

Matthias Behrendt

**Entwicklung eines Systemtribometers mit
Abbildung mehrachsiger instationärer
Beanspruchungskollektive zur Analyse von
Reibung und Verschleiß im Misch-
reibungsbereich im Kontext nasslaufender
Umschlingungs-CVT**

Development of a system-related model test bench providing multi-dimensional transient load collectives for analyzation of friction and wear in mixed lubrication regimes in correspondation to lubricated belt CVT

Band 36

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

Copyright: Institut für Produktentwicklung
Universität Karlsruhe (TH), 2009

Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

**Entwicklung eines Systemtribometers mit
Abbildung mehrachsiger instationärer
Beanspruchungskollektive zur Analyse von
Reibung und Verschleiß im
Mischreibungsgebiet im Kontext
nasslaufender Umschlingungs-CVT**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Matthias Behrendt
aus Schwetzingen

Tag der mündlichen Prüfung: 29. Mai 2009

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

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll

Vorwort des Herausgebers (Stand: März 2006)

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

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreißsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Focus 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

Vorwort zu Band 36

Die aktuelle Diskussion der CO₂-Problematik führt zu großen Herausforderungen im Bereich der Antriebstechnik. Insbesondere der Fahrzeugbau muss sich der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs stellen. Dazu sind neue Antriebslösungen erforderlich, die z. B. in Form von Hybrid-Antriebssträngen oder auch Brennstoffzellen-Konzepten erarbeitet werden. Viele dieser Technologien benötigen aber noch einen erheblichen Entwicklungsvorlauf. In der konventionellen Fahrzeugantriebstechnik lassen sich durch Kombination eines Verbrennungsmotors mit einem Getriebe zur bedarfsgerechten Anpassung der Drehmoment-Drehzahlcharakteristik noch erhebliche Potentiale zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung heben. Ein Ansatz ist hierbei die Verwendung von kontinuierlich verstellbaren Getrieben, so genannte CVTs, die es in Abhängigkeit vom Drehmoment-Drehzahlbedarf des Fahrzeugs erlauben, den Verbrennungsmotor dennoch im optimalen Betriebspunkt mit minimalem Kraftstoffverbrauch zu betreiben. Die Konzepte mechanischer CVT beruhen dabei im Wesentlichen auf der Grundidee des Umschlingungsmittelgetriebes mit verstellbaren Scheibensätzen, die es ermöglichen, das Übersetzungsverhältnis kontinuierlich zu verändern. Andere Konzepte verwenden Reibkörper, die ebenfalls durch Verschiebung des Angriffspunktes eine kontinuierliche Verstellung der Übersetzung erlauben. In allen diesen Lösungen wird die Funktion durch Friktionskontakte realisiert, wobei die Drehmomentübertragung durch Nutzung des Reibkraftpotentials eines Wirkflächenpaares realisiert wird. Die dabei auftretenden Pressungen zur Erreichung der notwendigen Reibkraft sind erheblich. Es handelt sich hierbei also um hochbeanspruchte tribologische Kontakte, die auch noch im Wesentlichen im Gebiet der Mischreibung betrieben werden. Die Bewegungsverhältnisse in diesen Wirkflächenpaaren sind gekennzeichnet durch die Überlagerung von Gleitbewegungen in mehreren Raumachsen mit überlagerter Bohrbewegung. Um dieses Tribosystem grundlegend untersuchen zu können, ist es notwendig, eine Prüfeinrichtung zur Verfügung zu haben, bei der die Betriebsrandbedingungen in CVT-Getrieben an elementaren Modellkontakten weitgehend realitätsnah und dabei deduktiv nachgebildet werden können. Dieser Herausforderung, eine solche Prüfeinrichtung zu entwickeln, aufzubauen und damit dann grundlegende Untersuchungen zu Reibmechanismen in diesen Tribosystemen durchzuführen, stellt sich Herr Dr.-Ing. Matthias Behrendt in seiner wissenschaftlichen Arbeit. Das von ihm entwickelte Systemtribometer ist ein neues Untersuchungswerkzeug, um grundlegende Forschung in hochbeanspruchten, geschmierten Friktionskontakten durchzuführen und neue Reibungs- und Verschleißmodelle zu entwickeln.

Kurzfassung

Für die Beschreibung der Vorgänge im Mischreibungsgebiet sind nicht immer alle Einflussfaktoren hinsichtlich ihrer Wirkung qualitativ oder quantitativ bekannt. Beispielsweise ist der Parameterraum der erforderlichen Informationsbasis aufgrund nicht abbildbarer Beanspruchungsgrößen oder messtechnisch nicht zugängiger tribologischer Vorgänge noch nicht vollständig belegt. Die resultierende Unschärfe birgt Risiken hinsichtlich der Funktionssicherheit. Ein erweitertes Verständnis hingegen bietet die Chance zur erforderlichen Systemoptimierung.

In der vorliegenden Arbeit wird eine neue Untersuchungsmethode zur systemtribologischen Analyse systemrelevanter Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet vorgestellt. Stellvertretend für die Untersuchungen im Mischreibungsgebiet wird das nasslaufende Umschlingungs-CVT als Beispielsystem betrachtet, das durch einen komplexen hoch belasteten Friktionskontakt charakterisiert ist.

Basierend auf der Analyse des Beispielsystems wird die Entwicklung und Validierung einer neuen Untersuchungsmethode gezeigt. Hierbei werden die Abbildung tribologisch relevanter Eingangsgrößen und die Übertragbarkeit der Ergebnisse im Rahmen der durchgängigen Validierungsprozesskette untersucht.

Ausgehend von systemrelevanten, mehrachsigen, instationären Belastungskollektiven wird diskursiv der Übergang zu einachsigen, stationären Reibungszuständen durchgeführt, mit dem Ziel der Quantifizierung des jeweiligen Einflussfaktors.

Es werden die auf Einzelparametervariationen basierenden Untersuchungen der systemrelevanten Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet - Gleitvektor, Kontaktzeit, intermittierender Kontakt und Topographie – durchgeführt und dabei das Potenzial und der Nutzen der entwickelten Methode aufgezeigt. Als Ergebnis liegen entsprechend validierte und quantifizierte Einflussfaktoren vor.

abstract

For description of the processes in mixed lubrication regime not every influence factor is known regarding qualitative and quantitative effects. As for example, the required basis of information comprehends a parameter range that is not yet completely equipped due to unrepresentable load factors or measurably inaccessible processes. The resulting fuzziness is risky regarding functional safety. However, an extended comprehension offers the required system's optimization.

The thesis in hand provides a novel investigation method for system-related tribological analyses of influence factors concerning friction and wear in mixed lubrication regimes. Lubricated belt CVTs are considered as representatives for investigations in mixed lubrication regime due to complex and highly loaded occurring friction contact.

Development as well as validation of a new investigation method is presented based on analyses of the corresponding exemplary system. Thereby, reproduction of tribologically relevant influence factors as well as transferability of results in context of the integrated validation process chain is investigated.

Based on system-relevant multi-dimensional, transient load collectives the change-over to one-dimensional, stationary friction conditions is discursively carried out in order to quantify the respective influence factor.

Investigations of system-relevant influence factors concerning friction and wear in mixed lubrication regime – sliding vector, contact time, intermittent operation and topography - are based on single parameter variation whereby the potential as well as the benefit of the invented method are pointed out. As a result, corresponding validated and quantified influence factors are available.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Forschungsgruppe Antriebstechnik am IPEK - Institut für Produktentwicklung - der Universität Karlsruhe (TH).

Meinem Doktorvater Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers gilt besonderer Dank für die fachliche Betreuung, das mir entgegengebrachte Vertrauen und die geschaffenen Rahmenbedingungen zur Realisierung meiner Forschungstätigkeiten. Getreu dem Motto „Jahre lehren mehr als Bücher“ hat er mich weit über den Umfang dieser Arbeit hinaus durch vielseitige wissenschaftliche Fragestellungen gefordert sowie persönlich begleitet und gefördert.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, Leiter des Instituts für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Leibniz Universität Hannover, danke ich sehr für die Übernahme des Korreferats. Die langjährigen gemeinsamen Forschungstätigkeiten stellen einen wichtigen Baustein dieser Arbeit dar.

Für die fordernde Umsetzung und den Erfahrungsaustausch möchte ich mich bei den Mitarbeitern der mechanischen und der elektrischen Werkstatt bedanken. Besonderer Dank gilt den Herren Jürgen Ganz, Heinz Mügge, Dietrich Kleiber, Manfred Dziobaka und Sebastian Miebach. Für die Programmierung der Prüfumgebung danke ich Dr.-Ing. Wolfgang Burger, Dr.-Ing. Christian Schyr und Dipl.-Ing. Monika Jans.

Allen Mitarbeitern des Instituts und insbesondere den Kollegen der Forschungsgruppe Antriebstechnik danke ich für das angenehme Arbeitsumfeld. Ganz besonders danke ich Dipl.-Ing. Sascha Ott und Dipl.-Ing. Johannes Bernhardt für die prägende gemeinsame Zeit und den innigen wissenschaftlichen Austausch.

Zuletzt, aber nicht minder danke ich meiner Ehefrau Simone für die stets motivierende Unterstützung. Die vorliegende Arbeit möchte ich ihr hiermit widmen: „quid pro quo!“.

Karlsruhe, den 29. Mai 2009

Matthias Behrendt

„Jahre lehren mehr als Bücher.“

Aristoteles, 384 - 322 v. Chr.

Inhalt

1	Einleitung.....	1
2	Grundlagen und Stand der Forschung	4
2.1	Antriebssysteme.....	4
2.2	Stufenlose Getriebe	5
2.2.1	Bauformen und Funktionsweise	7
2.3	Modellbetrachtung.....	10
2.3.1	Modellbildung – Ziele und Bedeutung	10
2.3.2	C&CM - Contact & Channel Model	11
2.4	Systemverhalten und Systemmodellierung.....	12
2.4.1	Systemverhalten	12
2.4.2	Systemmodellierung - Verhältnisse im Umschlingungsbogen	17
2.4.3	Herausforderungen der Modelle zur Beschreibung des Systemverhaltens	20
2.5	Tribologie – Tribotechnisches System	22
2.5.1	Historie und Bedeutung	22
2.5.2	Friktionssysteme	23
2.5.3	Tribologie	24
2.5.4	Tribologisches System.....	24
2.5.5	Tribologische Beanspruchung	27
2.5.6	Reibung und Verschleiß – Allgemeine Zusammenhänge	29
2.5.6.1	Reibung.....	29
2.5.6.2	Verschleiß	31
2.5.6.3	Relevante Eigenschaften der Elemente eines Tribosystems	33
2.5.7	Systematische Analyse.....	34
2.5.8	Tribologische Prüfkette	35
2.5.9	Tribologische Charakterisierung	37
2.6	Kontaktverhalten und Kontaktmodellierung der Mischreibung	38
2.6.1	Kontaktverhalten der Mischreibung	38
2.6.1.1	Modellbeschreibung der Mischreibung	38
2.6.1.2	Festkörperreibung	41
2.6.1.3	Flüssigkeitsreibung	46
2.6.2	Systemrelevante Betrachtungen.....	49
2.6.2.1	Festkörperreibung	49
2.6.2.2	Flüssigkeitsreibung	50
2.6.2.3	Mischreibung.....	53
2.6.3	Kontaktmodellierung der Mischreibung	53
2.6.4	Systemspezifische Kontaktmodellierung	56
2.6.5	Herausforderungen für die Modelle zur Kontaktbeschreibung	57

3	Motivation und Zielsetzung.....	59
3.1	Motivation.....	59
3.2	Zielsetzung.....	60
4	Handlungssystem und methodische Vorgehensweise.....	62
4.1	Vorgehensweise.....	63
4.2	Zielsystem.....	64
4.3	Abbildung systemrelevanter Parameter auf Modellebene.....	65
4.3.1	Beanspruchungskollektiv.....	67
4.3.2	Struktur des Tribosystems.....	70
4.3.3	Kenngößen.....	72
4.3.3.1	Reibungskenngrößen.....	73
4.3.3.2	Verschleißkenngrößen.....	73
4.4	Quantifizierung der Einflussfaktoren.....	74
4.4.1	Variationen der Struktur des Tribosystems.....	76
4.4.2	Untersuchungen zum Einfluss des Gleitvektors.....	77
4.4.2.1	Einfluss der mehrachsigen Gleitbewegungen.....	77
4.4.2.2	Analyse der Gleitwinkelbestimmung.....	78
4.4.2.3	Übergang mehrachsiger zu einachsigen Gleitbewegungen.....	79
4.4.2.4	Einfluss einachsiger Gleitbewegungen mit stationärem Reibwinkel.....	79
4.4.3	Untersuchungen zum Einfluss instationärer Anpressbedingungen.....	80
4.4.3.1	Einfluss der Kontaktzeit.....	80
4.4.3.2	Einfluss intermittierender Vorgänge - Übergang instationär zu stationär.....	80
4.5	Versuchsführung.....	81
4.5.1	Korrelationsversuche.....	81
4.5.2	Untersuchung der Einflussfaktoren.....	81
5	Systemtribometer.....	83
5.1	Prüfstands Aufbau.....	83
5.2	Prüfstandsmechanik und Kontaktkinematik.....	84
5.2.1	Permanente Leistungsübertragung.....	85
5.2.2	Funktionsbeschreibung.....	85
5.3	Gesamtsystem.....	88
5.3.1	Hydraulische Anpressung.....	91
5.3.2	Schmierung.....	91
5.4	Prüfkörper und Prüfpaarungen.....	92
5.5	Bezug zum realen System.....	93
5.6	Technische Daten.....	93
5.6.1	Leistungsdaten.....	93
5.6.2	Messgrößen und Messtechnik.....	94
5.6.3	Vertrauensbereich und Messunsicherheit.....	94
5.7	Exemplarische Ableitung der Prüfparameter am Systemtribometer.....	96

5.8	Prüfstandspezifische Auswertung.....	98
5.8.1	Lagerreibung.....	98
5.8.2	Gleitvektor.....	100
6	Validierung des Systemtribometers.....	102
6.1	Abbildung der Kontaktkinematik / Beanspruchungsarten.....	102
6.1.1	Mehrachsig instationäre Gleitbewegungen – Spiraler Lauf.....	102
6.1.2	Prallvorgänge / instationäre Anpresskraft.....	103
6.2	Ergebniskorrelation mit Variatoruntersuchungen.....	104
6.2.1	Variation der Eigenschaften der Elemente „Grundkörper“ und „Gegenkörper“.....	105
6.2.1.1	Korrelationsergebnisse im WDK-System.....	106
6.2.1.2	Korrelationsergebnisse im SGB-System.....	107
6.2.1.3	Zusammenfassung.....	108
6.2.2	Variation der Eigenschaften der Elemente „Zwischenstoff“ und „Umgebungsmedium“.....	109
6.2.2.1	Korrelationsergebnisse WDK-System.....	110
6.2.2.2	Korrelationsergebnisse SGB-System.....	111
6.2.2.3	Zusammenfassung.....	112
6.2.3	Zusammenfassung der Ergebniskorrelation.....	113
6.3	Validierung weiterer prüfstandspezifischer Aspekte.....	114
6.3.1	Prüfkörpergeometrie und Werkstoffeigenschaften.....	114
6.3.2	Einflüsse der Prüfstandsmechanik.....	115
7	Experimentelle Untersuchungsergebnisse.....	116
7.1	Einfluss des Gleitvektors.....	116
7.1.1	Mehrachsig Gleitbewegungen.....	116
7.1.2	Analyse der Gleitwinkelbestimmung.....	119
7.1.3	Übergang mehrachsiger zu einachsigen Gleitbewegungen.....	119
7.1.4	Einachsige Gleitbewegungen mit konstantem Reibwinkel.....	122
7.2	Einfluss instationärer Bedingungen.....	125
7.2.1	Einfluss der Kontaktzeit.....	125
7.2.2	Einfluss intermittierender Vorgänge - Übergang instationär zu stationär.....	127
7.3	Zusammenfassende Darstellung.....	132
7.4	Weitere Einflussfaktoren.....	134
7.4.1	Einfluss weiterer Gleitanteile.....	134
7.4.2	Untersuchungsmethode.....	135
7.4.2.1	Untersuchungsmethode für vergleichende Untersuchungen.....	135
7.4.2.2	Untersuchungsmethode für erweiterte Grundlagenuntersuchungen.....	136
7.4.2.3	Weitere Aspekte der Untersuchungsmethode.....	137
7.4.2.4	Ausblick.....	138
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	139
9	Literaturverzeichnis.....	141
10	Anhang.....	150

Formelzeichen

A	m^2	Kontaktfläche
A_a	m^2	nominale Kontaktfläche
A_c	m^2	Konturenfläche
A_r	m^2	reale Kontaktfläche
d_{red}	m	Reduzierter Durchmesser
d_{Kugel}	m	Kugeldurchmesser
dv/dz	s^{-1}	Schergefälle
E_{red}	Nmm^2	Reduzierter Elastizitätsmodul
F_{ges}	N	Anpresskraft
F_N	N	Normalkraft
$F_{N,f}$	N	Festkörpertraganteil
$F_{N,hd}$	N	Flüssigkeitstraganteil
f_{Prall}	Hz	Prallfrequenz
F_R	N	Gesamtreibkraft (Mischreibung)
$F_{R,f,I}$	N	Festkörperreibungskraft (charakteristischer Bereich I)
$F_{R,hd,II}$	N	Flüssigkeitsreibungskraft (charakteristischer Bereich II)
$F_{R,hd,III}$	N	Flüssigkeitsreibungskraft (charakteristischer Bereich III)
F_{rad}	N	Radialanteil der Reibkraft
F_{tang}	N	Tangentialanteil der Reibkraft
h	mm	Spalthöhe
i	-	Übersetzung
M	Nm	Drehmoment
M_{ab}	Nm	Drehmoment, Abtriebsseite
M_{ab1}	Nm	Drehmoment, Abtriebsseite (Zustand 1)
M_{ab2}	Nm	Drehmoment, Abtriebsseite (Zustand 2)
M_{an}	Nm	Drehmoment, Antriebsseite
M_{an1}	Nm	Drehmoment, Antriebsseite (Zustand 1)
M_{an2}	Nm	Drehmoment, Antriebsseite (Zustand 2)
M_R	Nm	Reibmoment
M_{R1}	Nm	Reibmoment (Zustand 1)
M_{R2}	Nm	Reibmoment (Zustand 2)
M_V	Nm	Verlustmoment
n_{ab}	min^{-1}	Drehzahl, Abtriebsseite
n_{an}	min^{-1}	Drehzahl, Antriebsseite
n_{Bohr}	min^{-1}	Bohrdrehzahl
p	N/mm^2	Pressung, Druck
p_c	N/mm^2	Festkörpertragdruck
p_H	N/mm^2	Hertz'sche Pressung
R	mm	Radius (Balligkeit der Probenkörper)
r	mm	Radius
R_1	m	Radius 1 (Hertz'scher Kontakt)
R_2	m	Radius 2 (Hertz'scher Kontakt)
r_{red}	m	Reduzierter Radius

r_{Planet}	mm	Radius Planetenrad
r_{Sonne}	mm	Radius Sonnenrad
r_{Wirk}	mm	Wirkradius
v	mm/s	Geschwindigkeit bzw. Relativgeschwindigkeit
v_{Fluid}	mm/s	Geschwindigkeit des Fluids
v_{ges}	mm/s	Gesamtgleitgeschwindigkeit bzw. Gesamtgleiten
v_{rad}	mm/s	Radialgleitgeschwindigkeit bzw. Radialgleiten
v_{tang}	mm/s	Tangentialgleitgeschwindigkeit bzw. Tangentialgleiten
V_{Tank}	m ³	Volumen, Tankinhalt
v_{Verstell}	mm/s	Verstellgeschwindigkeit Lineareinheit
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	m ³ /s	Ölvolumenstrom
$W_{\text{def,el}}$	J	elastische Deformationsarbeit
W_{R}	J	Reibarbeit
α	°	Verlagerungswinkel
γ	°	Gleitwinkel
Δr	mm	Exzentrizität bzw. Radialversatz
Δs	mm	Wegänderung bzw. Positionsänderung
Δx	-	Messwertabweichung
Δy	-	wahrscheinliche Messunsicherheit
Δy_{max}	-	maximale Messunsicherheit
δ	°	Reibwinkel
ε	-	Eingriffsverhältnis
ζ_{max}	-	Maximum der Stützung
η	Ns/m ²	Dynamische Viskosität
ϑ	°C	Temperatur
$\vartheta_{\text{Öl}}$	°C	Öleinspritztemperatur
λ	mm	Annäherung
μ	-	Reibungszahl
μ_{c}	-	Reibungszahl (einzelner Kontakt)
$\mu_{\text{gleit,mix}}$	-	Gleitreibungszahl Mischreibung
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
ν^*	-	Querkontraktionszahl
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	N/mm ²	Scherspannung
τ_{Fluid}	N/mm ²	Scherspannung (Flüssigkeitsreibung)
τ_{Grenz}	N/mm ²	Scherspannung (Grenzreibung)
τ_{hd}	N/mm ²	Hydrodynamische Scherspannung
τ_{krit}	N/mm ²	kritische Scherspannung
φ	°	Drehwinkel
Φ^{P}	-	Druckflussfaktor
Φ^{S}	-	Scherflussfaktoren
ω_{ab}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit, Abtriebsseite
ω_{an}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit, Antriebsseite

1 Einleitung

Technische Systeme, wie sie beispielsweise Antriebsstränge automobiler Anwendungen und Maschinenanlagen darstellen, müssen den steigenden Anforderungen gerecht werden, die der Markt für zukünftige Produktgenerationen fordert. Hier sind insbesondere weitere Verbesserungen bei Wirkungsgrad, Lebensdauer, Leistungsfähigkeit und Kosten zu nennen, nicht zuletzt auch unter Berücksichtigung der jüngsten CO₂-Diskussionen. Die daraus resultierende geforderte Effizienzsteigerung ist dabei nur mehr durch den Einsatz neuer Technologien und Entwicklungsmethoden bzw. -werkzeuge zu bewältigen. Technische Systeme bzw. deren Werkstoffe, Komponenten und Bauteilelemente unterliegen einerseits Beanspruchungen aufgrund statischer und dynamischer Belastungen der Leitstützstrukturen (Festigkeitslehre) und andererseits Beanspruchungen aufgrund von Kontakten und Relativbewegungen zwischen den Wirkflächenpaaren (Tribologie). Die Festigkeitslehre sowie die Tribologie beschäftigen sich mit den belastungsinduzierten Beanspruchungen und den daraus resultierenden Schädigungen bzw. den Einsatz betreffende Sicherheitsfaktoren. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich die tribologischen Zusammenhänge und Fragestellungen betrachtet.

Reibung wie auch Verschleiß sind häufig unerwünscht auftretende Erscheinungen in technischen Systemen. Reibung steht dabei in direktem Zusammenhang mit Wirkungsgradverlusten und erhöhtem Energiebedarf von technischen Systemen. Verschleißaspekte der funktionserfüllenden Wirkflächenpaare - überwiegend unerwünscht und wertmindernd - sind vornehmlich im Kontext der Funktionserfüllung zu betrachten, da sich hierdurch die Qualität der Funktion, z. B. durch Schwingungen und Geräuschentwicklung, verschlechtert oder die Funktion selbst, z. B. aufgrund vergrößerter Passungsspiele, nicht mehr erfüllt werden kann. Dennoch gibt es eine Vielzahl technischer Systeme, die auf gezielt genutzter Reibung basieren, die so genannten Friktionssysteme. Diese Systeme begründen sich auf den Einsatz reibschlüssiger Kraftübertragung, die eine Anpressung zweier - meist rauer bzw. nicht ideal glatter - Oberflächen teilweise unter wirkender Relativgeschwindigkeit erfordert. Stellvertretend seien Kupplungen und Bremsen sowie die stufenlos verstellbaren Getriebe (Continuously Variable Transmission, CVT) genannt. Mit Hilfe von Schmierung können zudem ein gezieltes Reibungszahlniveau gewährleistet, Verschleiß minimiert, Wärme abgeführt und Korrosionsprozesse vermieden werden.

Unter Berücksichtigung der aus der Produktnutzung zu erwartenden bzw. resultierenden, zeitlich veränderlichen Beanspruchungen, stellt sich nun die Frage nach dem Verschleiß- und Reibungsverhalten des tribologischen Gesamtsystems. Forschungs- und Entwicklungsziel sind hierbei das Verständnis und die Beherrschung derjenigen technischen Systeme, die auf tribologischen Vorgängen basieren bzw. die Beherrschung der tribologischen Vorgänge selbst. Die wesentliche Herausforderung bildet hierbei die Tatsache, dass Reibung und Verschleiß stets eine Systemgröße darstellen, die nicht nur durch die eingesetzten Friktionswerkstoffe bestimmt wird, sondern in erheblichem Maße durch die Parameter Oberflächenbeschaffenheit, Zwischenmedium, Umgebungsbedingungen, Lastkollektiv und deren zeitliche Änderung beeinflusst wird.

Für die zielgerichtete Erforschung und Optimierung der komplexen tribologischen Zusammenhänge solcher Friktionssysteme ist es unabdingbar, die elementaren Wirkmechanismen zu erarbeiten und zu verstehen. Der Systemanalyse unter Berücksichtigung der relevanten Einflussparameter kommt hier eine besondere Bedeutung zu, mit deren Hilfe die funktionalen und physikalischen Zusammenhänge erarbeitet bzw. erforscht werden können. Wesentlicher Bestandteil ist hierbei die Objektivierung durch messtechnische Zugänglichkeit, wodurch über die qualitative Begutachtung hinaus auch eine Quantifizierung der Einflussgrößen bzw. der resultierenden Effekte möglich wird. Begleitet durch entsprechende Simulationsmodelle werden somit die erforderlichen Grundlagen geschaffen.

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit wird am Beispiel der stufenlos verstellbaren Getriebe (CVT) eine Methode vorgestellt, die zur grundlegenden Analyse tribologisch beanspruchter Kontakte im Mischreibungsgebiet sowie zur Validierung von Maßnahmen zur Tribokontaktoptimierung bezüglich systemnaher Belastungen und Einflussfaktoren dient. Diese Methode wurde am IPEK - Institut für Produktentwicklung - im Rahmen der Forschung an Handlungssystemen zur systemtribologischen Produktentwicklung erarbeitet und bereits in mehreren Projekten erfolgreich eingesetzt. Der Schwerpunkt lag dabei auf der Abbildung relevanter systemspezifischer Einflussfaktoren bereits bei der Durchführung von Modelluntersuchungen, woraus sich ein neuartiges Konzept einer Prüfeinrichtung mit zugehöriger Prüfmethode ableiten ließ, dessen Zielsystemdefinition, Umsetzung und Validierung einen wesentlichen Aspekt dieser Arbeit darstellt.

Die entwickelte Methode bietet einen schnellen und vereinfachten Ansatz für die Identifizierung von Einflussparametern im Rahmen von Grundlagenuntersuchungen und für die fachlich fundierte Beurteilung bzw. Validierung werkstofftechnischer Weiterentwicklungen, für eine sichere und zielgerichtete Anpassung bzw. Optimierung des Tribosystems an steigende Anforderungen, z. B. in Bezug auf Leistungsdichte und Lebensdauer. Die entscheidende Basis bildet hierbei eine Zu-

sammenführung und Integration von Simulationswerkzeugen und Prüfstandstechnik, basierend auf einer zweckmäßigen Modellbildung. Diese Modellbildung beinhaltet hier sowohl mathematische Berechnungsmodelle zur Ermittlung der Kontaktverhältnisse als auch physikalisch-mechanische Modelle zur prüftechnischen Nachbildung der Kontaktverhältnisse auf Modellebene. Durch Integration der entwickelten Methode in eine bestehende Prüfumgebung kann erstmalig eine durchgängige tribologische Prüfkette für die Erforschung nasslaufender Tribokontakte im Mischreibungsbereich realisiert werden. Diese Methode bietet nun auch die Möglichkeit zum Wissensaustausch zwischen elementar-tribologischen Modelluntersuchungen mit Stift-Scheibe-Analysen und Modelluntersuchungen mit systemspezifischen Einflussparametern mit dem Ziel der Korrelation elementarer Wirkmechanismen und systemspezifischer Einflussgrößen. Hierdurch ist es dem Entwicklungs- und Versuchsingenieur bereits auf Modellebene möglich, schneller, kostengünstiger und zuverlässiger zu validieren bzw. Einflussparameter adäquat zu quantifizieren und gezielt die Anzahl weiterer aufwendiger experimenteller Variatoruntersuchungen zu planen und gegebenenfalls zu reduzieren. Darüber hinaus zeigt die vorliegende Arbeit noch einen anderen Anwendungsbereich dieser Methode auf, nämlich diese als Grundlage zu nutzen, um die existierenden Simulationsmodelle bzw. Modellierungsansätze gezielt zu validieren und dahingehend zu erweitern, dass ein Übergang von einer globalen Reibungszahlannahme hin zu einer lokalen Reibungszahlzuweisung, basierend auf mehrdimensionalen Reibungszahlkennfeldern, mittelfristig ermöglicht wird.

Das folgende Kapitel 2 gibt einen Überblick über die Grundbegriffe und Grundlagen der Tribologie sowie einen Auszug der tribologischen Vorgänge geschmierter Frikionskontakte mit dem Schwerpunkt Mischreibung. Anschließend wird der Stand der Technik im Bereich der Analyse- und Validierungsmethoden dargestellt. Hiervon ausgehend, werden im Kapitel 3 die Motivation und die daraus abgeleiteten Ziele dieser Arbeit erläutert. Die Vorgehensweise bzw. das Handlungssystem wird in Kapitel 4 umfassend erläutert. Insbesondere steht das definierte Zielsystem unter Einbeziehung systemspezifischer Einflussparameter in die Untersuchungsmethodik im Fokus. In Kapitel 5 wird das Objektsystem, die umgesetzte Prüfeinrichtung und die Einbindung der Methode in die Prüffeldumgebung des IPEK - Institut für Produktentwicklung - vorgestellt, d.h. die Umsetzung des neuartigen Prüfstandes. Die Validierung der Methode unter Berücksichtigung der systemspezifischen Einflussparameter wird dann in Kapitel 6 aufgezeigt. Kapitel 7 stellt die Ergebnisse, basierend auf der neuen Untersuchungsmethode, vor und diskutiert diese im Kontext des Stands der Forschung. Das abschließende Kapitel 8 gibt eine Zusammenfassung dieser Arbeit wieder sowie einen Ausblick auf weitere wissenschaftliche Fragestellungen und den industriellen Einsatz dieser Methode.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Die heutigen Märkte stellen an Entwicklungsprozesse sehr hohe Anforderungen, damit innovative Produkte effizient und schnell entwickelt werden können. Unter diesen Bedingungen muss ein Entwicklungsprozess sowohl eine langfristige und sichere Planung ermöglichen, ohne die Innovationskraft zu behindern, als auch die Möglichkeit bieten, sich kurzfristigen Veränderungen flexibel anpassen zu können. Das Ziel ist es, hierfür die entwicklungsrelevanten Trends und Anforderungen zu erfassen und diese durch ganzheitliche methodische Entwicklungs- und Lösungsansätze in marktfähige Produkte zu überführen.

2.1 Antriebssysteme

Stellvertretend für die zu entwickelnden Produkte werden im Folgenden die Antriebssysteme betrachtet, die in Maschinen, Anlagen und Fahrzeugen als Teilsysteme eingesetzt werden. Diese stellen die Energie in jeweils geeigneter Form dem „Arbeitsprozess“ zur Verfügung und tragen somit dazu bei, die gewünschte Gesamtfunktion zu erfüllen. Sie basieren dabei auf der Umformung, Übertragung und Speicherung von Energie. Die Betrachtung als System beinhaltet das Zusammenwirken mehrerer Komponenten sowie die Berechnung der integrierten Komponenten unter Berücksichtigung der statischen und dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems, z. B. eines Kraftfahrzeugs, und der auftretenden Rückkopplungen auf Teilsysteme, z. B. Getriebe oder Kupplungen.

Die leistungsübertragende Mechanik der Antriebssysteme besteht aus den drei Subsystemen „Antriebs- oder Kraftmaschine“, „Antriebsstrang“ und „Arbeitsmaschine“. Die Arbeitsmaschine stellt die für die Realisierung der Gesamtfunktion erforderliche Antriebsenergie zur Verfügung. Bekannte Vertreter sind z. B. die Elektro- und Verbrennungsmotoren. Der Antriebsstrang beinhaltet die Funktion, die Antriebsenergie zur Arbeitsmaschine zu übertragen und dabei gegebenenfalls geeignet anzupassen. Die Arbeitsmaschine wandelt¹ die ihr zugeführte Energie in die gewünschte Ausgangsenergie des Arbeitsprozesses bzw. der Arbeitsfunktion.

¹ Eigentlich Umformung, jedoch hat sich der Ausdruck Wandlung eingebürgert; nicht zu verwechseln mit Energiewandlung, wie sie z.B. bei Motoren stattfindet (s. Albers 2008)

In vielen technischen Anwendungen deckt sich die Charakteristik des Leistungsbedarfs der Arbeitsmaschine nicht mit der Charakteristik des Leistungsangebots der Antriebsmaschine. Hieraus leitet sich die Forderung nach der Anpassung dieser verschiedenen Leistungscharakteristiken - die so genannte Kennungswandlung - ab, d.h. die Anpassung von Drehmoment und Drehzahl. Diese Aufgabe erfüllen die Getriebe, die somit die Wandlung von Kennlinien oder Kennfeldern konzeptbedingt sowohl diskret als auch kontinuierlich realisieren.

Für den Antriebsstrang im Kraftfahrzeug sind große Drehzahlbereiche bzw. große Drehmomentbereiche erforderlich, wodurch eine feste Übersetzung aus Anwendungssicht nicht ausreichend ist. Da der gewählte Fahrzustand von vielen Parametern abhängig ist, wird vielmehr eine möglichst hohe Flexibilität gefordert. Auf der einen Seite werden hohe Getriebeausgangsdrehzahlen gefordert, die im Wesentlichen die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges bestimmen, solange noch ein ausreichendes Drehmomentniveau zur Verfügung steht, um die wirkenden Fahrwiderstände zu überwinden. Auf der anderen Seite sind hohe Drehmomente bzw. Zugkräfte, teilweise auch bei niedriger Fahrgeschwindigkeit, erforderlich, um z. B. Berganfahrten oder hohe Beschleunigungen zu ermöglichen. Aus systemtechnischer Sicht ist eine möglichst ideale Kennfeldanpassung des Verbrennungsmotors gewünscht², um z. B. die maximale Motorleistung in jedem Fahrzustand zur Verfügung stellen zu können. Die Linie konstanter Motorleistung stellt sich im ω/M -Diagramm bzw. v/F -Diagramm als Hyperbel dar, die so genannte Zugkrafthyperbel.

2.2 Stufenlose Getriebe

Stufenlose Getriebe werden der Forderung nach möglichst idealer Kennfeldanpassung eher gerecht als Stufengetriebe. Die heutzutage eingesetzten Verbrennungsmotoren geben nur in einem Betriebspunkt die maximale Leistung ab und weisen in einem anderen Betriebspunkt den höchsten Wirkungsgrad auf. Die festen Übersetzungen der Stufengetriebe decken sich mit diesen markanten Betriebspunkten nur in sehr wenigen Fahrzuständen. Beispielsweise berührt die Motor-kennlinie die Zugkrafthyperbel in jeder Gangstufe nur im Punkt maximaler Leistung (s. Bild 1). Die Leistungsfähigkeit der Stufengetriebe kann durch eine höhere Anzahl an Gangstufen verbessert werden, da somit die Spreizung - Verhältnis zwischen größter und kleinster Übersetzung - vergrößert werden kann.

² Sakai 1990

Der Einsatz eines stufenlosen Getriebes macht es möglich, den Motor, je nach Fahrzustand und Verstellbereich, im Leistungs- oder Wirkungsgradmaximum zu betreiben³. Innerhalb der Übersetzungsgrenzen des Variators kann die Übersetzung so angepasst werden, dass der Punkt maximaler Leistung immer auf der Zugkraft-hyperbel liegt. In Bild 1 ist dies durch die grau markierten Bereiche im direkten Vergleich zu den Stufengetrieben verdeutlicht. Durch die stufenlose Anpassung der Übersetzung kann der Motor ebenfalls im Teillastbereich im jeweils wirtschaftlichsten Betriebspunkt betrieben werden. Darüber hinaus erlaubt die bei den stufenlosen Getrieben realisierbare große Spreizung hohe Übersetzungen bei hohen Geschwindigkeiten und so eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs durch eine Absenkung der Motordrehzahl.

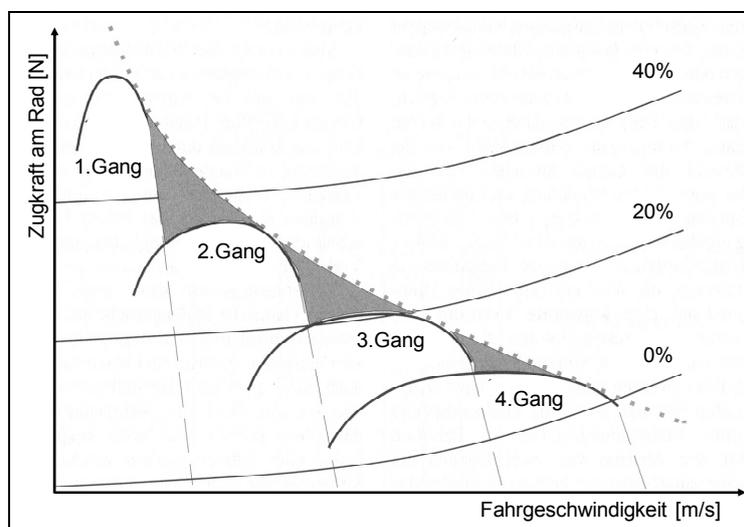


Bild 1: Nicht nutzbare Bereiche eines Stufengetriebes⁴

So weisen stufenlose Getriebe durch die zugkraftunterbrechungsfreie Leistungsübertragung einen hohen Komfort auf^{5,6}, wie er bei Stufenautomaten nur mit entsprechenden Maßnahmen erreicht wird, wobei dieser mit der Fahrleistung und den Verbrauchsvorteilen eines Handschaltgetriebes verbunden werden kann. Die erzielten Vorteile, besonders im Hinblick auf den um bis zu 30% reduzierten Kraftstoffverbrauch und die damit verbundene reduzierte Schadstoffemission⁷ aufgrund einer geeigneten Übersetzungsanpassung an das Motorkennfeld, gilt es jedoch stets in Relation zum Wirkungsgradnachteil des Teilsystems Getriebe selbst zu betrachten, der durch den Energiebedarf von Pumpen etc. verursacht wird. Des

³ Funk 1995

⁴ Klement 2005

⁵ Dittrich 1990

⁶ Tenberge 1995

⁷ Daieff et al. 1994

Weiteren gilt es die Aspekte Kundenakzeptanz und vor allem tribologisches Verhalten (s. Abschnitt 2.5.6), welches Leistungsfähigkeit, Betriebssicherheit, Lebensdauer und Herstellungskosten maßgeblich beeinflusst, zu berücksichtigen^{8,9}.

2.2.1 Bauformen und Funktionsweise

Die Funktion der stufenlosen Übersetzungsänderung wird im CVT (Continuously Variable Transmission) durch das wesentliche Teilsystem, den Variator, erfüllt. Den Variator gibt es in unterschiedlichen Bauformen. Das erste CVT, das „Variomatic“, das in den 50er Jahren von Gebrüdern VAN DOORNE auf den Markt^{10,11} gebracht wurde, konnte anfangs nur leistungsschwache Motoren in Kleinwagen und leichte Nutzfahrzeuge bedienen, da zur Kraftübertragung im Variator Keilriemen eingesetzt wurden und die Drehmomentkapazität entsprechend gering war. Auf eine Darstellung der jeweiligen Entwicklungen und Bauformen wird an dieser Stelle verzichtet, da bereits SUE¹² eine detaillierte Aufstellung der zeitlichen Entwicklung und deren Zusammenhänge aufzeigt. In Ergänzung hierzu stellen STUFFER¹³ und LECHNER¹⁴ eine entsprechend systematische und funktionale Klassierung dar. Die heute wesentlichen und technisch relevanten Bauformen lassen sich folgendermaßen auflisten:

- CVT mit Umschlingungsmittel
- CVT mit Toroid
- CVT mit Kegelring
- CVT mit Kurbeltrieb.

Allen hier oben angeführten mechanischen Variatorbauformen ist gemein, dass die Kraftübertragung reibkraftschlüssig erfolgt. Im Weiteren wird der Schwerpunkt auf die CVT mit Umschlingungsmittel gesetzt und im Detail betrachtet. Die reibschlüssige Kraftübertragung dieser Bauform wird durch die Anpressung zweier entgegengerichteter kegelförmiger oder sphärischer Scheiben - dem Scheibensatz- mit dem dazwischen liegenden Umschlingungsmittel realisiert. Der Variator besteht aus zwei parallel angeordneten Wellen (s. Bild 3).

⁸ Schönnenbeck / Sauer 1996

⁹ Sauer 1996

¹⁰ Sattler 1999

¹¹ Hendriks 1998

¹² Sue 2003

¹³ Stuffer 2007

¹⁴ Lechner 1994

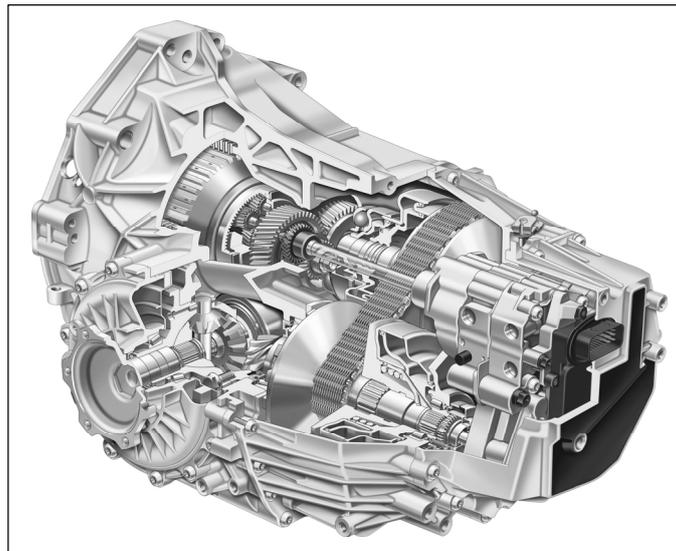


Bild 2: Umsetzungsbeispiel CVT mit Umschlingungsmittel - Audi „Multitronic“

Auf der antriebsseitigen Welle befindet sich der Antriebsscheibensatz oder auch primärer Scheibensatz genannt. Auf der abtriebsseitigen Welle befindet sich der Abtriebsscheibensatz, der sekundäre Scheibensatz. Beide Wellen werden zwischen den Variatorscheiben von einem Ketten- oder Bandedement mit nominell konstanter Länge umschlungen. Je Scheibensatz ist eine Scheibe fest mit der Welle verbunden - die Festscheibe -, während die andere axial verschieblich ausgeführt ist - die Losscheibe -, wobei beide Scheiben Drehmoment auf die Welle übertragen.

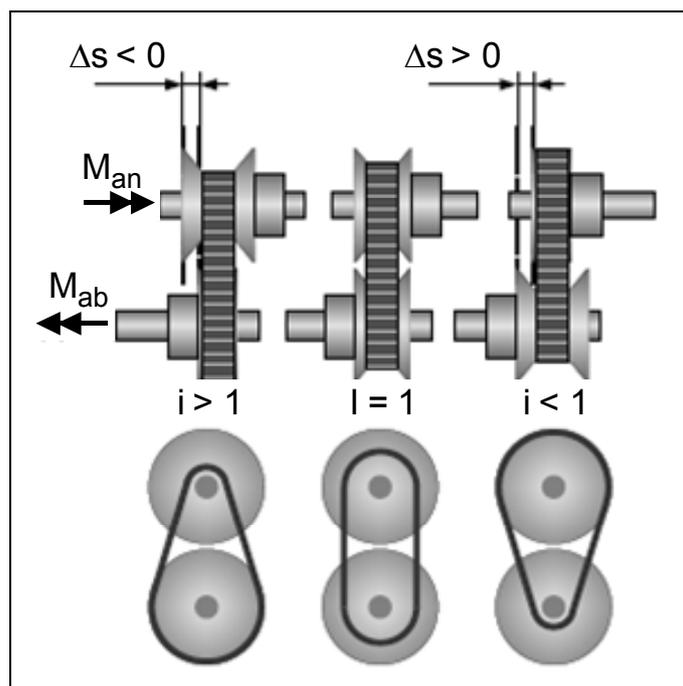


Bild 3: Funktionsprinzip CVT

Durch eine Änderung der Scheibenabstände eines Scheibensatzes und der umgekehrt proportionalen Änderung des anderen Scheibensatzes stellt sich für das Umschlingungsmittel auf beiden Kegelscheibenpaaren ein neuer Kontaktradius ein. Die in Umfangsrichtung wirkenden Kräfte greifen an veränderbaren Wirkradien an, wodurch so letztlich das Verhältnis der Laufkreisdurchmesser von An- zu Abtrieb variiert wird. Das in direkter Relation stehende jeweilige Drehzahlverhältnis definiert somit die Übersetzung i . Als Umschlingungsmittel haben sich heute zwei verschiedene Ausführungen etabliert, die Wiegedruckstückkette (WDK) und das Schubgliederband (SGB). Die Wiegedruckstückkette¹⁵ erhält ihre Bezeichnung durch den Einsatz von jeweils zwei Druckstücken oder auch Bolzen, die über ein geeignet gestaltetes Wirkflächenpaar reibungsarm aufeinander abwälzen können. Diese beiden Bolzen werden über mehrere parallel geschaltete Laschen gefasst, wodurch die Zugkräfte an den Laschen eines Gliedes derart übertragen werden, dass eine gleichmäßige Kräfteverteilung gewährleistet ist. Die Bolzen sind am funktionsrelevanten Wirkflächenpaar stirnseitig ballig ausgeführt und werden während des Betriebes zyklisch durch die Kraffteinleitung und -ausleitung in den Scheiben mit in axialer Richtung wirkenden Druckspannungen beansprucht. In radialer und tangentialer Richtung wirken Querkräfte. Das Schubgliederband (SGB)¹⁶ ist aus einer Vielzahl hintereinander gereihter, dünner Metallelemente aufgebaut. Da im Umschlingungsmittel über diese Elemente auch Schubkräfte übertragen werden, bezeichnet man diese als Schubglieder und das gesamte Umschlingungsmittel als Schubgliederband. Die Schubglieder weisen beidseitig Nuten auf, in denen ein Paket mit mehrlagigen, ringförmigen Metallbändern eingreift, so die Elemente zusammenhält und die Kraftübertragung im Betrieb gewährleistet. Die Bolzen sind stirnseitig am funktionsrelevanten Wirkflächenpaar plan und weisen in diesem Bereich Drainagerillen auf.

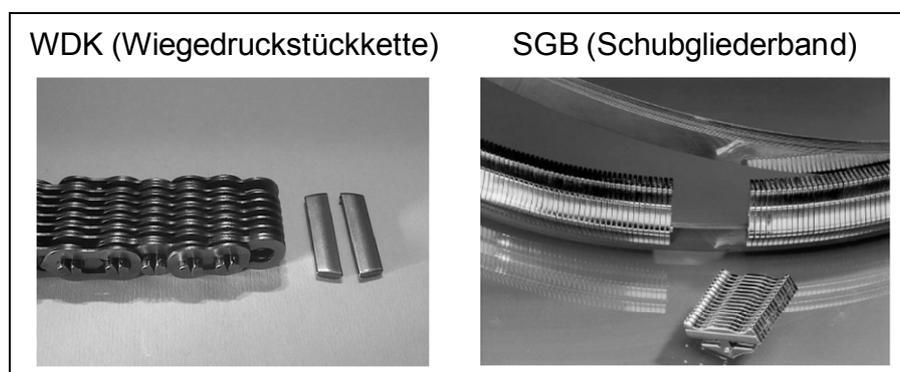


Bild 4: Ausführungen des Umschlingungsmittels

¹⁵ Schönnenbeck / Sauer 1996

¹⁶ Eggert 1990

2.3 Modellbetrachtung

2.3.1 Modellbildung – Ziele und Bedeutung

In der von STACHOWIAK¹⁷ 1973 vorgeschlagenen Modelltheorie wird der Modellbegriff als domänenübergreifend verstanden und beinhaltet drei wesentliche Merkmale: zum einen bildet ein Modell ein entsprechendes Original ab; zum anderen erfasst dieses Modell nicht alle Attribute des Originals, sondern nur diejenigen, die relevant erscheinen; und drittens wird ein Modell innerhalb einer bestimmten Zeitspanne immer nur zu einem bestimmten Zweck eingesetzt. Auf diese Weise zeichnet sich ein Modell durch Abstraktion aus, also die bewusste Vernachlässigung bestimmter Merkmale, um die wesentlichen Eigenschaften und Wechselwirkungen hervorzuheben, wobei kein bestimmter Abstraktionsgrad vorausgesetzt wird.

Die gezielte Analyse und Berechnung von Antriebssystemen und deren Einflussfaktoren kann nur unter der Voraussetzung erfolgen, dass die jeweils wirkenden Kräfte und Momente bekannt sind¹⁸. Diese sind jedoch von der Antriebsstrangkonfiguration, dem Betriebszustand sowie den jeweiligen Umgebungsbedingungen abhängig und somit zeitlich veränderlich. Da die Einzelkomponenten zueinander in Wechselwirkung stehen, gilt es die jeweilige Komponente im Gesamtsystem zu betrachten. Eine zielgerichtete Modellbildung, d. h. die Abbildung der Realität in die Modellebene, ist hierfür Grundlage und der entscheidende Schritt. Hieraus folgt eine Reduktion von Komplexität mit dem Ziel, die Realität beschreibbar und verständlich zu machen. Die obligatorische Validierung des Modells besteht darin, Ergebnisse der Untersuchung des Modells mit bekannten Eigenschaften des durch das Modell repräsentierten Systems zu vergleichen. Die Modellbildung kann sowohl theoretisch als auch experimentell erfolgen¹⁹. Bei der theoretischen Modellbildung können mit Hilfe der physikalischen Gesetze mathematische Gleichungen, z. B. Differentialgleichungen, aufgestellt und entsprechend gelöst werden. Die experimentelle Modellbildung hingegen erlaubt und erfordert eine Beobachtung und Messung. Ein Beispiel, an dem die experimentelle Modellbildung verdeutlicht werden kann, stellen z. B. Prüfstandsanwendungen dar, durch die das zu untersuchende System in Folge einer Komplexitätsverringerung als Prüfstandsmechanik realisiert wird und geeignete Parametervariationen ermöglicht werden²⁰. Das wohl bekannteste Beispiel sind die etablierten Elementar-Modelltribometer, die mit Hilfe einfacher Prüfaufbauten die

¹⁷ Stachowiak 1973

¹⁸ Albers / Behrendt 2004

¹⁹ Albers 2008

²⁰ Albers et al. 2007b

Basis für die werkstoffkundliche Weiterentwicklung bilden. SCHYR²¹ beschreibt hierzu im Rahmen seiner Forschung an modellbasierten Methoden die Bedeutung von Modellen zur Beschreibung funktionaler Eigenschaften.

2.3.2 C&CM - Contact & Channel Model

Eine bedeutsame Methode zur Beschreibung und Verbindung funktionaler Eigenschaften und Gestalt stellt das von MATTHIESEN²² definierte Elementmodell technischer Systeme dar. Diese Methode wurde am IPEK - Institut für Produktentwicklung - entwickelt und durch Forschung an realen Systemen, aber auch als ein Fundament der Lehre, kontinuierlich weiterentwickelt und wird heute nach ALBERS^{23,24} als „Contact & Channel Modell“ (C&CM) bezeichnet. C&CM wird in der vorliegenden Arbeit zur Veranschaulichung und Funktionsbeschreibung wie auch zur Beschreibung von Wechselwirkungen eingesetzt. Die wesentlichen charakteristischen Elemente dieses Modells sind:

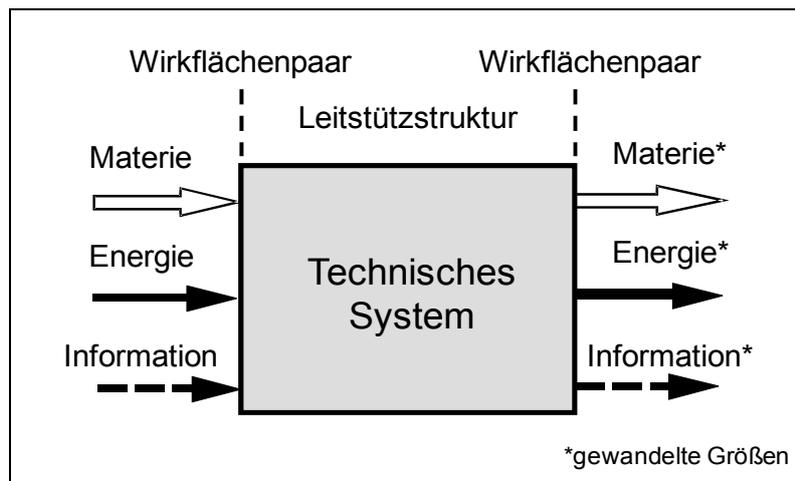
- Wirkflächenpaare (WFP) werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen werden. Die jeweilige Übertragung wird dabei den Wirkmechanismen Kraftschluss, Formschluss und Stoffschluss zugeordnet.
- Funktionskontakt (FK) ist der Teil des Wirkflächenpaares, in dem aktuell die Wechselwirkung stattfindet.
- Leitstützstrukturen (LSS) sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen und felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Energie, Stoff oder Information zwischen den Wirkflächen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.
- Begrenzungsflächen (BF) sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die nie Wirkflächen sind.
- Tragstrukturen (TS) stellen die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen dar.
- Reststrukturen (RS) sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felderfüllten Räumen, die nie eine Funktion erfüllen und dennoch Teil des Systems sind.

²¹ Schyr 2006

²² Matthiesen 2002

²³ Albers et al. 2004

²⁴ Albers et al. 2005

Bild 5: Beschreibung funktionaler Eigenschaften²⁵

Technische Systeme können unter Berücksichtigung einer definierten Systemgrenze durch ihre Ein- und Ausgangsgrößen beschrieben werden. In Bild 5 wird die Funktionserfüllung bzw. das Erreichen der gewünschten Systemeigenschaft unter Einbeziehung des systemtheoretischen Modellansatzes²⁶ mit den Ein- und Ausgangsgrößen der drei Kategorien Energie, Materie oder Information verdeutlicht.

2.4 Systemverhalten und Systemmodellierung

2.4.1 Systemverhalten

In Bild 6 ist das stufenlose Getriebe vereinfacht dargestellt. Zwischen den Scheiben eines Scheibenpaares (LSS1) und den Wiedgedruckstücken des Umschlingungsmittels (LSS2) ist eine axiale Kraft erforderlich, um den Reibkraftschluss im funktionsrelevanten Wirkflächenpaar WFP1 zu gewährleisten. Des Weiteren wird durch diese axiale Kraft und die kegelförmige Geometrie der Scheiben über eine gezielte Krafteinleitung im Kontakt (WFP2) zwischen dem Wiedgedruckstück (LSS2) und den vielzähligen Laschen (LSSi) des Umschlingungsmittels selbiges stets unter Spannung gehalten. Diese als Anpresskraft bezeichnete Kraft, die in heutigen Fahrzeuganwendungen hydraulisch aufgeprägt wird, erzeugt in Abhängigkeit von der Kontaktgeometrie zwischen Scheibe und Umschlingungsmittel die notwendige Normalkraft für das reibkraftschlüssige Wirkflächenpaar WFP1.

²⁵ Schyr 2006

²⁶ Ropohl 1979

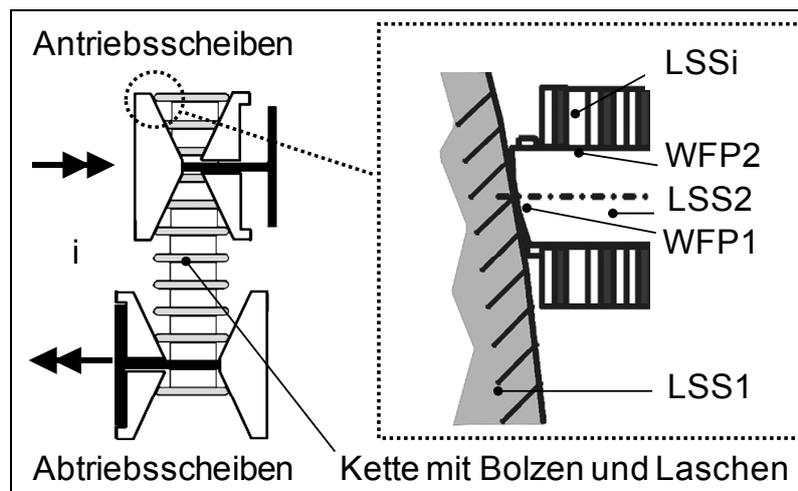


Bild 6: Wirkmechanismus CVT²⁷

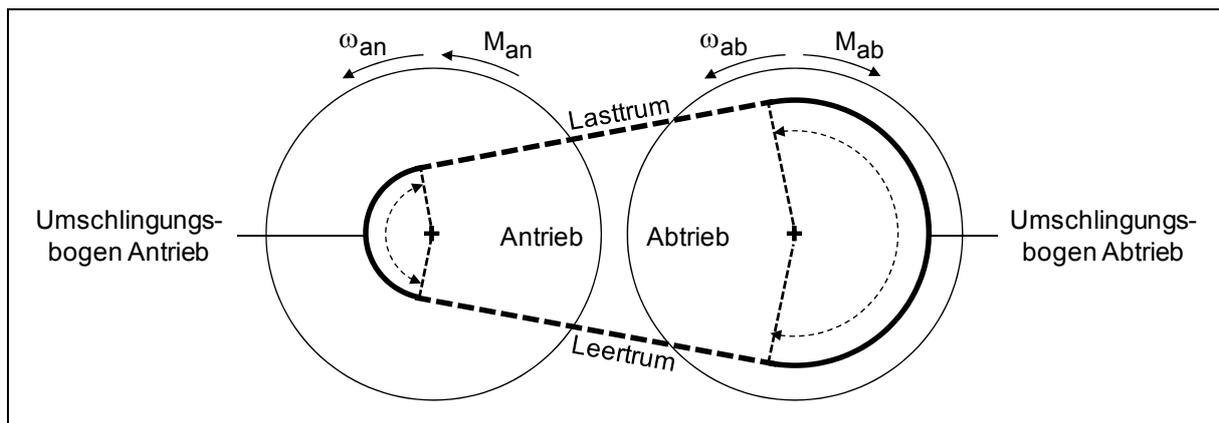
Zum funktionssicheren Betrieb des Variators wird heutzutage eine Ölumlaufschmierung eingesetzt. Das aus Reibungszahl und Normalkraft resultierende Reibkraftpotenzial im Wirkflächenpaar WFP1 muss stets höher als das zur Leistungsübertragung erforderliche Potenzial sein, da es sonst zum Durchrutschen kommt, was zu einer Schädigung des beanspruchten Tribosystems (s. Abschnitt 2.5) bis hin zum Versagen führen kann.

Das aufgrund der eingesetzten Schmierung als nasslaufend bezeichnete Umschlingungsgetriebe unterliegt zunächst allen Verlustleistungsquellen, die durch den Einsatz der jeweiligen Konstruktionselemente, wie Verzahnungen, Lager und Dichtungen, hervorgerufen werden. Darüber hinaus treten Planschverluste und Verluste in dem zur Bereitstellung der Anpresskraft erforderlichen Hydrauliksystem auf. Aufgrund des höheren Druckniveaus und des größeren Volumenstroms treten diese Verluste im Vergleich zu Stufenautomaten deutlich in den Vordergrund²⁸. Als weitere merkliche Verlustgröße ist der Variator selbst zu nennen. Die jeweiligen Gründe werden im folgenden Abschnitt im Detail diskutiert. SLADEK²⁹ bestätigt durch sein erstelltes Getriebemodell die Teilsysteme Hydraulik und Variator als dominierende Verlustleistungsquellen und quantifiziert diese im NEFZ-Zyklus mit insgesamt 70% zu je gleichen Teilen. Einzelne betriebsrelevante Fahrzustände (Overdrive 3000 min⁻¹) können im Variator selbst zu 50% der auftretenden Gesamtverluste führen.

