

Arne Thorsten Bischofberger

Ein Beitrag zur gezielten Gestaltung und bedarfsgerechten Regelung des nasslaufenden Kupplungssystems für den Einsatz als mechatronisches Stellglied mit der Funktionserweiterung Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb

A contribution to a targeted design and demand-oriented control of the wet-running clutch system for the application as a mechatronic actuator with the functional extension of vibration reduction in slip operation

Band 197

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Ein Beitrag zur gezielten Gestaltung und bedarfsgerechten Regelung des nasslaufenden Kupplungssystems für den Einsatz als mechatronisches Stellglied mit der Funktionserweiterung Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb

A contribution to a targeted design and demand-oriented control of the wet-running clutch system for the application as a mechatronic actuator with the functional extension of vibration reduction in slip operation

Herausgeber Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2026
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Universität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

**Ein Beitrag zur gezielten Gestaltung und
bedarfsgerechten Regelung des nasslaufenden
Kupplungssystems für den Einsatz als
mechatronisches Stellglied mit der
Funktionserweiterung Schwingungsreduzierung im
Schlupfbetrieb**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

M.Sc. Arne Thorsten Bischofberger

Tag der mündlichen Prüfung:	29.01.2026
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird 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 seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung, um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 197

Die Entwicklung moderner Antriebssysteme befindet sich seit Jahren in einem tiefgreifenden Transformationsprozess. Unter dem Druck globaler Nachhaltigkeitsziele, zunehmend strengerer Emissionsgrenzwerte und wachsenden Anforderungen an die Energieeffizienz müssen Antriebssysteme neue Wege gehen, um Leistungsfähigkeit, Umweltverträglichkeit und Komfort zugleich sicher zu stellen. Dabei kann ein weiterer grundlegender Trend beobachtet werden: die immer weitere Steigerung der Leistungsdichte mit dem Ziel, kleiner und effizienter zu bauen und Materialien einzusparen. Im Bereich der Fahrzeugantriebe führt der Trend hin zu elektrifizierten und hybridisierten Antriebssträngen zu einer enormen Erweiterung des Lösungsraums von neuen Architekturen. Dabei bleiben aber die mechanischen und mechatronischen Funktionsreibsysteme weiterhin zentrale Stellglieder zur Übertragung, Modulation und Regelung von Drehmoment und Beeinflussung der Dynamik. Die Kupplungssysteme und Bremsen sind dabei elementare Funktionsgruppen, um in der Antriebsarchitektur das Zusammenspiel zwischen Energiequelle, Leistungspfad und Antriebselementen zu realisieren. Sie werden damit zu integralen Bestandteilen eines robusten, effizienten sowie komfortoptimierten Antriebssystems. Das gilt natürlich nicht nur für die Antriebe in mobilen Systemen, wie Fahrzeugen oder Bahnen, sondern ähnlich auch für Lösungen in der stationären Antriebstechnik des Maschinenbaus. Auch hier sind die Funktionsreibsysteme die wichtigsten mechatronischen Stellelemente zur Beeinflussung der Energieflüsse und zur Abbildung der Antriebsarchitektur, aber auch zur Darstellung von Sicherheitsfunktionen. Die Tribologie als wissenschaftliche Grundlage zur Beschreibung und Auslegung von Reib-, Schmier- und Verschleißvorgängen in den Funktionsreibsystemen hat damit eine sehr hohe Bedeutung. Hier konnte in den letzten Jahrzehnten durch eine Kombination aus theoretischen und experimentellen Arbeiten ein erheblicher Fortschritt erreicht werden. Die tribologischen Mechanismen bestimmen nicht nur das Reibverhalten und damit die Drehmomentübertragung, sondern prägen auch maßgeblich das dynamische Systemverhalten im gesamten Antriebsstrang mit. Daher ist es zwingend erforderlich, die Forschung zur Tribologie von Funktionsreibsystemen weiter voranzutreiben und insbesondere auch mit neuen Möglichkeiten der Messtechnik und der theoretischen Konzepte anzureichern. In nasslaufenden Kupplungssystemen, wie sie in modernen Doppelkupplungsgetrieben, automatisierten Getrieben, Wandlerüberbrückungskupplungen und Industrieanwendungen zum Einsatz kommen, wirken tribologische Vorgänge unmittelbar auf die Effizienz, die thermische Stabilität, die Lebensdauer und insbesondere auf die Schwingungs- und Komfortcharakteristik des gesamten Antriebsstranges. Mit der zunehmenden Mechatronisierung und Regelbarkeit solcher Systeme entsteht ein erweiterter Lösungsraum. Die nasslaufende Lamellenkupplung ist dabei nicht länger nur als reines Schalt- und Übertragungselement anzusehen, sondern nimmt als mechatronisches Stellglied aktiv Einfluss auf das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs. Die Möglichkeit, gezielt geregelten Schlupf zu erzeugen, eröffnet ein

wirkungsvolles Mittel zur bedarfsorientierten Schwingungsreduzierung, das konventionelle Maßnahmen wie Zweimassenschwungrad und Fliehkraftpendel ergänzen oder in Teilen sogar substituieren kann. So verschiebt sich die Rolle der Funktionsreibsysteme in der Antriebstechnik. Sie werden zu wichtigen Stellhebeln im Zielsystem der Produktentwicklung zwischen Effizienz, Komfort, Robustheit, Funktionssicherheit und Lebensdauer.

Die Forschungsarbeit von Herrn Dr.-Ing. Arne Bischofberger setzt genau an dieser Stelle an. Er erforscht die hochkomplexen Wechselwirkungen zwischen tribologischen Mechanismen, Systembeanspruchung und schwingungstechnischem Verhalten im geregelten Schlupfbetrieb, um auf dieser Basis einen Beitrag zur gezielten Gestaltung und bedarfsgerechten Regelung nasslaufender Kupplungssysteme zu erstellen. Die Arbeit ist gegründet auf die rund drei Jahrzehnte lange Forschung der Gruppe um ALBERS zur Tribologie von trockenlaufenden und nasslaufenden Funktionsreibsystemen und auch Lagersystemen. Sie nimmt die Ansätze der *KaSPro – Karlsruher Schule für Produktentwicklung* auf und führt neue Forschungsergebnisse zur Tribologie schlupfender nasslaufender Friktionssysteme in dieses Gebäude ein.

Januar, 2026

Albert Albers

Kurzfassung

Zunehmende Anforderungen im Zielsystem der Produktentwicklung nachhaltiger und effizienter Antriebssysteme erfordern neue Maßnahmen und erweiterte Lösungsräume, um diesen begegnen zu können. Aktuelle Systemgenerationen nasslaufender Kupplungssysteme bieten als cyber-physische Systeme einen erweiterten Raum an Funktionen. So kann das Kupplungssystem mit der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb* in Antriebssystemen zu einer bedarfsgerechten Reduzierung unerwünschter Schwingungen verwendet werden und zu erhöhtem Komfort und geringerer Belastung des Antriebsstrangs beitragen, ohne zusätzliche Teilsysteme vorzusehen.

In dieser Forschungsarbeit wird Wissen für eine gezielte Gestaltung des Tribosystems und für die gezielte Einstellung der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb* im nasslaufenden Kupplungssystem generiert und in Form von Handlungsempfehlungen, Methoden und Modellen bereitgestellt. Es werden Untersuchungsmethoden synthetisiert, die es ermöglichen, die Schwingungsreduzierung und das dynamische Reibungszahlverhalten im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem anwendungsnah zu untersuchen und zu bewerten sowie das Verständnis über die Vorgänge im nasslaufenden Friktionskontakt zu erweitern. Über acht Entwicklungsgenerationen mit Variation im Tribosystem werden Einflüsse aus dem Tribosystem untersucht und wirkende Mechanismen im nasslaufenden Friktionskontakt ergründet. Es kann u. a. gezeigt werden, dass bei den Entwicklungsgenerationen unterschiedliche Superpositionen von Wirkmechanismen vorliegen und diese durch Tribosystemgrößen maßgeblich beeinflusst werden können. Durch erstellte Regressionsmodelle und exemplarisch abgeleitete Konturdiagramme für den Einfluss von Betriebsgrößen werden außerdem eine Abschätzung der Schwingungsreduzierungswirkung und eine gezielte Einstellung der Betriebsgrößen im schlupfbetriebenen Kupplungssystem ermöglicht. Mit einer auf Basis der erarbeiteten Handlungsempfehlungen gestalteten Entwicklungsgeneration werden diese evaluiert. Es wird eine Verbesserung gegenüber der gegenwärtig im Markt befindlichen Systemgeneration aufgezeigt.

