantriebsstrang (in Anlehnung an CHUNG²¹²)

Die in Kapitel 6 diskutierten Analysen zeigen, dass die Öldurchströmung des Kupplungssystems von erheblicher Bedeutung für die Leistungsfähigkeit von nasslaufenden Kupplungssystemen ist. Eine Vergrößerung der Nutfläche in Kombination mit vollständiger Nutfüllung beispielsweise durch eine geeignete Gestaltung des Außenlamellenträgers führt zu einer signifikanten Verbesserung der

²¹² Chung 2011

Wärmeübertragung und damit zu einer Reduzierung der Temperatur des Lamellenkupplungssystems bzw. bietet die Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte.

Eine Vergrößerung des Nutanteils führt bei ähnlicher Reibungszahl und Axialkraft zwangsläufig zur Zunahme der Flächenpressung und der lokalen Belastung im Reibkontakt. Dem Stand der Technik entsprechende organische Reibwerkstoffe bieten diesbezüglich ein eingeschränktes Potenzial aufgrund der limitierten mechanischen Beanspruchbarkeit. Hieraus resultiert ein Bedarf für Reibwerkstoffe mit hoher mechanischer Beanspruchbarkeit, die in Kombination mit einem metallischen Reibpartner und einem Öl als Zwischenmedium geeignete tribologische Eigenschaften im Hinblick auf Reibungszahl, Reibungszahlverlauf und Verschleiß aufweisen. ZUM GAHR²¹³ zeigt im Rahmen von experimentellen Untersuchungen das erhebliche Potenzial ingenieurkeramischer Werkstoffe für tribologische Anwendungen unter hoher mechanischer und thermischer Beanspruchung. Aufgrund dieses Potenzials werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit ingenieurkeramische Werkstoffe als Alternative untersucht.

Die sich stark unterscheidenden Eigenschaften von keramischen und metallischen Werkstoffen müssen bei der Konstruktion besonders berücksichtigt werden. Insbesondere die Integration der keramischen Komponenten in die meist aus Stahlwerkstoffen bestehende Umgebungskonstruktion ist als besondere Herausforderung anzusehen^{214,215}. Deshalb soll am Beispiel des Lamellenkupplungsdemonstrators näher auf die Integration eingegangen werden.

Die neu entwickelte Möglichkeit zur Integration basiert auf einem kombinierten Form- und Kraftschluss²¹⁶.

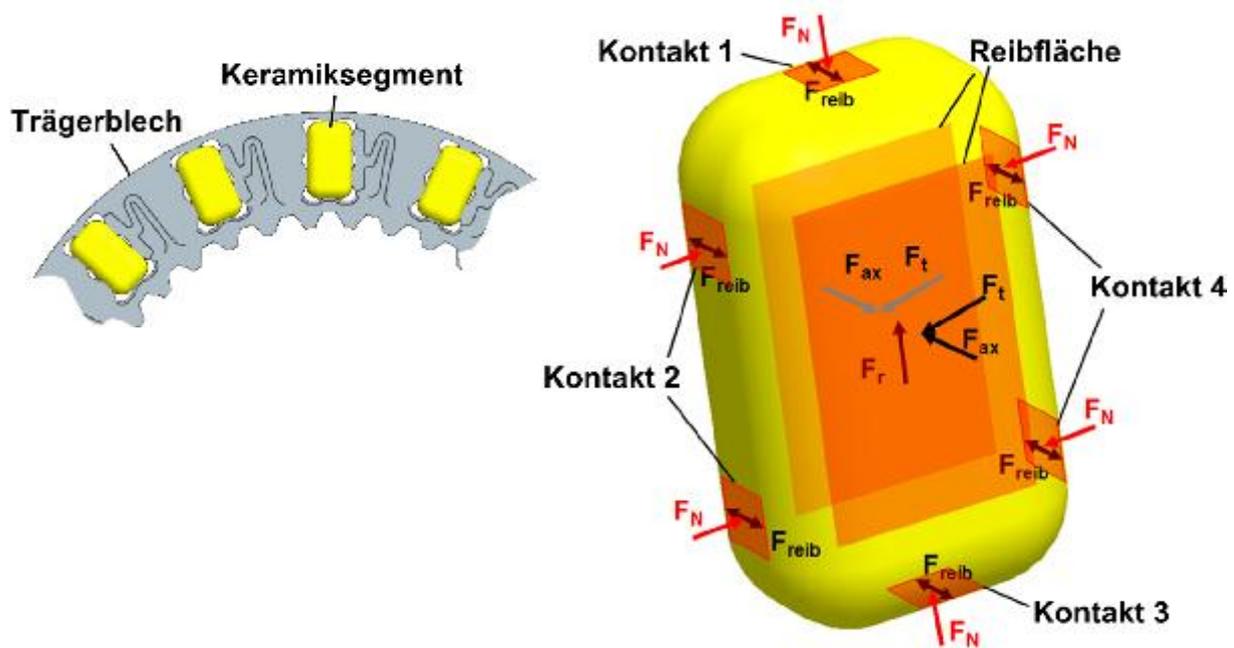
In Bild 73 ist ein keramisches Segment dargestellt, das in der Lamellenkupplung als Reibelement dient. Im Betrieb erfolgt eine Verpressung des Lamellenpakets in axialer Richtung. Somit wirkt auf den beiden Reibflächen die Axialkraft (F_{ax}). Diese ermöglicht die Übertragung einer Reibkraft, die im vorliegenden Fall einer Lamellenkupplung in tangentialer Richtung verläuft und als F_t bezeichnet wird. Aus der Rotation des Lamellenkupplungssystems resultiert eine von der Masse des Segments abhängige Zentrifugalkraft, die als F_r bezeichnet wird. Neben der Übertragung der auftretenden Kräfte über entsprechende Kontaktbereiche muss die adäquate Positionierung der Segmente sichergestellt werden.

²¹³ Zum Gahr 1989

²¹⁴ Mitariu-Faller 2009

²¹⁵ Schmalenbach 2013

²¹⁶ Albers / Bernhardt 2007

Bild 73: Keramiksegment²¹⁷

Die im Betrieb auftretenden Kräfte werden ausschließlich über die Kontakte 1 bis 4 formschlüssig übertragen. Die Fixierung der Segmente in tangentialer und radialer Richtung erfolgt über Kontakt 1 und Kontakt 2 und durch die Erzeugung einer Normalkraft in Kontakt 3 und Kontakt 4. Durch die Einleitung der Normalkräfte F_N über Kontakt 1 bis Kontakt 4 kann eine Reibkraft F_{reib} in axialer Richtung übertragen werden, die eine kraftschlüssige axiale Fixierung des Segments ermöglicht.

Die eingesetzten keramischen Werkstoffe und in der Regel verwendete Stahlwerkstoffe weisen stark unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten auf. Die unterschiedliche Wärmedehnung von keramischen und metallischen Komponenten kann in einem hybriden Verbund zu thermisch induzierten Spannungen führen. Aus diesem Grund muss das Auftreten von thermisch induzierten Spannungen vermieden und trotzdem die Übertragung der während des Betriebs auftretenden Kräfte sichergestellt werden. Eine Option ist die Vermeidung einer Dehnungsbehinderung, resultierend aus der Wechselwirkung keramischer und metallischer Komponenten im hybriden Verbund. Bild 74, links zeigt eine entsprechende Ausführung der Lamellenkupplung. Die Belaglamelle ist als Ausschnitt (rechts) dargestellt. Die Darstellung der Belaglamelle zeigt deutlich durch Ausbuchtungen, die Bereiche, die mit den keramischen Segmenten die in Bild 74

²¹⁷ Albers / Bernhardt 2007

aufgeführten Kontakte bilden. Dabei unterscheiden sich die angrenzenden Strukturen.

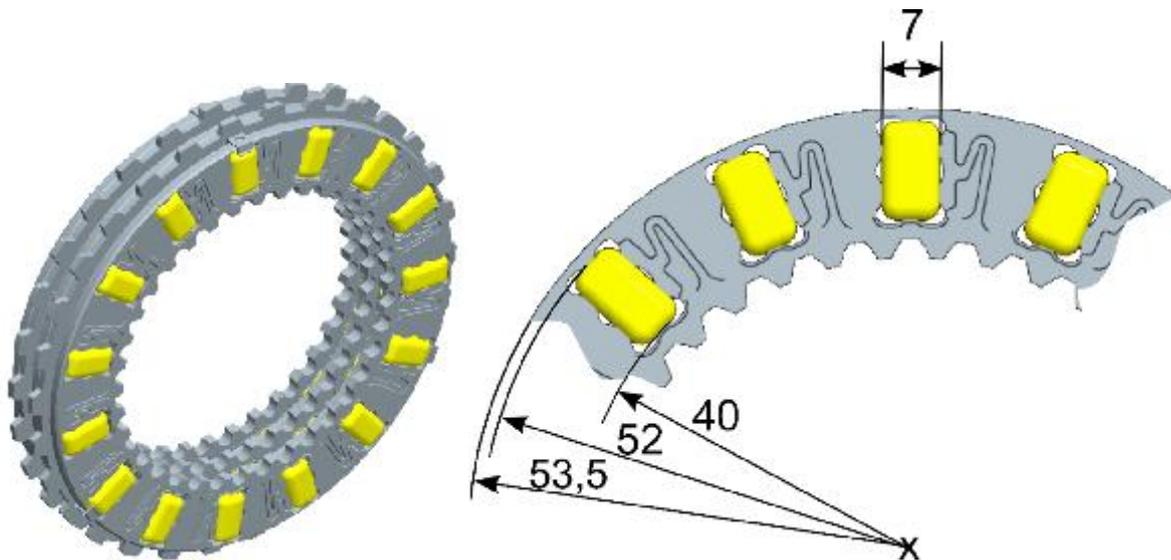


Bild 74: Lamellenkupplungsdemonstrator²¹⁸

Es sind Bereiche, mit gezielt eingebrachter Elastizität vorhanden. Diese ermöglicht die Erzeugung einer nahezu konstanten Vorspannung im Bereich der Kontakte zwischen keramischen Segmenten und der umgebenden Stahlstruktur zur axialen Fixierung der Segmente. Weiterhin kann so ein Ausgleich von Wärmeausdehnung und Fertigungstoleranzen erreicht werden. Aus diesem Grund ist es möglich, die keramischen Segmente ohne Hartbearbeitung einzusetzen und somit eine deutliche Reduzierung der Herstellungskosten zu erzielen. Jeweils drei Segmente am Umfang werden formschlüssig axial fixiert. Die kraftschlüssige axiale Fixierung ermöglicht eine einfache Montage der Teile und erlaubt bei der Inbetriebnahme des Lamellenkupplungssystems eine selbsttätige Ausrichtung der in einer Belaglamelle verbauten Segmente.

²¹⁸ Albers / Bernhardt 2007

8 Numerische Strömungsuntersuchung

Basierend auf den durchgeführten experimentellen Untersuchungen und analytischen Berechnungen muss eine große Nutfläche bei möglichst vollständiger Nutfüllung der Wärmeübertragung zuträglich sein. Diese Erkenntnis kann in der Produktentwicklung zur Synthese von Kupplungssystemen mit gesteigerter Leistungsdichte genutzt werden. Eine auf dieser Erkenntnis basierende Geometrie soll im Rahmen numerischer Strömungsanalysen untersucht werden.

CFD (Computational Fluid Dynamics) bezeichnet eine Methode der numerischen Strömungsmechanik. Diese Methode ermöglicht die rechnerbasierte Lösung strömungsmechanischer Probleme. Dazu wird das Fluidvolumen in der Regel durch sogenannte Finite-Volumen-Elemente diskretisiert. Für das diskretisierte Fluidvolumen werden die Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik (Massenerhaltung, Impulserhaltung in alle Raumrichtungen und Energieerhaltung) in Integralform formuliert und das Gleichungssystem approximativ gelöst²¹⁹.

Im Rahmen der vorgestellten Arbeit wird ANSYS-CFX als Softwarepaket zur rechnergestützten Strömungssimulation eingesetzt. Neben der Strömungsanalyse sollen im Wesentlichen die Mechanismen zur Wärmeübertragung im Kupplungssystem betrachtet werden. Es stehen die makroskopische Strömung und der Wärmehaushalt im Vordergrund. Effekte auf der Skala der Rauigkeit stehen nicht im Fokus der Analyse.

8.1 Geometrie

Die untersuchte Geometrie entspricht dem Lamellenkupplungsdemonstrator mit ingenieurkeramischen Komponenten (LK-Dem). Die Geometrie und insbesondere die Nutzung wurde unter Nutzung der in Kapitel 6.1 gezeigten analytischen Modelle definiert.

Bild 75 zeigt das Kupplungssystem bestehend aus zwei Stahl- und drei Belaglamellen mit den keramischen Reibelementen. Die Nutzung keramischer Reibelemente, deren Integration in das Gesamtsystem etc. werden in Kapitel 7 diskutiert. Die CAD-Geometrie wird im Hinblick auf die CFD-Simulation zunächst vereinfacht. Dabei werden Elemente des Kupplungssystems vereinfacht bzw. entfernt, von denen ein vernachlässigbarer Einfluss auf die Strömung und damit auf das Simulationsergebnis erwartet wird. Es wird die Symmetrie in axialer Richtung

²¹⁹ Lecheler 2011

sowie die Periodizität des Lamellenkupplungssystems in Umfangsrichtung berücksichtigt.

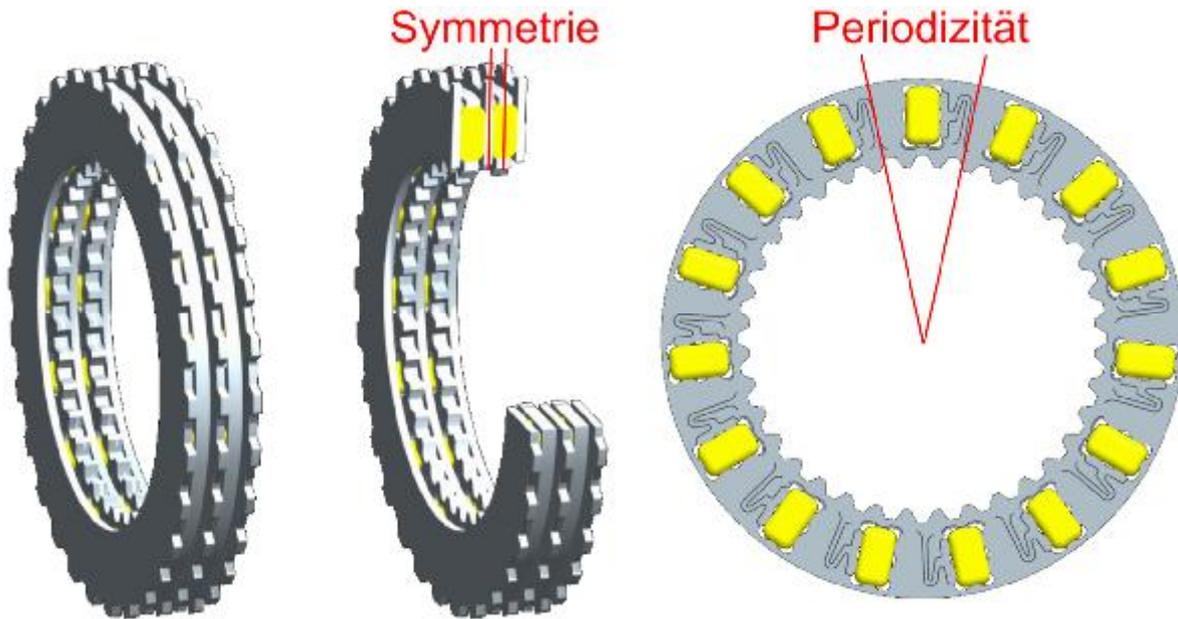


Bild 75: CAD-Geometrie des Lamellenkupplungssystems

Bild 76 zeigt die für die CFD-Simulation abgeleitete Geometrie des Kupplungssystems. Der Friktionskontakt zwischen keramischem Segment und Stahllamelle wird durch einen Ölpalt mit einer Dicke von 10 μm vereinfacht abgebildet. Als Randbedingung für den Ölablauf wird eine Volumenstromrandbedingung angenommen, während am Innenlamellenträger eine Druckrandbedingung angenommen wird. Damit wird ein definierter Ölvolumenstrom, analog zu experimentellen Untersuchungen, durch das Lamellenkupplungssystem geleitet.

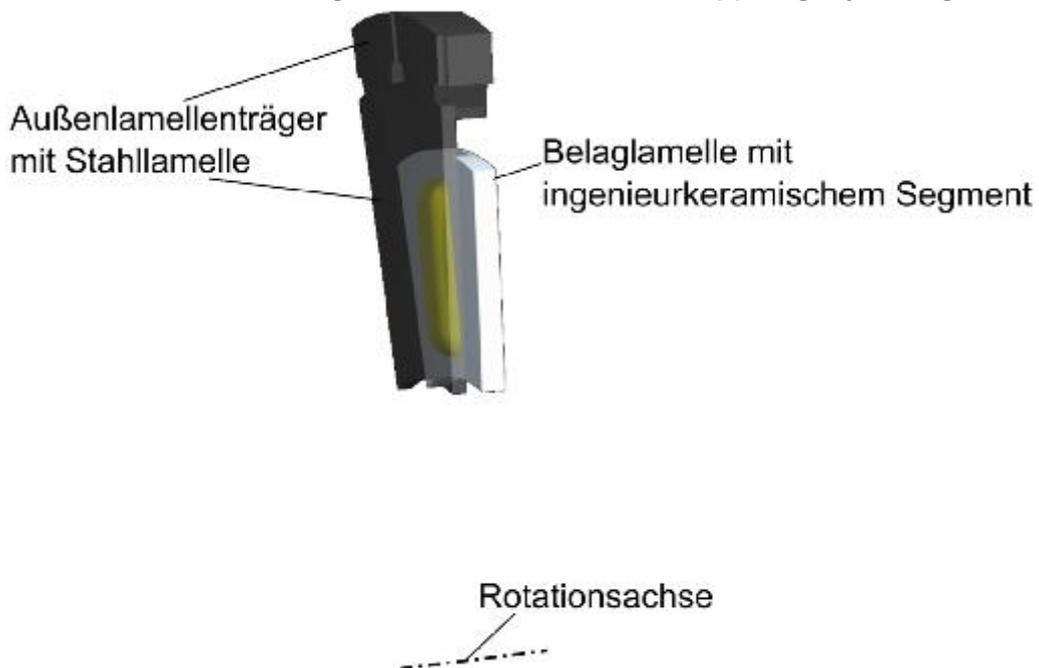


Bild 76: repräsentativer Ausschnitt aus dem Lamellenkupplungssystem für die Verwendung im Rahmen einer numerischen Strömungssimulation

8.2 Vernetzung

Die erzeugten Volumina müssen durch ein Netz angenähert werden. Im Rahmen der vorgestellten Arbeiten werden zwei Netzarten verwendet. Für das Fluidvolumen wird ein blockstrukturiertes Hexaedernetz verwendet. Hiermit lässt sich insbesondere im Bereich des Spaltes eine hohe Netzgüte bei einer relativ geringen Anzahl an Netzelementen erzeugen. Für alle Festkörpervolumina werden unstrukturierte Tetraedernetze verwendet. Diese können leicht automatisiert erzeugt werden und liefern im vorliegenden Fall eine ausreichende Netzqualität. Die Kontaktbereiche von Fluid- und Festkörpervolumina werden durch GGI (General Grid Interface) verbunden. Bei reibungsbehafteten Strömungen wird die Relativgeschwindigkeit des Fluids zur Festkörperfläche zu Null. Dabei bildet sich ein Grenzschichtprofil der Geschwindigkeit aus. Um die aus der Fluidscherung resultierenden Kräfte und die Temperaturgradienten adäquat abbilden zu können wird das Fluidnetz zum Festkörperrand verdichtet. Eine adäquate Vernetzung ist im Hinblick auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse von erheblicher Bedeutung. Deshalb wird zunächst eine Netzeinflussstudie durchgeführt. Als Beurteilungskriterium für eine ausreichende Netzqualität wird die Strömungsgeschwindigkeit herangezogen, da die Strömungsverhältnisse bezüglich der Wärmeübertragung von erheblicher Bedeutung sind.

Tabelle 6 zeigt die fünf untersuchten Netzverfeinerungsstufen sowie die maximale Strömungsgeschwindigkeit. Mit zunehmender Netzfeinheit (Netz 1 bis Netz 5) strebt die maximale Strömungsgeschwindigkeit gegen einen nahezu konstanten Wert von ca. 7,35 m/s. Es hat sich gezeigt, dass Netz 5 sowohl in Bezug auf Genauigkeit als auch Berechnungsdauer eine zufriedenstellende Vernetzung aufweist. Deshalb wird für alle im Folgenden vorgestellten Berechnungsergebnisse das Netz 5 verwendet.

Tabelle 6: Netzeinflussstudie

	Netz 1	Netz 2	Netz 3	Netz 4	Netz 5
Netzelemente im Fluid	860.122	1.036.618	1.499.722	2.145.652	3.665.926
Knoten im Fluid	831.004	1.003.375	1.456.303	2.089.042	3.584.416
Netzelemente gesamt	1.679.933	1.856.389	3.251.883	3.916.798	5.437.072
Knoten gesamt	978.320	1.150.686	1.770.201	2.465.771	3.901.145
Max. Geschwindigkeit in m/s	7,721	7,546	7,389	7,339	7,349

8.3 Vergleich CFD-Simulation mit PIV-Messungen

Am Beispiel des Lamellenkupplungssystems mit ingenieurkeramischen Komponenten werden die Methoden zur experimentellen und rechnergestützten Strömungsuntersuchung verglichen. Dazu wird eine CFD-Berechnung unter identischen Bedingungen wie die korrespondierenden PIV-Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse werden entsprechend Bild 77 verglichen. Dazu wird die Abweichung

der Geschwindigkeitsvektoren in Betrag (Δv) und Richtung ($\Delta \phi$) über ein quadratisches Flächenelement mit einer Kantenlänge von ca. 5 mm zur Bewertung verwendet.

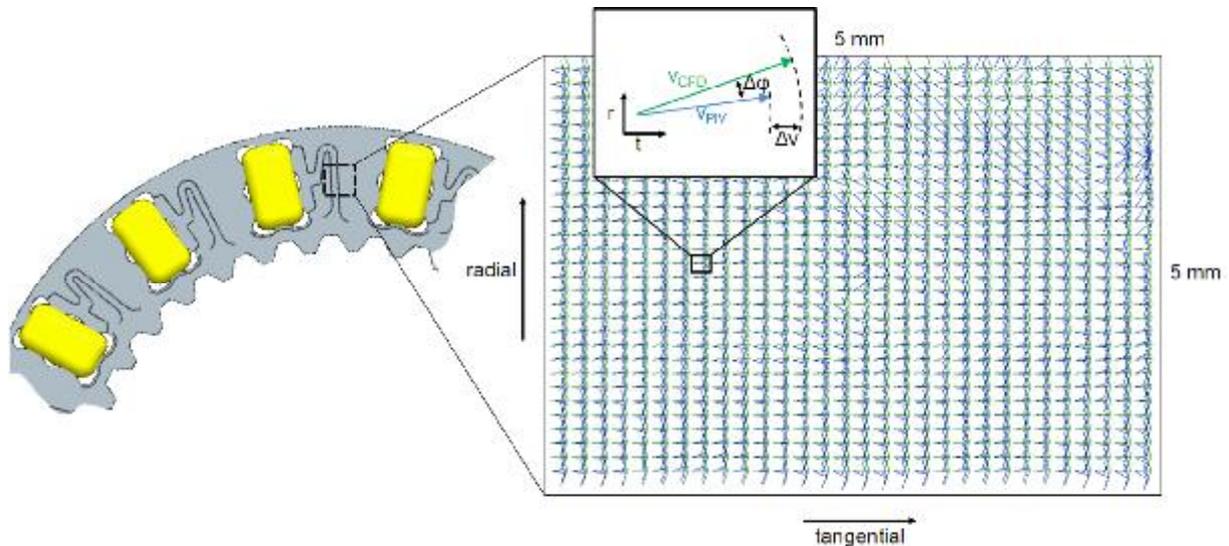


Bild 77: Vergleich PIV-Messung mit CFD-Simulation

Tabelle 7 zeigt die minimale, maximale und mittlere Strömungsgeschwindigkeit und Winkel zur tangentialen Richtung für die gemessenen (PIV-Messung) als auch berechnete Werte (CFD-Berechnung) im Vergleich.

Tabelle 7: Vergleich CFD-Berechnung mit PIV-Messung

	Einheit	PIV-Messung	CFD-Berechnung
Mittlere Geschwindigkeit	m/s	4,66	4,75
Maximale Geschwindigkeit	m/s	5,69	5,02
Minimale Geschwindigkeit	m/s	4,29	4,48
Standardabweichung Geschwindigkeit	m/s	0,1507	
Mittlerer Winkel	°	1,5255	0,3761
Maximaler Winkel	°	0,0042	0,4183
Minimaler Winkel	°	13,8256	0,3108
Standardabweichung Winkel	°	1,7198	

Aus den beiden in Bild 77 dargestellten Geschwindigkeitsvektorfeldern wird die orts aufgelöste Differenz zwischen Messung und Rechnung bestimmt. Daraus wird die ebenfalls in Tabelle 7 dargestellte Standardabweichung berechnet. Die Standardabweichung zwischen Berechnung und Simulation beträgt ca. 0,15 m/s bei einem mittleren Wert von ca. 4,7 m/s. Die Standardabweichung bezüglich des Winkels beträgt ca. 1,7°. Aufgrund der geringen Abweichungen kann von einer guten Übereinstimmung von Berechnung und Messung ausgegangen werden.

8.4 Simulationsergebnisse

Für die folgende Berechnung werden die in Tabelle 8 dargestellten Randbedingungen gewählt.

Tabelle 8: Betriebsparameter CFD-Simulation

	Einheit	CFD-Simulation
Antriebsdrehzahl (Belaglamelle)	1/min	1090
Abtriebsdrehzahl (Stahllamelle)	1/min	136
Ölzulauftemperatur	°C	80
Ölvolumenstrom	l/min	0,25
Spez. Ölvolumenstrom	mm ³ /mm ² s	1
Spez. Reibleistung (bezogen auf Brutto-Reibfläche)	W/mm ²	0,2

Diese Versuchsrandbedingungen korrespondieren bezüglich An- und Abtriebsdrehzahl, sowie dem Ölvolumenstrom und der Ölzulauftemperatur mit dem in Kapitel 5 dargestellten Versuch Nr. 14. Lediglich die spezifische Reibleistung wird mit 0,2 W/mm² im Vergleich zu 0,165 W/mm² in Versuch Nr. 14 höher gewählt. Bild 78 zeigt die in den Darstellungen gewählten Schnittebenen an einem periodischen Ausschnitt der berechneten Lamellenkupplung. Im Einzelnen werden die Oberflächen von Stahl- und Belaglamelle (mit SL und BL bezeichnet), sowie einzelne Schnitte im Ölvolumen parallel zur Stahllamelle in verschiedenen Abständen von der Stahllamellenoberfläche betrachtet. Die Schnittebenen im Ölvolumen werden in einem Abstand von 0,25 mm (Ebene 1), 0,5 mm (mittig im Ölvolumen, Ebene 2) und 0,75 mm (Ebene 3) gewählt. Weiterhin wird eine Schnittebene tangential im Bereich des mittleren Reibradius gewählt, die als Ebene 4 bezeichnet wird.