²⁷ Albers et al. 2004

²⁸ Sue 2003

²⁹ Sladek 2001

Bild 7: Geometrische Verhältnisse im Umschlingungstrieb³⁰

Die Verluste im Variator selbst resultieren einerseits aus der parasitären Reibung innerhalb des jeweiligen Umschlingungsmittels, andererseits entstehen Verluste auch durch systembedingte Gleitvorgänge zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben im Wirkflächenpaar WFP1. Die zur Drehmomentübertragung erforderliche Kräftedifferenz zwischen Lasttrum und Leertrum (s. Bild 7) wird im Umschlingungsbogen entsprechend auf- bzw. abgebaut. Hierdurch resultiert eine elastische Verformung der Leitstützstruktur des Umschlingungsmittels (LSSi), die eine Relativbewegung zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben im Wirkflächenpaar WFP1 bewirken, wie Sie aus den grundlegenden Betrachtungen von Flachriementrieben bekannt sind^{31,32}.

Des Weiteren resultieren Gleitbewegungen aus einer über dem Umschlingungsbogen veränderlichen Aufweitung des Scheibenkeils infolge elastischer Verformungen (LSS1) und des Kippspiels der Losscheibe unter Wirkung der Einkeilkräfte des Umschlingungsmittels³³ (s. Bild 8). Aufgrund dieser Verformungen tritt eine über den Umschlingungsbogen veränderliche Laufkreisabweichung auf, da die Funktionsreibkontakte in Richtung der Drehachse wandern. Die daraus resultierende axiale Deformation der Umschlingungsmittel ist gegenüber der auftretenden Scheibenverformung vernachlässigbar klein³⁴. Die Drehmomentübertragung und die damit verbundene elastische Verformung der Wellen führen zu zusätzlichen asymmetrischen Verformungen und Gleitbewegungen.

³⁰ Sattler 1999

³¹ Eytelwein 1808

³² Grashof 1883

³³ Dittrich 1953

³⁴ Dittrich 1952

Wärme resultieren. Diese gerichtete Bewegung als Funktion des Gleitwinkels γ führt darüber hinaus zu einer Änderung der Hebelverhältnisse und so zu einem verringerten Drehmomentpotenzial.

Auf Grund des Aufbaus des Umschlingungsgetriebes und der damit verbundenen Verspannung und des Umlaufs des Umschlingungsmittels zwischen dem primären und sekundären Scheibensatz resultiert eine zusätzliche Belastung im Wirkflächenpaar WFP1. Zur Verdeutlichung wird die Wirkfläche am Umschlingungsmittel von Wirkflächenpaar WFP1 während des Umlaufs betrachtet. Ausgehend von einem in Normalenrichtung lastfreiem Zustand im Lasttrum nähert sich die Wirkfläche dem primären Scheibensatz bis ein Einlaufen in die Scheibe stattfindet. Beim Durchlaufen des Umschlingungsbogens tritt der bereits erwähnte spiralige Lauf ein, bis die Wirkfläche aus dem Scheibensatz wieder ausläuft. Im darauf folgenden Leertrum erfolgt eine erneute lastfreie Phase, bis der Ein- und Auslauf im sekundären Scheibensatz durchlaufen wird. Hierdurch resultieren zyklische Be- und Entlastungen im Wirkflächenpaar WFP1, wobei die jeweiligen Zeitintervalle von der Drehzahl und Übersetzung abhängig sind. Es stellen sich keine stationären Schmierbedingungen ein, da ständig ein neuer Schmierfilm im Kontakt ausgebildet wird, wobei das an den Wirkflächen anhaftende Schmiermedium verdrängt wird, der so genannte „Squeeze-Effekt“³⁸.

Um unter den genannten Bedingungen den konträren Forderungen nach Betriebsicherheit (kein Durchrutschen) und hohem Wirkungsgrad zu entsprechen, sollte die erforderliche Anpresskraft und die daraus resultierende Normalkraft so hoch wie nötig und so niedrig wie möglich gewählt werden. Stark veränderliche oder niedrige Reibungszahlen sowie die Empfindlichkeit der heute verwendeten Oberflächen gegen Makroschlupf erfordern zur Sicherheit eine hohe Anpressung, die Ermüdung und Verschleiß in der Kontaktstelle fördert. Darüber hinaus führt die hohe Anpressung außerdem zu einem erhöhten Leistungsbedarf der Hydraulikanlage und erzeugt gleichzeitig höhere Verluste am Variator selbst durch Gleitbewegungen infolge elastischer Verformung von Scheibe und Welle. Die zur reibschlüssigen Kraftübertragung notwendige Normalkraft im Wirkflächenpaar WFP1 ist dabei abhängig vom erforderlichen Betriebspunkt bzw. der zu übertragenden Leistung - Drehmoment, Drehzahl und Übersetzung - sowie von der erforderlichen Sicherheit gegen Durchrutschen. Des Weiteren ist die notwendige Normalkraft vom Kraftschlusspotenzial im WFP1 abhängig, das durch das Schmiermedium wesentlich beeinflusst werden kann.

³⁸ Christensen 1962

Die Anforderungen, die an Schmierstoffe für CVT in Kraftfahrzeugen gestellt werden, sind vielfältig und noch nicht abschließend definiert. Insbesondere ist die Wirkung auf andere Getriebekomponenten zu berücksichtigen³⁹. Des Weiteren sollte das CVT-Fluid alle Eigenschaften eines hochwertigen Hydrauliköls erfüllen, wenn die Anpressung der Variatorscheiben hydraulisch erfolgt, um mit einem Arbeitsfluid für das Gesamtgetriebe auskommen zu können. Neben den Anforderungen an die Viskosität kommen noch die Dichtungsverträglichkeit, die Alterung, der Korrosionsschutz und gegebenenfalls auch das Reibungsverhalten von Lamellenkupplungen als weitere Gesichtspunkte hinzu.

In diesem Zusammenhang gilt es folgende Fragestellungen zu betrachten:

- wirkende Gleitgeschwindigkeiten (Betrag und Gleitwinkel) - Betriebsverhalten
- Reibungs- und Verschleißverhalten des tribologischen Systems - tribologisches Verhalten.

2.4.2 Systemmodellierung - Verhältnisse im Umschlingungsbogen

Die unter Abschnitt 2.4.1 aufgeführten Fragestellungen nach dem Betriebsverhalten des Variators werden seit nunmehr über 50 Jahren wissenschaftlich untersucht, mit dem Ziel, die Kraftübertragung und die in Relation stehende Verlustleistung beschreiben und bestimmen zu können. Hierzu fand stets eine Integration von experimentellen Erfahrungen sowie Untersuchungen und theoretischen Betrachtungen statt.

Ausgehend von den von EYTELWEIN⁴⁰ und GRASHOF⁴¹ aufgestellten Theorien bzw. Erklärungsmodellen zur Beschreibung von Flachriementrieben, erkannte im Jahre 1952 DITTRICH⁴², basierend auf seinen experimentellen Erfahrungen, die Unzulänglichkeit dieser Ansätze für die keilförmige Geometrie des Variators. Er stellte ein neues Erklärungsmodell auf, das den in Abschnitt 2.4.1 beschriebenen „spiraligen Lauf“ am Abtriebsscheibensatz bzw. sekundären Scheibensatz berücksichtigt. DITTRICH stellte erstmals eine Berechnungsgrundlage für die durch den spiraligen Lauf hervorgerufenen Verluste auf und identifizierte erstmals auch den Einfluss von Reibungszahländerungen auf die Betriebsparameter eines Variators. Er selbst bezieht 1992 den „spiraligen Lauf“ am primären Scheibensatz⁴³ in seinen Ansatz mit ein und macht mit seinen hierzu durchgeführten statischen Messungen auf die Bedeutung von geeigneten Modelluntersuchungen aufmerksam.

³⁹ Dittrich 1989

⁴⁰ Eytelwein 1883

⁴¹ Grashof 1808

⁴² Dittrich 1952

⁴³ Dittrich 1992

Die ursprünglichen Ansätze von DITTRICH (1959) werden ebenfalls von LUTZ⁴⁴ und SCHLUMS⁴⁵ veröffentlicht, wobei hier unter Berücksichtigung der Querelastizität die wirkenden Kräfte sowie die Abweichung von der idealen Laufspur Berücksichtigung finden. GERBERT⁴⁶ berücksichtigt, aufbauend auf seinen Erkenntnissen von 1972, die Längsdehnung der metallischen Umschlingungsmittel für den Zugkraftaufbau und die auftretenden Gleitbewegungen^{47, 48} (1984). Im Rahmen seiner Dissertation forscht TENBERGE⁴⁹ (1986) an den metallischen Umschlingungsmitteln Zugketten und Schubgliederbändern sowie deren Wirkungsgrad, auch unter Verstellbewegungen. GERBERT greift in Zusammenarbeit mit OLSSON⁵⁰ ebenfalls die elastische Verformung der Scheiben auf und berücksichtigt das „Starrkörperkippen“⁵¹ (1996) mit Wirkung auf die Laufkreisabweichungen. Für die komplexen Übertragungsvorgänge im Schubgliederband sind insbesondere die Arbeiten um VAN ROOIJ und SCHAERLAECKENS^{52,53,54} (1993) bedeutsam, da die detaillierte Betrachtung der inneren Vorgänge im Umschlingungsmittel die Aussagegüte für die Verluste im reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaar WFP1 erhöht. SRNIK⁵⁵ ermöglicht durch die Entwicklung seines Schwingungsmodells die Integration weiterer relevanter Systemparameter.

Im Jahre 1997 ist es erneut DITTRICH⁵⁶, der einen Lösungsansatz zur Berechnung des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung der Scheibenverformungen vorstellt. Bis zu diesem Zeitpunkt wurden experimentelle Untersuchungen zum Wirkungsgrad und der Verformungen nur in kleinem Umfang veröffentlicht. Erst durch die Arbeiten von POLL und SATTLER⁵⁷ im Jahr 1998 wurde eine Vergleichsbasis zur Wirkungsgradbeurteilung für die beiden etablierten Umschlingungsmittel – Wiedruckstückkette und Schubgliederband – auf einem hierfür speziell konstruierten hochgenauen Wirkungsgradprüfstand für Bauteiluntersuchungen geschaffen. So lag eine geeignete experimentelle Untersuchungsbasis vor, die SATTLER⁵⁸ (1999) im Rahmen seiner Dissertation zur Entwicklung und Validierung eines numerischen Lösungsverfahrens zur Berechnung von Zug- und Spreizkräften, Gleitwinkel und Gleitgeschwindigkeiten

⁴⁴ Lutz 1960

⁴⁵ Schlums, 1959

⁴⁶ Gerbert 1972

⁴⁷ Gerbert 1984

⁴⁸ Gerbert 1985

⁴⁹ Tenberge 1986

⁵⁰ Gerbert / Olsson 1989

⁵¹ Gerbert 1996

⁵² Rooij / Schaerlaeckens 1993a

⁵³ Rooij / Schaerlaeckens 1993b

⁵⁴ Rooij / Schaerlaeckens 1993c

⁵⁵ Srnik 1998

⁵⁶ Dittrich 1997

⁵⁷ Poll / Sattler 1998

⁵⁸ Sattler 1999

für ausgewählte Betriebspunkte umsetzen konnte. SLADEK⁵⁹ (2001) stellt darüber hinaus ein Modell zur Analyse des Gesamtwirkungsgrades unter Berücksichtigung aller verlustrelevanten Getriebekomponenten auf und nutzt hierbei die bekannten Ansätze von DITTRICH, VAN ROOIJ und SCHAERLAECKENS für den Variator selbst. Auch diese detaillierte Betrachtung der jeweiligen Komponentenverluste führt zur Verbesserung der Aussagegüte für die Verluste im reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaar WFP1 bei der Auswertung experimenteller Untersuchungen, z. B. an Bauteilprüfständen. STUFFER⁶⁰ (2007) stellt darüber hinaus eine Methode vor, die es im Prüfstandsbetrieb ermöglicht, die Lagerreibung im Prüfmodul zu ermitteln bzw. zu kompensieren. Hierdurch konnte er nachweisen, dass der mit Lagerverlusten behaftete gemessene Wirkungsgrad ca. 0,8% unter dem tatsächlichen Variatorwirkungsgrad liegt.

In einem weiteren wesentlichen Schritt erweitern POLL und SUE⁶¹ (2002) die experimentelle Untersuchungsbasis durch seine Analysen zum Einfluss der Variatorsteifigkeiten auf den Wirkungsgrad. Hierzu wurden gezielt das Kippspiel und die Scheibensteifigkeit variiert und in deren Abhängigkeit Messungen zur Scheibenverformung und zur Laufradiusänderung durchgeführt. Basierend auf diesen Arbeiten können SUE ET AL⁶² ein vereinfachtes komplettes Berechnungsverfahren ableiten, wodurch Wirkungsgradberechnungen aus radialen Einlaufbewegungen mit geringeren Rechenzeiten ermöglicht werden. Aussagefähige Ergebnisse werden bei diesem teilempirischen Ansatz durch Integration der maximalen Laufradiusabweichung, die über die Berechnung eines zweidimensionalen FE-Modells gewonnen werden, erzielt. Ergänzend identifiziert SUE⁶³ (2003) in seiner Dissertation signifikante Einflüsse von Variatorgeometrie und Kippspiel auf die Verlustleistung und zeigt einen annähernd linearen Zusammenhang zwischen der Verlustleistung und der maximalen Laufradiusänderung auf. TENBERGE⁶⁴ ermöglicht (2004) mit seinem neuen Algorithmus deutlich schnellere Berechnungen, z. B. für die Abschätzung von Parametereinflüssen, die, in der Umgebung von MathCAD implementiert, eine relativ einfache Bedienbarkeit und Visualisierung von Kräften und Kenngrößen mit sich bringen und so in der frühen Entwicklungsphase stufenloser Getriebe bevorzugt Anwendung finden.

⁵⁹ Sladek 2001

⁶⁰ Stuffer 2007

⁶¹ Poll / Sue 2002

⁶² Sue et al. 2002

⁶³ Sue 2003

⁶⁴ Tenberge 2004

Die Dissertation von STUFFER⁶⁵ leistet hierbei einen weiteren wichtigen Beitrag zur Validierung dieser Modell- und Berechnungsansätze. Für seine Untersuchungen mit Keramiken – hier monolithische Aluminiumoxidkeramik Al_2O_3 – stützte er seine Werkstoffauswahl auf Werkstoffeigenschaften, wie z.B. höheres E-Modul, die sich, ausgehend von den Simulationsberechnungen, in Potenzialabschätzungen als vielversprechend erwiesen haben^{66,67}. In Bauteiluntersuchungen konnte er abschließend den Wirkungsgradvorteil im Variator der Werkstoffvarianten nachweisen.

Im Folgenden (s. Bild 10) sind berechnete Kraftverhältnisse dargestellt, um die Kräfte und den Geschwindigkeitsverlauf im Umschlingungsbogen exemplarisch verdeutlichen zu können.

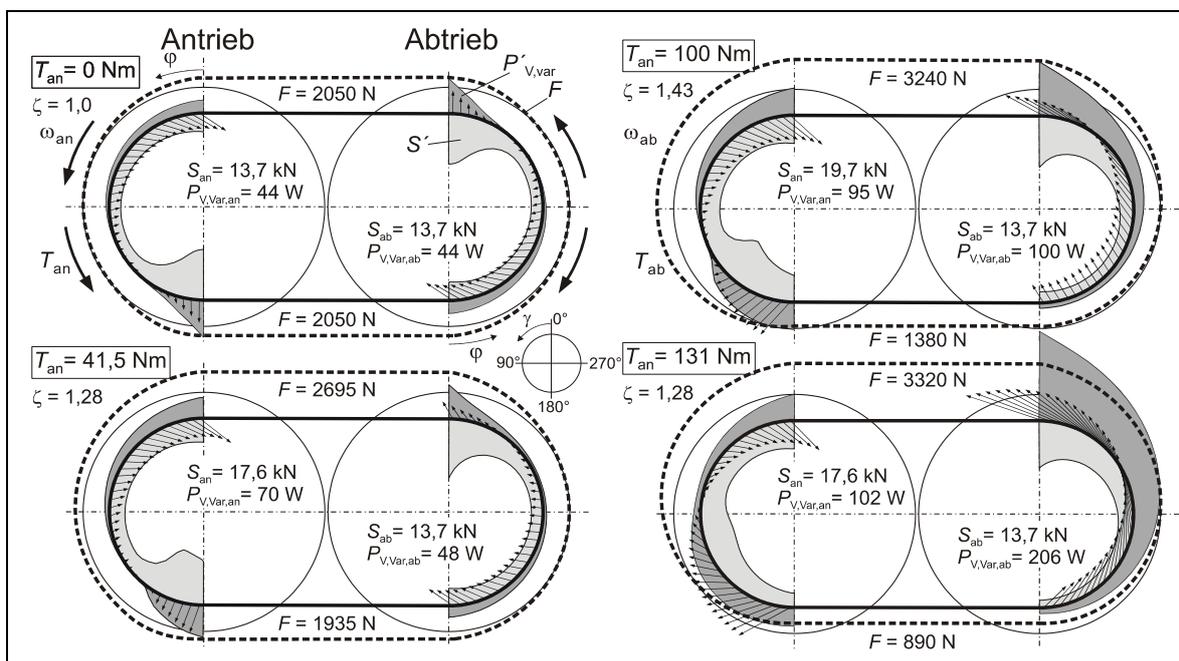


Bild 10: Berechnete Kräfte, Verlustleistungen u. Gleitgeschwindigkeiten über dem Umschlingungsbogen bei Erhöhung des Antriebsmoments mit $i = 1$ ⁶⁸

2.4.3 Herausforderungen der Modelle zur Beschreibung des Systemverhaltens

Die dargestellten Kräfte- und Geschwindigkeitsverläufe verdeutlichen die Bewegungsverhältnisse im Umschlingungsbogen. Die Simulation des Systemverhaltens, das auf der Basis von Bauteiluntersuchungen abgeleitet und in weiten Bereichen validiert werden konnte, ermöglicht eine ausreichend genaue Abbildung der Verhältnisse, um tribologische Vorgänge weiter untersuchen zu können. Für die

⁶⁵ Stuffer 2007

⁶⁶ Sladek 2001

⁶⁷ Poll / Sue 2002

⁶⁸ Sue 2003

detaillierte Berechnung der lokalen Reibungszustände weisen diese bisher aufgeführten Ansätze einen wesentlichen Nachteil auf. Dem Berechnungsansatz liegt eine auf der idealisierten Annahme Coulomb'scher Reibung basierende konstante Reibungszahl zu Grunde, die im Bereich von 0,09 bis 0,11 angenommen wird. Die Höhe des Reibungszahlenniveaus bestätigt sich unabhängig hiervon durch ermittelte Reibungszahlen von 0,097 bis 0,118 in Modellversuchen⁶⁹. STUFFER⁷⁰ merkt an, dass mit Hilfe von entwickelten Betrachtungsmodellen eine zulässige bzw. gewünschte Reibungszahl eingegrenzt werden kann. Als Voraussetzung hierfür darf in den Funktionskontakten keine Vorzugsrichtung durch Fertigungsprozesse, wie z. B. Drehen oder Schleifen, vorliegen. Bei den heutzutage üblichen Fertigungsverfahren durch Schleifen mit koaxialem Schlibbild folgt aufgrund des spiraligen Laufs eine aus tangentialer und radialer Komponente resultierende Bewegung mit einer Orientierung zum Schlibmuster - eine Vorzugsrichtung - als Funktion des Gleitwinkels γ ⁷¹ (s. Bild 11).

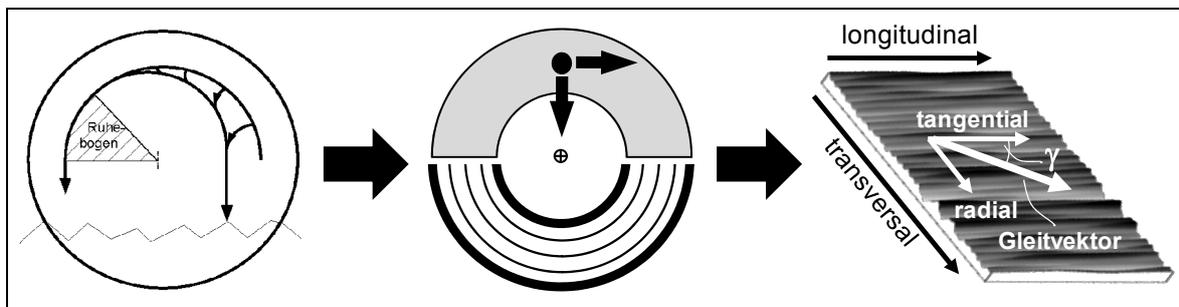


Bild 11: Darstellung des spiraligen Laufs mit resultierendem Gleitvektor am Beispiel eines fertigungsbedingten koaxialen Schlibbildes

In diesem Zusammenhang werden Bewegungen entlang der Vorzugsrichtung als longitudinal⁷² bezeichnet, wohingegen die so genannten transversalen Bewegungen mit einer senkrechten Orientierung zur Vorzugsrichtung definiert sind. Mit koaxialem Schlibbild sind die definierten tangentialen und longitudinalen Richtungen identisch. Gleiches gilt für die radialen und transversalen Richtungsdefinitionen.

SUE⁷³ merkt an, dass der Modellansatz noch nicht vollständig validiert ist, sieht aber gleichzeitig eine Verbesserung der Aussagegüte, wenn zukünftig die wirkende Gleitgeschwindigkeit und die Pressungsverteilung, die sich im Verlauf des

⁶⁹ Höhn et al. 2002

⁷⁰ Stuffer 2007

⁷¹ Gleitwinkel γ ; hier im Gegensatz zu Sue 2003 und Tenberge 2004 mit $\gamma = 0^\circ$ bei reinem Tangentialgleiten und $\gamma = 90^\circ$ bei reinem Radialgleiten.

⁷² Patir / Cheng 1978

⁷³ Sue 2003

Umschlingungsbogens stetig ändern, berücksichtigt werden könnten. STUFFER⁷⁴ weist in diesem Zusammenhang darauf hin, dass die Reibungszahl in dem komplexen dynamischen System des Variators nicht eindeutig festzustellen ist und begründet dies durch die eingeschränkte Zugänglichkeit zu den einzelnen Reibkontakten. Die bisherige messtechnische Erfassung an Bauteilversuchen stellt somit immer eine integrale Mittelung über den gesamten Umschlingungsbogen dar.

2.5 Tribologie – Tribotechnisches System

2.5.1 Historie und Bedeutung

Die Thematik Reibung, Verschleiß und Schmierung beeinflussen Mensch und Natur schon von jeher. Die dokumentierte Umsetzung in technische Funktionen, wie z. B. in Achslagern oder Transportschlitten, reicht nach DOWSON⁷⁵ bis ins Jahr 3500 v. Chr. zurück. Ebenso weisen BUNK ET AL⁷⁶ Reibung, Verschleiß und Schmierung eine wesentliche wirtschaftliche Bedeutung zu, da aufgrund veränderter Systemeigenschaften oder durch den Verlust der Funktionsfähigkeit technischer Systeme jährlich volkswirtschaftliche Verluste in Milliardenhöhe entstehen⁷⁷. Die wohl bekanntesten und bedeutendsten Forscher der vergangenen Jahrhunderte auf diesem Gebiet sind nach DOWSON:

Leonardo da Vinci (1452-1519)

Verschleißuntersuchungen von Gleitlagern

Guillaume Amontons (1663-1705)

Untersuchung der Mischreibung, Abhängigkeit von Normalkraft und Oberflächenrauheit

John Theophilus Desaguliers (1683-1744)

Erklärungsmodell zur Reibung und Einfluss von Kohäsion und Adhäsion

Leonhard Euler (1707-1783)

Einführung des Reibkoeffizienten „ μ “

Charles Augustin Coulomb (1736-1806)

Weiterentwicklung der grundlegenden Gedanken von Amontons

⁷⁴ Stuffer 2007

⁷⁵ Dowson 1979

⁷⁶ Bunk et al. 1981

⁷⁷ Deters 2004

2.5.2 Friktionssysteme

Technische Systeme unterliegen Reibungs- und Verschleißeffekten, die nicht nur von den eingesetzten Werkstoffen, sondern ebenso von dem jeweiligen Belastungskollektiv abhängig sind. Im Weiteren wird verdeutlicht, dass Reibung und Verschleiß Systemeigenschaften sind^{78,79}, die nach ALBERS und MATTHIESEN⁸⁰ auf systembedingten Wechselwirkungen zwischen den interagierenden Wirkflächen (WF) basieren und keinen reinen geometrie- oder stoffspezifischen Abhängigkeiten unterliegen. Reibung und Verschleiß sind häufig unerwünschte Effekte aufgrund unwiederbringlicher Reibungs- und Materialverluste sowie reibungs- und verschleißbedingter Folgeschäden.

Obwohl die Reibung in den meisten Fällen eine negative Erscheinung darstellt, da parasitäre Reibung den Wirkungsgrad von technischen Systemen verschlechtert und damit den Energiebedarf für die Funktionserfüllung erhöht, werden technische Systeme realisiert, für deren Funktionserfüllung eine hohe Reibung angestrebt bzw. die Reibung als notwendige Eigenschaft erforderlich ist (Friktion). Eine Abgrenzung von den so genannten Friktionssystemen (z. B. Kupplungen und das betrachtete stufenlose Getriebe) und Gleitsystemen (z. B. Radialgleitlager) definiert STUFFER⁸¹ über die Zielgröße Reibungszahl im funktionserfüllenden Wirkflächenpaar. In den Friktionssystemen wird auf makroskopischer Betrachtungsebene die für die Funktionserfüllung erforderliche Energie bewusst parallel zum Wirkflächenpaar übertragen oder gewandelt, wohl wissend, dass im Betrieb eine Relativgeschwindigkeit im reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaar resultieren bzw. auftreten kann.

Für beide Betrachtungsweisen gilt, dass bereits in der Entwicklungsphase technischer Systeme das Reibungs- und Verschleißverhalten abzuschätzen bzw. zu berücksichtigen ist, um eine möglichst optimale Funktionserfüllung⁸² unter technischen und wirtschaftlichen Aspekten zu ermöglichen, ohne die Betriebssicherheit dabei zu gefährden. Um diesen Ansprüchen gerecht werden zu können, wird das Feld von Reibung und Verschleiß im Rahmen der Tribologie zielgerichtet behandelt.

⁷⁸ GFT 2002

⁷⁹ Deters 2008

⁸⁰ Albers / Matthiesen 2002

⁸¹ Stuffer 2007

⁸² Ehrlenspiel 2003

2.5.3 Tribologie

Der Begriff Tribologie lässt sich aus dem Griechischen ableiten - τριβη (tribein) = reiben und λογία (logia) = Lehre - und bedeutet übersetzt „Reibungslehre“. Eine inhaltliche Abgrenzung des Themengebiets liefert hierbei folgende Definition⁸³:

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“

Die Tribologie widmet sich durch Triboforschung und Tribotechnik sowohl der quantitativen und qualitativen Untersuchung tribologischer Vorgänge und Gesetzmäßigkeiten als auch der technischen Umsetzung und Anwendung tribologischer Erkenntnisse. Die Tribologie trägt demnach zur Minderung von Verschleißerscheinungen und zur Optimierung von Reibungsbedingungen, die in praktisch allen technischen Systemen vorliegen, bei, wodurch möglichst hohe Wirkungsgrade, lange Lebensdauer und daraus folgend eine hohe Wirtschaftlichkeit erzielt werden können.

2.5.4 Tribologisches System

Wie bereits in Abschnitt 2.3.2 aufgeführt, können technische Systeme unter Berücksichtigung einer definierten Systemgrenze durch ihre Ein- und Ausgangsgrößen beschrieben werden. Komplexe technische Systeme können entsprechend in mehrere Teilsysteme unterteilt werden, wobei jedes Teilsystem durch Wechselwirkungen zum Verhalten des Gesamtsystems beiträgt⁸⁴. Ansätze zur integrierten, systemhaften Betrachtungsweise und zum ganzheitlichen Ansatz erlauben in weiten Bereichen eine zeitlich entkoppelte Entwicklung von Komponenten, jedoch stets unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen im Gesamtsystem mit dem bestmöglichen Systemverhalten. Diese Darstellung gilt in ihrer allgemeinen Form entsprechend auch für tribologisch beanspruchte Systeme. Ein Tribotechnisches System⁸³ (TTS) oder Tribosystem liegt entsprechend vor, wenn die Systemgrenze derart definiert ist, dass alle unmittelbar an Reibung und Verschleiß beteiligten stofflichen Komponenten, deren Eigenschaften sowie die für die Beanspruchung charakteristischen Vorgänge und Größen berücksichtigt sind.

⁸³ GFT 2002

⁸⁴ Ehrlenspiel 2003

Das Tribotechnische System (s. Bild 12) dient allgemein formuliert zur Umsetzung von Eingangsgrößen (X) in technisch nutzbare Ausgangsgrößen (Y). Somit ist das Tribotechnische System wesentlicher Bestandteil zur Erfüllung einer technischen Funktion. Aufgrund der Beschaffenheit des TTS - der Systemstruktur (S) - können entsprechend Verlustgrößen (Z) auftreten.

$$Y = f(X, S, Z) \tag{Gl. 1}$$

Die Systemstruktur berücksichtigt hierbei alle stofflichen Komponenten – die so genannten Elemente (A) des TTS – mit ihren jeweiligen Eigenschaften (P) und resultierenden Wechselwirkungen (R), bei denen sich während des Vorgangs jeweils Veränderungen ergeben können.

$$Y = f(X, S(A,P,R), Z) \tag{Gl. 2}$$

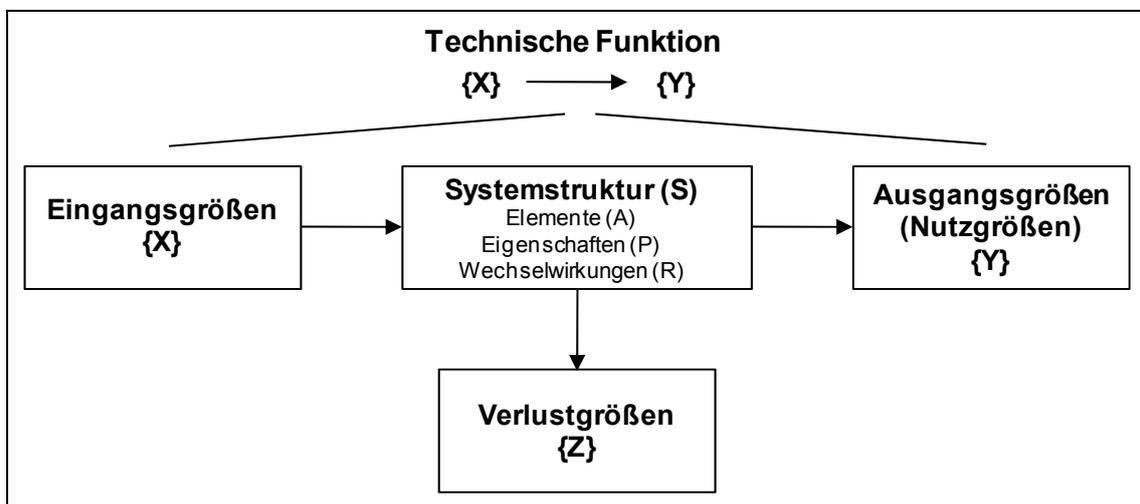


Bild 12: Allgemeiner Aufbau eines Tribosystems nach CZICHOS/HABIG⁸⁵

CZICHOS und HABIG⁸⁵ bezeichnen die Elemente (A) der Systemstruktur (S) eines Tribosystems als Grundkörper (1), Gegenkörper (2), Zwischenstoff (3) und Umgebungsmedium (4) (s. Bild 13). Die auf die Systemstruktur (S) einwirkenden Eingangsgrößen (X) stellen für die Systemstruktur Beanspruchungsgrößen dar und werden im so genannten Beanspruchungskollektiv zusammengefasst. Dieses Beanspruchungskollektiv führt zu funktionsrelevanten und systembedingten tribologischen Beanspruchungen der Elemente an deren Wirkflächenpaaren und in deren Leitstützstrukturen, wodurch diese tribologischen Prozessen ausgesetzt sind.

⁸⁵ Czichos / Habig 1992

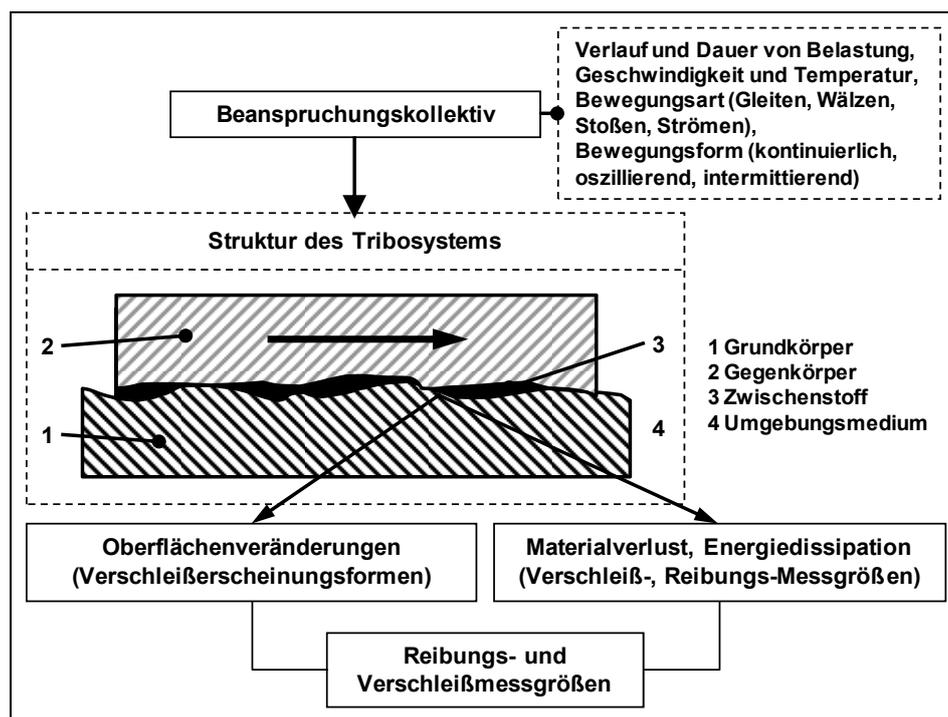


Bild 13: Elemente der Systemstruktur eines Tribosystems nach Czichos⁸⁶ im Schema eines tribologischen Systems nach GFT⁸⁷

Dies kann einerseits zu Oberflächenveränderungen bzw. Eigenschaftsänderungen der WFP führen, den so genannten Verschleißerscheinungsformen. Andererseits können hieraus Verlustgrößen (Z) resultieren, wie Verschleiß in Form von Materialverlust oder Reibung in Form von irreversibler Energiedissipation, die somit Reibungs- und Verschleißmessgrößen darstellen. Die durch Reibung bedingten Energieverluste werden zum überwiegenden Anteil in Wärme umgewandelt. Sie können jedoch aber auch in Form von Schwingungen, wie z. B. Luft- oder Körperschall, Photonenemissionen (Tribolumineszenz) sowie Elektronen- und Ionenemissionen als Verlustgröße auftreten. Mit Hilfe dieser Verschleißerscheinungsformen sowie der Reibungs- und Verschleißmessgrößen - den Reibungs- und Verschleißkenngrößen - lassen sich die Tribosysteme in Abhängigkeit des Beanspruchungskollektivs charakterisieren, bewerten und vergleichen.

⁸⁶ Czichos 1982

⁸⁷ GFT 2002

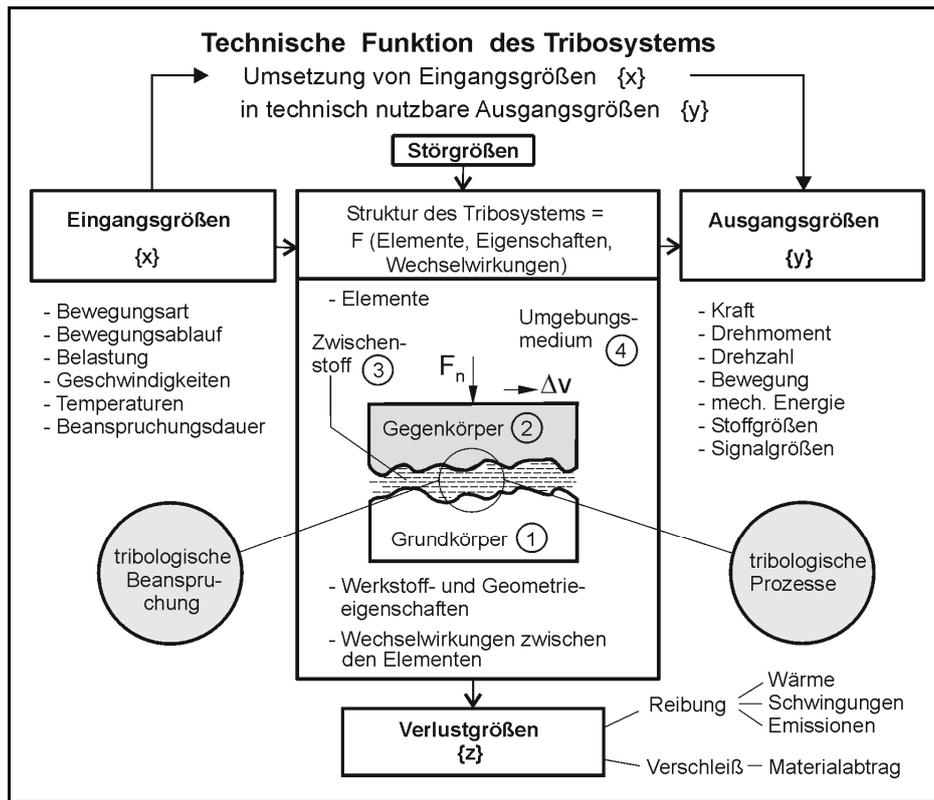


Bild 14: Erweiterte Darstellung eines Tribosystems (TTS)⁸⁸

In Bild 14 werden die Ein- und Ausgangsgrößen weiter detailliert aufgezeigt und DETERS⁸⁸ berücksichtigt zusätzlich Störgrößen, die durch Vibrationen oder Strahlungseinflüsse gegebenenfalls von außen in das Tribosystem eingepreßt werden können.

Hierdurch erweitert sich die Betrachtung der Ausgangsgrößen Y um die Störgrößen (D).

$$Y = f(X, D, S(A,P,R), Z) \tag{Gl. 3}$$

2.5.5 Tribologische Beanspruchung

Tribologische Beanspruchungen in einem TTS sind, wie bereits erwähnt, bedingt durch das Einwirken von Eingangs- und Störgrößen auf die Systemstruktur und umfassen nach CZICHOS/HABIG⁸⁹ hauptsächlich Kontaktvorgänge, Kinematik und thermische Vorgänge. Für die Entstehung von Reibungs- und Verschleißvorgängen als tribologische Wechselwirkungen sind Kontaktvorgänge eine wesentliche Voraussetzung. Die Eingangsgrößen werden dabei durch die Kinematik - Beanspruchungs-

⁸⁸ Deters 2008

⁸⁹ Czichos / Habig 2003

art und zeitlicher Beanspruchungsablauf - und die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter - Belastung bzw. Normalkraft, Geschwindigkeit, Temperatur und Dauer - beschrieben^{90,91}. Die aus den Eingangsgrößen und den Eigenschaften der Elemente resultierenden Energien werden in die realen mikroskaligen Kontaktflächen der Wirkflächen von Grund- und Gegenkörper in Abhängigkeit von dem makroskaligen Eingriffsverhältnis ε eingeleitet.

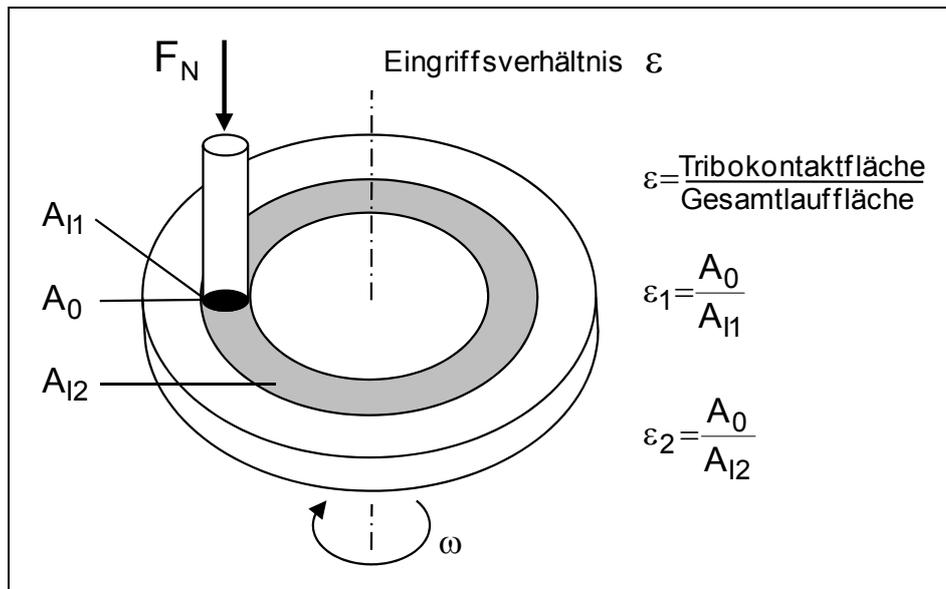


Bild 15: Definition des Eingriffsverhältnisses⁹⁰

Aufgrund von Rauigkeitsverteilungen und der Annäherung der tribologisch relevanten Wirkflächen ist häufig die reale Kontaktfläche A_r um den Faktor 10^{-1} bis 10^{-4} kleiner als die nominelle Kontaktfläche A_a (s. Bild 16).

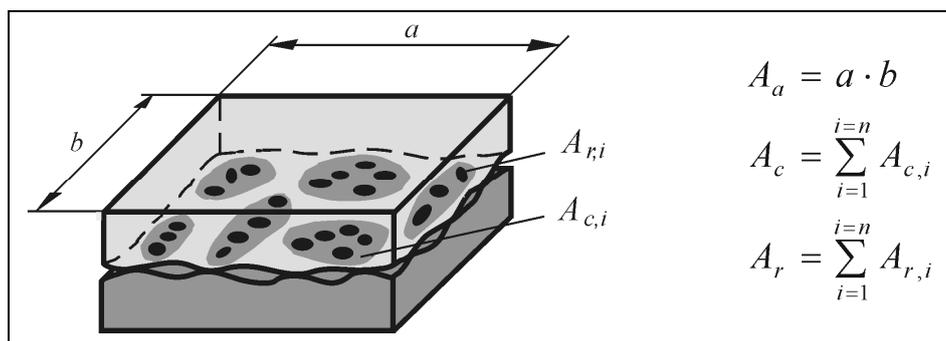


Bild 16: Ausbildung unterschiedlicher Kontaktflächen⁹²

⁹⁰ Czichos / Habig 1992

⁹¹ GFT 2002

⁹² Deters 2008

Sowohl die realen Kontaktflächen als auch das Eingriffsverhältnis ε , als Verhältnis der momentanen nominellen Tribokontaktfläche zur gesamten überstrichenen nominellen Gesamtauflfläche (Reibfläche) können sich während des Betriebs des TTS, z. B. durch auftretenden Verschleiß, ändern. Systeme mit $\varepsilon < 1$ weisen einen intermittierenden Kontakt auf, woraus zyklische Belastungen bzw. Energieübertragungen resultieren. Des Weiteren besteht in den nicht kontaktierenden Oberflächenbereichen die Möglichkeit zur Bildung von Adsorptions- und Reaktionsschichten mit dem Umgebungsmedium und zur Begünstigung des Austrags von Verschleißpartikeln.

2.5.6 Reibung und Verschleiß – Allgemeine Zusammenhänge

Die allgemeinen Zusammenhänge und Eigenschaften von Reibung und Verschleiß sind z.B. in den Arbeiten von DETERS⁹³ ausführlich beschrieben. In diesem Abschnitt sollen insbesondere jedoch die für das in der hier vorliegenden Arbeit betrachtete stufenlose Getriebe relevanten Zusammenhänge kurz dargestellt werden, da diese die Grundlage und die Eingrenzung der Betrachtungen darstellen.

2.5.6.1 Reibung

Reibung wird in diesem Zusammenhang als Widerstand entgegen einer ausgeführten Bewegung verstanden, der durch Energieumwandlung und die damit verbundene Energiedissipation – der Reibarbeit W_R - quantifiziert werden kann. Der weitaus größte Anteil dieser irreversibel dissipierten Energie wird letztendlich in thermische Energie umgewandelt. Obwohl die auf die Elemente einwirkenden Reibungskräfte nach dem ersten Newton'schen Axiom „actio gleich reactio“ im Kontakt entgegengesetzt gerichtet und gleich groß sind, können sie in den Elementen unterschiedliche Reibungsarbeiten verrichten und somit zu unterschiedlichen Verschleißerscheinungen führen⁹⁴.

Nach KRAGELSKI⁹⁵ können grundsätzlich zwei Wechselwirkungen zwischen den Elementen des TTS vorliegen, die atomaren bzw. molekularen und die mechanischen, die er als Doppelnatur der Reibung bezeichnet. Im Weiteren wird das Modell des dritten Körpers geprägt⁹⁶. Allgemein formuliert, basiert die Reibung auf folgenden vier elementaren Mechanismen (s. Bild 17):

⁹³ Deters 2008

⁹⁴ Bartel 2001

⁹⁵ Kragelski 1971

⁹⁶ Kragelsky et al. 1982

- Scherung adhäsiver Bindungen bzw. Adhäsion (atomar)
- plastische Deformation (mechanisch)
- Furchung bzw. Abrasion (mechanisch)
- Hysterese bei elastischer Deformation (mechanisch).

Diese können je nach Zustand einzeln, nacheinander oder überlagert bzw. gleichzeitig auftreten.

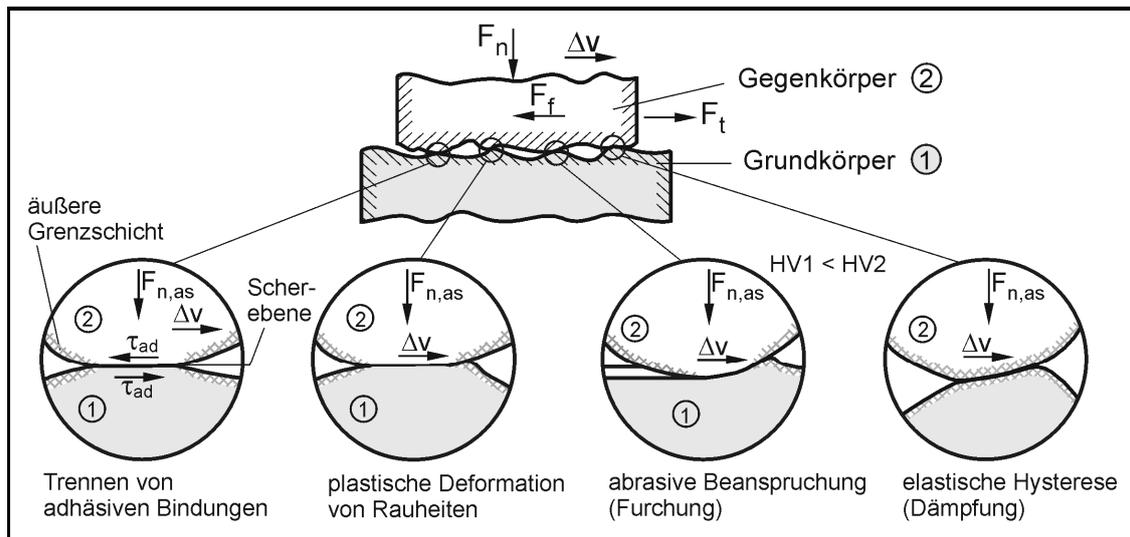


Bild 17: Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtung⁹⁷

Das Beispielsystem befindet sich im Reibungszustand Mischreibung GFT⁹⁸, d. h. einer Mischform von Grenzreibung und Flüssigkeitsreibung, da aufgrund der Laufkreisabweichung infolge der elastischen Scheibenverformung in radialer Richtung ein Minimum an Schmierung erhalten bleiben muss und dabei mit sehr geringen Schmierfilmdicken, die unter der Oberflächenrauheit liegen, gerechnet wird.

Im Mischreibungsgebiet durchdringen Oberflächenspitzen aufgrund von Rauigkeiten, Welligkeiten und lokalen Energieeinträgen den Schmierfilm, woraus ein mechanischer Kontakt im funktionsrelevanten WFP1 folgt. Die Belastungen werden sowohl durch die Rauheitskontakte als auch durch hydrodynamische Staudrücke übertragen. Bei sich ändernden Belastungen verschieben sich die Traganteile kontinuierlich und nicht sprunghaft. Das bedeutet, dass z. B. bei einer lastabhängigen Zunahme des Festkörpertraganteils eine in Relation stehende Abnahme des Flüssigkeitstraganteils folgt.

⁹⁷ Deters 2008

⁹⁸ GFT 2002

Der Einfluss des Reibungszustandes auf die Reibungszahl ist schematisch in Bild 18a dargestellt. Hier ist erkennbar, dass beim Übergang von Flüssigkeitsreibung Mischreibung und im Weiteren in Grenzreibung die Reibungszahl tendenziell zunimmt. HEUBERGER⁹⁹ merkt an, dass, im Gegensatz zu der von ihm als überholt klassisch bezeichneten Vorstellung, auch der Bereich der Grenzflächenreibung sehr kleine Reibungszahlen aufweisen kann (s. Bild 18b) und deshalb Gegenstand neuester Forschungsaktivität darstellt.

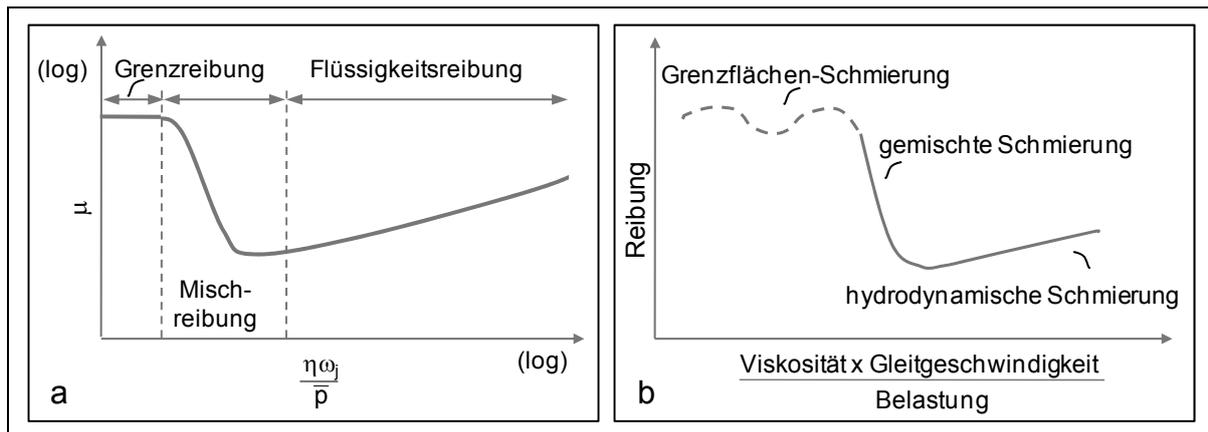


Bild 18: Schematische Darstellung der Stribeck-Kurve: a) nach DUBBEL¹⁰⁰ und b) nach HEUBERGER⁹⁹ (qualitative Darstellung)

2.5.6.2 Verschleiß

Materialverlust im Tribosystem wird als Verschleiß bezeichnet. Verschleiß führt häufig zu Veränderungen der Stoff- und Formeigenschaften von Grund- und Gegenkörper oder resultiert in Veränderungen der Stoffeigenschaften durch reibungsbedingte Aktivierung von Wechselwirkungen. Ähnlich wie die Reibmechanismen können auch die Verschleißmechanismen in zwei grundlegende Wechselwirkungen unterteilt werden, die energetischen und die stofflichen. Allgemein formuliert, basiert Verschleiß auf den vier elementaren Mechanismen (s. Bild 19):

- Oberflächenzerrüttung (energetisch)
- Abrasion (energetisch)
- Adhäsion (stofflich)
- Tribochemische Reaktion (stofflich).

⁹⁹ Heuberger 2007

¹⁰⁰ Dubbel 2005

Diese Mechanismen können je nach Zustand ebenfalls einzeln, nacheinander oder überlagert bzw. gleichzeitig auftreten, meistens treten diese in technischen Systemen überlagert auf.

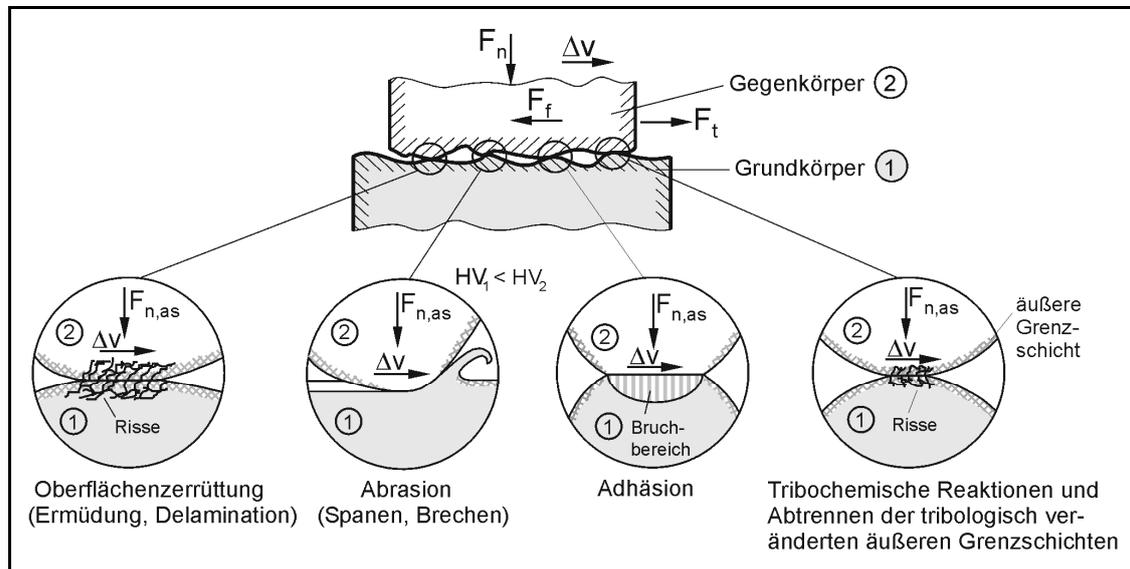


Bild 19: Grundlegende Verschleißmechanismen bei mikroskopischer Betrachtung¹⁰¹

Auf Grund der tribologischen Beanspruchung, vornehmlich dem Gleit- und Prallverschleiß, sind nach GFT¹⁰² alle Hauptverschleißmechanismen, Adhäsion, Abrasion, Oberflächenzerrüttung und Tribochemische Reaktion, zu erwarten. Sowohl die qualitative als auch quantitative Beschreibung des durch das aufgeprägte Beanspruchungskollektiv experimentell ermittelten Verschleißes ist grundlegende Voraussetzung für eine umfassende Analyse des Tribosystems. Hierzu dienen die Verschleißmessgrößen und Verschleißerscheinungsformen nach GFT¹⁰². Ausgehend von hydrostatischen oder hydrodynamischen Bedingungen wächst bei Grenzschmierung die Verschleißrate mit zunehmender Last an, da auch hier die Anzahl der Rauheitskontakte zunimmt. Die zu erwartende Verschleißrate ist jedoch geringer als bei völlig ungeschmierten Bedingungen.

¹⁰¹ Deters 2008

¹⁰² GFT2002

2.5.6.3 Relevante Eigenschaften der Elemente eines Tribosystems

Für das Reibungs- und Verschleißverhalten des Tribosystems sind die Eigenschaften der Elemente des tribotechnischen Systems von entscheidender Bedeutung. Für den Grund- und Gegenkörper sind die geometrischen Eigenschaften, wie z. B. die makroskaligen Abmessungen bzw. Konturen als auch mikroskaligen Oberflächenrauheiten, die Werkstoffeigenschaften, wie E-Modul und Härte, und die physikalischen Eigenschaften, wie z. B. die Wärmeleitfähigkeit, zu nennen. Für die oberflächennahen Bereiche sind darüber hinaus insbesondere die Oberflächenenergie, die chemische Zusammensetzung sowie die Dicke und der Aufbau der Grenzschicht relevant. Für das Umgebungsmedium sollten Aggregatzustand, Wärmeleitfähigkeit, chemische Zusammensetzung, Feuchtigkeit und Umgebungsdruck idealerweise bekannt sein.

Durch den Reibungszustand im Mischreibungszustand ist dem flüssigen Zwischenmedium - dem Schmiermedium - eine besondere Bedeutung beizumessen. Die Viskosität in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Schergefälle beeinflusst maßgeblich den Anteil der Flüssigkeitsreibung im Mischreibungsgebiet. Des Weiteren sind die Menge des Schmiermediums, die Benetzungsfähigkeit als auch beinhaltete Komponenten sowie die chemische Zusammensetzung bestimmend. Das Mischreibungsgebiet erfordert in den meisten Fällen die Verfügbarkeit von so genannten Additiven, welche die Oberflächen wirksam vor Verschleiß schützen sollen. Schmiermedien, die zu mildem abrasivem Verschleiß führen, also zu einem guten Einlaufzustand und degressivem Verschleißfortschritt, scheinen optimal. Die Lebensdauer des Schmierstoffs sollte so hoch liegen, dass während der gesamten Betriebszeit auf einen Ölwechsel verzichtet werden kann¹⁰³.

Die Additive sind grundsätzlich nicht in der Lage alle Eigenschaften der Schmiermedien zu verändern bzw. im Sinne der Funktionserfüllung und Funktionssicherheit positiv einzuwirken. Gezielt eingesetzt verbessern sie jedoch z. B. Viskositäts-Temperatur-Verhalten, Fressschutz und Alterungsbeständigkeit, nicht aber z. B. das Viskositäts-Dichte-Verhalten und die Temperaturbeständigkeit. Die Additive müssen auf das Grundöl und in Abhängigkeit anderer Additive abgestimmt werden, da es chemische antagonistische Wirkungen zu berücksichtigen gilt¹⁰⁴. Sie beeinflussen somit gezielt die Eigenschaften des Grundöls und tragen wesentlich zur Bildung von Oberflächenschichten, wie z. B. durch den Einsatz von Reibungszahl mindernden Extreme-Pressure- (EP), Anti-Wear- (AW) oder Friction-Modifier-Additiven (FM), bei.

¹⁰³ Schönnenbeck / Wagner 1992

¹⁰⁴ Möller / Nassar 2002

2.5.7 Systematische Analyse

Wie zuvor schon erwähnt, kommt es bereits in der frühen Entwicklungsphase Technischer Systeme darauf an, neben anderen Einflussfaktoren besonders das Reibungs- und Verschleißverhalten abzuschätzen bzw. zu berücksichtigen. Der Methodeneinsatz ist dabei durch die jeweilige Zielsetzung, wie z. B. der Lebensdauer- und Funktionsoptimierung, der Vorauswahl von Werkstoffen und Schmiermedien oder auch der mechanismenorientierten Verschleißforschung anzupassen. Unabhängig davon, welches Forschungsziel verfolgt wird, sollte die Hauptaufgabe darin bestehen, durch kostengünstige und aussagefähige Versuche und Simulationen bereits auf der Ebene der Wirksysteme und des Bauteils eine treffsichere Vorentwicklung von Getriebesystemen zu ermöglichen, so dass der spätere Aufwand bei der Untersuchung der Systeme im Antriebsstrang bzw. im Fahrzeug weiter reduziert werden kann. Gelingt dies durch die Kombination von neuen experimentellen Ansätzen - Prüfmethoden - und intensivem Einsatz von Simulationen auf der Basis theoretischer Modellbildung, können die Entwicklungsprozesse wesentlich zielgerichteter und schneller durchgeführt werden.