Die Forschungsarbeit leistet mit dem generierten und bereitgestellten Wissen einen Beitrag, um die Funktionserweiterung im Produktentwicklungsprozess neuer Systemgenerationen von Antriebssystemen mit nasslaufenden Kupplungssystemen als Maßnahme zur Schwingungsreduzierung verbessert und gezielt integrieren zu können. Hierdurch werden bedarfsgerechte Komfortsteigerungen und die Substitution bzw. die Reduzierung anderer Teilsysteme ermöglicht, womit ein Beitrag zu einer Produktentwicklung nachhaltigerer und effizienterer Antriebssysteme unter Berücksichtigung neuer Herausforderungen geleistet wird.

Abstract

In order to meet increasing demands in the system of objectives for the product development of sustainable and efficient drive systems, new measures and enhanced solution spaces are required. Current system generations of wet-running clutch systems as cyber-physical systems provide an enhanced solution space with extended functions. For example, the functional extension of *vibration reduction in controlled slip operation* can be used to reduce vibrations on demand and thus provide more comfort and less stress on the drivetrain without adding other subsystems.

In this thesis, knowledge is generated for a targeted design of the tribological system and for the targeted control of the functional extension *vibration reduction in controlled slip operation* in the wet-running clutch system and provided as recommendations, methods and models. Research methods are synthesized that enable an application-oriented investigation and evaluation of the vibration reduction and the dynamic friction behavior in the slip-operated wet-running clutch system as well as the extension of knowledge of the mechanisms in the wet-running friction contact. Influences from the tribological system are investigated across eight engineering generations with variation in the tribological system. Thereby the mechanisms in wet-running friction contact are analyzed as well. It can be shown that across the eight engineering generations the vibration reduction is based on different mechanisms and that these working mechanisms can be significantly influenced by the tribological system. Furthermore, regression models and exemplary contour diagrams are derived for the influence of operating parameters, enabling an estimation of the vibration reduction effect and a targeted control of the parameters in the slip-operated clutch system. The developed recommendations are evaluated with a new engineering generation, that is designed on the basis of these recommendations. It shows an improvement compared to the current system generation on the market.

With the knowledge generated, this thesis contributes to an improved and targeted integration of the functional extension in the product development process of new system generations of drive systems with wet-running clutch systems included as a measure to reduce vibrations. Thus, demand-oriented increases in comfort and the substitution or reduction of other subsystems can be achieved, which contributes to the product development of more sustainable and efficient drive systems while considering new challenges.

Danksagung

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

Zuallererst möchte ich mich ganz besonders bei meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers für die Betreuung der Arbeit und die zahlreichen wissenschaftlichen Diskussionen bedanken. Durch das entgegengebrachte Vertrauen und das Bereitstellen der entsprechenden Gestaltungsfreiräume ist diese Arbeit überhaupt erst möglich geworden.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl möchte ich herzlich für die Übernahme des Korreferats danken.

Danken möchte ich dem gesamten Team des IPEK und im Besonderen den Kolleginnen und Kollegen am Fasanengarten für die wertvollen Diskussionen und den Austausch auf sowohl fachlicher als auch persönlicher Ebene. Ein herzlicher Dank gilt außerdem den Technischen Diensten, der Administration und der IT für die durchgängige Unterstützung in verschiedensten Belangen sowie allen beteiligten Studierenden für ihr Mitwirken. Mein besonderer Dank gilt Katharina Bause, die meine Arbeit von Beginn an als Oberingenieurin mit wertvollem Feedback sowie fortwährendem Vertrauen begleitet und mir in meinem Tun die notwendigen Freiräume gewährt hat. Besonders danken möchte ich auch Kai Wolter, der mit Rat und Tat zur Seite stand, sowie Sascha Ott für die bereichernden Impulse und das Vertrauen in mich und meine Tätigkeit.

Dem Projektbegleitenden Ausschuss im Arbeitskreis Schaltbare Kupplungen und Bremsen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. möchte ich herzlich für die Unterstützung und die Bereitstellung von Versuchsteilen danken.

Ausdrücklich danken möchte ich außerdem meinen Freunden, die mit einem stets offenen Ohr auch abseits der Arbeit zu einem freien Kopf beigetragen haben.

Mein größter Dank gilt meiner Familie. Allen voran meinen Eltern, ohne die dieser Weg nicht möglich gewesen wäre. Ihre Unterstützung und ihr Glaube an mich haben mir immer Kraft gegeben, ihnen gebührt mein tiefster Dank. Meinem Bruder Fabian mit Familie, die mich auch auf andere Gedanken gebracht haben und jederzeit für mich da waren. Meiner lieben Partnerin Lena für ihre bedingungslose Unterstützung und den immerwährenden Rückhalt auch in intensiven Phasen der Arbeit. Ich bin glücklich, euch als Familie zu haben.

Januar, 2026

Arne Bischoffberger

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung.....	i
Abstract.....	iii
Abbildungsverzeichnis.....	xi
Tabellenverzeichnis.....	xxi
Abkürzungsverzeichnis.....	xxv
Formelzeichen.....	xxvii
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	2
1.2 Struktur der Forschungsarbeit.....	3
2 Grundlagen und Stand der Forschung.....	5
2.1 Validierung in der Produktentwicklung: Relevante Methoden der KaSPro.....	5
2.1.1 iPeM – Integriertes Produktentstehungsmodell und erweitertes ZHO-Modell.....	6
2.1.2 Modell der SGE – Systemgenerationsentwicklung.....	8
2.1.3 Validierung mit dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz.....	9
2.2 Design Research Methodology (DRM).....	12
2.3 Grundlagen relevanter mathematischer Methoden.....	13
2.3.1 Einfache balancierte Varianzanalyse.....	13
2.3.2 Regressions- und Korrelationsanalyse.....	14
2.4 Schwingungsreduzierung in Antriebssträngen.....	15
2.5 Relevante Grundlagen der Tribologie im technischen System und Systemtribologie.....	21
2.5.1 Tribotechnisches System.....	21
2.5.2 Grundlagen der Reibung.....	23
2.5.3 Validierung tribologischer Systeme: Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig und Einordnung im Kontext der KaSPro mit dem IPEK-XiL-Ansatz.....	26
2.5.4 Systemtribologie.....	28
2.6 Nasslaufende Lamellenkupplung.....	29
2.6.1 Tribosystem ‚nasslaufende Lamellenkupplung‘.....	31
2.6.2 Betriebszustände und Rupfen.....	37
2.6.3 Berechnungsgrundlagen.....	39

2.7	Reibungszahlverhalten und Schwingungsverhalten nasslaufender Kupplungssysteme – Einflüsse aus dem Tribosystem und der Beanspruchung	43
2.7.1	Untersuchungen zum Reibungszahlverhalten	43
2.7.2	Untersuchungen zum Schwingungsverhalten	52
2.8	Fazit zum Stand der Forschung	55
3	Zielsetzung	59
3.1	Forschungsbedarf	59
3.2	Grundannahmen	60
3.3	Forschungsfragen	61
4	Forschungsvorgehen	65
5	Gestaltung der Validierungsumgebung	67
5.1	Validierungsumgebung InLine-Modul	67
5.2	Weiterentwicklung der Validierungsumgebung InLine-Modul	71
5.2.1	Möglichkeit zur Wärmebilanzierung: Temperaturmessung	71
5.2.2	Ölkonditionierung und Hydraulikeinheit	77
5.2.3	Robustheit Reibungszahlermittlung (Axialkraft)	81
5.3	Fazit zur Validierungsumgebung	83
6	Methodensynthese	85
6.1	Einlauf der Tribosysteme	85
6.2	Untersuchungsmethode Schwingungsreduzierungs Wirkung, Effizienz und Reibungszahlverhalten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb	86
6.3	Untersuchungsmethode quasistationäres Reibungszahlverhalten	88
6.4	Dynamisches Reibungszahlverhalten	92
6.5	Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt ..	96
6.5.1	Bewertungsgrößen für die Schwingungsreduzierungs Wirkung...	96
6.6	Betrachtung des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz der Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupf	101
6.6.1	Bewertungsgrößen für die Verlustleistung	101
6.7	Ergründung zugrundeliegender Wirkmechanismen	103
6.7.1	Gegenüberstellung von Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung	103
6.7.2	Schwingungstechnische Untersuchung durch Frequenzsweeps	104
6.8	Fazit zu den Methoden und Zwischenfazit Teilforschungsfragen 1.1, 2.1 und 2.2	107
7	Anwendung der Methoden: Ergebnisse und Diskussion	111
7.1	System-under-Investigation (Sul): Nasslaufendes Lamellenpaket	111