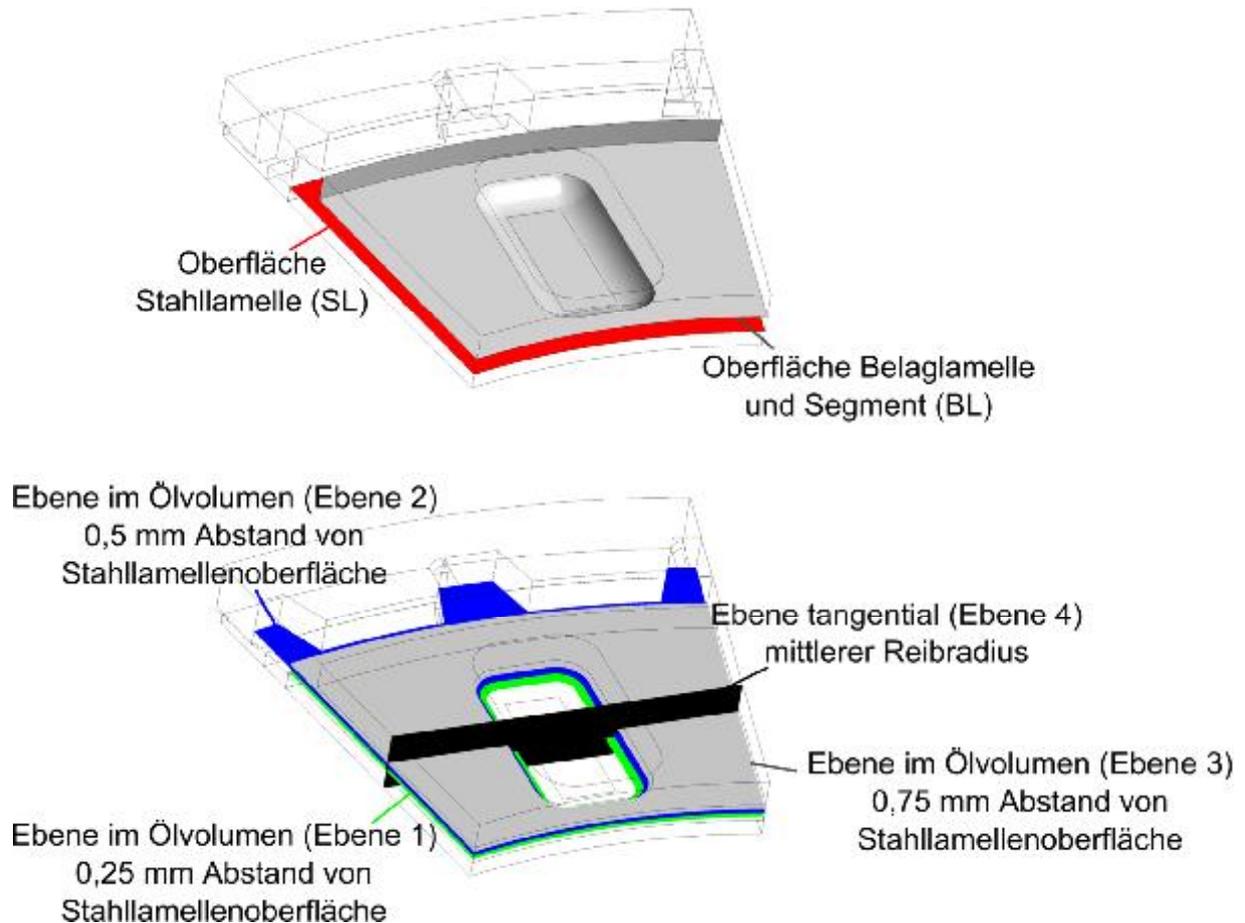


Bild 78: Schnittebenen für die Darstellung der Simulationsergebnisse

Bild 79 zeigt die Stromlinien auf Ebene 2 (mittig im Ölraum). Belag- und Stahllamelle rotieren in mathematisch positiver Richtung um die als z-Achse bezeichnete Rotationsachse, die Belaglamelle mit höherer Drehzahl als die Stahllamelle. Die Strömungsgeschwindigkeit ist relativ zur Belaglamelle dargestellt. Bild 79, rechts zeigt einen Ausschnitt des Strömungsfeldes. Der innere Bereich wird durch den Innenlamellenträger, durch den die Ölzuführung erfolgt, begrenzt. Der äußere Bereich wird durch den Außenlamellenträger mit der Mitnehmerverzahnung der Stahllamellen begrenzt. Im Außenlamellenträger befinden sich Öffnungen für den Ölablauf. Die Belaglamelle rotiert mit deutlich größerer Drehzahl als die Stahllamelle, die daraus resultierende Relativbewegung wird durch die Gleitgeschwindigkeit (v_{gleit}) im Bereich des keramischen Reiblements verdeutlicht. Die höhere Drehzahl der Belaglamelle mit den keramischen Reiblementen führt zu einer Umströmung des Keramiksegments und einem Strömungswirbel im Nachlauf.

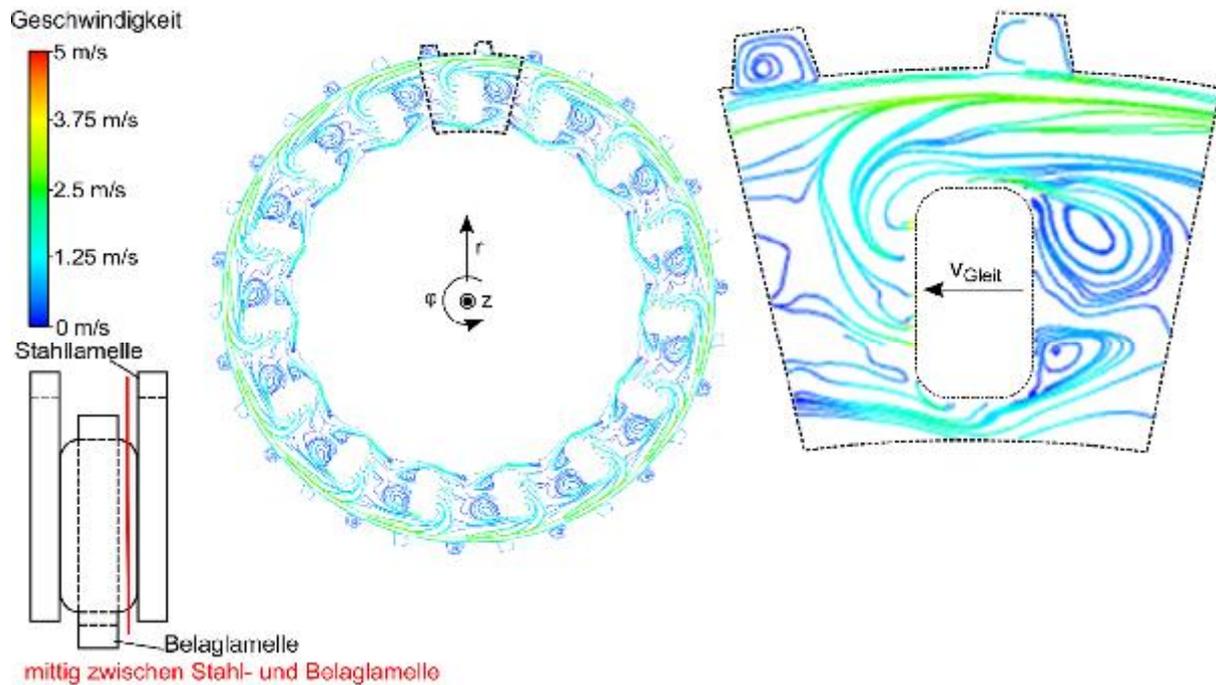


Bild 79: Strömungslinien mittig im Ölvolumen zwischen Belag- und Stahllamelle (Ebene 2)

Bild 80 zeigt die Temperaturverteilung auf den Oberflächen von Stahl- und Belaglamelle (SL und BL entsprechend Bild 78, oben). Die maximale Temperatur von ca. 185 °C entsteht im Kontakt zwischen Stahllamelle und den keramischen Reibelementen. Insbesondere auf der Stahllamellenoberfläche zeigt sich aufgrund der höheren Drehzahl der Belaglamelle in Gleitrichtung ein deutlich größerer Temperaturgradient als im Nachlaufbereich.

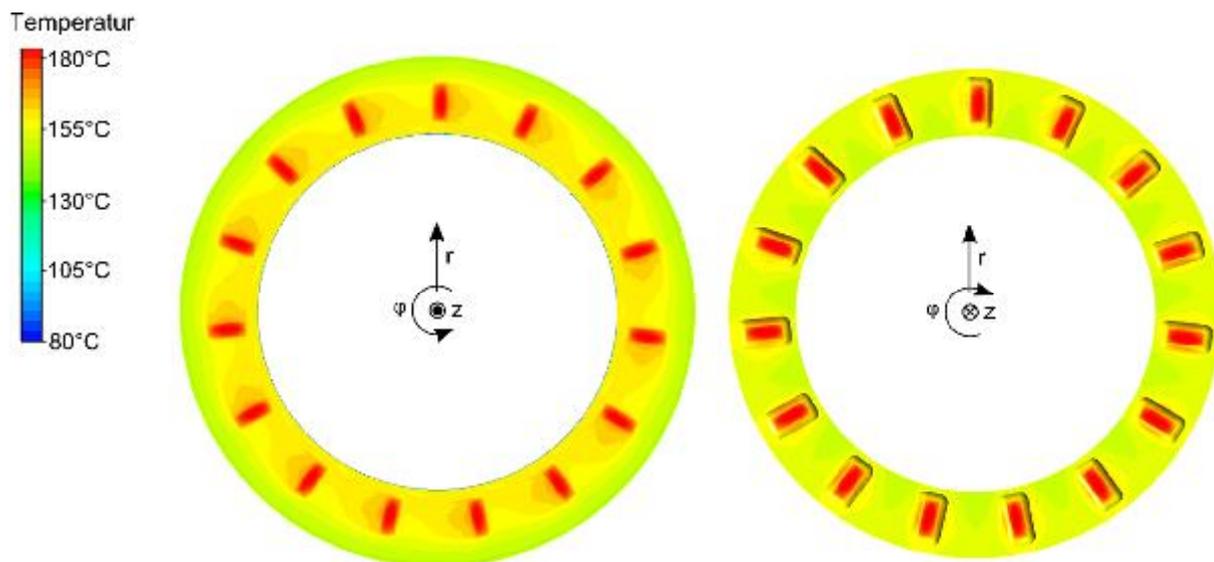


Bild 80: Temperatur der Stahl(links)- und Belaglamellenoberfläche (rechts)

Bild 81 zeigt die Temperatur im Ölvolumen im Bereich der Ebenen 1 bis 3. Ausgehend von der Ölzulaufemperatur von 80 °C zeigt sich in radialer Richtung ausgehend vom Innenlamellenträger eine starke Temperaturzunahme während im

weiteren Verlauf relativ geringe Temperaturunterschiede auftreten. Maximale Öltemperaturen treten in Gleitrichtung betrachtet jeweils unmittelbar vor den Reibelementen auf. Minimale Öltemperaturen treten im Nachlaufbereich insbesondere zum Innenradius auf.

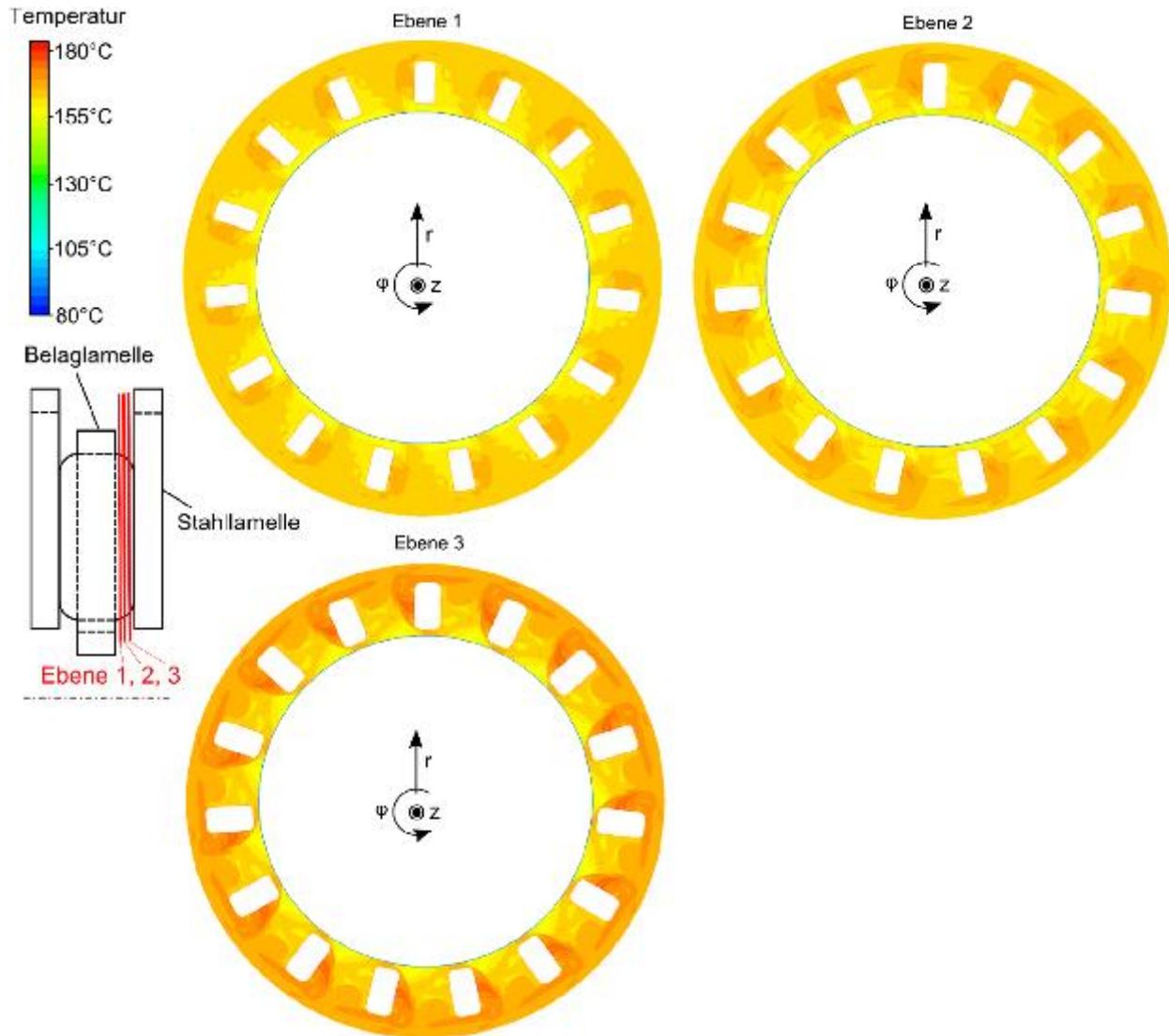


Bild 81: Öltemperatur auf drei unterschiedlichen Ebenen zwischen Belag- und Stahllamelle (Ebene 1 – 3)

Die Temperaturverteilung kann insbesondere unter Berücksichtigung der Stromlinien als plausibel angesehen werden (Bild 82). Die Stromlinien verlaufen ausgehend vom Bereich vor den Reibelementen mit hoher Temperatur über den äußeren Bereich in den Nachlauf. Die vom Innenlamellenträger ausgehenden Stromlinien mit relativ kaltem Öl aus dem Ölzulauf verlaufen im Wesentlichen in den Nachlauf.

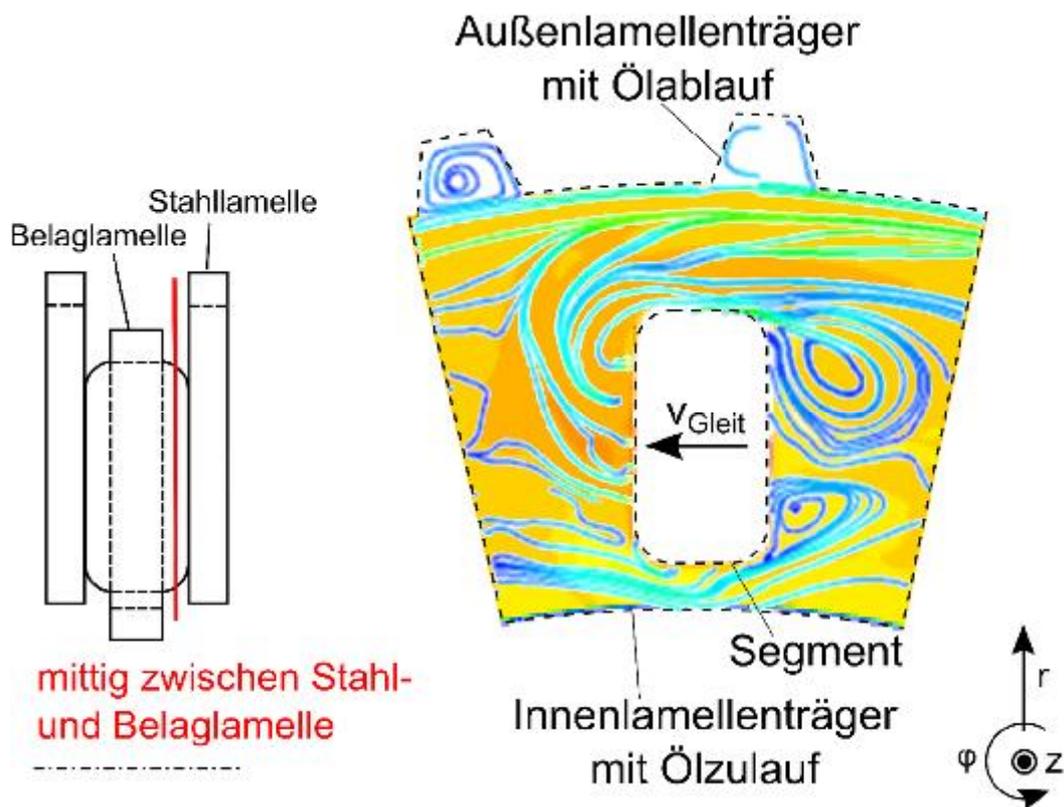


Bild 82: Stromlinien und Temperaturverteilung mittig zwischen Belag- und Stahlplatte

Bild 83 zeigt einen Schnitt in axialer Richtung durch das Lamellenkuppelungssystem (Ebene 4). Im unteren Bereich befindet sich die Stahlplatte, die im Bereich des Temperaturmaximums mit der Belaglamelle bzw. dem Reibelement in Kontakt steht. Zwischen Stahl- und Belaglamelle befindet sich das Ölvolumen. Das Temperaturmaximum tritt erwartungsgemäß im Bereich des Kontakts von Belag- und Stahlplatte auf.

Die makroskalige Temperatur der Stahlplatte zeigt im Vergleich zu dem Stand der Technik entsprechenden Lamellenkuppelungen, aufgrund der sehr viel lokaleren und bezogen auf die Nettoreibfläche deutlich größeren spezifischen Reibleistung, Temperaturunterschiede von bis zu 30 K.

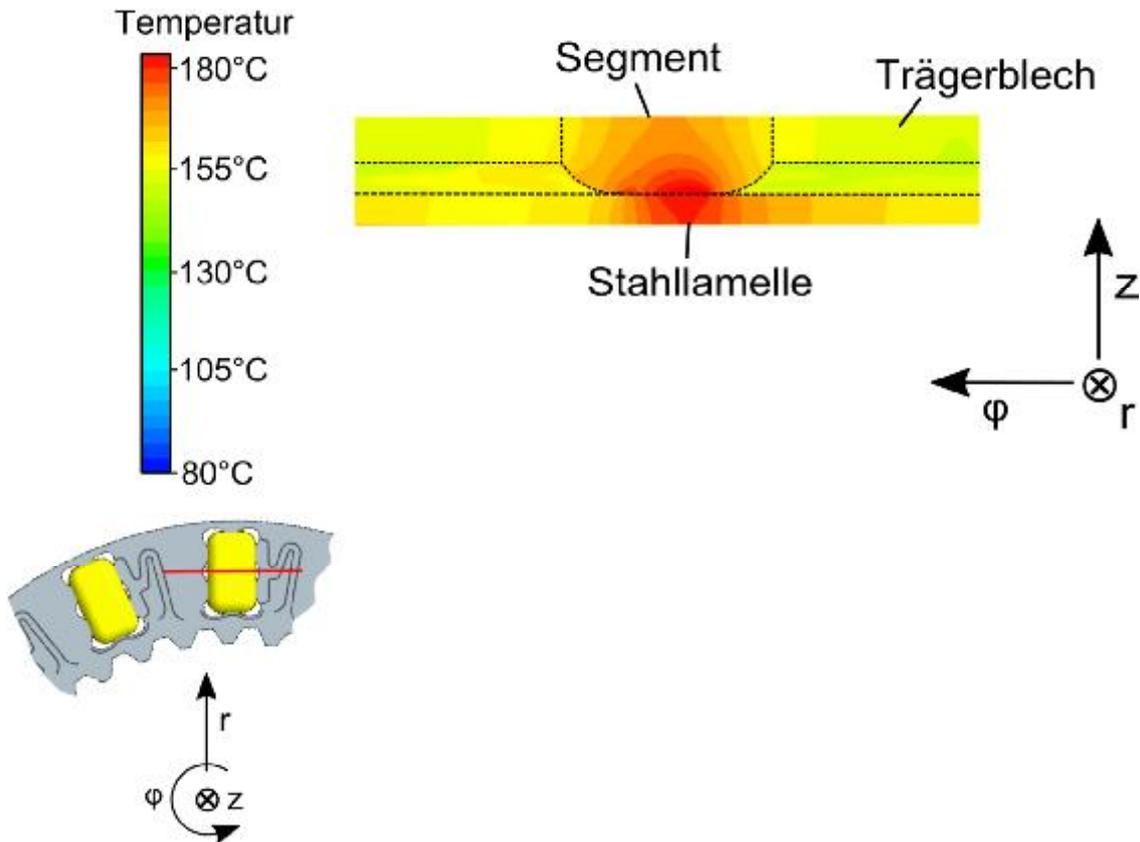


Bild 83: Axiale Temperaturverteilung im Lamellenkupplungssystem, Schnitt in tangential-axialer Ebene (Ebene 4)

Analog zur dargestellten Berechnung werden weitere Berechnungen unter Variation der spezifischen Reibleistung durchgeführt. Die Zusammenfassung der Ergebnisse ist in Bild 84 dargestellt. Die maximale Temperatur, die im Kontakt zwischen Reibelement und Stahllamelle auftritt, wird als T_{\max} bezeichnet. Die mittlere Stahllamellentemperatur ($T_{\text{SL-mittel}}$) entspricht der Temperatur der Stahllamelle auf dem mittleren Reibradius in der Mitte der Stahllamellen. Diese Temperatur kann mit Hilfe von Mantelthermoelementen in Versuchen gemessenen Stahllamellentemperaturen verglichen werden. T_{ab} entspricht der mittleren Temperatur des Öls am Ölablauf. Die Berechnungen werden wie bereits vorgestellt für eine spezifische Reibleistung von $0,2 \text{ W/mm}^2$ und ergänzend für $0,29$ und $0,4 \text{ W/mm}^2$ durchgeführt. Die dabei erhaltenen Werte sind durch Geraden verbunden, die sich bei einer Reibleistung von 0 W/mm^2 jeweils bei 80 °C (Ölzulaufemperatur) schneiden. Bei einer Reibleistung von 0 W/mm^2 tritt keine Erwärmung im Kupplungssystem auf, deshalb müssen im stationären Fall alle Temperaturen (T_{ab} , $T_{\text{SL-mittel}}$, T_{\max}) der Ölzulaufemperatur entsprechen. Die Annahme von Geraden ist aufgrund der relativ geringen Abhängigkeit spezifischer Stoffwerte von der Temperatur zulässig.

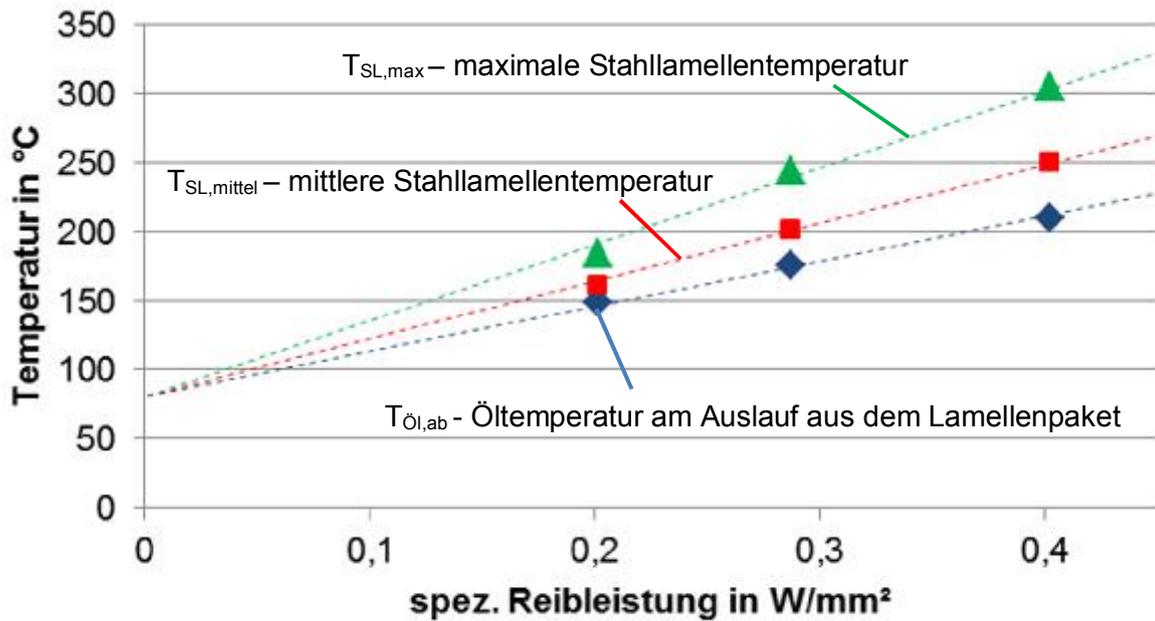


Bild 84: Lamellenkupplungsdemonstrator – Temperatur über der spezifischen Reibleistung

Bild 85 zeigt die gemessene Stahlamellentemperatur mit einer prototyphaften Umsetzung des in Kapitel 7 dargestellten Lamellenkupplungssystems mit ingenieurkeramischen Reibelementen (im Weiteren als Lamellenkupplungsdemonstrator bzw. LK-Dem bezeichnet) während eines Dauerschleifversuchs bei einer spezifischen Reibleistung von 0,12 W/mm². Die Stahlamellentemperatur erreicht nach ca. 300 Sekunden einen stationären Wert von ca. 135 °C.

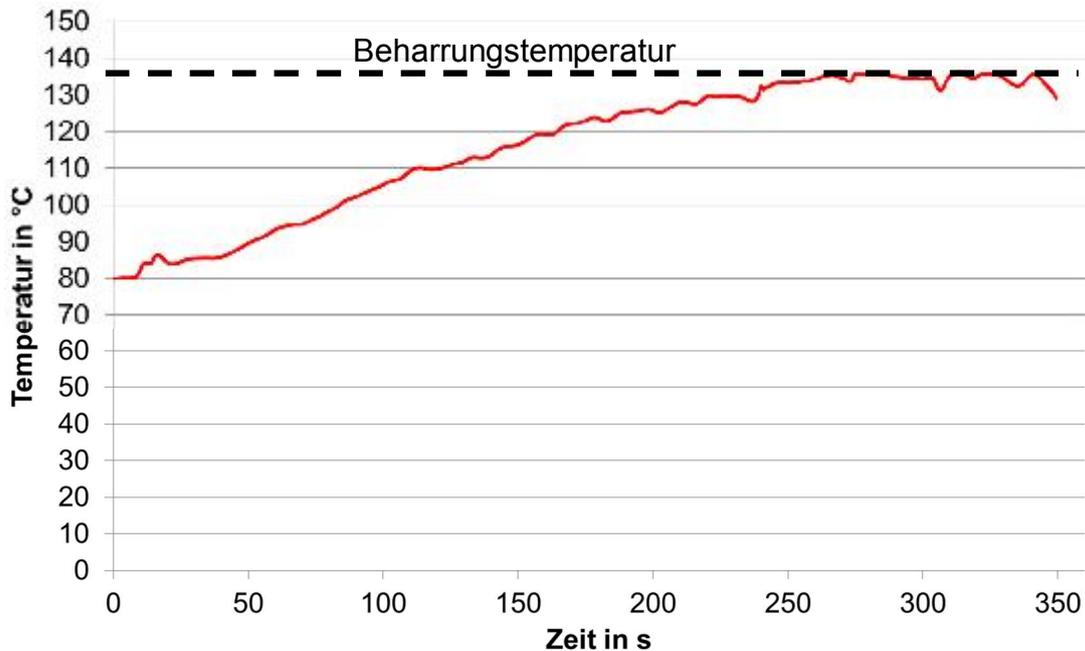


Bild 85: Stahlamellentemperaturverlauf Lamellenkupplungsdemonstrator (Messung)

Tabelle 9 zeigt den Vergleich von Berechnung und experimenteller Untersuchung. Die in der Spalte Berechnung dargestellten Temperaturen sind aus Bild 84

entnommen. Die maximale makroskopische Temperatur kann für die experimentelle Untersuchung nicht angegeben werden, da diese nicht ohne weiteres messtechnisch zugänglich ist.

Tabelle 9: Vergleich LK-Keramik (CFD-Berechnung vs. Versuch)

	Einheit	LK-Demonstrator	
		Versuch	Simulation
Antriebsdrehzahl (Belaglamelle)	1/min	1090	
Abtriebsdrehzahl (Stahllamelle)	1/min	136	
Ölzulauftemperatur	°C	80	
Spez. Ölvolumenstrom	mm ³ /mm ² s	1	
Spez. Reibleistung	W/mm ²	0,12	
mittlere Stahllamellentemperatur	°C	135 °C	131 °C
maximale makroskalige Stahllamellentemperatur	°C	-	147 °C

Die gemessene mittlere Stahllamellentemperatur stimmt mit 135 °C gut mit der berechneten Temperatur von 131 °C überein.