Eine gezielte Untersuchung von Einflussfaktoren und Wechselwirkungen kann nach ALBERS ET AL.^{105,106} nur mit Hilfe einer geeigneten Prüfmethodik geleistet werden¹⁰⁷. Ein geeigneter Prüfstands Aufbau und dessen Konfiguration sind hierbei zur erfolgreichen Durchführung der Untersuchungen von enormer Bedeutung. Bei der Betrachtung von tribologischen Wechselwirkungen eröffnet grundsätzlich die Methodik der Systemanalyse eine systematische Herangehensweise^{108,109}. Durch den durchgängigen Ansatz der Integration von Versuch und Simulation wird daraus eine Entwicklungsumgebung geschaffen¹¹⁰, die in einer durchgängigen Prozesskette die Erforschung grundlegender physikalischer Effekte, aber auch die Untersuchung, Validierung und Optimierung kompletter Antriebssysteme in der Praxis erlaubt. Das IPEK - Institut für Produktentwicklung - forscht hierzu an und mit dem Ansatz der „Validierungsprozesskette“¹¹¹. Einen Baustein hierfür liefert der Ansatz von CZICHOS / HABIG¹⁰⁹ im Rahmen der so genannten tribologischen Prüfkette. Somit werden die Grundlagen geschaffen, die funktionalen und physikalischen Zusammenhänge zu erkennen und zu verstehen sowie Ansätze zur Verbesserung und Optimierung

¹⁰⁵ Albers et al. 2003

¹⁰⁶ Albers et al. 2004

¹⁰⁷ Krüger 2003

¹⁰⁸ Czichos 1982

¹⁰⁹ Czichos / Habig 2003

¹¹⁰ Schyr 2006

¹¹¹ Albers et al. 2007b

aufzuzeigen. Durch den konsequenten Einsatz von Simulationsmethoden und das damit verbundene Vorziehen der Lernkurve mit Hilfe virtueller Prototypen steigt nach ALBERS ET AL¹¹² der Wirkungsgrad der Entwicklungsprozesse und die Genauigkeit bei der Identifizierung von Wechselwirkungen. Durch die Verknüpfung von numerischen Simulationsmethoden und Optimierungsverfahren zu einem sämtliche Aktivitäten der Produktentwicklung¹¹³ begleitenden Gesamtprozess wird eine Brücke zwischen den klassischen naturwissenschaftlichen Basisdisziplinen über die Entwicklung und Validierung von Methoden und Prozessen bis hin zur praxisnahen Forschung am konkreten Produkt geschlagen¹¹².

2.5.8 Tribologische Prüfkette

Die tribologische Prüfkette nach CZICHOS/HABIG¹¹⁴ basiert auf einer Betrachtung der Prüfsysteme in sechs Versuchskategorien. Der Feldversuch (Prüfkategorie I) bietet dabei die größte Praxisnähe, bringt aber auch den höchsten Aufwand mit sich. Im Gegensatz hierzu kann im Modellversuch (Prüfkategorie VI) mit geringem Aufwand, insbesondere durch die Möglichkeit der Einzelparametervariation, die Identifizierungswahrscheinlichkeit von Wechselwirkungen erhöht werden, jedoch im Wesentlichen durch den Einsatz vereinfachter Prüfkörper und beanspruchungsähnlicher Versuche. In diesem Zusammenhang sind die zu erwartenden Unterschiede der jeweiligen Kosten und Versuchszeiten zu betrachten. Hierzu nennt CZICHOS¹¹⁵ beim Vergleich der Modellversuche (Kategorie VI) mit Bauteiluntersuchungen (Kategorie IV) bereits einen Kostenvorteil der Modellversuche mit dem Faktor 25 und eine Prüfzeiteinsparung mit einem Faktor 6 am Beispiel eines Zahnradgetriebes.

Um die zu erwartende sinkende Korrelation mit steigender Prüfkategorie zu reduzieren bzw. minimieren, sind folgende Kriterien bei der Analyse eines Tribosystems zu beachten:

- Vergleich der Schadensbilder / Verschleißerscheinungsform
- Vergleich der Verschleißraten / Verschleißmessgrößen
- Vergleich der Konstruktionsvariante, Werk- und Schmierstoffe.

¹¹² Albers et al. 2007b

¹¹³ Meboldt 2009

¹¹⁴ Czichos / Habig 2003

¹¹⁵ Czichos 1982

Am IPEK - Institut für Produktentwicklung - wurde der experimentelle Analyseansatz aufgegriffen und durch Integration von Simulation in eine Validierungsprozesskette¹¹⁶ überführt. Diese Validierungsprozesskette, die in einem XiL-Ansatz¹¹⁷ (s. Bild 20) konsequent umgesetzt wurde, bietet über den Einsatz als Analysemethode hinaus die Möglichkeit, anwendungs- und anwenderspezifische Fragestellungen im Verlauf der Entwicklung und Validierung neuer Systemlösungen zu erforschen.

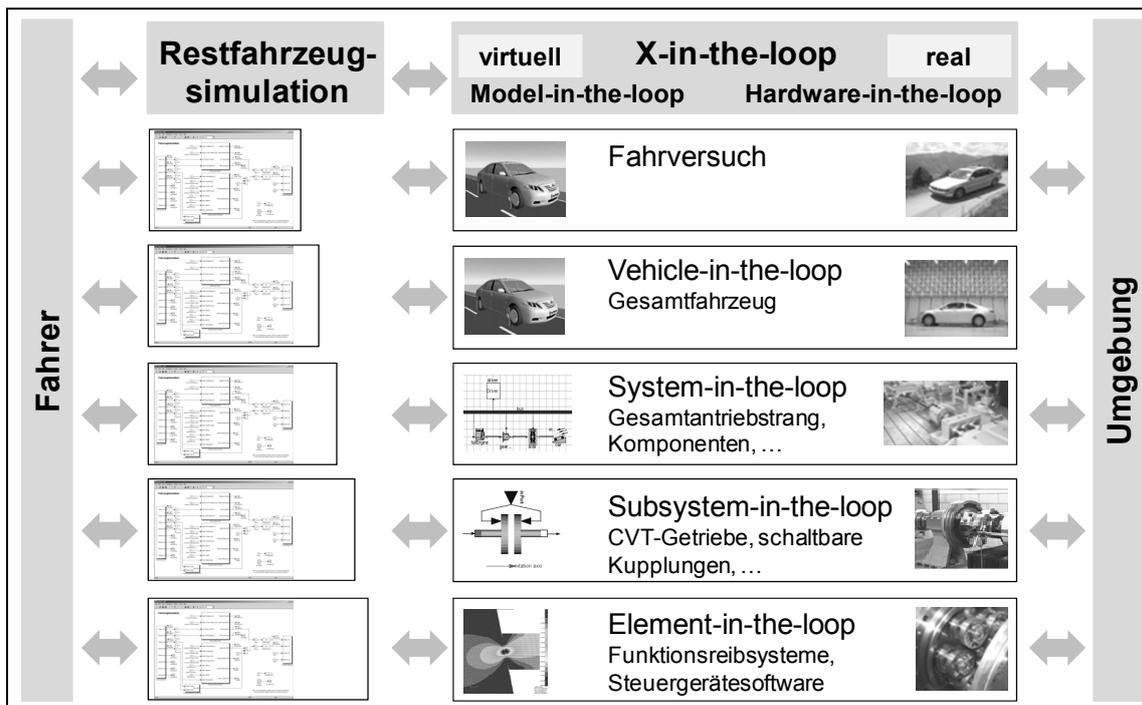


Bild 20: IPEK-Validierungsprozesskette mit XiL-Ansatz

In diesem Zusammenhang beschreibt STUFFER¹¹⁸ eine erfolgte Umsetzung der Tribologischen Prüfkette am Beispiel des stufenlosen Getriebes. Dies verdeutlicht in weiten Teilen die experimentelle Praxis. Die Prüfkategorien I bis IV ermöglichen hierbei die detaillierten Analysen des System- und Verschleißverhaltens. Eine geeignete Untersuchung des Reibungszahlverhaltens ist aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit zum Funktionskontakt nur sehr stark eingeschränkt bzw. nur als integrale Betrachtung über den Umschlingungsbogen möglich¹¹⁸. Die Kategorie VI eignet sich für die Untersuchung und Validierung von Kontaktmodellen zur Beschreibung von Reibungs- und Verschleißvorgängen, vereinfacht hierbei jedoch die wirkenden Belastungskollektive und die damit möglichen Parameter-

¹¹⁶ Albers et al 2007b

¹¹⁷ Albers et al. 2009 - XiL: X-in-the-Loop; „X“ steht für das jeweils betrachtete Teilsystem, wie einzelne Antriebsstrangkomponenten oder auch ein gesamtes Fahrzeug

¹¹⁸ Stuffer 2007

variationen. Hieraus lässt sich ableiten, dass die Kategorie V für das stufenlose Getriebe praktisch nicht belegt ist und somit die systemrelevanten Einflussparameter nicht als Beanspruchungskollektive auf Modellebene abgebildet werden können. Dies wird auch durch die Arbeit von ROHDE¹¹⁹ verdeutlicht, in der für die Validierung des Kontaktmodells ein neuer Variatorprüfstand mit hohen Anforderungen an die Messtechnik aufgebaut wurde, nur um relevante Kontaktinformationen zur Schmier-spaltweite erfassen zu können.

2.5.9 Tribologische Charakterisierung

Um ein technisches System mit seinen bekannten Funktionen auf unterschiedlichen Prüfkategorien bzw. Abstraktionsebenen im Sinne der Tribologischen Prüfkette abbilden zu können, ist eine tribologische Charakterisierung zielführend, wofür folgende relevante Daten benötigt werden:

- Beanspruchungskollektiv
- Struktur des Tribosystems
- Verschleißkenngrößen.

Die Tribologische Charakterisierung wird im Detail in Kapitel 4 im Rahmen der geplanten Vorgehensweise beschrieben. In diesem Abschnitt werden lediglich die für das in der vorliegenden Arbeit betrachtete stufenlose Getriebe relevanten Zusammenhänge kurz dargestellt.

Das funktionsrelevante Wirkflächenpaar WFP1 des Beispielsystems ist bei allen in der vorliegenden Arbeit betrachteten stufenlosen Getrieben durch unbeschichtete, geschliffene und thermisch behandelte bzw. gehärtete Stahloberflächen ausgeführt. Aufgrund des Kontakts der ballig ausgeführten Umschlingungsmittel (insbesondere WDK) mit der entsprechenden Scheibe ergibt sich nach GFT¹²⁰ ein hochbelasteter kontraformer Kontakt. Es handelt sich hierbei um ein geschlossenes Tribosystem, da die Strukturelemente des Tribosystems permanente Bestandteile der Systemstruktur sind, wobei aufgrund des systembedingten Ein- und Auslaufens des Umschlingungsmittels in den jeweiligen Scheibensatz ein intermittierender Kontakt vorliegt. Durch den Einlauf der Kette in den Umschlingungsbogen wird anhaftendes Öl von den Kontaktstellen verdrängt (Squeeze-Effekt), wodurch sich instationäre Zustände einstellen. Die auftretenden Gleitgeschwindigkeiten sind dabei durch die Superposition tangentialer und radialer Gleitanteile als mehrachsig zu betrachten. Die tangentialen und radialen Anteile und somit deren Verhältnis ändern sich ebenfalls

¹¹⁹ Rohde 2006

¹²⁰ GFT 2002

kontinuierlich, wodurch auch in der Gleitebene instationäre Gleitzustände vorherrschen. Nach GFT¹²¹ folgt eine Bewegungsreibung, die im Mischreibungsgebiet anzusiedeln ist, da aufgrund der Laufkreisabweichung infolge der elastischen Scheibenverformung in radialer Richtung ein Minimum an Schmierung erhalten bleiben muss. Bei den heutzutage üblichen Fertigungsverfahren durch Schleifen mit koaxialem Schliffbild folgt aufgrund des spiraligen Laufs eine aus tangentialer und radialer Komponente resultierende Bewegung mit Orientierung zum Schliffmuster – eine Vorzugsrichtung in Bezug auf longitudinale und transversale Orientierungen¹²².

2.6 Kontaktverhalten und Kontaktmodellierung der Mischreibung

2.6.1 Kontaktverhalten der Mischreibung

Um das Friktionssystem zielgerichtet und methodisch unter Berücksichtigung der zukünftigen Anforderungen weiterentwickeln zu können, ist es nach ALBERS ET AL¹²³ von entscheidender Bedeutung, ein verbessertes Verständnis der Prozesse im Friktionskontakt zu erzielen. Seiner Überzeugung nach sind die kausalen Zusammenhänge und physikalischen Modelle für das Friktionssystem noch nicht ausreichend, um die Ursachen für zeitlich veränderliche Vorgänge sicher zu beschreiben bzw. zu erkennen. Auch BARTEL¹²⁴ merkt an, dass die maßgebenden Wirkmechanismen bei Festkörper- und Mischreibung noch immer nicht im Detail verstanden sind, und verweist für die Bestimmung der Reibkräfte von Tribosystemen auf die Dominanz experimenteller Untersuchungen. Im Wesentlichen liegen die für die Beschreibung oder Validierung systemrelevanter Parameter, wie Temperaturabhängigkeiten, Werkstoffkenngrößen oder chemische Zusammensetzungen, nicht vor. Die resultierende Unschärfe birgt Risiken hinsichtlich der Funktionssicherheit. Ein erweitertes Verständnis hingegen bietet die Chance zur erforderlichen Systemoptimierung.

2.6.1.1 Modellbeschreibung der Mischreibung

Im Folgenden wird das auf der makroskopischen Ebene funktionsrelevante, reibkraftschlüssige Wirkflächenpaar WFP1 eines Friktionssystems unter Mischreibungsbedingungen betrachtet (s. Bild 21). Dieses wird durch die beiden festen Tragstrukturen TS1 und TS2 sowie die flüssige Tragstruktur TS3 gebildet. Die Beschaffenheit der Tragstruktur des Umgebungsmediums TS4 wird an dieser Stelle vernachlässigt und im Weiteren nicht näher berücksichtigt.

¹²¹ GFT 2002

¹²² Patir / Cheng 1978

¹²³ Albers et al. 2007b

¹²⁴ Bartel 2001

Aufgrund des Belastungskollektivs und der Eigenschaften der Oberflächenrauigkeiten, werden die beiden Festkörper teilweise durch die Flüssigkeit voneinander getrennt. Einerseits liegen Funktionskontakte zwischen den Wirkflächen der beiden festen Körper mit TS1 und TS2 vor, an denen die Wechselwirkungen basierend auf der Festkörperreibung entstehen. Andererseits sind Wirkflächen der Festkörper und des Schmiermediums zu berücksichtigen, die durch die Wechselwirkungen der Flüssigkeitsreibung begründet sind. Somit tritt gleichzeitig Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung auf.

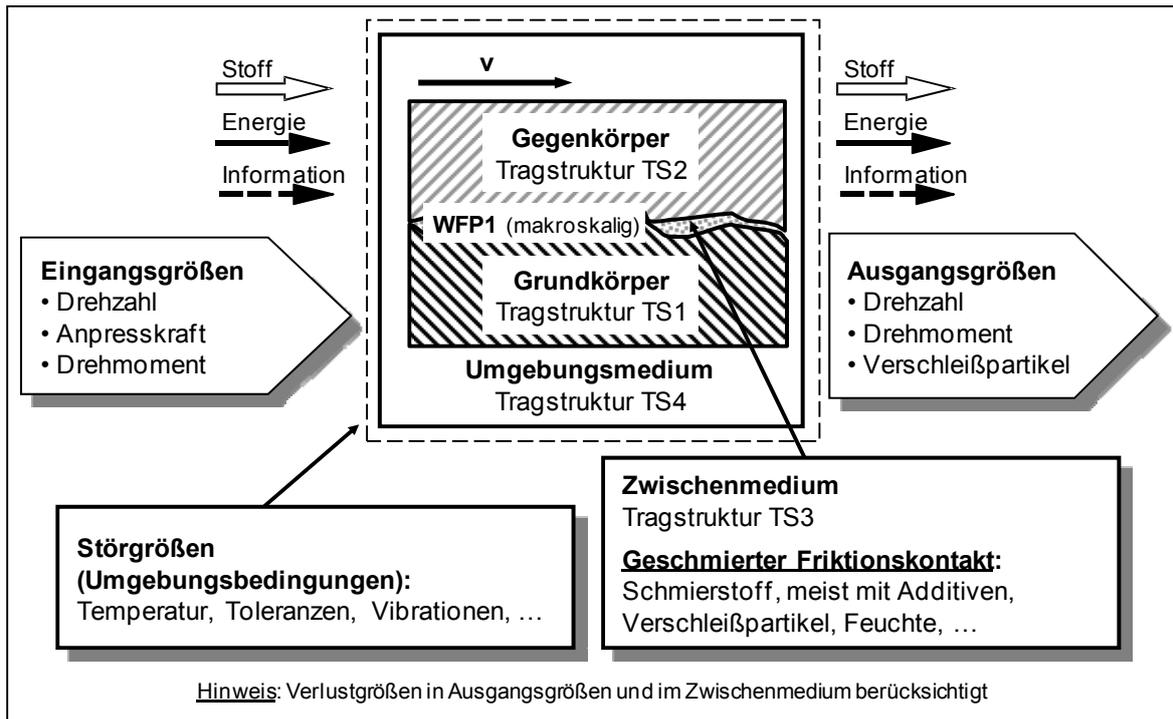


Bild 21: Tribosystem der Mischreibung durch Anwendung von C&CM [nach ALBERS ET AL]¹²⁵

Die Flüssigkeitsreibung gilt nach REDLICH¹²⁶ heutzutage als weitaus besser verstanden als die komplexeren und überlagerten Vorgänge der Festkörper- bzw. Grenzreibung. Der Einsatz unter Mischreibungsbedingungen führt demnach zu Verschleiß, wodurch die Systemstruktur ständigen Änderungen unterliegt. Die Einflussfaktoren auf das Reibungs- und Verschleißverhalten sind vielseitig und nicht immer unabhängig voneinander. Die resultierenden mechanischen sowie physikalisch-chemischen Wechselbeziehungen bestimmen letztendlich das Reibungs- und Verschleißverhalten.

¹²⁵ Albers et al. 2007b

¹²⁶ Redlich 2002

Für die weitere Beschreibung soll folgende Modellvorstellung herangezogen werden (s. Bild 22). Unter der Annahme einer glatten Oberfläche (Gegenkörper) in Kombination mit einer rauen Oberfläche (Grundkörper) wird folgende schematische Darstellung betrachtet:

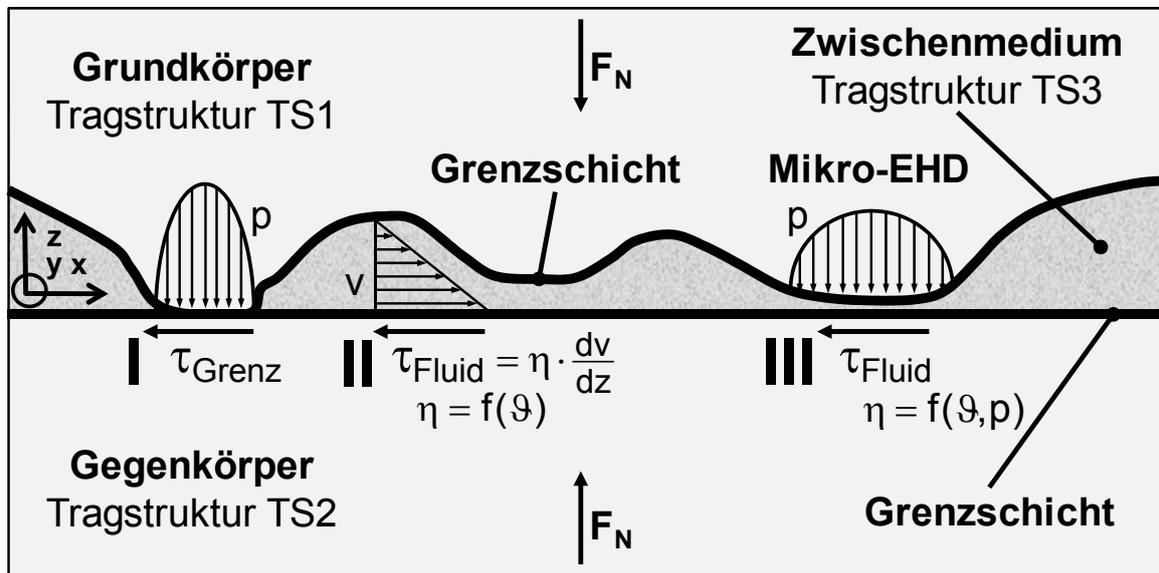


Bild 22: Modellvorstellung und Erklärungsmodell der Mischreibung [nach POLL ET AL.¹²⁷]

Die bei der Mischreibung gleichzeitig auftretenden Anteile der Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung können in drei charakteristische Bereiche eingeteilt werden (s. Bild 22):

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

Die von außen aufgeprägte Normalkraft F_N setzt sich in Abhängigkeit der Tragkraftverteilung aus einem Festkörpertraganteil $F_{N,f}$ und einem Flüssigkeitstraganteil $F_{N,hd}$ zusammen.

$$F_N = F_{N,f} + F_{N,hd} \quad \text{Gl. 4}$$

Die Gesamtreibkraft F_R wird durch Superposition der drei charakteristischen Bereiche durch die Reibkräfte aus Flüssigkeitsreibung $F_{R,hd,II}$ und $F_{R,hd,III}$ sowie der Festkörperreibung $F_{R,f,I}$ bestimmt.

$$F_R = F_{R,f,I} + F_{R,hd,II} + F_{R,hd,III} \quad \text{Gl. 5}$$

¹²⁷ Poll et al. 2002

Die Berechnung der Gleitreibungszahl erfolgt somit durch:

$$\mu_{\text{gleit,mix}} = \frac{F_{R,f,I} + F_{R,hd.,II} + F_{R,hd.,III}}{F_N} \quad \text{Gl. 6}$$

Für die Betrachtung der in den Bereichen I bis III charakteristischen Zusammenhänge wird die schematische Darstellung aus Bild 22 erneut mit Hilfe der C&CM-Methode detailliert beschrieben und diskretisiert (s. Bild 23).

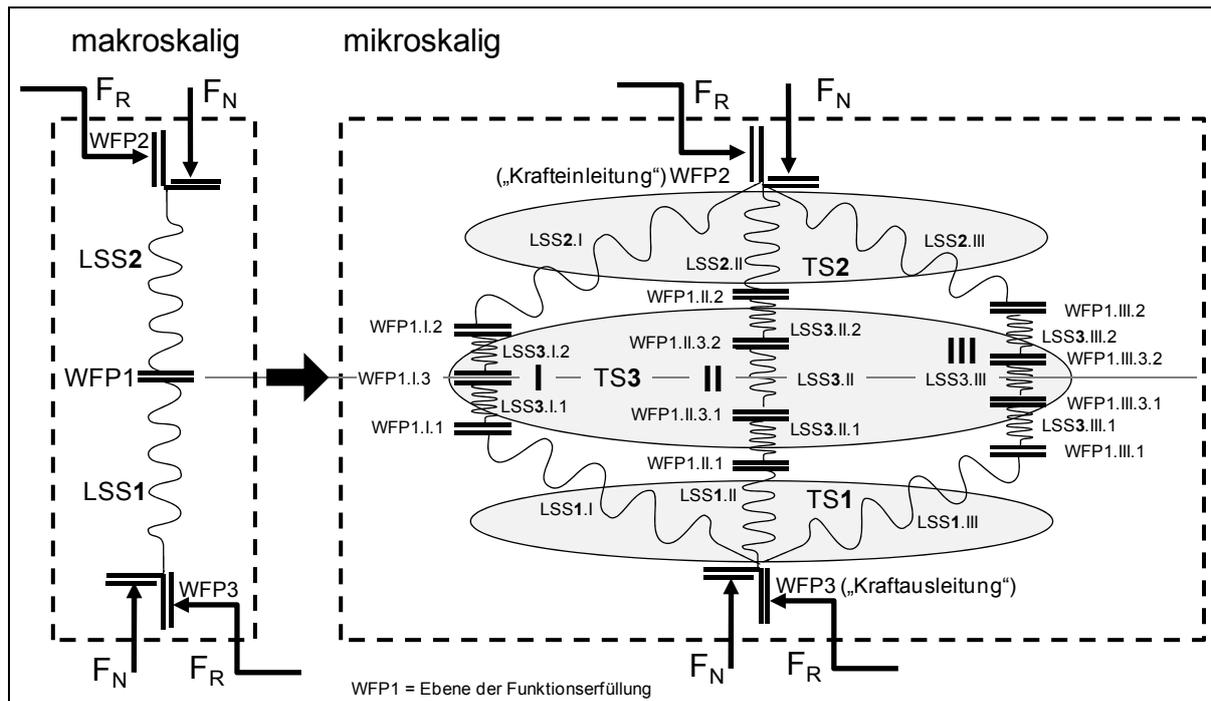


Bild 23: Modellvorstellung (mikroskalig) auf Basis von C&CM

2.6.1.2 Festkörperreibung

Bereich I

Die Festkörperreibung entsteht makroskopisch betrachtet durch den Funktionskontakt der beiden Wirkflächen (WF1.I.3.1 und WF1.I.3.2) der festen Körper bzw. Tragstrukturen TS1 und TS2. Mikroskopisch betrachtet weisen die Wirkflächen aufgrund der Oberflächenrauheiten mehrere Funktionskontakte auf. Diese Funktionskontakte mit ihren unterschiedlichen Eigenschaften sind verantwortlich für die lokalen Mechanismen, die durch Superposition die Höhe der Festkörperreibungszahl bestimmen.

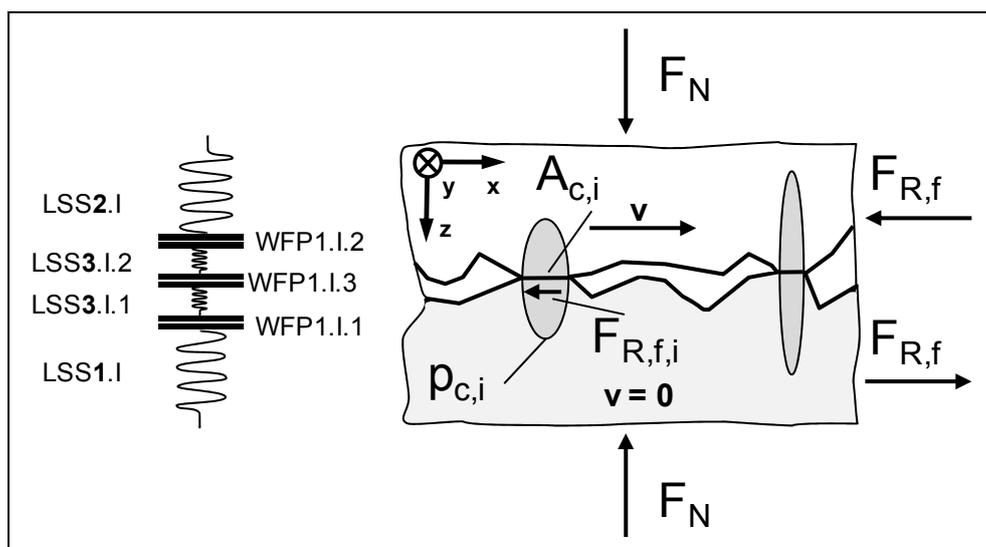


Bild 24: Makro-/Mikromodell der Festkörperreibung

Bei der betrachteten Grenzreibung im Bereich I werden molekulare Grenzschichten in der Größenordnung von 1 bis 10 nm aus dem Schmiermedium durch Adsorption gebildet. Die hydrodynamische Wirkung des Schmiermediums selbst kann hier definitionsgemäß vernachlässigt werden¹²⁸. Das Reibungsniveau wird dabei maßgeblich durch die Grenzreibung der Kontaktpartner bestimmt, wobei die Art und Menge der grenzschichtbeeinflussenden Additive, wie z. B. Extreme-Pressure-Additive, einen größeren Einfluss als die Art und Viskosität des Grundöles haben können¹²⁹.

Für den Bereich I ergibt sich die Festkörperreibungskraft $F_{R,f,I}$ somit zu:

$$F_{R,f,I} = \mu_c \cdot \int_A p_c dA_c \quad \text{Gl. 7}$$

Die Festkörperreibung ist im Vergleich zur Flüssigkeitsreibung komplizierter zu beschreiben und bei Weitem nicht im Detail verstanden¹³⁰.

¹²⁸ Deters 2008

¹²⁹ Dittrich 1989

¹³⁰ Bartel 2001

Heutige Betrachtungsmodelle basieren auf der Umsetzung von Energie in den jeweiligen mikroskaligen Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen. Die energetische Betrachtungsweise geht auf FLEISCHER¹³¹ zurück. HEUBERGER¹³² führt in diesem Zusammenhang die Vorgänge auf einer weiteren Betrachtungsskala – der Nanometerskala – auf, die im Rahmen des noch jungen Forschungsgebiets der Nanotribologie untersucht werden. Die weiteren Betrachtungen in der vorliegenden Arbeit werden sich auf die mikroskopische Betrachtungsebene beziehen. Somit wird die Reibungszahl der Festkörperreibung nicht als konstant, sondern abhängig von der umgesetzten Energie bzw. der ablaufenden Prozesse betrachtet. Die umgesetzten Energien werden über die Gleitwege in richtungsabhängige Reibkräfte umgerechnet¹³³. Adhäsions- und Deformationsprozesse an den Mikrokontakten bilden die Grundelemente der Festkörperreibung, die maßgeblich durch die Grenz- und Reaktionsschichten (tribochemische Prozesse) beeinflusst werden.

Deformationsanteil

Bei rauen Wirkflächen erfolgt die Deformation im Wesentlichen an den Mikroerhebungen. Da in guter Näherung eine Deformation in Normalenrichtung angenommen werden kann¹³³, liegt im Funktionskontakt eine formschlüssige Kopplung vor. Die Deformationsenergie wird durch die von den äußeren Kräften aufgebrachte Energie bestimmt und entspricht der inneren Energie der Leitstützstruktur. Somit wird die Deformationsenergie durch die Gestaltung der Wirkfläche und die mechanischen Eigenschaften der Leitstützstruktur - diese stehen als Designfreiheitsgrade zur Verfügung - beeinflusst. Die Deformationsenergie berücksichtigt die lokale Verformungsarbeit mit ihren elastischen und plastischen Anteilen. Eine detaillierte Beschreibung des Deformationsanteils liefert WIERSCH¹³⁴.

Die elastische Hysterese vieler Werkstoffe führt dazu, dass die in der Leitstützstruktur der Elemente gespeicherte Verformungsenergie nicht vollständig wieder abgegeben werden kann. Dieser Hystereseanteil wird der Reibarbeit zugesprochen und ist grundsätzlich von der Verformungsgeschwindigkeit, den eingesetzten Werkstoffen und der Beanspruchungsart abhängig. Die plastische Deformation führt hingegen zur vollständigen Dissipation der Verformungsenergie aufgrund irreversibler Versetzungswanderung. Da die Verformungen der Mikroerhebungen hierzu maßgeblich relevant sind, ist deren Beanspruchung im Detail zu betrachten.

¹³¹ Fleischer 1976

¹³² Heuberger 2007

¹³³ Bartel 2001

¹³⁴ Wiersch 2005

Während die nominelle Pressung, makroskopisch betrachtet, elastisches Werkstoffverhalten erwarten lässt, kann aufgrund der Berechnungen von GREENWOOD und WILLIAMSON¹³⁵ bei einem Großteil der Mikrokontakte bereits plastische Verformung angenommen werden. Demnach sind auch die realen Flächenpressungen in den Rauheitskontakten wesentlich höher als die nominelle Flächenpressung. Die elastischen und plastischen Verformungen steigen mit zunehmender Normalkraft entsprechend an. REDLICH¹³⁶ ermittelt z. B. für eine raue, geläppte Fläche in Kombination mit einer ideal glatten Fläche, dass die reale Kontaktfläche 45% im Vergleich zur Hertz'schen Kontaktfläche (bei 2,5 GPa) beträgt. Hierbei werden beispielsweise 82% der realen Kontaktfläche plastisch und nur 18% elastisch deformiert.

Adhäsionsanteil

Unter Adhäsion wird ein Aneinanderhaften von zwei Wirkflächen infolge intermolekularer Wechselwirkungen im stoffschlüssigen Funktionskontakt verstanden. Die relevante Scherstabilität der resultierenden Bindungskräfte muss bei der vorherrschenden Relativbewegung überwunden werden. Dies führt zur Trennung der gebildeten Bindungen beim Überschreiten einer kritischen Scherspannung τ_{krit} . Die Adhäsionsneigung nimmt mit zunehmendem Abstand der Wirkflächen ab und weist bereits nach wenigen Nanometern eine relevante Abnahme auf¹³⁷. Die kritische Schubspannung wird durch die niedrigste übertragbare Schubspannung bestimmt, die aufgrund der Bindungsmechanismen in den jeweiligen Wirtiefen im Tribokontakt unterschiedliche Werte annimmt. Im Folgenden werden drei Kontaktszenarien beschrieben, die einen signifikanten Einfluss auf die übertragbare Schubfestigkeit aufweisen.

- Fest-Fest

Betrachtet man den direkten Kontakt von zwei metallischen Wirkflächen, so entstehen starke kovalente Atombindungen. Diese Bindungen weisen vergleichbare Schubfestigkeiten wie die betrachteten Leitstützstrukturen auf. Durch Trennung der Bindungen resultiert ein Materialübertrag, der als Verschleißmechanismus unter dem Begriff „Fressen“ bekannt ist.

¹³⁵ Greenwood / Williamson 1966

¹³⁶ Redlich 2002

¹³⁷ Bartel 2001

- Fest-Flüssig

Ein direkter Metall-Metall-Kontakt im Tribosystem kann durch das Einfügen einer flüssigen Leitstützstruktur, die durch die schwächeren Van-der-Waals-Bindungen mit den ehemaligen Wirkflächen wechselwirkt und zu einem vergrößerten Abstand zwischen den beiden metallischen Leitstützstrukturen führt, weitestgehend vermieden werden. Demnach tritt die relevante Adhäsionskomponente nur zwischen den festen Körpern und dem Schmiermedium auf, und die Adhäsionskomponente der Festkörperreibung reduziert sich praktisch zu null¹³⁸.

- Fest-Schicht

Eine vollständige Trennung der beiden festen metallischen Körper LSS1.I und LSS2.I kann z.B. durch die in geschmierten Tribosystemen auftretende Verschleißerscheinungsform „Fressen“ nicht immer vorausgesetzt werden. Eine weitaus wirkungsvollere Maßnahme ist das Einfügen einer weiteren festen Leitstützstruktur LSS3.I.1 und LSS3.I.2 (an beiden festen Körpern), die sich während des Betriebes mit geeigneten schichtbildenden Additiven des Schmiermediums aufbaut und in weiten Bereichen selbst regenerieren kann, die so genannten Grenzschichten durch tribochemische Reaktionen. Diese Schichten beeinflussen die Reibungszahl maßgeblich und können nach CZICHOS / HABIG¹³⁹ und DETERS¹⁴⁰ auch zur Reibungsminderung eingesetzt werden. Mit zunehmender plastischer Deformation (z. B. durch Abnahme des Flüssigkeitstraganteils bei höheren Temperaturen) nehmen hierbei die Voraussetzungen für die Adhäsion zu. Die induzierten Veränderungen der WFP und der LSS reichen dabei in Tiefen um 10-10.000 nm. Welche Faktoren, wie z. B. die Temperatur oder der mechanische Impuls im Kontakt, maßgeblich für die tribologischen Veränderungen sind, bleibt immer noch Forschungsgegenstand¹⁴¹. Die Bestimmung der mechanischen Eigenschaften von Grenzschichten, insbesondere die erforderliche Quantifizierung für die Berücksichtigung in Simulationsmodellen, stellt sich als sehr schwierig dar und ist noch nicht vollständig erforscht¹⁴². Ihre Komplexität ist der Grund für die erschwerte Bestimmung der relevanten Einflussparameter. Der Schmierfilmdurchbruch ist unter reiner mechanischer Belastung, wie sie durch die Wirkung der plastischen Deformationsvorgänge vorherrscht, aufgrund der Druckabhängigkeit der Viskosität nicht zu erklären. Es ist zusätzlich ein temperaturinduziertes Versagen des Schmiermediums anzunehmen.

¹³⁸ Fleischer / Hadler 1994

¹³⁹ Czichos / Habig 2003

¹⁴⁰ Deters 2004

¹⁴¹ Shakhvorostov 2005

¹⁴² Bartel 2001

Furchung

Die Furchung ist insbesondere dann maßgeblich an der Energieumsetzung beteiligt, wenn die Elemente der Systemstruktur einen merklichen Härteunterschied aufweisen. Im Weiteren wird die Furchung aufgrund der vergleichbaren Härtewerte der beiden betrachteten Elemente nicht weiter berücksichtigt.

2.6.1.3 Flüssigkeitsreibung

Bereich II

Bei der Flüssigkeitsreibung (s. Bild 25) werden die beiden festen Körper LSS3.II.1 und LSS3.II.2 durch die flüssige Leitstützstruktur LSS3.II vollständig getrennt. Die unter Relativgeschwindigkeit resultierende Reibkraft ist durch die Scherkräfte im Fluid – dem inneren Widerstand - begründet. Dies bedeutet, dass die Reibung nicht durch die jeweiligen Funktionskontakte in WFP1.II.3.1 und WFP1.II.3.2 allein begründet ist, sondern zusätzlich durch flüssige Leitstützstruktur LSS3.II der Tragstruktur TS3. Die beiden Wirkflächenpaare WFP1.II.3.1 und WFP1.II.3.2 zu den angrenzenden Körpern unterliegen aufgrund der Haftbedingungen keiner Relativgeschwindigkeit. Glatte Wirkflächen der Grenzschicht tragen nur insofern zur Reibkraftentwicklung bei, dass diese die Reibkräfte in den Funktionskontakten zu den beiden festen Körpern aufgrund der jeweiligen Haftbedingung übertragen. Gleiches gilt entsprechend für die Leitstützstrukturen der Grenzschichten LSS3.II.1 und LSS3.II.2. Technisch relevante raue Wirkflächen hingegen können dabei den Scherkraftaufbau durch kontinuierliche Veränderung der Spaltweiten beeinflussen.

Die Flüssigkeitsreibungskraft $F_{R,hd}$ beschreibt den Widerstand des Fluids gegen die Bewegung und wird durch die wirkende Scherspannung τ im Fluid – den Eigenschaften der flüssigen Leit-Stütz-Struktur LSS3.II - wie folgt bestimmt:

$$F_{R,hd} = \int_A \tau_{hd} dA \quad \text{Gl. 8}$$

Die relevanten Scherspannungen τ im Fluid werden nach Newton durch das Schergefälle dv/dz und der dynamischen Viskosität η bestimmt.

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dz} \quad \text{Gl. 9}$$

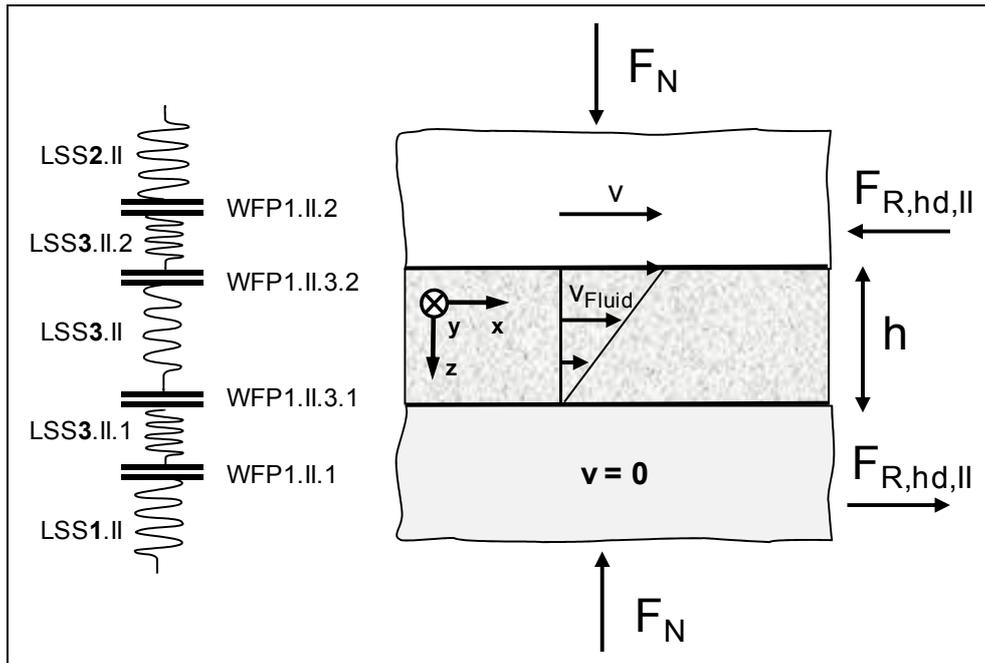


Bild 25: Modell der Flüssigkeitsreibung

Das Schergefälle dv/dz beschreibt den in der Flüssigkeit unter Relativbewegung der beiden Körper auftretenden Geschwindigkeitsgradient über der Spalthöhe, der letztendlich für die Schubspannung im Fluid ursächlich ist. Das Schergefälle ergibt sich somit aus der Relativgeschwindigkeit v und der Spalthöhe h .

Die Viskosität η ist stark temperaturabhängig und nimmt mit steigender Temperatur ϑ exponentiell ab. Bei Mineralölen nimmt die Viskosität beim Übergang von 40°C auf 70°C etwa auf ein Viertel ab¹⁴³. Durch den Einsatz von Viskositätsverbesserern kann die Temperaturabhängigkeit der Viskosität und somit die Viskositätsabnahme bei steigender Temperatur reduziert werden. Unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Dichte ρ ergibt sich die kinematische Viskosität ν .

$$\nu(\vartheta) = \frac{\eta}{\rho(\vartheta)} \tag{Gl. 10}$$

Für den Bereich II ergibt sich die Flüssigkeitsreibungskraft somit zu.

$$F_{R,hd,II} = \int_A \eta(\vartheta) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} dA \tag{Gl. 11}$$

¹⁴³ Klüber Lubrication Austria GmbH – Broschüre „Wälzlagerfett-Auswahl leicht gemacht“

Bereich III

In den geschmierten Funktionskontakten sind hydrodynamische Vorgänge ebenfalls von Bedeutung. Der konvergierende Spalt führt bei ausreichender Relativgeschwindigkeit zu einem Druckanstieg im Schmiermedium, wodurch eine vollständige Trennung der beiden festen Körper LSS3.III.1 und LSS3.III.2 möglich wird. Technisch relevante raue Wirkflächen beeinflussen den Scherkraftaufbau und den hydrodynamischen Tragdruckverlauf maßgeblich (Mikro-EHD). Wie auch im Bereich II bestimmen hier im Wesentlichen die Eigenschaften der flüssigen LSS3.III das Verhalten der Flüssigkeitsreibungskraft. Zusätzlich zur Temperaturabhängigkeit sind Viskosität und Dichte vom lokal wirkenden Druck abhängig. Eine Drucksteigerung resultiert in einer exponentiell ansteigenden Viskosität.

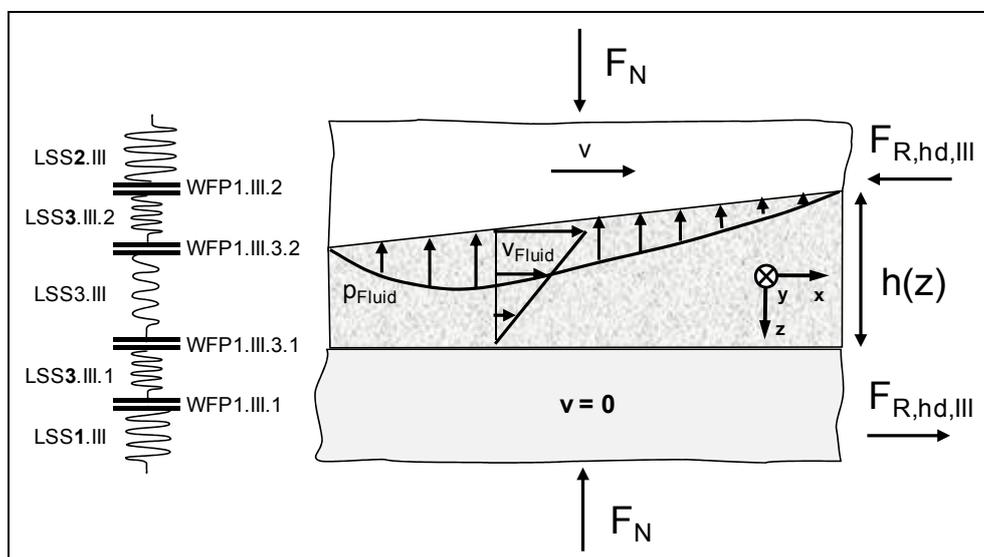


Bild 26: Prinzipdarstellung hydrodynamischer Mechanismen

Die Flüssigkeitsreibungskraft im hydrodynamischen Kontakt kann zusätzlich zum bekannten viskositätsabhängigen Scherströmungsanteil durch den viskositätsunabhängigen Druckströmungsanteil beschrieben werden¹⁴⁴. Der Scherströmungsanteil beschreibt in Anlehnung an Bereich II die Geschwindigkeitsverteilung im Ölfilm aufgrund der wirkenden Relativgeschwindigkeit. Der Druckströmungsanteil hingegen beschreibt die Verdrängungswirkung aufgrund der äußeren Last, die das Integral über den Druckverlauf darstellt.

¹⁴⁴ Rohde 2006

Für den Bereich III ergibt sich für die Flüssigkeitsreibungskraft somit folgende Gleichung:

$$F_{R,hd,III} = \int_A \eta(\vartheta, p) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} dA \quad \text{Gl. 12}$$

$$F_{R,hd,III} = \int_A \left(\eta(\vartheta, p) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) dA \quad \text{Gl. 13}$$

Für die Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannungen im Fluid sind geeignete Ansätze, wie z. B. die der Eyrig'schen Schubspannungen, zu berücksichtigen¹⁴⁵.

2.6.2 Systemrelevante Betrachtungen

2.6.2.1 Festkörperreibung

Anisotrope Topographien

Die anisotrope Ausrichtung der Oberflächenrauheiten, z. B. durch Schleifvorzugsrichtung, in Relation zur wirkenden Gleitrichtung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Verhältnisse der bereits vorliegenden elastisch-plastischen Deformation¹⁴⁶. BARTEL¹⁴⁷ zeigt bei unveränderten Oberflächenkombinationen, dass der plastische Deformationsanteil der Festkörperreibung, der maßgeblich für adhäsiven Verschleiß ist, bei transversalen¹⁴⁸ Bewegungen höher berechnet wird als bei den so genannten longitudinalen entlang der Vorzugsrichtung. Dies wird durch die richtungsabhängigen unterschiedlichen Mikrogleitwege begründet, da längere Mikrogleitwege kleinere deformationsbedingte Einzelreibungskräfte ergeben. Das Ergebnis mit Hilfe seines erstellten Festkörperreibungsmodells zeigt z. B. bei einer Pressung von 200N/mm² für eine longitudinale Relativbewegung einen Deformationsanteil von 23% und für eine transversale Relativbewegung einen Deformationsanteil von 40%. In diesem Zusammenhang quantifiziert er den Unterschied der Reibungszahlen mit bis zu 0,05. Da die Festkörperreibung durch die vorliegende elastische und plastische Deformation beeinflusst wird, sind, ausgehend von einer longitudinalen Bewegungsrichtung mit zunehmender transversaler Orientierung, höhere Reibungszahlen der Festkörperreibung zu erwarten.

¹⁴⁵ Redlich 2002

¹⁴⁶ Deters 2008

¹⁴⁷ Bartel 2001

¹⁴⁸ Transversal meint in diesem Zusammenhang eine Orientierung von 90°C zur longitudinalen Vorzugsrichtung

2.6.2.2 Flüssigkeitsreibung

Rheologie

Fluide im Bereich II und III, die dem linearen Gesetz der Scherspannung τ (nach Gl. 9) folgen, werden als Newton'sche Fluide bezeichnet. Durch die Additivierung der Mineralöle oder synthetischen Öle, mit praxisüblichen Viskositätsverbesserern, wird diese Eigenschaft beeinflusst, wodurch sich die Viskosität in Abhängigkeit der mechanischen Beanspruchung ändert. Diese als strukturviskos bezeichneten Nicht-Newton'schen Fluide sind durch einen abnehmenden Gradienten bzw. einen degressiven Verlauf der Viskosität mit zunehmender Scherrate charakterisiert.

Newton'sche Fluide	$\eta = f(\vartheta, p)$	Gl. 14
--------------------	--------------------------	--------

Nicht-Newton'sche Fluide	$\eta = f(\vartheta, p, \frac{dv}{dz})$	Gl. 15
--------------------------	---	--------

Anisotrope Topographien

Die anisotrope Ausrichtung der Oberflächenrauheiten, z. B. durch Schleifvorzugsrichtung, in Relation zur wirkenden Gleitrichtung hat ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf die Druckströmung und die Scherströmung. Hierzu stellen PATIR und CHENG¹⁴⁹ eine Beschreibung über richtungsabhängige Druckflussfaktoren und Scherflussfaktoren vor. Diese Flussfaktoren bilden den Widerstand bei der Umströmung der rauen Struktur ab und stellen Korrekturglieder für den Volumenstrom in der Differentialgleichung dar.

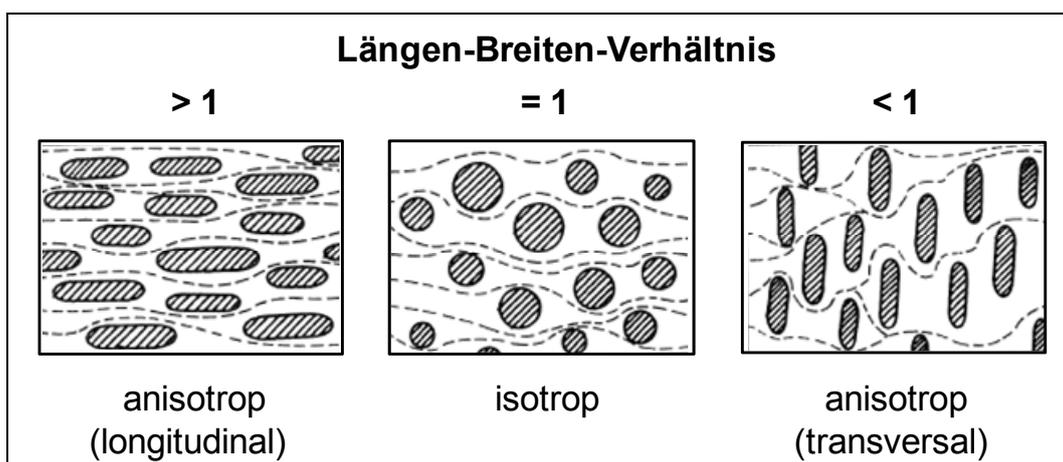


Bild 27: Längen-Breiten-Verhältnisse charakteristischer Oberflächenorientierungen¹⁴⁹

¹⁴⁹ Patir / Cheng 1978

KNOLL und LAGEMANN¹⁵⁰ quantifizieren für verschiedene Bearbeitungsverfahren mit und ohne Vorzugsrichtung den Einfluss der Bewegungsrichtung in Abhängigkeit der Oberflächenrauigkeit. Sie zeigen unter Berücksichtigung festkörperbedingter Kontaktdeformationen auf, dass ausgehend von einer longitudinalen Bewegung entlang der Vorzugsrichtung die mikrohydrodynamische Tragkraft mit zunehmender transversaler¹⁵¹ Bewegungsrichtung signifikant ansteigt. Dies wird durch die rauheitsbedingten Änderungen der Druckflussfaktoren Φ^P und Scherflussfaktoren Φ^S begründet, die im Fall der transversalen Bewegungsrichtung auf eine erhöhte Drosselwirkung und damit eine Druckflussbehinderung hinweisen. Dieser Effekt nimmt mit zunehmenden Spaltweiten, wie z. B. mit zunehmender Rauheit, tendenziell ab.

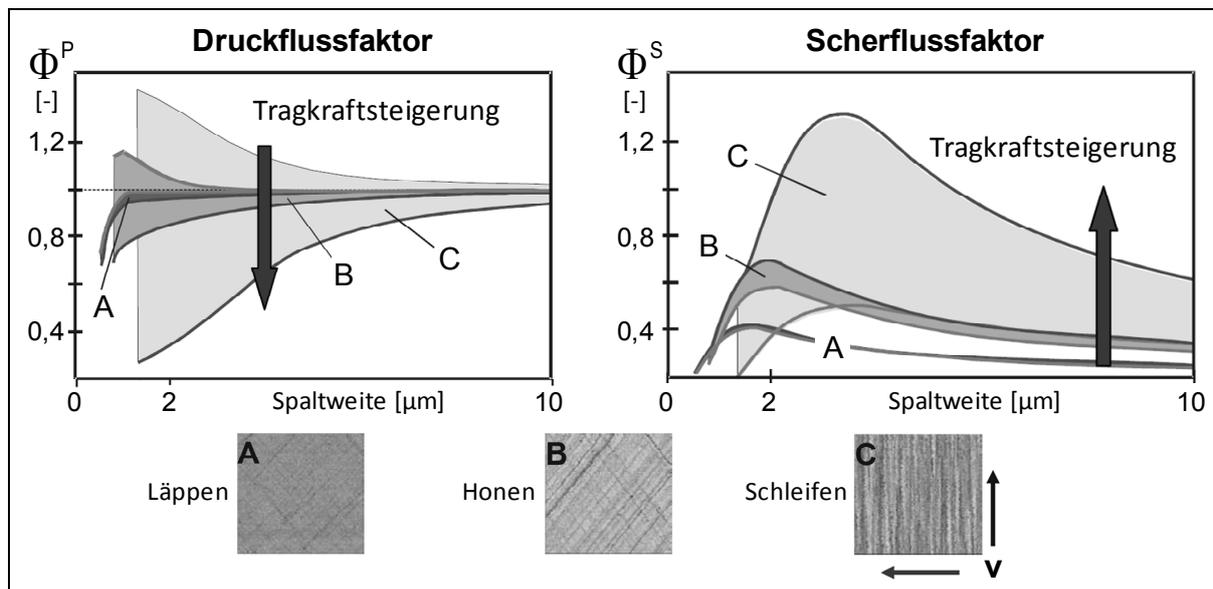


Bild 28: Druckflussfaktoren Φ^P und Scherflussfaktoren Φ^S von Oberflächen durch verschiedene Bearbeitungsverfahren¹⁵⁰

Instationäres Verhalten – Squeeze-Effekt

Die der einachsigen Gleit-Beanspruchung überlagerte Prall-Beanspruchung führt zur Ausprägung instationärer Kontaktverhältnisse aufgrund druckabhängiger Anteile der Flüssigkeitsreibung, dem Verdrängungsdruck. Dies führt zu einer beanspruchungsabhängigen Verdrängung des Ölfilms in der Kontaktzone. Diesen so genannten Squeeze-Effekt^{152,153} untersuchten CHRISTENSEN und HERREBRUGH¹⁵⁴ bereits in den sechziger Jahren mit theoretischen Ansätzen.

¹⁵⁰ Knoll / Lagemann 2002

¹⁵¹ Transversal entspricht hier einer Orientierung von 90°C zur longitudinalen Vorzugsrichtung

¹⁵² Christensen 1962

¹⁵³ Christensen 1970

¹⁵⁴ Herrebrugh 1970

Dieser Squeeze-Effekt ist darüber hinaus von der makroskopischen¹⁵⁵ und mikroskopischen Geometrie¹⁵⁶ der Elemente, den Eigenschaften des Schmiermediums¹⁵⁷, wie Rheologie bzw. Viskosität, den Ausgangsbedingungen, wie z. B. Abstand von der Oberfläche¹⁵⁵, Annäherungsgeschwindigkeit¹⁵⁸ und der Überlagerung weiterer Bewegungsanteile¹⁵⁹, wie z. B. lineare Gleitbewegungen, abhängig. Rohde¹⁶⁰ stellt hierzu in seiner Arbeit den Einfluss der instationären Kontaktverhältnisse am Beanspruchungskollektiv eines stufenlosen Getriebes dar und führt entsprechende Reibungszahlsenkungen auf.

Instationäre Beanspruchung - Prall- und Stoßvorgänge

Aufgrund der den Gleitbewegungen überlagerten Prall- und Stoßvorgänge können Verschleißmechanismen angeregt werden, welche die Verschleißerscheinungsform Oberflächenzerrüttung zur Folge haben^{161,162}. Hierbei spielen impulsförmige bzw. energetische Wechselwirkungen eine wesentliche Rolle. Die in den Wirkflächenpaaren umgesetzte Stoßenergie kann in den Leitstützstrukturen zu plastischen Deformationen oder Rissen bzw. Ausbrüchen führen. Des Weiteren können sich Eigenschaftsänderungen infolge mechanischer Aktivierung und Temperaturerhöhungen einstellen, die zur Steigerung der Reaktionsfähigkeit der Wirkflächen beitragen. Welche Faktoren, wie z. B. die Temperatur oder der mechanische Impuls, im Kontakt maßgeblich für die tribologischen Veränderungen sind, bleibt immer noch Forschungsgegenstand¹⁶³.

¹⁵⁵ Guo et al. 2006

¹⁵⁶ Meeten 2004

¹⁵⁷ Lin / Hung 2007

¹⁵⁸ Meurisse / Querry 2006

¹⁵⁹ You 1990

¹⁶⁰ Rohde 2006

¹⁶¹ Czichos 1982

¹⁶² GFT 2002

¹⁶³ Shakhvorostov 2005

2.6.2.3 Mischreibung

Im Mischreibungsgebiet stehen die beiden Einflüsse der Flüssigkeits- und Festkörperreibung in Wechselwirkung. Eine Abnahme des Flüssigkeitstraganteils ist stets mit einer Zunahme des Festkörpertraganteils verbunden. Gleiches gilt sinngemäß auch in entgegengesetzter Weise. Somit steht der Einfluss der anisotropen Ausrichtung der Oberflächenrauigkeiten in Wechselwirkung. Für die Beanspruchung im Mischreibungsgebiet kann daraus geschlossen werden, dass z. B. durch eine Zunahme der mikrohydrodynamischen Tragkraft, unter Annahme einer geringeren Flüssigkeitsreibungszahl, im Vergleich zur Festkörperreibungszahl eine Abnahme des Mischreibungspotentials folgt. Die Grundlage für diese Annahmen liefert ROHDE¹⁶⁴, da er in seiner Arbeit zur instationären Kontaktsimulation auf einen maßgeblichen Anteil an Flüssigkeitsreibung im Umschlingungsbogen des Beispielsystems schlussfolgert.

Die Superposition der Reibungskräfte aus den Bereichen I bis III ergibt die integrale Gesamtreibkraft der Mischreibung F_R (s. Gl. 5).

$$F_R = \mu_C \int_A p_C dA_C + \int_A \eta(\vartheta) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} dA + \int_A \left(\eta(\vartheta, p) \cdot \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) dA \quad \text{Gl. 16}$$

2.6.3 Kontaktmodellierung der Mischreibung

Ein wesentliches Ziel der Kontaktmodellierung und Reibungsberechnung ist eine differenziertere Betrachtung der Einflussparameter¹⁶⁵, um qualitative und quantitative Zusammenhänge identifizieren zu können. Die Erkenntnisse der mikroskaligen Vorgänge im Friktionskontakt in Kombination mit den ermittelten Reibungszahlen sollen dazu beitragen, das makroskalige Systemverhalten beschreiben und abschätzen zu können.

Die Mischreibung resultiert aus der gleichzeitigen Wirkung von Flüssigkeits- und Festkörperreibung. Demnach gilt es, die mechanischen, physikalischen und chemischen Zusammenhänge beider Teilbereiche in der Simulation abzubilden. Für die Betrachtung der Mischreibung ist die Kombination der Reynoldsgleichung und der Festkörperreibungsmodelle unter Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeiten erforderlich, um den sich verengenden Spalt in den Größenordnungen der Mikroerhebungen berücksichtigen zu können. Die unterschiedlichen analytischen oder numerischen sowie die deterministischen Modellansätze zur Abbildung der Oberflächenrauigkeiten sollen an dieser Stelle nicht näher betrachtet werden, da für die vor-

¹⁶⁴ Rohde 2006

¹⁶⁵ Bartel 2001

liegende Arbeit nicht die Vorgehensweise von Belang ist, sondern die Tatsache, dass technisch relevante Oberflächenrauigkeiten und ihre Einflüsse in den Kontaktmodellen abgebildet werden können.

Für den Bereich der Flüssigkeitsreibung stellen VAN LEEUWEN und SCHOUTEN¹⁶⁶ eine ausführliche Zusammenfassung über die Entwicklung der Elastohydrodynamik vor. Im Folgenden sollen hierzu nur wesentliche Arbeiten und Aspekte aufgeführt werden.

NAVIER (1823) und STOKES (1845) stellen entsprechend die Bewegungsgleichung für strömende Flüssigkeiten auf. Durch Nutzung der Erkenntnisse von TOWER¹⁶⁷ (1883) über den hydrodynamischen Druck leitete REYNOLDS¹⁶⁸ (1886) die Differentialgleichung der Hydrodynamik für isoviskose Newton'sche Flüssigkeiten ab. Hiermit wurde es möglich, die Druckverteilung im Spalt sowie die relevante Spaltweite zu bestimmen. Die Elasto-Hydrodynamik berücksichtigt zusätzlich die Theorie von HERTZ¹⁶⁹ und kombiniert somit die Reynold'sche Differentialgleichung mit den Gleichungen der Elastizitätstheorie. Die klassische Elasto-Hydrodynamik für hoch belastete kontraforme Kontakte stützt sich auf die darauf folgenden Untersuchungen von ERTEL¹⁷⁰ und GRUBIN¹⁷¹, von PETRUSEVICH¹⁷² bezüglich der Druckabhängigkeit der Viskosität sowie von DOWSON und HIGGINSON¹⁷³ (1959) hinsichtlich des Einflusses von Werkstoff- und Schmierstoffeigenschaften.