7.2	Einfluss des Tribosystems auf das Übertragungsverhalten und Ergündung von Wirkmechanismen	114
7.2.1	Versuche mit konstanter Flächenpressung.....	117
7.2.2	Zwischenfazit Forschungsfrage 1.3	141
7.2.3	Versuche mit konstantem Kupplungsmoment	142
7.2.4	Versuche zur Frequenzganganalyse	151
7.3	Einfluss von Betriebsgrößen auf das Übertragungsverhalten	156
7.3.1	Screening	156
7.3.2	Einfluss Antriebsdrehzahl und Kühlölstrom.....	162
7.3.3	Einfluss Flächenpressung	164
7.3.4	Versuche zur Frequenzganganalyse: Wirkmechanismen Grundsclupfdrehzahl	167
7.3.5	Zwischenfazit Forschungsfrage 1.2	169
7.4	Diskussion Forschungsfrage 1.....	170
7.5	Korrelationen zwischen Einflussgrößen und Übertragungsverhalten....	172
7.5.1	Betriebsgrößen: Regressionsmodelle und Konturdiagramme ..	172
7.5.2	Tribosystem: Dynamisches Reibungsverhalten – Schwingsreduzierungs Wirkung.....	183
7.5.3	Zwischenfazit Forschungsfrage 2.3	189
7.6	Diskussion Forschungsfrage 2: Handlungsempfehlungen	192
7.7	Evaluation mit neuer Entwicklungsgeneration	195
7.8	Diskussion Forschungsfrage 3.....	199
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	201
8.1	Zusammenfassung.....	201
8.2	Ausblick	205
	Literaturverzeichnis	I
	Veröffentlichungen, die unter Mitautorenschaft des Autors dieser Forschungsarbeit entstanden sind	XXIII
	Glossar	XXIX
	Anhang A	XXXIII
	Versuchspläne der experimentellen Untersuchungen	XXXIII
	Ergänzende Erläuterung zu Messgrößen und weiteren Größen in der Auswertung im dynamischen Dauersclupfbetrieb	XL
	Anhang B	XLIII
	Kalibrierprotokolle	XLIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Erweitertes ZHO-Modell (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016, S. 544), nach Albers, Lohmeyer und Ebel (2011) und Albers et al. (2013).....	6
Abbildung 2.2:	Das integrierte Produktentstehungsmodell – iPeM nach Albers, Reiß et al. (2016, S. 5), übersetzte Darstellung aus Rapp (2021, S. 27).....	7
Abbildung 2.3:	Entwicklungsgenerationen im Modell der SGE, adaptiert aus Albers, Haug et al. (2019, S. 255)	9
Abbildung 2.4:	IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers et al., 2016, S. 559)	10
Abbildung 2.5:	IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers et al., 2016, S. 560) nach Albers und Düser (2010, S. 3)	11
Abbildung 2.6:	DRM-Framework (Blessing & Chakrabarti, 2009, S. 15).....	12
Abbildung 2.7:	Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung (Zink & Hausner, 2009, S. 548).....	16
Abbildung 2.8:	Vergrößerungsfunktion für die Massenträgheit am Getriebeeingang mit System mit starrem Schwungrad (durchgezogene Linie) und System mit ZMS (gestrichelte Linie) (Berger, 2021, S. 33, nach Dresig & Fidlin, 2014, S. 482)	18
Abbildung 2.9:	Zweimassenschwungrad (Primär- und Sekundärseite mit Bogenfeder) sowie Fliehkraftpendel mit Pendelmassen und Rollen (rechts) (Zink & Hausner, 2009, S. 550).....	19
Abbildung 2.10:	Erweiterte Darstellung eines tribotechnischen Systems (Deters, 2012, S. 5).....	22
Abbildung 2.11:	Exemplarische Darstellung einer Reibungshysterese: Verlauf der Reibungskraft über der Gleitgeschwindigkeit für zunehmende und abnehmende Gleitgeschwindigkeit, adaptiert aus Wojewoda, Stefański, Wiercigroch und Kapitaniak (2008, S. 749).....	25
Abbildung 2.12:	Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig (2015), aus Czichos und Habig (2015, S. 216).....	27
Abbildung 2.13:	Doppelkupplung mit zwei nasslaufenden Lamellenpaketen (links) (ZF Friedrichshafen AG, 2017, S. 4); Tribosystem eines nasslaufenden Lamellenpakets (rechts) (Naunheimer et al.,	

	2019, S. 378) – exemplarisch; die dargestellten Lamellen entsprechen nicht exakt denen im links abgebildeten System.	32
Abbildung 2.14:	Beanspruchungsgrößen bzw. Einflussgrößen auf mechanische und thermische Belastung in nasslaufenden Lamellenkupplungen (Naunheimer et al., 2019, S. 383)	36
Abbildung 2.15:	Idealisierte Reibungszahlverläufe über der Gleitgeschwindigkeit nach Maucher (1990, S. 107)	39
Abbildung 2.16:	Mittlerer Reibradius und Reibmoment MR (Albers, 2012, S. 324)	40
Abbildung 2.17:	Angenäherte Reibungszahlverläufe für verschiedene Temperaturen und Untersuchungen in verschiedenen Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Marklund & Larsson, 2008, S. 828)	48
Abbildung 2.18:	Reibungszahlverläufe für verschiedene Temperaturen bei zunehmender und abnehmender Gleitgeschwindigkeit (Beschleunigungszeit $t = 1$ s) (Vorholt, 2011, S. 80)	50
Abbildung 4.1:	Forschungsvorgehen in dieser Forschungsarbeit auf Basis des DRM Framework nach Blessing und Chakrabarti (2009), in Anlehnung an Klotz (2022)	65
Abbildung 5.1:	Modell der IPEK-XiL-Architektur der Validierungskonfiguration zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens nasslaufender Lamellenpakete unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restsystem (Basiewicz, 2020, S. 75)	68
Abbildung 5.2:	CAD-Modell der Validierungskonfiguration mit physischem Restsystemmodell (Basiewicz, 2020, S. 86, nach Ott & Basiewicz, 2017a, S. 5)	68
Abbildung 5.3:	CAD-Modell der Prüfkammer in Schnittdarstellung mit Positionen der Messelemente, übersetzte Abbildung aus Bischofberger, Bause, Ott und Albers (2023a, S. 3), adaptiert aus Ott und Basiewicz (2017a, S. 6)	69
Abbildung 5.4:	Eigenformen und Eigenfrequenzen des initialen Modells mit 9 FHG (links) und des reduzierten Modells mit 4 FHG (rechts) (Basiewicz, 2020, S. 68), übersetzte Abbildung aus Ott und Basiewicz (2017a, S. 4)	70
Abbildung 5.5:	Mittels Thermokamera gemessene Temperatur an den Bereichen mit schwarzem Gewebefband (gelb) der Gehäusevorderseite (links) sowie der -oberseite (rechts) mit	

	drehenden Wellen und durchgängiger Kühlölaufuhr (Schürmann, 2022, S. 21–22).....	73
Abbildung 5.6:	Positionen der Temperatursensoren in der Validierungsumgebung, adaptiert aus Schürmann (2022, S. 9)	75
Abbildung 5.7:	Temperaturverläufe der Öleingangs- und der Ölausgangstemperatur für zwei unterschiedliche Grundsclupfdrehzahlen n_S im dynamischen Dauersclupfbetrieb mit vergrößertem Ausschnitt (rechts)	76
Abbildung 5.8:	Kühlölkonditionierung: Auszug aus dem Verlauf der Öleingangstemperatur mit unterschiedlicher Systemheizleistung, links 1,2 kW, rechts 1,8 kW	78
Abbildung 5.9:	Temperaturverläufe während einer exemplarischen Kühlölkonditionierung auf die Solltemperatur $T_{Oel, in}$, Soll = 80 °C	81
Abbildung 5.10:	Exemplarischer Einlauf mit ungenauer axialer Positionierung des Außenlamellenträgers, Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve (Ausschnitt), adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 26)	82
Abbildung 5.11:	Exemplarischer Einlauf mit genauer axialer Positionierung des Außenlamellenträgers, Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 24).....	83
Abbildung 6.1:	Versuchsablauf Dynamischer Dauersclupfbetrieb mit ausgewählten Messgrößen, exemplarisch für einen Versuch, der vergrößerte Zeitausschnitt beträgt ca. $\Delta t \approx 85$ ms	87
Abbildung 6.2:	Stahllamellentemperatur während zwei Dauersclupfversuchen im festgelegten Grenzbereich mit $p_F = 1,0$ N/mm ² und $\Delta n =$ 40 min – 1 (a) bzw. $\Delta n = 50$ min – 1 (b)	90
Abbildung 6.3:	Methode zur Ermittlung und Auswertung des quasistationären Reibungszahlverhaltens, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73).....	91
Abbildung 6.4:	Exemplarisches Ergebnis des quasistationären Reibungszahlverhaltens eines Tribosystems für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73) .	91
Abbildung 6.5:	Exemplarische Veranschaulichung der Differenzdrehzahl (blau) zwischen Antriebsdrehzahl (grün) und Abtriebsdrehzahl (gelb) im dynamischen Dauersclupfbetrieb zu zwei Zeitpunkten,	