Aufgrund der bereits gezeigten guten Übereinstimmung der Strömungsmessung (PIV-Messung) mit dem berechneten Strömungsvektorfeld sowie der hier gezeigten Übereinstimmung der gemessenen mit der berechneten Temperatur können die vorgestellten Simulationsergebnisse insgesamt als vertrauenswürdig eingeschätzt werden. Tabelle 10 zeigt einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit den in Kapitel 5.5 vorgestellten experimentellen Untersuchungen dem Stand der Technik entsprechender Lamellenkupplungssysteme.

Tabelle 10: Vergleich LK-Keramik (CFD-Berechnung) / Stand der Technik

	Einheit	CFD-Simulation	Stand der Technik ^{220, 221}
Antriebsdrehzahl (Belaglamelle)	1/min	1090	
Abtriebsdrehzahl (Stahllamelle)	1/min	136	
Ölzulauftemperatur	°C	80	
Spez. Ölvolumenstrom	mm ³ /mm ² s	1	
Spezifische Reibleistung	W/mm ²	0,165	
mittlere Stahllamellentemperatur	°C	150	315
maximale makroskalige Stahllamellentemperatur	°C	172	ca. 320

Dieses Kupplungssystem ist in Bezug auf die geometrischen Randbedingungen (vgl. Tabelle 2, 108/80 mm) weitgehend identisch mit dem Lamellenkupplungs-

²²⁰ vgl. Versuch Nr. 14, Tabelle 3

²²¹ vgl. Lamelle 108/80 mm, Tabelle 2

demonstrator (LK-Dem), der den Berechnungen zu Grunde gelegt wird. Darüber hinaus entsprechen die Versuchsparameter weitgehend den durchgeführten Berechnungen wodurch eine Vergleichbarkeit gegeben ist.

Im Vergleich mit einer dem Stand der Technik (vgl. Tabelle 2) entsprechenden Belaglamelle mit Waffelnutung mit identischen Parametern wie die vorliegende Berechnung durchgeführt wurde (vgl. Tabelle 3, Versuch Nr. 14), zeigt die Lamellenkupplung mit ingenieurkeramischen Komponenten ein erheblich geringeres Temperaturniveau (maximale makroskopische Temperatur: 320°C zu 172°C). Legt man eine identische makroskopische Stahllamellentemperatur zu Grunde, wäre mit dem Lamellenkupplungsdemonstrator eine Reibleistung von 0,43 W/mm² übertragbar.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die gemessenen und berechneten Strömungsfelder eine gute Übereinstimmung zeigen. Ebenso stimmen die im Rahmen von systemtribologischen Untersuchungen gemessenen Stahllamellentemperaturen gut mit berechneten Temperaturen überein. Deshalb wird angenommen, dass berechnete, messtechnisch nicht zugängliche Temperaturen, wie die makroskopische Temperatur, ebenfalls gut abgebildet werden.

Die im Rahmen der Strömungsanalyse ermittelte Maximaltemperatur des Lamellenkupplungsdemonstrators liegt deutlich unterhalb der integralen Stahllamellentemperatur der zum Vergleich herangezogenen Lamellenkupplung mit organischem Reibbelag. Es ist zu beachten, dass mikroskopische Temperaturen nicht berücksichtigt sind. Deshalb muss die gezeigte Berechnung für den Lamellenkupplungsdemonstrator um diese Temperaturen erweitert werden. Diese Erweiterung kann lediglich unter Berücksichtigung realer Topografien erfolgen und ist unter anderem Inhalt von Kapitel 9.6.

9 Systemtribologische Untersuchungen

Bei tribotechnischen Systemen ist das tribologische Verhalten im Hinblick auf die Erfüllung der jeweiligen technischen Funktion von erheblicher Bedeutung (vgl. Kapitel 5). Die Reibungs- und Verschleißvorgänge sind derzeit nicht zuverlässig beispielsweise simulationsgestützt, vorhersagbar. Zur Bestimmung des Reibungs- und Verschleißverhaltens werden deshalb experimentelle Untersuchungen im Hinblick auf das zu entwickelnde Lamellenkupplungssystem durchgeführt. Es werden zwei Varianten der Oberflächenbearbeitung untersucht. Basierend auf Topografieuntersuchungen wird die mikroskopische Temperaturverteilung in Stahl-Keramik-Kontakten ermittelt und bezüglich der Schädigung des tribologischen Kontakts berücksichtigt.

Zur Durchführung der Untersuchungen wird der in Kapitel 5.5 beschriebene Lamellenkupplungsprüfstand verwendet.

9.1 Versuchsaufbau

Es werden Untersuchungen im Schaltbetrieb durchgeführt. Der Prüfaufbau nutzt den bereits beschriebenen Lamellenkupplungsprüfstand. Im Unterschied zu den bisher diskutierten Untersuchungen werden keine vollständigen Lamellenpakete sondern einzelne Reibflächen untersucht.

Zur effizienten Untersuchung einer Keramik-Stahl-Frictionspaarung wurde ein Prüfkopf entwickelt, der im Hinblick auf das tribologische Verhalten naslaufender Lamellenkupplungen wesentliche systemische Merkmale abbildet. Im Fokus steht insbesondere die Ölverteilung im tribologischen Kontakt bzw. in kontaktnahen Bereichen. Darüber hinaus orientieren sich die Anzahl, Geometrie und Position der Reibelemente als auch der Gegenreibecke am korrespondierenden Lamellenkupplungssystem. Um eine Zu- und Abströmung des Öls analog zum Lamellenkupplungssystem gewährleisten zu können, wird der Prüfkopf in die identische Prüfumgebung, die auch für die Untersuchung der Lamellenkupplung verwendet wird, integriert. Somit sind die strömungsmechanischen Randbedingungen von Ölzulauf über die reibkontaktnahen Bereiche bis hin zum Öl Ablauf weitgehend mit dem betrachteten Lamellenkupplungssystem identisch. Damit kann sichergestellt werden, dass identische Reibungs- und Verschleißmechanismen angeregt werden und darauf basierend im Hinblick auf die Systementwicklung nutzbare Ergebnisse erzeugt werden können. Der Prüfaufbau stellt somit ein physisches Modell des Systems naslaufende Lamellenkupplung dar (vgl. Kapitel 11.2).

9.2 Prüfteile

Bild 86 zeigt den verwendeten Prüfkopf mit den keramischen Segmenten sowie der Gegenreibeischeibe. Zur Sicherstellung einer gleichmäßigen Pressung im tribologischen Kontakt sind die Keramiksegmente in Kalotten gelenkig aufgenommen. Damit können sowohl geometrische Fehler als auch elastische Deformationen beispielsweise in Folge der Übertragung von Reibkräften ausgeglichen werden.



Bild 86: Prüfkopf (links) und Gegenreibeischeibe (rechts) zur systemtribologischen Untersuchung

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden folgende ingenieurkeramischen Reibelemente untersucht:

Tabelle 11: Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen verwendete Keramiksegmente

	geschliffen	texturiert
Werkstoff	$\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2$ (SN80)	
Abmessungen Breite x Höhe x Dicke	7 mm x 12 mm x 5 mm	
Reibfläche je Segment	50 mm ² (5 mm x 10 mm)	
Oberflächenbearbeitung	geschliffen (Ra ca.1 µm)	geschliffen + Texturierung (gekreuzte Kanäle)

9.3 Versuchsführung

Im Rahmen der Untersuchung werden Synchronisationen durchgeführt. Der Ablauf einer einzelnen Synchronisation entspricht Bild 87. Der Reibkontakt ist zunächst, bei stillstehendem Abtrieb und rotierendem Antrieb, geöffnet. Durch sprungartiges Aufbringen der Axialkraft wird die gewünschte Flächenpressung im tribologischen Kontakt erzeugt. Das daraus resultierende Reibmoment führt zu einer Beschleunigung des Abtriebs bis zum Erreichen der Antriebsdrehzahl. Nach Erreichen des Synchronlaufs wird die Kupplung geöffnet und der Abtrieb bis zum Stillstand abgebremst.

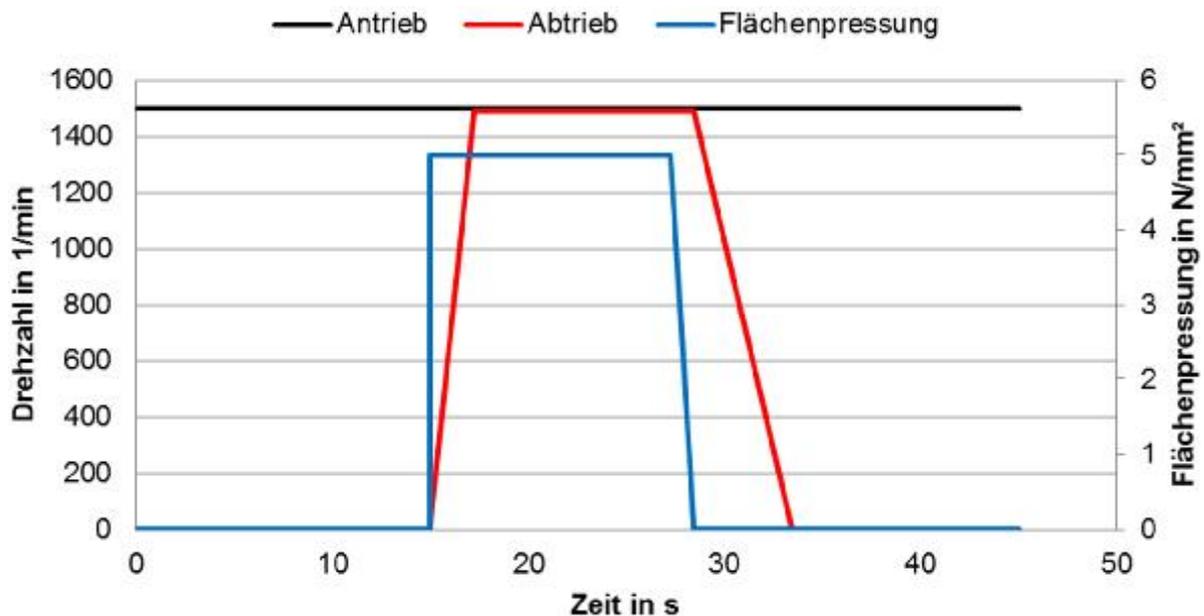


Bild 87: Versuchsablauf zur Untersuchung von Anfahrvorgängen

Ölvolumenstrom und Öltemperatur werden während der Untersuchung konstant eingeregelt. Die Synchronisationen werden unter Variation der Flächenpressung durchgeführt (vgl. Tabelle 12).

Tabelle 12: Versuchsparameter

	Laststufe 1	Laststufe 2	Laststufe 3
n_{sync} in 1/min	1500	1500	1500
$v_{\text{gleit,max}}$ in m/s	7,3	7,3	7,3
p_{netto} in N/mm ²	5	7,5	9,5
t_{reib} in s	2,26	2,26	2,26
$T_{\text{Öl,zu}}$ in °C	70	70	70
$V_{\text{Öl,netto}}$ in mm ³ /mm ² s	100	100	100
$p_{\text{reib,netto}}$ in W/mm ² ($\mu = 0,1$)	1,83	2,74	3,47
$q_{\text{reib,netto}}$ in J/mm ² ($\mu = 0,1$)	4,13	6,19	7,84

9.4 Versuchsauswertung

Die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen aufgezeichneten Messdaten müssen ausgewertet und aufbereitet werden. Dargestellt werden:

- Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit
- Veränderung des Reibungszahlniveaus über der Anzahl der Schaltungen

Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeit – Reibungszahlverlauf

Zur Bestimmung der Reibungszahl werden die Messgrößen Axialkraft und Drehmoment herangezogen. Bei beiden Messgrößen wird für jede einzelne Schaltung eine Offsetkorrektur durchgeführt. Dazu dienen die Messdaten, die vor und nach der Synchronisation aufgezeichnet werden. Dabei ist der tribologische Kontakt geöffnet und es werden vernachlässigbare Reibkräfte im tribologischen Kontakt übertragen. Die Drehmomentmessung muss außerhalb des tribologischen Kontakts erfolgen. In der Auswertung muss daraus auf die im tribologischen Kontakt übertragenen Reibkräfte zurückgeschlossen werden. Dazu wird das gemessene Drehmoment um eventuelle Trägheitswirkungen von Prüfstands- und Kupplungskomponenten korrigiert. Die Gleitgeschwindigkeit wird mit Hilfe der gemessenen An- und Abtriebsdrehzahl sowie dem mittleren Reibradius des Kupplungssystems bestimmt. Auf diese Weise lässt sich ein Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit darstellen.

Veränderung des Reibungszahlniveaus – Mittlere Reibungszahl

Zur Bestimmung der mittleren Reibungszahl wird der Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit gemittelt (z.B. Bild 88). Dabei geht die Aussage über den Reibungszahlverlauf während einer Schaltung verloren. Aus diesem Grund werden auch Diagramme erstellt, bei denen die Reibungszahl nicht über den gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich gemittelt wird, sondern der Gleitgeschwindigkeitsbereich in mehrere Bereiche unterteilt wird über die dann eine Mittelung erfolgt (s. Bild 90).

9.5 Versuchsergebnisse und –interpretation

9.5.1 Geschliffene Keramiksegmente

Bild 88 zeigt die mittlere Reibungszahl über 1800 Schaltungen auf der Laststufe 1 (s. Tabelle 12). Es zeigt sich mit zunehmender Schaltungszahl eine kontinuierliche, nahezu lineare Abnahme der mittleren Reibungszahl um ca. 29% von 0,097 auf 0,075. Dementsprechend nimmt die Reibungszahl im Mittel je Schaltung um ca. $1,2e-5$ (= 0,014%) ab.

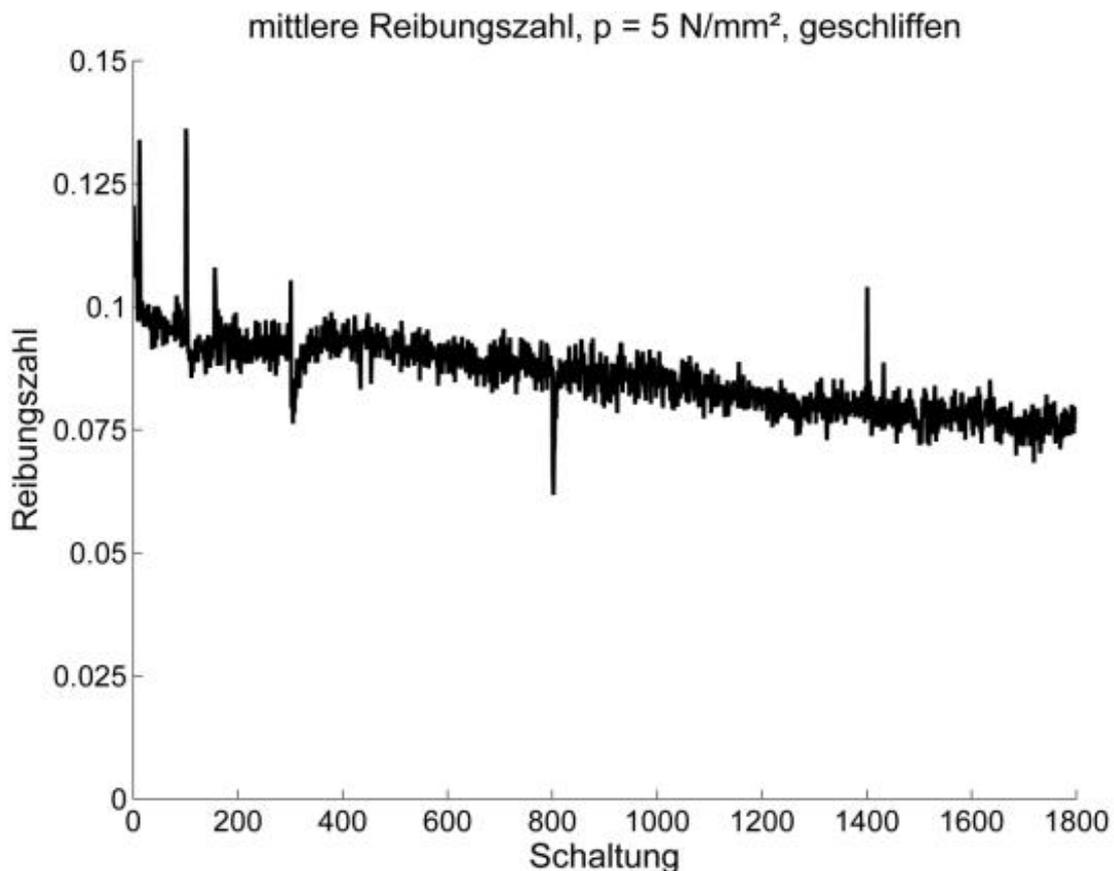


Bild 88: Mittlere Reibungszahl über 1800 Schaltungen (Laststufe 1)

Bild 89 zeigt den Reibungszahlverlauf am Anfang und am Ende von Laststufe 1. Weiterhin wird der Reibungszahlverlauf über alle 1800 Schaltungen gemittelt (als Mittelwert bezeichnet) dargestellt. Es wird deutlich, dass die Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit zunimmt. Es zeigen sich über einen weiten Gleitgeschwindigkeitsbereich negative Reibungszahlgradienten ($d\mu/dv_{\text{Gleit}} < 0$), die zur Anregung von unerwünschten Rupfschwingungen in Fahrzeugen führen.

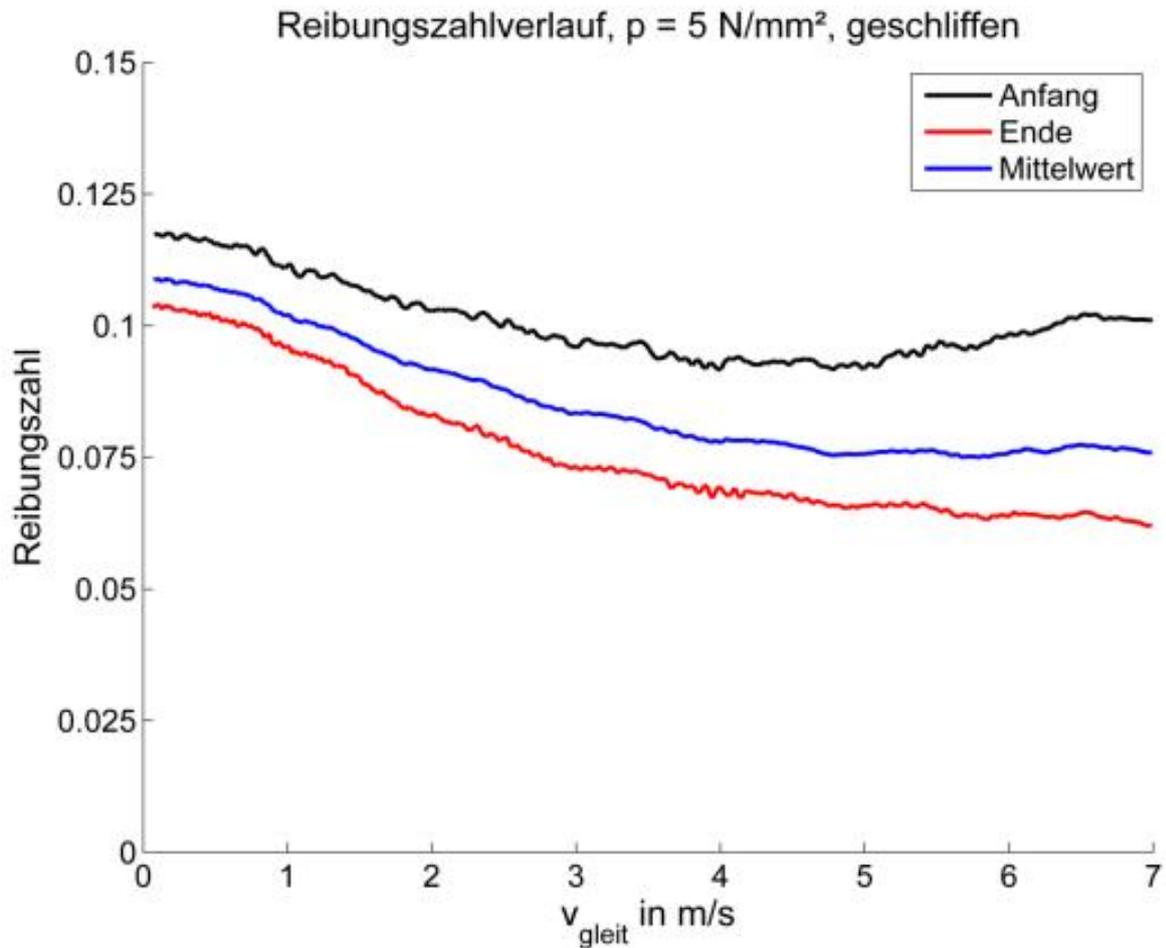


Bild 89: Reibungszahlverlauf am Anfang, Ende und Mittelwert über alle Schaltungen (Laststufe 1)

Zur detaillierten Betrachtung dieser Entwicklung über der Schaltungsanzahl wird die Gleitgeschwindigkeit in drei Gleitgeschwindigkeitsbereiche unterteilt, über die dann gemittelt wird (Bild 90). Es zeigen sich für die drei Gleitgeschwindigkeitsbereiche ähnlich zur mittleren Reibungszahl (Bild 88) nahezu lineare Verläufe über der Schaltungsanzahl. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Reibungszahl verstärkt ab. Im Gleitgeschwindigkeitsbereich von 0 – 2,3 m/s nimmt die Reibungszahl um ca. 10 % ab während die Reibungszahl bei hoher Gleitgeschwindigkeit um ca. 40 % abnimmt.

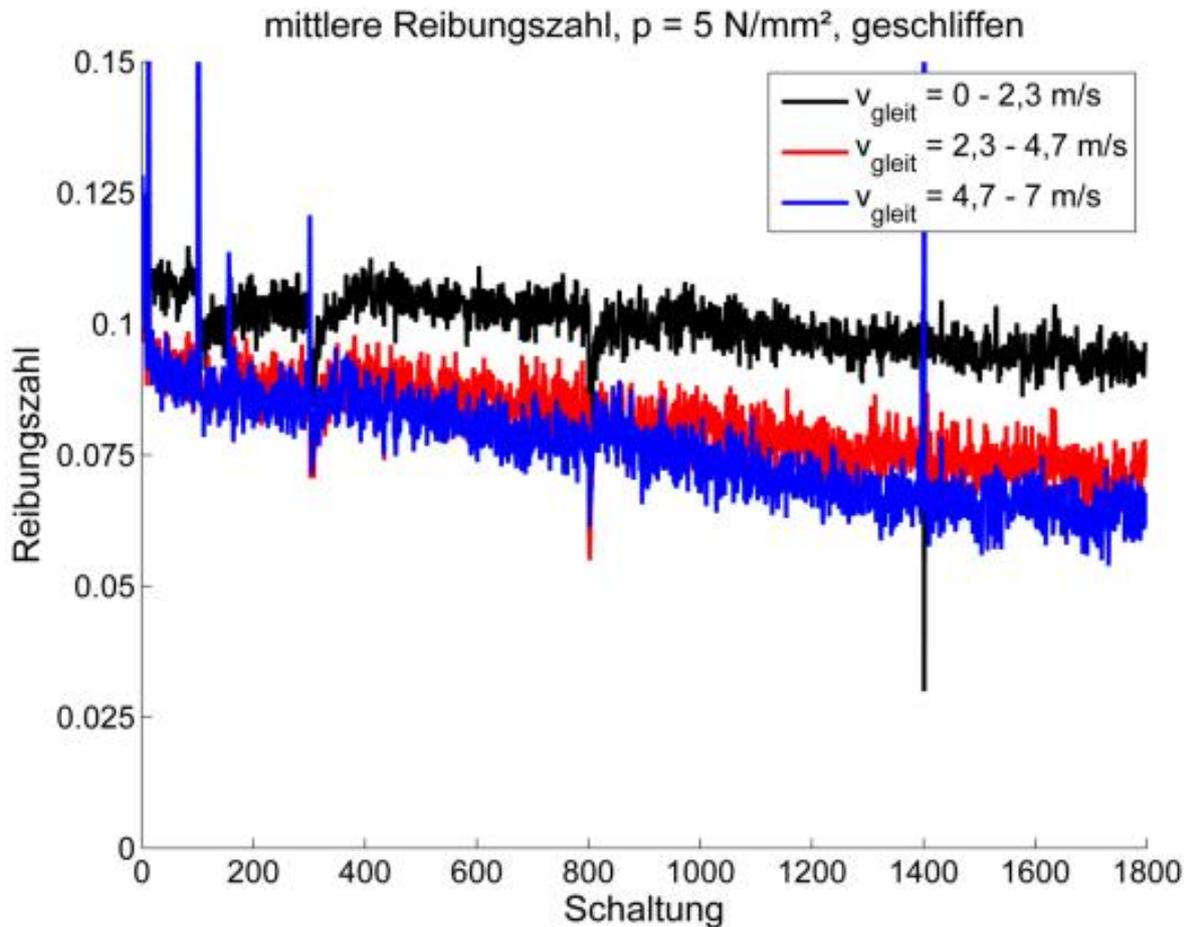


Bild 90: Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeitsbereiche gemittelt (Laststufe 1)

Bild 91 zeigt die mittlere Reibungszahl in der Laststufe 2 (Flächenpressung = $7,5 \text{ N/mm}^2$). Auch hier zeigt sich eine kontinuierliche Abnahme des Reibungszahl-niveaus. Aufgrund der geringeren Anzahl an Schaltungen bleibt die Abnahme der Reibungszahl um 0,03 auf 0,84 mit 4 % relativ moderat. Allerdings ist die Abnahme der Reibungszahl um 0,037% je Schaltung im Vergleich zur Laststufe 1 deutlich größer.

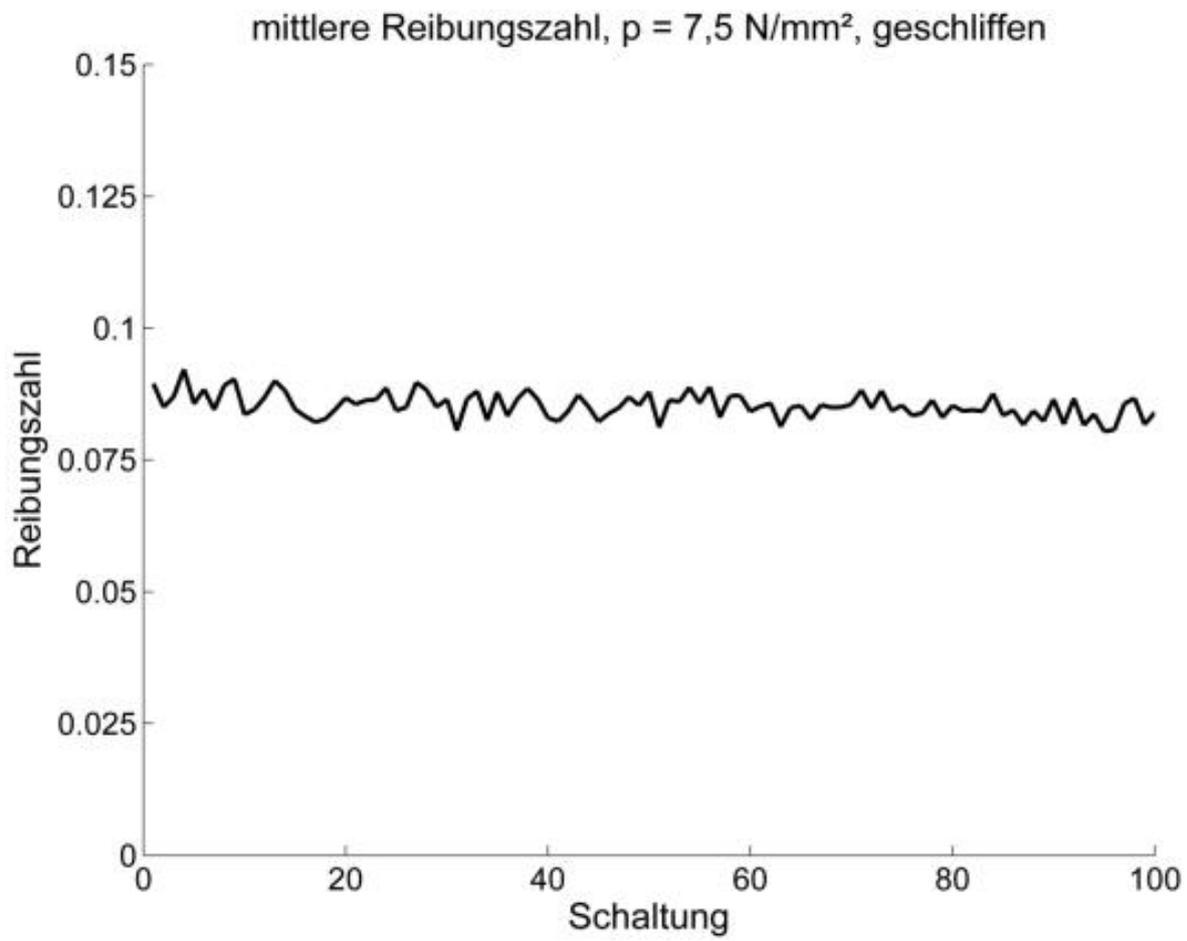


Bild 91: mittlere Reibungszahl über 100 Schaltungen (Laststufe 2)

Die Tendenz eines mit zunehmender Flächenpressung zunehmenden Reibungszahlabfalls je Schaltung wird durch die Laststufe 3 bestätigt (Bild 92). Hier beträgt die mittlere Reibungszahlabnahme je Schaltung 0,043%. Es bleibt weiterhin festzustellen, dass das Reibungszahlniveau mit zunehmender Flächenpressung zunimmt.