Experimentelle Arbeiten, wie z.B. von MAKINO ET AL¹⁷⁴ (1998) belegen hierbei den mit abnehmender Spaltweite zunehmenden Einfluss von Mikrorauigkeiten auf die Schmierfilmbildung. Unter Berücksichtigung laminar umströmter Mikroerhebungen wurden durch PATIR und CHENG¹⁷⁵ (1978) in die Reynold'sche Differentialgleichung repräsentative richtungsabhängige Flussfaktoren integriert. Diese Flussfaktoren bilden den Widerstand bei der Umströmung der rauen Struktur ab und stellen Korrekturglieder für den Volumenstrom in der Differentialgleichung dar. Erst später wurden turbulent umströmte Mikroerhebungen durch WISNIEWSKI / DIERICH¹⁷⁶, LUBRECHT¹⁷⁷, VENNER¹⁷⁸ oder ZHU / CHENG¹⁷⁹ möglich.

¹⁶⁶ Leeuwen / Schouten 1995

¹⁶⁷ Tower 1883

¹⁶⁸ Reynolds 1886

¹⁶⁹ Hertz 1881

¹⁷⁰ Ertel 1939

¹⁷¹ Grubin 1949

¹⁷² Petrushevich 1951

¹⁷³ Dowson / Higginson 1959

¹⁷⁴ Makino et al. 1998

¹⁷⁵ Patir / Cheng 1978

¹⁷⁶ Wiesniewski / Dierich 1990

¹⁷⁷ Lubrecht 1987

¹⁷⁸ Venner 1991

¹⁷⁹ Zhu / Cheng 1988

Im Bereich der Festkörperreibung begründet TOMLINSON¹⁸⁰ (1929) die Reibkraft auf der Basis molekularer Wechselwirkungen. DRESCHER¹⁸¹ betrachtet die plastische Deformation der Festkörperreibung (1959). Die Grenzflächentheorie mit Adhäsion und Deformation stellt RABINOWICZ¹⁸² (1965) auf. Basierend auf einer energetischen Betrachtungsweise durch FLEISCHER¹⁸³ (1976) werden in strukturmechanischen Kontaktmodellen Adhäsions- und Deformationsprozesse an den Mikrokontakten abgebildet. GREENWOOD und WILLIAMSON¹⁸⁴ beispielsweise untersuchen mit entsprechenden Modellansätzen den Festkörpertraganteil in einem Mischreibungsgebiet. WIERSCH¹⁸⁵ ermittelt den Einfluss von Rauheiten mit Hilfe einer Parameterstudie auf die Druckverteilung in der Flüssigkeit und der Festkörper. BARTEL¹⁸⁶ stellt ein elastisch-plastisches Kontaktmodell mit Kopplung der Hydrodynamik auf, um die Anteile der Festkörper- und Flüssigkeitsreibung zu berechnen. Einen Modellansatz zur Berechnung der schwächeren Van-der-Waals-Kräfte beschreibt HAMAKER¹⁸⁷ unter Berücksichtigung molekularer Eigenschaften der Kontaktpartner. Ein Modellansatz zur Bestimmung der Adhäsionskräfte wurde bereits von BOWDEN und TABOR¹⁸⁸ (1959) vorgestellt, wonach zur Trennung der Bindung eine kritische Schubspannung τ_{krit} überwunden werden muss. Im weiteren Verlauf werden auch Metallbindungen berücksichtigt, wie z. B. von BARTEL¹⁸⁹. NOWICKI¹⁹⁰ erstellt ein dreidimensionales, parametrisiertes FEM-Modell, das die mathematischen Beschreibungen der Strukturmechanik mit denen der Navier-Stokes-Theorie unter Berücksichtigung stochastisch erzeugter Oberflächenrauigkeiten koppelt und im Sinne des ganzheitlichen Ansatzes zur numerischen Analyse des Mischreibungsgebiets einsetzt (s. Bild 29).

¹⁸⁰ Tomlinson 1929

¹⁸¹ Drescher 1959

¹⁸² Rabinowicz 1965

¹⁸³ Fleischer 1976

¹⁸⁴ Greenwood / Williamson 1966

¹⁸⁵ Wiersch 2005

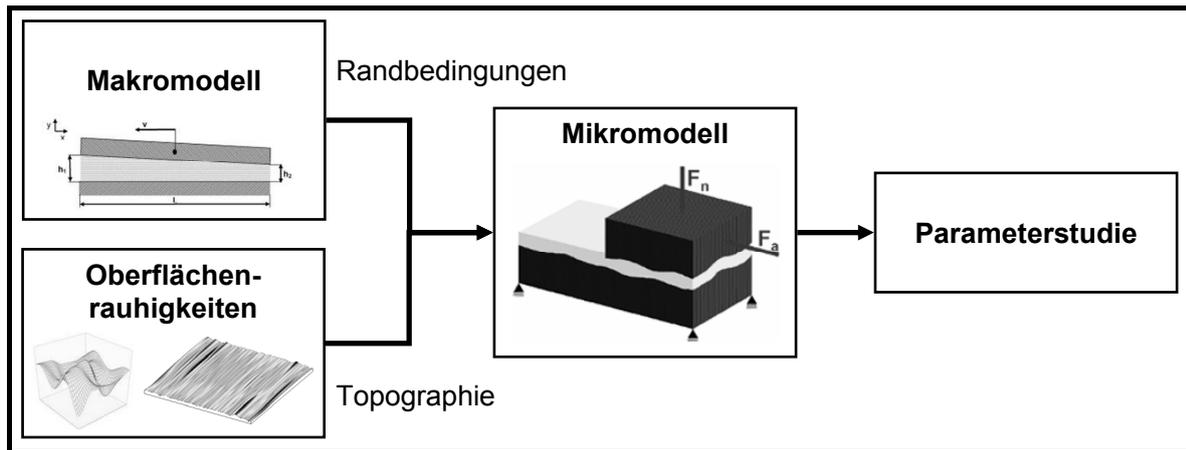
¹⁸⁶ Bartel 2001

¹⁸⁷ Hamaker 1937

¹⁸⁸ Bowden / Tabor 1959

¹⁸⁹ Bartel 2001

¹⁹⁰ Nowicki 2008

Bild 29: Kontaktsimulation Mischreibung (aus ALBERS ET AL¹⁹¹)

2.6.4 Systemspezifische Kontaktmodellierung

Einen wesentlichen Ansatz, die Kontaktverhältnisse des Beispielsystems im Kontext des Systemverhaltens zu betrachten, stellt ROHDE¹⁹² vor. So schließt er, basierend auf den ermittelten Flüssigkeits- und Festkörpertraganteilen, auf die Reibungszahl. Seine auf EHD-Theorie und Kontaktmechanik basierenden Berechnungen erlauben Aussagen über die Entwicklung der Reibungszahl über dem Umschlingungsbogen unter nicht-isothermen, instationären und Mischreibungs- bzw. Grenzreibungsbedingungen. Er identifiziert wesentliche Flüssigkeitstraganteile im Umschlingungsbogen, wobei er mit fortschreitendem Umschlingungswinkel zunehmende Festkörpertraganteile und abnehmende Flüssigkeitstraganteile berechnet. Es werden gezielt die Einflussparameter Rauigkeit, Belastung, hydrodynamisch wirksame Gleitgeschwindigkeit, Viskosität und stationäres sowie instationäres Verhalten untersucht, wobei Furchung und elastische Hysterese keine Berücksichtigung finden.

In seiner Arbeit verdeutlicht er implizit den Bedarf einer geeigneten Prüftechnik zur Abbildung des Beanspruchungskollektivs mit dem Ziel der Validierung seiner Simulationsmodelle. Für die Validierung wurde eigens ein Variatorprüfstand der Prüfkategorie IV aufgebaut, der somit hohe Anforderungen an die von ihm durchgeführte Schmierfilmdickenmessung stellt.

¹⁹¹ Albers et al. 2007b

¹⁹² Rohde 2006

2.6.5 Herausforderungen für die Modelle zur Kontaktbeschreibung

In der Betrachtung der tribologischen Vorgänge durch den Einsatz von Modellierungs- und Simulationsmethoden ist ein wesentlicher Anteil zum Verständnis über Reibung und Verschleiß zu sehen. Voraussetzung hierfür sind valide Modelle mit definierten bzw. bekannten Einsatzgrenzen. Insbesondere bei der Betrachtung der Vorgänge im Mischreibungsgebiet ist weiterhin Forschungsbedarf vorhanden, da nicht alle relevanten zu erwartenden Einflussparameter in ausreichender Weise bekannt sind oder nicht abgebildet werden können.

Im Folgenden sind auszugsweise wesentliche Faktoren aufgezeigt, die es im Rahmen zukünftiger Forschungsaktivitäten zu betrachten gilt^{193,194,195}:

- Praxisnahe Reibungsberechnungen zur Adhäsion sind beim gegenwärtigen Stand der Forschung noch nicht im erwünschten Umfang möglich.
- Relevante Schubfestigkeiten können beim Vorliegen von Grenzschichten nur erschwert berücksichtigt werden. Problematisch ist hierbei, dass relevante Werte für Schubfestigkeiten aus der Literatur nur als Anhaltswerte zu betrachten sind, da sie meistens nicht systemspezifisch und somit unter anderen Belastungskollektiven oder anderer Systemstruktur bestimmt werden. Abweichungen um 50% oder höher sind hierbei durchaus realistisch.
- Eine Annahme der Abscherung in der Grenzschicht kann Fressen nicht ausreichend abbilden. Entsprechende Kontaktmodelle berücksichtigen kein ausreichendes Adhäsionsmodell zur Identifizierung von Fressbedingungen.
- Simulationen erfassen nur einen Ausgangspunkt, der keine verschleißbedingten Veränderungen der Reibungsverhältnisse berücksichtigt. Mischreibung bedingt jedoch Verschleißvorgänge, wodurch sich die Kontaktgeometrie kontinuierlich ändert.
- Mischreibungsmodelle berücksichtigen bedingt Furchung und tribochemische Vorgänge. Teilweise wird keine elastische Deformation bzw. Hysterese berücksichtigt. Aufgrund fehlender Vergleichsgrößen wird eine konstante Energiedissipation aufgrund der Materialdämpfung von 5% geschätzt.
- FE-Modelle ermöglichen in den Knoten keine Trennung bzw. Unterscheidung von mikroskopischer und makroskopischer Verformung.

¹⁹³ Rohde 2006

¹⁹⁴ Bartel 2001

¹⁹⁵ Redlich 2002

- Mischreibungsmodelle berücksichtigen nicht alle relevanten instationären Zustände.
- Kontaktmodelle werden im System validiert, wobei teilweise nur integrale Messgrößen einbezogen werden können. Modellversuche hingegen bilden nicht das relevante Beanspruchungskollektiv ab.

3 Motivation und Zielsetzung

3.1 Motivation

Für die anwendungsorientierte Forschung an tribologisch beanspruchten Wirkflächen, die es unter den stetig wachsenden technischen Anforderungen sicher zu definieren gilt, sind zielführende Untersuchungen des Reibungs- und Verschleißverhaltens stets im Bezug bzw. in Korrelation mit einem technischen System zu betrachten. Hierdurch lassen sich praxisrelevante Kontaktverhältnisse ableiten und in die Untersuchungsmethode miteinbeziehen. Diese Kontaktverhältnisse sowie die Einflussparameter für Reibung und Verschleiß müssen möglichst genau sein oder zumindest durch eine geeignete Untersuchungsmethodik identifiziert werden können.

Aufgrund der Forschung und Entwicklung in den vergangenen Dekaden existiert eine breite Wissens- bzw. Datenbasis über geschmierte Tribokontakte im Bereich der Flüssigkeits-, Festkörper- und Mischreibung. Den Schwerpunkt bildeten bisher die experimentellen Analysemethoden, die mit wachsender Bedeutung immer häufiger durch Simulationsmethoden ergänzt werden. Für die Vorgänge der Flüssigkeitsreibung bestehen bereits weitreichende und validierte Modellierungs- und Berechnungsansätze. Die Berücksichtigung rauher Oberflächen in die Vorgänge der Mischreibung stellt weiterhin besonders hohe Anforderungen an die zu entwickelten Modellierungs- und Berechnungsansätze sowie die verfügbaren Rechnerkapazitäten.

Bis heute sind Teilbereiche der Vorgänge unter Mischreibung weiterhin unerforscht, da Untersuchungen mit bisher verfügbaren Prüfeinrichtungen (Kategorie IV – Bauteiluntersuchungen) zwar die relevanten Beanspruchungskollektive berücksichtigen, jedoch aber keine unabhängige Parametervariation erlauben und ebensowenig eine ausreichende Zugänglichkeit zu den tribologischen Vorgängen ermöglichen. Untersuchungen mit Hilfe von Prüfeinrichtungen mit verbessertem Zugang zu den tribologischen Vorgängen hingegen erlauben die Einzelparametervariation unter ansonsten konstanten Bedingungen (Kategorie VI - Modelluntersuchungen) für die grundlegende Erforschung der tribologischen Zusammenhänge. Nachteilig erweist sich hier, dass aufgrund zunehmender Abstraktion diese Prüfeinrichtungen nicht immer alle die dem Betriebszustand entsprechenden Beanspruchungen auf Modellenebene abbilden. Zudem verändern sich häufig durch den Einsatz vereinfachter Modellkörper die Beanspruchungs- und Eingriffsverhältnisse oder die für tribochemische Vorgänge mitverantwortliche Wärmeableitung.

Hieraus ergibt sich, dass für die Beschreibung der Vorgänge im Mischreibungsgebiet nicht alle Einflussfaktoren hinsichtlich ihrer Wirkung qualitativ oder quantitativ erfasst werden können. Unter Berücksichtigung einer geeigneten Modellbildung und unter Einbeziehung einer ausreichenden experimentellen Basis konnten bisher zu erwartende wesentliche Einflussfaktoren näherungsweise berücksichtigt werden. Unter diesen Randbedingungen liefern die Berechnungsmethoden derzeit einen wichtigen Beitrag zur Betrachtung lokaler Einflüsse unter stationären Betriebszuständen, wie z. B. Oberflächenstrukturen, oder zur Bestimmung globaler systemrelevanter Kontaktverhältnisse, wie z.B. über den Verlauf des Umschlingungsbogens eines stufenlosen Getriebes. Jedoch ist der Parameterraum der erforderlichen Validierungsbasis noch nicht vollständig belegt.

Für die erweiterte Beschreibung der hier betrachteten Tribokontakte, die gezielte Validierung der Simulationsmodelle und die Systemoptimierung wird für zukünftige experimentelle Analysemethoden die wesentliche Anforderung an die Abbildung aller Einflussfaktoren bei gleichzeitig unabhängiger Einstellbarkeit gestellt. Hierdurch bietet sich eine zeit- und kostenminimierte, vor allem aber ressourcenschonende Variante bzw. Alternative für bislang existierende aufwendige Bauteiluntersuchungen.

3.2 Zielsetzung

Die abgeleitete Zielsetzung lautet wie folgt:

- Verständnis für die Vorgänge im geschmierten Friktionskontakt unter Mischreibungsbedingungen im Hinblick auf die Aspekte Reibungs- und Verschleißverhalten stärken und erweitern.
- Übertragbarkeit der Ergebnisse verschiedener Prüfkategorien analysieren.

Stellvertretend für die Untersuchungen im Mischreibungsgebiet wird das nasslaufende Umschlingungs-CVT als Beispielsystem betrachtet, das durch einen komplexen hoch belasteten Friktionskontakt charakterisiert ist.

Basierend auf dem im Stand der Forschung beschriebenen Umsetzungsdelta leitet sich direkt das Zielsystem zur Analyse und Validierung „tribologischer Funktionskontakte“ ab. Demnach ist ein Handlungssystem zu entwickeln, durch das auf Modellebene (Kategorie V) alle wesentlichen Einflussgrößen abgebildet und gleichzeitig unabhängige Parametervariationen - Einzelparametervariationen - ermöglicht werden. Hieraus ergibt sich auf Modellebene einerseits die Forderung nach überlagerten bzw. mehrachsigen Gleitvorgängen, die aus systembedingten Elastizitäten resultieren. Andererseits gilt es, zeitgleich zyklische Stoß- bzw. Prallvorgänge abzubilden, die aus dem Einlauf des Umschlingungsmittels in den Scheibensatz resultieren.

Dadurch soll eine Verknüpfung sowie ein Wissensaustausch zwischen Modelluntersuchungen mit Stift-Scheibe-Versuchen (Kategorie VI) und Bauteiluntersuchungen (Kategorie IV) mit systemspezifischen Einflussgrößen realisiert werden, um eine durchgängige Validierungsprozesskette aufzubauen, die es ermöglicht, die elementaren Wirkmechanismen und systemspezifischen Einflussgrößen in Relation zu setzen. Des Weiteren soll diese Arbeit die Zusammenführung der jeweiligen Ansätze aus Experiment und Simulation unterstützen, worin mittelfristig sicherlich ein Meilenstein auf dem Weg zum Verständnis der Mischreibung zu sehen ist.

Die Zielsetzung beinhaltet im Weiteren, das Potential dieser Methode zur grundlegenden bzw. eingehenden Analyse tribologischer Beanspruchungen aufzuzeigen. Dies bedeutet somit im Einzelnen:

- Identifizierung bzw. Bestätigung der wesentlichen systemrelevanten Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß.
- Quantifizierung der identifizierten Einflussfaktoren hinsichtlich ihrer Wirkung auf Reibung und Verschleiß.
- Untersuchung des neu eingeführten Parameters Gleitvektor, der durch den richtungsveränderten Gleitwinkel und den energieeintragsbestimmenden Betrag der Gleitgeschwindigkeit charakterisiert wird.
- Untersuchung des Einflusses des intermittierenden Kontakts, realisiert durch zyklisch wirkende Anpresskräfte, hinsichtlich der Reibungszahlentwicklung und des zu erwartenden Verschleißes.
- Aufzeigen der Bedeutung der Einzelparametervariation unter Aufrechterhaltung der Abbildung systemrelevanter Belastungskollektive im Verlauf einer zielführenden Systemanalyse.
- Aufzeigen der Bedeutung der neu belegten Prüfkategorie V.

4 Handlungssystem und methodische Vorgehensweise

Im Verlauf dieses Kapitels wird die Vorgehensweise erläutert, die zur Erfüllung der in Kapitel 3 definierten Zielsetzung führt. Das IPEK - Institut für Produktentwicklung - versteht darunter einen Problemlösungsprozess, der ein Zielsystem, in dem die Anforderungen und Randbedingungen des zukünftigen Produkts beschrieben werden, in ein Objektsystem - das Produkt - überführt (s. Bild 30). Dies geschieht durch ein effizientes Handlungssystem, dem Produktentwicklungsprozess (iPeM - in der integrierten Prozessmodellbeschreibung nach ALBERS^{196,197}), mit allen zugeordneten Ressourcen, deren Organisation und Hilfsmitteln.



Bild 30: Problemlösungsprozess (nach ALBERS ET AL¹⁹⁸)

Eine weitere Verbesserung der Entwicklungsprozesse und eine Beschleunigung der Entwicklungsabläufe kann nur durch verlässliche Entwicklungsmethoden und Prüfprozesse für Friktionssysteme erreicht werden¹⁹⁸. Die Grundlage bildet hierbei die konsequente Parallelisierung von Simulation und Versuch auf Basis einer geeigneten und zielführenden Modellbildung. Die Herausforderungen liegen dabei in den hochkomplexen Wechselwirkungen innerhalb des Gesamtsystems.

In der vorliegenden Arbeit steht nicht der eigentliche Produktentstehungsprozess im Vordergrund. Diese Arbeit bezieht sich auf die Darstellung der relevanten Aspekte zur geeigneten Abbildung und Validierung der systemrelevanten Parameter auf der Modellebene, um die Voraussetzung zur Identifikation der Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß mit Hilfe von Einzelparametervariationen zu schaffen.

¹⁹⁶ Albers / Meboldt 2007

¹⁹⁷ Meboldt 2009

¹⁹⁸ Albers et al. 2007b

4.1 Vorgehensweise

Die Vorgehensweise stellt eine Methode des Handlungssystems dar, die in diesem Zusammenhang wesentliche Schritte, die jeweiligen Inhalte und deren beabsichtigte Abfolge zur Erreichung der Zielsetzung beschreibt. Die in dieser Arbeit betrachteten Schritte sind wie folgt:

- Zielsystemdefinition
 - Analyse des Systemverhaltens und der Kontaktbedingungen (s. Kapitel 2)
 - Forschungsziel (s. Kapitel 3)
- Konzepte zur Modellierung und Abbildung systemrelevanter Parameter
- Entwicklung und Umsetzung des Systemtribometers (s. Kapitel 5)
- Validierung auf Basis von Korrelationsuntersuchungen (s. Kapitel 6)
- Identifikation der Einflussparameter auf Reibung und Verschleiß (s. Kapitel 7)
 - Einzelparametervariation der wesentlichen Einflussparameter
 - Analyse der Abhängigkeit weiterer Einflussparameter.

Das zu definierende Zielsystem beinhaltet über die identifizierten Forschungsziele hinaus (s. Kapitel 3) u.a. die systemrelevanten Zusammenhänge (s. Kapitel 2). Hierzu zählen insbesondere das analysierte Systemverhalten und die Kontaktbedingungen als wesentliche Anforderungen des neu zu entwickelnden Systemtribometers. Der Nachweis über die geeignete Abbildung der systemrelevanten Parameter im Systemtribometer erfolgt nach ALBERS mit Hilfe der zentralen Aktivität „Validierung“. Das nach dieser Aktivität vorliegende validierte Objektsystem Systemtribometer ist nun Teil des Handlungssystems zur Identifikation der Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß. Ein diskursives Vorgehen unter Einsatz des Systemtribometers (s. Bild 31) zielt in Grundlagenuntersuchungen auf die Identifikation und Quantifizierung der systemrelevanten Einflussparameter hin. Die diskursive Vorgehensweise beinhaltet ausgehend vom validierten mehrachsigen instationären Beanspruchungskollektiv des Systemtribometers der Prüfkategorie V durch die Einbindung von Einzelparametervariationen, den Übergang zu einfachen einachsigen stationären Gleitvorgängen eines Elementartribometers der Prüfkategorie VI (s. Bild 31). Hierdurch kann der jeweilige Einfluss einzelner Anteile der aufgeprägten Kontaktkinematik auf Reibung und Verschleiß analysiert werden.

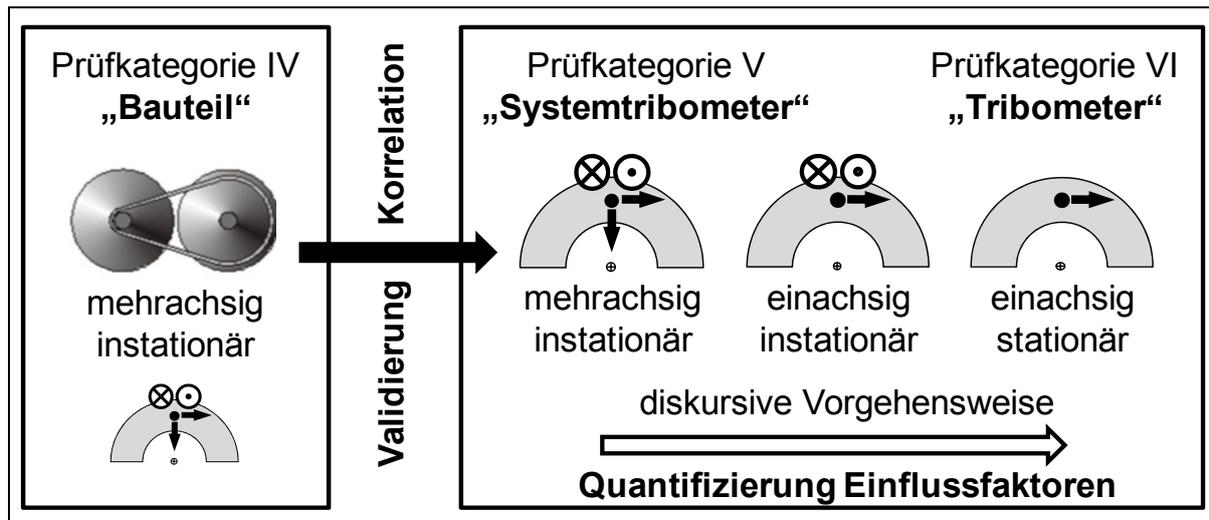


Bild 31: Vorgehensweise mit validiertem Systemtribometer durch Variation der Kontaktkinematik

4.2 Zielsystem

Als globales und visionäres Ziel gilt es, für Forschung und industrielle Entwicklung eine durchgängige Entwicklungsumgebung zur Verfügung zu stellen, in der in kürzester Zeit mit höchsten Qualitätsstandards bei gleichzeitig minimalen Kosten das definierte Zielsystem erreicht werden kann¹⁹⁹. Basierend auf dem ganzheitlichen Entwicklungsansatz²⁰⁰ ist das Ziel, die Entwicklung und die Validierung einer neuen Prüfeinrichtung in Anlehnung an eine Stift-Scheibe-Prüfung²⁰¹ - das Systemtribometer - sowie die erfolgreiche Integration in die vorhandene Entwicklungsumgebung²⁰² zur Analyse und Identifikation von systemrelevanten Einflussparametern. Mit dieser neu entwickelten Prüfeinrichtung sind die komplexen systemspezifischen Kontaktverhältnisse, die im Friktionskontakt der nasslaufenden, stufenlosen Umschlingungsgetriebe auftreten, auf einer abstrahierten Modellebene abzubilden. Hierbei gilt es das Beanspruchungskollektiv und die Systemstruktur des Tribosystems mit einer möglichst hohen Überdeckung beizubehalten, um die Voraussetzungen für die Aufrechterhaltung der tribologischen Beanspruchung zu gewährleisten. Der Stand der Forschung (s. Kapitel 2) zeigt, dass die Kontaktkinematik im Wesentlichen durch die mechanischen Beanspruchungsarten²⁰¹ Gleiten und Prallen charakterisiert ist²⁰³.

¹⁹⁹ Albers et al. 2007b

²⁰⁰ Albers et al. 2004

²⁰¹ GFT 2002

²⁰² Albers et al. 2007a

²⁰³ Bohren stellt ebenfalls eine Beanspruchungsart im funktionsrelevanten WFP1 dar, wird jedoch vorerst nicht berücksichtigt (s. Albers / Poll 2006)

Der zeitliche Ablauf der Beanspruchung (s. Bild 32) beinhaltet mehrachsige instationäre Gleitvorgänge durch zwei überlagerte Bewegungsrichtungen in tangentialer und radialer Orientierung sowie die gleichzeitige Aufprägung instationärer Stoß- bzw. Prallvorgänge. Aus der Zielsetzung, den Einfluss des Beanspruchungskollektivs zu identifizieren, leitet sich zusätzlich zur Beanspruchungsart und zu deren zeitlichem Beanspruchungsablauf die Forderung ab, die relevanten Beanspruchungsparameter, wie z. B. Kraft, Geschwindigkeit, Dauer und Temperatur, abzubilden. Diese Parameter sollen möglichst unabhängig voneinander variiert werden können. Die zielführende Variation dieser Parameter ist dabei Bestandteil der abzuleitenden Prüfmethode. Als Mindestforderung der Abbildung sind jeweils die mittleren Kontaktbedingungen im realen CVT-Getriebe, wie z. B. Gleitgeschwindigkeit und Pressungen bei gegebenen Kontaktzeiten, zu sehen.

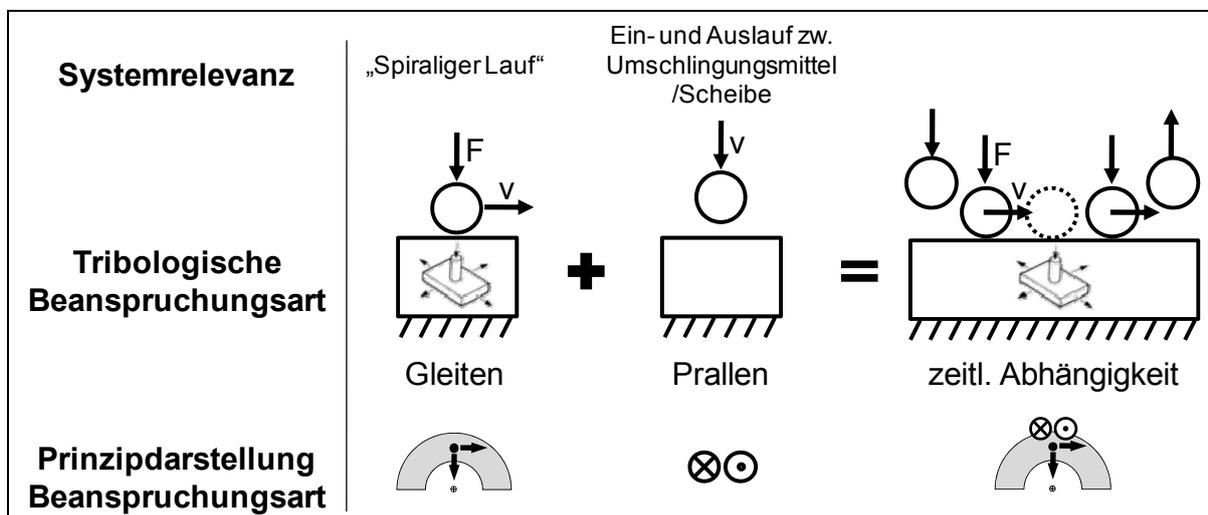


Bild 32: Zeitliche Abhängigkeit der Beanspruchungsarten - Prinzipdarstellung

4.3 Abbildung systemrelevanter Parameter auf Modellebene

Um das Beispielsystem CVT-Getriebe auf Modellebene abbilden zu können, wird das Tribosystem unter Systemrandbedingungen analysiert und in geeigneter Weise beschrieben. Im Rahmen der tribologischen Charakterisierung werden folgende wesentlichen Punkte berücksichtigt:

- Beanspruchungskollektiv
- Struktur des Tribosystems
- Tribologische Kenngrößen.

Das Beanspruchungskollektiv - insbesondere die Beanspruchungsart und deren zeitlicher Ablauf - leitet sich aus der Systembeschreibung (s. Kapitel 2) durch die gezielte Analyse der Kombination von experimentellen und theoretischen Untersuchungen auf Bauteilebene ab. Damit können die Betriebsparameter, wie Drehzahl,

Übersetzung, Drehmoment, Anpresskraft und Temperatur als auch die resultierenden Kontaktbedingungen, wie z. B. lokale Gleitgeschwindigkeiten und lokale Anpresskraft, beschrieben und quantifiziert werden. Ausgehend von diesen Größen sind relevante Werte zu identifizieren, die zur Synthese der kinematischen Abbildung und zur Entwicklung des Systemtribometers maßgeblich sind sowie zur Konfiguration bzw. zur Ableitung von Betriebsparametern heranzuziehen sind. Den Einfluss prüfstandspezifischer Faktoren, wie z. B. Lagerreibungsverluste, Messunsicherheiten und Wiederholgenauigkeiten, auf die Qualität der Ergebnisse gilt es zu identifizieren, abzuschätzen und gegebenenfalls geeignet zu kompensieren.

Die Abbildung des systemspezifischen Beanspruchungskollektivs sollte mit Blick auf das Zielsystem und die Übertragbarkeit der Ergebnisse hinsichtlich Reibungszahl- und Verschleißverhalten validiert werden. Die Ausgangs- und Verlustgrößen im Tribosystem gilt es dabei entsprechend zu vergleichen²⁰⁴. Eine valide Bandbreite der Validierung wird dabei durch unterschiedlichste Eigenschaften der Elemente des Tribokontakts gewährleistet. Als Korrelationsbetriebspunkt dienen die Kontaktverhältnisse im Wirkflächenpaar WFP1 am großen Laufradius eines Referenz-Variators bei der Underdrive-Übersetzung (UD; $i=2,37$) mit einer Eingangsdrehzahl von 1500 min^{-1} und einem antriebsseitigen Drehmoment von 120 Nm. Die im Folgenden aufgeführten Beschreibungen und Betrachtungen beziehen sich jeweils auf diesen Korrelationspunkt. Wesentliche Kriterien für die Übertragbarkeit sind das Drehmomentübertragungsvermögen und das Verschleißverhalten, die in Reibungs- und Verschleißkenngrößen beschrieben werden können.

Für die Validierung werden zwei Analyseansätze durch Variation der Struktur des Tribosystems verfolgt:

- Variation der Eigenschaften der Elemente „Grundkörper“ und „Gegenkörper“:

Durch stark unterschiedliche Eigenschaften der gewählten Friktionspaarungen, die teilweise auf Beschichtungen basieren, werden die Eigenschaften der Tragstrukturen (TS1 und TS2) sowie deren Wirkflächen - somit das Wirkflächenpaar WFP1 – unter anderem hinsichtlich Rauigkeit, Oberflächenstruktur und Härte in weiten Bereichen variiert. Dies erfolgte im Rahmen des Forschungsvorhabens FVA416 „CVT-Beschichtung“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.²⁰⁴.

²⁰⁴ Albers / Poll 2006

- Variation der Eigenschaften der Elemente „Zwischenstoff“ und „Umgebungsmedium“:

Durch geringfügige Änderungen im Tribosystem mit Hilfe von verschiedenen Serienschmiermedien werden vornehmlich die Eigenschaften der Tragstruktur (TS3) hinsichtlich Viskosität und Additivierung in engen Bereichen variiert. Dies erfolgte im Rahmen des Forschungsvorhabens FVA547 „CVT-Systemtribometer“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.²⁰⁵.

Ein wesentliches Ziel ist es dabei, die Aussagefähigkeit des Systemtribometers abzuschätzen bzw. die Sensitivität für Änderungen des Tribosystems zu analysieren. Zeigen Reibungsverhalten und Verschleißverhalten die gewünschte Übereinstimmung, kann angenommen werden, dass die tribologischen Verhältnisse der Bauteiluntersuchungen auf der Modellebene abgebildet werden können. Dies ist die Voraussetzung für losgelöste, eingehende Untersuchungen mit dem Systemtribometer hinsichtlich Reibungsverhalten und Verschleißverhalten durch Einzelparametervariation mit Blick auf die zu erwartenden Einflussfaktoren²⁰⁶.

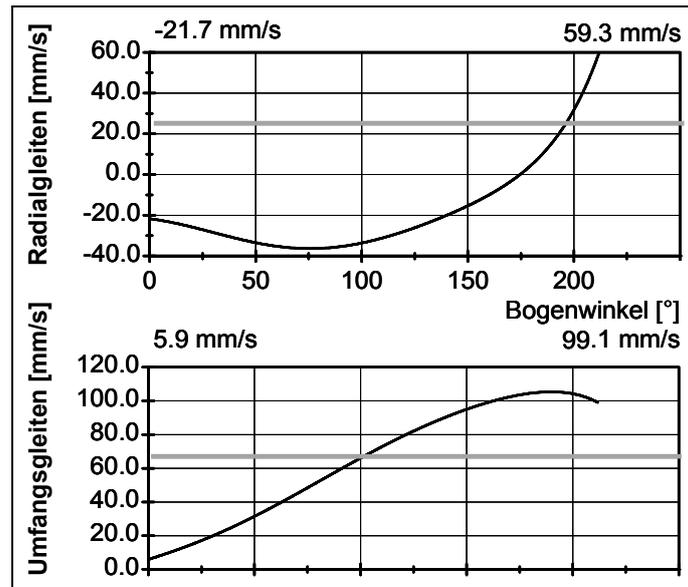
4.3.1 Beanspruchungskollektiv

In Bild 33 sind exemplarisch die Gleitgeschwindigkeiten im Korrelationspunkt über dem Bogenwinkel dargestellt, die am Bauteilprüfstand mit Hilfe von Simulationsrechnungen analysiert wurden²⁰⁷. Für die Abbildung dieser charakteristischen Bewegung stehen grundsätzlich mehrere Lösungsansätze zur Auswahl. Im Folgenden wird der Ansatz vorgestellt, der im Rahmen eines Bewertungsverfahrens als vielversprechend identifiziert wurde, eine Umsetzung mit Modellprüfkörpern in Anlehnung an eine Stift-Scheibe-Untersuchung zu ermöglichen. Dieser Lösungsansatz beinhaltet die Bewegungsbahn, die ein auf einer rotierenden Scheibe exzentrisch festgelegter Punkt durchläuft (s. Bild 34). Die Kontur der in tangentialer und radialer Orientierung zerlegten Bewegungsbahnen wird durch einen repräsentativen Ausschnitt beschrieben. Hierzu wird ein Scheibendrehwinkel von $\varphi=180^\circ$ betrachtet, wobei der Startwinkel um den Winkel $\alpha=60^\circ$ aus der tangentialen Richtung verlagert ist. Durch die Drehung der Scheibe ergeben die Weganteile des Sinus und Kosinus die in Bild 34 dargestellten radialen und tangentialen Geschwindigkeitsverläufe.

²⁰⁵ Albers / Behrendt 2009

²⁰⁶ Albers et al. 2006

²⁰⁷ IMKT der Leibniz Universität Hannover; In: Albers / Poll 2006

Bild 33: Simulationsergebnis der Kontaktverhältnisse – Simulationsbeispiel²⁰⁸

Die Betrachtung der gemittelten Beträge (s. Bild 34) der vorliegenden Gleitgeschwindigkeitsverläufe ergeben gleich große gemittelte Tangential- und Radialanteil aus der exzentrischen Stiftbewegung. Der Radialanteil und der Tangentialanteil können somit durch die gewählte Exzentrizität und die Scheibendrehzahl variiert werden. Daraus wird deutlich, dass der Radialanteil, der Tangentialanteil und die Durchlaufzeit voneinander abhängig sind. Zur gezielten und weitgehend unabhängigen Einstellung wird eine Trennung der Funktionen realisiert. Somit wird festgelegt, dass die Durchlaufzeit - entspricht der Eingriffszeit und der Dauer des Energieeintrags - durch die Drehzahl der Scheibe definiert wird. Des Weiteren wird der Radialanteil durch die Exzentrizität eingestellt.

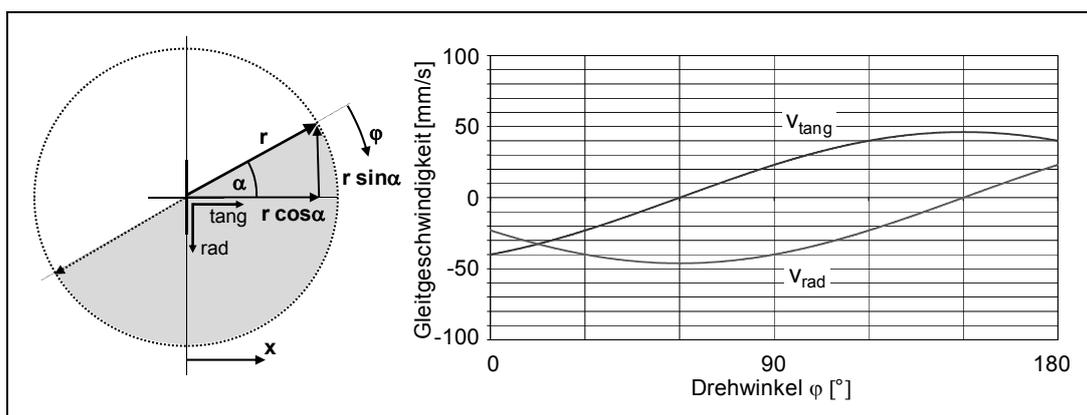


Bild 34: Bewegung eines auf einer rotierenden Scheibe exzentrisch festgelegten Punkts. Scheibenposition (links); Bahnkurven der tangentialen und radialen Komponenten (rechts)

²⁰⁸ IMKT der Leibniz Universität Hannover; In: Albers / Poll 2006

Um der Forderung nachzukommen, das Verhältnis von Radial- zu Tangentialgleiten und somit den Gesamtschlupfanteil je Kontaktstift und den Gleitwinkel einstellen zu können, muss entweder der Radialgleitanteil oder der Tangentialgleitanteil variiert werden. Die Betrachtung der systemrelevanten Gleitverhältnisse ergibt (s. Bild 33), dass der Tangentialanteil höhere Werte aufweist und dieser somit in Relation zum Radialanteil zu erhöhen ist. Bild 35 verdeutlicht, dass der Tangentialanteil durch eine zusätzlich überlagerte Bewegung entlang der Laufkoordinate x (s. Bild 34) - entspricht der tangentialen Bewegungsrichtung - variiert werden kann, wodurch der aus der rotierenden Scheibe bereits resultierende Tangentialanteil erhöht oder auch kompensiert wird.

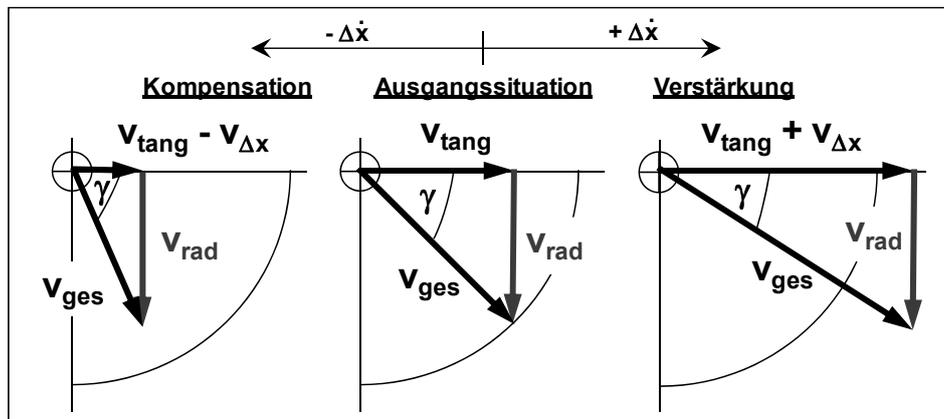


Bild 35: Variation des Verhältnisses von Radial- zu Tangentialgleiten

Da die gewünschten Gleitanteile nur in einem Drehwinkel von $\varphi=0$ bis $\varphi=180^\circ$ vorliegen, gilt es, die Bewegung zwischen $\varphi=180^\circ$ und $\varphi=360^\circ$ derart zu verhindern, dass kein Energieeintrag in die Elemente des Tribosystems erfolgt. Bei dem gewählten Ansatz kann unter Annahme einer konstanten Drehbewegung der Scheibe die Bahnkurve nur erschwert über den Drehwinkel φ variabel gestaltet werden. Die Berücksichtigung einer weiteren linearen Bewegungsachse entlang der Drehachse - senkrecht zur Scheibe - ermöglicht das gezielte Trennen der Elemente des Tribosystems. Das gezielte Zusammenführen der Elemente entlang dieser Bewegungsachse ermöglicht die geforderte Abbildung des Prallvorgangs.

Mit diesem Ansatz kann somit die Kinematik - Beanspruchungsart und zeitlicher Beanspruchungsablauf - abgebildet werden. Die Einstellung der technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter - Beanspruchungsdauer und Gesamtgleitgeschwindigkeit - wird hierbei durch eine geeignete Parametereinstellung ermöglicht. Die Beanspruchung durch die aufgebrachte Normalkraft kann durch Kraftvariation entlang der zusätzlichen linearen Bewegungsachse („axial“) eingestellt werden. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass unter Berücksichtigung eines geeigneten Temperaturniveaus das Beanspruchungskollektiv des Tribosystems abgebildet werden kann. Dazu wird ein detailliertes Beispiel in Kapitel 5 vorgestellt.

4.3.2 Struktur des Tribosystems

Ziel ist es, die tribologisch relevanten Eigenschaften der Elemente beizubehalten, bei denen es sich im Wesentlichen um die Werkstoff- und Geometrieigenschaften handelt. Da am Systemtribometer einfache Probenkörper zur Anwendung kommen sollen und eine Prüfanordnung in Anlehnung an eine Stift-Scheibe-Prüfung erfolgen soll, werden plane Kreisringscheiben in Kombination mit Modellstiften untersucht. Aufgrund der im betrachteten System vorhandenen Laufradien werden im Systemtribometer Kreisringscheiben mit einem Außendurchmesser von 165 mm, einem Innendurchmesser von 105 mm und einer Dicke von 10 mm eingesetzt. Des Weiteren werden Modellstifte aus handelsüblichen Wälzkörpern von Zylinderrollenlagern mit einem Durchmesser von 8 mm und einer Länge von 12 mm verwendet. Der Vorteil dieser Zylinderrollen ist, dass sie in engen Toleranzbereichen unter gleichzeitig hohen Qualitätsanforderungen reproduzierbar und vergleichsweise kostengünstig verfügbar sind (Kostensenkungsfaktor ca. 40 im Vergleich zur Einzelfertigung mit kleinen Losgrößen). Durch einen CNC-Schleifprozess werden diese Zylinderrollen an einer Stirnseite, die später die Elementwirkfläche im Tribokontakt darstellt, mit einer Balligkeit R versehen, wodurch eine Anpassung an die systemrelevanten Randbedingungen erfolgt. Die einfache Geometrie der Modellstifte vereinfacht maßgeblich die Integration im Prüfstand und erlaubt durch die an der Balligkeit zu erwartende, annähernd kreisförmige Verschleißfläche einen einfachen und schnellen quantitativen Vergleich der auftretenden Verschleißmenge.

Für die Untersuchungen am WDK-System (s. Abschnitt 2.2.1) werden vom WDK-Systemhersteller Scheibenrohlinge aus 15CrMo5, die somit auch identische Urform- und Umformprozesse berücksichtigen, verwendet. Der Scheibenrohling wird auf die erforderliche Geometrie am Systemtribometer angepasst, mit einer Zielhärte von 62 bis 63 HRC einsatzgehärtet und anschließend mit koaxialem Schliiffbild im Bereich von $R_a=0,3$ geschliffen. Auf diese Weise kann gewährleistet werden, dass am Bauteilprüfstand und am Systemtribometer vergleichbare Werkstoffzusammensetzungen und -gefüge sowie Oberflächentopographien vorliegen. In der Wiedruckstückkette werden martensitisch durchgehärtete Wiedruckstücke aus 100Cr6 mit vergleichbaren Härte- und Rauigkeitswerten eingesetzt, wie bei den Scheiben, die zur Anwendung kommen. Die eingesetzten Zylinderrollen, und damit die Modellstifte, haben ebenfalls den Vorteil, dass sie aus martensitisch durchgehärtetem 100Cr6 mit einer Endhärte im Bereich von 62 HRC hergestellt werden.

Für die Untersuchungen am SGB-System werden die bereits beschriebenen Modellstifte in Kombination mit Scheiben aus einem der Serie vergleichbaren Werkstoff, in diesem Fall 18CrNiMo7, gefertigt und mit den Zielgrößen, wie sie im WDS-System berücksichtigt werden, endbearbeitet.

Da im Systemtribometer unter anderem aufgrund der geringeren, resultierenden Belastungen der Prüfstandsmechanik plane Kreisringscheiben zur Anwendung kommen, würde sich unter unveränderter Anpresskraft mit originalen Wiegedruckstücken des WDK-Systemherstellers eine um einen zweistelligen Prozentanteil verminderte Hertz'sche Pressung p_H (s. Bild 36) im Vergleich zum System ergeben.

$$p_H = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F_N \cdot E_{red}^2}{r_{red}^2 \cdot (1 - \nu^{*2})^2}} \quad \text{Gl. 17}$$

Durch den Einsatz der zylindrischen Modellstifte mit einer angepassten Balligkeit können die Hertz'schen Pressungen auf das Niveau im realen System entsprechend angepasst werden.

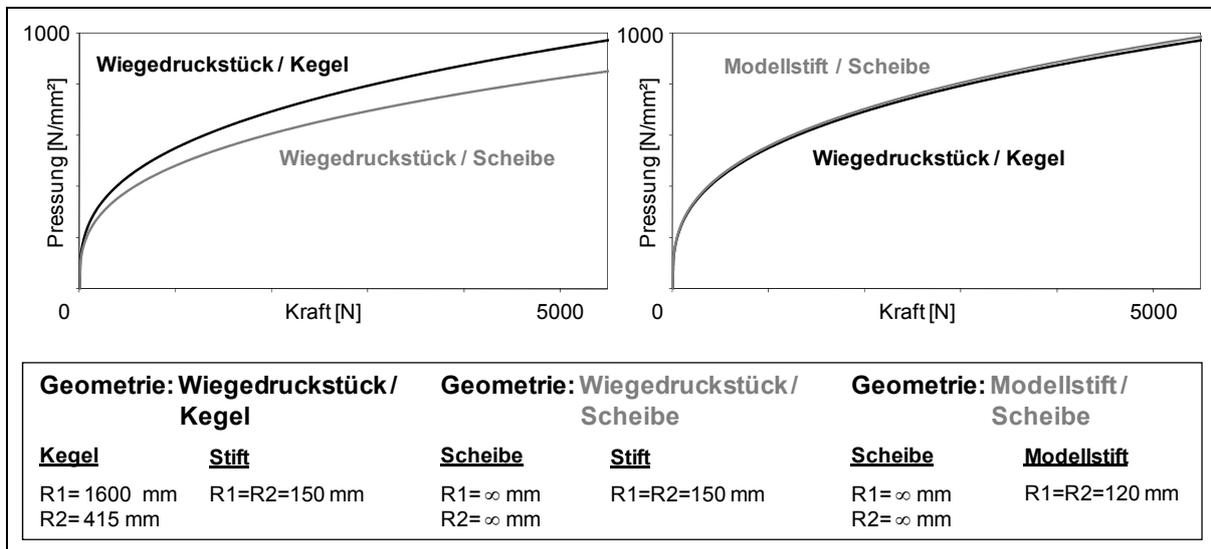


Bild 36: Vergleich der Hertz'schen Pressung: Wiedruckstück/Kegel, Wiedruckstück/Scheibe und Modellstift/Scheibe

Die eingesetzten zylindrischen Modellstifte weisen für Untersuchungen am WDK-System eine Balligkeit von R120 mm und für die Untersuchungen am SGB-System eine Balligkeit von R2000 mm auf. Die Anpassung der systemrelevanten Randbedingungen über die Balligkeit bietet den wesentlichen Vorteil, dass die Betriebsparameter am Systemtribometer unverändert sind und somit für den direkten Vergleich identische Beanspruchungskollektive aufgeprägt werden können.

Durch die Variation der Balligkeit bieten die Modellstifte darüber hinaus die Möglichkeit, bei geringen Leistungsreserven der Prüftechnik die wirkenden Flächenpressungen in weiten Bereichen zu variieren. So werden bei den Untersuchungen ebenfalls Balligkeiten von R20 mm berücksichtigt.

In Tabelle 1 sind die charakteristischen und tribologischen Eigenschaften dargestellt.

Anwendung	Element	Werkstoff	Härteverfahren	Härte [HRC]	Bearbeitung	Rauheit Ra [μm]	Balligkeit
WDK-System	Scheibe	15CrMo5	einsatzgehärtet	62	geschliffen koaxial	0,3	∞
	Modellstift	100Cr6	martensitisch durchgehärtet	62	geschliffen	0,3	R120
SGB-System	Scheibe	18CrNiMo7	einsatzgehärtet	62	geschliffen koaxial	0,3	∞
	Modellstift	100Cr6	martensitisch durchgehärtet	62	geschliffen	0,3	R2000

Tabelle 1: Tribologische Eigenschaften der Probenkörper

In Ergänzung zu den vergleichbaren und teilweise identischen Werkstoffen der Serienanwendung wurden am Systemtribometer und am Bauteilprüfstand die gleichen Schmiermedien der Serienanwendung eingesetzt, die jeweils aus der gleichen Charge entnommen wurden.

4.3.3 Kenngrößen

Als Vergleichsgröße der Variator- und der Modellparameter können grundsätzlich die jeweils mittleren Kontaktbedingungen hinsichtlich Gleitgeschwindigkeit und Pressungen berücksichtigt werden. Durch die Betrachtung gleicher Flächenpressungen ist bei der Bestimmung der Betriebsparameter am Systemtribometer gewährleistet, dass durch Nutzung der aus der Systemsimulation ermittelten und voneinander abhängigen Werte für wirkende Gleitgeschwindigkeiten und Anpresskräfte die am Systemtribometer resultierenden Kontaktverhältnisse durch korrespondierende Gleitgeschwindigkeiten und Anpresskräfte vorherrschen. Unter dieser Annahme ist ein direkter Vergleich des Radial- und Tangentialgleitens aus der Simulation und der geometrisch erzwungenen Kinematik am Systemtribometer zulässig.

Um die Korrelation der Untersuchungen auf Modellebene und auf Bauteilebene bewerten und validieren zu können, werden verschiedene Kenngrößen hinsichtlich Reibung und Verschleiß definiert.

4.3.3.1 Reibungskenngrößen

Die am Systemtribometer aus Reibmoment und Normalkraft ermittelte Reibungszahl μ_{Modell} dient als Kriterium, um abzuschätzen, ob eine hinreichende Ähnlichkeit der Verhältnisse vorliegt. Diese Modellreibungszahl, die einer in tangentialer Richtung wirkenden Reibungszahl entspricht, ist in Relation zur Systemreibungszahl im Variator zu setzen. Am Variator wird grundsätzlich mit der ζ_{max} -Methode^{209,210,211} die notwendige Anpresskraft ermittelt, die zusammen mit dem übertragenden Drehmoment und den wirksamen Laufradien die Systemreibungszahl μ_{Variator} ergibt. Diese stellt eine über alle Kontakte gemittelte Reibungszahl in tangentialer Richtung dar.

4.3.3.2 Verschleißkenngrößen

Des Weiteren sind die Verschleißerscheinungsformen als auch die Verschleißmessgrößen zu vergleichen. Hierzu werden die auftretenden Verschleißerscheinungen bzw. Schadensbilder an den Scheiben und Modellstiften hinsichtlich ihrer Verschleißmechanismen bewertet. Als Verschleißmessgrößen bzw. Bewertungsgrößen der Modellstifte wird die Längenabnahme und Verschleißmasse bzw. das Verschleißvolumen²¹² gewählt. Sie wird einerseits als absoluter Wert über ein definiertes Beanspruchungskollektiv mit Parametervariationen ermittelt oder als Verschleißrate bei konstanten Betriebsbedingungen auf die gesamte Beanspruchungsdauer bezogen. Die Verschleißbeträge der Scheibe sind aufgrund der geringen Änderungen und des Einsatzes von Schmiermedien nur mit sehr hohem Aufwand zu bestimmen. Als Bewertungsgröße wird daher die Rauigkeitsänderung bzw. -abnahme herangezogen, die bereits bei der Bewertung im Variator als geeignete Größe angesetzt wurde²¹³. Hierbei gilt es zu beachten, dass durch Berücksichtigung der Rauigkeitsänderung nicht zwischen Materialabtrag und Einglättung aufgrund plastischer Verformung unterschieden werden kann. Im Weiteren wird die Abnahme der scheinseitigen Rauigkeit in Relation mit einer Zunahme des Festkörperanteils angenommen.

Alle Scheiben wurden vor und nach den Versuchen mittels Tastschnitt vermessen. Alle Modellstifte wurden markiert, um diese einer genauen Lage bzw. Position zuordnen zu können, und vor den Versuchen deren Länge vermessen. In Verbindung mit den Messungen nach Abschluss der Versuche wurde für jeden Stift die Verschleißlänge und daraus, unter Annahme idealer Geometrie, die Verschleiß-

²⁰⁹ Schönnenbeck / Sauer 1996

²¹⁰ Sauer 1996

²¹¹ Sue 2003

²¹² Längenänderung kann in Verschleißmasse bzw. Verschleißvolumen durch Abtrag der definierten Kugelkontur und bekannter Dichte berechnet werden.

²¹³ Höhn et al. 2005

masse bzw. das Verschleißvolumen bestimmt. Des Weiteren wurden alle Prüfkörper mit Hilfe von Digitalkameraaufnahmen und ausgewählte Prüfkörper mit Auflichtmikroskopie-, REM-, und Topologieaufnahmen durch Weißlichtinterferometrie dokumentiert und nachuntersucht.

4.4 Quantifizierung der Einflussfaktoren

Um im Rahmen von Grundlagenuntersuchungen die zu erwartenden Einflussfaktoren (s. Bild 37) auf das Tribosystem bzw. auf dessen Reibungs- und Verschleißverhalten untersuchen und deren Einfluss quantifizieren, zumindest aber qualifizieren zu können, gilt es unter der Voraussetzung einer validierten Prüftechnik²¹⁴ eine Prüfmethode zu entwickeln. In experimentellen Untersuchungen soll daher gezeigt werden, welcher systemrelevante Einfluss aufgrund der überlagerten instationären Gleitbewegungen und der intermittierenden instationären Kontaktverhältnisse auf das Reibungs- und Verschleißverhalten besteht. In Bild 38 ist der grundlegende Untersuchungsansatz zum Erreichen der gesteckten Ziele hinsichtlich der Quantifizierung der Einflussfaktoren dargestellt.

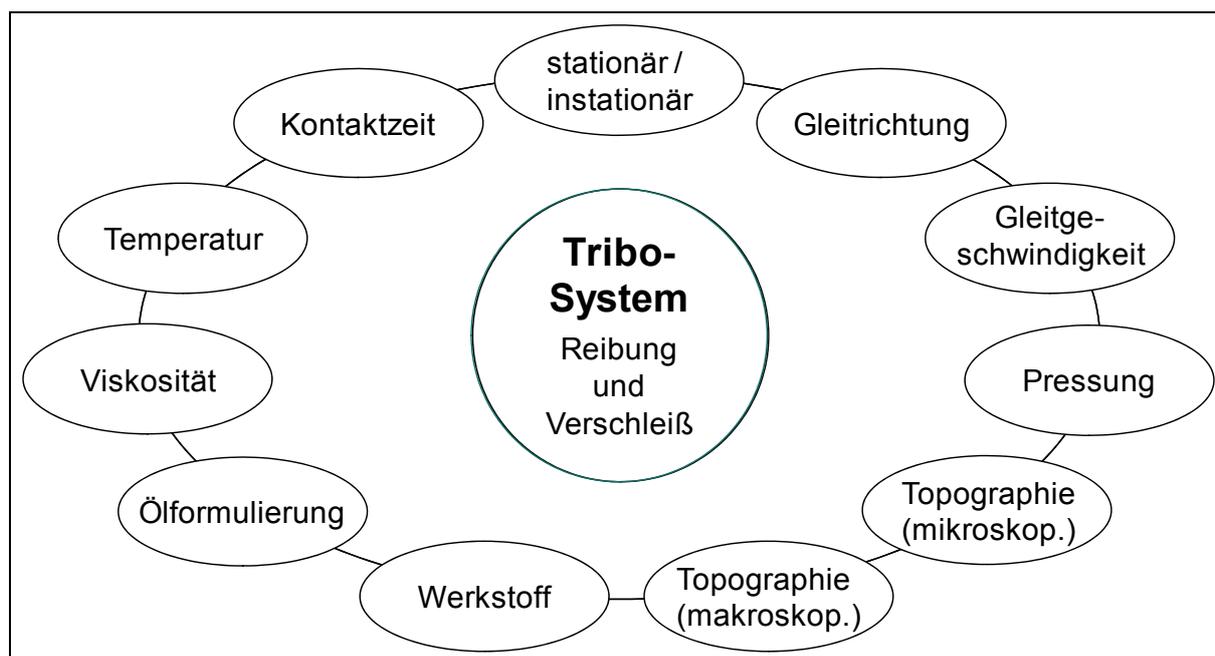


Bild 37: Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß des Tribosystems (Auszug)

²¹⁴ Albers et al. 2006

In diesem Zusammenhang werden folgende Einflussfaktoren mit Schwerpunkt am WDK-System untersucht (s. Bild 38):

- Gleitvektor – Gleitrichtung und Gleitgeschwindigkeitsbetrag
- Instationäre Vorgänge
 - Kontaktzeit
 - Vergleich zu stationären Bedingungen.