	ergänzend ist die Grundsclupfdrehzahl (grau) veranschaulicht	92
Abbildung 6.6:	Experimentell ermittelter Reibungszahlverlauf einer Periode eines Versuchs im dynamischen Dauerschlupfbetrieb, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 30).....	93
Abbildung 6.7:	Kennwerte für das dynamische Reibungszahlverhalten anhand von zwei schematischen dynamischen Reibungszahlverläufen, adaptiert aus Bischofberger et al. (2022b, S. 32).....	94
Abbildung 6.8:	Exemplarische Abbildung der Drehzahlamplituden am Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) zur Ermittlung des Amplitudenverhältnisses, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021b, S. 4)	98
Abbildung 6.9:	Drehzahlverlauf an Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) für einen dynamischen Dauerschlupfversuch mit Verstärkung im Frequenzbereich einer systembedingten Schwingung (Albers et al., 2020a, S. 51)	99
Abbildung 6.10:	Frequenzspektrum der Antriebs- und der Abtriebsdrehzahl für den Versuch aus Abbildung 6.9, adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 59)	100
Abbildung 6.11:	Bode-Diagramme für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden über den Frequenzbereich 20 bis 80 Hz. n_S gibt die Grundsclupfdrehzahl in $\text{min} - 1$ an, n_A die jeweilige Anregungsamplitude in $\text{min} - 1$ bei $f_A = 40 \text{ Hz}$, adaptiert aus Albert (2020, S. 46).....	105
Abbildung 6.12:	Verlauf der Drehzahlen während eines Versuchs ,Frequenzsweep' im dynamischen Dauerschlupf mit Grundsclupfdrehzahl $n_S = 20 \text{ min} - 1$ an Kupplungseingang (blau) und Kupplungsausgang (rot).....	106
Abbildung 6.13:	Exemplarisches Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang in einem Testfall für ein Tribosystem, ermittelt aus Frequenzsweeps mit je drei Wiederholungen	107
Abbildung 7.1:	Auszug des Sul: verwendete Serienlamellen (exemplarisch, Neuzustand): außenverzahnte Reiblamelle (links) und innenverzahnte Stahllamelle (rechts)	112
Abbildung 7.2:	Referenzsystem $R_{n, 1}$ mit aus der G_{n-1} der nasslaufenden Lamellenkupplung (NLK) abgeleiteten Referenzsystemelementen und Referenzsystem $R_{n, 2}$ mit dem auszugsweise dargestellten, aus der $E_{n, 1}$ abgeleiteten	

	Referenzsystemelement (Grundöl, weitere Referenzsystemelemente vgl. Tabelle 7.3) sowie die zugehörigen Entwicklungsgenerationen exemplarisch bis $En, 2$ (hier ÜV und AV, keine PV), vgl. Tabelle 7.4, nach Albers, Rapp et al. (2019)	116
Abbildung 7.3:	Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve für den Einlauf eines Tribosystems der $En, 1$ (TS A) nach Albers et al. (2023, S. 24)	118
Abbildung 7.4:	Verlauf der mittleren Reibungszahl für den Einlauf mehrerer baugleicher Tribosysteme der Entwicklungsgeneration $En, 1$ (TS A)	119
Abbildung 7.5:	Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems A ($En, 1$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73)	120
Abbildung 7.6:	Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems B ($En, 2$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 75)	121
Abbildung 7.7:	Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems C ($En, 3$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 75)	121
Abbildung 7.8:	Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS A, TS B und TS C bei PK 1, je drei Wiederholungen	123
Abbildung 7.9:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS A, TS B und TS C bei PK 1, je drei Wiederholungen	125
Abbildung 7.10:	Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS D und TS E bei PK 1, je drei Wiederholungen	128
Abbildung 7.11:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS D und TS E bei PK 1, je drei Wiederholungen	130
Abbildung 7.12:	Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS F und TS G bei PK 1, je drei Wiederholungen, adaptierte und erweiterte Darstellung aus Bischofberger et al. (2022b, S. 35–37)	133
Abbildung 7.13:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS F und TS G bei PK 1, je drei Wiederholungen	135
Abbildung 7.14:	Auszug des Sul: plasmanitrierte Stahlmelle (Neuzustand)	137
Abbildung 7.15:	Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS A und TS H bei PK 1, je drei Wiederholungen	138

Abbildung 7.16:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS H im Vergleich zu TS A bei PK 1, je drei Wiederholungen	140
Abbildung 7.17:	Einordnung der untersuchten Tribosysteme der Entwicklungs generationen im Untersuchungsbereich PK 1 bzgl. des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz, adaptiert nach Bischofberger et al. (2023b, S. 79).....	142
Abbildung 7.18:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS A und TS B bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $MK \approx 150$ Nm, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsen skalierung der Winkelbeschleunigungs breite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst. Abbildung in Teilen adaptiert aus Bischofberger et al. (2023a, S. 6–7).....	145
Abbildung 7.19:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS D und TS E bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $MK \approx 150$ Nm, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsen skalierung der Winkelbeschleunigungs breite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst. Abbildung in Teilen adaptiert aus Bischofberger et al. (2023a)	148
Abbildung 7.20:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS F und TS G bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $MK \approx 150$ Nm, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsen skalierung der Winkelbeschleunigungs breite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst.....	150
Abbildung 7.21:	Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS A und TS B, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen.....	152
Abbildung 7.22:	Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS D und TS E, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen.....	153
Abbildung 7.23:	Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS D und TS E, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.2, je drei Wiederholungen.....	154
Abbildung 7.24:	Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS F und TS G, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen.....	155
Abbildung 7.25:	Modellgüte der Zielgrößen mit R^2 : Bestimmtheitsmaß und Q^2 : Vorhergesagte Varianz, nach Albers et al. (2020a, S. 46).....	157

Abbildung 7.26:	Effekt der untersuchten Betriebsgrößen auf die Bewertungsgrößen, von links nach rechts Effekt abnehmend. Das angegebene Konfidenzintervall beträgt 95 %, nach Albers et al. (2020a, S. 46)	159
Abbildung 7.27:	Konturdiagramme des Amplitudenverhältnisses über der Grundsclupfdrehzahl und der Flächenpressung für verschiedene Anregungsamplituden und -ordnungen ($R^2 \sim 66 \%$), adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 48).....	160
Abbildung 7.28:	Konturdiagramme der Winkelbeschleunigungsbreite über der Grundsclupfdrehzahl und der Flächenpressung für verschiedene Anregungsamplituden und -ordnungen ($R^2 \sim 66 \%$), adaptiert aus Albers et al. (Albers et al., 2020a, S. 48).....	161
Abbildung 7.29:	Effekt der Antriebsdrehzahl (n) und des Kühlölvolumenstroms (v_{Oe}) auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung, von links nach rechts Effekt abnehmend. Das angegebene Konfidenzintervall beträgt 95 %.....	163
Abbildung 7.30:	Untersuchte Lamellenpakete schematisch, links RF 4 mit vier Reibflächen, rechts RF 2 mit zwei Reibflächen (Öl unverändert und nicht mit dargestellt) (Albers et al., 2023, S. 117, adaptiert aus Bischofberger et al., 2023b, S. 72)	165
Abbildung 7.31:	Boxplot der Kupplungsmomente für jede Parameterkombination mit je drei Wiederholungen für beide Systeme, adaptiert aus Bischofberger et al. (2023b, S. 74)	166
Abbildung 7.32:	Mittleres spezifisches Amplitudenverhältnis (links) und mittlere Winkelbeschleunigungsbreite (rechts) der Versuche bei geringer (RF 4, blau) bzw. hoher (RF 2, rot) Flächenpressung mit relativer Abweichung zwischen RF 2 und RF 4, adaptiert aus Bischofberger et al. (2023b, S. 74)	167
Abbildung 7.33:	Bode-Diagramme für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden über den Frequenzbereich 20 bis 80 Hz. n_S gibt die Grundsclupfdrehzahl in min^{-1} an, n_A die jeweilige Anregungsamplitude in min^{-1} bei $f_A = 40 \text{ Hz}$, adaptiert aus Albert (2020, S. 46).....	168
Abbildung 7.34:	Parameterebereiche mit Stützstellen für die Veränderung der Grundsclupfdrehzahl und der Flächenpressung (links) sowie die Veränderung der Anregung (rechts) (Bischofberger et al., 2021a, S. 936).....	173