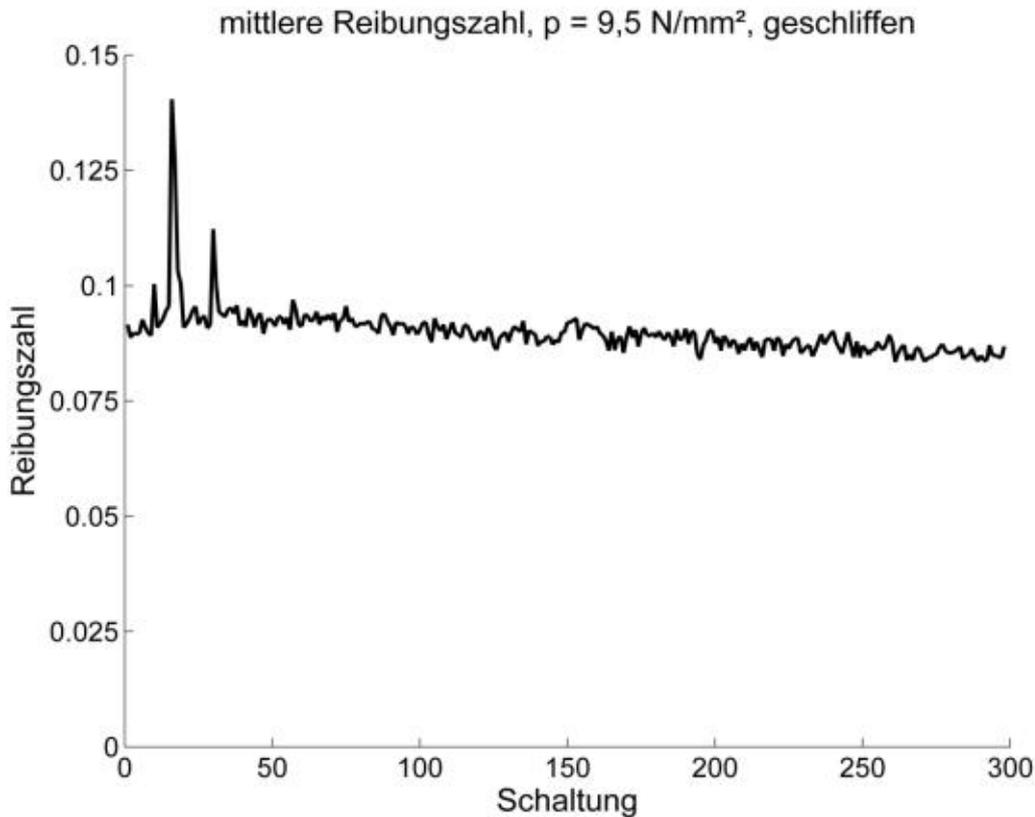


Bild 92: Mittlere Reibungszahl über 300 Schaltungen (Laststufe 3)

Bild 93 zeigt die gemittelten Reibungszahlverläufe der Schaltungen 1700 bis 1800 (Laststufe 1 mit 5 N/mm^2), die Reibungszahlverläufe aller 100 Schaltungen der Laststufe 2 ($7,5 \text{ N/mm}^2$) sowie die Schaltungen 1 bis 100 der Laststufe 3 ($9,5 \text{ N/mm}^2$). Die zugehörigen Schaltungen werden alle direkt aus 300 nacheinander mit zunehmender Flächenpressung gefahrenen Schaltungen abgeleitet. Wie bereits an den gemittelten Reibungszahlverläufen diskutiert, steigt mit zunehmender Flächenpressung das Reibungszahlniveau ausgehend von $0,075$ über $0,086$ bis auf $0,09$ an. Der Reibungszahlverlauf bei 5 N/mm^2 zeigt im Vergleich die größte Veränderung über der Gleitgeschwindigkeit. Während sich die Reibungszahlverläufe bei $9,5$ und $7,5 \text{ N/mm}^2$ sehr ähnlich sind und sich im Wesentlichen durch das Reibungszahlniveau unterscheiden, zeigt der Reibungszahlverlauf bei 5 N/mm^2 einen deutlich größeren Reibungszahlgradienten. Zu Beginn der Synchronisation ist die Reibungszahl im Vergleich zur Schaltung mit $7,5 \text{ N/mm}^2$ deutlich geringer, um mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit deutlich zuzunehmen. Bei geringer Gleitgeschwindigkeit zeigen die Schaltungen bei 5 und $7,5 \text{ N/mm}^2$ eine vergleichbare Reibungszahlhöhe.

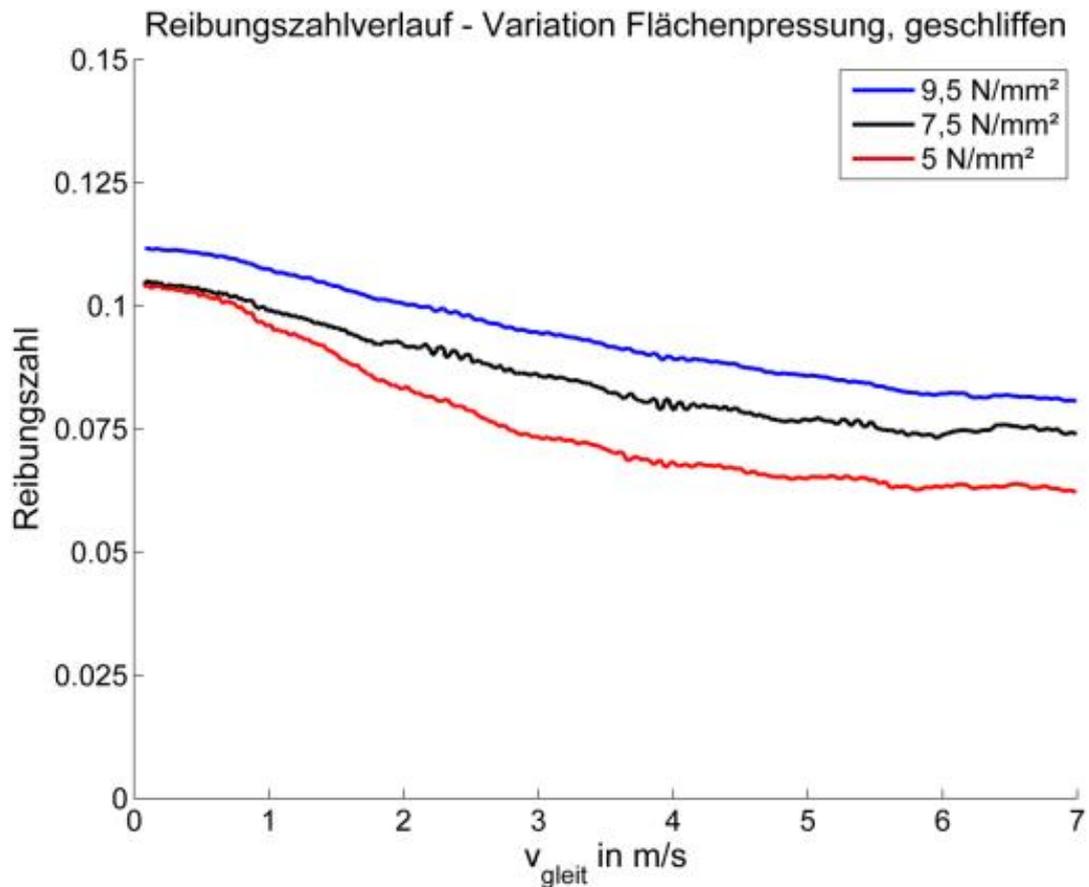


Bild 93: Reibungszahlverlauf – Einfluss Pressung

9.5.2 Texturierte Keramiksegmente

Bild 94 zeigt die mittlere Reibungszahl über 300 Schaltungen der Laststufe 2. Das Reibungszahlniveau nimmt innerhalb der ersten 50 Schaltungen ab. Die anfängliche Reibungszahlabnahme deutet auf Einlaufeffekte der neuen Friktionspaarung hin. Anschließend bleibt das erreichte Reibungszahlniveau bis zum Ende der Laststufe nahezu konstant bei ca. 0,107.

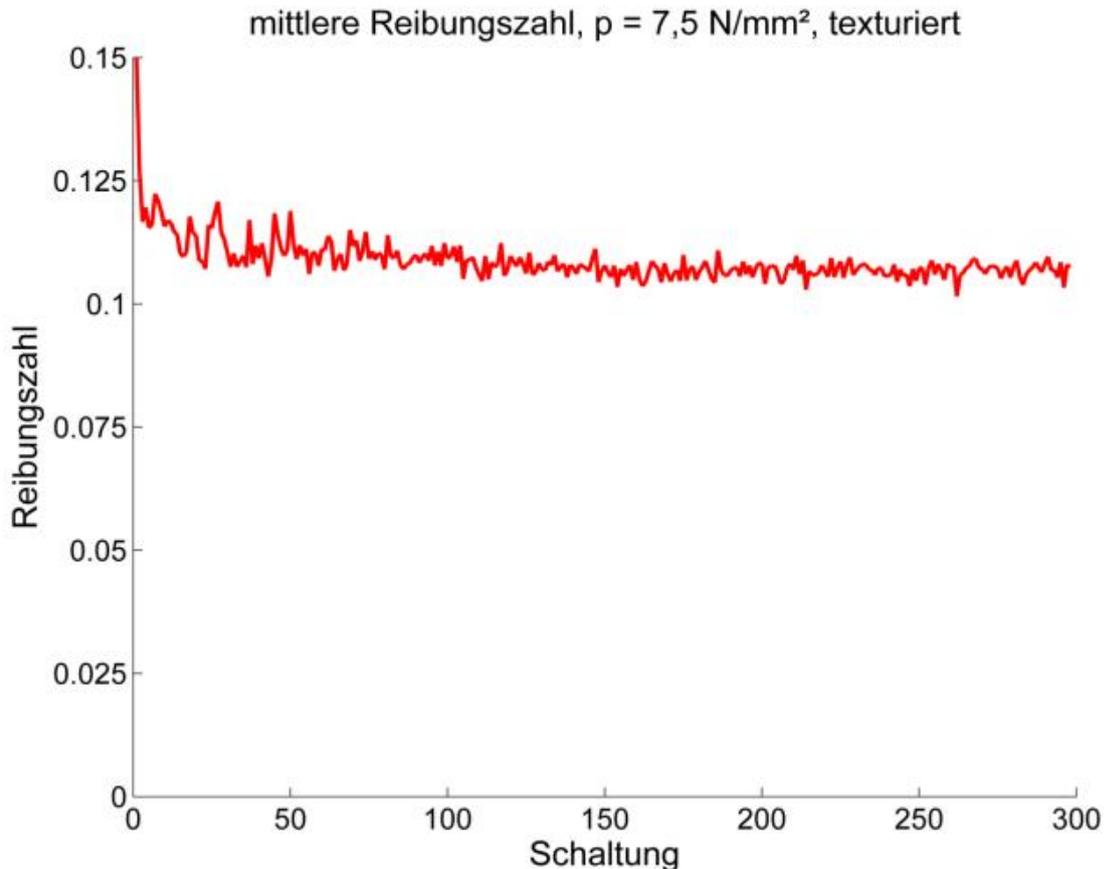


Bild 94: Mittlere Reibungszahl über 300 Schaltungen (Laststufe 2)

Insbesondere der Vergleich der Reibungszahlverläufe zu Beginn und am Ende der Laststufe zeigt für die zu Beginn der Laststufe gefahrenen Schaltungen ein durchweg höheres Reibungszahlniveau (Bild 95). Der Bereich mit hoher Gleitgeschwindigkeit zeigt zu Beginn der Laststufe ein deutlich höheres Reibungszahlniveau. Mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit gleichen sich die Reibungszahlniveaus zunehmend an. Der über die gesamte Laststufe gemittelte Reibungszahlverlauf (Mittelwert) unterscheidet sich relativ wenig vom Reibwertverlauf zum Ende der Schaltung. Das zeigt, dass die Reibungszahlverläufe der einzelnen Schaltungen über weite Bereiche der Laststufe ähnlich sind und lediglich zu Beginn größere Veränderungen auftreten. Es zeigen sich auch bei texturierten Keramiksegmenten negative Reibungszahlgradienten. Andererseits führt die aufgebrauchte Texturierung der Reibfläche bereits zu einer deutlichen Verbesserung der Reibungszahlgradienten. Eine weitere Verbesserung scheint durch eine gezielte Weiterentwicklung der eingebrachten Texturelemente möglich.

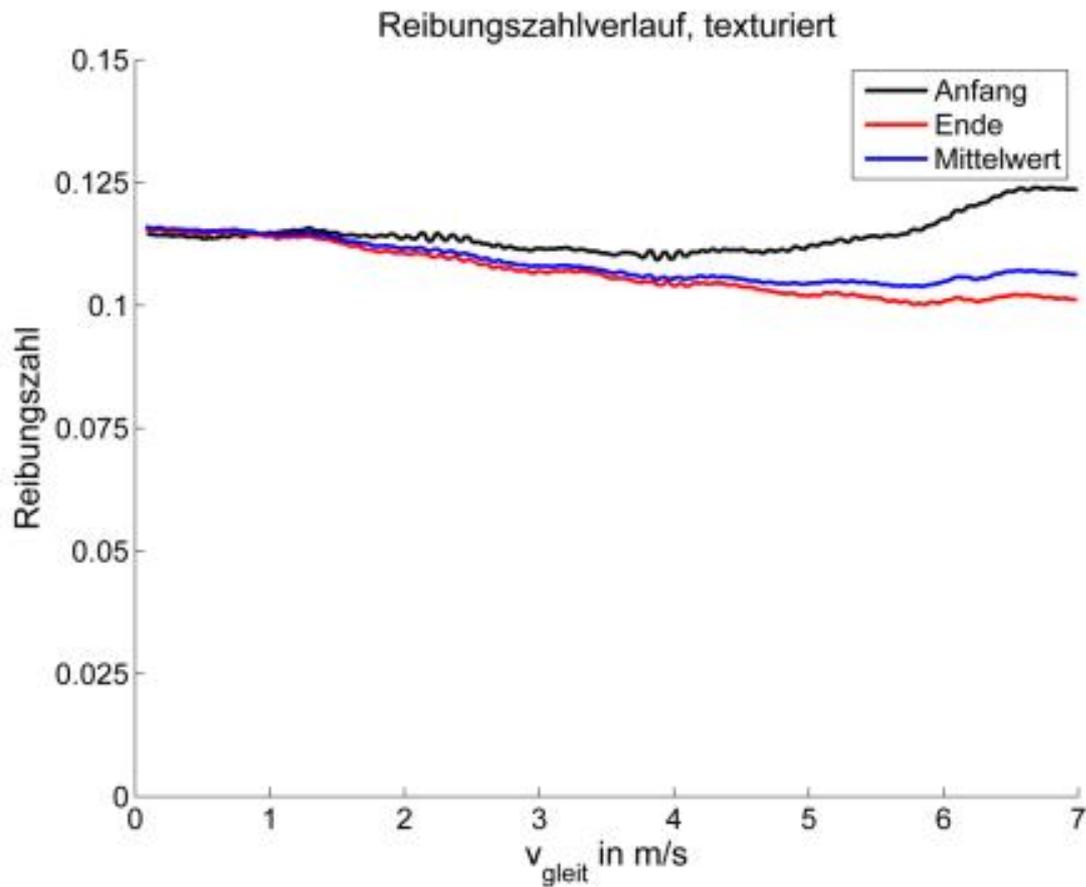


Bild 95: Reibungszahlverlauf (Laststufe 2)

Diese Annahme wird durch Bild 96 bestätigt. Die über drei Gleitgeschwindigkeitsbereiche gemittelten Reibungszahlen zeigen zunächst eine deutliche Abnahme der Reibungszahl und bleiben anschließend jeweils auf nahezu konstantem Niveau.

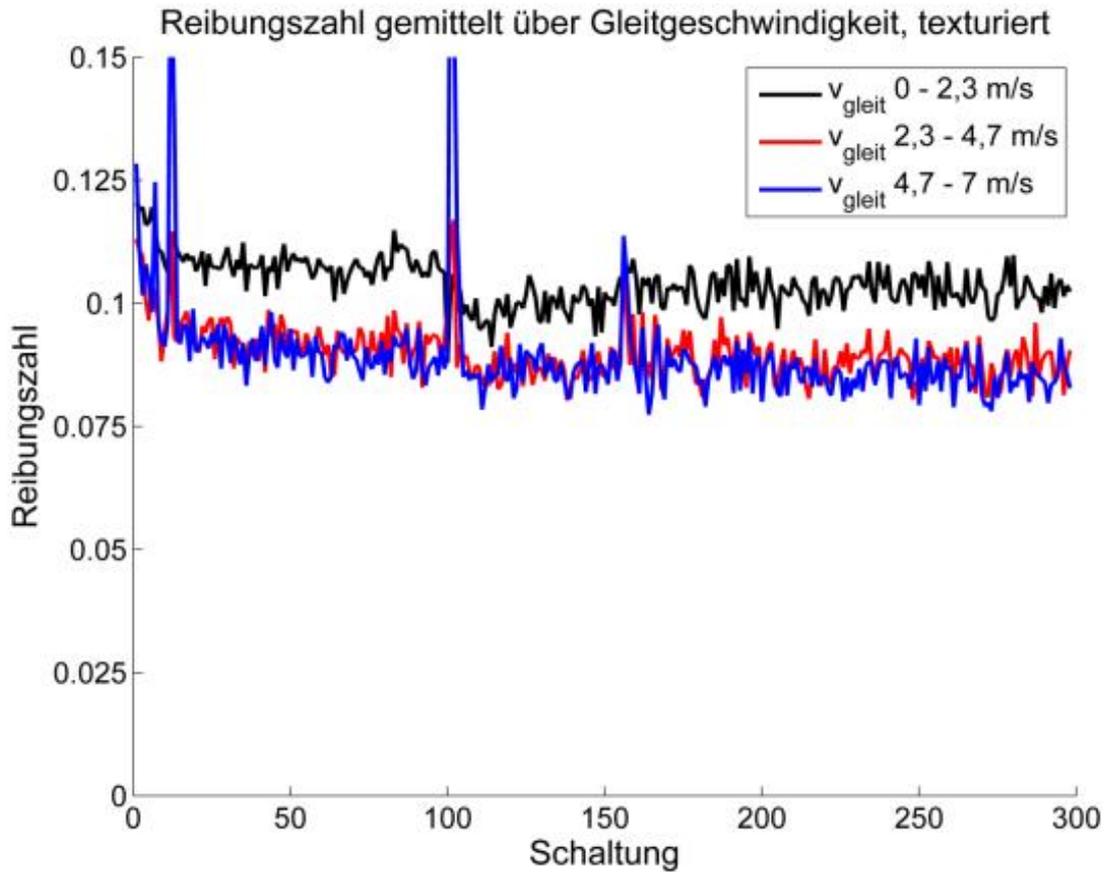


Bild 96: Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeitsbereiche gemittelt (Laststufe 2)

9.5.3 Vergleich texturierte und geschliffene Oberfläche

Bild 97 und Bild 98 zeigen die Reibungszahlverläufe jeweils für eine Flächenpressung. Die Reibungszahlverläufe der Friktionspaarung mit texturierten Keramiksegmenten zeigen jeweils deutlich konstantere Verläufe über der Gleitgeschwindigkeit mit höherem Reibungszahlniveau.

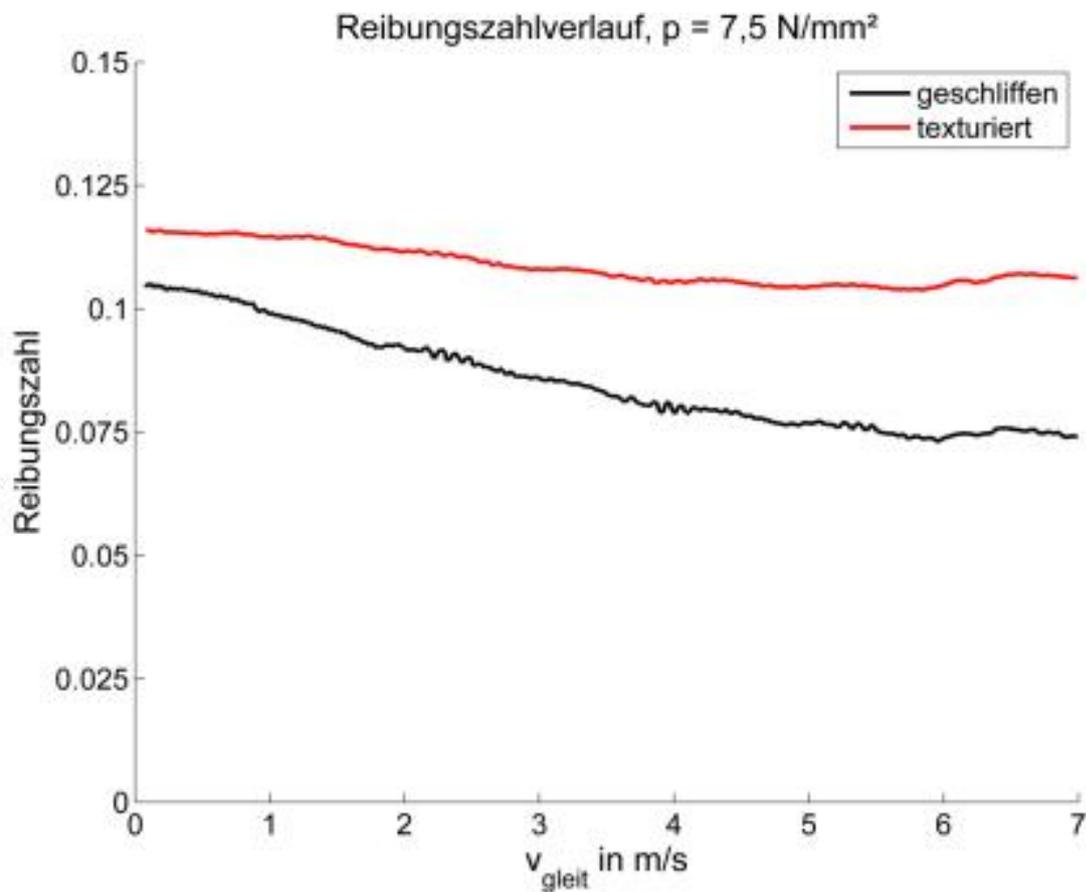


Bild 97: Reibungszahlverlauf – Vergleich geschliffene und texturierte Keramiksegmente (Laststufe 2)

Die Friktionspaarungen mit geschliffenen Keramiksegmenten zeigen mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit signifikant ansteigende Reibungszahlen. Bei einer Flächenpressung von $9,5 \text{ N/mm}^2$ (Bild 98) zeigen beide Varianten eine nahezu identische Reibungszahl bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten.

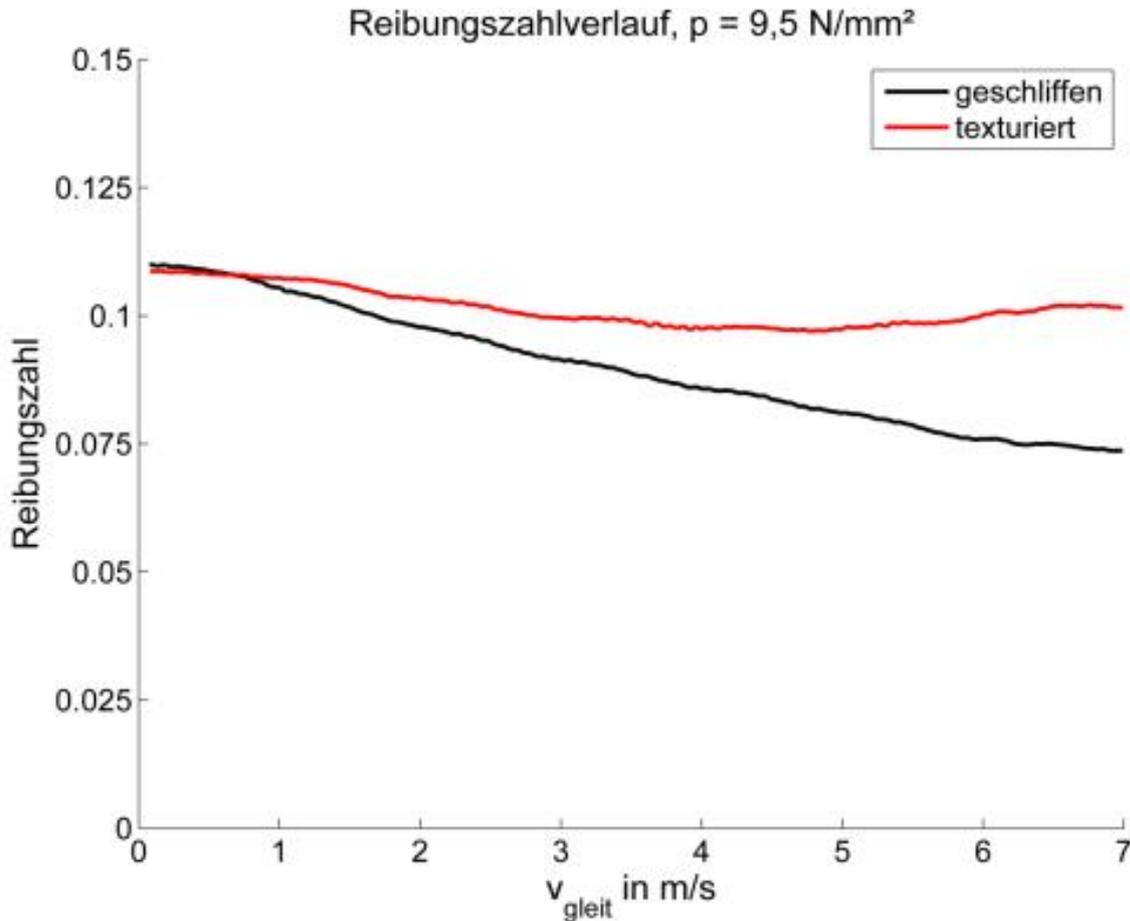


Bild 98: Reibungszahlverlauf – Vergleich geschliffene und texturierte Keramiksegmente (Laststufe 3)

Zusammenfassung:

- eine zunehmende Pressung führt zu zunehmender Reibungszahl
- mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit zunehmende Reibungszahl. Dieser Zusammenhang ist bei geschliffenen Segmenten deutlich stärker ausgeprägt als bei texturierten Segmenten

geschliffen:

- mit zunehmender Versuchsdauer nimmt das Reibungszahlniveau insbesondere bei höherer Gleitgeschwindigkeit ab
- Reibungszahlniveau bei geschliffener Oberfläche zwischen 0,075 und 0,115

texturiert:

- geringe Änderung im Reibungszahlniveau über der Versuchsdauer
- das Reibungszahlniveau mit texturierter Oberfläche liegt über 0,1

Die untersuchten spezifischen Belastungen, insbesondere die Flächenpressung, liegen bis zu einer Größenordnung über den für heute ausgeführte nasslaufende Lamellenkupplungen beispielsweise in Doppelkupplungssystemen üblichen Werten.

Dadurch ergeben sich entsprechende Potenziale zur Neuentwicklung und Vergrößerung der Nutfläche im Hinblick auf einen verbesserten Wärmeübergang. Die gezeigten Reibwertverläufe zeigen unter diesen Randbedingungen für die Anwendung in Kraftfahrzeugen nicht akzeptable Reibwertgradienten im Hinblick auf das Rupfen. Allerdings konnte durch eine erste Variation der Reibfläche das tribologische Verhalten signifikant verbessert werden. Eine weitere Verbesserung durch ein gezieltes Design der Reibfläche scheint realistisch, wodurch ein erhebliches systemisches Potenzial realisierbar wird (vgl. Kapitel 10).

9.6 Nachuntersuchung Topographie

Die im Rahmen der gezeigten experimentellen Untersuchungen eingesetzten Prüfteile werden dreidimensional hinsichtlich der Topographie vermessen.