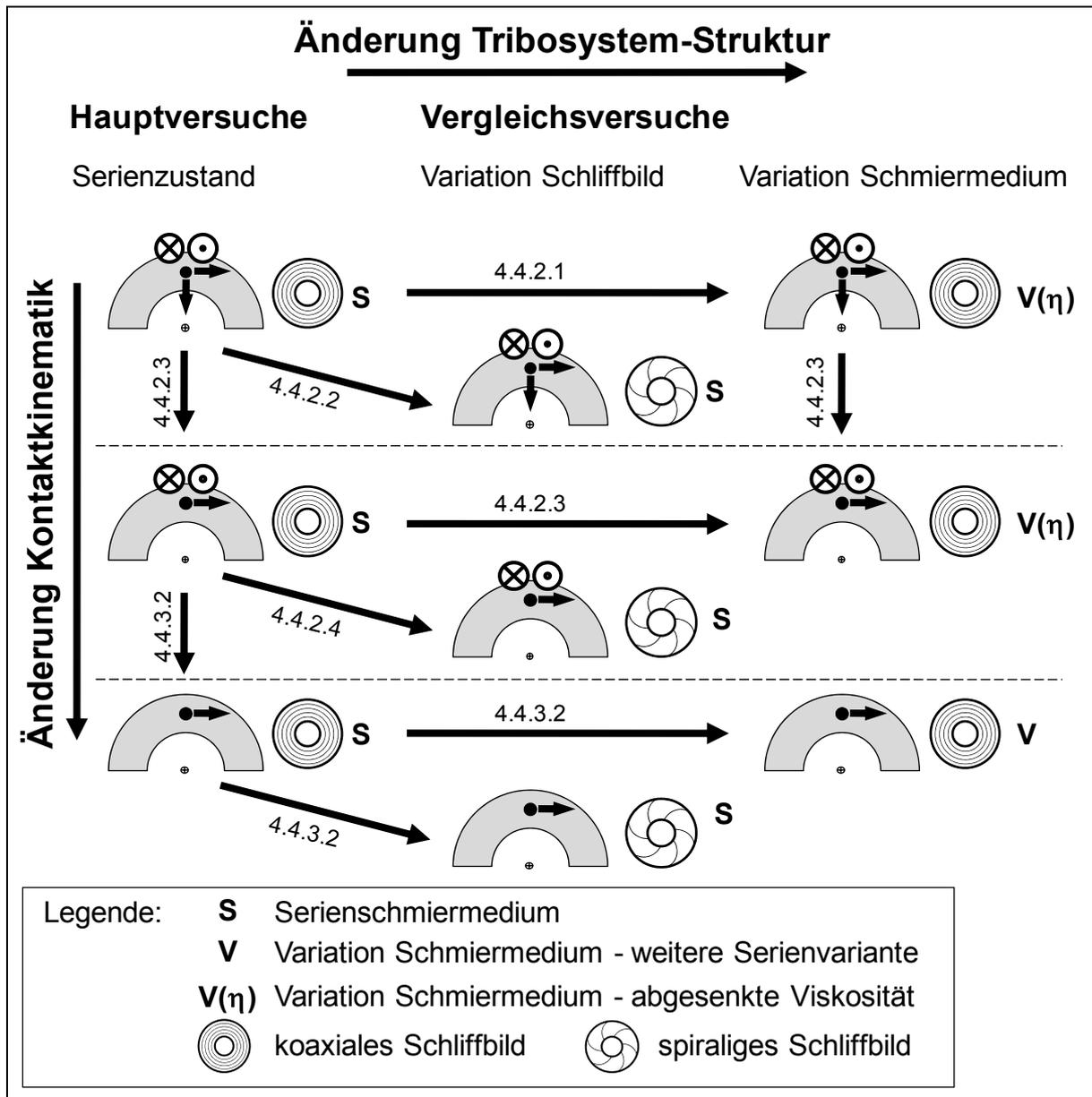


Bild 38: Untersuchungsmethode zur Untersuchung der Einflussfaktoren

Ausgehend vom systemrelevanten Beanspruchungskollektiv des validierten Systemtribometers der Prüfkategorie V mit mehrachsigen instationären Betriebsbedingungen (s. Bild 38), wird dieses in mehreren Schritten durch Einzelparametervariation diskursiv in ein einachsiges stationäres Beanspruchungskollektiv eines Elementartribometers der Prüfkategorie VI mit einachsigen Gleitbewegungen überführt. Durch die systematische Variation des Beanspruchungskollektivs, insbesondere hinsichtlich Beanspruchungsart und deren zeitlicher Abfolge, werden die Einflussparameter gezielt untersucht. Die Struktur des Tribosystems wird dabei in Vergleichsversuchen variiert, um z. B. die Sensitivität der Ergebnisse bezüglich eines weiteren Einflussparameters zu untersuchen bzw. entsprechende Annahmen zu verifizieren. Als Variation werden hier verschiedene Ölformulierungen und makroskopische Topographien eingesetzt (s. Abschnitt 4.4.1).

Im Rahmen der Untersuchungen zu oben genannten Einflussfaktoren werden zusätzlich Erkenntnisse zu den hier folgenden Einflussfaktoren gewonnen:

- Makrotopographie
- Viskosität
- Ölformulierung
- Temperatur
- Pressung.

Als Ergebnis der Untersuchungen soll eine Prüfmethode abgeleitet und etabliert werden, die es ermöglicht, gezielte Veränderungen bzw. Optimierungsansätze des Tribosystems zu untersuchen und fundiert zu bewerten.

4.4.1 Variationen der Struktur des Tribosystems

Die Struktur des Tribosystems wird in Vergleichsversuchen variiert. Als Variation werden verschiedene Ölformulierungen und makroskopische Topographien eingesetzt, die im Folgenden beschrieben werden.

Durch den Einsatz unterschiedlicher Topographien soll der Einfluss des Gleitvektors untersucht werden. Die Variation der Topographie erfolgt durch Aufprägung einer Schleifvorzugsrichtung mit spiraligem Schliffbild unter Beibehaltung der entsprechenden Oberflächenkennwerte. Das spiralige Schliffbild weist im Bereich der Laufspur eine Orientierung des Schliffmusters mit 60° zur tangentialen Bewegungsrichtung auf.

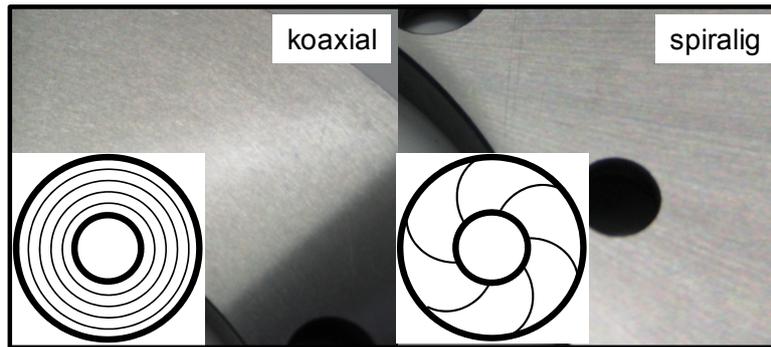


Bild 39: Prinzipdarstellung der untersuchten Oberflächenvarianten der Scheibe: Koaxiales Schliiffbild - Standard (links) und modifiziertes spiralisches Schliiffbild (rechts)

Die Ölformulierung wurde, ausgehend von dem hier als Standard der Serienanwendung bezeichneten Schmiermediums ‚S‘, mit zwei Varianten belegt. Bei der ersten Variante handelt es sich ebenfalls um ein systemspezifisches Serienöl mit der Kennzeichnung ‚V‘ auf der Basis des identischen Grundöls mit verändertem Additivpaket. Die zweite Variante mit der Kennzeichnung ‚V(η)‘ stellt eine viskositätsreduzierte (ca. 50% der Ausgangsviskosität bei 100°C) Variante des Standard-Schmiermediums ‚S‘ auf der Basis eines geänderten Grundöls bei unverändertem Additivpaket dar.

4.4.2 Untersuchungen zum Einfluss des Gleitvektors

Der Einfluss des Gleitvektors, der durch den richtungsverändernden Gleitwinkel und den energieeintragsbestimmenden Betrag der Gleitgeschwindigkeit charakterisiert wird, soll als neu definierter Untersuchungsparameter eingehend untersucht werden. Hierbei wird der Gleitvektor durch Superposition der überlagerten, aufgeprägten radialen und tangentialen Gleitanteile gebildet. Es soll untersucht werden, welcher systemrelevante Einfluss aufgrund der überlagerten Gleitanteile auf das Reibungs- und Verschleißverhalten vorliegt.

4.4.2.1 Einfluss der mehrachsigen Gleitbewegungen

Der Einfluss des Gleitvektors - insbesondere des Gleitwinkels - wird mit Hilfe des systemrelevanten Beanspruchungskollektivs unter mehrachsigen instationären Bedingungen im Zustand des überlagerten Radial- und Tangentialgleitens untersucht^{215,216}. Hierzu wird ein definierter, konstanter Radialanteil durch die Exzentrizität und die entsprechende Drehzahl eingestellt. Der Gleitvektor wird mit Hilfe des Untersuchungsfreiheitsgrades am Systemtribometer durch zusätzlich überlagerte Tangentialanteile hinsichtlich Gleitwinkel (zwischen 15° und 65°) und hinsichtlich Gleitge-

²¹⁵ Albers et al. 2008a

²¹⁶ Albers et al. 2008b

schwindigkeit (zwischen 54 mm/s und 147 mm/s) variiert (s. Bild 35). Als weitere Variationsparameter werden insbesondere die Flächenpressung und die Öltemperatur miteinbezogen. Zudem wird der Einfluss des Gleitvektors - besonders des Gleitwinkels - durch eine viskositätsreduzierte Variante des Serienschmiermediums im Vergleichsversuch untersucht (s. Abschnitt 4.4.1).

4.4.2.2 Analyse der Gleitwinkelbestimmung

In diesem Zusammenhang wird die Annahme verifiziert, dass die Bestimmung des Gleitwinkels, basierend auf der Mittelung der radialen und tangentialen Gleitanteile, erfolgen kann. Dazu wird ein weiterer Vergleichsversuch durch Einsatz einer Schleifvorzugsrichtung mit spiraligem Schliffbild durchgeführt. Das spiralige Schliffbild wird ebenfalls im mehrachsigen Gleitzustand untersucht und die Ergebnisse anschließend mit dem koaxialen Schliffbild im gleichen Gleitzustand verglichen. Durch die Wahl eines geeigneten Betriebspunkts, der vom Korrelationspunkt geringfügig abweicht, können die beiden Zustände verglichen werden.

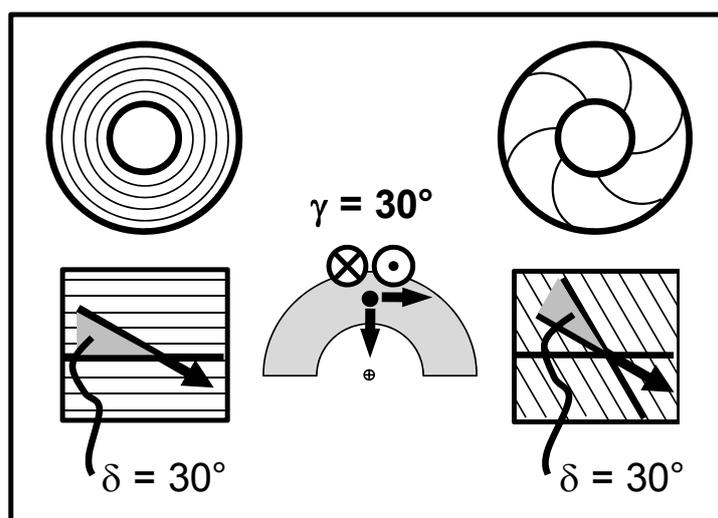


Bild 40: Verdeutlichung der Reibwinkel (Gleitbewegung orientiert zur Schleifvorzugsrichtung)

An dieser Stelle ist zwischen dem bisher aufgeführten Gleitwinkel γ und dem Reibwinkel δ zu unterscheiden. Der Gleitwinkel ist eine lastabhängige, charakteristische Größe des Systems und beschreibt durch den spiraligen Lauf die Verlagerung der Bewegung aus der idealen tangentialen Bedingung. Dieser Gleitwinkel wird ebenfalls am Systemtribometer aufgeprägt. Der Reibwinkel hingegen ergibt sich unter Berücksichtigung der Schleifvorzugsrichtung in Relation zur vorherrschenden Bewegungsrichtung. Longitudinale Bewegungen²¹⁷ werden mit $\delta=0$

²¹⁷ Patir / Cheng 1978, in diesem Zusammenhang als Bewegung entlang der Vorzugsrichtung definiert

und transversale Bewegungen mit $\delta=90^\circ$ definiert. Die Bedeutung der Unterscheidung der beiden Begriffsdefinitionen zu Gleitwinkel und Reibwinkel wird im folgenden Beispiel verdeutlicht.

Für den hier angestrebten Vergleich (s. Bild 40) wird aus dem untersuchten Parameterraum ein Betriebspunkt mit einem Gleitwinkel $\gamma=30^\circ$ gewählt, der im coaxialen Schliffbild zu einem Reibwinkel $\delta=30^\circ$ führt. Der identische Gleitwinkel $\gamma=30^\circ$ führt im spiraligen Schliffbild - Vorzugsrichtung von 60° zur tangentialen Richtung - zu einer Abnahme der Vorzugsorientierung um den Anteil des Gleitwinkels von 30° und resultiert damit ebenfalls in einem Reibwinkel $\delta=30^\circ$ zur Schleifstruktur. Sind die beiden Reibungszahlen unter diesen nominell gleichen Betriebszuständen vergleichbar, kann die Annahme des Reibwinkels, basierend auf gemittelten Gleitanteilen, als zulässig betrachtet werden.

4.4.2.3 Übergang mehrachsiger zu einachsigen Gleitbewegungen

Die Frage nach dem systemrelevanten Einfluss aufgrund überlagerter Gleitanteile, wird gezielt durch den Übergang vom Zustand des überlagerten Radial-Tangentialgleitens hin zum Zustand des reinen Tangentialgleitens beantwortet. Hierbei wird die Beanspruchungsart im Anteil der Gleitbewegungen auf eine tangential gerichtete, einachsige Gleitbewegung reduziert und somit die instationären Gleitbewegungen unterdrückt. Der intermittierende Kontakt und die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter werden beibehalten. Im nun vorliegenden Betriebszustand des Tangentialgleitens wird der gleiche Gesamtgleitbetrag und damit die gleiche nominelle Reib- bzw. Verlustleistung eingestellt, wie sie für den Betriebszustand Radial- und Tangentialgleiten eingebracht wird. Im direkten Vergleich der beiden Betriebszustände ergibt sich der systemrelevante Einfluss des Gleitwinkels. Dieser Einfluss wird in einem Vergleichsversuch durch die viskositätsreduzierte Variante des Schmiermediums ebenfalls untersucht.

4.4.2.4 Einfluss einachsiger Gleitbewegungen mit stationärem Reibwinkel

Um den Anteil des Gleitwinkels – hier vordringlich des Reibwinkels - vom potenziellen Einfluss der mehrachsigen instationären Gleitbewegungen zu differenzieren, wird unter einachsigen Gleitbewegungen im Zustand des Tangentialgleitens die Oberflächentopographie durch Änderung der Schleifvorzugsrichtung mit spiraligem Schliffbild variiert und die Ergebnisse mit dem coaxialen Schliffbild verglichen.

4.4.3 Untersuchungen zum Einfluss instationärer Anpressbedingungen

4.4.3.1 Einfluss der Kontaktzeit

Der Einfluss der Kontaktzeit soll unter instationären Bedingungen aufgrund zyklisch wirkender Anpresskräfte - entspricht dem Einfluss des Squeeze-Effekts - auf die Entwicklung der Reibungszahl untersucht werden. Im Betriebszustand mit Tangentialgleiten wird unter Beibehaltung der Beanspruchungsart und der technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter der zeitliche Beanspruchungsablauf dahingehend variiert, dass die Kontaktzeit von 50 ms auf 20 ms reduziert wird. Die Änderung der Kontaktzeit entspricht im Referenzsystem einer Drehzahlanhebung von 630 min^{-1} auf ca. 1575 min^{-1} . Dies wird im Verlauf der Reibungszahluntersuchungen nach Abschnitt 4.4.2.3 dadurch ermöglicht, dass entsprechende Betriebspunkte im Versuchsprogramm berücksichtigt werden. Somit kann aus den Versuchsläufen bzw. den Prüfpaarungen aus Abschnitt 4.4.2.3 dieser Einfluss ermittelt werden. Dieser Einfluss wird anschließend in weiteren Versuchen durch eine viskositätsreduzierte Variante des Serienschmiermediums und eine Topographievariante ergänzend untersucht (s. Abschnitt 4.4.1).

Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass diese Untersuchungen im Zustand des überlagerten Radial- und Tangentialgleitens nicht zielführend erscheinen, da sich unterschiedliche Gleitvektoren hinsichtlich Gleitwinkel und / oder Gleitgeschwindigkeit einstellen.

4.4.3.2 Einfluss intermittierender Vorgänge - Übergang instationär zu stationär

Der Einfluss des intermittierenden Kontakts durch zyklisch wirkende Anpresskräfte soll hinsichtlich der Reibungszahlentwicklung und des zu erwartenden Verschleißes untersucht werden. Dieser Einfluss auf das Tribosystem wird durch gezielte Variation der Kinematik unter Beibehaltung der technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter untersucht. Hierzu wird die Beanspruchungsart im Betriebszustand mit Tangentialgleiten derart verändert, dass der bisher gezielt aufgebrachte und überlagerte Prallvorgang unterdrückt wird, woraus eine kontinuierliche Anpressung der Modellstifte unter reiner einachsiger Gleitbewegung resultiert. Somit wird das Systemtribometer der Prüfkategorie V als ein Tribometer der Prüfkategorie VI betrieben und eingesetzt. Dieser Einfluss wird durch eine weitere systemspezifische Variante des Serienschmiermediums und erneut durch eine Topographievariante (s. Abschnitt 4.4.1) vergleichend untersucht.

Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass ein Betrieb im Zustand des überlagerten Radial- und Tangentialgleitens aufgrund des gewählten Funktionsprinzips zur Aufprägung der Kontaktkinematik nicht zielführend ist, da an unterschiedlichen Modellstiften (s. Kapitel 5) entgegengesetzte Geschwindigkeitsanteile resultieren und damit dem Grundsatz der Eindeutigkeit widersprochen wäre.

4.5 Versuchsführung

4.5.1 Korrelationsversuche

Das Beanspruchungskollektiv leitet sich aus der Systembeschreibung (s. Kapitel 2) durch die gezielte Analyse und die Kombination von experimentellen und theoretischen Untersuchungen ab. Das Ziel am Systemtribometer ist die Korrelation der Mittelwerte der Normalbelastung, der Geschwindigkeitskomponenten, der Pressungen und der Temperaturen mit den am Variatorprüfstand gemessenen Bedingungen und den daran anknüpfenden Kontaktberechnungen. Für die Bestimmung der Einstellparameter am Systemtribometer werden insbesondere die Gleitgeschwindigkeiten und die anliegende Scheibenanpresskraft - die lokalen Verluste bzw. Reibleistungen - betrachtet und damit eine mittlere Gleitgeschwindigkeit und eine mittlere Stifkraft berechnet. Als Korrelationsbetriebspunkt dienen die Kontaktverhältnisse am großen Laufradius eines Referenz-Variators bei der Underdrive-Übersetzung (UD; $i=2,37$) mit einer Eingangsdrehzahl von 1500 min^{-1} und einem Eingangsdrehmoment von 120 Nm. Die Betriebspunktbestimmung ist in Kapitel 5 unter Einbeziehung der spezifischen Aspekte des realisierten Systemtribometers in einem detaillierten Beispiel beschrieben.

Untersuchung der Einflussfaktoren

In Analogie zu den abgeschlossenen FVA-Vorhaben FVA416 „CVT-Beschichtung“²¹⁸ und FVA547 „CVT-Systemtribometer“²¹⁹ und den im jeweiligen Abschlussbericht detailliert beschriebenen Reibungszahluntersuchungen, werden diese Untersuchungen in Abhängigkeit von der entsprechenden Beanspruchungsart - z. B. die Betriebszustände Tangentialgleiten und überlagertes Radial- und Tangentialgleiten - und deren zeitlichem Ablauf automatisiert durchgeführt. Mit jeder definierten Variante werden jeweils neue Prüfkörper eingesetzt, wodurch ein direkter Vergleich der gewählten Varianten unter folgenden tribologischen Kenngrößen möglich ist:

- Reibungszahlhöhe
- Temperaturabhängigkeit
- Verschleißwerte der Modellstifte
- Rauigkeitsänderung der Scheibe
- Qualitative Verschleißbewertung.

²¹⁸ Albers / Poll 2006

²¹⁹ Albers / Behrendt 2009

Da bei Untersuchungen zu den Einflussfaktoren im Vergleich zu den Korrelationsversuchen keine konkreten Beanspruchungsgrößen vorliegen, wurden insgesamt 64 Betriebspunkte ausgehend vom Korrelationspunkt definiert. Hiermit lässt sich die Funktionsreibungszahl in Abhängigkeit von den in den Versuchen variierten Parametern Kontaktzeit, Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und deren unterschiedliche Überlagerung sowie der Öltemperatur bestimmen.

Bei den Betriebspunkten werden die beiden radialen Gleitgeschwindigkeiten 26 mm/s und 60 mm/s aufgeprägt und durch Variation des durch die jeweils überlagerte Differenzdrehzahl zusätzlich aufgeprägten Tangentialgleitens wird der Betrag des sich einstellenden Gleitvektors zwischen 54 und 147 mm/s variiert. Die Pressung wird im WDK-System zwischen 400 bis 560 N/mm², die Einspritztemperatur zwischen 30°C und 90°C und die Kontaktzeit zwischen 20 ms und 50 ms durch Einzelparameter variiert. Für den Vergleich der Reibungszahlpotenziale werden im Folgenden - wenn nicht anders angegeben - die ermittelten Reibungszahlen im Korrelationspunkt betrachtet. Der Korrelationspunkt weist bei einem Radialgleiten von 26 mm/s ein Gesamtgleiten von 68 mm/s bei einer Pressung von 440 N/mm² und 50 ms Kontaktzeit auf. Für den Betriebszustand Tangentialgleiten wird der gleiche Gesamtgleitbetrag und damit die gleiche nominelle Reib- bzw. Verlustleistung lediglich durch die Differenzdrehzahl eingestellt.

5 Systemtribometer

Für die tribologischen Untersuchungen des funktionsrelevanten Wirkflächenpaares WFP1 eines stufenlosen Getriebes wurde ein Systemtribometer realisiert. Dieses basiert auf einem speziell entwickelten Prüfgetriebe in Planetengetriebebauweise mit integrierter Leistungshydraulik. Dieses Systemtribometer stellt im Rahmen der tribologischen Prüfkette eine Analyseverfahren für grundlagenorientierte Untersuchungen dar. Des Weiteren fungiert es als Screening-Tool zur Charakterisierung und fundierten Bewertung von Optimierungsansätzen, die für weitere eingehende Untersuchungen am Bauteilprüfstand identifiziert werden.

Mit Hilfe des Systemtribometers werden im Tribokontakt die getrennt voneinander einstellbaren, erforderlichen Gleitbewegungen und der periodische Eingriff der Kontaktelemente aufgeprägt. Es ist so konzipiert, dass unter zyklischer Anpressung bei identischen Kontaktzeiten vergleichbare kinematische Verhältnisse und Flächenpressungen auftreten wie bei der Underdrive-Übersetzung (UD) am großen Laufradius eines Referenz-Variators. Zudem ermöglicht das Systemtribometer den Einsatz von einfachen Probenkörpern sowie eine leichte Zugänglichkeit zu denselben. Im Folgenden werden der Prüfstands Aufbau, die im Prüfgetriebe erzeugte Kontaktkinematik sowie die prüfstandspezifischen, auswertungsrelevanten Betrachtungen beschrieben. Zur Verdeutlichung der Variationsparameter wird exemplarisch die Ableitung der Prüfparameter der Modelluntersuchungen aus den experimentellen und simulierten Ergebnissen der Variatorversuche dargestellt.

5.1 Prüfstands Aufbau

Das neu entwickelte Systemtribometer (s. Bild 41) ist grundsätzlich durch einen einfachen Zweimaschinenprüfstand baugleicher 25 kW Servo-Synchronmaschinen charakterisiert, wobei zur elektrischen Verspannung die antriebsseitige motorisch und die abtriebsseitige generatorisch betrieben wird. Die Kopplung der Antriebsseite mit der Abtriebsseite erfolgt in der Prüfkammer durch hydraulische Anpressung über den Stift-Scheibe-Kontakt. Der Nebenantrieb, bestehend aus Motor-Planetenge triebeeinheit und linearer Verstelleinheit, ermöglicht das Öffnen und Schließen des Prüfstandes für Montagezwecke. Durch den im Stift-Scheibe-Kontakt antriebsseitig geometrisch erzwungenen Gleitzustand stellt sich in Abhängigkeit von der wirkenden Anpressung ein resultierendes Moment an der Abtriebsseite ein, das somit als Reibungszahl μ_{Modell} ausgewertet werden kann.

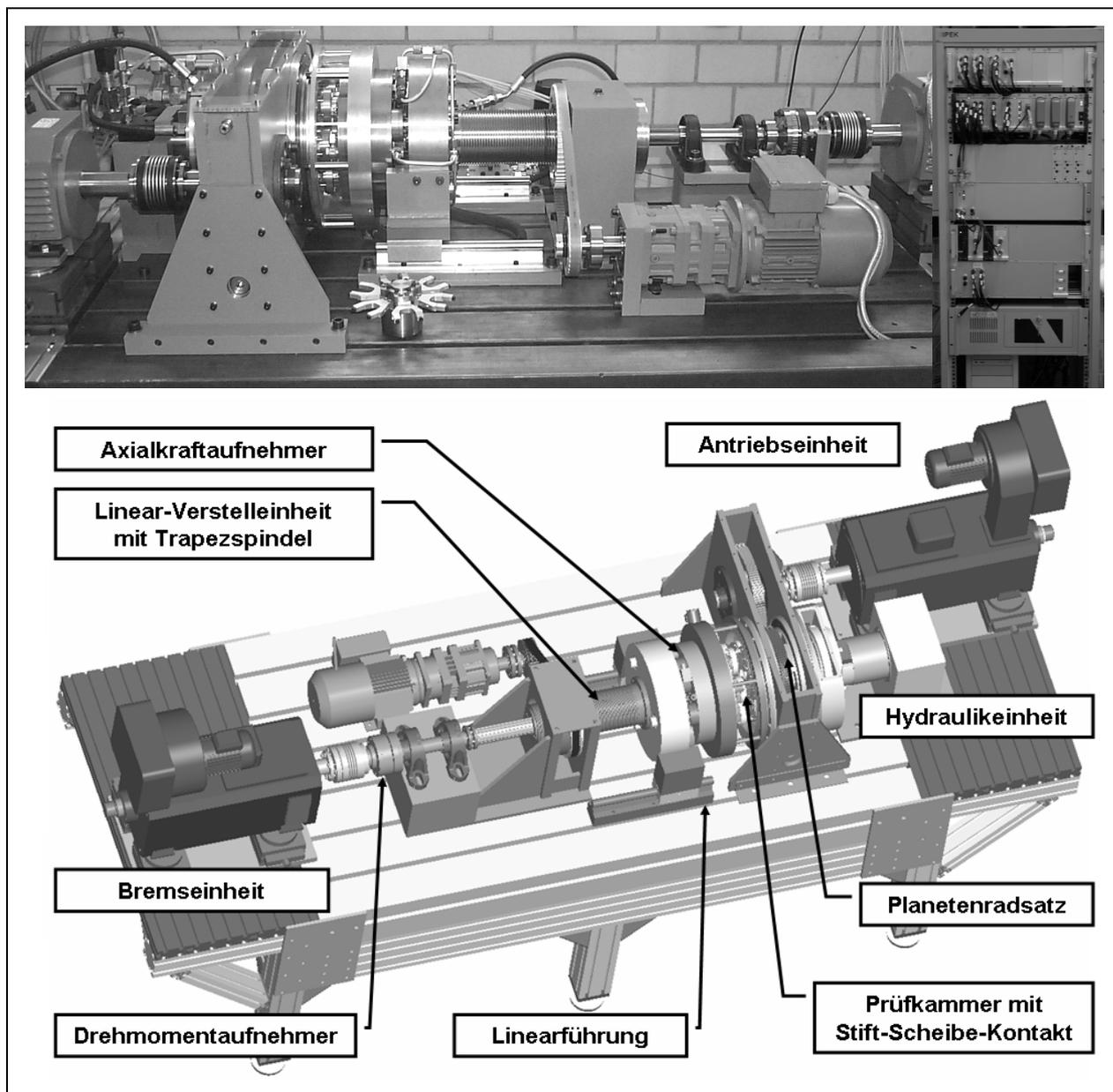


Bild 41: Systemtribometer

5.2 Prüfstandsmechanik und Kontaktkinematik

Im entwickelten Systemtribometer ist das in Kapitel 4 linear betrachtete Konzept - exzentrisch positionierter Stift auf einer drehenden Scheibe - in einem Planetengetriebe umgesetzt. Im Folgenden werden die systemnahe Synthese der bisher linear betrachteten Kontaktverhältnisse und das Systemtribometer im Detail beschrieben.

5.2.1 Permanente Leistungsübertragung

Um die Annäherung der Kette bzw. der Stiftflanken an die Scheiben sowie gezielte Lastphasen und lastfreie Phasen auf dem Prüfstand abbilden zu können, wird der Stift aus dem Stift-Scheibe-Kontakt genommen, d. h. er hebt von der Scheibe ab. Hieraus folgt eine Unterbrechung der Kraft- bzw. Drehmomentübertragung, die aufgrund der Reibungsverluste zu einem Verzögerungsmoment und somit zu einer Drehzahlabnahme führt. Ein erneuter Eingriff des Stiftes würde im Gegensatz hierzu wieder zu einer Beschleunigung und einer Drehzahlzunahme führen. Hierdurch wird einerseits die Auswertung der Reibungszahl wesentlich erschwert, andererseits resultieren Drehzahl- und Drehmomentschwankungen, die der Eindeutigkeit der beabsichtigten Gleitanteile bzw. deren Beträge entgegenstehen. Die technische Umsetzung erfordert demnach den Einsatz von mindestens zwei unabhängigen Kontaktelementen, die im wechselnden Eingriff mit geringer Überschneidung eine konstante Leistungsübertragung gewährleisten (s. Bild 42).

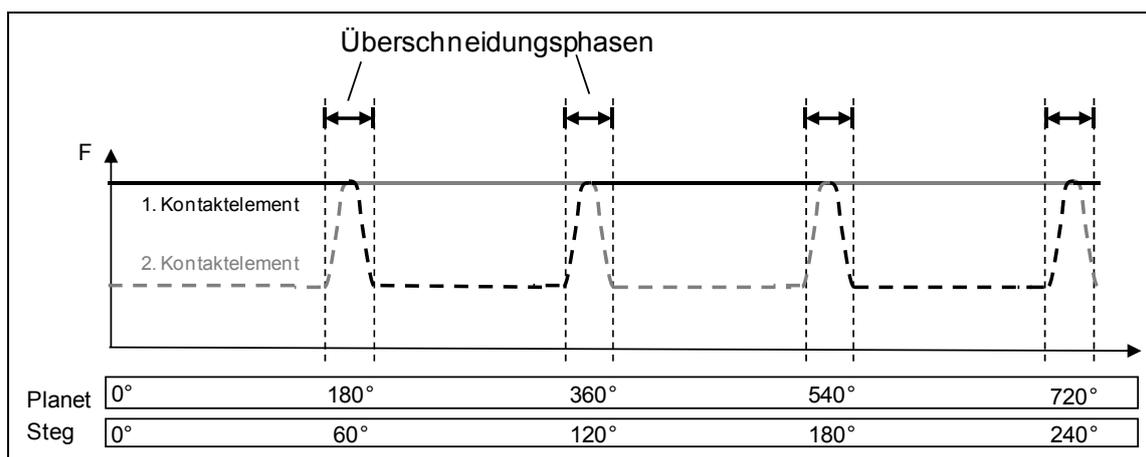


Bild 42: Verdeutlichung der Eingriffsphasen zweier unabhängiger Kontaktelemente

5.2.2 Funktionsbeschreibung

Im realisierten Prüfgetriebe (s. Bild 43) entspricht ein Planet (1) der in Kapitel 4 beschriebenen rotierenden Scheibe. Gleiches gilt für den Drehwinkel φ . Die Sonne (3) ist gehäusefest und hat die Drehzahl Null. Die Planeten sind im Steg (2) spielfrei gelagert. Der ebenfalls spielfrei gelagerte Steg wird über die Antriebseinheit (4) angetrieben, wodurch die Planeten die Sonne umlaufen und den Planeten somit die erforderliche Eigendrehung aufgeprägt wird. Auf den Planeten ist eine Stifthalterung (5) exzentrisch befestigt, in der ein Hydraulikkolben (6) integriert ist. In der Stifthalterung selbst sind die zu untersuchenden Kontaktelemente (7) montiert. Durch Druckbeaufschlagung des Hydraulikzylinders werden die Kontaktelemente gegen die auf der Abtriebsseite positionierte Prüfscheibe (8) gepresst.

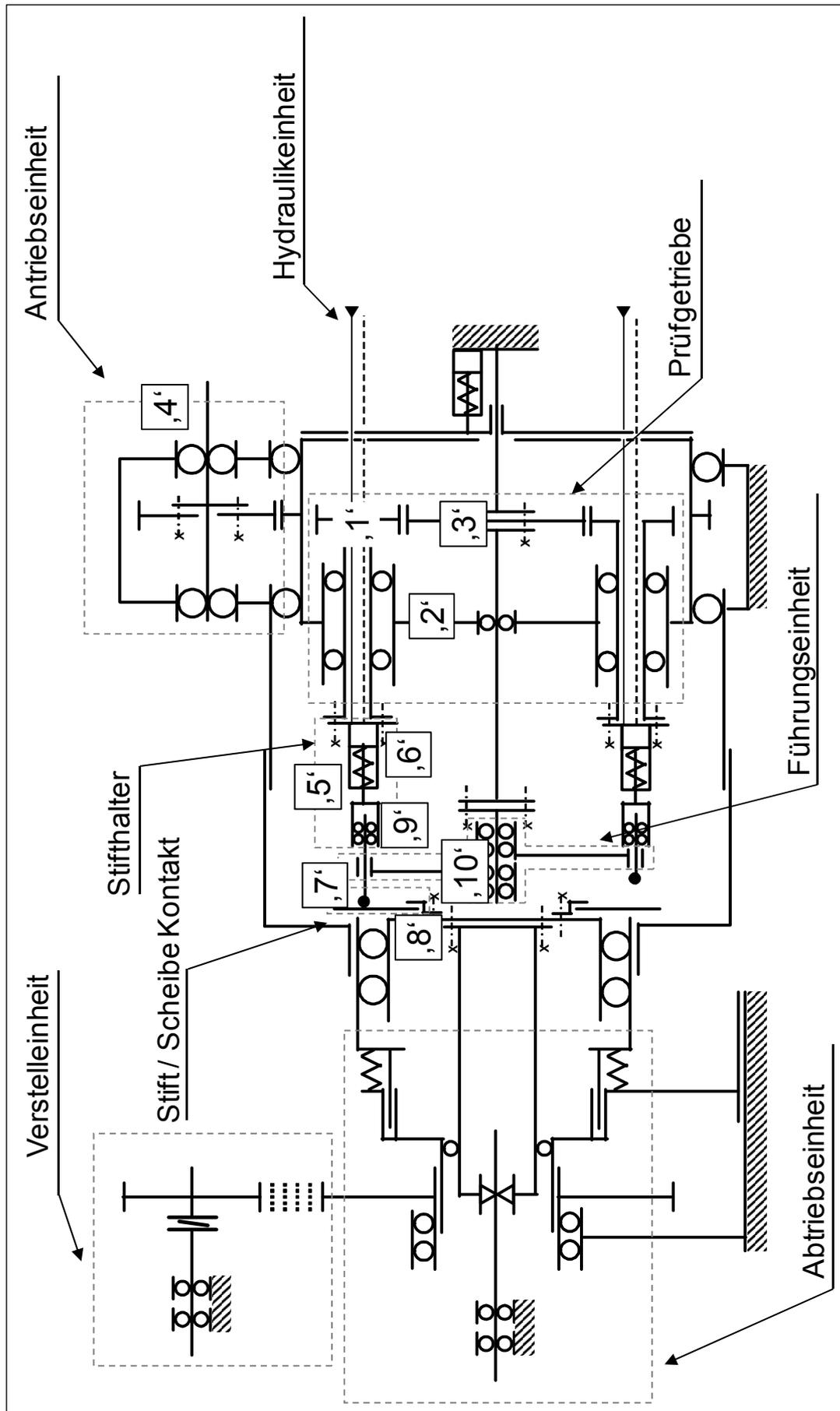


Bild 43: Systemtribometer – Prinzipskizze für überlagertes Tangential- und Radialgleiten

Tangential-Radialgleiten

Aus der Eigendrehung der Planeten resultiert eine Bohrbewegung der Stifte auf der Scheibe, die es zu unterdrücken gilt. Hierzu ist ein zusätzlicher Drehfreiheitsgrad in der Stifthalterung (9) integriert, der die Drehmomentübertragung von den Planeten auf die Kontaktelemente verhindert und somit die Bohrschlupfanteile unterdrückt. Um die nun frei drehbaren Stifte in einer definierten radialen Position zu halten, wird eine Führungseinheit (10) eingesetzt, welche die Kontaktelemente derart orientiert, dass sie trotz der Planetendrehung bei gleichzeitiger exzentrischer Positionierung auf dem Planeten stets radial zur Prüfstandsrehachse bzw. Sonnenachse stehen und sich nur auf radial geführten Bahnen bewegen können. Die Stifte können sich somit auch nicht auf der Kontaktfläche verdrehen. Wie in Kapitel 4 bereits beschrieben, werden durch die Eigendrehung der Planeten und die vorgegebene Exzentrizität die radialen und tangentialen Gleitanteile vorgegeben. In diesem geometrisch erzwungenen Zustand kann nun gezielt die Variation des Tangentialanteils realisiert werden. Der Tangentialschlupf wird im Betrieb durch unterschiedliche Drehzahlen der Antriebsseite, die durch die Drehbewegung des Stegs beschrieben wird, und der Abtriebsseite, d. h. der Prüfscheibendrehzahl, eingestellt.

Tangentialgleiten

Um den Einfluss der überlagerten Gleitanteile gezielt untersuchen zu können, kann der Radialanteil gleich null gesetzt werden, d. h. es tritt nur reines Tangentialgleiten auf. Der mechanische Aufbau entspricht im Wesentlichen dem bisher beschriebenen Aufbau für überlagertes Radial- und Tangentialgleiten. Die einzige Änderung ist, dass die Kontaktelemente zentrisch zur Planetenachse montiert werden und dadurch die zuvor gezielt eingestellte Exzentrizität zwischen dem Planeten (1) und dem Stifthalter (5) vermieden wird. Die Führungseinheit (10) verhindert weiterhin ein Verdrehen der Kontaktelemente auf der Prüfscheibe (8) und gewährleistet die radiale Orientierung der Kontaktelemente relativ zur Stegdrehachse bzw. Prüfstandsachse.

Tangential-Bohrgleiten

Die beschriebene konstruktive Umsetzung ermöglicht einen weiteren Freiheitsgrad für die Untersuchungen, da das eingesetzte Planetengetriebe funktionsbedingt die Aufprägung von Bohrschlupf ermöglicht. Für Untersuchungen von Bohrschlupfanteilen wird die Führungseinheit (10) entfernt, der Stift zentrisch auf der Planetenachse fixiert und der Drehfreiheitsgrad in der Stifthalterung durch zwei Haltebacken gesperrt.

5.3 Gesamtsystem

Für die technische Realisierung eines geeigneten Prüfstandsbaus sind weitere Betrachtungen erforderlich. Ein Kontaktelement wirkt entlang der Planetenachse und damit exzentrisch in Bezug auf die Drehachse der Prüfscheibe bzw. der Abtriebsseite. Hierdurch besteht die Gefahr, dass die axial geführten Komponenten der Abtriebsseite verkippen und die Axialkraftmessung (s. Abschnitt 5.6.3) einen systematischen Fehler aufweist. Eine geeignete Maßnahme ist ein gleichzeitiger Eingriff von drei Kontaktelementen, die gleichmäßig um 120° versetzt, bezogen auf die Abtriebsachse, angeordnet sind. Deshalb besteht eine Planetengruppe aus drei Planeten, die gleichzeitig im Eingriff sind. Diese Planetengruppe wechselt dann entsprechend mit einer weiteren Planetengruppe, die ebenfalls aus drei Planeten gebildet wird, im Eingriff, um die konstante Leistungsübertragung zu gewährleisten. Somit werden insgesamt sechs Kontaktelemente mit einer Prüfscheibe untersucht. Während jeweils drei Stifte die Leistung im Stift-Scheibe-Kontakt übertragen, werden die anderen drei Stifte gezielt aus dem Eingriff genommen

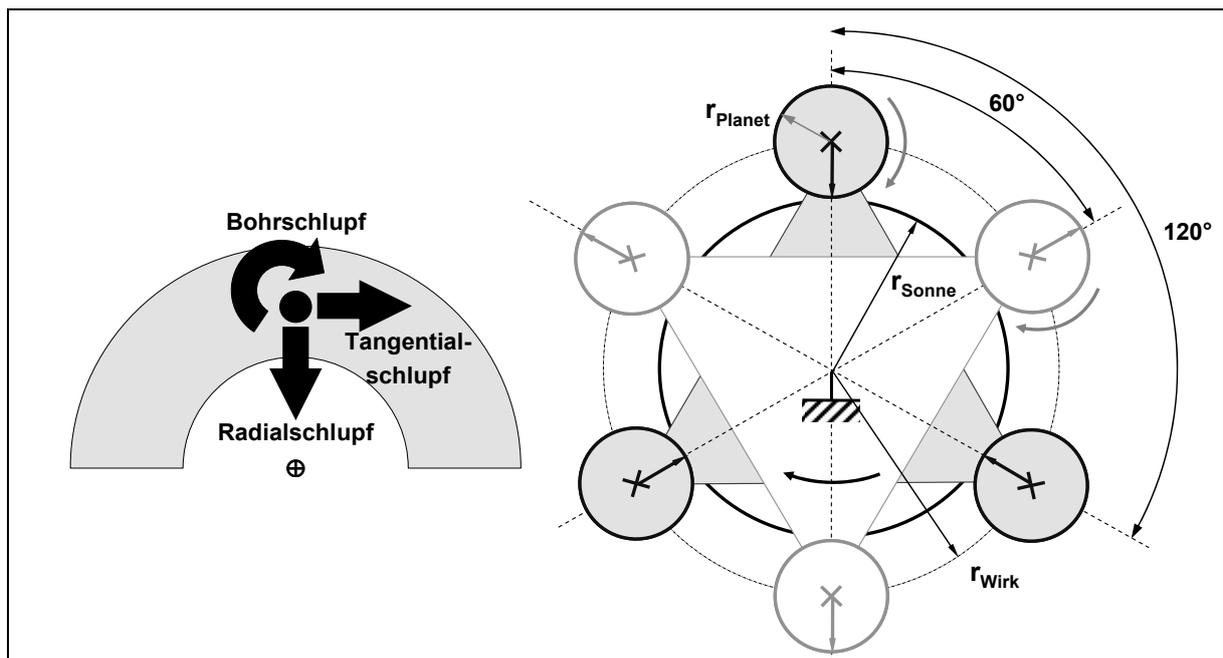


Bild 44: Verdeutlichung der Planetengruppen (rechts) und der Umsetzungen mit Führungseinheit (links)

Hierdurch wird die statistische Aussagekraft - insbesondere für den Verschleiß der Kontaktelemente - erhöht, da mehrere Kontaktelemente unter vergleichbaren Bedingungen untersucht werden. In Ergänzung wird die Beanspruchung der Scheibe im Vergleich zum Einsatz eines Kontaktelements erhöht und dem realen System angenähert. Des Weiteren wird durch den gleichzeitigen Eingriff von drei Kontaktelementen ein Kraftausgleich im Planetengetriebe ermöglicht.

In Bild 45 ist die Führungseinheit für die beiden Planetengruppen dargestellt, die eine spielfreie Lagedefinition der Kontaktelemente zur radialen Orientierung ermöglicht.

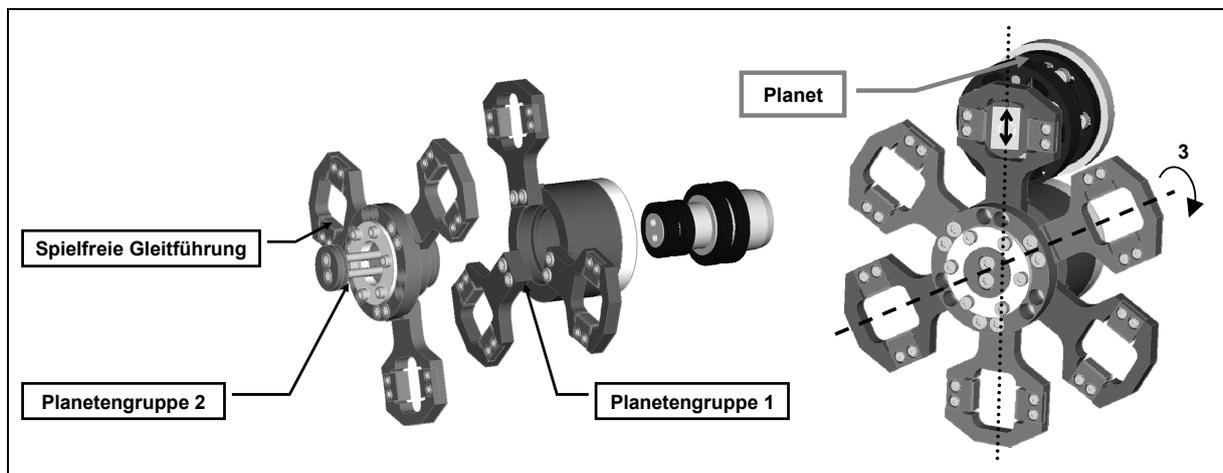


Bild 45: Führungseinheit für die radiale Orientierung

Bild 46 zeigt das realisierte Planetengetriebe mit Führungseinheit für die Betriebszustände Tangentialgleiten und überlagertes Radial- und Tangentialgleiten sowie die Haltebacken für den Betriebszustand mit überlagertem Tangential- und Bohrgleiten.

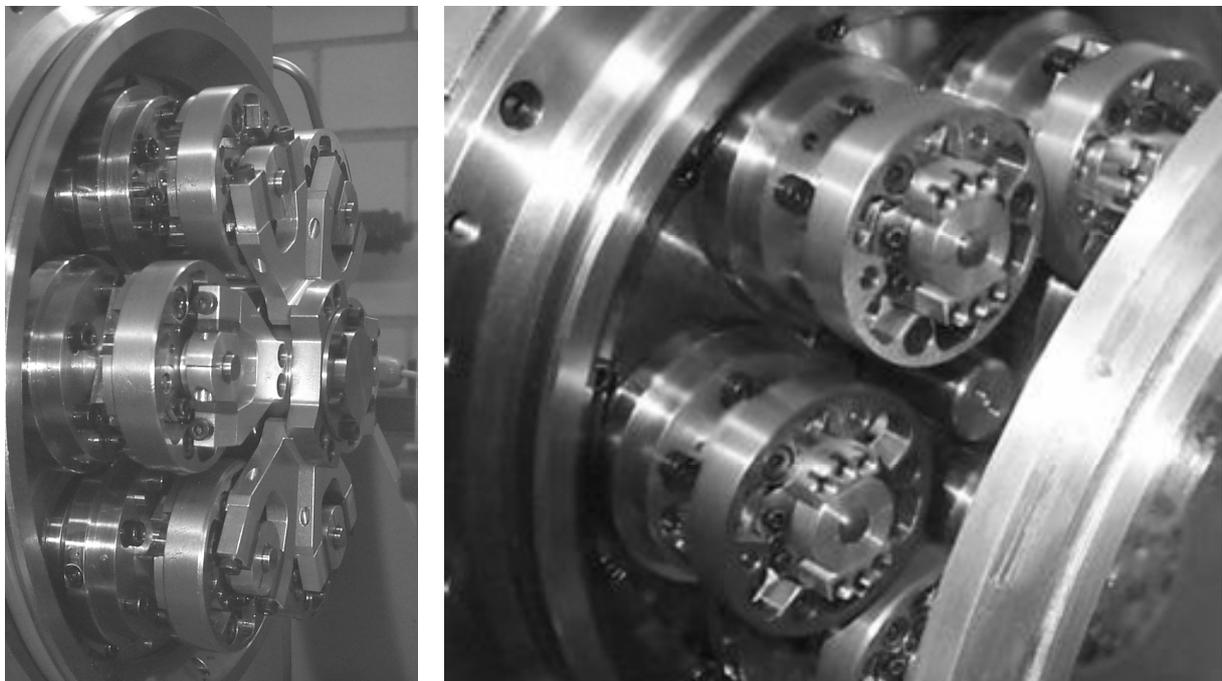


Bild 46: Realisiertes Planetengetriebe mit Führungseinheit (links) und Haltebacken (rechts)

Bild 47 stellt vereinfacht die Planetendrehbewegung der Kontaktelemente dar. Die Kontaktstifte der ersten Planetengruppe sind gleichmäßig um 120° versetzt angeordnet und befinden sich für eine Stegdrehung von 60° im Kontakt mit der Reibscheibe (Phase 1, 2 und 3). Da die Sonne einen dreimal größeren Radius hat, dreht sich dabei der Planet um 180° (Phase 3) um seine eigene Achse. Anschließend - hier in der vertikalen Position (Phase 4) - wird die bis dato nicht im Kontakt befindliche zweite Stiftgruppe in Kontakt gebracht und die bisherigen leistungsübertragenden Stifte aus dem Kontakt genommen.

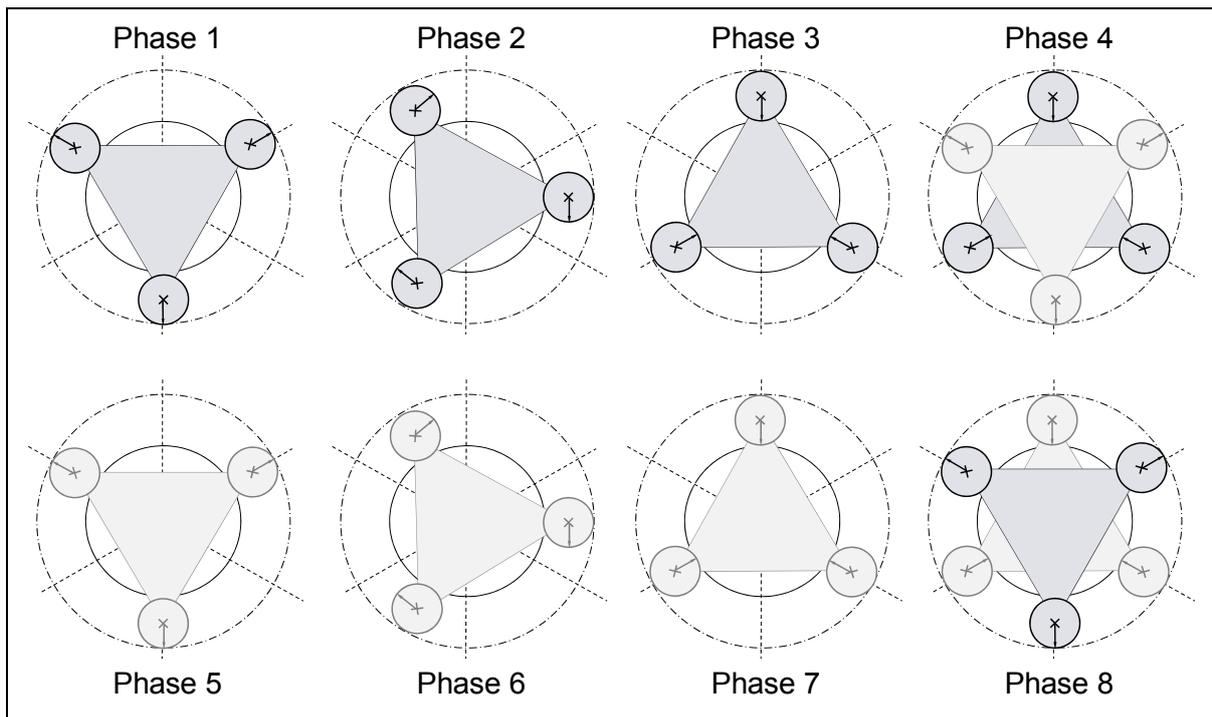


Bild 47: Stiftgruppen und ihre Kontaktphasen

Dies wird durch eine geringe Überschneidungsphase der beiden Stiftgruppen im Eingriff gewährleistet. Nun ist die zweite Stiftgruppe für eine Stegdrehung um weitere 60° im Kontakt (Phase 5, 6 und 7), um dann erneut mit der ersten Stiftgruppe (Phase 8) zu wechseln (Phase 1). Aus diesem periodischen Wechsel (s. Bild 48) der Stiftgruppen ergeben sich jeweils gleich orientierte Geschwindigkeitsverläufe im Tribokontakt.

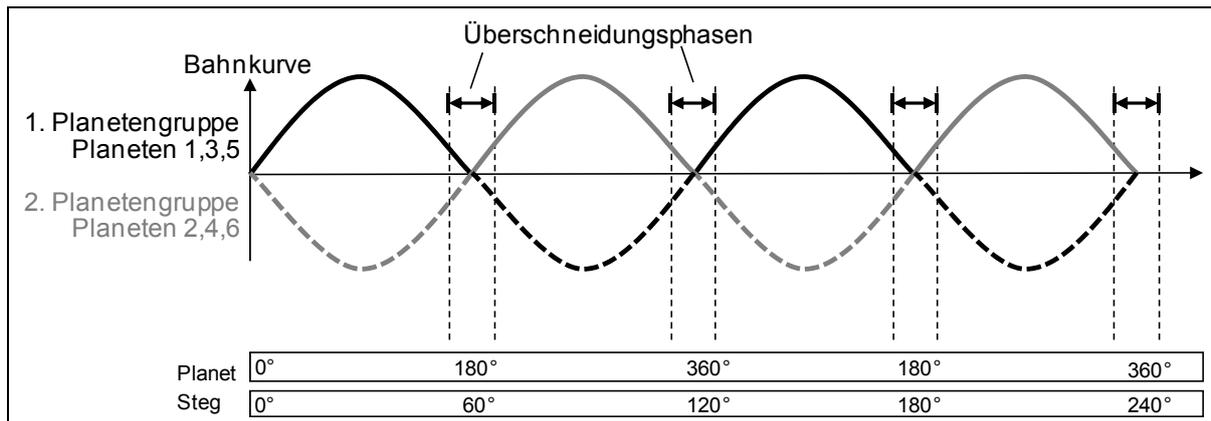


Bild 48: Prinzipdarstellung der Bahnkurven zweier unabhängiger Kontaktelemente

5.3.1 Hydraulische Anpressung

Der Wechsel der Kontaktelemente stellt entsprechend hohe Anforderungen an die Dynamik des Systemtribometers und die Mechanik der Planeten im Stift-Scheibe-Kontakt. Daher wurde ein hydraulisches Konzept erarbeitet, welches auf einer Steuerscheibe basiert, wie sie in Axialkolbenmotoren und -pumpen für hohe Leistungsbereiche zur Anwendung kommt. Dieses Konzept bietet den Vorteil, hydraulische Eigenschaften zu integrieren und die mit über 50Hz periodisch beschleunigten Massen - bedingt durch den Wechsel der Planetengruppen - möglichst gering zu halten. Die Anpressung der Stifte auf die Prüfscheibe und der Wechsel der Kontaktelemente wird durch ein Hochdruck-Hydrauliksystem mit Proportional-Regelventil und bis zu 100 bar Systemdruck realisiert. Die zur Anpressung erforderlichen Hydraulikkolben sind hierzu in der Stifthalterung integriert, die an den Planeten befestigt werden. Jeder einzelne Zylinder wird so über den Planeten hinweg durch jeweils eine Drehdurchführung mit Drucköl versorgt. Diese Drehdurchführungen werden durch die Steuerscheibe in Abhängigkeit von der Stegposition relativ zum stillstehenden Gehäuse mit Druck beaufschlagt.

5.3.2 Schmierung

Die Prüfkammer und damit auch der Schmierölkreislauf sind von der restlichen Prüfstandsmechanik und -hydraulik getrennt. Hierdurch wird einerseits die erforderliche Schmierölmenge gering gehalten, andererseits wird das Schmieröl nur durch den Stift-Scheibe-Kontakt beansprucht, da es nicht zur Schmierung weiterer Komponenten eingesetzt wird. Dies ermöglicht eine aussagekräftige Beurteilung des Öls hinsichtlich der Eignung zur Schmierung des Kontaktes. Das Schmieröl kann sowohl temperiert als auch mit einem geregelten Volumenstrom mit Hilfe dreier einstellbarer Schwenkdüsen gezielt radial in den Kontakt gebracht werden.

5.4 Prüfkörper und Prüfpaarungen

Mit dem Systemtribometer können Tangential-, Radial- und auch Bohrgleiten abgebildet und für sechs Kontaktelemente (s. Bild 49) gleichzeitig auf einer Prüfscheibe aufgeprägt werden. Bild 50 verdeutlicht hierzu die Variation der Kontaktgeometrien (R120 Bild 50a), (R2000 Bild 50b) sowie der Elementeigenschaften (Beschichtung Bild 50c).

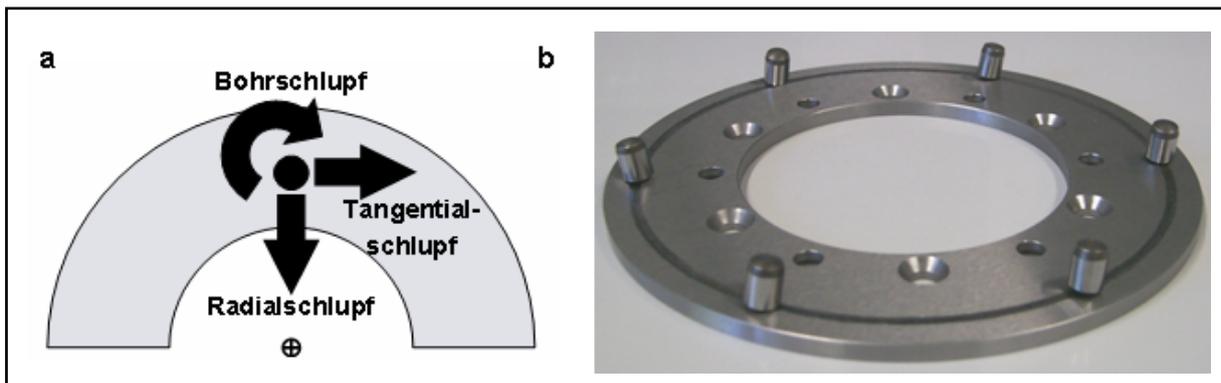


Bild 49: Veranschaulichung der Gleitanteile (a) und Darstellung einer Prüfpaarung (b)

Bild 50 zeigt ebenfalls die bisher in Machbarkeitsstudien untersuchte Integrierbarkeit von Serienkomponenten (WDK Bild 50d), (SGB Bild 50e) und Prototypenanwendungen (keramische Elemente²²⁰ Bild 50f) in das Systemtribometer.

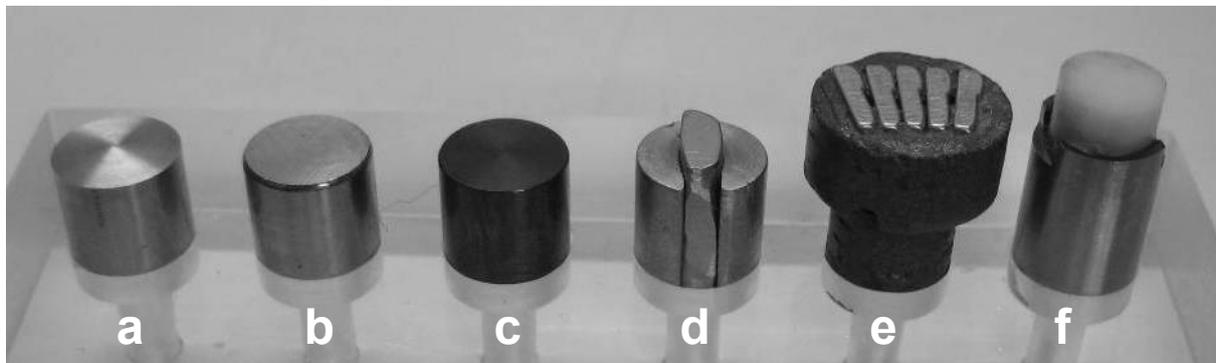


Bild 50: Variationsmöglichkeiten der Kontaktelemente

²²⁰ Albers / Bernhardt 2005

5.5 Bezug zum realen System

Durch die gewählte Prüfanordnung bleibt die horizontale Achslage des Beispielsystems erhalten, die einen wesentlichen Einfluss auf die ermittelten Ergebnisse haben kann²²¹. Die Kontaktkinematik basiert auf dem neu entwickelten Prüfgetriebe, dessen geometrische Verhältnisse so gewählt sind, dass im Systemtribometer ein Wirkdurchmesser des mehrachsigen Stift-Scheibe-Kontakts von 144 mm vorliegt, der damit dem großen Laufradius bei der UD-Übersetzung im Beispielsystem entspricht. Durch den Einsatz der Modellstifte und die Anpassung der Balligkeit liegen beanspruchungsähnliche, hoch belastete kontraforme Kontakte vor.