Abbildung 7.35:	Angenäherter Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses über der Grundsclupfdrehzahl, Regressionsmodell aus drei Stützstellen, $R^2 = 99,7 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 939).....	175
Abbildung 7.36:	Angenäherter Verlauf der Winkelbeschleunigungsbreite über der Grundsclupfdrehzahl, Regressionsmodell aus drei Stützstellen, $R^2 = 96,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 939).....	175
Abbildung 7.37:	Ergänzte Datenpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen ($R^2 = 99,8 \%$) in orange zur Validierung des Regressionsmodells aus Abbildung 7.35 für den Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 940).....	177
Abbildung 7.38:	Ergänzte Datenpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen ($R^2 = 98,5 \%$) in orange zur Validierung des Regressionsmodells aus Abbildung 7.36 für den Verlauf der Winkelbeschleunigungsbreite, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 940).....	177
Abbildung 7.39:	Angenäherter Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses über der Flächenpressung, bereichsabhängige Regressionsmodelle, beide mit $R^2 > 99 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 941).....	179
Abbildung 7.40:	Konturdiagramm für das spezifische Amplitudenverhältnis über Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung, $R^2 > 99,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 942).....	180
Abbildung 7.41:	Zusammenhang der beiden ermittelten Konturdiagramme: Die Betriebsgrößen Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung werden für das nachfolgende Konturdiagramm in Abbildung 7.42 im links betrachteten Betriebspunkt ($n_S = 20 \text{ min}^{-1}$ und $p_F = 0,6 \text{ N/mm}^2$) konstant gehalten.	182
Abbildung 7.42:	Konturdiagramm für das spezifische Amplitudenverhältnis über Anregungsordnung und Anregungsamplitude, $R^2 = 95,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 942).....	182
Abbildung 7.43:	Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das spezifische Amplitudenverhältnis über der mittleren Reibungszahl für PK 1	185

Abbildung 7.44:	Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das Kupplungsmoment über der mittleren Reibungszahl für PK 1	186
Abbildung 7.45:	Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das spezifische Amplitudenverhältnis über dem Reibungszahlgradienten für PK 1	187
Abbildung 7.46:	Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das spezifische Amplitudenverhältnis über der Hysteresenausdehnung für PK 1	188
Abbildung 7.47:	Verlauf der Drehzahlen an Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) für TS K (a) und TS L (b) bei PK 2.1 (Ausschnitt aus einem Versuch)	197
Abbildung 7.48:	Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung für TS K und TS L bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $M_K \approx 150 \text{ Nm}$, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsenkalibrierung der Winkelbeschleunigungsbreite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst.	198
Abbildung B.1:	Kalibrierprotokoll Klemmkraft	XLIII
Abbildung B.2:	Kalibrierprotokoll Reaktionskraft	XLIV
Abbildung B.3:	Kalibrierprotokoll Drehmoment am Ausgang des Lamellenpakets	XLV

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Objektivierung des Korrelationskoeffizienten, aus Zöfel (2003, S. 151).....	15
Tabelle 2.2:	Einordnung der Forschungsarbeiten im Stand der Forschung (Fortsetzung der Fußnoten auf Folgeseite)	56
Tabelle 6.1:	Dynamisches Reibungszahlverhalten: im Rahmen dieser Forschungsarbeit verwendete Kennwerte und deren Ermittlung, adaptiert aus Bischofberger et al. (2022b, S. 33)	95
Tabelle 7.1:	Baugröße und weitere Eigenschaften der verwendeten Lamellen, gerundete Werte.....	113
Tabelle 7.2:	Eigenschaften des verwendeten Grundöls (ATF) gemäß Datenblatt, gerundete Werte.....	113
Tabelle 7.3:	Entwicklungsgenerationen mit den zugehörigen Referenzsystemelementen	115
Tabelle 7.4:	Entwicklungsgenerationen in Kapitel 7.2 und Kapitel 7.7 mit ihren Variationen (hier AV und UV, vgl. Kapitel 2.1.2) und ihrer Tribosystembezeichnung	115
Tabelle 7.5:	Kritische Werte für ausgewählte Freiheitsgrade (Kleppmann, 2013, S. 238).....	124
Tabelle 7.6:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS B und TS A – TS C (dynamisches Reibungszahlverhalten)	124
Tabelle 7.7:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS B und TS A – TS C (Schwingungsreduzierungswirkung)	126
Tabelle 7.8:	Eigenschaften der verwendeten Ölvarianten (TS D, TS E) gemäß Datenblatt bzw. Untersuchung Ölprobe(*) und ergänzte Werte des Grundöls, vgl. Tabelle 7.2, gerundete Werte	127
Tabelle 7.9:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS D – TS E (dynamisches Reibungszahlverhalten)	129
Tabelle 7.10:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS D – TS E (Schwingungsreduzierungswirkung)	131
Tabelle 7.11:	Gegenüber der Serienlamellen (vgl. Tabelle 7.1) veränderte Eigenschaften der Reiblamellen der Tribosysteme TS F und TS G gemäß Untersuchung nach Produktion, gerundete Werte	131

Tabelle 7.12:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS F – TS G (dynamisches Reibungszahlverhalten)	134
Tabelle 7.13:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS F – TS G (Schwingungsreduzierungs Wirkung)	136
Tabelle 7.14:	Gegenüber den Serienlamellen (vgl. Tabelle 7.1) veränderte Eigenschaften der Stahllamellen des TS H gemäß Vorgabe Nachbearbeitung	136
Tabelle 7.15:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS H (dynamisches Reibungszahlverhalten)	139
Tabelle 7.16:	Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS H (Schwingungsreduzierungs Wirkung)	140
Tabelle 7.17:	Spezifisches Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigungsbreite der Versuche mit zwei verschiedenen Antriebsdrehzahlen, gerundete Werte (Bischofberger et al., 2020, S. 12).....	163
Tabelle 7.18:	Ausgewählte veränderte Eigenschaften der Reiblamellen der Tribosysteme TS K und TS L gemäß Untersuchung nach Produktion, gerundete Werte.....	196
Tabelle 7.19:	Eigenschaften der verwendeten Öle der Tribosysteme TS K und TS L gemäß Datenblatt, gerundete Werte	196
Tabelle A.1:	Betrachtete Parameterkombination Versuche mit konstanter Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.2.1	XXXIII
Tabelle A.2:	Betrachtete Parameterkombinationen Versuche mit konstantem Kupplungsmoment, vgl. Kapitel 7.2.3	XXXIII
Tabelle A.3:	Betrachtete Parameterkombinationen Versuche zur Frequenzganganalyse, vgl. Kapitel 7.2.4	XXXIII
Tabelle A.4:	Versuchsplan vollfaktorielles Screening: Parameterstufen, vgl. Kapitel 7.3.1.....	XXXIV
Tabelle A.5:	Versuchsplan Frequenzganganalyse für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden: Parameterstufen, vgl. Kapitel 7.3.4 und Kapitel 6.7.2	XXXIV
Tabelle A.6:	Betrachtete Parameterkombinationen Einfluss Antriebsdrehzahl und Kühlölvolumenstrom, vgl. Kapitel 7.3.2	XXXV
Tabelle A.7:	Betrachtete Parameterkombinationen Einfluss Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.3.3	XXXVI