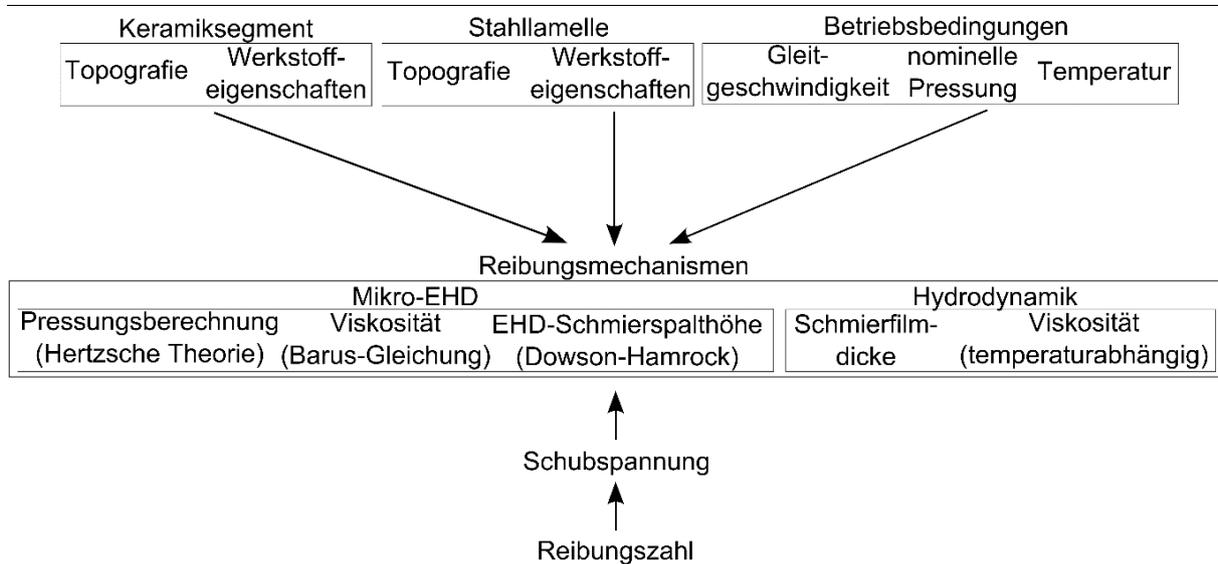


Bild 99: Nachuntersuchung der Prüfteile

Im Rahmen der Nachuntersuchung werden die Oberflächen von Keramiksegment und Stahllamelle dreidimensional vermessen und anschließend entsprechend ihrer Position im Experiment orientiert. Bild 100 zeigt den Kontakt von texturiertem Keramiksegment und Stahllamellenoberfläche.

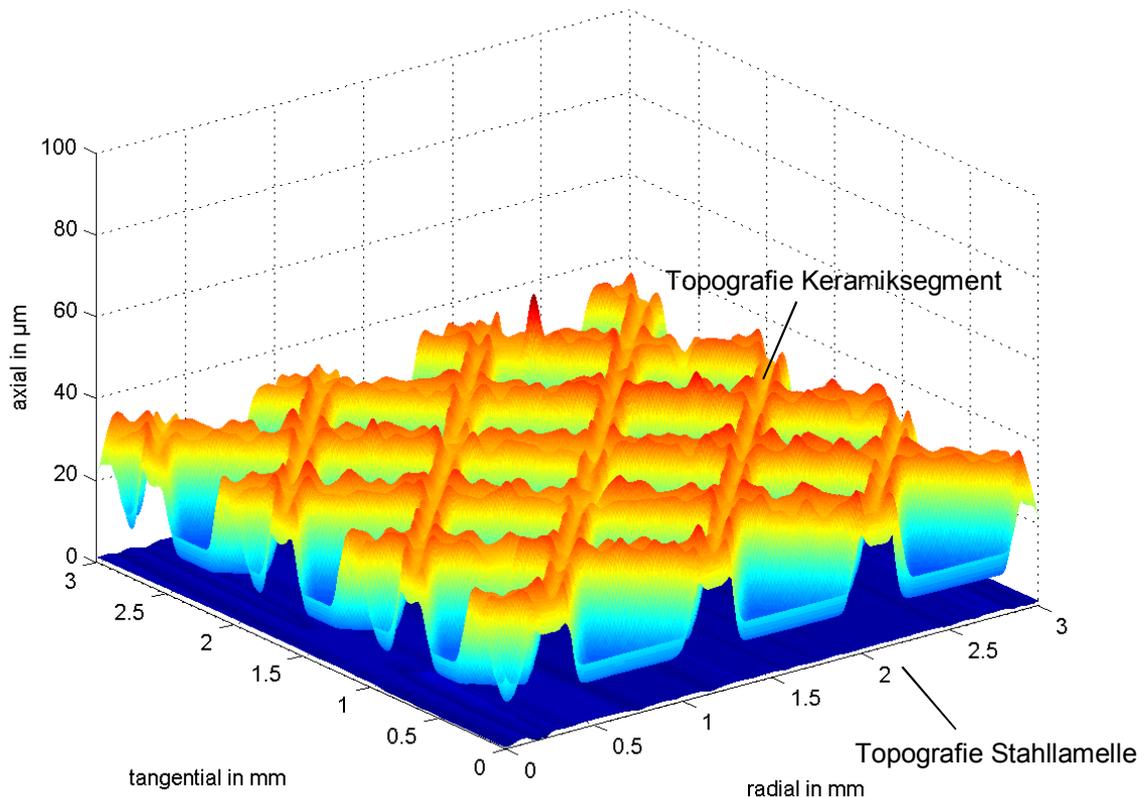


Bild 100: 3D-Oberflächen von Keramiksegment und Stahl lamelle

Unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen aus den experimentellen Untersuchungen soll auf die Kontaktbedingungen geschlossen werden. Von besonderem Interesse sind dabei lokale Pressungen und Temperaturen. Für alle folgenden Untersuchungen wird davon ausgegangen, dass das vermessene Oberflächenelement repräsentativ für den gesamten tribologischen Kontakt in der Lamellenkupplung ist.

Zunächst wird angenommen, dass Grund- und Gegenkörper über einen Schmierfilm getrennt sind. Es werden analog zu Bild 101 Bereiche mit:

- hoher Schmierfilmdicke und niedrigen Drücken (Flüssigkeitsreibung)
- geringer Schmierfilmdicke und hohen Drücken (mikro-EHD)

unterschieden.

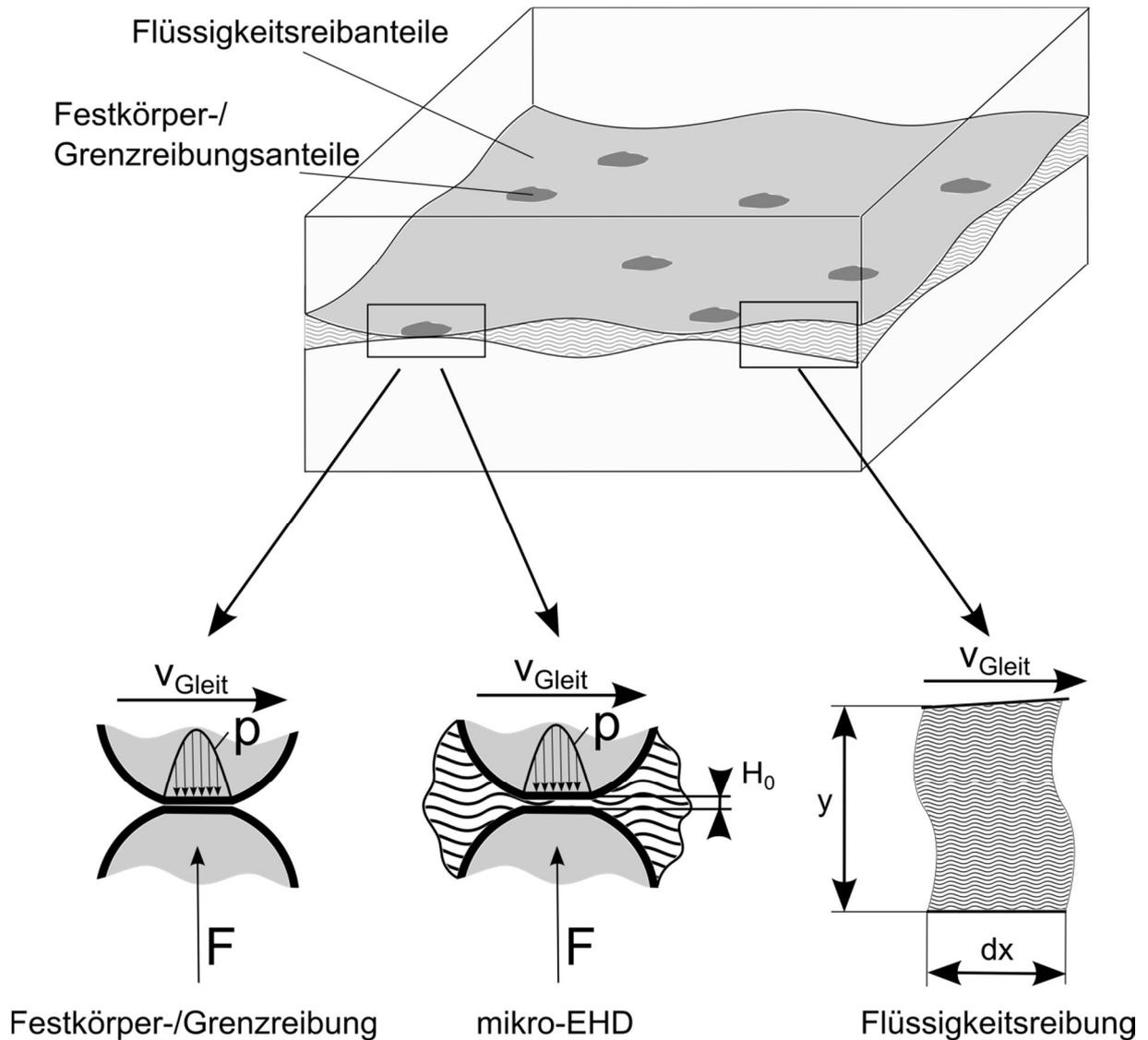


Bild 101: Reibungsmechanismen

Die hydrodynamischen Reibungsanteile, bedingt durch die Viskosität des Zwischenmediums und der Fluidscherung, werden unter der Annahme eines newton'schen Mediums berechnet. Für lokale Kontakte werden die Kontaktpressung und Verformung mit Hilfe der EHD-Theorie bestimmt. Die lokale Erwärmung in mikro-EHD-Kontakten, die zu einer Reduzierung der Viskosität beiträgt, wird zunächst vernachlässigt.

$$H_{\min} = 3,63U^{0,68}G^{0,49}W^{-0,073}(1 - e^{-0,68k})$$

$$\text{mit : } H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R_x}$$

$$U = \frac{\eta_0(U_1 + U_2)}{2ER_x}$$

$$G = \alpha E$$

$$W = \frac{F}{ER_x^2}$$

$$R_x = \frac{R_{x1}R_{x2}}{R_{x1} + R_{x2}}$$

$$R_y = \frac{R_{y1}R_{y2}}{R_{y1} + R_{y2}}$$

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

$$k = 1,0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636}$$

Bild 102 zeigt die rechnerisch (vgl. Gl. 45) ermittelte Pressungsverteilung für einen Ausschnitt aus dem tribologischen Kontakt der untersuchten Stahl-Keramik-Paarung mit texturierter Keramikoberfläche. Es treten hohe lokale Drücke in den mikro-EHD-Kontakten auf, die zu einer stark zunehmenden Viskosität führen, die in Kombination mit den geringen Schmierfilmdicken hohe Schubspannungen im Schmiermedium bewirken. Die dabei dissipierte Energie kann zu einer signifikanten Zunahme der lokalen Temperaturen im tribologischen Kontakt führen. Andererseits wird deutlich, dass ein sehr geringer Anteil der Reibfläche in erheblichem Maß zur Übertragung der Pressung beiträgt.

²²² vgl. Hamrock 1976

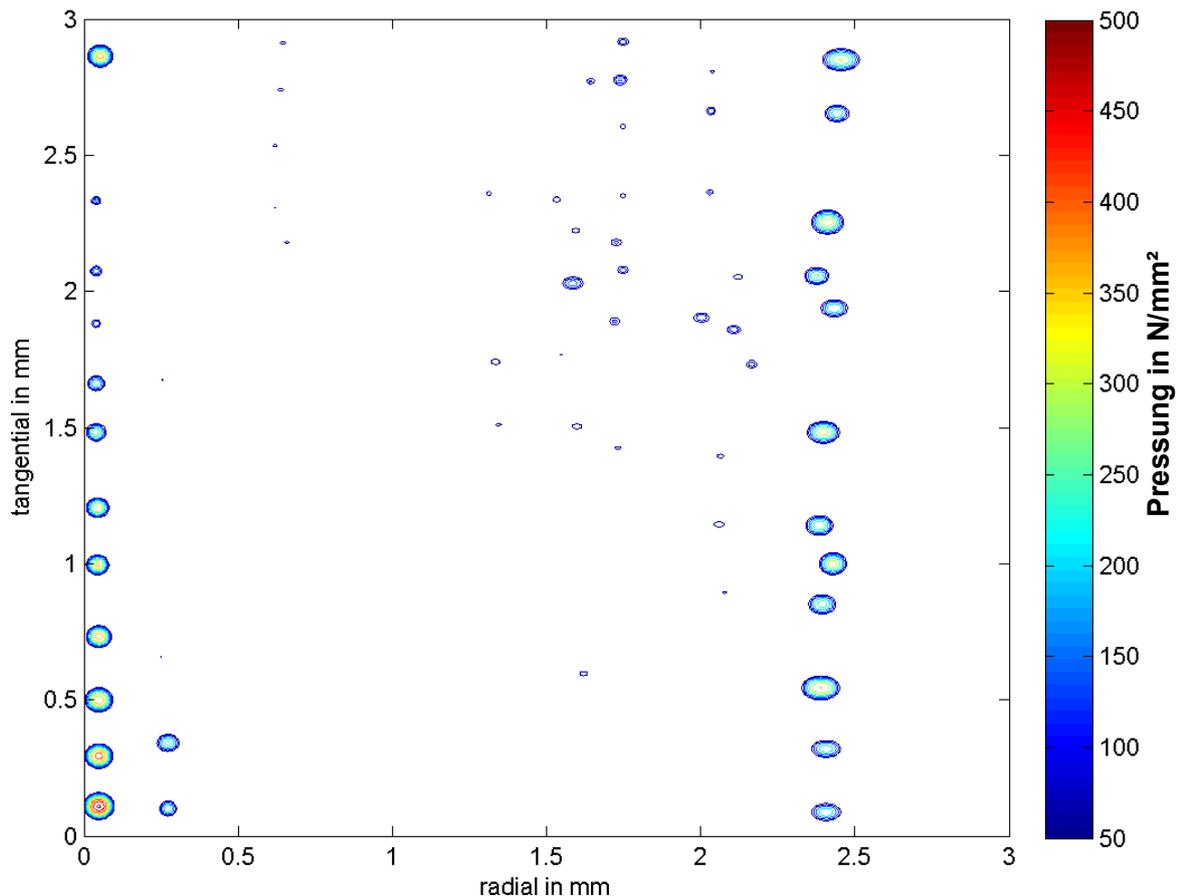


Bild 102: Lokale Pressung im Keramik-Stahl-Kontakt unter Berücksichtigung realer Topografien mit texturierter Keramikoberfläche

Bild 103 zeigt schematisch einen mikro-EHD-Kontakt. Durch Scherung des Fluids im EHD-Kontakt wird durch innere Reibung Wärme erzeugt. Durch Konduktion wird Wärme in die angrenzenden Festkörper geleitet. Daraus resultiert ein Temperaturverlauf mit einem ausgeprägten Maximum mittig zwischen den Reibpartnern. Betrachtet man die Temperatur eines Fluidelements, das in Folge der Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper durch den EHD-Kontakt bewegt wird, so wird es zunächst erwärmt bis ein Gleichgewicht von Wärmeerzeugung und Wärmeleitung erreicht wird. Anschließend nimmt die Temperatur durch die dominierende Wärmeleitung ab. Der Temperaturgradient wird maximal, wenn sich das Fluidelement in der Mitte des EHD-Kontakts, im Bereich maximaler Drücke und dementsprechend auch maximaler Schubspannung und Energiedissipation befindet.

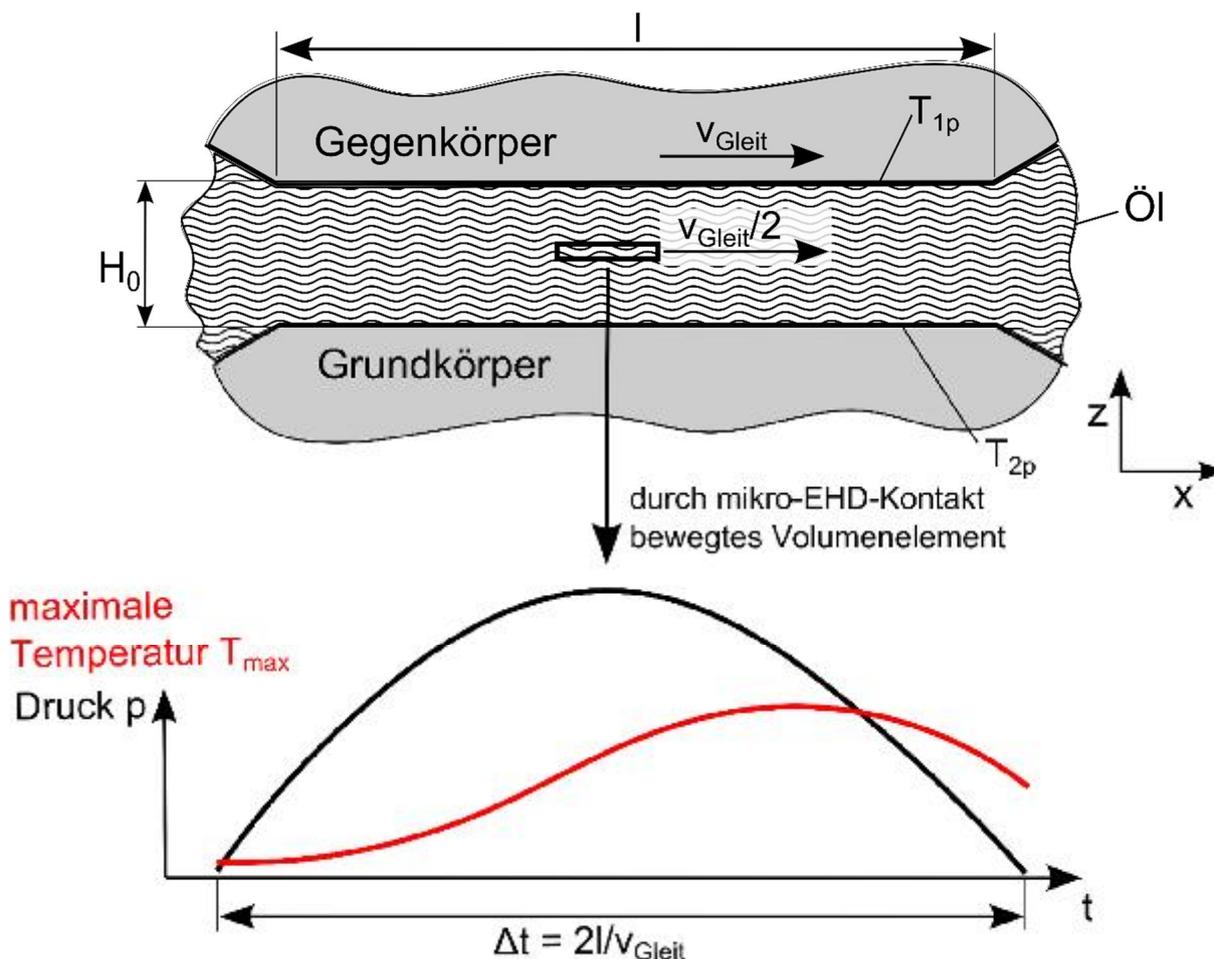


Bild 103: Temperatur und Druck in einem Mikro-EHD-Kontakt unter Relativbewegung

Zur Temperaturberechnung in einem Mikro-EHD-Kontakt wird ein eindimensionales Berechnungsmodell analog zu Bild 104, oben erstellt. Es wird die Annahme der Symmetrie des Kontaktes getroffen (entsprechend Symmetrieebene). Die Wärmeerzeugung durch die Fluidscherung sowie die Wärmeleitung in axialer Richtung werden berücksichtigt. Wärme- und Stoffströme in andere Raumrichtungen werden ebenso vernachlässigt wie die Viskositätsabnahme in Folge der Temperaturerhöhung. Die Annahmen müssen als konservativ angesehen werden, da eine Wärmeleitung ebenso wie eine Reduzierung der Viskosität aufgrund der Erwärmung im EHD-Kontakt zu einer Vergleichmäßigung und damit zu einer Reduzierung der maximalen Temperatur beiträgt. Alle Stoffwerte werden als konstant bei 140°C angenommen, lediglich die Druckabhängigkeit der Viskosität wird mit Hilfe der Barusgleichung berücksichtigt. Es wird eine maximale Pressung von 500 N/mm^2 bei einem Kontaktdurchmesser von $55 \text{ }\mu\text{m}$ (s. Bild 102) und einer Gleitgeschwindigkeit von 7 m/s angenommen.

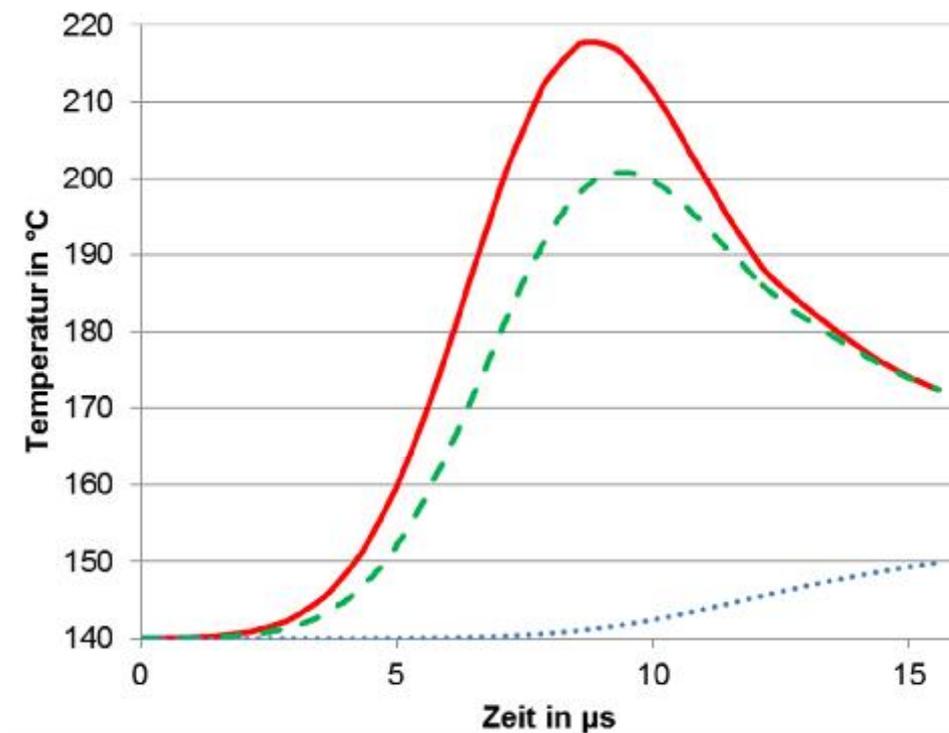
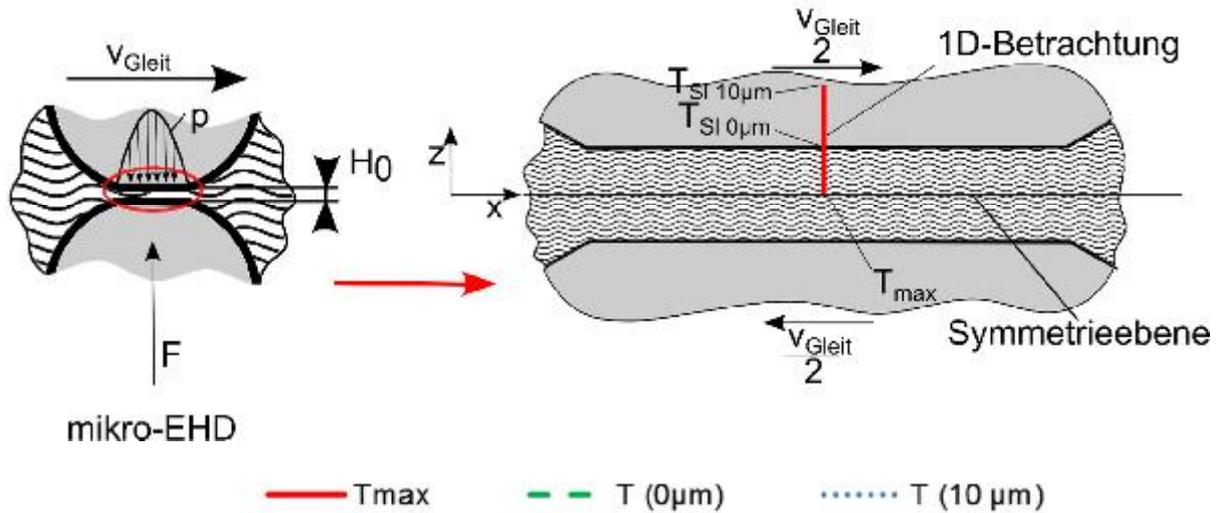


Bild 104: Berechnung der Temperatur in einem Mikro-EHD-Kontakt

Bild 104, unten zeigt die berechnete Temperatur in der Mitte des Schmierpalts (T_{max}), an der Oberfläche der Festkörper ($T_{0\mu m}$) und die Temperatur in einer Tiefe von $10\ \mu m$ im Festkörper ($T_{10\mu m}$) über der Dauer der Interaktion der betrachteten Asperiten. Zur Beurteilung der Gesamtschädigung des tribologischen Kontakts aufgrund der lokalen Temperaturen wird eine schädigungsäquivalente Temperatur berechnet (Gl. 46).

$$v = v_0 e^{-\frac{E_A}{kT}} \quad \frac{v_2}{v_1} = A \quad A^* = \int \int_V A dt dV \quad \int_V e^{-\frac{E_A}{kT}} dV = e^{-\frac{E_A}{kT_{eq}}} V \quad \text{Gl. 46}$$

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen wird die äquivalente Temperatur als eine homogene Kontakttemperatur definiert, die zu einer identischen Schädigung des Reibkontakts wie die im Kontakt auftretende heterogene Temperatur führt. Vereinfachend wird allen Bereichen mit einer lokalen Pressung von über 50 N/mm^2 eine Temperatur von $217 \text{ }^\circ\text{C}$ zugewiesen. Für die übrigen Bereiche wird eine Temperatur von $140 \text{ }^\circ\text{C}$ angenommen. Die damit berechnete, konservative äquivalente Temperatur beträgt $152 \text{ }^\circ\text{C}$. Damit muss von einem signifikanten Einfluss der lokalen Temperaturen auf die tribologischen Prozesse im Reibkontakt ausgegangen werden. Dieser Sachverhalt steht nur scheinbar im Widerspruch zur Betrachtung lokaler Temperaturen im tribologischen Kontakt von nasslaufenden Lamellenkupplungen auf Basis organischer Reibbeläge. Ursächlich dafür sind die deutlich unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften von Papierreibbelägen und den im Rahmen der vorgestellten experimentellen Untersuchungen verwendeten keramischen Werkstoffe. Insbesondere die hohe Steifigkeit der keramischen Komponenten führt zu relativ hohen lokalen Pressungen mit vergleichsweise hohen lokalen Temperaturen.

9.7 Zusammenfassung

Bei geöffnetem tribologischem Kontakt wird zunächst von einem relativ dicken Schmierfilm zwischen Grund- und Gegenkörper ausgegangen (vgl. Kapitel 2.4).