5.6 Technische Daten

5.6.1 Leistungsdaten

Am Systemtribometer kommen zwei hochdynamische 25 kW Servo-Synchronmaschinen zum Einsatz. Für die Untersuchung des Tribokontakts stehen die in Tabelle 2 aufgelisteten Leistungsdaten zur Verfügung.

Reibmoment	M_R	\leq	50	Nm
Prüfdrehzahl Antrieb	n_{an}	$=$	0-2000	min^{-1}
Prüfdrehzahl Abtrieb	n_{ab}	$=$	+/-2000	min^{-1}
Anpresskraft je Kontaktelement	F_N	\leq	2,5	kN
Anpresskraft (gesamt, 3 Kontaktelemente)	F_{ges}	\leq	7,5	kN
Ölvolumenstrom	$\dot{V}_{\text{Öl}}$	\leq	2	l/min
Öleinspritztemperatur	$\vartheta_{\text{Öl}}$	\leq	100	°C
Tankinhalt (temperiert)	$V_{\text{Tank,temp}}$	$=$	3 - 6	l
Tankinhalt (nicht temperiert)	V_{Tank}	$=$	1 - 6	l
Tangentialschlupf, maximal	$v_{\text{tang,max}}$	\leq	30	m/s
Radialschlupf, maximal	$v_{\text{rad,max}}$	\leq	0,8	m/s
Exzentrizität bzw. Radialversatz	Δr	\leq	1,7	mm
Bohrdrehzahl	n_{Bohr}	\leq	6000	min^{-1}
Geschwindigkeit Linear-Verstelleinheit, maximal	$v_{\text{Verstell,max}}$	$=$	58	mm/min
Geschwindigkeit Linear-Verstelleinheit, minimal	$v_{\text{Verstell,min}}$	$=$	29	$\mu\text{m/s}$

Tabelle 2: Leistungsdaten des Systemtribometers

²²¹ GFT 2002

5.6.2 Messgrößen und Messtechnik

Als relevante Messgrößen für die Bestimmung der Funktionsreibungszahl werden an der Abtriebsseite das Drehmoment und die Anpresskraft erfasst. Hierbei ist der Zielkonflikt zwischen höchstmöglicher Genauigkeit durch Ausnutzung des gesamten Messbereichs und Haltbarkeit bzw. Sicherheit aufgrund dynamischer Lasten zu betrachten. Aufgrund der gezielt eingestellten zyklischen Belastung am Systemtribometer liegen dynamische Zeitverläufe in der Anpresskraft und dem Drehmoment vor, wodurch es zu Lasten der Genauigkeit nur maximal 20-25% des Messbereichs auszunutzen gilt.

Das Drehmoment wird über eine Drehmomentmessnabe mit einem Messbereich von 100 Nm und einer Genauigkeit von 0,3% (Linearität und Hysterese) telemetrisch erfasst. Die Anpresskraft wird über drei gehäusefeste Kraftmessdosen mit jeweils einem Messbereich von 5 kN und einer Genauigkeit von 0,2% (Linearität und Hysterese) als Summenkraft erfasst. Zur gehäusefesten Axialkraftmessung erfolgt eine Entkopplung der Drehbewegung, weshalb die drei Kraftmessdosen auf einem gemeinsamen Durchmesser mit einem Winkel von 120° versetzt angeordnet sind, da die Abtriebswelle den zentrischen Bauraum beansprucht. Die Kraftmessdosen sind dabei unempfindlich gegen Querkräfte im vorliegenden Beanspruchungsbereich.

Die An- und Abtriebsdrehzahlen werden über jeweils einen Inkremental-Drehgeber ermittelt und über F/U – Wandler der Messdatenerfassung zugeführt. Des Weiteren werden Hydraulikdruck, Ölvolumenstrom und Temperaturen mit geringerer Auflösung und Genauigkeit erfasst, da diese vorwiegend nicht zur genauen Auswertung erforderlich sind bzw. weitgehend zur Regelung und zur Erfassung bzw. Überwachung des Betriebszustands eingesetzt werden. Grundsätzlich werden die Messdaten über einen 16bit A/D-Wandler standardmäßig mit 200 Hz und die relevanten Größen Drehmoment und Axialkraft mit 1 kHz kontinuierlich aufgezeichnet. Die Steuerung, Regelung sowie die Datenerfassung erfolgt vielkanalig über die am IPEK entwickelte Software-Umgebung SIRIUS²²² in quasi-Echtzeit auf XPC-Target Basis.

5.6.3 Vertrauensbereich und Messunsicherheit

Die Bestimmung der Messunsicherheiten und der daraus abgeleitete Vertrauensbereich bzw. das abgeleitete Konfidenzintervall erfolgen, basierend auf DIN 1312, ohne Berücksichtigung systematischer Fehler.

²²² Schyr 2006

Die im Folgenden aufgeführten Berechnungen basieren auf dem jeweils vom Hersteller angegebenen absoluten Fehler nach Datenblatt. Hierbei werden folgende Einflüsse berücksichtigt:

- Linearitätsabweichung
- Hysterese
- Temperatur
- A/D-Wandler

Der relative Fehler einer Messgröße wird wie folgt bestimmt:

$$\frac{\Delta x}{x} = \frac{\text{Messwertabweichung}}{\text{Messwert}} \quad \text{Gl. 18}$$

Zur Berechnung der Reibungszahl μ sind neben dem Wirkradius r_{Wirk} , der unter diesem Aspekt als konstant anzunehmen ist, das Drehmoment M und die Anpresskraft F_{ges} erforderlich.

$$\mu = \frac{M}{(F_{\text{ges}} \cdot r_{\text{Wirk}})} \quad \text{Gl. 19}$$

Aufgrund der funktionellen Abhängigkeit der Reibungszahlen vom Quotienten M/F der fehlerbehafteten Messgrößen M und F ergibt sich die maximale Messunsicherheit im Rahmen der Fehlerfortpflanzung.

$$\Delta y_{\text{max}} = \frac{\delta y}{\delta x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\delta y}{\delta x_2} \cdot \Delta x_2 + \dots + \frac{\delta y}{\delta x_i} \cdot \Delta x_i \quad \text{Gl. 20}$$

Die maximale Messunsicherheit Δy_{max} beschreibt hierbei die Abweichung der Messgröße unter Annahme ungünstigster Umstände. Die Wahrscheinlichkeit, dass bei beiden Messgrößen die jeweils größte Abweichung gleichzeitig auftritt, ist hingegen eher unwahrscheinlich, weshalb die wahrscheinliche Messunsicherheit Δy betrachtet wird.

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\delta y}{\delta x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\delta y}{\delta x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta y}{\delta x_i} \cdot \Delta x_i\right)^2} \quad \text{Gl. 21}$$

Im relevanten Messbereich ergeben sich die relativen Messfehler für die Messgrößen Drehmoment zu 1% und Anpresskraft zu 0,8%. Die maximale Messunsicherheit ergibt sich hierbei unter Berücksichtigung von einer Drehmomentmessnabe und drei Kraftmessdosen zu 3,5%. Der wahrscheinlichste Fehler beträgt demnach lediglich

1,7%. Für die hier vorliegende Messkette ergibt sich im relevanten Messbereich unter Berücksichtigung der absoluten Messfehler nach Herstellerangaben für den maximalen Fehler 3,5% und für den wahrscheinlichsten Fehler 1,7%. Berücksichtigt man zusätzlich die tatsächlichen Fehler nach Kalibrierprotokoll, ergeben sich der maximale Fehler mit 3% und der wahrscheinlichste Fehler mit 1,5%.

Systematische Fehler, wie unbekannte Lagerreibung, Werkstoffeinflüsse und Geometrieabweichungen der Versuchsteile, werden in diesem Zusammenhang wie folgt berücksichtigt: Um den Einfluss der Werkstoffe und der Geometrieabweichungen zu reduzieren, wurden wenige großzahlige Chargen verwendet und die Einhaltung der Spezifikationen regelmäßig überprüft. Des Weiteren wurden Prüfkörper auf der Basis von Zylinderrollen, die in engen Toleranzbereichen unter gleichzeitig hohen Qualitätsanforderungen verfügbar sind, eingesetzt. In Ergänzung erhöht sich die Aussagekraft der Versuche durch den gleichzeitigen Einsatz von sechs Kontaktelementen, da z. B. systematische Fehler im Rahmen der Abweichungen der Prüfkörpergeometrie und der Schwankungen der Werkstoffeigenschaften insbesondere dann auffällig werden, wenn sich für die jeweiligen Kontaktelemente signifikant unterschiedliche Verhältnisse bzw. Ergebnisse einstellen. Der Lagerreibung hingegen wurde besondere Aufmerksamkeit beigemessen. Die entsprechenden Aspekte werden in Abschnitt 5.8 behandelt.

5.7 Exemplarische Ableitung der Prüfparameter am Systemtribometer

Das Ziel ist es, am Systemtribometer die am Variatorprüfstand ermittelten und im Nachgang der Versuche hieraus berechneten Kontaktbedingungen abzubilden. Die im Folgenden aufgeführte, beispielhafte Betriebspunktbestimmung im Korrelationspunkt zeigt die Übereinstimmung der Kontaktkinematik von Variator- und Systemtribometerversuchen. Im Korrelationspunkt wird bei einer Übersetzung von $i=2,37$ davon ausgegangen, dass auf dem großen Laufradius 32 Stiftpaare bzw. 64 Einzelstifte einer Wiegedruckstückkette und auf dem kleinen Laufradius 10 Stiftpaare bzw. 20 Einzelstifte im Eingriff sind. Das übertragene Drehmoment je Modellstift entspricht dem übertragenen Drehmoment je Einzelstift einer Wiegedruckstückkette. Das Drehmomentniveau, über alle Kontaktelemente gemittelt, ist am Systemtribometer aufgrund der geringeren Anzahl an Kontaktelementen demnach im Vergleich zum Variator etwa um den Faktor 21 geringer ($64/3$).

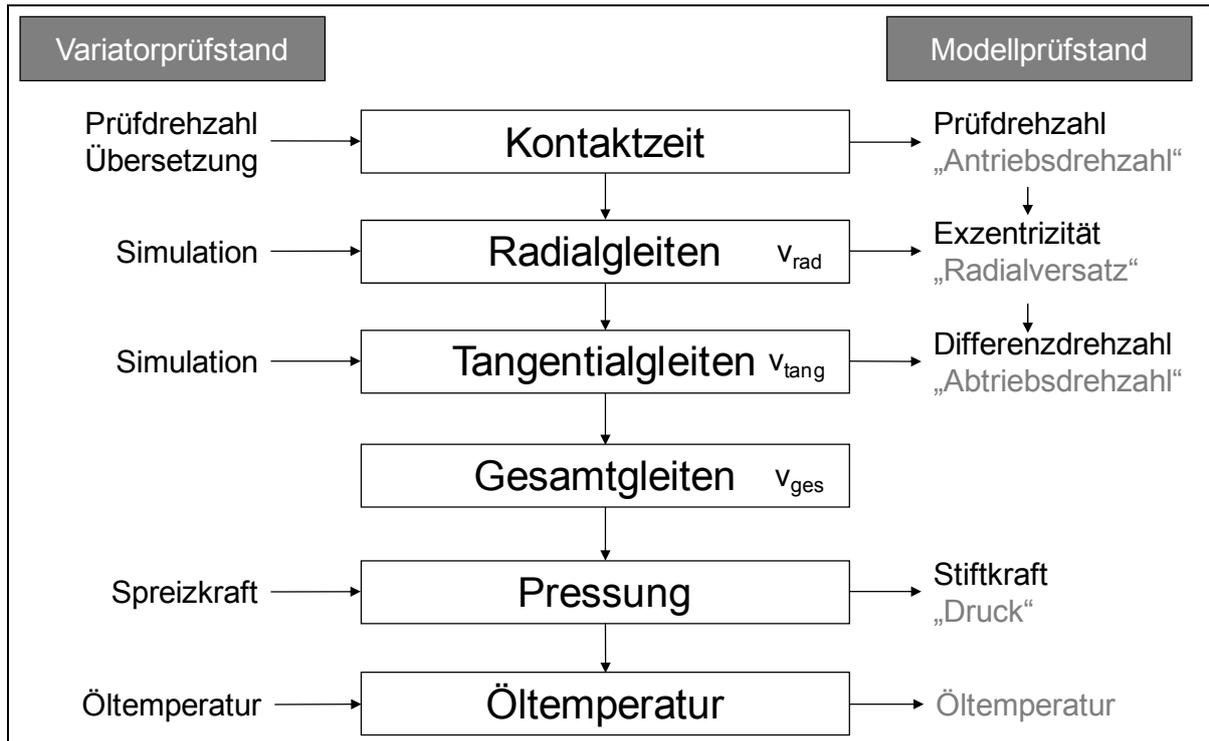


Bild 51: Definition der Modellprüfparameter auf der Basis von Variatoruntersuchungen

Basierend auf der Prüfdrehzahl der in den Versuchen am IMKT²²³ untersuchten Betriebspunkte, leitet sich die Prüfdrehzahl für das Systemtribometer ab, da diese die Kontaktzeiten des Stift-Scheibe-Kontakts (s. Abschnitt 4.3.1) für die Modelluntersuchungen definiert. Für den vorliegenden Betriebspunkt, dem definierten Korrelationspunkt, liegt eine Kontaktzeit von ca. 50 ms vor, die sich bei einer Prüfdrehzahl von 210 min^{-1} ergibt. Die mittlere radiale Gleitgeschwindigkeit von 26 mm/s (s. Bild 52), die aus den vorliegenden Geschwindigkeitsverläufen durch Mittelwertbildung des radialen Gleitgeschwindigkeitsbetrags berechnet wird, ergibt sich am Systemtribometer bei der definierten Prüfdrehzahl von 210 min^{-1} durch eine Exzentrizität bzw. einen radialen Versatz der Kontaktstifte auf dem Planeten von 0,6 mm. Aus der Planetenbewegung wird ebenfalls ein identischer mittlerer tangentialer Gleitanteil erzeugt. Die berechnete gesamte mittlere tangentiale Gleitgeschwindigkeit von 64,5 mm/s (s. Bild 52) wird durch eine Differenzdrehzahl der An- und Abtriebsseite von 5 min^{-1} erzielt, wodurch eine zusätzliche tangentiale Gleitgeschwindigkeit von 38,5 mm/s aufgebracht wird. Hierdurch ergibt sich das Gesamtgleiten von insgesamt 70 mm/s im Wirkflächenpaar WFP1 durch Superposition der antriebsseitig geometrisch erzwungenen Gleitanteile in radialer und tangentialer Richtung.

²²³ IMKT der Leibniz Universität Hannover; In: Albers / Poll 2006

Die Anpresskraft von insgesamt 23,85 kN wird in Bezug auf den großen Laufradius auf die 64 Einzelstifte der Wiegedruckstückkette gleichmäßig verteilt angenommen, wodurch sich eine mittlere Stifkraft von ca. 370 N und eine Hertz'sche Pressung von ca. 400 N/mm² ergeben, die sich ebenfalls bei der mittleren Stifkraft an einem Modellstift mit einer Balligkeit von R120 mm einstellt.

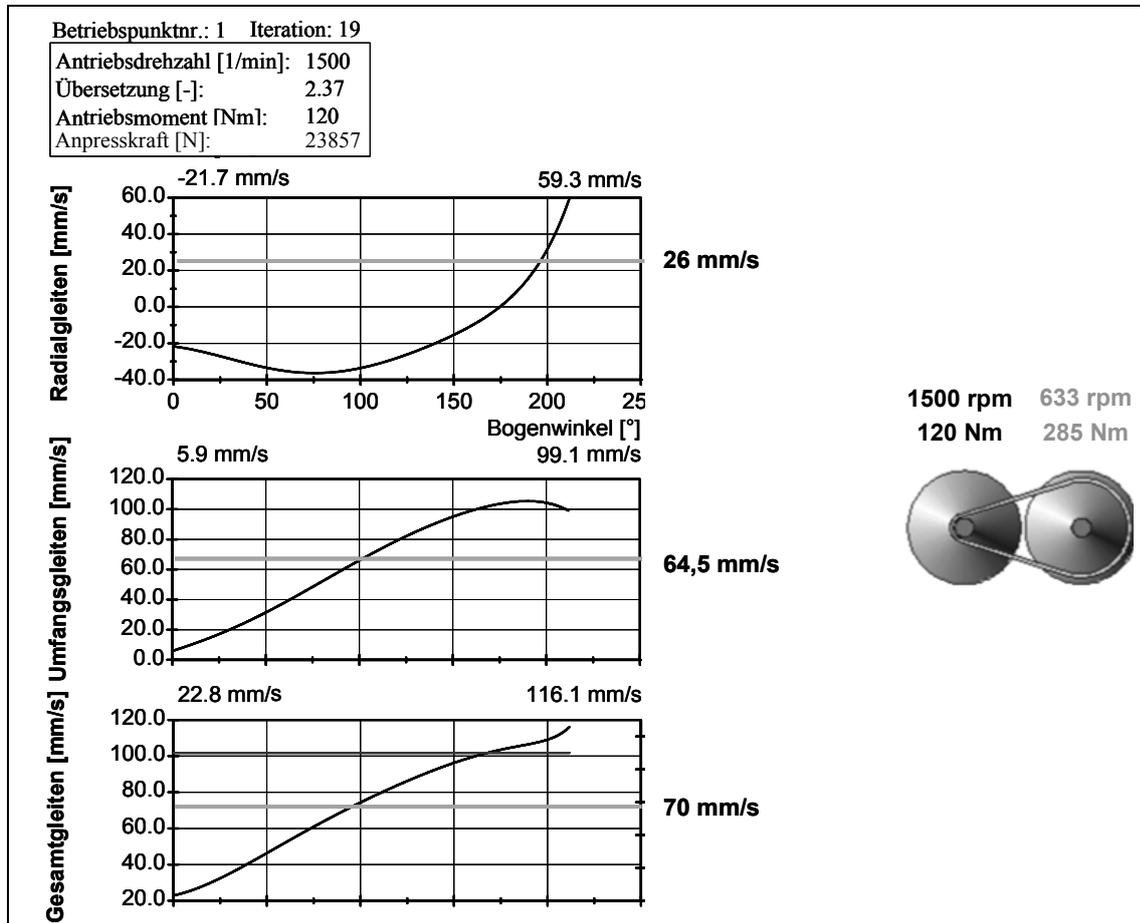


Bild 52: Simulationsergebnisse der Variatorversuche UD großer Laufradius (Auszug)

5.8 Prüfstandspezifische Auswertung

5.8.1 Lagerreibung

Um die Aussagegüte der Ergebnisse am Systemtribometer zu erhöhen, wurde der Lagerreibung besondere Bedeutung beigemessen, da eine Einbringung der Drehmomentmessnabe in unmittelbarer Nähe des Friktionskontakts im umgesetzten Prüfstandskonzept als nicht zielführend bewertet wird. Dagegen sprechen z. B. starke Temperaturschwankungen von ca. 80°C, Anwesenheit des Schmiermediums und dynamische Zeitverläufe, bedingt durch den wechselnden Eingriff der Kontaktelemente.

Durch den sich jeweils einstellenden Schlupfzustand ändern sich die Wirkrichtungen der Drehmomente. Unter der in weiten Grenzen sicherlich zulässigen Annahme, dass sich die Verhältnisse im Friktionskontakt nicht ändern, kann die Reibungszahl während dieser Zeit als konstant angenommen werden. Da sich die zu ermittelnden Verluste hierdurch ebenfalls nicht ändern, können diese als konstant betrachtet und somit die auftretenden Verluste mit Gl. 22 und Gl. 23 bestimmt werden (s. Gl. 24 und Gl. 25).

$$M_{R1} = M_{R2} \quad \text{und} \quad M_V = \text{const} \quad \text{Gl. 24}$$

$$M_V = \frac{1}{2}(M_{ab2} - M_{ab1}) \quad \text{Gl. 25}$$

Bei dieser Methode haben Effekte, deren Wirkdauer kleiner als 5 Sekunden ist, keine Relevanz, da die Zeitspanne zur Bestimmung über ca. 90 Sekunden gewählt wurde. Diese Methode erhöht auch dann noch wesentlich die Genauigkeit der ausgewerteten Ergebnisse, wenn aufgrund der vereinfachten Annahme einer konstanten Reibungszahl mögliche geringe auftretende Reibungszahlabweichungen unberücksichtigt bleiben.

Zur endgültigen Bestimmung der sich einstellenden Lagereibungsverluste wurde ein Kennfeld erstellt, worin zwei Ansätze miteinander gekoppelt werden. Einerseits werden die lastabhängigen Anteile durch den Einsatz der Pendelversuche ermittelt, andererseits wird, basierend auf einem lastfreien Versuchslauf, die jeweilige drehzahlabhängige und temperaturabhängige Verlustmomentänderung bestimmt. Hierbei werden die Betriebspunkte exakt in der Abfolge durchlaufen, wie sie auch in dem mit Last beaufschlagten Versuchslauf durchlaufen werden.

5.8.2 Gleitvektor

Aufgrund des gezielt eingestellten Untersuchungsparameters Gleitvektor mit dem Gleitwinkel γ durch Überlagerung der radialen und tangentialen Gleitanteile, reduziert sich der auswertbare Tangentialanteil der Reibkraft (s. Bild 54). Somit ergibt sich eine Differenz zwischen der aus Drehmoment sowie Anpresskraft ausgewerteten Reibungszahl und der „tatsächlich“ auftretenden Reibungszahl in Bewegungsrichtung.

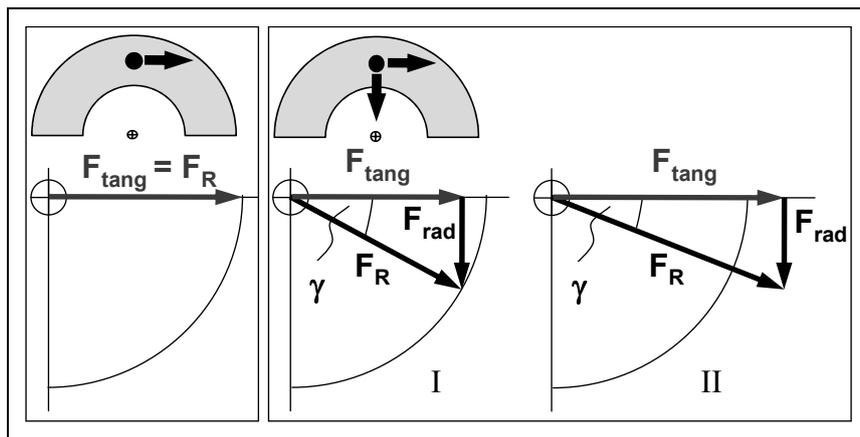


Bild 54: Veränderlicher Gleitwinkel durch überlagerte Gleitgeschwindigkeiten

Der Gleitwinkel γ ergibt sich nach Gl. 26 aus dem Verhältnis der radialen zur tangentialen Gleitgeschwindigkeit. Aus dem auswertbaren Tangentialanteil der Reibkraft F_{tang} ergibt sich somit nach Gl. 27 unter der Annahme, dass die Reibungszahl in radialer und tangentialer Richtung identisch ist, die wirkende Reibkraft F_R in Abhängigkeit des Gleitwinkels γ .

$$\tan \gamma = \frac{v_{\text{rad}}}{v_{\text{tang}}} \quad \text{Gl. 26}$$

$$F_R = \frac{F_{\text{tang}}}{\cos \gamma} \quad \text{Gl. 27}$$

Für das in Abschnitt 5.7 aufgezeigte Beispiel ergibt sich ein Gleitwinkel von ca. 21° , mit dem sich eine Reduzierung der ausgewerteten Reibungszahl um 7% ergeben würde. Dieser Effekt wird durch rechnerische Kompensation für jeden Betriebspunkt in der Auswertung berücksichtigt.

6 Validierung des Systemtribometers

In diesem Kapitel wird die gezielte Validierung der vorgestellten Untersuchungsmethode bzw. des Systemtribometers betrachtet. Die Ziele sind, dadurch einen Nachweis der systemrelevanten Kontaktkinematik und einen Nachweis der Korrelation mit Untersuchungsergebnissen der Prüfkategorie IV (Bauteilprüfstand) zu erhalten. In Ergänzung dazu soll die Aussagequalität der Ergebnisse am Systemtribometer aufgrund prüfstandspezifischer Betrachtungsweisen behandelt werden.

6.1 Abbildung der Kontaktkinematik / Beanspruchungsarten

6.1.1 Mehrachsige instationäre Gleitbewegungen – Spiraliger Lauf

Bild 55 zeigt einen exemplarischen Vergleich für einen frei definierten Betriebspunkt am großen Laufradius der UD-Übersetzung²²⁴. Hierbei wird deutlich, dass nicht nur die Mindestforderung der mittleren Gleitanteile auf dem Systemtribometer abgebildet werden kann, sondern darüber hinaus auch der über den Umschlingungsbogen auftretende zeitliche Verlauf und damit die Instationarität der Bewegungsrichtung.

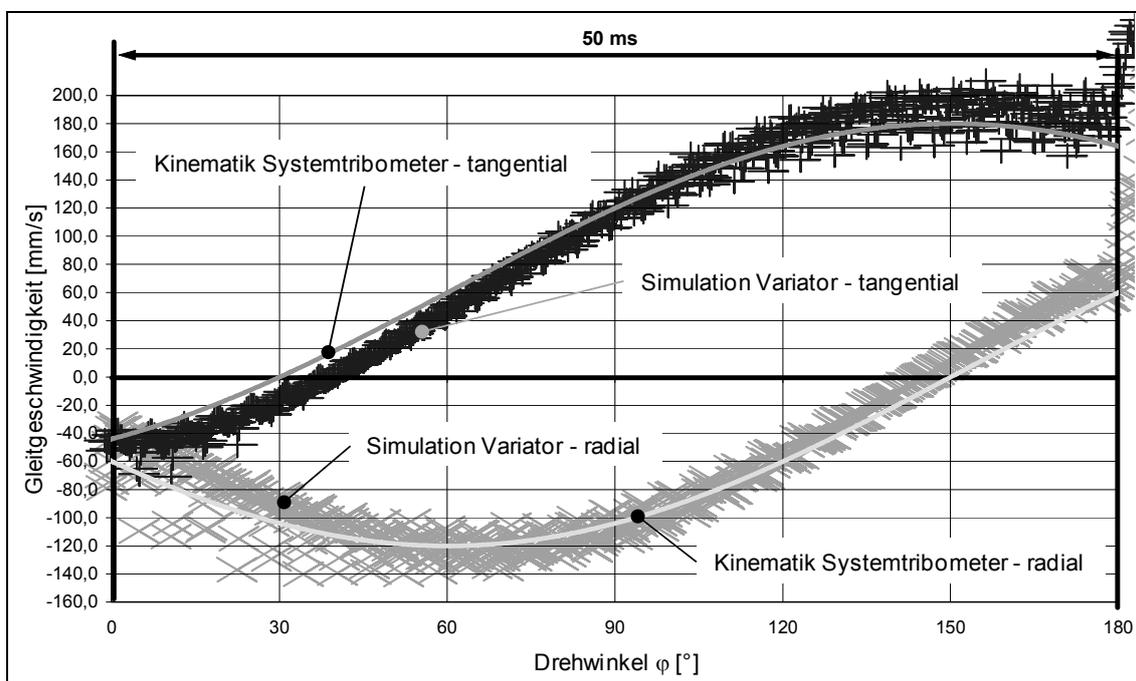


Bild 55: Vergleich Simulation²²⁵ Variator und Kinematik Systemtribometer²²⁶ (ALBERS ET AL²²⁴)

²²⁴ Albers et al. 2006

²²⁵ Simulationsergebnisse zur Verfügung gestellt durch LuK GmbH & Co. oHG

²²⁶ Albers / Poll 2006

Ergänzend hierzu können weitere Betrachtungen in die Validierung mit einfließen, die sich z. B. im folgenden Beispiel im Verlauf der Inbetriebnahme ergeben haben. Bild 56 zeigt in der scheibenseitigen Laufspur zwei Zyklen eines Modellstiftes, der aufgrund eines eingelagerten abrasivem Verschleißpartikels lokal nicht mehr vollständig aus dem Kontakt genommen werden kann.



Bild 56: Abbildung der Modellstiftbewegung aufgrund abrasiver Verschleißpartikel

6.1.2 Prallvorgänge / instationäre Anpresskraft

Die periodischen Prallvorgänge lassen ein frequenzdominiertes Zeitsignal der Anpresskraft erwarten. Eine FFT-Analyse der Anpresskraft (s. Bild 57) zeigt bei einer Prüfstandsrehzahl von beispielsweise 210 min^{-1} (entspricht 630 min^{-1} im Variator) die notwendige Bedingung einer dominierenden Amplitude, die bei einer Frequenz von 21Hz bestimmt werden kann.

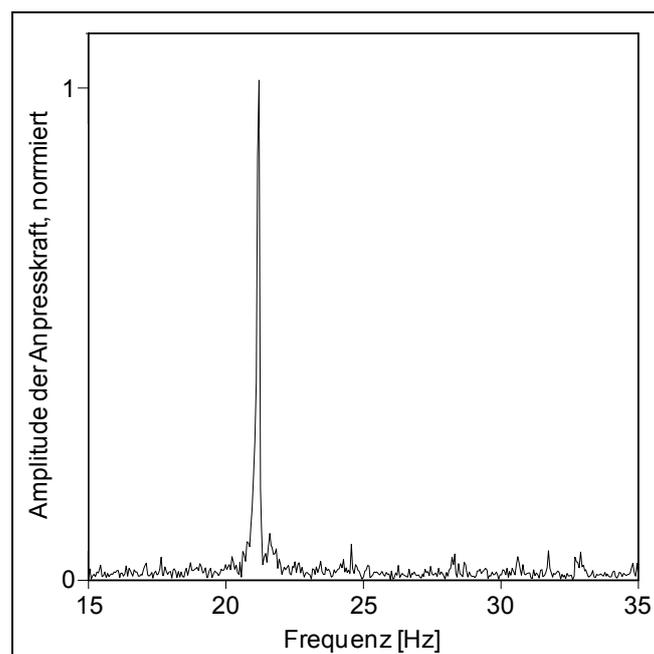


Bild 57: FFT-Analyse der Anpresskraft

Die hinreichende Bedingung ist die Überdeckung der ermittelten Frequenz mit der sich rechnerisch bzw. theoretisch ergebenden Frequenz. Aus der Prüfstandsrehzahl von 210 min^{-1} kann unter Berücksichtigung von 6 Kontaktwechseln innerhalb einer Prüfstandsumdrehung (s. Kapitel 5) die theoretische Prallfrequenz wie folgt berechnet werden:

$$f_{\text{Prall}} = \left(\frac{60}{6 \cdot 210 \text{ min}^{-1}} \right)^{-1} = 21 \text{ Hz}$$

Die Rechnung bestätigt die experimentell ermittelte Frequenz. Somit kann im Weiteren angenommen werden, dass einerseits Prallvorgänge vorliegen und diese mit der richtigen Frequenz wirken. Als weiterer Nachweis kann auf der scheibenseitigen Laufspur durch REM-Untersuchungen Zerrüttungsverschleiß identifiziert werden (s. Bild 58).

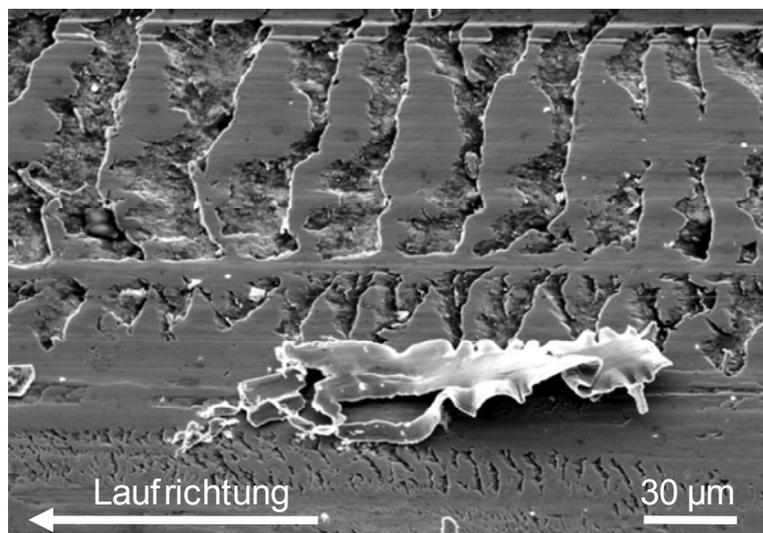


Bild 58: REM-Aufnahme der scheibenseitigen Laufspur nach 40 Stunden

6.2 Ergebniskorrelation mit Variatoruntersuchungen

Die unter möglichst vergleichbaren Beanspruchungen zu erwartenden resultierenden Änderungen der Ausgangs- und Verlustgrößen gilt es auf dem Systemtribometer für das WDK-System und SGB-System abzubilden und herauszuarbeiten.

Wesentliche Kriterien für die Übertragbarkeit bzw. Korrelation zwischen Modell- und Bauteilversuchen sind das Drehmomentübertragungsvermögen und das Verschleißverhalten. Die kraftschlüssige Drehmomentübertragung wird am Bauteilprüfstand durch den mit der ζ_{max} -Methode ermittelten Anpresskraftbedarf sowie die Stützung (Anpresskraftverhältnis) charakterisiert. Am Systemtribometer wird die kraftschlüssige Drehmomentübertragung durch die Reibungszahl charakterisiert, die aus Reibmoment und Anpresskraft ermittelt wird.

Für die beabsichtigte Validierung werden zwei Analyseansätze durch Variation der Struktur des Tribosystems verfolgt:

- Variation der Eigenschaften der Elemente „Grundkörper“ und „Gegenkörper“
- Variation der Eigenschaften der Elemente „Zwischenstoff“ und „Umgebungsmedium“.

Es sei hier angemerkt, dass davon auszugehen ist, dass diese Variationen der Elemente nicht linear unabhängig sind, da z. B. die Änderung des Materials der Grund- und Gegenkörper ebenfalls die Eigenschaften des Zwischenstoffs beeinflussen kann. Für die jeweilige Betrachtung der Analyseansätze wird jedoch in erster Näherung von einer unabhängigen Betrachtung ausgegangen.

6.2.1 Variation der Eigenschaften der Elemente „Grundkörper“ und „Gegenkörper“

Im Rahmen von vier Korrelationsversuchen werden unter Einsatz einer nicht variierten systemspezifischen Ölformulierung die Eigenschaften des Grundkörpers durch den Einsatz verschiedener Werkstoffpaarungen bzw. stofflicher Elemente variiert. Durch die stark unterschiedlichen Eigenschaften der gewählten Friktionspaarungen, die teilweise auf Beschichtungen basieren, werden die Eigenschaften Rauigkeit, Oberflächenstruktur und Härte in weiten Bereichen im Vergleich zur Stahl-Referenz variiert. Die Untersuchungen erfolgten im Rahmen des mehrjährigen FVA-Forschungsvorhabens FVA416 „CVT-Beschichtung“²²⁷ und sind im entsprechenden Abschlussbericht detailliert beschrieben. Im Folgenden werden die für die Validierung relevanten Aspekte und Ergebnisse auszugsweise vorgestellt.

Da die Versuchsparameter am Systemtribometer aus der mittleren Anpressung und den mittleren Gleitanteilen der Variatorversuche abgeleitet werden, werden an beiden Prüfständen gleiche Reibleistungen je Kontaktelement umgesetzt.

Als wesentlicher Punkt bleibt hierbei zu berücksichtigen, dass am Systemtribometer eine Zeitraffung eintritt, da kein Kontaktpunktwechsel an den Modellstiftballigkeiten auftritt. Des Weiteren gilt es zu berücksichtigen, dass am Variator das Umschlingungsmittel auf zwei Scheibensätzen mit je zwei Scheiben in Kontakt kommt. Dies bedeutet, dass die Verschleißmassen der Modellstifte und die der Kontaktelemente der Umschlingungsmittel - Wiedgedruckstücke und Schubglieder - nicht direkt vergleichbar sind. Mit Hilfe einer vereinfachten Vergleichsbetrachtung²²⁷ mit der Annahme, dass die Kontaktelemente im Variator auf beiden Flanken gleichermaßen verschleifen und der Verschleiß durch den Eingriff in beiden Scheibensätzen über

²²⁷ Albers / Poll 2006

die Kontaktzeit bzw. Gleitstrecke in Relation gesetzt und als linear angenommen werden kann, bietet sich ein Vergleich der Verschleißmassen von Modellstiften und Kontaktelementen der Umschlingungsmittel. Somit kann der Verschleiß der Modellstifte und der Kontaktelemente des Umschlingungsmittels verglichen werden, indem der Verschleiß der Modellstifte unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Versuchszeiten auf die Verhältnisse im Variator hochgerechnet wird.

6.2.1.1 Korrelationsergebnisse im WDK-System

Für die WDK-Referenz in Stahl-Stahl-Ausführung wird im Neuzustand eine Reibungszahl von 0,106 bestimmt, die im dargestellten Bereich als relativ stabil bewertet werden kann (s. Bild 59a). Nach 30 Stunden Laufzeit kann eine um ca. 5% geringere Reibungszahl von 0,102 ermittelt werden, wobei die bereits angesprochene Stabilität erhalten bleibt (s. Bild 59b). Die Reibungszahl ist hierbei im Vergleich zur bekannten Auslegungsgröße von 0,09 etwas höher. Der Stand der Forschung²²⁸ (s. Kapitel 2) bestätigt die Höhe dieser Reibungszahl, gestützt durch theoretische Untersuchungen und weitere Modellversuche, in einem nachvollziehbaren Bereich. Durch die Variation des Grundkörpers von Stahl zu einer CrC-NiCr - Flammsspritzschicht kann zu Beginn eine um 13% höhere Reibungszahl von 0,12 ermittelt werden. Dies korreliert mit einer merklichen Abnahme der erforderlichen Anpresskräfte am Variatorprüfstand. Die Reibungszahl ist im Vergleich zur Stahl-Stahl-Variante zu Versuchsbeginn deutlich instabiler (s. Bild 59c), was im Zusammenhang mit der erschwerten Bestimmung des Anpresskraftbedarfs am Variator zu sehen ist. Bereits nach einer halben Stunde nimmt die Reibungszahl auf ca. 0,1 ab und sinkt im weiteren Verlauf nach insgesamt 8 Stunden auf 0,098 und somit um 18% (s. Bild 59c). Die Reibungszahlschwankung nimmt zum Ende des Versuchslaufs entsprechend ab (s. Bild 59d).

In der WDK-Referenz in Stahl-Stahl-Ausführung beträgt der Verschleiß der Modellstifte ca. 0,3 mg, basierend auf der Verschleißlänge und unter Berücksichtigung der Dichte. Über die Versuchslaufzeit betrachtet, entspricht dies einer Verschleißrate von 0,01 mg/h. Unter Berücksichtigung der Gleitwege und Laufzeiten im Variator kann der zu erwartende Verschleiß im Variator mit 1,82 mg je Modellstift hochgerechnet werden. Im Vergleich resultiert im Prüfstandsversuch für ein Wiegedruckstück ein Verschleiß von 2,00 mg. Dies entspricht einer nur um 9% geringeren Verschleißmasse am Systemtribometer. Durch die Variation des Grundkörpers von Stahl zu einer CrC-NiCr - Flammsspritzschicht beträgt die ermittelte Verschleißmasse eines Modellstiftes 10,6 mg. Die hieraus auf den Variator hochgerechnete Verschleiß-

²²⁸ Höhn et al. 2002

masse beträgt 64 mg. Am Variator selbst wurde eine Verschleißmasse von ca. 68 mg experimentell ermittelt. Am Systemtribometer ist der Verschleiß somit lediglich um 6% geringer.

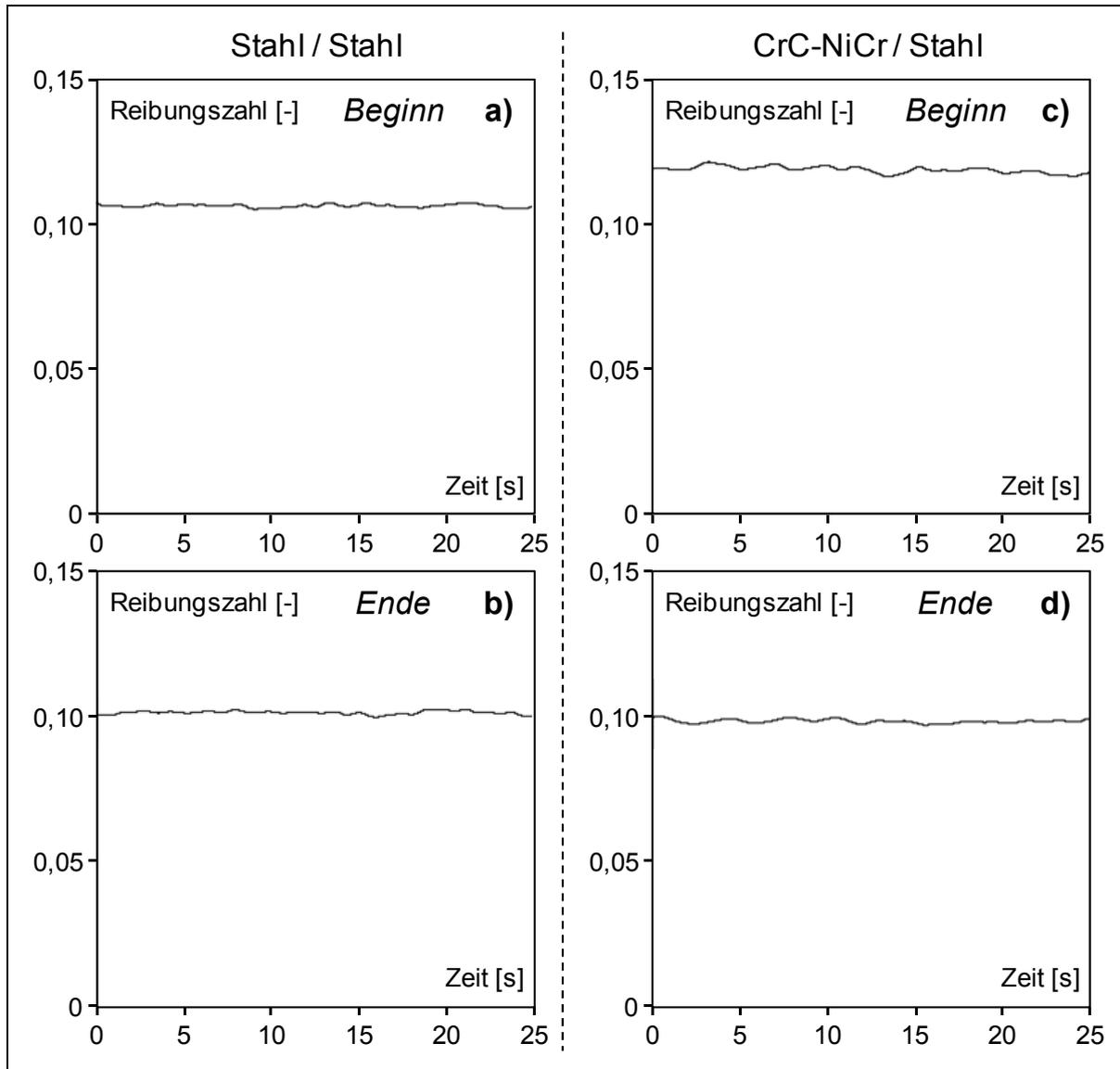


Bild 59: Reibungszahlen zweier Varianten im WDK-System

6.2.1.2 Korrelationsergebnisse im SGB-System

Für die Korrelation im SGB-System ergibt sich ein vergleichbares Bild, wie es sich im WDK-System zeigt. Die SGB-Referenz in Stahl- Stahl-Ausführung weist im Neuzustand eine Reibungszahl von 0,104 auf, die sich auch nach 30 Stunden Laufzeit nur unwesentlich bis auf 0,10 ändert. Durch die Variation des Grundkörpers von Stahl zu einer WC-C-Variante kann zu Beginn eine Reibungszahl von 0,088 ermittelt werden, die um 20% im Vergleich zur Stahl-Stahl-Variante geringer ausfällt. Der Reibungszahlunterschied deckt sich mit erhöhter, erforderlicher Anpresskraft am Variator.

Die SGB-Referenz in Stahl- Stahl-Ausführung zeigt einen deutlich geringeren Verschleiß von 0,07 mg bzw. 0,0025 mg/h im Vergleich zum WDK-System. Auf den Verschleiß am Variator hochgerechnet, entspricht dies einer Verschleißmasse von 0,7 mg. Dies korreliert mit dem ebenfalls deutlich geringeren Verschleiß im Variator, der mit 0,9 mg experimentell ermittelt werden konnte. Durch die Variation des Grundkörpers ist der Verschleiß der Modellstifte unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Laufzeit um den Faktor neun geringer als bei der Stahl-Referenz und beträgt absolut 0,008 mg je Modellstift. Auf den Variatorprüfstand hochgerechnet, würde dies einem Verschleiß von 0,25 mg entsprechen. Am Variator konnte keine Massenabnahme ermittelt werden, was grundsätzlich dadurch zu begründen ist, dass die aus dieser Hochrechnung zu erwartende Massenänderung am Variator geringer ist als die Auflösung der eingesetzten Waage. Dieses Ergebnis trägt dennoch zur Korrelation bei, da an beiden Prüfständen deutlich geringere Verschleißmassen ermittelt werden können.

6.2.1.3 Zusammenfassung

Die Reibungszahluntersuchungen zeigen in weiten Bereichen hinsichtlich Reibungszahlhöhe und Reibungszahlverhalten eine Korrelation der beiden betrachteten Prüfstände. Der Reibungszahlrend, aufgrund deutlich höherem oder deutlich geringerem Reibungszahlniveau, in Abhängigkeit des jeweils betrachteten Tribosystems durch variierte Eigenschaften der Elemente mit ihren jeweiligen Oberflächenbeschaffenheiten, spiegelt sich in den ermittelten Reibungszahlen am Systemtribometer und den erforderlichen Anpresskräften am Variator wider. Es zeigt sich eine notwendige Ähnlichkeit der Kontaktverhältnisse.

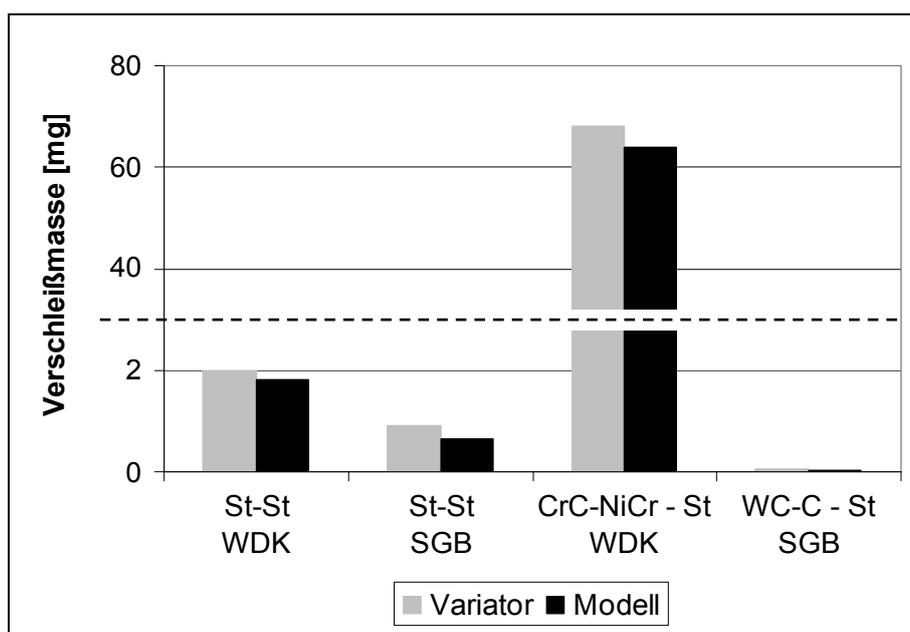


Bild 60: Vergleich des Verschleißbetrags zwischen Variator- und Modellversuch

Die Analyse des Verschleißes führt zu einer erhöhten Aussagegüte der tribologischen Übereinstimmung, da Verschleißwerte, wie z. B. die Verschleißmasse im WDK-System mit einer Abweichung im einstelligen Prozentbereich, und gleiche Verschleißerscheinungsformen eine sehr gute Korrelation belegen. In Bild 60 sind zusammenfassend die absoluten Verschleißbeträge als Massenverschleiß je Kontaktelement der beiden Prüfstände, jeweils unter Berücksichtigung gleicher Gleitwege, vergleichend an den vier untersuchten Friktionspaarungen dargestellt. Diese verdeutlichen die beabsichtigte Vergleichbarkeit der Ergebnisse als hinreichende Bedingung, die tribologischen Verhältnisse von Systemtribometer und Variatorversuch geeignet abzubilden.

6.2.2 Variation der Eigenschaften der Elemente „Zwischenstoff“ und „Umgebungsmedium“

Das Ziel ist es, die erweiterte Übertragbarkeit der Ergebnisse der Prüfkategorie IV und V hinsichtlich der Sensitivität für geringere Änderungen des Tribosystems zu analysieren, wodurch die Untersuchungsmethode bzw. Prüfmethode ebenfalls validiert wird.

Hierzu werden die gleichen Friktionspaarungen²²⁹, die an einem weiteren Referenzvariator im Rahmen eines generalisierten Öltests eingesetzt wurden, ebenfalls am Systemtribometer untersucht und die Ergebnisse miteinander verglichen. Durch den Einsatz der im Vorfeld entwickelten Prüfmethode am Systemtribometer²³⁰ stellt in diesem Zusammenhang eine erfolgreiche Korrelation auch die Validierung der eingesetzten Prüfmethode dar. Für eine geeignete Korrelation gelten die Abbildung und Darstellung der Kernaussagen und somit die jeweiligen Trends bzw. Vor- und Nachteile der Friktionssysteme bzw. Schmiermedien als Voraussetzung. Es werden sowohl das WDK-System als auch das SGB-System mit jeweils zwei Ölformulierungen untersucht, von denen eine spezifisch für die Serienanwendung des WDK-Systems (B) und eine für die Serienanwendung des SGB-Systems (A) ist. Die Untersuchungen erfolgten im Rahmen des FVA- Forschungsvorhabens FVA547 „CVT-Systemtribometer“²³¹. Im Folgenden werden die für die Validierung wesentlichen Aspekte auszugsweise dargestellt.

²²⁹ Höhn et al. 2005

²³⁰ Albers / Poll 2006

²³¹ Albers / Behrendt 2009

6.2.2.1 Korrelationsergebnisse WDK-System

Im WDK-System wurden als geeignete Vergleichs- bzw. Bewertungsgrößen die Reibungszahlhöhe, die Scheibenrauigkeit und die Längenabnahme der Wiedruckstücke definiert. Im Variator weist das Schmiermedium B einen Vorteil unter Verschleißaspekten im Vergleich zum Schmiermedium A auf. Wohingegen das Schmiermedium A eine höhere Reibungszahl im Vergleich zum Schmiermedium B ermöglicht.

System	WDK	
Kriterium	Reibungszahl	Verschleiß
Schmiermedium (Vorteil im direkten Vergleich A mit B)	A	B

Tabelle 3: Identifizierte Kernaussagen am Variator - WDK-System

Am Systemtribometer kann im WDK-System für das Schmiermedium A eine um ca. 17% höhere Reibungszahl als für das Schmiermedium B bestätigt werden. Unter Laufzeitaspekten zeigt das Schmiermedium B mit 5% im Vergleich zu Schmiermedium A mit 16% eine geringere Reibungszahlabnahme und damit eine höhere Reibungszahlstabilität.

Der Schmierstoff B zeigt hinsichtlich des Verschleißes am Systemtribometer im WDK-System eindeutige Verschleißvorteile. In Bild 61 ist für den Schmierstoff B vordergründig die geringere Kontaktfläche der Modellstifte zu erkennen, die sich in Bild 62 in einem reduzierten Längenverschleiß ausdrückt.

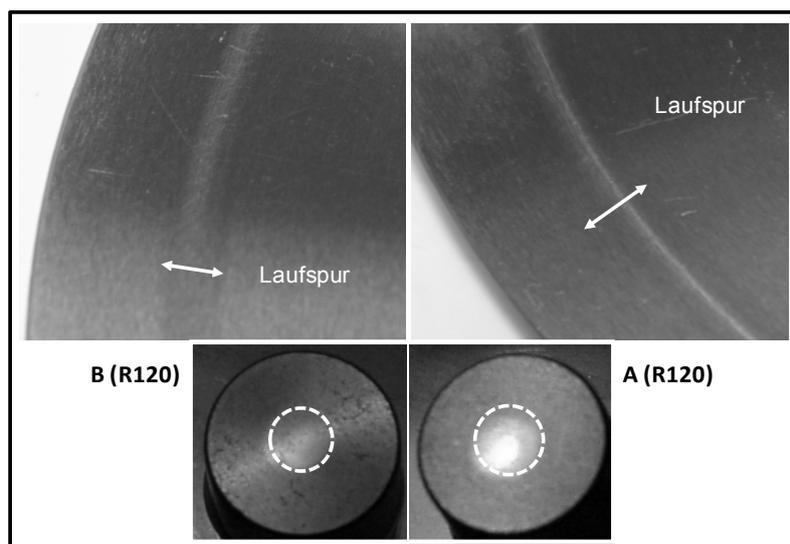


Bild 61: Vergleich der Schmierstoffe A und B - Verschleiß (WDK-System)

In Ergänzung zeigt das Schmiermedium B im Vergleich zum Schmiermedium A eine um 3% höhere Rauigkeitsabnahme, jedoch scheint diese Laufspur in der Reflexion homogener über die Lauffläche verteilt.

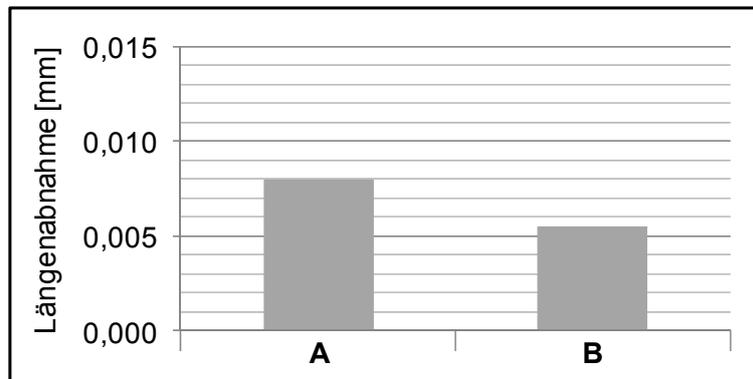


Bild 62: Vergleich der Schmierstoffe A und B – Längenverschleiß (WDK-System)

Im WDK-System korrelieren somit die Untersuchungsergebnisse unter den Aspekten Reibungszahl und Verschleiß am Systemtribometer mit den Kernaussagen der Variatoruntersuchungen.

6.2.2.2 Korrelationsergebnisse SGB-System

Als geeignete Vergleichs- bzw. Bewertungsgrößen werden im SGB-System die Reibungszahlhöhe und die Längenabnahme der Schubglieder genutzt. Die Betrachtung der Scheibenrauigkeit erweist sich hier aufgrund der geringen Änderungen als nicht zielführend. Im SGB-System weist das Schmiermedium A Vorteile sowohl unter Verschleißaspekten als auch unter Reibungszahlaspekten im Vergleich zum Schmiermedium B auf.

System	SGB	
	Reibungszahl	Verschleiß
Schmiermedium (Vorteil im direkten Vergleich A mit B)	A	A

Tabelle 4: Identifizierte Kernaussagen am Variator - SGB-System

Am Systemtribometer kann für das SGB-System mit dem Schmiermedium A ebenfalls eine 13% höhere Reibungszahl als mit dem Schmiermedium B ermittelt werden. Dies deckt sich mit den Ergebnissen bezüglich des Anpresskraftbedarfs am Variator. Die Reibungszahlabnahme unter Laufzeitaspekten ist bei beiden Schmiermedien mit 2% bzw. 3% vergleichbar.

Hinsichtlich des Verschleißes zeigt der Schmierstoff A leichte Vorteile. In Bild 63 ist für den Schmierstoff A vordergründig die geringere Kontaktfläche der Modellstifte zu erkennen, die in direkter Relation zur Längenabnahme der Modellstifte steht.

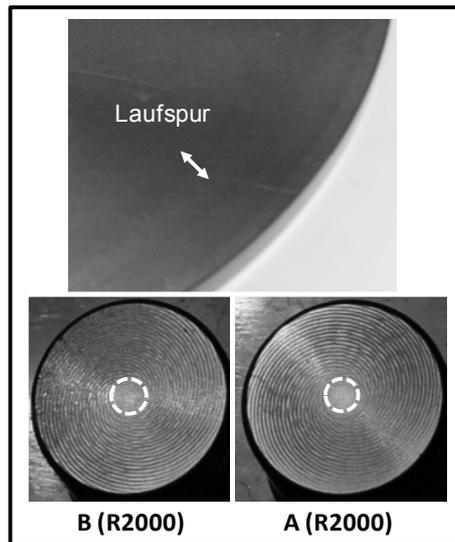


Bild 63: Vergleich der Schmierstoffe A und B – Verschleiß (SGB-System)

Die Betrachtung der Kontaktfläche an den Modellstiften (s. Bild 63) bietet hier eine sehr einfache Möglichkeit, die geringen unterschiedlichen Verschleißbeträge beider Systeme subjektiv vergleichen und abschließend quantifizieren zu können. Die Betrachtung der Laufspur auf der Scheibe lässt keine signifikanten Unterschiede erkennen. Dies deckt sich auch mit den Erkenntnissen am Variator, da hier z. B. Rauigkeitsmessungen aufgrund des geringen Scheibenverschleißes keine Charakterisierung ermöglichen.

Im SGB-System korrelieren somit die Untersuchungsergebnisse unter den Aspekten Reibungszahl und Verschleiß am Systemtribometer mit den Kernaussagen, basierend auf Variatoruntersuchungen.

6.2.2.3 Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich festzustellen, dass die Untersuchungsergebnisse am Systemtribometer die Kernaussagen der Ergebnisse am Variatorprüfstand für beide Systeme WDK und SGB mit jeweils zwei Schmiermedien bestätigen. Somit kann die erweiterte Übertragbarkeit des Systemtribometers bezüglich der Sensitivität für geringere Änderungen im Tribosystem nachgewiesen werden. Darüber hinaus bestätigt sich auch die Eignung der entwickelten Prüfmethode, diese Unterschiede identifizieren zu können.

6.2.3 Zusammenfassung der Ergebniskorrelation

Die vorgestellten Validierungsergebnisse (2 Systeme, 4 Werkstoffe, 3 Schmiermedien) zeigen, dass durch die entwickelte experimentelle Untersuchungsmethode, die im Variator vorherrschenden und somit relevanten Eingangsgrößen des Tribosystems auf der Modellebene im Systemtribometer abgebildet werden. Das abgebildete systemrelevante Beanspruchungskollektiv resultiert somit in einer geeigneten tribologischen Beanspruchung²³² zur Aktivierung der gleichen tribologischen Prozesse²³³. Die Variationen der Eigenschaften der Elemente „Grundkörper“, „Gegenkörper“ und „Zwischenmedium“ führen zu vergleichbaren Ergebnissen sowohl am Bauteilprüfstand als auch am Systemtribometer.

Es zeigt sich, dass es mit dem Systemtribometer möglich ist, die im Folgenden aufgeführten Ausgangs- und Verlustgrößen abzubilden:

- Reibungszahlhöhe
- Reibungszahlverhalten als Funktion der Zeit bzw. des Verschleißes
- Verschleißerscheinungsformen (qualitativ)
- Verschleißmessgrößen (quantitativ).

Am Systemtribometer korrespondiert eine niedrigere Reibungszahl mit einem erhöhten Anpresskraftbedarf am Bauteilprüfstand. Entsprechendes gilt für höhere Reibungszahlen und niedrigeren Anpresskraftbedarf. Reibungszahlhöhe und -verhalten decken sich bei den untersuchten Werkstoffen und Schmiermedien in weiten Bereichen. Die Aussagegüte der tribologischen Verhältnisse erhöht sich zusätzlich unter Verschleißaspekten. Sowohl der qualitative Verschleiß bzw. die Verschleißerscheinungsform als auch der quantitative Verschleiß bzw. die Verschleißmasse der Modellstifte weisen für beide Untersuchungsmethoden die gleiche Tendenz auf. Da die hier vorgestellte Validierung bezüglich Reibungszahlverhalten und Verschleißverhalten die gewünschte Übereinstimmung zeigt und dadurch die tribologischen Eigenschaften sowohl auf der Systemebene als auch auf der Modellebene korrelieren, ist die Voraussetzung für losgelöste eingehende Untersuchungen der systemrelevanten Einflussparameter erfüllt. In Ergänzung wurde für den Einsatz am Systemtribometer eine Untersuchungsmethode entwickelt und im Verlauf der Korrelationsuntersuchung ebenfalls validiert, die nun eine fundierte Beurteilung und Auswahl von Friktionspaarungen, basierend auf Reibungszahl- und Verschleißverhalten, erlaubt.