Tabelle A.8:	Betrachtete Parameterkombinationen Regressionsmodelle und Konturdiagramme, Einfluss Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.5.1.....	XXXVII
Tabelle A.9:	Betrachtete Parameterkombinationen Regressionsmodelle und Konturdiagramme, Einfluss Anregung vgl. Kapitel 7.5.1 .	XXXVIII
Tabelle A.10:	Parameter Einlaufprozedur vgl. Kapitel 7.3.1	XXXIX
Tabelle A.11:	Ergänzende Erläuterung zu Messgrößen und geometrischen Größen in der Auswertung.....	XL

Abkürzungsverzeichnis

AV	Ausprägungsvariation
ATF	Automatic Transmission Fluid
BG	Beanspruchungsgrößen
C&C ² - Ansatz	Contact & Channel-Ansatz
CPS	Cyber-physisches System
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DRM	Design Research Methodology
DS	Deskriptive Studie
FF	Forschungsfrage
FFT	Fast Fourier Transformation
FKP	Fliehkraftpendel
FM	Friction Modifier
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
GfT	Gesellschaft für Tribologie e. V.
IGF	Industrielle Gemeinschaftsforschung
IPEK	Institut für Produktentwicklung
iPeM	Integriertes Produktentstehungsmodell
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
MLR	Multiple Linear Regression (mehrfache lineare Regression)
NLK	Nasslaufende Lamellenkupplung
NVH	Noise, Vibration, Harshness
PA	Projektbegleitender Ausschuss (FVA)
PK	Parameterkombination

PV	Prinzipvariation
PS	Präskriptive Studie
RC	Research Clarification
RZV	Reibungszahlverhalten
SAE	Society of Automotive Engineers
SGE	Systemgenerationsentwicklung
SiD	System-in-Development
SK	Schaltbare Kupplungen und Bremsen (Arbeitskreis der FVA)
Sul	System-under-Investigation
TCU	Transmission Control Unit
TS	Tribosystem / tribologisches System
ÜV	Übernahmevariation
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e. V.
VII	Viscosity Index Improver
VM	Viscosity Modifier
WFP	Wirkflächenpaar
WÜK	Wandlerüberbrückungskupplung
XiL	X-in-the-Loop
ZHO	Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem
ZMS	Zweimassenschwungrad

Formelzeichen

α	Winkelbeschleunigung
$\alpha_{\min,i} / \alpha_{\max,i}$	Minimale / maximale Winkelbeschleunigung einer Periode
$\Delta\alpha_{\text{ptV},i}$	Spitze-Tal-Differenz der Winkelbeschleunigung einer Periode
$\Delta\alpha_{\text{ptV}}$	Winkelbeschleunigungsbreite
Δn	Differenzdrehzahl
μ	Reibungszahl / Systemreibungszahl
$\mu_{\max}$	Maximale Reibungszahl
μ_{mean}	Mittlere Reibungszahl
μ'	Reibungszahlgradient
$\mu'_{0-50\%}$	Reibungszahlgradient im Bereich 0 bis 50 % $v_{\text{gl,max}} - v_{\text{gl,min}}$
$\mu'_{50-100\%}$	Reibungszahlgradient im Bereich 50 bis 100 % $v_{\text{gl,max}} - v_{\text{gl,min}}$
ω	Winkelgeschwindigkeit
A	Fläche
A_0	Effektive Reibfläche
AV	Amplitudenverhältnis
$\text{cov}(x, y)$	Kovarianz zweier Variablen
$d_{\max}$	Hysteresenausdehnung
f	Reibungskoeffizient / Reibwert
$F_{0,95}, F_{0,99}, F_{0,999}$	Kritische Werte im Kontext der Varianzanalyse
f_A	Anregungsfrequenz
F_N	Normalkraft bzw. Axialkraft
$F_{\text{Prüf}}$	Prüfgröße im Kontext der Varianzanalyse

F_R	Reibungskraft
i	Laufvariable
k	Anzahl der Einzelversuche je Stufe im Kontext der Varianzanalyse
M_K	Kupplungsmoment
M_R	Reibmoment
n_A	Anregungsamplitude
n_{in} / n_{out}	Eingangs- / Ausgangsdrehzahl bzw. Antriebs- / Abtriebsdrehzahl
$\hat{n}_{in,i} / \hat{n}_{out,i}$	Drehzahlamplitude einer Periode (Eingangs- / Ausgangsdrehzahl, vgl. n_{in} / n_{out})
$\hat{n}_{in,mean} / \hat{n}_{out,mean} / \hat{n}_{out,hp,mean}$	Mittelwert der Drehzahlamplituden über mehrere Perioden / hp: mit Hochpassfilter
n_S	Grundsclupfdrehzahl
O	Anregungsordnung
p_F	Flächenpressung
P_V	Verlustleistung
p_{V,A_0}	Flächenbezogene Verlustleistung
$p_{V,sp}$	Spezifische Verlustleistung bezogen auf die mittlere Reibungszahl
R	Korrelationskoeffizient
R^2	Bestimmtheitsmaß
R_A	Spezifisches Amplitudenverhältnis
r_a	Außenradius Reibfläche
r_i	Innenradius Reibfläche
r_m	(Flächenbezogener) mittlerer Reibradius
s_x, s_y	Standardabweichung
s^2	Mittelwert der Varianzen im Kontext der Varianzanalyse
s_y^2	Varianz der Mittelwerte im Kontext der Varianzanalyse
t	Zeit
$T_{öl,in} / T_{öl,in,Soll}$	Öleingangstemperatur / Soll-Öleingangstemperatur

T_U	Umgebungstemperatur
v_{gl}	Gleitgeschwindigkeit
$v_{öl}$	Kühlölvolumenstrom
$\dot{v}_{öl}$	Spezifischer Kühlölvolumenstrom
z	Anzahl an aktiven Reibflächen

1 Einleitung

Im Zuge der Mobilitätswende nehmen Anforderungen in der Produktentwicklung, wie u. a. Steigerung der Effizienz, Nachhaltigkeit und Reduzierung von Emissionen, weiter zu. Gleichzeitig stehen dem oft wachsende Anforderungen und Wünsche der Anwendenden und der Kunden gegenüber. So sind Produktentwickelnde von Antriebssystemen zuweilen mit Forderungen nach erhöhter Effizienz sowie reduzierten CO₂-Emissionen und gleichzeitig mit Kundenanforderungen und -wünschen wie u. a. Komfortverbesserungen konfrontiert. Maßnahmen zur Effizienzsteigerung und Reduzierung von CO₂-Emissionen in Antriebssystemen, wie Downsizing und Downspeeding (Gollock, 2005; Spicher, 2017), beeinflussen jedoch wiederum den Komfort der Anwendenden und die Lebensdauer der Systeme und führen dadurch zu neuen Herausforderungen in der Produktentwicklung.

„Elektronik und Software ergänzen nicht nur die Mechanik, sondern eröffnen weiterführende Möglichkeiten“ (Naunheimer, Bertsche, Ryborz, Novak & Fietkau, 2019, S. 663). Mit der zunehmenden Mechatronisierung von Systemen im Antriebsstrang geht auch die Möglichkeit einher, mit einem vergrößerten Lösungsraum durch erweiterte Funktionen die wachsenden Anforderungen und die neuen Herausforderungen zu bewältigen. So stellt das nasslaufende Kupplungssystem in aktuellen Systemgenerationen als cyber-physisches System (CPS) ein gut regelbares Übertragungsglied in Antriebssträngen dar. Das Kupplungssystem wird dabei nicht mehr nur mit seinen beiden Grundfunktionen – die Verbindung von Wellen bzw. Maschinenelementen sowie die sichere Übertragung von Leistung (Albers, 2012) – eingesetzt. Neben diesen Grundfunktionen stellt nach Albers (2012) die *Beeinflussung der Dynamik des Antriebsstranges* eine mögliche erweiterte Funktion des Kupplungssystems dar. In dieser Forschungsarbeit wird die Funktionserweiterung fokussiert und ein Beitrag geliefert, um neue Systemgenerationen nasslaufender Kupplungssysteme für die Funktionserweiterung – Beeinflussung der Dynamik durch gezielte Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupfbetrieb¹ – gezielt und optimiert entwickeln und einsetzen zu können.