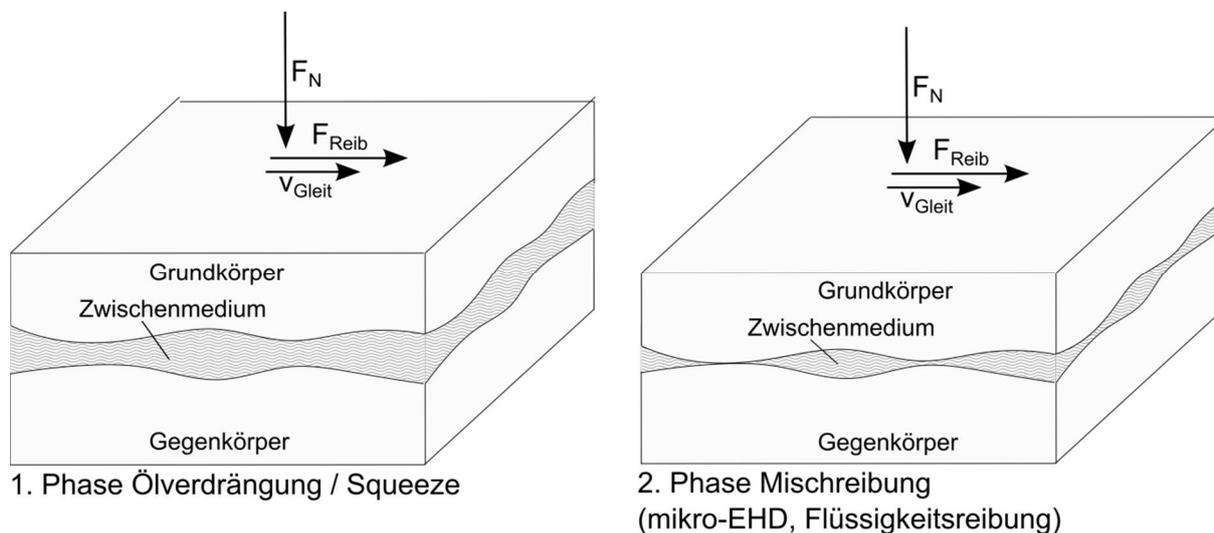


Bild 105: Phasen der Kontaktierung bei Synchronisation

Durch Aufbringen der Axialkraft werden Grund- und Gegenkörper gegeneinander gedrückt und der Schmierfilm im tribologischen Kontakt wird zunächst verdrängt

(Squeeze)²²³. Zur Übertragung der Reibkräfte trägt im Wesentlichen die Fluidscherung bei. Im weiteren Verlauf der Synchronisation kommt es zu einer Annäherung einzelner Rauigkeitsspitzen von Grund und Gegenkörper der Stahl-Keramik-Reibpaarung – es entstehen mikro-EHD-Kontakte. Der Kontaktzustand wird als Mischreibung bezeichnet, weil mikro-EHD und Flüssigkeitsreibung zugleich auftreten (vgl. Bild 105). Der Übergang von der Phase der Ölverdrängung hin zur Mischreibung wird wesentlich durch die Betriebsparameter (z.B. Gleitgeschwindigkeit und Pressung) und der Topografie der Reibpartner bestimmt. Die Texturierung der Oberfläche begünstigt das Ausfließen des Zwischenmediums. Es wird davon ausgegangen, dass der Übergang zur Mischreibung bei der Paarung mit texturierten Segmenten deutlich früher eintritt als bei geschliffenen Segmenten. Die experimentellen Untersuchungen mit texturierten Keramiksegmenten zeigen eine deutlich geringere Varianz der Reibungszahl sowohl während eines Lastwechsels als auch über der gesamten Versuchsdauer (s. Tabelle 13).

Tabelle 13: Veränderung der Reibungszahl

	Laststufe	Mittlere Reibungszahl	Reibungszahlveränderung pro Schaltung in %
geschliffen	1	0,086	- 0,014
	2	0,086	- 0,037
	3	0,09	- 0,041
texturiert	2	0,108	- 0,026
	3	0,099	+ 0,007

Offensichtlich begünstigt der Mischreibungszustand hohe, relativ konstante Reibungszahlen, während eine ausgeprägte Phase der Ölverdrängung zu geringen Reibungszahlen führt. Die Nachuntersuchung der Topografie zeigt, dass im Vergleich zu Reibpaarungen mit organischen Reibbelägen relativ hohe lokale Pressungen entstehen, die zu nicht vernachlässigbaren mikroskopischen Temperaturerhöhungen führen. Die hohen lokalen Pressungen sind im Wesentlichen auf die hohe makroskopische Pressung und die hohe Steifigkeit der eingesetzten Komponenten zurückzuführen. Es ist aber festzuhalten, dass die Reduzierung der makroskopischen Temperatur den Anstieg der mikroskopischen Temperatur überkompensiert. Demnach ist nach wie vor von einem erheblichen Potenzial der neuentwickelten Kupplungssystemlösung auszugehen (s. Kapitel 10).

²²³ vgl. Ting 1975a

10 Systemische Potenziale

Das Lamellenkupplungssystem mit ingenieurkeramischen Reibelementen zeigt unter identischen Randbedingungen deutlich geringere Maximaltemperaturen als das dem Stand der Technik entsprechende Lamellenkupplungssystem mit organischem Reibbelag. Dieser Umstand ist im Wesentlichen auf die Optimierung hinsichtlich erhöhter konvektiver Wärmeübertragung zurückzuführen. Die Gestaltung des Systems mit deutlich reduzierter Bruttoreibfläche führt zu einer höheren mittleren Pressung und auch zu einem höheren spezifischen Leistungs- und Energieeintrag. In der Konsequenz führt das zu einer über das gesamte Kupplungssystem inhomogeneren Temperaturverteilung bei insgesamt reduzierten Maximalwerten.

Dieses Potenzial der verbesserten Wärmeübertragung und die damit angenommene reduzierte Schädigung des tribologischen Kontakts kann aus Systementwicklungssicht auf vielfältige Weisen genutzt werden, einige sollen an dieser Stelle kurz andiskutiert werden:

- Reduzierung des Ölvolumenstroms
- Steigerung der Leistungsdichte (z.B. Steigerung des spezifischen Energieeintrags)²²⁴
- Reduzierung der Schädigung und damit Verlängerung der Lebensdauer

Im Weiteren soll im Rahmen einer Abschätzung das Potenzial zur Steigerung der Leistungsdichte konkretisiert und beurteilt werden.

Dazu wird das Lamellenkupplungssystem mit ingenieurkeramischen Reibelementen im Rahmen einer rechnerischen Betrachtung mit einem dem Stand der Technik entsprechenden Lamellenkupplungssystemen (vgl. Tabelle 2, Baugröße 108/80) verglichen.

Beide Kupplungssysteme weisen identische Innen- und Außendurchmesser auf. Weiterhin werden entsprechend Tabelle 14 identische Betriebsbedingungen bezüglich Synchronisationsdrehzahl und damit der maximalen Gleitgeschwindigkeit, der Dauer der Reibphase sowie Ölvolumenstrom und Ölzulauftemperatur gewählt. Die konvektive Wärmeübertragung wird aus entsprechenden experimentellen und simulationsgestützten Untersuchungen abgeleitet (s. Kapitel 5). Ausgehend von diesen Bedingungen wird der Temperaturverlauf der Stahllamelle für das dem Stand

²²⁴ Albers / Bernhardt 2011a

der Technik entsprechende Lamellenkupplungssystem unter Annahme einer Stahllamellendicke von 3,2 mm und einer Flächenpressung von 1 N/mm² berechnet.

Tabelle 14: Betriebsparameter für Vergleich

	Stand der Technik (vgl. Tabelle 2)	Keramik
Aussendurchmesser in mm	108	
Innendurchmesser in mm	80	
Dicke der Stahllamelle in mm	3,2	6
n_{sync} in 1/min	1500	
$v_{\text{gleit,max}}$ in m/s	7,3	
p_{netto} in N/mm ²	1	2,71
t_{reib} in s	2,26	
$T_{\text{Öl,zu}}$ in °C	70	
$v_{\text{Öl,netto}}$ in mm ³ /mm ² s	1	
Spezifische Werte (flächenbezogen)		
$p_{\text{reib,netto}}$ in W/mm ² ($\mu = 0,11$)	0,803	2,177
$q_{\text{reib,netto}}$ in J/mm ² ($\mu = 0,11$)	0,907	2,460
Spezifische Werte (volumenbezogen) (Annahme: Belaglamellendicke = 2 mm)		
$p_{\text{reib,netto}}$ in W/mm ³ ($\mu = 0,11$)	0,309	0,544
$q_{\text{reib,netto}}$ in J/mm ³ ($\mu = 0,11$)	0,349	0,615

Im Anschluss daran werden die Flächenpressung und die Stahllamellendicke der Lamellenkupplung mit ingenieurkeramischen Komponenten so lange variiert, bis sowohl die Stahllamellentemperatur zu Beginn und am Ende des betrachteten Zeitraums übereinstimmen und der erweiterte Beschleunigungsfaktor der beiden Kupplungssysteme zu eins wird (s. Bild 106).

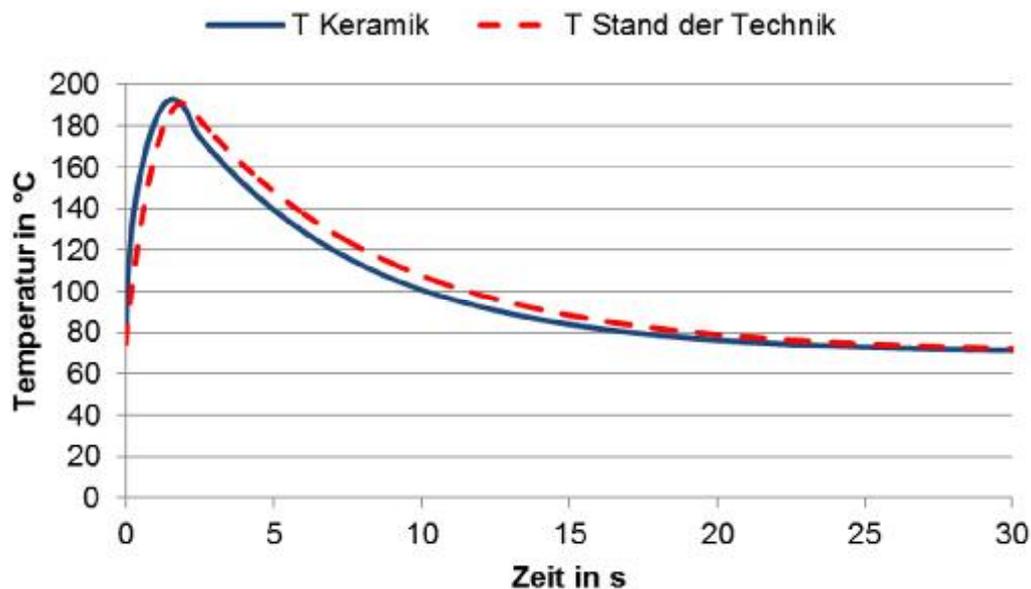


Bild 106: Summe aus mittlerer Temperatur und Blitztemperatur

Entsprechend Kapitel 5.5 kann damit von vergleichbarer Schädigung beider Kupplungssysteme ausgegangen werden.

Es werden spezifische Werte bezogen auf die Bruttoreibfläche und das Volumen des Kupplungssystems gebildet.

Der Vergleich der spezifischen Reibleistung und des spezifischen Energieeintrags (bezogen auf die Stahllamellenoberfläche) zeigt, dass die Lamellenkupplung mit keramischen Komponenten eine ca. 2,7-fache Leistungsdichte aufweist. Diese Steigerung der Leistungsfähigkeit ist bei langer Schlupfdauer (z.B. Dauerschlupf) bauraumneutral realisierbar, da hier die Speicherung der Wärme von untergeordneter Bedeutung ist.

Bezogen auf das Volumen des Kupplungssystems weist das Kupplungssystem mit keramischen Komponenten eine ca. 1,76-fache Leistungsdichte auf. Diese Steigerung der Leistungsdichte ist für den Schaltbetrieb mit relativ kurzer Schlupfdauer relevant, da hier die Wärmespeicherung und damit die thermische Masse von erheblicher Bedeutung für den Wärmehaushalt des Systems sind.

Damit zeigt sich, dass durch eine Verbesserung der Wärmeübertragung aus dem Reibkontakt sowie einer geeigneten Abstimmung der thermischen Massen des Kupplungssystems eine erhebliche Steigerung der Leistungsdichte erreicht werden kann. Dabei ist zu beachten, dass neben einer Bauraumreduzierung analog zur Steigerung der flächenbezogenen Werte auch die Anzahl der Komponenten reduziert werden kann.

11 Diskussion

11.1 Beschreibung Vorgehen mit erweitertem ZHO-Modell

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewählte Vorgehensweise soll im Hinblick auf das erweiterte ZHO-Modell (s. Bild 107) nach Lohmeyer²²⁵ beschrieben und diskutiert werden.

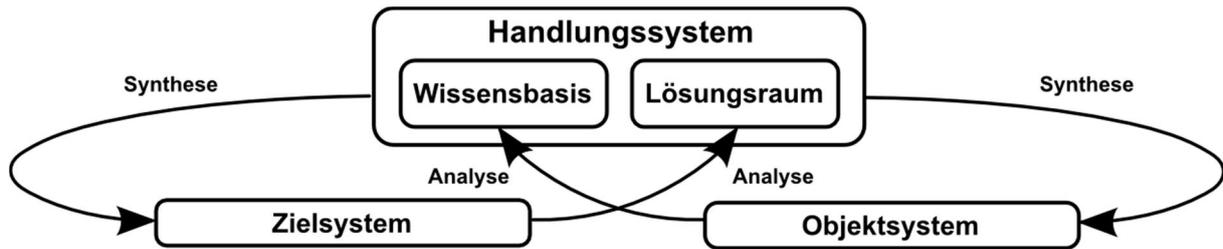


Bild 107: Erweitertes ZHO-Modell (Liegende Acht)²²⁶

Der Ausgangspunkt ist die initiale Zielsetzung, die Entwicklung eines nasslaufenden Kupplungssystems mit hoher Leistungsdichte. Zunächst sollen Ansätze zur Umsetzung der Zielsetzung gefunden werden. Ausgehend von dieser Zielsetzung leitet der Produktentwickler zunächst unter Nutzung von Literatur ein initiales Erklärungsmodell zur Beschreibung der wesentlichen Zusammenhänge auf die Leistungsdichte von nasslaufenden Lamellenkupplungen ab (s. Kapitel 5.1 bis 5.4). Die Recherche kann als Analyse von Objekten (Literatur) zur Erweiterung der Wissensbasis verstanden werden. Der Bedarf nach einer Bestätigung des Erklärungsmodells stellt ein neues Element im Zielsystem dar.

Basierend auf der erweiterten Wissensbasis wird das Zielsystem erweitert. Beispielsweise leitet sich aus dem theoretischen Erklärungsmodell bezüglich der Schädigungsmechanismen nasslaufender Lamellenkupplungssysteme der Bedarf zur Quantifizierung der wesentlichen Einflüsse auf die theoretisch beschriebenen Mechanismen ab.

Die Analyse des Zielsystemelements zeigt den Bedarf nach geeigneten experimentellen Untersuchungen. Das initiale Erklärungsmodell wird basierend auf den experimentellen Untersuchungen bestätigt (s. Kapitel 5.5 bis 5.13). Das neu gewonnene Wissen – die Leistungsdichte nasslaufender Lamellenkupplungen wird

²²⁵ Lohmeyer 2013

²²⁶ Lohmeyer 2013

im Wesentlichen durch die Temperatur bestimmt – kann durch den Produktentwickler zur Erweiterung des Zielsystems genutzt werden (s. Kapitel 5.14).

Der betrachtete Ausschnitt aus der Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit zeigt deutlich, wie Zielsystemelemente basierend auf dem Wissen des Produktentwicklers bzw. des Produktentwicklungsteams generiert, in Objektsystemelemente überführt und anschließend zur gezielten Erweiterung des Wissens genutzt werden. Tabelle 15 zeigt die erzeugten Objekte und die daraus abgeleiteten Erkenntnisobjekte sowie die resultierenden Zielsystemelemente (Pfeil).

Tabelle 15: Zusammenhang Ziel-, Objektsystemelemente und Erkenntnisobjekte

Zielsystemelement	Objektsystemelement	Erkenntnisobjekt
Kupplungssystem mit hoher Leistungsdichte	Literatur und multiskalige Beschreibung nasslaufende Lamellenkupplung	mögliche Mechanismen bzgl. Leistungsdichte
relevante Mechanismen bzgl. Leistungsdichte	Messdaten aus Parametervariation	konvektive Wärmeübertragung maßgeblich für Leistungsdichte
Reduzierung der Temperatur des Kupplungssystems	analytisches Model zur Berechnung der konvektiven Wärmeübertragung	Nutfläche und Nutfüllung besonders wichtig für Leistungsdichte
Kupplungssystem mit großer Nutfläche mit vollständiger Nutfüllung	CAD-Modell - virtueller Prototyp einer nasslaufenden Lamellenkupplung	Drosselung kann durch Nut und Außenlamellenträgergestalt erreicht werden.
Modelle zur Beschreibung der Wechselwirkung von Gestalt und Wärmeübertragung	CFD-Modell und PIV-Analysen mit prototyphaften Komponenten	Leistungsdichte kann mit vorliegender Kupplungsgestalt erheblich gesteigert werden.
Experimentelle Untersuchung der Leistungsdichte	Anwendungsrelevante Daten aus experimentellen Untersuchung	Reibungs- und Verschleißverhalten abhängig von makroskopischen Randbedingungen

Die in Tabelle 15 stark verkürzt dargestellten Ziel- und Objektsystemelemente sowie die gewonnenen Erkenntnisse zeigen zum einen deren parallele Entwicklung und zum anderen die gegenseitige Beeinflussung. Darüber hinaus wird deutlich, dass die Objektsystemelemente, wie Beispielsweise die Strömungsmodelle, bei unzureichendem Kenntnisstand zu Beginn der Produktentstehung im Wesentlichen zur Erzeugung von kontextspezifischem Wissen genutzt werden, um bei gefundener

Wichtigkeit der Mechanismen in erweiterter Form wesentlich zur Unterstützung der Definition von Merkmalen, wie der Gestalt des zu entwickelnden Produkts beizutragen. Die erzeugten Objektsystemelemente, wie beispielsweise Simulationsmodelle und experimentelle Methoden etc. erweitern, ebenso wie das erzeugte Wissen, das Handlungssystem für zukünftige Entwicklungsaufgaben. Ebenso wie die zielgerichtete Erzeugung von kontextspezifischem Wissen wesentlich zur erfolgreichen Produktentwicklung beiträgt, muss eine adäquate Nutzung des generierten Wissens für zukünftige Entwicklungsaufgaben sichergestellt werden. Beispielsweise muss neues Wissen kontinuierlich in verbesserte Werkzeuge, Methoden (s. Kapitel 6.2, Kapitel 8, Kapitel 9) und Prozessmodelle einfließen.

Dazu müssen geeignete Vorgehensweisen zur kontinuierlichen Verbesserung innerhalb der jeweiligen Organisation etabliert werden. Konkret muss sichergestellt werden, dass personengebundenes Wissen adäquat in der Organisation nutzbar gemacht wird.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich die aufgezeigte Vorgehensweise grundlegend von im Stand der Forschung (vgl. Kapitel 2.3) dargestellten Vorgehensweisen unterscheidet und im Einklang mit dem Stand der Forschung von Produktentstehungsmodellen steht (vgl. Kapitel 2.8)

Die Analyse der aufgezeigten Vorgehensweise zeigt, dass:

- die kontinuierliche Verbesserung von Entwicklungsprozessen durch dynamische Prozessmodelle (vgl. Kapitel 2.8), die das zielgerichtete „Lernen“ innerhalb der Organisation fördern, im Gegensatz zu starren Normen, Richtlinien (vgl. Kapitel 2.3), die Entwicklung neuer Systemlösungen fördert und damit eine Quelle für Innovation darstellt.
- die Verfügbarkeit von kontextspezifischem Wissen von erheblicher Bedeutung ist. Grundlage hierfür ist ein Verständnis wesentlicher Zusammenhänge im Sinne eines Erklärungsmodells. Dieses bildet sowohl die Grundlage für die zielgerichtete Erzeugung von neuem kontextspezifischem Wissen, als auch für die zielgerichtete Akquise bereits vorliegender, bisher nicht im entsprechenden Kontext genutzter, Informationen. Dieses Erklärungsmodell wird parallel zur Entwicklung des jeweiligen Produkts weiterentwickelt und repräsentiert den jeweiligen Wissenstand der Organisation.

11.2 Validierung am Beispiel des tribotechnischen Systems nasslaufende Lamellenkupplung

Zur Validierung werden sowohl physische als auch rechnergestützte Modelle entwickelt und genutzt, die die Validierungsumgebung bilden (Kapitel 2.10).

Tabelle 15 zeigt Objekte, die zur Erzeugung von kontextspezifischem Wissen genutzt werden. Die Vorgehensweise soll am Beispiel der systemtribologischen Untersuchung der Stahl-Keramik-Reibpaarung zur Bewertung des tribologischen Verhaltens im Hinblick auf die Anwendung in naslaufenden Lamellenkupplungen diskutiert werden.

Basierend auf dem in Kapitel 5 vorgestellten skalenübergreifenden Erklärungsmodell für das System naslaufende Lamellenkupplung relevanter Zusammenhänge, werden wesentliche Zusammenhänge im Hinblick auf die experimentelle Untersuchung abgeleitet (Bild 108). Dieses Modell bildet die Grundlage für die Entwicklung der im Rahmen der systemtribologischen Untersuchungen (Kapitel 9) genutzten Validierungsumgebung.

Das in Bild 108 dargestellte Modell verknüpft die mikro- und makroskopische Betrachtung, wobei die makroskopische Betrachtung im oberen Teil des Bildes und die mikroskopische im unteren Teil beschrieben werden. Die verknüpften Begriffe sind soweit möglich in Gruppen zusammengefasst. Beispielsweise sind alle strömungsbeeinflussenden Merkmale (z.B. Zentrifugalbeschleunigung, Geometrie Innen- und Außenlamellenträger, ...), unter dem Begriff Strömung zusammengefasst.

Auf der makroskopischen Skala sind die Wechselwirkung von Betriebsparametern wie Axialkraft, An- und Abtriebsdrehzahl und Ölvolumenstrom mit der makroskopischen Strömung im Lamellenkupplungssystem und dem damit zusammenhängenden Wärmehaushalt beschrieben.

mikroskopische Prozesse im tribologischen Kontakt, die für Verschleiß- und Schädigungsprozesse aber auch die Übertragung von (Reib-)Kräften im tribologischen Kontakt und damit der Reibungszahl von Bedeutung sind. Die makroskopische Reibungszahl wird durch Integration der mikroskopischen Reibungszahl über der Reibfläche bestimmt.

Das Modell zeigt, dass makroskopische Betriebsparameter, die Durchströmung des Kupplungssystems und damit auch die makroskopische Gestalt des Kupplungssystems in direktem Zusammenhang mit lokalen tribologischen Prozessen stehen.

Nach ROPOHL²²⁷ können Eigenschaften von Teilsystemen nur in der Wechselwirkung mit den übrigen Systemkomponenten im Gesamtsystem vollständig beschrieben werden. In der Systemtheorie wird dafür der Begriff der Systemintegrität verwendet, um die Vollständigkeit des Systems zu beschreiben²²⁸. Wird das System beispielsweise durch Entfernen oder Ändern einzelner Komponenten oder Wechselwirkungen beeinflusst geht in der Konsequenz die Systemintegrität verloren – das Systemverhalten wird verändert.

Diese Forderung wird im XiL-Ansatz nach ALBERS²²⁹ erfüllt, indem das im Zentrum der Untersuchung stehende Objekt durch ein adäquates Rest-Fahrzeug-Modell ergänzt wird. Im Sinne des XiL-Ansatzes kann der Reibkontakt zwischen Stahlgegenreibe und den Reibelementen als System-under-Investigation verstanden werden, wenn der Untersuchungszweck im Wesentlichen in der Beschreibung des tribologischen Verhaltens des Keramik-Stahl-Reibkontaktes besteht.

Zur Ermittlung systemrelevanter, makroskopischer Reibungszahlen müssen alle wichtigen Randbedingungen der (sub-)mikroskopischen Prozesse analog zum Kupplungssystem unter Berücksichtigung der jeweiligen Systemrandbedingungen durch das Rest-Fahrzeug-Modell abgebildet werden. Nur so kann sichergestellt werden, dass bei den Untersuchungen tribologische Prozesse analog zur entsprechenden Anwendung angeregt und in der Konsequenz systemrelevante Reibungszahlen bestimmt werden. Die makroskopischen Zusammenhänge bilden dynamische Randbedingungen für mikroskopische Prozesse im tribologischen Kontakt (vgl. Bild 14).

²²⁷ Ropohl 1979

²²⁸ Bossel 2004

²²⁹ Albers / Düser 2010

Im Weiteren wird auf die Realisierung der Validierungsumgebung eingegangen. Bild 109 zeigt anhand einer Darstellung des Lamellenkupplungssystems den symmetrischen Aufbau des Lamellenpakets in axialer Richtung.

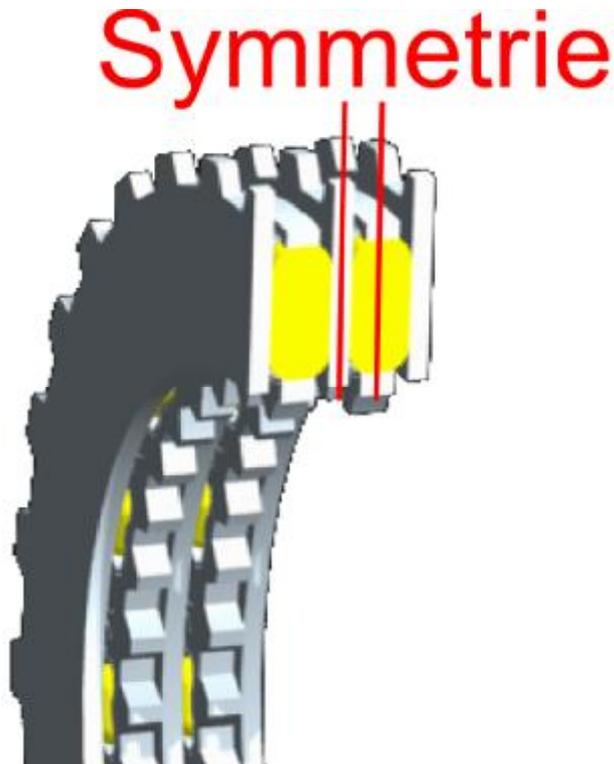


Bild 109: Symmetrie im Lamellenpaket

Die Symmetrie in axialer Richtung ist jeweils mittig in Stahl- und Belaglamelle gegeben. Darüber hinaus ist die Symmetrie auch für den Innen- und Außenlamellenträger gegeben. Im Weiteren wird bezüglich der Schmierung von Randbedingungen ausgegangen, die unabhängig von der axialen Position der Belag- und Stahllamelle sind. Dementsprechend kann ein Ausschnitt in axialer Richtung des Lamellenpakets als repräsentativ betrachtet werden. Um bei dieser Betrachtung ähnliche Temperaturverhältnisse zu erhalten, müssen die Symmetrieebenen thermisch isoliert sein. Darüber hinaus müssen folgende Randbedingungen gegeben sein:

Strömung

Das Strömungsfeld beeinflusst durch den Wärmeübergang die konvektive Wärmeübertragung und damit die makroskopische Temperaturverteilung. Über die Topografie und die Betriebsparameter wird die lokale Ölverteilung und damit der Kontaktzustand, der sich wesentlich auf die Reib- und Verschleißprozesse im tribologischen Kontakt auswirkt, bestimmt (Bild 110).

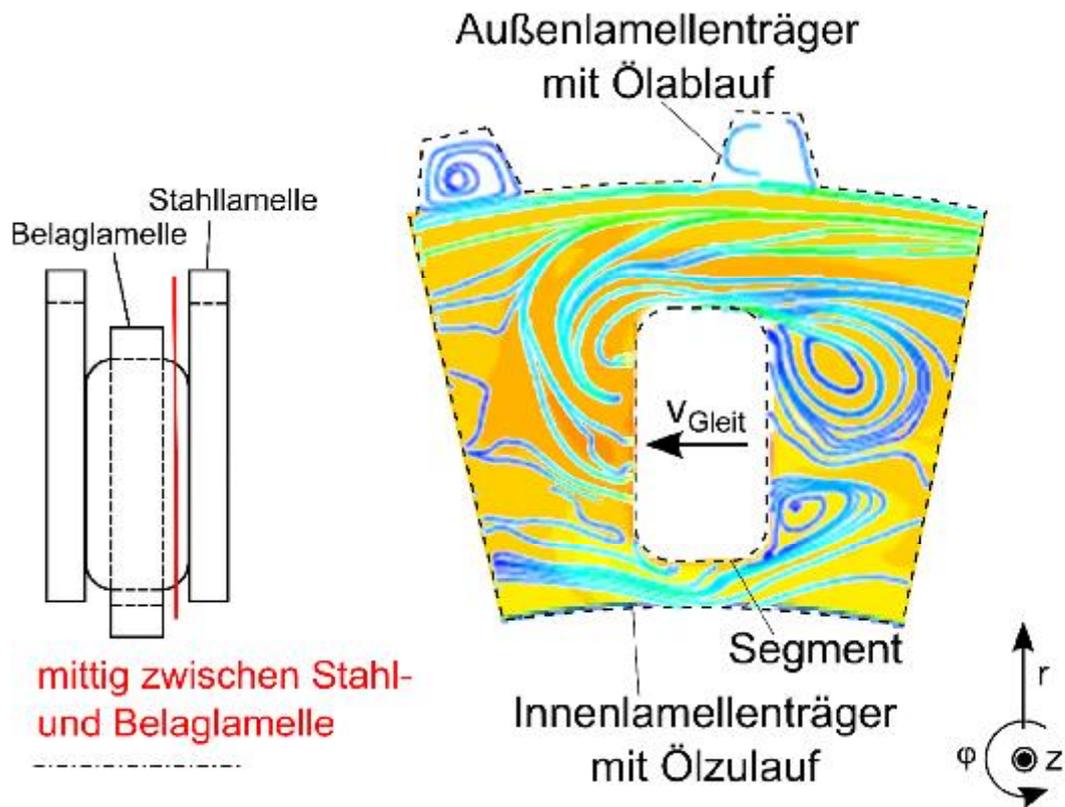


Bild 110: Ölströmung und -temperatur im Lamellenkupplungssystem

Damit wird deutlich, dass alle Strukturen die die Strömung im tribologischen Kontakt wesentlich beeinflussen adäquat abzubilden sind.