²³² Czichos / Habig 2003

²³³ Czichos 1992

6.3 Validierung weiterer prüfstandspezifischer Aspekte

In Ergänzung zu den Korrelationsversuchen werden weitere Aspekte betrachtet, wie z. B. der Einfluss systematischer Fehler, welche die Aussagequalität der durchgeführten Versuche unterstützen.

6.3.1 Prüfkörpergeometrie und Werkstoffeigenschaften

Durch den gleichzeitigen Einsatz von sechs Modellstiften im Systemtribometer können Einflüsse, die zu signifikanten Unterschieden im Verschleißverhalten führen, identifiziert werden. Versuche mit solchen Auffälligkeiten können einerseits entsprechend aus der Auswertung ausgeschlossen werden, andererseits bieten gerade diese Auffälligkeiten die Möglichkeit zur detaillierten Analyse, beispielsweise von Wirkmechanismen, da alle Modellstifte nominell mit gleichen Lastkollektiven beansprucht werden, jedoch unterschiedliche Verschleißergebnisse resultieren. Dies wird im Folgenden an einem Beispiel verdeutlicht, das auf Untersuchungsergebnissen am Systemtribometer basiert.

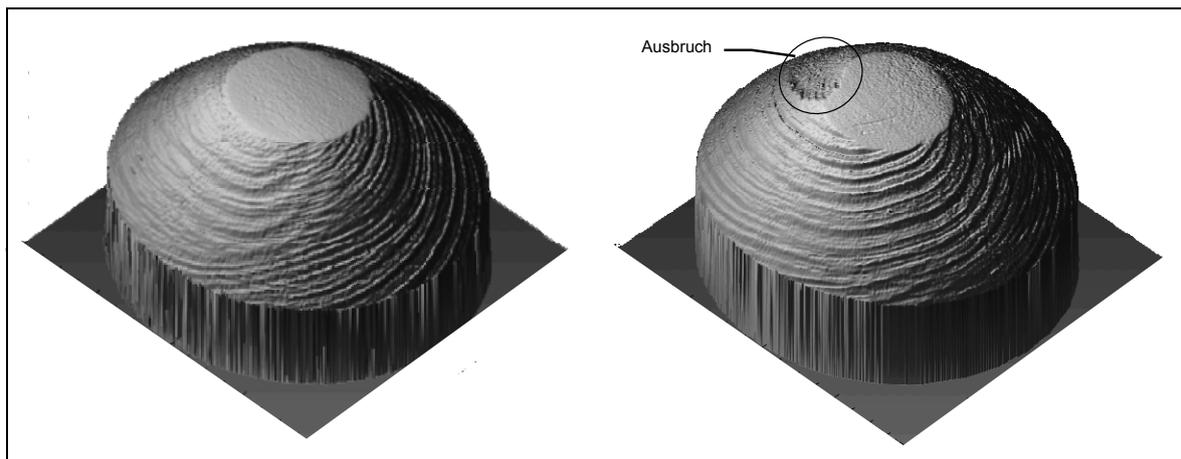


Bild 64: Topographie-Untersuchungen von Modellstiften aus einer Prüfpaarung

In Bild 64 sind Topographien zweier Modellstifte aus einer Prüfpaarung dargestellt. Die linke Seite zeigt stellvertretend für vier weitere Modellstifte die Kontaktfläche nach einem Versuchslauf. Die rechte Seite hingegen zeigt das Ergebnis des sechsten Modellstifts, an dem ein Ausbruch am Rande der Kontaktfläche zu erkennen ist. Die Ursache hierfür konnte nicht abschließend identifiziert werden. Eine Wiederholung des Versuchs mit neuen Prüfkörpern war hingegen diesbezüglich unauffällig.

Das Auftreten von Verschleißunterschieden an einzelnen Modellstiften ist bei über 150 Versuchspaarungen im Wesentlichen mit Fressuntersuchungen bzw. dem Vorhandensein von Fressmarken auffällig. Dies ist im Zusammenhang mit der Annahme lokal kritischer Bedingungen²³⁴ durchaus nachvollziehbar, da die Wahrscheinlichkeit, dass diese Bedingungen an allen Modellstiften gleichzeitig auftreten, als gering einzuschätzen ist.

6.3.2 Einflüsse der Prüfstandsmechanik

Diese vereinzelt auftretenden Verschleißauffälligkeiten, aber auch die zu erwartenden Verschleißunterschiede in einer Prüfpaarung wurden für die weitaus größte Anzahl der durchgeführten Versuche analysiert, wobei sich keine statistische Signifikanz für eine bestimmte Probenhalterung ergab. Dies war im Nachhinein möglich, da alle Modellstifte bereits im Vorfeld nummeriert wurden und somit einer bestimmten Probenhalterung am Systemtribometer zugeordnet werden konnten. Die nicht vorhandenen statistisch signifikanten Auffälligkeiten lassen in diesem Zusammenhang die gültige Annahme zu, dass prüfstandsseitigen Einflüssen bei der Ergebnisinterpretation eine untergeordnete Bedeutung zugewiesen werden kann.

Ein weiterer Aspekt, um die Aussagequalität des Systemtribometers bewerten zu können, stellt die Wiederholgenauigkeit dar. Die wiederholte Durchführung einer Versuchsreihe für eine nominell identische Friktionspaarung zeigt im direkten Vergleich einen Unterschied von 1,8% und liegt damit im Bereich des wahrscheinlichsten Fehlers, der mit 1,7% ermittelt wurde (s. Kapitel 5). Die Berücksichtigung der prüfstandspezifischen Auswertung durch Kompensation der betriebspunktabhängigen Einflüsse der Lagereibung (s Kapitel 5) stellt einen weiteren wichtigen Aspekt bei der Beurteilung der Aussagequalität der Ergebnisse dar.

²³⁴ Bartel 2001

7 Experimentelle Untersuchungsergebnisse

In diesem Kapitel werden die Einflussfaktoren auf das Tribosystem bzw. dessen tribologisches Verhalten hinsichtlich Reibung und Verschleiß mit der in Kapitel 4 definierten Vorgehensweise unter Einsatz des in Kapitel 5 vorgestellten und in Kapitel 6 validierten Systemtribometers experimentell untersucht. Von besonderer Bedeutung ist hierbei der Einsatz von Einzelparametervariationen zur Quantifizierung der gewählten Einflussfaktoren.

7.1 Einfluss des Gleitvektors

Der Einfluss des Gleitvektors, der durch den richtungsverändernden Gleitwinkel und den energieeintragsbestimmenden Betrag der Gleitgeschwindigkeit charakterisiert ist, wird hier als neu definierter Untersuchungsparameter eingehend untersucht. Ausgehend von einer rein tangential orientierten Gleitbewegung, folgt bei koaxialem Schliffbild eine longitudinale Bewegungsrichtung, die durch eine Bewegung entlang der Schleif-Vorzugsrichtung charakterisiert ist. Durch Aufprägung eines Gleitwinkels γ resultiert eine zur fertigungsbedingten Schleif-Vorzugsrichtung gerichtete Gleitbewegung, die aus der longitudinalen Bewegungsrichtung um den Reibwinkel δ verlagert ist. Die maximale Ausprägung der Orientierung beträgt hierbei 90° , die so genannte transversale Bewegungsrichtung. Untersucht wird dabei auch, welcher systemrelevante Einfluss aufgrund der gerichteten Bewegung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten vorliegt.

7.1.1 Mehrachsige Gleitbewegungen

Der Einfluss des Gleitvektors - insbesondere des Gleitwinkels - wird in diesem Abschnitt mit Hilfe des systemrelevanten Beanspruchungskollektivs unter mehrachsigen instationären Bedingungen im Zustand überlagerten Radial- und Tangentialgleitens untersucht. Der Gleitwinkel γ wird hierbei zwischen 15° und 65° variiert. Als Ausgangssituation werden maßgebliche Anteile an Flüssigkeitsreibung betrachtet²³⁵, die durch Untersuchungen am systemspezifischen Schmiermedium bestätigt werden, da bei niedrigeren Temperaturen von 30°C höhere Reibungszahlen ermittelt werden können als bei den höheren Temperaturen von 90°C ²³⁶. Die Untersuchungen zeigen für den Serienschmierstoff die in Bild 65 dargestellten Rei-

²³⁵ Rohde 2006

²³⁶ Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden sechs weitere nicht systemspezifische Ölformulierungen untersucht, die diese Auffälligkeit nicht zeigen. (s. Albers / Behrendt 2009)

bungszahlen in Abhängigkeit des resultierenden Reibwinkels und der Flächenpressung bei einer Einspritztemperatur von 90°C. Um den Einfluss der wirkenden Gleitgeschwindigkeit hervorzuheben, ist im Vorgriff auf Abschnitt 7.1.2 bereits das Vergleichsniveau bei reinem Tangentialgleiten mit gleichen Gleitgeschwindigkeitsbeträgen über alle dargestellten Betriebspunkte ergänzt.

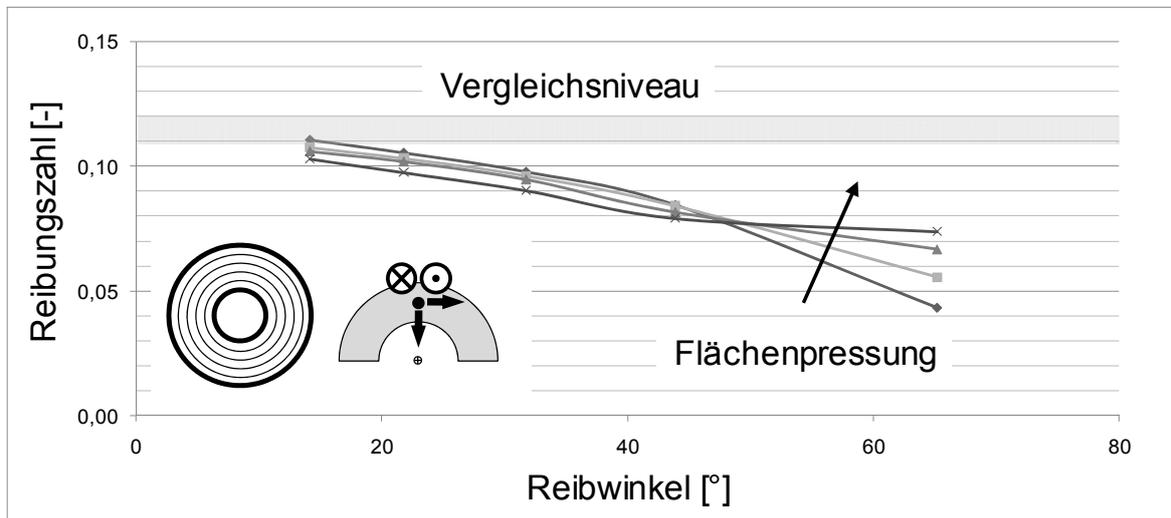


Bild 65: Reibungszahlen in Abhängigkeit des Gleitwinkels und der Flächenpressung (Serienschmierstoff bei 90°C)

Bild 65 verdeutlicht eine starke Abhängigkeit der Reibungszahl vom ausgeprägten Gleitwinkel und von der wirkenden Flächenpressung. Für das niedrige Flächenpressungsniveau zeigt sich im untersuchten Bereich eine kontinuierliche Abnahme der Reibungszahl mit zunehmendem Reibwinkel. Für abnehmende Reibwinkel nähern sich alle Kurven asymptotisch dem reinen tangentialen Vergleichsniveau. Für das höchste Flächenpressungsniveau zeigt sich für Reibwinkel bis ca. 45° das gleiche Verhalten, wohingegen sich die Reibungszahl bei Reibwinkeln über 45° nur noch geringfügig ändert und praktisch keine weitere Abhängigkeit mehr zeigt. Für Reibwinkel bis 45° nimmt die Reibungszahl mit zunehmender Flächenpressung ab. Dies deckt sich mit Simulationsergebnissen von ROHDE²³⁷. Reibwinkel über 45° verhalten sich entsprechend gegensätzlich mit steigenden Reibungszahlen bei zunehmenden Flächenpressungen. Dieses Verhalten zeigt sich qualitativ ebenfalls bei Einspritztemperaturen von 30°C.

²³⁷ Rohde 2006

Die Aufprägung des Gleitwinkels resultiert in einer Gleitbewegung, die aus der longitudinalen Bewegungsrichtung verlagert ist, wodurch mit zunehmenden Flüssigkeitstragkräften zu rechnen ist²³⁸. Dies wirkt sich im betrachteten Beispiel erwartungsgemäß durch abnehmende Reibungszahlen bei zunehmenden Reibwinkeln aus. Die merkliche Abnahme der Abhängigkeit vom aufgeprägten Reibwinkel von der Flächenpressung bei Reibwinkeln über 45° ist in Zusammenhang mit der richtungsabhängigen und pressungsabhängigen Zunahme der Festkörperreibungszahl zu sehen²³⁹.

Dieser Zusammenhang wird durch Betrachtung der Ergebnisse mit viskositäts-gesenktem Schmiermedium verdeutlicht (s. Bild 66). Im direkten Vergleich mit dem Serienschmierstoff ist einerseits zu erkennen, dass die Abhängigkeit vom aufgeprägten Reibwinkel und der wirkenden Flächenpressung weniger stark ausgeprägt ist und die Kurven für abnehmende Reibwinkel bereits dem tangentialen Vergleichsniveau entsprechen. Andererseits lässt sich beobachten, dass ab einem Reibwinkel von ca. 30° eine Steigerung der Reibungszahl auftritt. Ab einem Reibwinkel von 50° wird das tangentialen Vergleichsniveau wieder erreicht und darüber hinaus sogar überschritten.

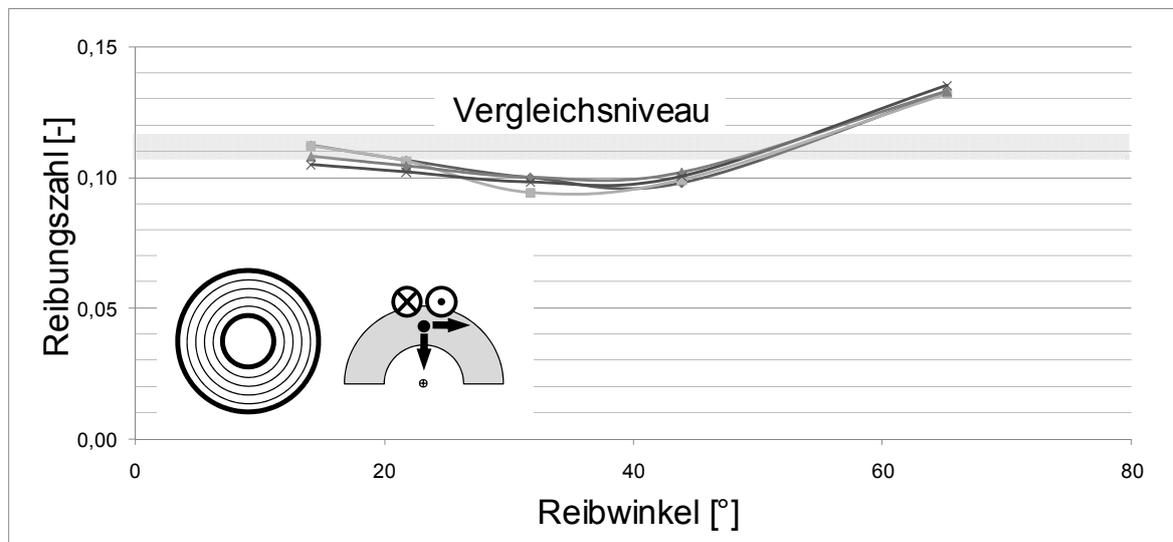


Bild 66: Reibungszahlen in Abhängigkeit des Gleitwinkels und der Flächenpressung (viskositätsreduziertes Schmiermedium bei 90°C)

Durch die Absenkung der Viskosität resultiert im Korrelationspunkt eine Reibungszahlzunahme um bis zu 0,003 bzw. 4,4%. Aufgrund der in diesem Zusammenhang stehenden abnehmenden Schmierfilmdicken wird der Flüssigkeitstraganteil reduziert

²³⁸ Knoll / Lagemann 2001

²³⁹ Bartel 2001

und der Festkörpertraganteil erhöht. Der vormals dominierende maßgebliche Flüssigkeitsanteil wird derart reduziert, dass der Festkörperanteil mit seiner richtungsabhängigen Steigerung der Reibungszahl, für die BARTEL²⁴⁰ durchaus Größenordnungen um 0,05 für reine Festkörperreibung ermittelt, in den Vordergrund rückt. Dies deckt sich auch mit den Verschleißuntersuchungen, da es hier zur Änderung des qualitativen Verschleißbildes kommt und eine zunehmende Riefenbildung auftritt. Dies begründet sich durch eine entsprechend richtungsabhängige Zunahme des plastischen Deformationsanteils²⁴⁰ der Festkörperreibung und ist auch als Voraussetzung für adhäsiven Verschleiß zu sehen. Der Verschleißbetrag der Modellstifte bleibt hierbei praktisch unverändert.

7.1.2 Analyse der Gleitwinkelbestimmung

Der Vergleich des koaxialen Schliffbilds mit dem spiraligen Schliffbild zeigt im gewählten Betriebspunkt, in dem beide Varianten einen Reibwinkel von $\delta=30^\circ$ aufweisen, eine geringe Abweichung der Reibungszahl unter 2%, die damit im Bereich der Wiederholgenauigkeit des Systemtribometers liegt. Somit gilt die Annahme zur Bestimmung des Gleitwinkels, basierend auf nominellen radialen und tangentialen Gleitanteilen, als bestätigt.

7.1.3 Übergang mehrachsiger zu einachsigen Gleitbewegungen

Die Frage nach dem systemrelevanten Einfluss aufgrund überlagerter Gleitanteile wird gezielt durch den Übergang aus dem Zustand überlagerten Radial-Tangentialgleitens hin zum Zustand reinen Tangentialgleitens untersucht. Der intermittierende Kontakt und die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter werden beibehalten. Somit liegen für den Vergleich gleiche Gesamtgleitbeträge und damit gleiche nominelle Reib- bzw. Verlustleistungen zu Grunde. Betrachtet werden die aus Abschnitt 7.1.1 bereits bekannten Ergebnisse durch Vergleich im definierten Korrelationspunkt (s. Kapitel 4). Bild 67 zeigt die bereits behandelte Zunahme der Reibungszahl im Zustand mehrachsiger Gleitbewegungen durch den Einsatz abgesenkter Viskosität des Schmiermediums. Ergänzend sind die Ergebnisse im Zustand Tangentialgleiten unter Einsatz des Serienschmiermediums und der viskositätsreduzierten Variante aufgeführt. Im einachsigen Zustand mit Tangentialgleiten zeigt sich im Gegensatz zum überlagerten Zustand durch den Einsatz des viskositätsreduzierten Schmiermediums eine Abnahme der Reibungszahl.

²⁴⁰ Bartel 2001

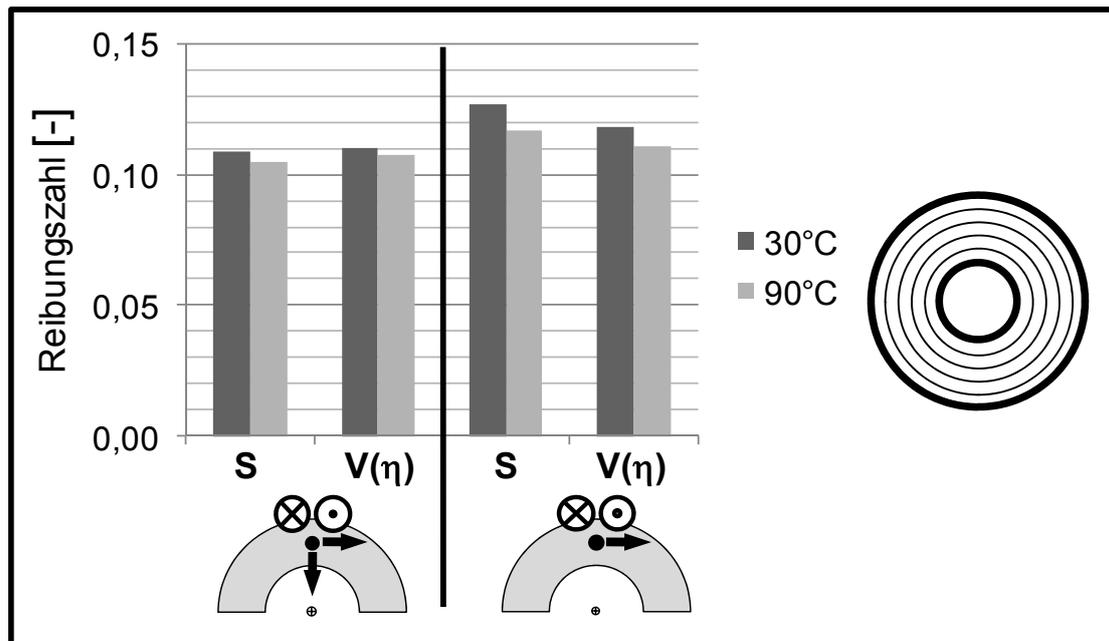


Bild 67: Vergleich der Reibungszahlen einachsiger und mehrachsiger Gleitbewegungen im Korrelationspunkt (Serienschmiermedium und viskositätsreduziertes Schmiermedium)

Die Abnahme der Reibungszahl ist im Kontext der tangential orientierten Gleitbewegung in Kombination mit dem vorliegenden koaxialen Schliffbild zu sehen. Hieraus leitet sich eine vorliegende longitudinale Bewegungsrichtung ab, welche die niedrigsten Flüssigkeitstraganteile und dementsprechend die höchsten Festkörpertraganteile erwarten lässt²⁴¹. Hierdurch begründet sich die in Bild 67 dargestellte höhere Reibungszahl für die einachsige Bewegungsrichtung unter Einsatz des Serienschmiermediums.

Durch den Einsatz der abgesenkten Viskositäten wird der unter longitudinaler Bewegungsrichtung ohnehin als vergleichsweise gering anzunehmende Flüssigkeitsanteil weiter reduziert. Die Festkörperreibung hingegen wird von den Gesetzmäßigkeiten der Grenzreibung, die in erheblichem Maße durch die Additivierung der Schmiermedien²⁴² beeinflusst wird, bestimmt. Eine weitere Zunahme der Reibungszahl ist demnach nicht zwingend, da insbesondere die longitudinalen Bewegungen das geringste Potenzial hinsichtlich der Festkörperreibungszahl bieten. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass trotz der Zunahme des Festkörpertraganteils aufgrund der viskositätsbedingten abnehmenden Scherströmung (s. Bild 22 und Bild 23: Mischreibung Bereich II), gegebenenfalls auch unter Berücksichtigung einer geringen potenziellen Zunahme der Festkörperreibungszahl, in Summe verringerte Reibungszahlen resultieren.

²⁴¹ Knoll / Lagemann 2001

²⁴² Schönnenbeck / Sauer 1996

Die identifizierten Unterschiede der Reibungszahlen decken sich in Ergänzung mit den Verschleißbetrachtungen. Die Zunahme des Festkörpertraganteils bedingt eine Zunahme der plastischen Deformation, die sich im qualitativen Verschleiß widerspiegelt. Beim Übergang der mehrachsigen hin zur einachsigen Gleitbewegung zeigt sich für das Serienschmiermedium eine vermehrte Riefenbildung, ausgehend von einer unauffälligen Laufspur. Die Einglättung der Scheibe ist im Vergleich etwas stärker ausgeprägt. Berücksichtigt man hierbei die unterschiedlichen Eingriffsverhältnisse ε - im mehrachsigen Zustand ist ε um den Faktor 1,2 größer im Vergleich zum einachsigen Zustand -, sind die Rauigkeitsänderungen vergleichbar. Das Verschleißvolumen der Modellstifte fällt hierbei um 10% höher aus.

Bei dem viskositätsreduzierten Schmiermedium (s. Bild 67) zeigt der Übergang der Gleitzustände auftretende Fressmarken. Dies bekräftigt die Annahme, dass die plastische Deformation als Voraussetzung der Fressvorgänge anzusehen ist²⁴³. Die Rauigkeitsänderungen sind hier ebenfalls vergleichbar. Die viskositätsreduzierte Variante hingegen hat eine Verdopplung des Verschleißvolumens an den Modellstiften zur Folge.

Weitere Untersuchungen²⁴⁴ bestätigen diese Zusammenhänge, insbesondere die Abnahme der Reibungszahl mit reduzierten Viskositäten durch den Einsatz weiterer drei Serienschmiermedien und deren Modifikationen. Eine mögliche zu Beginn auftretende Erhöhung der Reibungszahl, die zum Fressen führt, aber dann im weiteren Verlauf aufgrund der lokal zunehmenden zentralen Filmhöhen eine Reibungszahlsenkung zur Folge hat, scheint unwahrscheinlich. Dies wird durch Betrachtung weiterer Betriebspunkte praktisch ausgeschlossen.

Abschließend ist in Bild 68 der Anteil des Reibungszahlpotenzials dargestellt, der durch die systemrelevanten Gleitzustände nicht genutzt werden kann. Für das Serienschmiermedium kann dieses Reibungszahlpotenzial bis zu 0,018 bzw. 17% betragen. Somit kann aber auch im Vergleich eine ausreichende Sicherheit gegen versagensrelevante Verschleißerscheinungen gewährleistet werden. Des Weiteren bleibt festzuhalten, dass die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Bewegungsrichtung durch den Einsatz der modifizierten Schmierstoffe deutlich abnimmt, wodurch die Annahme eines relevanten und richtungsabhängigen Flüssigkeitstraganteils im Beispielsystem erneut bestätigt wird.

²⁴³ Bartel 2001

²⁴⁴ Albers / Behrendt 2009

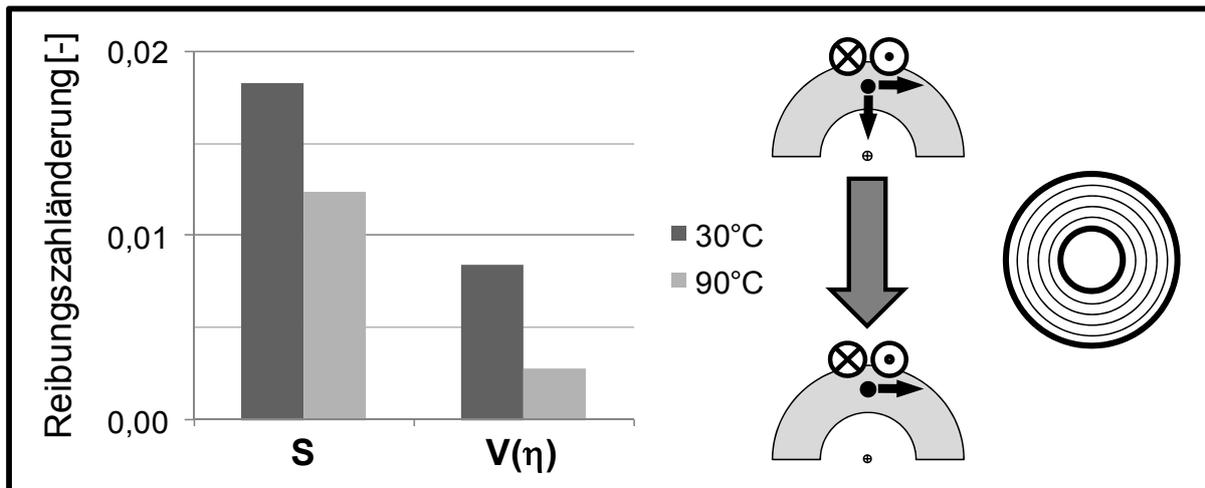


Bild 68: Änderung der Reibungszahl durch Übergang von mehrachsigen zu einachsigen Bedingungen

7.1.4 Einachsige Gleitbewegungen mit konstantem Reibwinkel

Um den Anteil des Reibwinkels vom potenziellen Einfluss der mehrachsigen instationären, charakteristischen Gleitbewegungen zu differenzieren, wird die Schleifvorzugsrichtung mit einem spiraligem Schliffbild variiert. Das Beanspruchungskollektiv mit einachsigen Gleitbewegungen wird dabei beibehalten und somit eine Gleitbewegung im Zustand Tangentialgleiten mit einem Reibwinkel von 60° aufgeprägt.

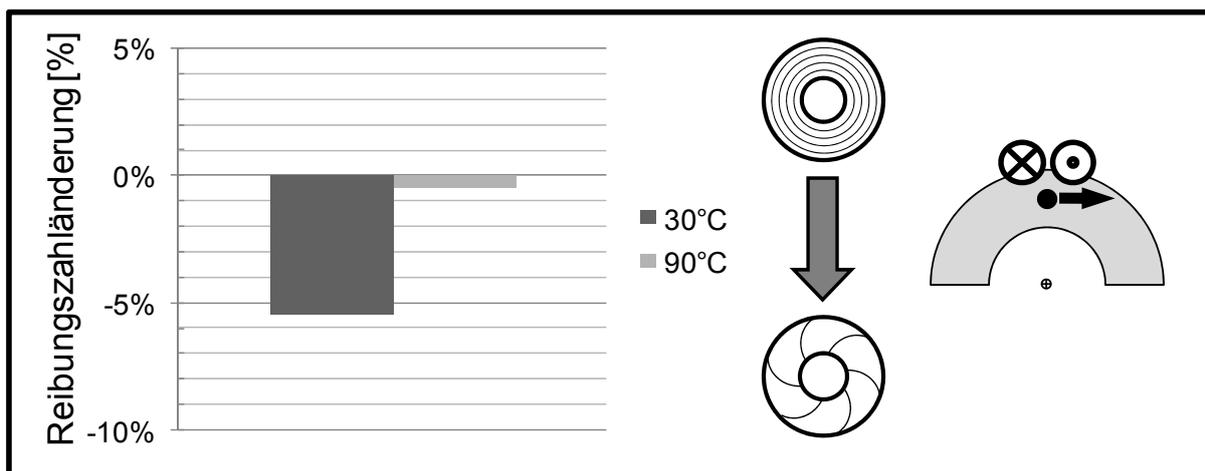


Bild 69: Einfluss der Topographie auf die Reibungszahl

Die Untersuchungen zeigen im Vergleich zu einem coaxialen Schliffbild für eine Einspritztemperatur von 30°C eine Abnahme der Reibungszahl von 0,007 bzw. 5,5% (s. Bild 69). Bei einer Einspritztemperatur von 90° hingegen kann eine Änderung von 0,5% ermittelt werden, die jedoch geringer ausfällt als die zuvor ermittelte Messunsicherheit. Dennoch lässt sich hieraus der Trend erkennen, der in die folgenden Betrachtungen mit einbezogen wird.

Die deutlich größere Änderung bei einer Einspritztemperatur von 30°C stärkt die Annahme eines maßgeblichen Anteils der Flüssigkeitsreibung im Tribokontakt des Beispielsystems mit zur Schleif-Vorzugsrichtung gerichteten Gleitbewegungen, wie ihn ROHDE²⁴⁵ schlussfolgert. Dies ist dadurch begründet, dass durch die Gleitbewegung mit einem Reibwinkel von 60° in Relation zum eingebrachten Schliffbild eine verstärkt transversale Bewegung resultiert, wodurch zunehmende Flüssigkeits-traganteile zu erwarten sind²⁴⁶. Dieser Effekt tritt bei einer Einspritztemperatur von 90°C im vorliegenden Beispiel aufgrund der bei geringeren Viskositäten zu erwartenden abnehmenden Schmierfilmdicken und höheren Festkörpertraganteilen praktisch nicht auf.

Unter Verschleißaspekten können ebenfalls signifikante Änderungen festgestellt werden.

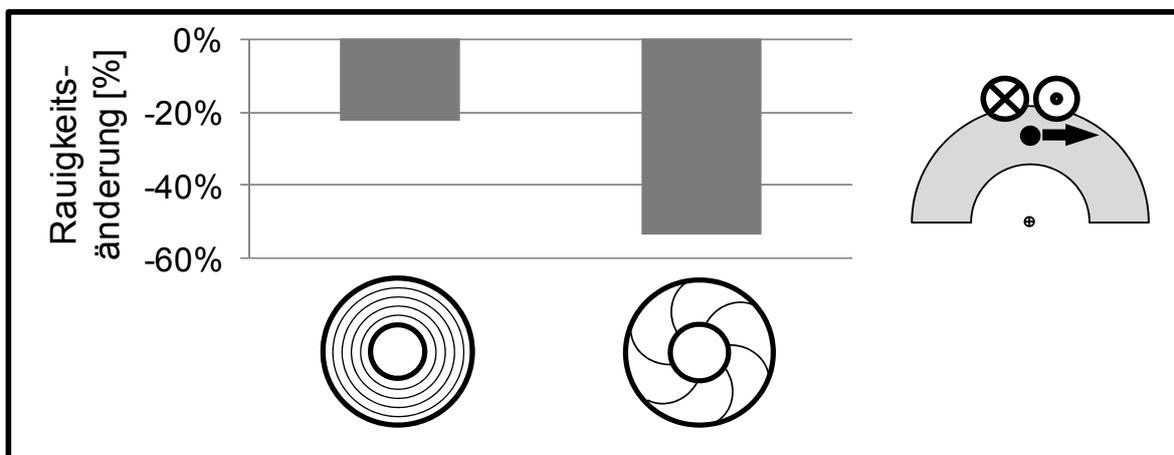


Bild 70: Einfluss der Topographie auf die scheibenseitige Rauigkeitsänderung

Bild 70 zeigt unter Aufprägung eines identischen Beanspruchungskollektivs eine 2,5-fache Zunahme der scheibenseitigen Rauigkeitsabnahme bei der um 60° zur Schleif-Vorzugsrichtung gerichteten Gleitbewegung. Bei der Betrachtung der elastisch-plastischen Deformationen, die nach DETERS²⁴⁷ vorausgesetzt werden können, ist eben-

²⁴⁵ Rohde 2006

²⁴⁶ Knoll / Lagemann 2001

²⁴⁷ Deters 2004

falls anzunehmen, dass der plastische Deformationsanteil der Festkörperreibung bei transversalen Bewegungen höher ist als bei den longitudinalen²⁴⁸. Diese Annahmen können mit den Ergebnissen am Systemtribometer bestätigt werden. Als Folge der stärkeren Einglättung ist in diesem Zusammenhang die Reduzierung des Verschleißbetrags der Modellstifte in Bild 71 zu bewerten. Des Weiteren verändert sich aufgrund des zunehmenden Flüssigkeitstraganteils das qualitative Verschleißbild dahingehend, dass die mit koaxialem Schliffbild vorhandenen Riefen nicht mehr auftreten.

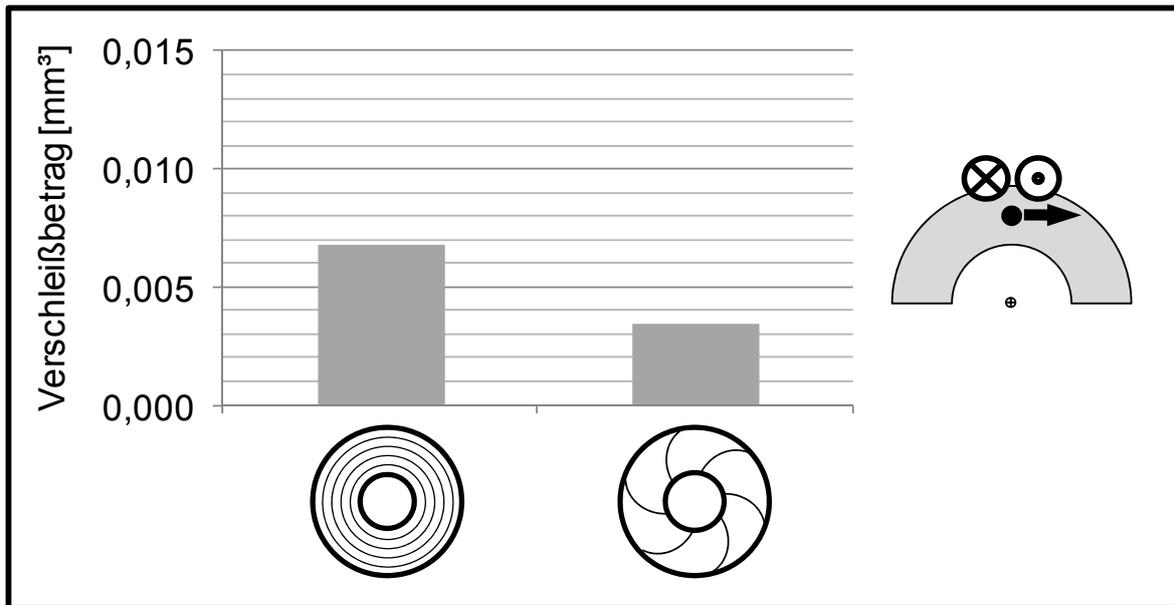


Bild 71: Einfluss der Topographie auf den Verschleißbetrag der Modellstifte

Vergleicht man hierzu die Ergebnisse aus Abschnitt 7.1.3 durch den Übergang der mehrachsigen Gleitbewegung mit lediglich einem resultierenden Reibwinkel zur Vorzugsrichtung von 20° hin zur einachsigen Gleitbewegung in longitudinaler Richtung, so zeigen sich viskositätsabhängige Reibungszahlen mit einem Unterschied von bis zu 17% bzw. einer absoluten Änderung von bis zu 0,018.

Im Vergleich hierzu zeigen die einachsigen Gleitbewegungen unter konstantem Reibwinkel von 60° nicht nur die ermittelten 5,5% bzw. 0,007, sondern auch die Unterschiede im Verschleißverhalten. Es wird angenommen, dass dieser Unterschied dem Einfluss der in x-y-Ebene ebenfalls als instationär zu betrachtenden Gleitbewegungen - wie sie auch im Beispielsystem vorliegen - zuzuordnen ist. Durch die mehrachsigen Gleitbewegungen können sich in Bewegungsrichtung keine quasi-stationären Strömungsverhältnisse ausprägen, da sich die Orientierung zur Schleifvorzugsrichtung und damit die Druck- und Scherflussfaktoren kontinuierlich ändern.

²⁴⁸ Bartel 2001

Die Ergebnisse lassen aufgrund der hierdurch als erschwert anzunehmenden Ölverdrängung im Vergleich einen merklich höheren Flüssigkeitstraganteil vermuten, der sich sowohl in verringerten Reibungszahlen als auch in Summe moderaterem Verschleiß widerspiegelt.

Dieser Effekt scheint in besonderem Maße die Kontaktverhältnisse zu beeinflussen, wodurch sich ein entsprechender Forschungsbedarf ergibt, der jedoch den Umfang der vorliegenden Arbeit weit übersteigen würde, weshalb hier keine weiteren Untersuchungen durchgeführt werden.

7.2 Einfluss instationärer Bedingungen

7.2.1 Einfluss der Kontaktzeit

Der Einfluss der Kontaktzeit soll unter instationären Bedingungen aufgrund zyklisch wirkender Anpresskräfte - entspricht dem Einfluss des Squeeze-Effekts - auf die Entwicklung der Reibungszahl hin untersucht werden. Im Betriebszustand mit Tangentialgleiten wird unter Beibehaltung der Beanspruchungsart und der technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter der zeitliche Beanspruchungsablauf dahingehend variiert, dass die Kontaktzeit von 50 ms auf 20 ms reduziert wird.

Die Untersuchungen zeigen, dass sich sowohl bei einer Einspritztemperatur von 30°C als auch von 90°C absolute Änderungen der Reibungszahl von 0,006 ergeben. Bei Einspritztemperaturen von 30°C bedeutet dies eine relative Reibungszahlabnahme von 4,4% und bei 90°C von 4,7% (s. Bild 72).

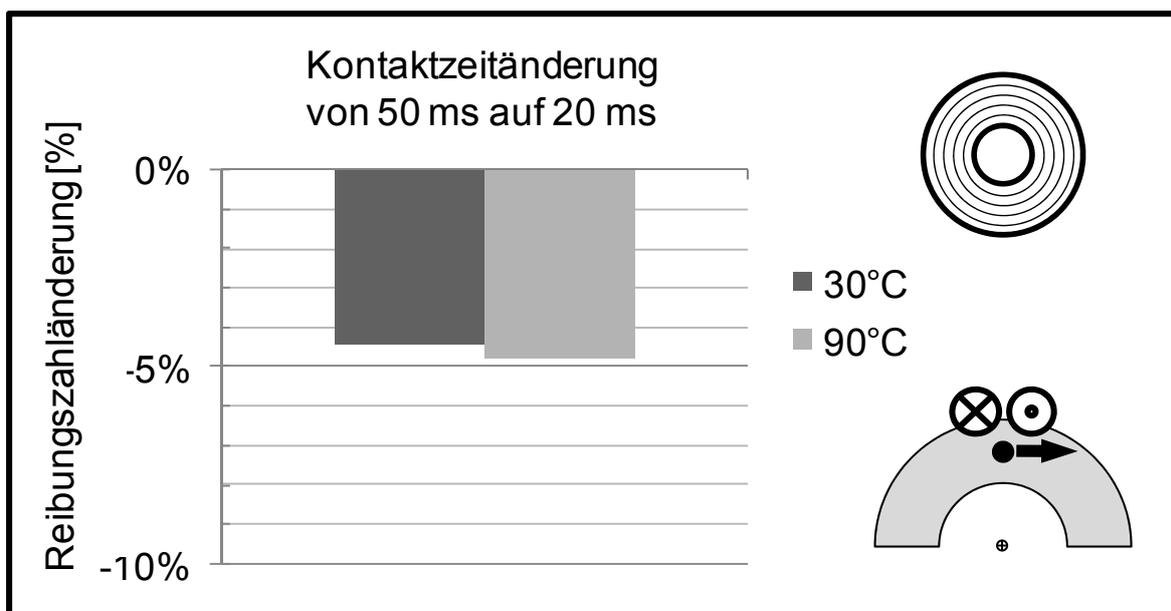


Bild 72: Einfluss der Kontaktzeit auf die Reibungszahl bei unterschiedlichem Temperaturniveau

Für die Betrachtung der Ergebnisse ist anzumerken, dass sowohl bei 50 ms als auch bei 20 ms gleiche wirkende Anpresskräfte aufgrund unveränderter Betriebsparameter vorliegen. Daher ist auch die Ausprägung des hierbei als relevant zu betrachtenden Verdrängungsdrucks für beide Varianten als gleich anzunehmen.

Somit kann angenommen werden, dass während eines Lastzyklus mit zunehmender Annäherung der Modellstifte an die Scheibe entsprechend dem Spaltweitenverlauf²⁴⁹ im Umschlingungsbogen des Referenzsystems der Festkörpertraganteil zunimmt und sich der Flüssigkeitstraganteil dadurch entsprechend reduziert. Solange noch größere Spaltweiten und höhere Flüssigkeitstraganteile vorhanden sind, werden die Modellstifte in dieser Phase durch die verkürzte Kontaktzeit vergleichsweise früher aus dem Kontakt genommen. Bei ansonsten unveränderten Bedingungen und der Annahme, dass die Flüssigkeitsreibungszahl geringer ist als die Festkörperreibungszahl, begründet dies entsprechend die aufgezeigte Reibungszahlabnahme. Des Weiteren ist aufzuführen, dass am Systemtribometer die Kontaktzeit mit der Drehzahl des Referenzsystems in direkter Relation steht. Somit bestätigen sich auch die Untersuchungen von STUFFER²⁵⁰, z. B. an Friktionssystemen mit keramischen Komponenten, wobei sich niedrigere Systemreibungszahlen bei steigenden Drehzahlen ergeben.

Der ergänzende Versuch mit einer Variation der Topographie durch Einsatz des spiraligen Schliffbilds mit gleichem Schmiermedium bekräftigt die bisherigen Ergebnisse. Aus dem reduzierten Reibungszahlniveau in Abschnitt 7.1.3 kann geschlossen werden, dass mit spiraligem Schliffbild aufgrund der größeren Gleitwinkel ein höherer Flüssigkeitstraganteil im Vergleich zum koaxialen Schliffbild vorliegt. Die Variation der Kontaktzeit zeigt hier eine verringerte Reibungszahlabnahme um 0,004 bzw. von 3,5% (s. Bild 73). Dies kann dadurch begründet werden, dass bei einem höheren Flüssigkeitstraganteil - wenn überhaupt - der maßgebliche Festkörpertraganteil, in Bezug auf die Position im Umschlingungsbogen, später zur Geltung kommt und sich demnach eine Verkürzung der Kontaktzeit geringer auswirkt, da die Wahrscheinlichkeit des Eintretens eines reibungszahlsteigernden Festkörpertraganteils abnimmt.

Des Weiteren zeigt sich durch den Einsatz einer viskositätsreduzierten Variante des Schmiermediums, die den Ergebnissen in Abschnitt 7.1.3 nach im Vergleich zur bisherigen Ölformulierung auf einen höheren Festkörpertraganteil schließen lässt, das entgegengesetzte Verhalten.

²⁴⁹ Rohde 2006

²⁵⁰ Stuffer 2007

Durch die verkürzte Kontaktzeit stellt sich eine stark temperaturabhängige Reibungszahlabnahme ein. Bei einer Einspritztemperatur von 30°C kann eine Abnahme der Reibungszahl um 0,008 bzw. 6,4% ermittelt werden. Bei einer Einspritztemperatur von 90°C hingegen folgt eine Reibungszahlabnahme von 0,013 bzw. 11% (s. Bild 73).

Zusammenfassend verdeutlicht Bild 73 die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Kontaktzeit und das Vorhandensein relevanter Squeeze-Effekt-Anteile. Hierbei nimmt der Einfluss der Kontaktzeit mit zunehmendem Festkörpertraganteil zu.

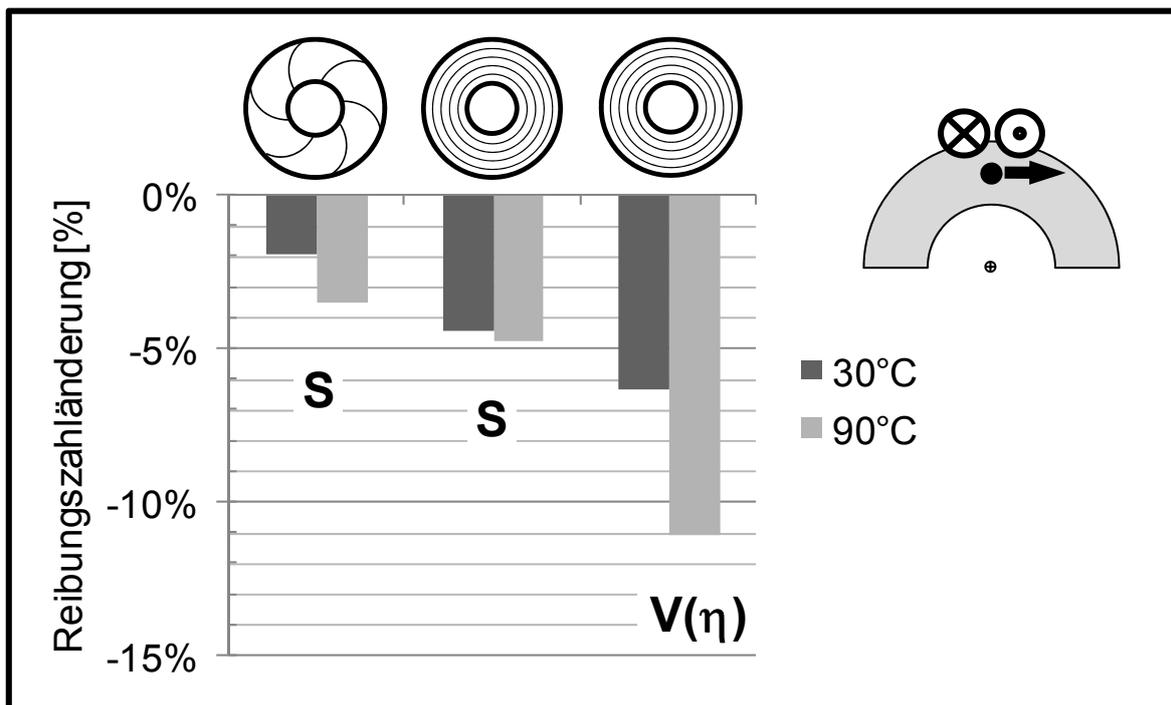


Bild 73: Einfluss reduzierter Kontaktzeiten auf die Reibungszahl bei unterschiedlichem Temperaturniveau

7.2.2 Einfluss intermittierender Vorgänge - Übergang instationär zu stationär

Der Einfluss des intermittierenden Kontakts durch zyklisch wirkende Anpresskräfte soll hinsichtlich des Einflusses auf die Reibungszahlentwicklung und den zu erwartenden Verschleiß untersucht werden. Dieser Einfluss auf das Tribosystem wird im Wesentlichen durch gezielte Variation der Kinematik - Beanspruchungsart und zeitlicher Beanspruchungsablauf - unter Beibehaltung der technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter untersucht. Hierzu wird im Betriebszustand mit Tangentialgleiten der bisher gezielt aufgebrachte und überlagerte Prallvorgang unterdrückt, woraus eine kontinuierliche Anpressung der Modellstifte unter einachsiger Gleitbewegung resultiert. Somit wird das Systemtribometer der Prüfkategorie V als ein Tribometer der Prüfkategorie VI betrieben und eingesetzt.

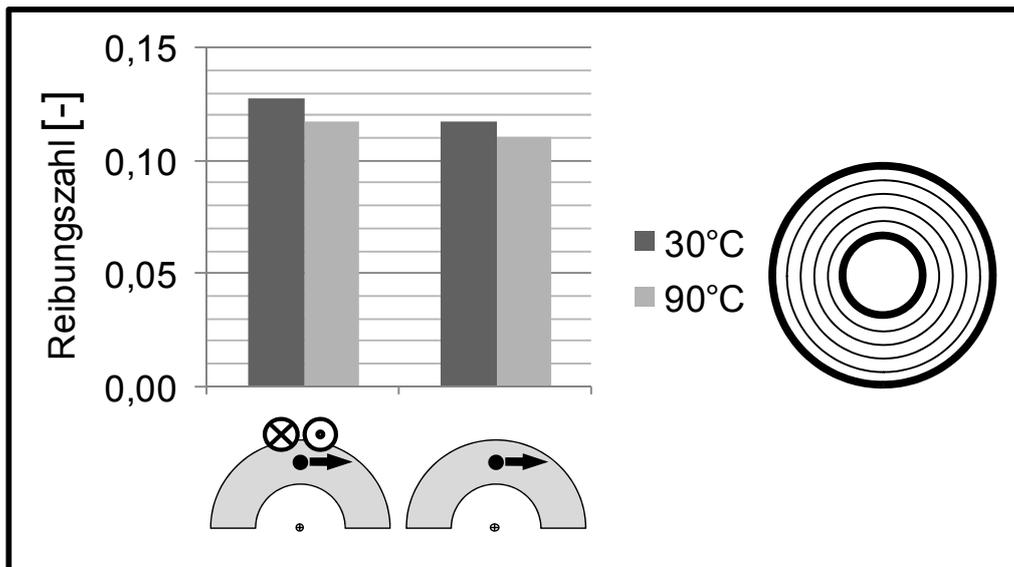


Bild 74: Vergleich der Reibungszahlen bei instationären (links) und stationären (rechts) Bedingungen

In Bild 74 sind die Reibungszahlen für die Gleit-Prall-Vorgänge (instationär) und Gleitvorgänge (stationär) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass durch überlagerte instationäre Gleit-Prall-Belastungen höhere Reibungszahlen erzielt werden als mit reinen stationären Gleitbelastungen. Für Einspritztemperaturen von 30°C entspricht dies einem Unterschied in der Reibungszahl von 0,01 bzw. 9% und für 90°C von 0,007 bzw. 6%.

Basierend auf dem Stand der Forschung, sind im Vergleich zu stationären Bedingungen aufgrund der instationären Kontaktbedingungen geringere Reibungszahlen zu erwarten²⁵¹. In diesem Zusammenhang ist der Einfluss der durch die Prallvorgänge induzierten Impulskräfte zu betrachten. Diese können für das ermittelte erhöhte Reibungszahlniveau im instationären Zustand nicht ursächlich sein, da zusätzliche Impulskräfte zu einer Erhöhung des Anpresskraftniveaus und damit tendenziell zu einer Reduzierung des ermittelten Reibungszahlniveaus führen. An dieser Stelle leitet sich die Hypothese ab, dass gerade in der elastischen Hysterese das höhere Reibungszahlniveau wie folgt begründet wird.

Zu den Ergebnissen von ROHDE²⁵¹ ist anzumerken, dass er in seiner Betrachtung der Kontaktverhältnisse eines stufenlosen Getriebes keine Furchung und insbesondere keine elastische Hysterese berücksichtigt. REDLICH²⁵² hingegen weist in seiner Arbeit darauf hin, dass es zwischen makroskopischer und mikroskopischer Verformung zu unterscheiden gilt, die beide in der Filmhöhenberechnung berücksichtigt werden.

²⁵¹ Rohde 2006

²⁵² Redlich 2002

Unter der makroskopischen Verformung ist in diesem Zusammenhang die Verformung der ideal glatten Oberfläche der Grund- und Gegenkörper des Tribosystems zu verstehen. Für die Elemente des Systemtribometers bedeutet dies die Verformung der balligen Kontur der Modellstifte im Eingriff mit einer planen Scheibe. Die Berücksichtigung der makroskopischen Anteile der elastischen Verformung ist durch die kinematischen Randbedingungen definiert. Treten kontinuierliche bzw. wiederkehrende makroskopische Verformungen auf, sind diese im Gegensatz zu Verformungen, die nur einmalig auftreten, zu berücksichtigen.

Unter diesem Aspekt werden die beiden untersuchten Betriebszustände stationär und instationär näher betrachtet. In Bild 75 sind diese beiden Zustände schematisch für einen Kugel-Ebene-Kontakt dargestellt. Bild 75b entspricht der stationären Beanspruchung, wie sie auch an Tribometern der Prüfkategorie VI vorherrschen. Die stationäre Anwendung verdeutlicht, dass bei reiner Gleitbewegung die Kugel nur zu Beginn, d. h. bei Aufprägung der Anpresskraft, makroskopisch verformt wird. Die Kugel im Systemtribometer der Prüfkategorie V in Bild 75a hingegen wird mit jedem Belastungszyklus kontinuierlich verformt und wieder entspannt. Die Verformung der Ebene kann in beiden Fällen als kontinuierlich betrachtet werden und hat somit auf die Ergebnisinterpretation keinen Einfluss, da nach BARTEL²⁵³ nur Verformungen in Normalenrichtung (z-Achse) berücksichtigt werden.

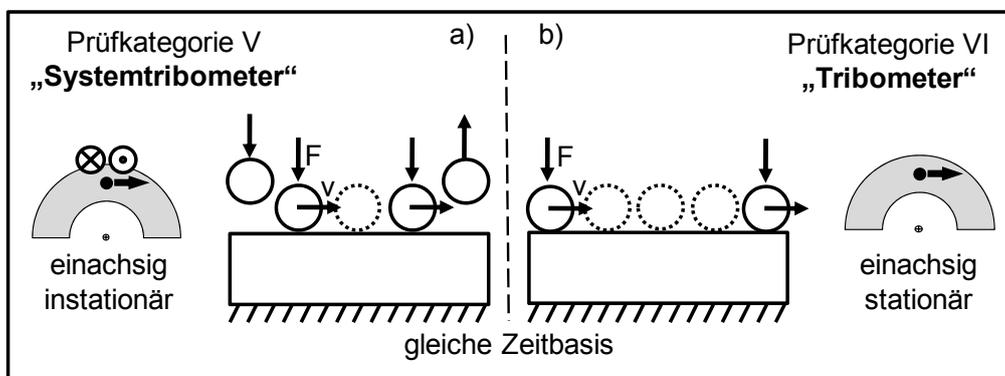


Bild 75: Kontaktvergleich Systemtribometer Prüfkategorie V (a) und Tribometer Prüfkategorie VI (b)

Die Hypothese zum Einfluss der elastischen Verformung kann als verifiziert angesehen werden, wenn unterschiedliche Kontaktradien im Rahmen ihres Einflusses auf die Verformungsenergien zu vergleichbaren Tendenzen im Reibungszahlniveau führen.

²⁵³ Bartel 2001

Die Berechnung der elastischen Deformationsarbeit erfolgt durch Integration der Normalkraft über der Annäherung²⁵⁴.

$$W_{\text{def,el}} = \int F_N d\lambda = \sqrt{\frac{32 \cdot E_{\text{red}}^2 \cdot d_{\text{red}} \cdot \lambda^5}{225}} \quad \text{Gl. 28}$$

Hierin ist λ die Annäherung zweier Oberflächen.

$$\lambda = 3 \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F_n^2}{8 \cdot E_{\text{red}}^2 \cdot d_{\text{red}}}} \quad \text{Gl. 29}$$

Der reduzierte Durchmesser d_{red} berücksichtigt hierbei die makroskopischen Kontaktradien zweier interagierender Elemente.

$$\frac{1}{d_{\text{red}}} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \quad \text{Gl. 30}$$

Für den Kontakt einer Kugel mit einer Ebene entspricht der reduzierte Durchmesser d_{red} dem Durchmesser der Kugel d_{Kugel} .

$$d_{\text{red}} = d_{\text{Kugel}} \quad \text{Gl. 31}$$

Hieraus ergibt sich eine Abhängigkeit der makroskopischen elastischen Deformationsarbeit $W_{\text{def,el}}$ der ideal glatten Oberfläche einer Kugel mit einer Ebene.

$$W_{\text{def,el}} \propto d_{\text{red}}^{-\frac{1}{3}} \quad \text{Gl. 32}$$

Dies bedeutet, dass bei kleineren Kontaktradien d_{Kugel} größere Verformungsenergien $W_{\text{def,el}}$ resultieren. Zur Verifizierung der Hypothese wurden unter instationären Bedingungen weitere Versuchsläufe mit variierten Kontaktradien von R20 und R2000 durchgeführt. Unter ansonsten unveränderten Randbedingungen, wie z.B. E-Modul, oder Rauigkeiten ergibt sich im Vergleich zu R120 für R20 eine Steigerung der makroskopischen Verformungsenergie um 80%, wohingegen sich für R2000 eine Abnahme um 60% ergibt.

Bild 76 zeigt den Vergleich der experimentellen Ergebnisse durch Variation der Kontaktradien und damit der makroskopischen Verformungsenergien. Es bestätigt sich, dass unter instationären Bedingungen mit zunehmender makroskopischer Verformungsenergie die Reibungszahl zunimmt. Für die Steigerung der Verformungsenergie mit R20 nimmt die Reibungszahl um 0,012 bzw. 10% zu. Für die Senkung der Verformungsenergie mit R2000 hingegen nimmt die Reibungszahl um 0,014 bzw.

²⁵⁴ Bartel 2001

12% ab. In Relation hierzu steht mit R20 bei stationären Bedingungen eine geringere Reibungszahlzunahme von 0,007 bzw. 6%. Somit ergibt sich ein um 0,005 bzw. 4% erhöhtes Reibungszahlniveau aufgrund der makroskopischen elastischen Verformung im instationären Zustand.

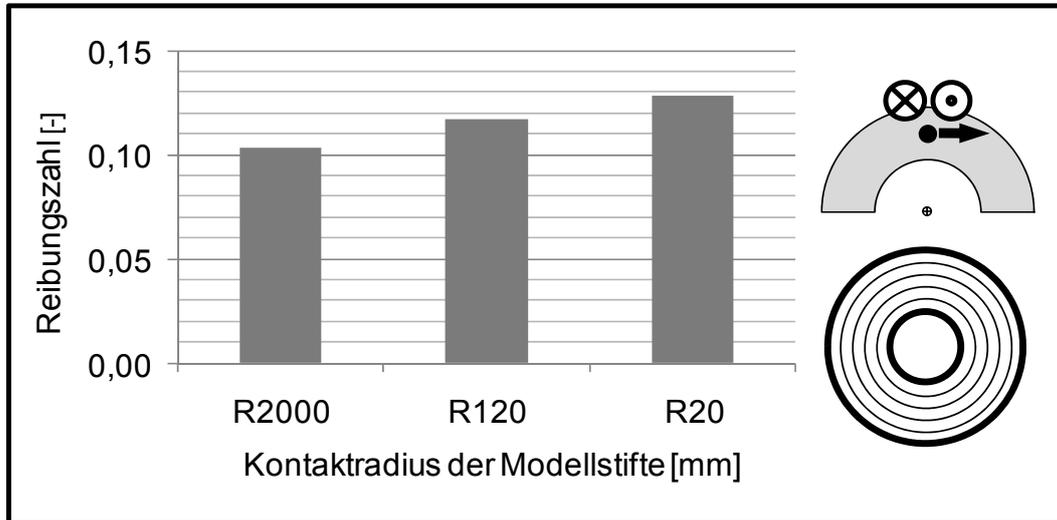


Bild 76: Einfluss der Kontaktradien auf die Reibungszahl im instationären Zustand (Zunahme der makroskopischen elastischen Verformungsenergie von R2000 nach R20)

Unter Verschleißaspekten kann ebenfalls ein wesentlicher Unterschied zwischen instationären und stationären Bedingungen ermittelt werden (s. Bild 77 und Bild 78). Die Einglättung der Oberfläche als definierter Kennwert, insbesondere zur Bewertung der plastischen Deformation, zeigt sich hier nach gleichen Laufzeiten für die stationären Bedingungen deutlich geringer bei vergleichbarem qualitativem Verschleißbild. Dies kann durch die ausbleibenden zyklischen Prallvorgänge mit lokalen Kontaktkraftüberhöhungen begründet werden.