¹ Beschreibung des Betriebszustands im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, vgl. Kapitel 2.6.2

1.1 Motivation

Nasslaufende Kupplungssysteme werden in verschiedenen Anwendungen im Dauerschlupfbetrieb – im Rahmen der Forschungsarbeit vereinfacht auch als Schlupfbetrieb bezeichnet – eingesetzt. Neben Anwendungen im Automobilbereich stellen z. B. das Schleppen und das Manövrieren in Marineanwendungen ein weiteres Einsatzgebiet der nasslaufenden Kupplung im Schlupfbetrieb dar. Weitere mögliche Anwendungsfelder sind u. a. Arbeits- und Landmaschinenanwendungen sowie Industrieanwendungen. (Albers, 2012; Ortlinghaus-Werke GmbH, 2017; Winiarski, 2020)

In Fahrzeugantriebssystemen wird der Schlupfbetrieb z. B. von Abbassi (1999), Albers (1990) sowie Reik, Friedmann, Agner und Werner (2004) als mögliche Maßnahme zur Reduzierung von Drehungleichförmigkeiten beschrieben und eingesetzt. Die Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb bietet gegenüber herkömmlichen Systemen zur Schwingungsminderung im Antriebsstrang, wie Zweimassenschwungrad (ZMS) und Fliehkraftpendel (FKP), den Vorteil, bedarfsgerecht zugeschaltet werden zu können. So kann die Funktion beispielsweise beim Durchlaufen von Resonanzfrequenzen zugeschaltet und so ergänzend zum ZMS und z. B. anstelle eines FKP zur Schwingungsreduzierung eingesetzt werden. Um das nasslaufende Kupplungssystem gezielt und optimiert für diese Funktionserweiterung gestalten zu können, ist Wissen über die Zusammenhänge im System für die Produktentwickelnden notwendig. Das Reibungsverhalten besitzt einen maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen, da die Drehmomentübertragung reibschlüssig erfolgt (Naunheimer et al., 2019). Für die zielgerichtete Berücksichtigung der Funktionserweiterung in der Produktentwicklung ist daher Wissen über das tribologische Verhalten sowie die Wirkmechanismen und die Zusammenhänge im Tribosystem unumgänglich. Zur Generierung dieses Wissens sind Methoden zur Untersuchung der Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb notwendig.

Daraus leitet sich das grundlegende Ziel dieser Forschungsarbeit ab, Wissen in Form von Handlungsempfehlungen, Methoden und Modellen für eine gezielte Gestaltung des Kupplungssystems sowie Einstellung der Funktionserweiterung und Wissen über wirkende Mechanismen zu generieren und bereitzustellen. Hierdurch kann die Funktionserweiterung im Produktentwicklungsprozess neuer Systemgenerationen von Antriebssystemen mit nasslaufenden Kupplungssystemen als Maßnahme zur Schwingungsreduzierung gezielt und verbessert berücksichtigt werden und so zu bedarfsgerechten Komfortsteigerungen und möglichen Substitutionen bzw. Reduzierungen anderer Teilsysteme beitragen, vgl. u. a. Heukelbach (2015) und Winiarski (2020).

1.2 Struktur der Forschungsarbeit

Die Forschungsarbeit gliedert sich in acht Kapitel. Auf die Einleitung und die Motivation in diesem ersten Kapitel folgen in Kapitel 2 eine Einführung relevanter Grundlagen sowie eine ausführliche Darlegung des Stands der Forschung zum Reibungs- und Schwingungsverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen bzw. in Antriebssystemen mit nasslaufenden Kupplungen. Anschließend werden auf Basis des Stands der Forschung die Forschungslücken sowie der Forschungsbedarf herausgestellt und die Zielsetzung der Forschungsarbeit hergeleitet. In Kapitel 3 werden dazu Grundannahmen sowie daraus abgeleitete Forschungsfragen und Teilforschungsfragen formuliert. In Kapitel 4 wird das Forschungsvorgehen vorgestellt, das sich am Framework der Design Research Methodology (DRM) nach Blessing und Chakrabarti (2009) orientiert. Die Gestaltung der Validierungsumgebung, mit der die Untersuchungen im Rahmen dieser Forschungsarbeit durchgeführt werden, wird in Kapitel 5 erläutert. Darauf aufbauend werden Methoden für die Untersuchungen im anschließenden Kapitel 6 synthetisiert und aufgezeigt. Die Anwendung der Methoden sowie die Vorstellung der dabei generierten Ergebnisse erfolgen in Kapitel 7. Die Forschungsarbeit wird in Kapitel 8 mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf zukünftige Forschungsarbeiten und Anknüpfungspunkte abgeschlossen.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die für das Verständnis der Forschungsarbeit relevanten Grundlagen sowie der Stand der Forschung dargelegt.

Zu Beginn wird in Kapitel 2.1 auf die Validierung in der Produktentwicklung im Kontext der Karlsruher Schule für Produktentwicklung (KaSPro) und auf entsprechende Methoden im Rahmen dieser Forschungsarbeit eingegangen. Anschließend wird die DRM, nach der das Forschungsvorgehen in dieser Forschungsarbeit strukturiert wird, in Kapitel 2.2 eingeführt. In Kapitel 2.3 werden zusammengefasst weitere Grundlagen der in der Forschungsarbeit verwendeten mathematischen Methoden vorgestellt. Anschließend wird auf die technischen Grundlagen der Forschungsarbeit eingegangen. Begonnen wird dabei mit der Schwingungsreduzierung in Antriebssträngen in Kapitel 2.4. Anschließend werden in Kapitel 2.5 relevante Grundlagen der Tribologie im technischen System sowie die Systemtribologie vorgestellt. Im folgenden Kapitel 2.6 wird auf die Grundlagen nasslaufender Lamellenkupplungen als tribotechnisches System eingegangen. In Kapitel 2.7 wird darauf aufbauend ausführlich der für die Forschungsarbeit relevante Stand der Forschung zum Reibungs- und Schwingungsverhalten nasslaufender Kupplungssysteme dargelegt, woraus sich die Forschungslücken herleiten. Abschließend werden in Kapitel 2.8 der Stand der Forschung zusammengefasst und die Forschungslücken aufgezeigt.

2.1 Validierung in der Produktentwicklung: Relevante Methoden der KaSPro

Hinsichtlich der für die Forschungsarbeit relevanten Methoden und Prozesse der KaSPro wird in diesem Kapitel ein Überblick gegeben. Zur Einordnung der Aktivitäten im Produktentstehungsprozess werden dabei das iPeM – integriertes Produktentstehungsmodell sowie das erweiterte ZHO-Modell (Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem) vorgestellt. Im Kontext der Systemgenerationsentwicklung werden außerdem das Modell der SGE – Systemgenerationsentwicklung nach Albers sowie die Strukturierung in Entwicklungsgenerationen erläutert. Abschließend wird im Kontext der Validierungsaktivitäten im Produktentstehungsprozess der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz mit dem zugehörigen IPEK-X-in-the-Loop-Framework vorgestellt.

2.1.1 iPeM – Integriertes Produktentstehungsmodell und erweitertes ZHO-Modell

Nach Albers' (2010) erster Hypothese der Produktentstehung ist „jeder Produktentstehungsprozess [...] einzigartig und individuell“ (Albers & Braun, 2011, S. 16). Das von Albers entwickelte integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) beschreibt ein Meta-Modell zur Modellierung der Produktentstehungsprozesse. Es stellt die Basis für die Erforschung der Methoden und der Prozesse der KaSPro dar und umfasst alle relevanten Elemente zur Ableitung situationsspezifischer Produktentwicklungsmodelle. (Albers, Düser & Burkardt, 2006; Albers, Reiß, Bursac & Richter, 2016) Die Produktentstehung lässt sich außerdem nach Albers' (2010) zweiter Hypothese als „die Transformation eines (anfangs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschreiben“ (Albers & Braun, 2011, S. 16). Hierfür wird das erweiterte ZHO-Modell eingeführt. Das erweiterte ZHO-Modell mit Ziel-, Handlungs- und Objektsystem nach Albers und Braun (2011) basiert auf dem Modell der Systeme nach Ropohl (1975). Es beschreibt die kontinuierliche Entwicklung des Ziel- und des Objektsystems durch das Handlungssystem als Kreislauf aus Synthese und Analyseaktivitäten. In Abbildung 2.1 ist das erweiterte ZHO-Modell mit kontinuierlichem Wechsel von Kreation und Validierung dargestellt. (Albers, Behrendt, Schroeter, Ott & Klingler, 2013)