Werkstoff und Topografie der Reibpartner

Die Friktionspaarung, deren Topografie und das Schmiermedium beeinflussen die mikroskopische Pressungsverteilung, die mikroskopische Temperatur und damit wesentlich das tribologische Verhalten und müssen sich in engen Grenzen an der jeweiligen Anwendung orientieren.

Wärmestromdichte im Reibkontakt

Die aus dem Reibprozess resultierende Wärmestromdichte ist wesentlich in Bezug auf die makroskopische Temperaturverteilung (vgl. 5.11) und auch die Dynamik der Temperaturveränderung beispielsweise bei transienten Prozessen wie Synchronisationen/Anfahrten.

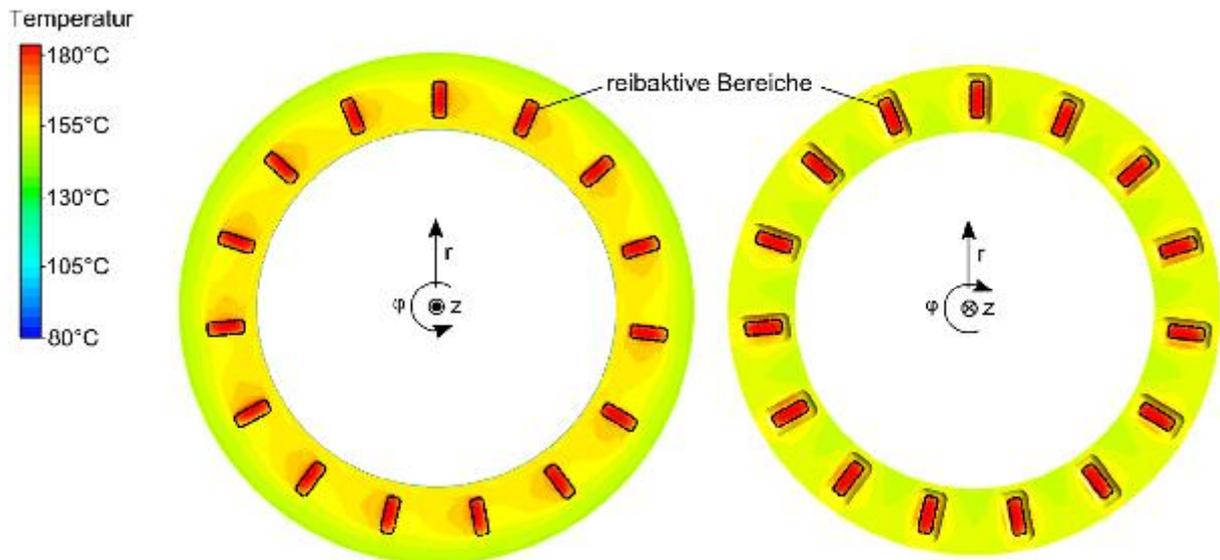


Bild 111: Temperatur von Stahl- und Belaglamellenoberfläche

Deshalb ist die Wärmestromdichte ein wesentliches Merkmal für tribologische Untersuchungen. Eine ähnliche Wärmestromdichte sowohl bezüglich Betrag als auch der Verteilung über der Reibfläche ist für eine systemnahe Temperaturverteilung essentiell.

Betriebsparameter

Die Betriebsparameter beeinflussen indirekt die Prozesse im tribologischen Kontakt. Bei einer Prüfstandsuntersuchung ist eine Orientierung an realen Lastkollektiven erforderlich, sollen system- und anwendungsspezifische Untersuchungsergebnisse erzeugt werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass

- Strömung und Ölverteilung im tribologischen Kontakt
- Werkstoff und Topografie der Reibpartner
- Wärmestromdichte im Reibkontakt und damit die Anzahl, Dimensionen und Anordnung der Reibelemente
- Betriebsparameter

analog zum jeweiligen Kupplungssystem eingestellt werden müssen.

Aufgrund der Symmetrie kann bei bekannter Ölverteilung in axialer Richtung auf eine Parallelschaltung von Reibflächen analog zum Lamellenpaket verzichtet werden.

Der zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen (Kapitel 9) entwickelte Prüfkopf berücksichtigt alle in Kapitel 11.2 genannten und vom Autor als besonders relevant bezüglich der Ermittlung von Reibungszahlen identifizierten Wechselwirkungen.



Bild 112: Prüfkopf für systemtribologische Untersuchungen

Der Prüfkopf verfügt, ebenso wie die Lamellenkupplung, über 15 keramische Reibelemente. Diese sind bezüglich Werkstoff, Topografie, Anzahl, Abmessung und auch der Position im Prüfkopf identisch mit dem korrespondierenden Lamellenkupplungssystem. Damit sind die lokalen Wärmestromdichten unter gleichen Betriebsrandbedingungen identisch mit dem Lamellenkupplungssystem. Weiterhin sind die Bereiche zwischen den Segmenten der Nutung der Belaglamellen nachempfunden. Darüber hinaus werden identische Innen- und Außenlamellenträgergeometrien eingesetzt. Damit sind die wesentlichen Wechselwirkungen bezüglich der Strömungsverhältnisse, der thermischen und mechanischen Randbedingungen adäquat abgebildet.

Die beschriebene Validierungsumgebung erfüllt alle wesentlichen in Kapitel 11.2 beschriebenen Anforderungen. Bei Verwendung systemrelevanter Betriebsparameter können mit dieser Prüfumgebung aufgrund der Umsetzung wesentlicher Aspekte des XiL-Ansatzes systemrelevante tribologische Untersuchungen durchgeführt werden.

11.2.1 Diskussion tribologische Prüfkette

Ein als tribologische Prüfkette bezeichneter Ansatz zur Validierung tribotechnischer Systeme wird von CZICHOS UND HABIG²³⁰ beschrieben (vgl. Kapitel 2.4.2). Es wird beschrieben, dass bei der Modellbildung „eine Vielzahl von Einflussgrößen zu berücksichtigen und sehr sorgfältig auf den Untersuchungszweck ausgerichtet sein

²³⁰ Czichos und Habig 2010

müssen“. Es werden verschiedene „Prüfkategorien“ definiert, die „...eine Vereinfachung zur übergeordneten Stufe“ darstellen, wobei die Vereinfachung abhängig von der Stufe in einer Vereinfachung des Beanspruchungskollektivs oder in der Reduzierung der Systemkomponenten bestehen kann.

Wie in Kapitel 2.6 und Kapitel 11.2 beschrieben, werden die Eigenschaften von Systemen und damit auch die Funktion wesentlich durch die Wechselwirkung zwischen Systemkomponenten bestimmt. Durch Entfernen einzelner Komponenten wird das System verändert wodurch die Systemintegrität verloren geht. Die Veränderung des Systems beeinflusst die Systemwechselwirkungen und auch die innerhalb eines Systems ablaufenden Prozesse. Eine derartige Verkürzung ist aus systemtheoretischer Sicht nicht zulässig. Das Verkürzungsmerkmal nach STACHOWIAK²³¹ unterstützt diese Aussage. Dabei wird beschrieben, dass in Modellen nicht alle Attribute des Objekts abgebildet werden sondern lediglich die, die im Hinblick auf den Zweck der Modellbildung relevant erscheinen. Die Diskussion hinsichtlich der Verkürzung muss analog zu Kapitel 2.7 basierend auf dem Zweck des Modells erfolgen. Eine Reduzierung des Systems, die sich im Wesentlichen an Systemkomponenten orientiert und durch Entfernen von Systemkomponenten geprägt wird kann somit nicht als zielführend angesehen werden.

Die Aussage einer abnehmenden Übertragbarkeit der zu erwartenden Ergebnisse mit zunehmender Prüfkategorie in Kombination mit dem Hinweis der Veränderung von Lastkollektiv (Prüfkategorie eins bis drei) bzw. Lastkollektiv und Systemstruktur (Prüfkategorie vier bis sechs) impliziert einen geringeren Einfluss des Lastkollektivs auf die zu erwartenden Ergebnisse.

Sowohl das gebildete Lastkollektiv als auch die Systemstruktur stellen Modelle dar, die jeweils die Realität in Teilaspekten abbilden. In wie fern eine Verkürzung bei diesen Modellen die Untersuchungsergebnisse beeinflusst ist individuell vom jeweiligen tribotechnischen System und dem jeweiligen Untersuchungszweck abhängig. Deshalb kann keine allgemeingültige Aussage bezüglich einer zu favorisierenden Verkürzung getroffen werden.

Verschleißerscheinungsform sowie Verschleißmechanismen und Verschleißraten sollen zur Sicherstellung der „Übertragbarkeit“ herangezogen werden, die derzeit aufgrund begrenzter Möglichkeiten von in-situ-Verfahren im Wesentlichen in Form von Nachuntersuchungen durchgeführt werden. Reibungs- und Verschleißvorgänge sind als transiente Vorgänge anzusehen. Während einer komplexen tribologischen Beanspruchung treten beispielsweise parallel aber auch nacheinander verschiedene

²³¹ Stachowiak 1973

Reibungs- und Verschleißmechanismen auf. Deshalb lässt eine integrale Betrachtung einer Nachuntersuchung nur bedingt Rückschlüsse auf die transienten und lokalen Vorgänge im tribologischen Kontakt zu. Weiterhin gibt es eine Vielzahl verschiedener Methoden zur Nachuntersuchung tribologisch beanspruchter Systeme. Mit diesen Methoden ist es beispielsweise möglich die Produkte (chemische Elemente oder Verbindungen) aus tribochemischen und tribophysikalischen Prozessen nachzuweisen. Dabei sind die zur Verfügung stehenden Methoden zur Untersuchung wie die möglichen während der Reibphasen ablaufenden tribologischen Prozesse vielfältig. Die Identifizierung von Untersuchungsmethoden im Hinblick auf bestimmte tribologische Prozesse kann nur basierend auf einem vorhandenen Erklärungsmodell erfolgen. Dieses Erklärungsmodell bildet wie alle Modelle lediglich einen Teil der Attribute des Objekts ab. Da nicht alle Attribute des Objekts bekannt sind, ist es durchaus möglich, dass auch relevante Attribute nicht erfasst und somit in der Nachuntersuchung nicht berücksichtigt werden. Hieraus resultiert eine Unsicherheit weshalb die Nachuntersuchung von tribologisch beanspruchten Komponenten lediglich als notwendige und nicht als hinreichende Bedingung für eine Gültigkeit des gebildeten physischen Modells dienen kann. Eine zielgerichtete Ableitung von Modellen zur Validierung, wie in Kapitel 11.2 beschrieben, reduziert die Wahrscheinlichkeit basierend auf dem jeweiligen Stand des Wissens, wesentliche Einflüsse zu vernachlässigen, da sich diese Vorgehensweise der Modellbildung stets am Zweck des zu entwickelnden Modells orientiert. Es werden stets die im Hinblick auf den Zweck des Systems wichtigen Wechselwirkungen zwischen Systemkomponenten berücksichtigt. Auch wenn nicht alle Attribute und Relationen des Objekts berücksichtigt werden können, da diese möglicherweise zum jeweiligen Stand der Forschung nicht bekannt sind, können jedenfalls die bekannten berücksichtigt werden. Damit wird bereits eine erhebliche Verbesserung gegenüber einer komponentenorientierten Verkürzung wie sie von CZICHOS UND HABIG²³² vorgeschlagen wird erreicht, die auf eine explizite Betrachtung von Wechselwirkungen verzichtet.

Methoden zur Validierung werden eingesetzt, um neue Erkenntnisse häufig auch im Zusammenhang mit der Entwicklung neuer technischer Systeme zu gewinnen. Weiterentwicklungen bekannter technischer Systeme unterscheiden sich beispielsweise in Bezug auf Funktion und Struktur des Systems. Intrasystemische Wechselwirkungen werden davon unmittelbar beeinflusst. Dieser Sachverhalt wirkt

²³² Czichos und Habig 2010

sich direkt auf die abgeleiteten Modelle und die Validierungsumgebung aus, die die neuen Aspekte berücksichtigen müssen.

Die adäquate Berücksichtigung dieser neuen Aspekte, die häufig explizit im Fokus der durchzuführenden Untersuchungen und damit wesentlich für den Zweck der Bildung des jeweiligen Simulationsmodells sind, können nicht basierend auf Modellen untersucht werden, die diese Aspekte nicht oder nur unzureichend berücksichtigen, da sie in erster Linie einen bekannten aber möglicherweise auch veralteten Stand des Objekts referenzieren. Dementsprechend sind die vollständige Abbildung und das Durchlaufen der Prüfkategorien bis hin zur Prüfkategorie 1 keineswegs als zielführend anzusehen. Vielmehr muss der Zweck der Untersuchung im Vordergrund stehen und diesbezüglich individuell, wie im Rahmen der vorliegenden Arbeit exemplarisch aufgezeigt, ein geeignetes Modell zur Validierung entwickelt werden.

12 Zusammenfassung

Das Ziel ist es, Potenziale zur Steigerung der Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen durch geeignete Vorgehensweisen zu identifizieren und in neue Systemlösungen zu überführen. Im Wesentlichen erfüllt das System nasslaufende Lamellenkupplung in Fahrzeugen die Funktion Schalten und Übertragen von Drehmoment beispielsweise von einer Verbrennungskraftmaschine zum Getriebe. In Kapitel 5 werden Erklärungsmodelle zur Beschreibung der Vorgänge innerhalb der Kupplung und der Wechselwirkungen mit dem Gesamtsystem erarbeitet. Das Ergebnis der Analyse ist ein initiales Modell, das der detaillierten Untersuchung im Hinblick auf die Richtigkeit der während der Modellbildung getroffenen Annahmen und Verkürzungen bedarf. Im Einzelnen wird ein Prüfstand zur Untersuchung nasslaufender Lamellenkupplungen, der mit einem geeigneten Prüfkopf und angepasster Messtechnik ausgestattet ist (Kapitel 5.5), sowie geeignete Testfälle zur gezielten Untersuchung der im initialen Modell dargestellten Zusammenhänge verwendet. Der Prüfstand sowie der Prüfling stellen physische Modelle dar, die in Kombination mit rechnergestützten Modellen zur Prüfstandsregelung eingesetzt werden.

Basierend auf Parametervariationen werden wesentliche Einflüsse auf die Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen, unterstützt durch Regressionsanalysen, identifiziert. Eine weitere, detailliertere Untersuchung der Wirkmechanismen erfolgt durch lokale Betrachtung insbesondere der lokalen Kontakttemperaturen.

Basierend auf der durchgeführten theoretischen Analyse der Zusammenhänge von Betriebsparametern mit lokalen Veränderungen bezüglich der Schädigung des tribologischen Kontakts wird ein auf der chemischen Kinetik basierender Berechnungsansatz entwickelt. Der auf der Erweiterung der Arrhenius-Gleichung basierende Ansatz wird für ausgewählte Lastkollektive überprüft. Die mathematische Beschreibung der Schädigung ist die Grundlage für eine zielgerichtete Optimierung von nasslaufenden Kupplungssystemen.

Auf Basis des so bestätigten Erklärungsmodells, können Verbesserungspotenziale für das System Lamellenkupplung hinsichtlich einer gesteigerten Leistungsfähigkeit abgeleitet werden (Kapitel 5.5). Als Ergebnis zeigt sich, dass die Schädigung des tribologischen Kontakts wesentlich durch die maximalen Kontakttemperaturen bestimmt wird. Die Temperatur des Kupplungssystems kann durch eine verbesserte Wärmeübertragung reduziert werden. Dadurch entstehen Potenziale zur Steigerung der Leistungsdichte.

Die diesbezüglich relevanten Zusammenhänge werden im Rahmen umfangreicher rechnergestützter und experimenteller Studien bestimmt. Die Untersuchungen fokussieren im Gegensatz zu bekannten Strömungsanalysen zu Schleppverlusten (vgl. Kapitel 2.3), die Wärmeübertragung während der Reibphase.

Aufgrund der komplexen Zusammenhänge zwischen Wärmeübertragung, Betriebsparametern und Geometrie des Kupplungssystems wird zunächst ein einfaches analytisches Modell erstellt. Dieses Modell dient der Identifizierung besonders relevanter Einflüsse auf die Wärmeübertragung in nassslaufenden Lamellenkupplungen (Kapitel 6.1). Das Modell zeigt, dass die Größe der wärmeübertragenden Fläche und damit die vom Öl überströmte Fläche maßgeblich sind. Neben der Nutgeometrie und Betriebsparametern wie Drehzahl und Öltemperatur, wird die Nutfüllung auch von der Gestaltung der Innen- und Außenlamellenträger bestimmt. Eine hohe Leistungsdichte kann insbesondere durch eine Nutgestaltung mit großer, möglichst vollständig benetzter Nutfläche erreicht werden.

Die aus dem analytischen Modell erhaltenen Zusammenhänge können durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden (Kapitel 6.2).

Die Abbildung der konvektiven Wärmeübertragung wird bei der Kupplungssystementwicklung durch die Verwendung physischer und rechnergestützter Modelle berücksichtigt. Als Beispiel seien die im Rahmen der Arbeit durchgeführten experimentellen Strömungsanalysen (PIV-Untersuchungen) sowie die analytischen und numerischen Strömungsberechnungen (CFD-Simulationen) angeführt.

Hinsichtlich der Gestalt der Lamellenkupplung führt eine Vergrößerung der Nutfläche zwangsläufig zu einer Reduzierung der Reibfläche und damit einhergehend zu einer höheren mittleren Flächenpressung im tribologischen Kontakt. Dazu bedarf es geeigneter Reibwerkstoffe mit einer höheren Belastbarkeit, die durch einen möglicherweise höheren Elastizitätsmodul direkt eine Zunahme der im Kontakt auftretenden Blitztemperaturen bewirken. Somit muss ein Kompromiss aus höherer Wärmeübertragung über einen vergrößerten Nutanteil und möglichst geringer Zunahme der mikro- und makroskopischen Temperaturen im Kontakt gefunden werden (Kapitel 6.1). Hierzu ist insbesondere die Einstellung einer geeigneten Topografie notwendig. Ingenieurkeramische Werkstoffe stellen hier eine Lösungsmöglichkeit bezüglich höherer Belastbarkeit dar und werden im Rahmen der Arbeit als Reibwerkstoff untersucht.

Im Rahmen der Analyse werden geometrische Merkmale im Hinblick auf die Leistungsfähigkeit nassslaufender Lamellenkupplungssysteme identifiziert. Im Rahmen der Produktentwicklung können diese Erkenntnisse in neue,

leistungsfähigere Kupplungssysteme überführt werden. Es wird ein virtueller Prototyp einer nasslaufenden Lamellenkupplung unter besonderer Berücksichtigung der geometrischen Merkmale hinsichtlich der Durchströmung des Lamellenkupplungssystems entwickelt. Dieses System wird mit Hilfe der CFD-Methode (Kapitel 7) im Hinblick auf die Verbesserung der konvektiven Wärmeübertragung untersucht. Nachdem sich die Potenziale bezüglich der Wärmeübertragung bestätigen, wird ein prototyphaftes System aufgebaut und experimentell untersucht (Kapitel 7 und 10). Die gute Übereinstimmung mit den CFD-Analysen kann nachgewiesen werden und darüber hinaus wird die Verbesserung der Wärmeübertragung bestätigt.

Zur Bestimmung systemnaher Reibungszahlen werden systemtribologische Untersuchungen durchgeführt. Die Topografie der Reibpartner wird durch dreidimensionale Methoden erfasst, um daraus mikroskopische Temperaturen zu bestimmen.

Die Diskussion der systemischen Potenziale (Kapitel 10) zeigt ein erhebliches Potenzial zur Steigerung der Leistungsfähigkeit im Vergleich zu dem Stand der Technik entsprechenden Lamellenkupplungssystemen auf.

12.1 Diskussion der Forschungsfragen

Im Folgenden sollen die im Rahmen der Zielsetzung (Kapitel 3.2) der vorliegenden Arbeit formulierten Forschungsfragen aufgenommen und diskutiert werden.

Forschungsfrage 1:

Wie kann ein durchgängiges Erklärungsmodell für das tribotechnische System nasslaufende Lamellenkupplung entwickelt werden?

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird insbesondere durch die Erzeugung von kontextspezifischem Wissen im Rahmen der Aktivität Validierung sukzessive ein Erklärungsmodell für das tribotechnische System nasslaufende Lamellenkupplung entwickelt (vgl. Kapitel 11.2).

Die vorliegende Arbeit zeigt, wie Modelle basierend auf dem jeweiligen aktuellen Stand des Wissens gebildet und konsequent im Hinblick auf den Modellzweck entwickelt werden müssen. Zu diesem Zweck werden theoretische Modelle zur Beschreibung relevanter Zusammenhänge im Hinblick auf die Leistungsfähigkeit tribotechnischer Systeme entwickelt. Die Mechanismen werden skalen- und domänenübergreifend beschrieben. Es werden Arbeitshypothesen abgeleitet, die durch adäquate im Wesentlichen neuentwickelte Methoden überprüft werden.

Das daraus resultierende Potenzial zeigt sich unter anderem in einer durchgängigen Beschreibung des tribotechnischen Systems nasslaufende Lamellenkupplung, die stets wesentlicher Bestandteil der Wissensbasis im Handlungssystem (vgl. 11.1) ist. Dieses Erklärungsmodell bildet die Grundlage für die Definition von Zielsystemelementen und ist essentiell für die Realisierung einer neuen Systemlösung einer nasslaufenden Lamellenkupplung. (vgl. Kapitel 11.2).

Andererseits wird auch gezeigt, dass bekannte Ansätze zur Validierung tribotechnischer Systeme, wie die tribologische Prüfkette nach CZICHOS UND HABIG, die zielgerichtete Erzeugung von kontextspezifischem Wissen für tribotechnische Systeme nur bedingt unterstützen und zumindest teilweise im Widerspruch zu Ansätzen der Modell- und Systemtheorie stehen.

Forschungsfrage 2:

Wie können wesentliche Wechselwirkungen identifiziert, bewertet und daraus abgeleitet geeignete Modelle zur Unterstützung der Synthese entwickelt werden?

Diese Frage lässt sich mit Hilfe des erweiterten ZHO-Modells beantworten (vgl. Kapitel 11.1). Unter Nutzung der Wissensbasis können Arbeitshypothesen bzgl. möglicher Wechselwirkungen formuliert, als Zielsystemelement aufgenommen (vgl. Tabelle 15) und in Elemente des Objektsystems überführt werden. Die durch die Analyse dieser Objekte gewonnenen Erkenntnisse fließen über die Erweiterung der Wissensbasis in die Entwicklung von Modellen zur Unterstützung der Systemsynthese ein. Die in Kapitel 11.2 geführte Diskussion zur Aktivität Validierung zeigt, wie Modelle zunächst im Wesentlichen zur Wissensgenerierung entwickelt, im weiteren Verlauf in weiterentwickelter Form auch zur Synthese eingesetzt werden. Allerdings ist zu beachten, dass auch die Synthese wesentlicher Elemente bzw. die Analyse der resultierenden Objekte des zu entwickelnden Produkts zur Wissenserzeugung genutzt werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass Modelle die zur Systemsynthese genutzt werden, auf Wissen basieren, das im Rahmen der Validierung durch die Analyse von Objekten, basierend auf physischen und virtuellen Modellen gewonnen wurde.

Forschungsfrage 3:

Welche systemischen Potenziale resultieren aus der Vorgehensweise?

Basierend auf der gezeigten Vorgehensweise wird eine neue Systemlösung entwickelt, die ein erhebliches Potenzial gegenüber dem Stand der Technik entsprechenden Lösungen nasslaufender Lamellenkupplungen zeigt (vgl. Kapitel 10). Neben dem systemischen Potenzial lässt die Vorgehensweise auch eine hohe Effizienz bei der Produktentwicklung nasslaufender Kupplungssysteme erwarten,

weil stets zielgerichtet kontextspezifisches Wissen erzeugt wird. Es ist stets eine Fokussierung auf wichtige Aktivitäten gewährleistet bzw. nicht zielführende Aktivitäten werden soweit möglich vermieden.

Forschungsfrage 4:

In wieweit unterscheidet sich die entwickelte Vorgehensweise von etablierten Methoden der Kupplungsentwicklung und in wieweit steht diese im Einklang mit Produktentstehungsmodellen?

Die aufgezeigte Vorgehensweise basiert auf der zielgerichteten Erzeugung von benötigtem Wissen, basierend auf klar formulierten Erklärungsmodellen und Arbeitshypothesen. Neue Erkenntnisse bilden die Grundlage für neue Potenziale im Hinblick auf die Entwicklung neuer, verbesserter Systemlösungen. Dieser Aspekt wird bei etablierten Vorgehensweisen für die Entwicklung von Kupplungssystemen nur bedingt berücksichtigt (vgl. Kapitel 2.3). Demnach entspricht das gezeigte Vorgehen dem integrierten Produktentstehungsmodell (iPeM) nach ALBERS²³³, unterscheidet sich aber von etablierten Auslegungsprozessen^{234,235,236,237}.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die konsequente Kombination von produktentwicklungsmethodischem und vorhandenem tribologischem Wissen in der Kombination mit der gezielten Erzeugung von neuem kontextspezifischem Wissen, unterstützt durch völlig neue systemtribologische Ansätze, immer basierend auf klaren Erklärungsmodellen und Hypothesen eine effiziente Entwicklung innovativer Systemlösungen für nasslaufende Lamellenkupplung ermöglicht.

Forschungsfrage 5:

Bieten alternative Reibwerkstoffe wie Ingenieurkeramiken ein Potenzial zur Steigerung der Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen?

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird aufgezeigt, wie die Potenziale ingenieurkeramischer Werkstoffe, wie die hohe tribologische Beanspruchbarkeit, durch ein geeignetes Gesamtsystemdesign in einer nasslaufenden Lamellenkupplung zum Tragen kommen können. Es zeigt sich, dass eine Reduzierung der Kontakttemperaturen bzw. eine Verbesserung der Wärmeübertragung aus dem tribologischen Kontakt einer nasslaufenden Lamellenkupplung im wesentlichen über eine geeignete Nutgestaltung mit

²³³ Albers 2011

²³⁴ VDI 2241 Teil 1 und Teil 2

²³⁵ Hämmerl 1994

²³⁶ Rao 2011

²³⁷ Wohlleber 2012

vergrößerter Nutfläche erreicht werden kann. Die Vergrößerung der Nutfläche und die damit zusammenhängende Erhöhung der spezifischen Belastung im tribologischen Kontakt ist die Grundlage für den Einsatz der Ingenieurkeramik. Ohne Anpassung der Nutgeometrie könnte das Potenzial der Keramik nicht genutzt werden. Es wird deutlich, dass systemische Potenziale nur durch eine vollständige Neuentwicklung des Lamellenkupplungssystems gehoben werden können. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass alternative Reibwerkstoffe, wie Ingenieurkeramiken in der Kombination mit einem geeigneten Gesamtsystemdesign, ein erhebliches Potenzial zu Steigerung der Leistungsdichte nasslaufender Lamellenkupplungen aufweisen (vgl. Kapitel 10).

Im Rahmen der Untersuchungen zeigt sich, dass das tribologische Verhalten über eine Gestaltung der Topografie der Reibfläche signifikant beeinflusst werden kann. Dementsprechend scheint durch ein gezieltes, anwendungsspezifisches Reibflächendesign eine Nutzung ingenieurkeramischer Werkstoffe in nasslaufenden Kupplungsanwendungen auch für Fahrzeuganwendungen als realistisch.

13 Literaturverzeichnis

70/157/EWG

Richtlinie des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über den zulässigen Geräuschpegel und die Auspuffvorrichtung von Kraftfahrzeugen. L42/16 – 20.

2007/34/EG

Richtlinie 2007/34/EG der Kommission zur Anpassung der Richtlinie 70/157/EWG des Rates über den zulässigen Geräuschpegel und die Auspuffvorrichtung von Kraftfahrzeugen an den technischen Fortschritt. L155/49 -67.

Adrian 1991

Adrian, R. J. (1991) *Particle-imaging techniques for experimental fluid mechanics.* In: Annual review of fluid mechanics 23, Nr. 1, S. 261–304.

Adrian 1997

Adrian, R. J. (1997) *Dynamic ranges of velocity and spatial resolution of particle image velocimetry.* In: Measurement Science and Technology 8, Nr. 12, S.1393.