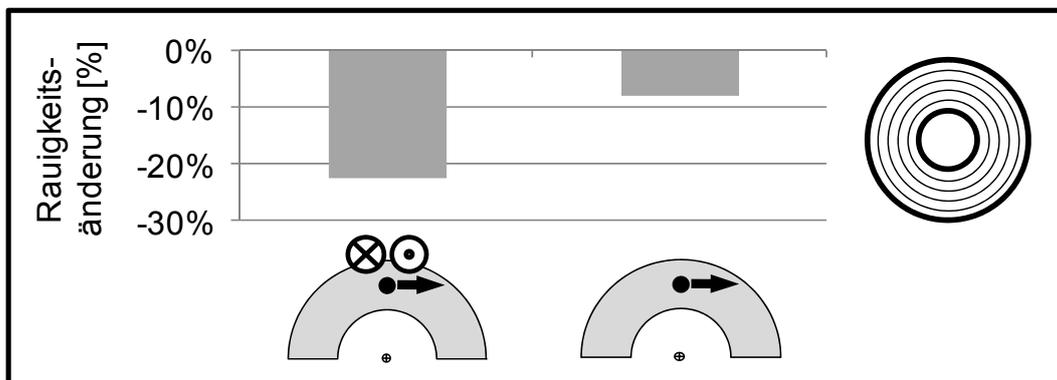


Bild 77: Vergleich der scheibenseitigen Rauigkeitsänderung bei instationären (links) und stationären (rechts) Bedingungen

Als Folge der geringen scheibenseitigen Einglättung ist die in Bild 78 dargestellte Verschleißzunahme an den Modellstiften zu deuten.

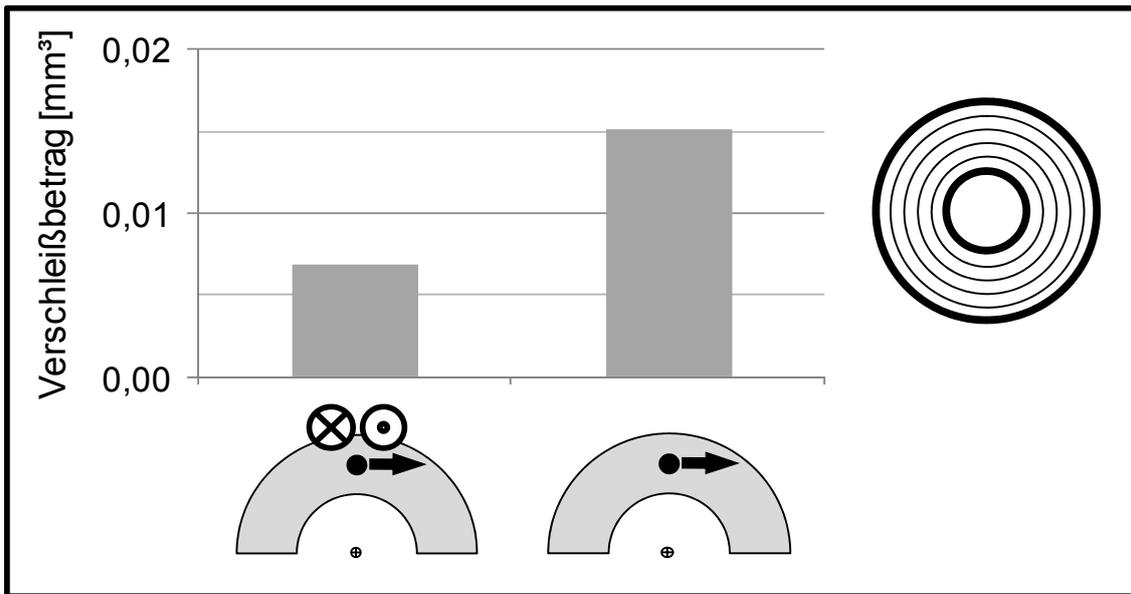


Bild 78: Vergleich der Verschleißbeträge der Modellstifte bei instationären (links) und stationären (rechts) Bedingungen

Diese Ergebnisse wurden mit einer weiteren systemspezifischen Ölformulierung untersucht. Hinsichtlich des Reibungsverhaltens zeigt sich ein vergleichbares Verhalten mit höheren Reibungszahlen im instationären Zustand. Ebenso zeigt sich bei dieser Ölformulierung eine vergleichbare scheinseitige Rauigkeitsänderung und Änderung der Verschleißbeträge an den Modellstiften. Zusätzlich resultiert hieraus aufgrund der instationären Prallvorgänge eine Änderung des qualitativen Verschleißbildes, da es auf der scheinseitigen Laufspur lokal zu vermehrter Riefenbildung kommt.

Durch die ergänzende Variante der Topographie durch den Einsatz eines spiralförmigen Schliffbildes zeigt sich unter stationären Bedingungen eine um 0,5% geringere Reibungszahl im Vergleich zum koaxialen Schliffbild. Die wesentliche Änderung zeigt sich somit auch unter Einsatz des koaxialen Schliffbildes im Vergleich zu den instationären Gleitbedingungen, was ebenfalls als Verifikation der Hypothese zur elastischen Verformungsenergie gesehen wird.

7.3 Zusammenfassende Darstellung

Die Einflussfaktoren auf das Reibungs- und Verschleißverhalten konnten durch die gewählte diskursive Vorgehensweise in geeigneter Weise qualifiziert und quantifiziert werden. Bei den dargestellten Ergebnissen sind Reibungsverhalten und Verschleißerscheinungen stets im Einklang und lassen sich im Kontext des Standes der Forschung argumentieren.

Der erste Einflussfaktor – die Richtungsabhängigkeit der Gleitbewegung – kann für konstante Reibwinkel von 30° mit einer Reibwertabnahme von 5,5% quantifiziert werden. Mehrachsige instationäre Gleitbewegungen mit geringen Reibwinkeln von 20° zeigen bei gleichen Gleitgeschwindigkeiten bereits eine Reibwertabnahme von 17%. Geringere Viskositäten des Schmiermediums reduzieren diesen Einfluss um mehr als 50%. Für diesen Effekt lässt sich daher die Hypothese aufstellen, dass aus den ständig wechselnden Gleitverhältnissen in der Gleitebene durch Kombination mit den instationären Prallvorgängen sich ständig ändernde Schmierverhältnisse hinsichtlich Verteilung, Schmierfilmdicke und Verdrängung ergeben, wodurch sich keine stabilen Reibungszustände einstellen können. Der zweite Einflussfaktor - die Kontaktzeit bei instationären Vorgängen - konnte identifiziert und quantifiziert werden, wobei kürzere Kontaktzeiten geringere Reibungszahlen aufweisen. Des Weiteren konnte der Einfluss veränderter Flüssigkeits- und Festkörpertraganteile berücksichtigt werden. Die Ergebnisse decken sich mit Kontaktsimulationen eines Umschlinungs-CVT aus dem Stand der Forschung. Der dritte Einflussfaktor - die instationären Anpressvorgänge - weicht im Rahmen der ermittelten Ergebnisse vom Stand der Forschung in der Weise ab, dass bei stationären Vorgängen geringere Reibwerte vorliegen als bei instationären. Hierfür wurde eine Hypothese, basierend auf der makroskopischen elastischen Verformungsenergie, aufgestellt und in geeigneter Weise verifiziert. Die dargestellten Ergebnisse tragen dazu bei, die Aussagefähigkeit des Systemtribometers zu validieren und damit die validen Einsatzgrenzen zu erweitern.

Bild 79 zeigt auszugsweise die zusammenfassende Darstellung der ermittelten Reibungszahlen in Abhängigkeit der jeweils durchgeführten Variation.

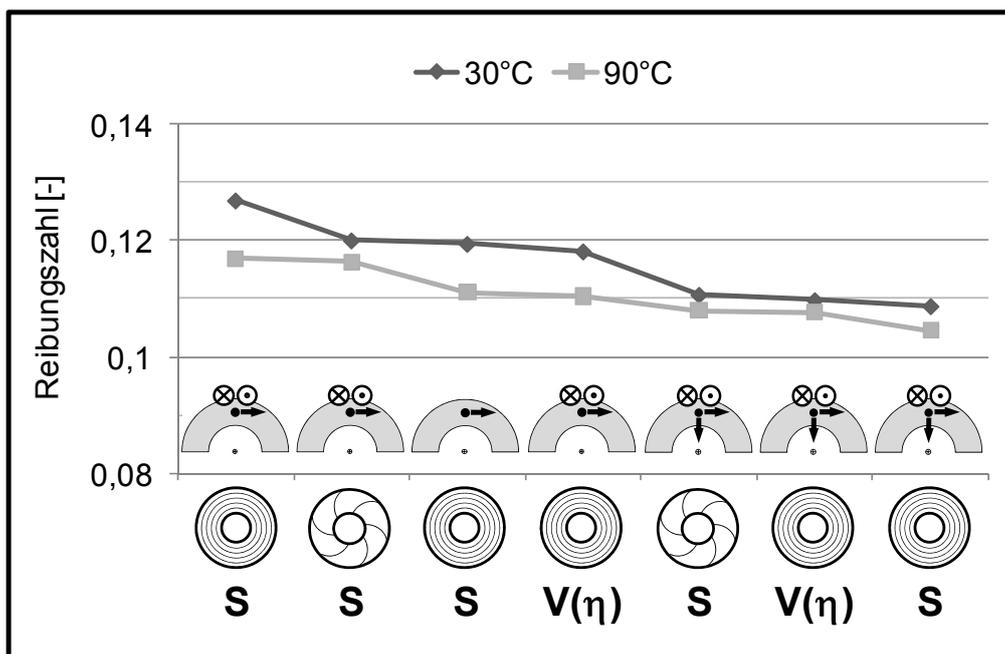


Bild 79: Ergebnisübersicht

7.4 Weitere Einflussfaktoren

7.4.1 Einfluss weiterer Gleitanteile

In Ergänzung zum bereits dargestellten Einfluss überlagerten Radial- und Tangentialgleitens werden der Vollständigkeit halber hier weitere Ergebnisse von überlagertem Bohr- und Tangentialgleiten dargestellt. Diese Aspekte wurden bei der bisherigen Betrachtung vernachlässigt, was durch die nachfolgenden exemplarischen Ergebnisse belegt wird.

Die Untersuchungen an jeweils neuen Prüfpaarungen auf der Basis gleicher Gleitwege zeigen, dass überlagertes Bohrgleiten zur Zunahme des Verschleißes mit unterschiedlichen Verlagerungsrichtungen führt²⁵⁵. So nimmt bei einigen Friktionspaarungen lediglich der Modellstiftverschleiß zu, wohingegen bei anderen Friktionspaarungen nur der scheibenseitige Verschleiß entsprechend zunimmt.

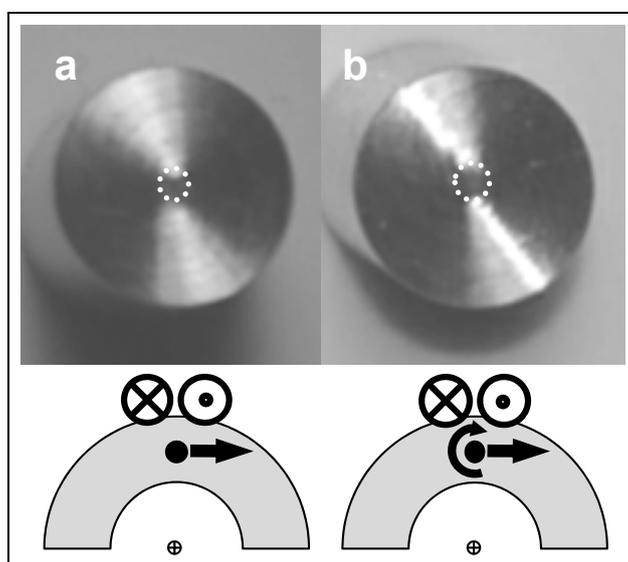


Bild 80: : Einfluss wirkender Gleitanteile auf das Verschleißverhalten vorwiegend adhäsiv verschleißender Tribosysteme

In Bild 80 ist zu erkennen, dass bei einem untersuchten Tribosystem mit vorwiegend adhäsivem Verschleiß der Verschleiß der Modellstifte im Vergleich zum reinen Tangentialgleiten nur geringfügig zunimmt. Durch die überlagerten Bohranteile resultieren bei gleichen Gleitgeschwindigkeiten absolut um bis zu 0,03 reduzierte Reibungszahlen. Diese Bohranteile von über 20% der Tangentialgeschwindigkeit liegen jedoch weit außerhalb des systemrelevanten Bereichs und wurden somit für die Ergebnisinterpretation der bisher dargestellten Ergebnisse nicht berücksichtigt. In diesem Zusammenhang kann auch der Verschleißaspekt gesehen werden.

²⁵⁵ Albers / Poll 2006

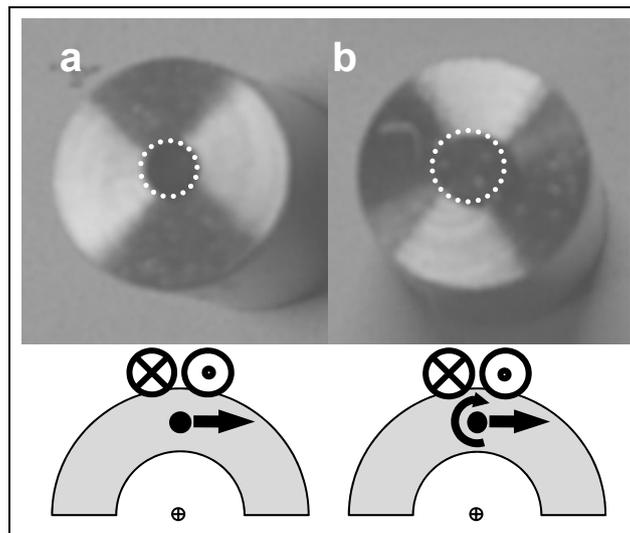


Bild 81: Einfluss wirkender Gleitanteile auf das Verschleißverhalten vorwiegend abrasiv verschleißender Tribosysteme

In Bild 81 sind die Ergebnisse für ein Tribosystem mit vorwiegend abrasivem Verschleiß dargestellt. Trotz der im Zusammenhang mit den deutlich überhöhten Bohranteilen zu sehenden merklich höheren Verschleißraten können die Reibungszahlen im systemrelevanten Bereich ebenfalls als unauffällig bewertet werden.

Die Untersuchungen mit über 150 Versuchsläufen zeigen, dass das Reibwertverhalten aufgrund der überlagerten Gleitanteile (Radial-/Tangential sowie Bohr-/Tangential) durch die Struktur und die Eigenschaften des Tribosystems geprägt sind. Diese lassen bei detaillierten und weiteren Grundlagenuntersuchungen die Identifizierung tribosystemspezifischer unkritischer Nutzungsbereiche erwarten.

7.4.2 Untersuchungsmethode

Als weiteres Ergebnis wurde eine Untersuchungsmethode entwickelt, die im Rahmen von zwei FVA-Forschungsvorhaben weiterentwickelt und für den Einsatz von anwenderspezifischen Fragestellungen und Entwicklungsaufgaben validiert werden konnte.

7.4.2.1 Untersuchungsmethode für vergleichende Untersuchungen

Zur Durchführung vergleichender Untersuchungen wurde ein Entwicklungstool mit standardisiertem Prüfablauf definiert, das mit Hilfe von systemspezifischen bzw. systemrelevanten Beanspruchungskollektiven die Variation der Friktionskontakteigenschaften und die damit verbundene fundierte Beurteilung und Differenzierung von Maßnahmen, z.B. Ölformulierungen, erlaubt.

Als Entscheidungsbasis stehen in Abhängigkeit des durchgeführten Versuchslaufs (s. Bild 84) folgende Kenngrößen als Ergebnis zur Verfügung:

- Reibungszahlniveau
- Temperaturabhängigkeit der Reibungszahl
- Reibungszahlstabilität unter Laufzeitaspekten
- Reibungszahlschwankung unter Laufzeitaspekten
- Quantitativer Verschleiß der Modellstifte
- Rauigkeitsänderung der Scheiben
- Qualitativer Verschleiß durch subjektive Bewertung.

Die Untersuchungsmethode mit systemspezifischen Einflussfaktoren bietet eine zeit- und kostenreduzierte und vor allem ressourcenschonende Möglichkeit, systemnahe Einzelparametervariationen durchzuführen. Der wirtschaftliche Nutzen wird durch die anschließende Stellungnahme des projektbegleitenden Ausschusses im Rahmen des abgeschlossenen FVA-Vorhabens FVA547 „CVT-Systemtribometer“²⁵⁶ bestätigt, der hierin ein langfristig verfügbares Entwicklungs-Tool mit systemspezifisch adaptierbaren Prüfbedingungen sieht, das bisher bereits zielführend als Screening-Werkzeug eingesetzt werden konnte. In diesem Zusammenhang wurde z. B. der Einfluss von abgesenkten Viskositäten, veränderten Schleifvorzugsrichtungen und des Gleitvektors aufgrund überlagerter radialer und tangentialer Gleitanteile hinsichtlich Reibungs- und Verschleißverhaltens erfolgreich untersucht.

7.4.2.2 Untersuchungsmethode für erweiterte Grundlagenuntersuchungen

Die hier auszugsweise vorgestellte Untersuchungsmethode zeigt ihre Vorteile deutlich im Einsatz als Screening-Tool für Friktionswerkstoffe und Schmiermedien. Die Methode wurde jedoch nicht explizit für Detailanalysen und mechanismenorientierte Grundlagenforschung entwickelt. Einen entscheidenden Beitrag zur Erweiterung der Untersuchungsmethode stellt die vorliegende Arbeit dar. Durch die diskursive Vorgehensweise wurde der Aspekt des Beanspruchungskollektivs - insbesondere der im Hinblick auf die Kontaktkinematik - konkretisiert und in die Methode integriert. So konnte z. B. der Einfluss instationärer Prallvorgänge im Rahmen von Grundlagenuntersuchungen analysiert werden. Des Weiteren wurden geeignete Oberflächenvarianten und Schmierstoffvarianten berücksichtigt, die dazu beitragen, wesentliche Einflussfaktoren im Rahmen von Varianzanalysen sicher zu identifizieren. Hierdurch wurde die Methode in Teilbereichen erweitert und konkretisiert.

²⁵⁶ Albers / Behrendt 2009

7.4.2.3 Weitere Aspekte der Untersuchungsmethode

Im Verlauf der Untersuchungen hat sich gezeigt, dass detailliertere Informationen über die Reibwertentwicklung für das weitere Verständnis der Vorgänge erforderlich sind. Ziel ist es, die Methode dahingehend anzupassen bzw. zu erweitern, dass mit möglichst geringer Änderung des Parameterraumes eine Informationsaufweitung erfolgen kann.

Ein Ansatz hierzu stellt die Integration von Referenzpunkten dar, die für die Bestimmung der Reibungszahlentwicklung eingesetzt werden können. Im Folgenden ist ein Umsetzungsbeispiel aufgeführt, das mit zwei Versuchsläufen einen möglichen Informationsgewinn aufzeigen soll.

Der Referenzpunkt wird gezielt zur Untersuchung des Einflusses der Topographieänderung und der Schmiermedientemperatur eingesetzt. Hierzu wird der Referenzpunkt im Versuchsprogramm viermal wie folgt integriert (s. Bild 82):

- Beginn des Versuchslaufs mit 30°C Einspritztemperatur
- Ende des Versuchsabschnitts mit 30°C Einspritztemperatur
- Beginn des Versuchsabschnitts mit 90°C Einspritztemperatur
- Ende des Versuchslaufs mit 90°C Einspritztemperatur.

Bild 82 verdeutlicht die Integration des Referenzpunkts in den Versuchslauf und die erwartete Information durch den Vergleich der entsprechenden Punkte. Im Referenzpunkt. Zwischen den ersten beiden Punkten ist lediglich - vernachlässigt man im ersten Schritt tribochemische Vorgänge - mit einer Veränderung der Oberflächen hinsichtlich der Rauigkeiten zu rechnen. Zwischen dem zweiten und dritten Punkt wird nur die Temperatur verändert. Zwischen dem dritten und vierten Punkt ist wiederum mit einer Veränderung der Oberflächen hinsichtlich Rauigkeiten zu rechnen.

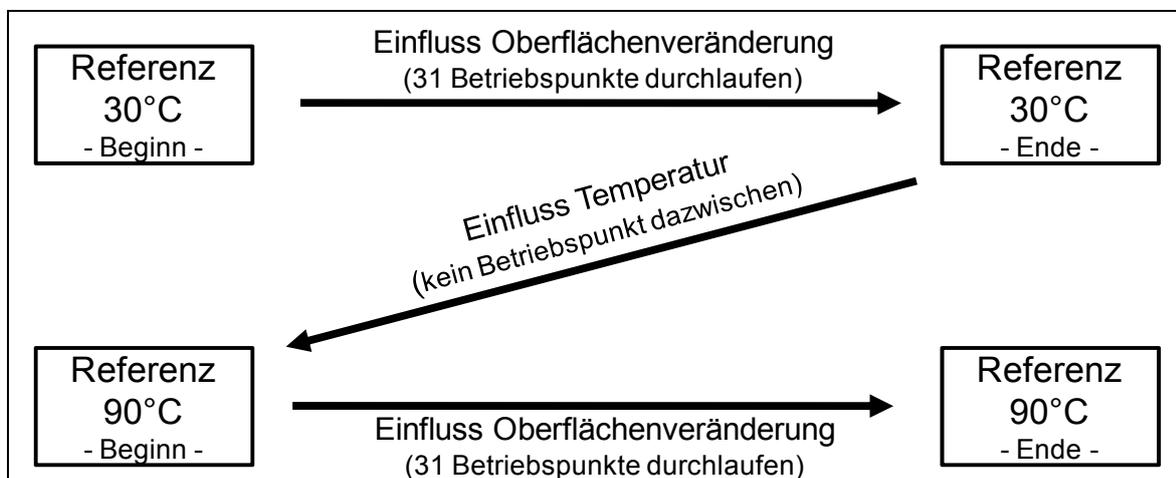


Bild 82: Integriertes Referenzpunktverfahren im Versuchsprogramm

Im Folgenden sind exemplarisch erste Ergebnisse (s. Bild 83) für den Serienschmierstoff und die viskositätsabgesenkte Variante im Zustand mit überlagertem Radial- und Tangentialgleiten dargestellt.

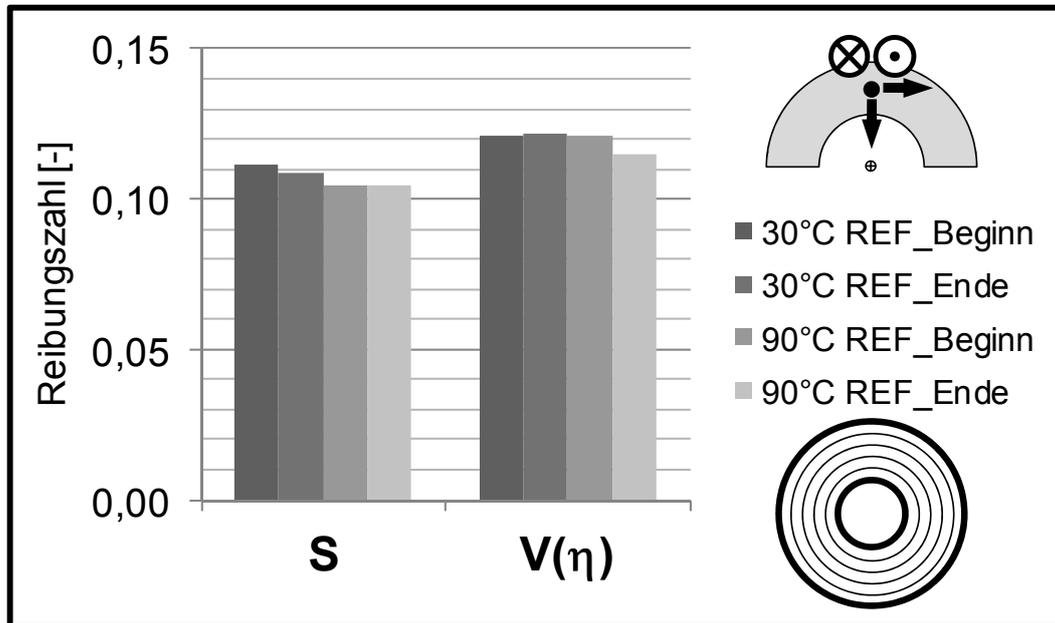


Bild 83: Reibwertentwicklung im Referenzpunktverfahren

Bild 83 zeigt für die beiden Öle den Unterschied in der Reibwertentwicklung. Die Serienvariante zeigt in der ersten und in der zweiten Phase eine Abnahme der Reibungszahl, die sich in der dritten Phase stabilisiert. Die viskositätsreduzierte Variante zeigt über die ersten beiden Phasen hinweg eine praktisch unveränderte Reibungszahl, die erst zum Ende des Versuchslaufs entsprechend abnimmt.

7.4.2.4 Ausblick

Die Einbindung der möglichen Referenzpunkte scheint auf der Basis erster Untersuchungen geeignet und auch vielversprechend zu sein, um relevante Veränderungen identifizieren zu können. Ziel ist es, fein aufgelöste, zeitliche Veränderungen zu erfassen, wobei die Anzahl der erforderlichen Stützstellen und die jeweilige Einordnung im Versuchslauf in Abhängigkeit des Untersuchungsziels zu definieren sind. Basierend auf den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit werden am IPEK - Institut für Produktentwicklung - bereits weitere Aspekte erforscht, die einen erneuten Beitrag zum Verständnis geschmierter Tribokontakte unter Mischreibungsbedingungen ermöglichen können.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit zeigt die Untersuchung der systemrelevanten Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet mit dem Ziel der Quantifizierung des jeweiligen Einflussfaktors, stellvertretend am Beispielsystem des nasslaufenden Umschlingungs-CVTs. Der Stand der Forschung zeigt hierzu, dass Berechnungsmethoden einen wichtigen Stellenwert bei der Betrachtung lokaler Einflüsse und tribologischer Vorgänge, auch unter instationären Betriebszuständen, einnehmen. Für die Beschreibung der Vorgänge im Mischreibungsgebiet sind jedoch nicht alle Einflussfaktoren hinsichtlich ihrer Wirkung qualitativ oder quantitativ erfasst. Beispielsweise ist der Parameterraum der erforderlichen Validierungsbasis aufgrund nicht abbildbarer Beanspruchungsgrößen oder messtechnisch nicht zugängiger tribologischer Vorgänge noch nicht vollständig belegt. Somit ergibt sich auf Modellebene einerseits die Forderung nach überlagerten bzw. mehrachsigen Gleitvorgängen, die aus systembedingten Elastizitäten resultieren, andererseits gilt es, zeitgleich zyklische Stoß- bzw. Prallvorgänge abzubilden, die durch den Einlauf des Umschlingungsmittels in den Scheibensatz resultieren.

Die vorgestellte systematische Vorgehensweise zeigt, basierend auf der Analyse des Beispielsystems, die Entwicklung und Validierung eines neuen Systemtribometers der Prüfkategorie V, das die Abbildung der tribologisch relevanten Eingangsgrößen ermöglicht. Der wirtschaftliche Nutzen wird durch die abschließende Stellungnahme des projektbegleitenden Ausschusses im Rahmen des abgeschlossenen FVA-Vorhabens FVA547 „CVT-Systemtribometer“ bestätigt, der darin ein langfristig verfügbares Entwicklungstool mit systemspezifisch adaptierbaren Prüfbedingungen sieht, das bisher bereits zielführend als Screening-Werkzeug eingesetzt werden konnte. Ausgehend von der hier weiterentwickelten Untersuchungsmethode, die im Wesentlichen zum Vergleich mehrerer Friktionssysteme entwickelt wurde, konnte im Verlauf der vorliegenden Arbeit die Methode in Teilbereichen erweitert und detailliert werden, um die als relevant erachteten Einflussparameter im Rahmen von Grundlagenuntersuchungen analysieren zu können. Die methodische Vorgehensweise legt Einzelparametervariationen zu Grunde und erlaubt erstmals in einem Prüfaufbau auch, ausgehend von systemrelevanten mehrachsigen instationären Belastungskollektiven, diskursiv den Übergang zu einachsigen stationären Reibungszuständen. Die Korrelationsuntersuchungen von Systemtribometer und Variatorversuch tragen zur Analyse der Übertragbarkeit der Ergebnisse verschiedener Prüfkategorien und zum Verständnis der Vorgänge im geschmierten Friktionskontakt unter Mischreibungsbedingungen bei.

Es werden die auf Einzelparametervariationen basierenden Untersuchungen der systemrelevanten Einflussfaktoren auf Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet - Gleitvektor, Kontaktzeit, intermittierender Kontakt und Topographie - am Beispielsystem des nasslaufenden Umschlingungs-CVTs aufgezeigt. Die Ergebnisse, insbesondere aus den Vergleichen des Vergleichs instationärer und stationärer Anpressungen, unterstreichen die Bedeutung der neu belegten Prüfkategorie V für das gewählte Beispielsystem. Gegenüber dem klassischen Stift-Scheibe-Versuch mit rein tangentialen Gleitbewegungen ergeben sich erhebliche Unterschiede der Reibungszahl von ungefähr 20% und signifikante Unterschiede im auftretenden Verschleiß. Es zeigt sich die Relevanz der Abbildung systemrelevanter Beanspruchungskollektive zur Eröffnung der erforderlichen Systemoptimierungschancen. In diesem Zusammenhang ist die Abbildung des Gleitvektors durch mehrachsige instationäre Gleitbewegungen von besonderer Bedeutung. Tribosysteme mit systembedingten reduzierten Reibungszahlen im Vergleich zu einachsigen Gleitbewegungen weisen hierbei oder gerade deshalb eine ausreichende Sicherheit gegen versagensrelevante Verschleißerscheinungen auf. So konnten erstmals die für die jeweiligen Systeme WDK und SGB bisher erforderlichen zwei Prüfmethode zu einer einheitlichen Prüfmethode kombiniert werden, wodurch sich neue Designfreiheitsgrade zur Weiterentwicklung und Systemoptimierung ergeben. Als Ergebnis liegen valide, quantifizierte Einflussfaktoren vor, die im ersten Schritt für die Validierung der Kontaktmodelle eingesetzt werden können und im Weiteren Berücksichtigung in Simulationen zum Systemübertragungsverhalten Anwendung finden sollen.

Zukünftig kann die entwickelte und validierte Prüfmethode dazu beitragen, die identifizierten Abhängigkeiten bzw. Gesetzmäßigkeiten tribologischer Prozesse durch einen erweiterten Parameterraum zu konkretisieren und zu quantifizieren. Hierzu sollten zukünftige Untersuchungen gezielt die Wechselwirkungen und Mechanismen der Grenzschichtreibung und die Belange der Fressmechanismen beinhalten. Des Weiteren gilt es, den Einfluss der mehrachsigen instationären Gleitbewegungen im Detail zu untersuchen, um das Verständnis der Vorgänge weiter zu stärken, da hier das größte Potenzial zur Systemoptimierung verborgen scheint. Einen wesentlichen Aspekt wird mittelfristig die Untersuchung realer Systemkomponenten darstellen. Langfristiges Ziel sollte eine Anknüpfung und ein Transfer der entwickelten Untersuchungsmethode zu weiteren Systemen und Themenbereichen, z. B. mit Stahl/Stahl-Paarungen unter Mischreibungsbedingungen, sein. Basierend auf den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit, werden am IPEK - Institut für Produktentwicklung - bereits weitere Aspekte erforscht, die einen erneuten Beitrag zum Verständnis der tribologischen Vorgänge geschmierter Tribokontakte unter Mischreibungsbedingungen versprechen.

9 Literaturverzeichnis

Albers / Matthiesen 2002

Albers, A. ; Matthiesen, S.: Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme. In: Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung Band 54 (2002), Heft 7/8, 2002

Albers et al. 2003

Albers, A. ; Ott, S. ; Nowicki, L.: Ganzheitliche Untersuchungsmethode von friktionskontaktinduzierten Schwingungen in Antrieben. VDI-Berichte Nr. 1786, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2003. Fellbach, VDI, 2003

Albers / Behrendt 2004

Albers, A. ; Behrendt, M.: Innovationen in Antriebsstrang und Getriebe fordern neue Kupplungssystemlösungen. VDI-Berichte Nr. 1827, Getriebe in Fahrzeugen 2004. Friedrichshafen, VDI, 2004

Albers et al. 2004

Albers, A. ; Eckert, C. ; Ohmer, M.: Engineering Design in a different Way: Cognitive Perspective on the Contact & Channel Model Approach. In: MIT (Hrsg.) Proceedings of the 3rd International Conference Visual & Spatial Reasoning in Design (Cambridge, USA), 2004

Albers / Bernhardt 2005

Albers, A. ; Bernhardt, J.: Vergleichende Untersuchung des Systemverhaltens von Keramik-Keramik-Friktionspaarungen am Beispiel eines CVT-Getriebes. Tribologie Fachtagung 2005 – Reibung, Schmierung und Verschleiß. GfT Gesellschaft für Tribologie. Göttingen, 2005

Albers et al. 2005

Albers, A. ; Burkardt, N. ; Ohmer, M.: Approaches for the Synthesis of Technical Systems within the Contact and Channel Model C&CM. In: The Design Society (Hrsg.) Proceedings of the 15th International Conference on Engineering Design (Melbourne 2005). Melbourne: The Design Society, 2005

Albers et al. 2006

Albers, A. ; Behrendt, M. ; Ott, S.: Systemtribometer zur Untersuchung hochbelasteter nasslaufender Friktionskontakte unter mehrachsigen Gleitbewegungen. Tribologie Fachtagung 2005 – Reibung, Schmierung und Verschleiß, GfT Gesellschaft für Tribologie. Göttingen, 2005

Albers / Poll 2006

Albers, A. ; Poll, G. ; Behrendt, M. ; Kruse, T.: CVT Stufenlose Getriebe - Einfluss der Oberflächenbeschichtung auf das Funktionsverhalten von nasslaufenden Umschlingungs-CVT. FVA-Forschungsvorhaben 416, Kennwort „CVT-Beschichtung“, FVA-Heft 820. Frankfurt /Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2006

Albers et al. 2007a

Albers, A. ; Behrendt, M. ; Bernhardt, J. ; Ott, S.: Ganzheitliche Methode zur Optimierung komplexen hochbeanspruchter Friktionssysteme am Beispiel eines CVT-Umschlingungsgetriebes. VDI-Berichte Nr. 1997, Umschlingungsgetriebe – Ketten und Riemen: Konstruktion, Simulation und Anwendung von Komponenten und Systemen. Berlin, VDI, 2007

Albers et al. 2007b

Albers, A. ; Behrendt, M. ; Ott, S.: Entwicklungsmethodik für Kupplungssysteme – Modellbildung, Versuch und Simulation. VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2007. Wiesloch bei Heidelberg, VDI, 2007

Albers / Meboldt 2007

Albers, A. ; Meboldt, M.: iPeMM - Integrated Product Development Process Management Model Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving. In: Proceedings of the 16th International Conference on Engineering Design - ICED 07. Paris, France, 2007

Albers 2008

Albers, A.: Kupplungssysteme. In Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 6. Auflage. Kap. 14. Berlin, Springer, 2008

Albers et al. 2008a

Albers, A. ; Behrendt, M. ; Ott, S.: Investigations on highly and complex loaded friction contacts under mixed conditions based on novel model bench. In: Proceedings of the TAE 16th International Colloquium Tribology – Automotive and Industrial Lubrication. Esslingen, 2008

Albers et al. 2008b

Albers, A. ; Behrendt, M. ; Ott, S.: Friction and wear of highly loaded mixed lubrication contacts influenced by superposed sliding directions and intermittent surface pressure performed on a novel model bench. In: Proceedings of DGM International Symposium on Friction, Wear and Wear Protection 2008. Aachen, WILEY-VCH, 2008

Albers / Behrendt 2009

Albers, A. ; Behrendt, M.: CVT Stufenlose Getriebe - Einfluss von Schmiermedium und Oberflächenbeschaffenheit auf das Reibwert- und Verschleißverhalten im Mischreibungsgebiet auf Basis von Modelluntersuchungen mit Systemtribometer am Beispiel von nasslaufenden Umschlingungs-CVT. FVA-Forschungsvorhaben 547, Kennwort „CVT-Systemtribometer“, FVA-Heft 911. Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2009

Albers et al. 2009

Albers, A. ; Ott, S. ; Behrendt, M. ; Düser, T. ; Geier, M. ; Stier, C.: Simulationsgestützte Methoden IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. ATZ extra – Automotive Engineering Partners, Ausgabe Juni 2009. Wiesbaden, Springer Automotive Media, 2009

Bartel 2001

Bartel, D.: Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 2001

Bowden / Tabor 1959

Bowden, F.P. ; Tabor, D.: Reibung und Schmierung fester Körper. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer, 1959

Bunk et al. 1981

Bunk, W. ; Hansen, J. ; Geyer, M.: Tribologie: Reibung Verschleiß Schmierung. Berlin, Springer, 1981

Christensen 1962

Christensen, H.: The Oil Film in a Closing Gap. Proc. R. Soc., London, 1962

Christensen 1970

Christensen, H.: Elastohydrodynamik Theory of Spherical Bodies in Normal Approach. ASME Journal of Lubrication Technologies, 92(1), 1970

Czichos 1982

Czichos, H.: Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen. Grafenau/Württ., expert, 1982

Czichos / Habig 1992

Czichos, H. ; Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch - Reibung und Verschleiß. Braunschweig, Wiesbaden, Vieweg, 1992

Czichos / Habig 2003

Czichos H.; Habig K.-H.: Tribologie-Handbuch - Reibung und Verschleiß. 2. Aufl.. Wiesbaden, Vieweg, 2003

Daieff et al. 1994

Daieff, B. ; Kern, J. ; Krenn, H. ; Petra, H.: CVT für Heckantrieb. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 1994, vol. 96, Nr. 10, 1994

Deters 2004

Deters, L.: Grundsätzliches zu Reibung und Verschleiß in der technischen Anwendung. Magdeburger Wissenschaftsjournal 1/2004, Rubrik Maschinenbau, 2004

Deters 2008

Deters, L.: Tribologie. In Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 6. Auflage. Kap. 14. Berlin, Springer, 2008

Dittrich 1952

Dittrich, O.: Theorie des Umschlingungstrieb mit keilförmigen Reibscheibenflanken. Karlsruhe, Technische Hochschule, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 1952

Dittrich 1989

Dittrich, O.: Die Schmierung stufenloser mechanischer Getriebe für Kraftfahrzeuge und stationäre Anwendungen. Tribologie und Schmierungstechnik 36 (1989), Heft 2, 1989

Dittrich 1990

Dittrich, O.: Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug. Düsseldorf : VDI-Verl., 1990 (VDI Berichte Nr. 803). – S. 181 – 196, 1990

Dittrich 1992

Dittrich, O.: Anwendung der Theorie des keilförmigen Umschlingungsgetriebes auf stufenlose Getriebe, Bad Homburg, 1982

Dittrich 1997

Dittrich, O.: Berechnung des Wirkungsgrades aus der Scheibenverformung. Bad Homburg, 1997

Dowson / Higginson 1959

Dowson, D. ; Higginson, G.R.: A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problem. J. Mech. Eng. Sci., vol. 1, 1959

Dowson 1979

Dowson, D.: History of Tribology. London, Longman, 1979

Drescher 1959

Drescher, H.: Die Mechanik der Reibung zwischen festen Körpern. VDI –Zeitschrift 101, 1959

Dubbel 2005

Grote, K.-H. ; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. 21. Aufl. Berlin, Springer, 2005

Eggert 1990

Eggert, U.: CVT - Elektronische Regelung und Fahrdynamik. VDI-Bericht Nr. 803, Drehzahlvariable Antriebe: Stufenlose Getriebe für Industrie Und Kraftfahrzeuge, Mannheim, VDI, 1990

Ehrlenspiel 2003

Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung - Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 2. Aufl. München, Wien, Hanser, 2003

Ertel 1939

Ertel, A.M.: Hydrodynamic lubrication based on new principles. Akad. Nauk SSSR Prikadnaya Matematika I Mekhanika, vol. 3, 1939

Eytelwein 1808

Eytelwein, J.A.: Handbuch der Statik fester Körper. Bd 1. Berlin, Reiner, 1808

Fleischer 1976

Fleischer, G.: Energiebilanzierung der Festkörperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleißberechnung. Teil I/II, Schmierungstechnik 7 (1976) 8, Schmierungstechnik 7 (1976) 9, 1976

Fleischer / Hadler 1994

Fleischer, G. ; Hadler, J.: Energetische Beurteilung und Vorausberechnung geschmierter Radialgleitlager bei Misch- und Flüssigkeitsreibung. FVV-Abschlussbericht, Nr.: 294D, 1994

Funk 1995

Funk, W.: Zugmittelgetriebe - Grundlagen, Aufbau, Funktion. Berlin, Springer, 1995

Gerbert 1972

Gerbert, B.G.: Force and Slip Behaviour in V-Belt Drives. Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series No. 67, Helsinki, 1972

Gerbert 1984

Gerbert, B.G.: Metal V-Belt Mechanics. ASME Paper No. 84-Det-227, 1984

Gerbert 1985

Gerbert, B. G.: Influence of Band Friction Metal V-Belt Mechanics. Report No. 1985-08-25, Division of Machine Elements, Göteborg, Chalmers University of Technology, 1985

Gerbert / Olsson 1989

Gerbert, B.G. (Hrsg.) ; Olsson, J.: Deformation of Pulley in V-Belt Transmission. Report 1989-01-27, Machine and Vehicle Design. Göteborg, Chalmers University of Technology, 1989

Gerbert 1996

Gerbert, B.G.: Skew V-Belt Pulleys. In: Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions, CVT '96, Paper 101, Yokohama, JSAE, 1996

GfT 2002

GfT Arbeitsblatt 7: Tribologie - Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT), 2002

Grashof 1883

Grashof, F.: Theoretische Maschinenlehre, Bd. 2. S304-324. Hamburg, Leopold Voss, 1883

Greenwood / Williamson 1966

Greenwood, J.A. ; Williamson, J.B.P.: The contact of nominally flat surfaces. Proc. Roy. Soc. London: A295, 300, 1969

Grubin 1949

Grubin, A.N.: Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces. Investigation of the contact of machine components. TsNIT MASH, vol. 30, Moskau, 1949

Guo et al 2006

Guo, F. ; Kaneta, M. ; Wang, J. ; Nishikawa, H. ; Yang, P.: Occurrence of a Noncentral Dimple in Squeezing EHL Contacts. Journal of Tribology, Vol. 128 (2006), ASME, 2006

Hamaker 1937

Hamaker, H.C.: The London – van der Waals attraction between spherical particles, *Physica* IV, no.10, 1937

Hendriks 1998

Hendriks, E ; ter Heegde, P. ; van Prooijen, T.: Aspects of a metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Applications. Passenger Car Meeting and Exposition, Dearborn, Michigan, SAE-Paper 881734, 1998

Hertz 1881

Hertz, H.: Über die Berührung fester, elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Bd.92, Berlin, 1881

Herrebrugh 1970

Herrebrugh, K.: Elastohydrodynamic Squeeze Films Between Two Cylinders in Normal Approach. *ASME Journal of Lubrication Technologies*, 91(2), 1970

Höhn et al. 2002

Höhn, B.-R. ; Pflaum, H. ; Süßmuth, J.-F.: Erarbeitung von Kenngrößen für die Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für Stufenlose Umschlingungsgetriebe. FVA-Forschungsvorhaben 310, Kennwort „CVT-Öle“, FVA-Heft 687. Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2002

Höhn et al. 2005

Höhn, B.-R. ; Pflaum, H. ; Moser, K.: Erarbeitung eines Kurztests zur Eignungsbeurteilung von CVT-Schmierstoffen hinsichtlich des Verschleißverhaltens. FVA-Forschungsvorhaben 455, Kennwort „CVT - Öltest“, FVA-Heft 804. Frankfurt/ Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2005

Heuberger 2007

Heuberger, M.: Wie entsteht Reibung? Nanotribologie. *Physik Unserer Zeit*, Ausgabe 3/2007 (38). Weinheim, WILEY-VCH, 2007

Klement 2005

Klement, W: „Fahrzeuggetriebe“. München, Carl Hanser, 2005

Knoll / Lagemann 2002

Knoll, G. ; Lagemann, V.: Simulationsverfahren zur tribologischen Kennwertbildung rauher Oberflächen - Teil1: Einfluss der bearbeitungsbedingten Oberfläche auf die hydrodynamische Tragfähigkeit geschmierter Kontakte. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 2002/1, expert, 2002

Kragelski, 1971

Kragelski, I.W.: Reibung und Verschleiß. München, Carl Hanser, 1971

Kragelsky et al. 1982

Kragelsky, I.V. ; Dobychin, M.N. ; Kombalov, V.S.: Friction ; and wear - calculation methods. Oxford, Pergamon Press, 1982

Krüger 2003

Krüger, A.: Kupplungsrupfen - Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 10, 2003

Lechner 1994

Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin, Springer, 1994

Lin / Hung 2007

Lin, J.-R. ; Hung, C.-R.: Combines effects of non-Newtonian couple stresses and fluid inertia on the squeeze film characteristics between a long cylinder and an infinite plate. *Fluid Dynamics Research*, 39 (2007), 2007

Lubrecht 1987

Lubrecht, A.A.: The Numerical Solution of the Elastohydrodynamically Lubricated Line- and Point Contact Problem using Multigrid Techniques. Universität Twente, Dissertation, 1987

Lutz 1960

Lutz, O.: Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes. Konstruktion, Bd. 12 (1960) Nr.7, 1960

Makino et al. 1998

Makino, T. ; Morohoshi, S. ; Saki, K.: The Effect of Roughness Orientation on Mixed Friction. In: Proceedings of the 25th Leeds-Lyon Symposium, 1998

Matthiesen 2002

Matthiesen, S.: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 6, 2002

Meboldt 2009

Meboldt, M.: Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung – als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM), Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 29, 2009

Meeten 2004

Meeten, G.H.: Effects of Plate roughness in squeeze-flow-rheometry. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics 124 (2004), 2004

Meurisse / Querry 2006

Meurisse, M.-H. ; Querry, M.: Squeeze Effects in a Flat Liquid Bridge Between Parallel Solid Surfaces. Journal of Tribology, Vol. 128, ASME, 2006

Möller / Nassar 2002

Möller, U.J. ; Nassar, J.: Schmierstoffe im Betrieb. 2. Aufl., Berlin, Heidelberg, New York, Springer, 2002

Nowicki 2008

Nowicki, L.: Raue Oberflächen in geschmierten Tribokontakten. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 30, 2009

Patir / Cheng 1978

Patir, N. ; Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Threedimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. Journal of Lubrication Technology, vol. 100 (1978), 1978

Petrusevich 1951

Petrusevich, H.I.: Fundamental conclusions from the contact-hydrodynamic theory of lubrication. Izo. Akad. Nauk SSSR (OTN), vol. 2, 1951, 1951

Poll et al 2000

Poll, G. ; Gatzen, H.-H. ; Wiendl, M. ; Spreckels, M.: Korrelation mikrotopologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. Tribologie und Schmierungstechnik, 47. Jahrgang, 02/2000, 2000

Poll /Sattler 1998

Poll, G. ; Sattler, H.: Mess- und Prüfverfahren für eine Wirkungsgradbestimmung von stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetrieben. FVA-Forschungsvorhaben 221/I, Kennwort „CVT-Wirkungsgrad“, FVA-Heft 561. Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1998

Poll / Sue 2002

Poll, G. ; Sue, A.: Einfluss der Getriebesteifigkeit auf den Wirkungsgrad stufenlos verstellbarer Umschlingungsgetriebe. FVA-Forschungsvorhaben 221/II, Kennwort „CVT-Steifigkeit“, FVA-Heft 654, Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2002

Rabinowicz 1965

Rabinowicz E.: Friction and wear of materials. Wiley Series on the science and technology of materials. New York, Wiley, 1965

Redlich 2002

Redlich, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen, Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 2002

Reynolds 1886

Reynolds, O.: On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Phil Trans. R. S., Band 177, 1886

Rohde 2006

Rohde, J.: Simulation des Tribokontakts zwischen Kette und Variatorscheibe im CVT-Getriebe. Clausthal, Technische Universität, Fakultät für Mathematik, Informatik und Maschinenbau, Dissertation, 2006

Rooij / Schaerlaeckens 1993a

Rooij, J.v. ; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband - Teil I: Allgemeine Kräfteübertragungen. Antriebstechnik, Bd. 32 (1993), Nr. 8, 1993

Rooij / Schaerlaeckens 1993b

Rooij, J. v. ; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband - Teil II: Im Band auftretende Kräfte. Antriebstechnik, Bd. 32 (1993), Nr. 9, 1993

Rooij / Schaerlaeckens 1993c

Rooij, J.v. ; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband - Teil III: Leistungsverluste im Schubgliederband und CVT-Getriebe. Antriebstechnik, Bd. 32 (1993), Nr. 10, 1993

Ropohl 1979

Ropohl, G.: Eine Systemtheorie der Technik zur Grundlegung der allgemeinen Technologie. Universität Karlsruhe (TH), Habilitation, 1979

Sakai 1990

Sakai, Y.: The „ECVT“ Continuously Variable Transmission. VDI-Bericht Nr. 803, Drehzahlvariable Antriebe: Stufenlose Getriebe für Industrie Und Kraftfahrzeuge, Mannheim, VDI, 1990

Sattler 1999

Sattler, H.; Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe. Universität Hannover, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 1999

Sauer 1996

Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. Düsseldorf, VDI-Verlag, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 293, Dissertation, 1996

Schlums 1959

Schlums, K.D.: Untersuchungen an Umschlingungsgetrieben. TH Braunschweig, Dissertation, 1959

Schyr 2006

Schyr, C.: Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung. Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 22, 2006

Schönnenbeck / Wagner 1992

Schönnenbeck, G. ; Wagner, P.: Gesichtspunkte und spezielle Prüfmethode zur Schmierstoffauswahl für stufenlose Kettenwandler. Tribologie 2000, Esslingen 1992, Band 3, 2000

Schönnenbeck / Sauer 1996

Schoennenbeck, G. ; Sauer, G.: Auslegung eines Anpresssystems für Kettenwandler. In: Bartz, W. (Hrsg.): Tribology – Solving friction and wear problems. 10th Int. Colloquium (Esslingen1996), vol. 2, 1996

Shakhvorostov 2005

Shakhvorostov, D.: Untersuchung der Dissipationsmechanismen der Metall/Metall-Reibpaarung mit der Hilfe der Radionuklidtechnik und der faseroptischen IR-Temperaturmessung. Technische Universität Berlin, Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme, Dissertation, 2005

Sladek 2001

Sladek, W.: Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben. Universität Hannover, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 2001

Srnik 1998

Srnik, J.: Dynamik von CVT - Keilkettengetrieben. Düsseldorf, VDI-Verlag, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 372, Dissertation, 1998

Stachowiak 1973

Stachowiak, H.; Allgemeine Modelltheorie, Wien, Springer, 1973

Stuffer 2007

Stuffer, A.: Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potenzialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Produktentwicklung, Band 25, 2007

Sue et al. 2002

Sue, A. Dittrich, O., Poll, G.: CVT-Wirkungsgradberechnung aus der Verformung beim Umschlingungstrieb. VDI-Berichte Nr. 1709, CVT Congress 2002, München, VDI, 2002

Sue 2003

Sue, A.: Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe unter Einfluss von Kippspiel und Verformung. Universität Hannover, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 2003

Tenberge 1986

Tenberge, P.: Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Umschlingungsgetrieben. Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 1986

Tenberge 1995

Tenberge, P.: Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben - Einfluss von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad. VDI-Berichte Nr. 1207, Gleitwälzkontakte. Fulda, VDI, 1995

Tenberge 2004

Tenberge, P.: Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben. (http://www.tu-chemnitz.de/mb/MaschElem/pdf/Kraftuebertragung_in_Umschlingungsgetrieben.pdf, Stand 01/2009, Dokument erstellt 08/2004), 2004

Tomlinson 1929

Tomlinson, G.A.: Philos. Mag. 7, 905, 1929

Tower 1883

Tower, B.: First report on friction experiments. Proc. Inst. Mech. Engrs., November 1883, 1883

van Leeuwen / Schoouten 1995

Van Leeuwen, H.J. ; Schoouten, M.J.W. Die Elastohydrodynamik - Geschichte und Neuentwicklungen. VDI-Berichte Nr. 1207, Gleitwälzkontakte. Fulda, VDI, 1995

Venner 1991

Venner, C.H.: Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems. Universität Twente, Dissertation, 1991

Wiersch 2005

Wiersch, P.: Berechnung thermo-elastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung. Technische Universität Clausthal, Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau, Dissertation, 2005

Wiesniewski / Dierich 1990

Wiesniewski, M. ; Dierich, P.: Modellierung rauher Oberflächen im EHD-Kontakt. Schmierungstechnik, Band 21 (1990), Heft 9, 1990

You 1990

You, H.I.: Lubrication of a Lightly Loaded Sliding Cylinder in Normal Motion. Journal of Tribology, Vol. 112, January 1990, ASME, 1990

Zhu / Cheng 1988

Zhu, D. ; Cheng, H.S.: Effect of surface roughness on the point contact EHL. Journal of Tribology, Vol. 110, October 1988, ASME, 1988

10 Anhang

Untersuchungsmethode

Im Folgenden werden die wesentlichen Aspekte der Untersuchungsmethode auszugsweise dargestellt. Von einer detaillierten Beschreibung wird an dieser Stelle abgesehen, da dies im Rahmen des abgeschlossenen FVA-Vorhabens FVA547 „CVT-Systemtribometer“²⁵⁷ ausführlich behandelt wird.

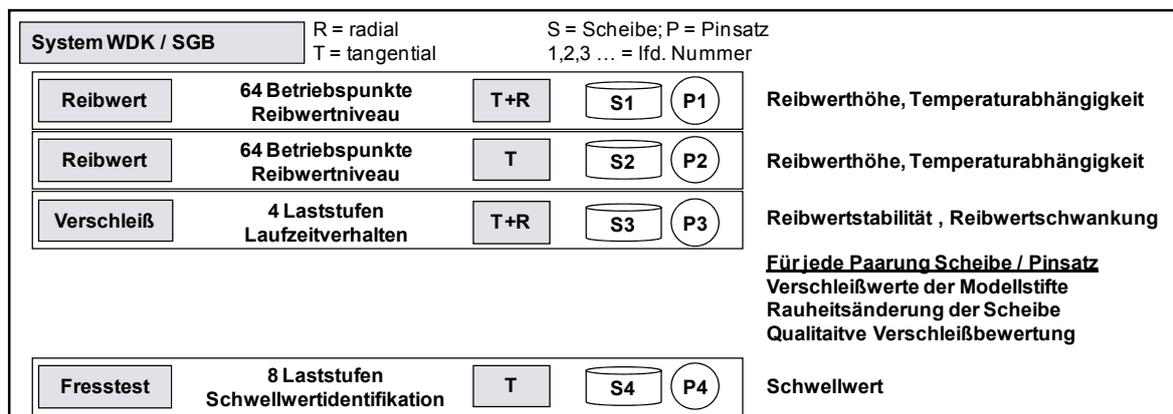


Bild 84: Untersuchungsmethode - Definition der Versuchsläufe²⁵⁷

Die Untersuchungsmethode (s. Bild 84) beinhaltet die Untersuchung einer gewünschten Variation des Tribosystems im Rahmen einer Versuchsreihe mit insgesamt vier Versuchsläufen (jeweils eine neue Prüfpaarung je Versuchslauf). Je Versuchsreihe werden die im Folgenden aufgeführten Untersuchungen durchgeführt:

- Reibungszahl- und Verschleißuntersuchungen
 - Versuchslauf mit mehrachsigen instationären Beanspruchungen zur Kennfeldbildung (Betriebszustand: Radial- und Tangentialgleiten)
 - Versuchslauf mit einachsigen instationären Beanspruchungen zur Kennfeldbildung (Betriebszustand: Tangentialgleiten)
 - Versuchslauf mit mehrachsigen instationären Beanspruchungen unter Laufzeitaspekten (Betriebszustand: Radial- und Tangentialgleiten)
- Fressneigungsuntersuchungen
 - Versuchslauf mit einachsigen instationären Beanspruchungen zur Identifikation der Fressneigung (Betriebszustand: Tangentialgleiten)

²⁵⁷ Albers / Behrendt 2009

Die Reibungszahlen werden mit insgesamt 64 Betriebspunkten in Abhängigkeit der Einflussparameter Kontaktzeit, Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit, Überlagerung der Gleitanteile sowie der Öltemperatur bestimmt. Hierbei werden die beiden Betriebszustände mit überlagertem Radial- und Tangentialgleiten sowie reinem Tangentialgleiten auf der Basis gleicher nomineller Gesamtgleitbeträge und damit gleicher nomineller Reib- bzw. Verlustleistung verglichen. Für den jeweils beabsichtigten Vergleich werden die ermittelten Reibungszahlen in einem definierten Korrelationspunkt betrachtet. Für die gezielten Untersuchungen hinsichtlich relevanter Laufzeitaspekte wird das zu untersuchende System mit einem definierten Beanspruchungskollektiv beaufschlagt. Nach jeweils zwei Stunden Laufzeit werden Referenzmessungen der Reibungszahl durchgeführt und danach die Beanspruchung stufenweise erhöht. Die Reibungszahluntersuchungen im Referenzpunkt ermöglichen die Beurteilung hinsichtlich der Laufzeit bzw. des Verschleißes. Da das Fressen einen auf Energie bzw. Temperatur basierenden Wirkmechanismus darstellt, sind die wichtigsten Einflussfaktoren die Gleitgeschwindigkeit und die Flächenpressung. Zur Bestimmung der Fressneigung wird das Tribosystem in acht definiert abgestuften Gleitgeschwindigkeiten in Kombination mit einer definierten Pressung für jeweils 30 Minuten belastet. Dies wird solange durchgeführt, bis der tribosystemabhängige Schwellenwert, der ein Maß für die Fressneigung darstellt, erreicht wird.

Als Ergebnis können in Abhängigkeit des Versuchslaufs (s. Bild 84) folgende Kenngrößen ermittelt und betrachtet werden:

- Reibungszahlniveau
- Temperaturabhängigkeit der Reibungszahl
- Reibungszahlstabilität unter Laufzeitaspekten
- Reibungszahlschwankung
- Quantitativer Verschleiß der Modellstifte
- Rauigkeitsänderung der Scheiben
- Qualitativer Verschleiß durch subjektive Bewertung

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Matthias Behrendt
Geburtsdatum: 20. Januar 1976
Geburtsort: Schwetzingen
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: verheiratet

Bildungsgang

1982 – 1986 Schillerschule Wiesloch (Grundschule)
1986 – 1995 Gymnasium Wiesloch (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)
1995 – 1997 Wehrdienst im Instandsetzungsbataillon 12, Ausbildung zum Rad- und Kettenmechaniker sowie Instandsetzungsoffizier (Oberleutnant d.R.).
1997 – 2002 Studium des Maschinenbaus mit Vertiefungsrichtung Produktentwicklung und Konstruktion an der Universität Karlsruhe (TH) (Abschluss: Diplom)

Berufstätigkeit

1999 – 2001 Wissenschaftliche Hilfskraft am IPEK – Institut für Produktentwicklung; ehemals Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)
2001 – 2001 Werksstudent bei der BLANCO GmbH&Co. KG in der Entwicklungsabteilung für Haushaltstechnik, Oberderdingen
2002 – 2002 Wissenschaftliche Hilfskraft am IPEK – Institut für Produktentwicklung; ehemals Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)
seit 11/2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe:
01/2005 stv. Leiter der Forschungsgruppe Antriebstechnik
11/2007 Leiter der Forschungsgruppe Antriebstechnik
04/2008 stv. Leiter der Forschungsabteilung1 (Antriebstechnik, CAE, NVH)