Albers et al 2016

Reichert, S., Lorentz, B., Heldmaier, S., Albers, A. (2016) *Wear Simulation in non-lubricated and mixed lubricated contacts taking into account the microscale roughness.* In: Tribology International 100, S. 272 - 279.

Albers 2016

Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., Matros, K. (2016) *Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess,* In: Lindemann (Hrsg.), Handbuch Produktentwicklung, Carl Hanser Verlag, München.

Albers et al 2015

Reichert, S., Lorentz, B., Albers, A. (2015) *Influence of flattening of rough surface profiles on the friction behavior of mixed lubricated contacts.* In: Tribology International 93, S. 614 - 619.

Albers 2015

Albers, A., Denda, C., Martin, P., Brezger, F., Holz, H.-C., Kriegseis, J. (2015) *Potenziale zur Reduzierung von schleppmomentbedingten Verlusten durch neue Validierungs- und Entwicklungsmethoden.* In: VDI Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben.

Albers 2014

Albers, A., Fischer, J., Behrendt, M. (2014) *A holistic approach to the assessment of powertrain induced acoustic phenomena in battery electric vehicles.* NoiseCon 2014 – National Conference on Noise Control Engineering.

Albers / Bernhardt 2013

Bernhardt, J., Albers, A., Ott, S. (2013) *Advanced Ceramics as Friction Material in Lubricated Clutch Systems.* Tribology International 59, pp.267–272.

Albers 2012a

Albers, A. (2012) *Einführung in Antriebssysteme.* In: Steinhilper, W., Sauer, B., Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 7. Auflage Kap. 13. Springer, Berlin.

Albers 2012b

Albers, A. (2012) *Kupplungen und Bremsen*. In: Steinhilper, W., Sauer, B., Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 7. Auflage Kap. 14. Springer, Berlin.

Albers 2012c

Albers, A., Brezger, F. (2012) *Modeling of oil heating of disengaged lubricated clutches in hybrid vehicles*. FISITA (Ed.), 13.

Albers 2012d

Albers, A., Brezger, F., Koch, C. (2012) *Development of a new validation environment for CFD simulations on the example of a lubricated clutch*. VDI Getriebe in Fahrzeugen, Friedrichshafen.

Albers 2012e

Albers, A., Lohmeyer, Q. (2012) *Advanced Systems Engineering – Towards a Model-Based and Human-Centered Methodology*. International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering TMCE 2012, Karlsruhe.

Albers 2011

Albers, A., Braun, A. (2011) *Der Prozess der Produktentstehung*. F. Henning und E. Moeller (Eds.), Handbuch Leichtbau (pp. 5 – 30), Hanser Verlag.

Albers / Bernhardt 2011

Albers, A., Bernhardt, J., Ott, S. (2011) *Development and Validation of Lubricated Multi-Disc Clutch Systems with Advanced Ceramics*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 225, No. 7, pp.611–15.

Albers / Bernhardt 2011a

Albers, A., Bernhardt, J. (2011) *Nasslaufende Lamellenkupplungen – Potenziale ingenieurkeramischer Werkstoffe*. Tribologie-Fachtagung 2011 – Reibung, Schmierung und Verschleiß. GfT – Gesellschaft für Tribologie. Göttingen.

Albers et al 2011

Albers, A., Ott, S., Späth, C. (2011) *Kupplungsmodell zur Beschreibung des Kupplungssystemverhaltens*. VDI Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben.

Albers 2010

Albers, A. (2010) *Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences*. International Conference on Tools and Methods of Competitive Engineering (TMCE). Ancona, 2010.

Albers / Düser 2010

Albers, A.; Düser, T. (2010) *A New Process for the Configuration and the Application of Complex Validation Environments Using the Example of Vehicle-in-the-loop on the Roller Test Bench*. ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vancouver.

Albers / Bernhardt 2010

Albers, A., Bernhardt, J., Ott, S. (2010) *Experimentelle und simulationsgestützte Untersuchung nasslaufender Friktionssysteme am Beispiel einer Lamellenkupplung mit ingenieurkeramischen Komponenten*. In: Tribologie + Schmierungstechnik, 2010/4, Expert-Verlag.

Albers / Bernhardt 2010a

Albers, A., Bernhardt, J., Ott, S. (2010) *Untersuchung der Ölströmung in geschmierten Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung*. Tribologie-Fachtagung 2010 – Reibung, Schmierung und Verschleiß. GfT – Gesellschaft für Tribologie. Göttingen.

Albers / Bernhardt 2009

Albers, A., Bernhardt, J. (2009) *Leistungsgrenzen Dauerschlupf: Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung*. Abschlussbericht Forschungsvorhaben 401 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 920.

Albers 2009

Albers, A., Merkel, P., et al.: *Validation of Powertrain Systems on the Example of Real and Virtual Investigations of a Dual Mass Flywheel in the X-in-the-Loop (XiL) Environment*. International CTI Symposium, Transmission Expo, Berlin.

Albers / Bernhardt 2009a

Albers, A., Bernhardt, J., Ott, S. (2009) *Experimentelle und simulationsgestützte Untersuchung nasslaufender Friktionssysteme am Beispiel einer Lamellenkupplung mit ingenieurkeramischen Komponenten*. Tribologie-Fachtagung 2009 – Reibung, Schmierung und Verschleiß. GfT – Gesellschaft für Tribologie. Göttingen.

Albers / Bernhardt 2007

Albers, A., Bernhardt, J., Ott, S. (2007) *Systemdesign nasslaufender Friktionssysteme am Beispiel einer Lamellenkupplung*. Tribologie-Fachtagung 2007 – Reibung, Schmierung und Verschleiß. GfT – Gesellschaft für Tribologie. Göttingen.

Albers 2006

Albers, A., Meboldt, M. (2006) *A new Approach in Product Development, based on systems engineering and sytematic problem solving*. AEDS 2006 WORKSHOP, Pilsen, Czech Republic.

Albers 2005

Albers, A., Karrar, C. (2005) *Model based method for a sophisticated dimensioning of clutch systems in view of the occurrence of frictional vibration*. In: World Tribology Congress III, American Society of Mechanical Engineers, pp. 249–250.

Albers 1998

Albers, A., Herbst, D. (1998) *Kupplungsrupfen-Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen*. VDI BERICHTE 1416, S. 327–360.

Albers 1998a

Albers, A., Burkardt, N. (1998) *Experience with the new education model „Integrated Product Development“ at the University of Karlsruhe*. 4th International Symposium on Product Development in Engineering Education'98, Lohmar, Germany.

Alink 2010

Alink, T. (2010) *Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz*. Forschungsberichte Bd. 48, Karlsruhe, IPEK.

Altenbach 2012

Altenbach, H. (2012) *Kontinuumsmechanik*. Springer, Berlin.

Amontons 1699

Amontons, G. (1699) *On the resistance originating in machines*. In: Proceedings of the French Royal Academy of Sciences, pp. 206–222.

Andarelli 1973

Andarelli, G., Maugis, D., Courtel, R. (1973) *Observation of dislocations created by friction on aluminium thin foils*. In: Wear 23, No. 1, pp.21–31.

Arrhenius 1889

Arrhenius, S. (1889) *On the reaction rate of the inversion of non-refined sugar upon souring*, Z. Phys Chem 4.

Berger et al 1996

Berger, E. J., Sadeghi, F., Krousgrill, C. M. (1996) *Analytical and Numerical Modeling of Engagemengt of Rough, Permeable, Grooved Wet Clutches*. In: Journal of Tribology, 119.

Bertalanffy 1972

Bertalanffy, L. (1972) *The history and Status of General Systems Theory*. In: The Academy of Management Journal, Vol. 15, No. 4, pp. 407-426.

Bertalanffy 1969

Bertalanffy; L. (1969) *General System Theory – Foundations, Development, Applications*. George Braziller, New York.

Bowden und Tabor 1950

Bowden, F., Tabor, D. (1950) *Friction and Lubrication of Solids*. Clarendon-Verlag, Oxford.

Bossel 2004

Bossel, H. (2004) *Systeme, Dynamik, Simulation – Modellbildung, Analyse und Simulation komplexer Systeme*, Norderstedt, Books on Demand GmbH.

Braha 2006

Braha, D. Baar-Yam, Y. (2006) *From centrality to temporary fame: Dynamic centrality in complex networks*, Complexity 12, Wiley.

Briscoe 1992

Briscoe, B., Thomas P., Williams, D. (1992) *Microscopic origins of the interface friction of organic films: The potential of vibrational spectroscopy*. In: Wear 153, No. 1, pp.263–275.

Buckley 1977

Buckley, D. (1977) *The metal-to-metal interface and its effect on adhesion and friction*. In: Journal of Colloid and Interface Science 58, Nr. 1, pp.36–53.

Chung 2011

Chung, P., Jhon, M., Biegler, L. (2011) *Chapter 2 – The Holistic Strategy in Multi-Scale Modeling*. In: Advances in Chemical Engineering, Academic Press, pp. 59–118.

Coulomb 1785

Coulomb, E. (1785) *Theorie des machines simples*, Mem. Math. Phys. Paris.

Craik 1943

Craik, K. (1943). *The Nature of Explanation*. Cambridge University Press.

Czichos und Habig 2010

Czichos, H., Habig, K.-H. (2010) *Tribologie-Handbuch Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. In: Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden.

Czichos und Habig 1992

Czichos, H., Habig, K.-H. (1992) *Tribologie-Handbuch Reibung und Verschleiß*. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden.

Deters 2012

Deters, L. (2012) *Reibung, Verschleiß und Schmierung*. In: Steinhilper, W., Sauer, B., Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 7. Auflage Kap. 10. Springer, Berlin.

Deters 1992

Deters, L., Fischer, A., Santner, E., Stolz, U. (1992) *GfT-Arbeitsblatt 7*.

de Weck 2007

de Weck, O., Eckert, C., Clarkson, J. (2007) *A classification of Uncertainty for Early Product and System Design*. 16th International Conference on Engineering Design ICED 07, Paris.

DIN EN ISO 9000

DIN EN ISO 9000 (2005) *Qualitätsmanagementsysteme – Grundlagen und Begriffe (ISO 9000:2005)*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin.

Eyring 1936

Eyring, H. (1936) *Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute reaction Rates*. In: Journal of Chemical Physics, No. 4.

Felger 2007

Felger, R. (2007) *Potential bei Kupplungsbelägen, bekannte Werkstoffe und Ausblick*. VDI-Berichte 1987.

Fleischer 1970

Fleischer, G. (1970) *Systembetrachtungen zur Tribologie*. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Magdeburg, 14.

Frey 1993

Frey, D., Naumann, W. (1993) *Reibbeläge für ölgekühlte Reibschaltelemente*. Antriebstechnisches Kolloquium, Köln, Verlag TÜV Rheinland.

Garbar und Skorinin 1978

Garbar, I. I., Skorinin, J.V. (1978) *Metal surface layer structure formation under sliding friction*. Wear 51, Nr. 2, pp. 327–336.

Geldermann 2006

Geldermann, B. (2006) *Wissensmanagement – Kapital in den Köpfen nutzen – eine neue Aufgabe von Dauer*. Arbeit und Arbeitsrecht, die Zeitschrift für den Personal-Profi, Nr. 6.

Gnielinski 2006

Gnielinski, V., Kabelac, S., Kind, M., Martin, H., Mewes, D., Schaber, K., Stephan, P. (2006) *VDI-Wärmeatlas*. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Springer-Verlag.

Gong 2015

Gong, T., Pingping, Y. Xiao, Y., Fan, K., Tan, H., Zhang, Z., Zhao, L., Zhou, H., Deng, M. (2015) *Wear map for a copper-based friction clutch material under oil lubrication*. Wear 328-329, p. 270 – 276.

Greenwood 1966

Greenwood, J.A., Williamson, J.B.P. (1966) *Contact of Nominally Flat Surfaces*. In: Proc. R. Soc. London, pp.300–319.

Grösser 2012

Grösser, S. (2012) *Dynamische Komplexität ist die große Herausforderung für das Management*. CFO aktuell, Linde Verlag, Wien.

Hadler 2009

Hadler, J. (2009) *DQ500-Das neue Volkswagen Siebengang-Doppelkupplungsgetriebe für hohe Drehmomente*. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.

Hamrock 1976

Hamrock, B., Dowson, D. (1976) *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts*. NASA Technical Note D-8317.

Hämmerl 1994

Hämmerl, B. (1994) *Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung*. Dissertation Technische Universität München.

Hayashi 2000

Hayashi, K., Maeda, A., Terayama, T., Sakudo, N. (2000) *Molecular dynamics study of wearless friction in sub-micrometer size mechanisms and actuators based on an atomistic simplified model*. In: Computational Materials Science 17, No. 2–4, pp.356–360.

Helmholtz 1847

Helmholtz, H. (1847) *Über die Erhaltung der Kraft, eine physikalische Abhandlung*. Verlag G. Reimer, Berlin.

Hertz 1881

Hertz, H. (1881) *Über die Berührung fester elastischer Körper*. Journal für die reine und angewandte Mathematik 92, 156-171.

Heuberger 2007

Heuberger, M. (2007) *Wie entsteht Reibung? Nanotribologie*. Physik in unserer Zeit, Bd. 38, S. 142-148.

Höhn 1997

Höhn, B.-R., Pflaum, H., Hämmerl, B. (1997) *Ermittlung der Leistungsgrenze ölgekühlter Lamellenkupplungen anhand von Temperaturkriterien*. VDI-Berichte 1323.

Hoerbiger

Hoerbiger Lamellenhandbuch. Hoerbiger Antriebstechnik GmbH.

Holmberg 2012

Holmberg, K., Andersson, P., Erdemir, A. (2012) *Global Energy Consumption due to Friction in Passenger Cars*. In: *Tribology International*, Vol. 47, pp. 221–234.

Holzer 1997

Holzer, N., Frey, D., Matthes, B. (1997) *Schleppmomente an nasslaufenden Lamellenbremsen*. VDI-Berichte 1323.

Hügli 1997

Hügli, A., Lübcke, P. (1997) *Philosophielexikon: Personen und Begriffe der abendländischen Philosophie von der Antike bis zur Gegenwart*. In: Rowohlt's Enzyklopädie. Rowohlt-Taschenbuch-Verlag.

Ingram 2011

Ingram, M., Reddyhoff, T., Spikes, H.A. (2011) *Thermal Behaviour of a Slipping Wet Clutch Contact*. Tribology Letters 41, No. 1, pp. 23–32.

Israelachvili 1992

Israelachvili, J. (1992) *Interfacial forces*. In: Journal of Vacuum Science and Technology 10, No. 5, pp.2961–2971.

Johnson-Laird 1983

Johnson-Laird, P. (1983) *Mental Models*. Harvard University Press.

Jost 1968

Jost, H. P. (1968) *Committee on Tribology Report, 1966-67*. H.M. Stationery Office.

Jullien et al 1993a

Jullien, A., Meurisse, M.-H., Berthier, Y. (1993) *Fractionated thin film lubrication*. Tribology Series 25: Thin films in tribology, Elsevier.

Jullien et al 1993b

Jullien, A., Meurisse, M.-H., Berthier, Y. (1993) *Determination of lubrication regimes and wear through high resolution visualization in contacts using a carbon based composite*. Tribology Conference on Wear of Materials.

Kamada 1998

Kamada Y., Wang, N., Kotanigawa, T., Kawabata, J., Araki, M., Mukaida, K. (1998) *Wet friction materials for continuous slip torque converter clutch – Fuel economy improvement of passenger cars equipped with automatic transmission*. Tribology Series, Vol. 34.

Klamecki 1982

Klamecki, B. E. (1982) *Energy dissipation in sliding*. In: Wear 77, No. 1, pp.115–128.

Klamecki 1984

Klamecki, B. E. (1984) *An entropy-based model of plastic deformation energy dissipation in sliding*. In: Wear 96, No. 3, pp.319–329.

Klaus 1968

Klaus, G. (1968) *Wörterbuch der Kybernetik*. Dietz-Verlag.

Klein 2007

Klein, J. (2007) *Modes of energy loss on shearing of thin confined films*. In: Tribology Letters 26, Nr. 3, pp.229–233.

Kontorova 1938

Kontorova, T., Frenkel, T., Yu, I. (1938) *On the theory of plastic deformation*. In: Zh. Exp. Teor. Fiz., Nr. 8, pp.1340–1344.

Kritsman 1997

Kritsman, V. A. (1997) *Ludwig Wilhelmy, Jacobus H. van't Hoff, Svante Arrhenius und die Geschichte der chemischen Kinetik*. Chemie in unserer Zeit 31, Nr. 6 S. 291–300.

Krüger 2003

Krüger, A. (2003) *Kupplungsrupfen: Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen*. Dissertation, Universität Karlsruhe.

Kuhlen 1995

Kuhlen, R. (1995) *Informationsmarkt: Chancen und Risiken der Kommerzialisierung von Wissen*, Schriften zur Informationswissenschaft 15, Konstanz.

Landman 1990

Landman, U., Luedtke, W.D., Burnham, N.A., Colton, R.J. (1990) *Atomistic mechanisms and dynamics of adhesion, nanoindentation, and fracture*. Science 248, Nr. 4954, p. 454.

Lecheler 2011

Lecheler, S. (2011) *Numerische Strömungsberechnung*. 2. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag.

Li 2014

Li, M., Khonsari, M., McCarthy, D., Lundin, J. (2014) *Parametric analysis for a paper-based wet clutch with groove consideration*. Tribology International 80, 222-233.

Lindemann 2009

Lindemann, U., Maurer, M., Braun, T. (2009) *Structural Complexity Management*. Springer-Verlag Berlin.

Lohmeyer 2013

Lohmeyer, Q. (2013) *Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme*. Dissertation, IPEK, Karlsruher Institut für Produktentwicklung.

Lorentz 2013

Lorentz, B., Albers, A. (2013) *A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformation*. Tribology International.

Lu 2007

Lu, X., Hanagud, S. (2007) *A nonequilibrium irreversible thermodynamics model for material damping*. In: International Journal of Solids and Structures 44, No. 10, pp.3278–3303.

Lung 2000

Lung, C. W., March, N.H. (2000) *Transcending dissipative force proportional to velocity in internal friction and in crack propagation: the role of phonon emission*. In: Journal of Physics and Chemistry of Solids 61, No. 8, pp.1231–1235.

Lyashenko 2011

Lyashenko, I.A., Khomenko, A.V., Metlov, L.S. (2011) *Thermodynamics and kinetics of boundary friction*. Tribology International 44.

Massey 1989

Massey, B. (1989) *Mechanics of Fluids*. Revised by Ward-Smith, J., Taylor and Francis, New York.

Maucher 1990

Maucher, P. (1990) *Kupplungsrupfen, Möglichkeiten zur Vermeidung*, 4. LuK-Kolloquium.

Meboldt et al. 2012

Meboldt, M., Matthiesen, S., Lohmeyer, Q. (2012) *The Dilemma of Managing Iterations in Time-to-Market Development Processes*. 2nd International Workshop on Modelling and Management of Engineering Processes MMEP 2012, Cambridge, UK.

Mitariu-Faller 2009

Mitariu-Faller, M. (2009) *Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung*. Dissertation, IPEK, Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Muschik 2011

Muschik, S. (2011) *Development of Systems of Objectives in Early Product Engineering*. Dissertation, IPEK, Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Naumann 1988

Naumann, W., Frey, D. (1988) *Beeinflussung kraftschlüssiger Schaltelemente durch das Öl*. VDI-Berichte 680.

Nitsche 2006

Nitsche, W., Brunn, A. (2006) *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag, Berlin.

Nonaka 1997

Nonaka, I., Takeuchi, H. (1997) *Die Organisation des Wissens. Wie japanische Unternehmen eine brachliegende Ressource nutzbar machen*. Campus-Verlag, Frankfurt a. Main.

North 2011

North, K. (2011) *Wissensorientierte Unternehmensführung – Wertschöpfung durch Wissen*. Gabler Verlag, Wiesbaden.

Pahl/Beitz 2005

Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., Grote, K.-H. (2005) *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Springer, Berlin.

Paland 1998

Paland, E.-G. (1998) *Technisches Taschenbuch*. 6. Auflage, INA Wälzlager Schaeffler OHG, Herzogenaurach.

Patzak 1982

Patzak, G. (1982) *Systemtechnik – Planung komplexer innovativer Systeme: Grundlagen, Methoden, Techniken*. Springer, Berlin.

Plewinski 2013

Plewinsky, B., Hennecke, M., Oppermann, W. (2013) *Das Ingenieurwissen: Chemie*. Springer-Verlag.

Polanyi 1985

Polanyi, M. (1985) *Implizites Wissen*. Suhrkamp, Frankfurt a. Main.

Polanyi 1958

Polanyi, M., (1958) *Personal knowledge: towards a post-critical philosophy*. Routledge & Kegan Paul, London.

Probst 2010

Probst, G., Raub, S., Romhardt, K. (2010) *Wissen managen – Wie Unternehmen ihre wertvollste Ressource optimal nutzen*. Gabler, Wiesbaden.

Rao 2011

Rao, G. (2011) *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation TU Dresden.

Razzaque 1999

Razzaque, M., Takahisa K. (1999) *Effects of Groove Orientation on Hydrodynamic Behaviour of Wet Clutch coolant Films*. In: Journal of Tribology, No. 121, pp. 56–61.

Rigney und Hirth 1979

Rigney, D. A., Hirth, J.P. (1979) *Plastic deformation and sliding friction of metals*. In: Wear 53, Nr. 2, pp.345–370.

Ropohl 2009

Ropohl, G. (2009) *Allgemeine Technologie. Eine Systemtheorie der Technik*. 3. Aufl. Universitätsverlag Karlsruhe.

Ropohl 1979

Ropohl, G. (1979) *Eine Systemtheorie der Technik. Zur Grundlegung der Allgemeinen Technologie*. München/Wien, Carl Hanser Verlag.

Ropohl 1975

Ropohl, G. (1975) *Einleitung in die Systemtechnik*. In: Systemtechnik – Grundlagen und Anwendung, Hanser-Verlag, München.

Scott 1995

Scott, W., Sunti Wattana, P. (1995) *Effect of oil additives on the performance of a wet friction clutch material*. Wear.

Schmalenbach 2013

Schmalenbach, H. (2013) Ontologien zum Bereitstellen von Gestaltungswissen am Beispiel von Ingenieurkeramik. Dissertation, IPEK, Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Stachowiak 1973

Stachowiak, H. (1973) *Allgemeine Modelltheorie*. Springer-Verlag.

Stehr 2001

Stehr, N. (2001) *Moderne Wissensgesellschaften*. Springer Verlag, Wien.

Steinilper 2006

Steinilper, W., Sauer, B. (2006) Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Springer, Berlin.

Suh 1999

Suh, N.P. (1999) A Theory of Complexity, Periodicity and the Design Axioms. Research in Engineering Design, Vol. 11.

Thompson und Robbins 1990

Thompson, P. A., Robbins, M.O. (1990) Origin of stick-slip motion in boundary lubrication. In Science 250, Nr. 4982, p.792.

Ting 1975a

Ting, L. (1975) *Engagement Behaviour of lubricated Porous annular disks. Part I: Squeeze Film Phase – Surface Roughness and Elastic Deformation Effects*. Wear, Vol. 34, pp. 159-182.

Ting 1975b

Ting, L. (1975) *Engagement Behaviour of lubricated Porous annular disks. Part II: Consolidation Phase – Poroelastic Effect*. Wear, Vol. 34.

Tomlinson 1929

Tomlinson, G. A. (1929) A Molecular Theory of Friction. Phil. Mag. 7, pp.935–939.

Toshiyuki 1994

Toshiyuki, T., Hitoshi, H. (1994) *The fundamental molecular structures of synthetic traction fluids*. In: Tribology International 27, No. 3, pp.183–187.

Trautz 1916

Trautz, M., (1916) *Das Gesetz der Reaktionsgeschwindigkeit und der Gleichgewichte in Gasen. Bestätigung der Additivität von $C_v-3/2R$. Neue Bestimmung der Integrationskonstanten und der Moleküldurchmesser*. In: Zeitschrift für anorganische und allgemeine Chemie, Band 96, Nr. 1, pp.1–28.

Truckenbrodt 1996

Truckenbrodt, E., (1996) *Fluidmechanik*. Springer-Verlag.

Tseng 2011

Tseng, H.-C., Chang, R.-Y., Wang, J.-S. (2011) *Molecular structural property and potential energy dependence on nonequilibrium-thermodynamic state point of liquid n-hexadecane under shear*. In: The Journal of Chemical Physics, No. 134, pp.1–13.

VDI 2206

VDI 2206 (2004) *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb.

VDI 2241 Teil 1 und 2

Westerweel 1993

Westerweel, J. (1993) *Digital Particle Image Velocimetry – Theory and Application*. Technische Universiteit Delft.

Westerweel 1997

Westerweel, J. (1997) *Fundamentals of digital particle image velocimetry*. Measurement Science and Technology 8, No. 12, p.1379.

Winkelmann 1985

Winkelmann, S., Harmuth, H. (1985) *Schaltbare Reibkupplungen*. Konstruktionsbücher Band 34, Springer Berlin.

Willert 1991

Willert, C., Morteza, G. (1991) *Digital particle image velocimetry*. Experiments in fluids 10, Nr. 4, S.181–193.

Wittgenstein 1918

Wittgenstein, L., (1918) *Tractatus Logico-Philosophicus*. First published by Kegan Paul, London 1922.

Wohlleber 2012

Wohlleber, F. (2012) *Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation TU München.

Wu 1973

Wu, H. (1973) *An Analysis of the Engagement of Wet Clutch Plates*, Wear, Vol. 24, pp. 23-33.

Yang 1997

Yang, Y., Twadell, P., Chen, Y.-F., Lam, R. (1997) *Theoretical and experimental studies on the thermal degradation of wet friction materials*. SAE Technical Papers, Paper 979978.

Zierep 1997

Zierep, J., Bühler, K. (1997) *Eigenschaften von Fluiden*. In: Grundzüge der Strömungslehre, Springer-Verlag, Berlin.

Zhang 2014

Zhang, X., Li, K.-Z., Li, H.-J., Fu, Y.-W., Fei, J. (2014) *Tribological and mechanical properties of glass fiber reinforced paper-based composite friction material*. Tribology International.

Zum Gahr 1989

Zum Gahr, K.-H. (1989) *Sliding Wear of Ceramic-Ceramic, Ceramic-Steel and Steel-Steel pairs in Lubricated and Unlubricated Contact*. Wear, Vol. 133, pp. 1–22.

Betreute Abschlussarbeiten

Kiesner 2008

Martin, K.: *Entwicklung optimierter Nutbilder für nasslaufende Lamellenkupplungen*. In: IPEK – Abschlussarbeiten: Studienarbeit. Bd. 1480. Betreuer: Albers, A; Co-Betreuer: Bernhardt, J. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2008.

Kilian 2011

Kilian, S.: *Analyse einer nasslaufenden Lamellenkupplung mit ingenieurkeramischen Komponenten im stationären Betriebszustand mittels numerischer Strömungsmechanik (CFD)*. In: IPEK-Abschlussarbeiten: Bachelorarbeit. Bd. 2116. Betreuer: Albers, A; Co-Betreuer: Bernhardt, J. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2011.

Rader 2011

Rader, S.: *Untersuchung nasslaufender Lamellenkupplung mit Körperschallemissionsanalyse*. In: IPEK-Abschlussarbeiten: Bachelorarbeit. Bd. 2097. Betreuer: Albers, A; Co-Betreuer: Bernhardt, J. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2011.

Rutschke 2011

Rutschke, B.: *Planung und Durchführung von experimentellen Untersuchungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen*. In: IPEK-Abschlussarbeiten: Bachelorarbeit. Bd. 2095. Betreuer: Albers, A; Co-Betreuer: Bernhardt, J. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2011.

Süß 2006

Süß, M.: *Entwicklung einer Methode zur Untersuchung der Strömung in nasslaufenden Lamellenkupplungen*. In: IPEK-Abschlussarbeiten: Studienarbeit. Bd. 1492. Betreuer: Albers, A; Co-Betreuer: Bernhardt, J. Karlsruher Institut für Technologie (KIT): IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2007.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Johannes Bernhardt
Geburtsdatum: 25. Oktober 1979
Geburtsort: Bühl
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Bildungsgang

1986 – 1990 Dr. Josef-Schofer-Schule Bühlertal (Grundschule)
1990 – 1996 Windeck-Gymnasium Bühl
1996 – 1999 Technisches Gymnasium Bühl, (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)
1999 – 2004 Studium des Maschinenbaus an der Universität Karlsruhe (TH) (Abschluss: Diplom)

Berufstätigkeit

2004 – 2011 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung; Universität Karlsruhe (TH):
11/2007 stv. Leiter der Forschungsgruppe Antriebstechnik
07/2008 Leiter der Forschungsgruppe Friktionssysteme
2012 - 2014 Schaeffler Technologies AG, Herzogenaurach, Spezialist.
Seit 05/2014 LuK GmbH & CO KG, Bühl, Experte.