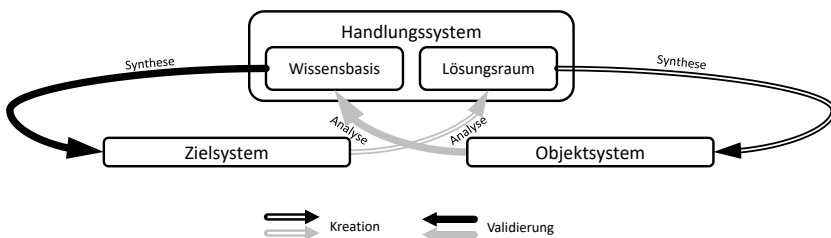


Abbildung 2.1: Erweitertes ZHO-Modell (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016, S. 544), nach Albers, Lohmeyer und Ebel (2011) und Albers et al. (2013)

Das ZHO-Modell bildet mit der ersten Hypothese die Basis des iPeM. So werden durch das iPeM die Zusammenhänge zwischen Ziel- und Objektsystem durch das Handlungssystem abgebildet. Das Handlungssystem enthält neben den Aktivitäten der Produktentstehung und der Problemlösung sowie dem Phasenmodell die für die Produktentstehung notwendigen Ressourcen. Durch das iPeM können die

Zusammenhänge mehrerer Systemgenerationen mit einem jeweils eigenen Handlungssystem abgebildet werden. Des Weiteren wird der Entstehungsprozess des Validierungssystems, des Produktionssystems und der Strategie mit jeweils eigenen Handlungssystemen im iPeM durch verschiedene Reiter abgebildet. Eine detaillierte Erläuterung der jeweiligen Elemente ist in Albers, Reiß et al. (2016) gegeben. Die im weiteren Verlauf vorgestellten Methoden und Modelle der KaSPro sind entsprechend im iPeM verortet.

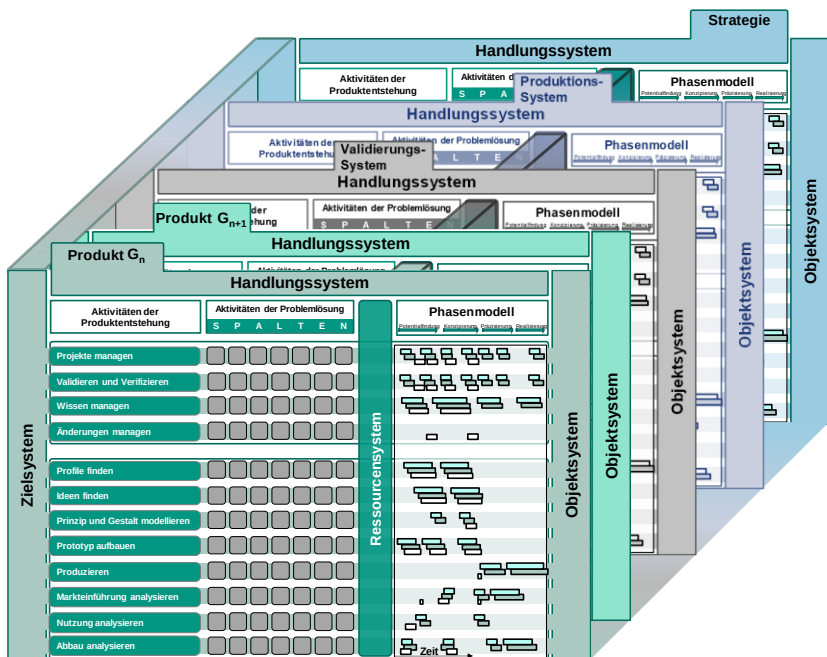


Abbildung 2.2: Das integrierte Produktentstehungsmodell – iPeM nach Albers, Reiß et al. (2016, S. 5), übersetzte Darstellung aus Rapp (2021, S. 27)

2.1.2 Modell der SGE – Systemgenerationsentwicklung

Das Modell der SGE – Systemgenerationsentwicklung nach Albers beschreibt die Entwicklung von neuen Systemen anhand der beiden nachfolgenden Hypothesen. Die erste Hypothese besagt, dass neue Systeme auf Basis eines Referenzsystems entwickelt werden. Dieses Referenzsystem besteht dabei aus Referenzsystemelementen, die bereits vorhandenen oder geplanten soziotechnischen Systemen entstammen. Im Laufe eines Entwicklungsprozesses kann sich das Referenzsystem auf Basis gewonnener Erkenntnisse durch Ergänzung, Modifikation und aktive Gestaltung ändern. Die zweite Hypothese besagt, dass die Teilsysteme neuer Systeme durch die nachfolgenden drei Arten an Variationen der Referenzsystemelemente entwickelt werden: Es wird unterschieden nach Übernahmevariation (ÜV), Ausprägungsvariation (AV) und Prinzipvariation (PV). (Albers, Bursac & Wintergerst, 2015; Albers, Rapp et al., 2019; Albers & Rapp, 2022; Albers et al., 2025)

Bei der Übernahmevariation werden die Attribute und das Lösungsprinzip des Referenzsystemelements in das neue Teilsystem übernommen. Anpassungen werden lediglich an den Schnittstellen vorgenommen. Dahingegen weisen Ausprägungs- und Prinzipvariation neu entwickelte Anteile in den Teilsystemen auf. Unterschieden werden hierbei zum einen die Variation der Attribute bzw. der Gestaltungsmerkmale der Referenzsystemelemente mit Beibehaltung des Lösungsprinzips (AV), wodurch in erster Linie funktionsbestimmende Eigenschaften variiert werden und zum anderen die Variation des Lösungsprinzips (PV), die immer auch mit einer Ausprägungsvariation einhergeht. (Albers et al., 2015; Albers & Rapp, 2022)

Die Entwicklung einer neuen Systemgeneration $G_{i=n}$ wird nach Albers, Haug, Heitger, Fahl und Hirschter (2019) in sogenannte Entwicklungsgenerationen $E_{i=n,j}$ strukturiert. Entwicklungsgenerationen basieren analog zu Systemgenerationen auf einem Referenzsystem. Die Entwicklungsgenerationen werden dabei ebenso durch Variation der Referenzsystemelemente nach den drei möglichen Variationsarten ÜV, AV und PV aus dem Referenzsystem abgeleitet. Für eine Entwicklungsgeneration $E_{i=n,j}$ wird im ersten Schritt das Zielsystem aus Elementen des Zielsystems der neuen Systemgeneration $G_{i=n}$ abgeleitet. In der anschließenden Realisierung der Entwicklungsgeneration wird das Zielsystem in das Objektsystem überführt, wobei dieses durch verschiedene Objekte wie Prototypen sowie Dokumente umgesetzt sein kann. Im letzten Schritt wird die Entwicklungsgeneration validiert, wobei das Objektsystem gegenüber dem Zielsystem bewertet wird. In Abbildung 2.3 wird die Einordnung der Entwicklungsgeneration im Modell der SGE verdeutlicht. (Albers, Haug et al., 2019)

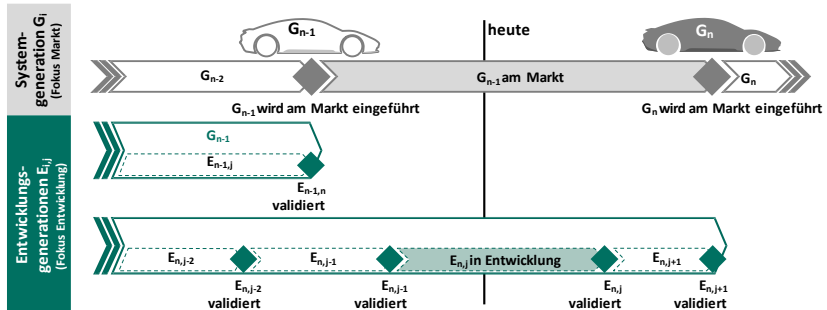


Abbildung 2.3: Entwicklungsgenerationen im Modell der SGE, adaptiert aus Albers, Haug et al. (2019, S. 255)

2.1.3 Validierung mit dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz

Die Validierung stellt nach Albers' (2010) dritter Hypothese der Produktentstehung „die zentrale Aktivität im Produktentstehungsprozess“ (Albers & Braun, 2011, S. 17) dar. Die kontinuierliche Gegenüberstellung von Ziel- und Objektsystem mit den Bedarfen und den zukünftigen Anwendungsfällen sowie der Wissensgewinn durch die Validierung sind essenzielle Bestandteile einer erfolgreichen, zielführenden Systementwicklung. Je früher durch die Validierung Probleme bzw. Abweichungen festgestellt werden, desto geringer ist der Aufwand, diesen entgegenzuwirken. Es kann jedoch nicht in jeder Phase des Produktentstehungsprozesses beliebig aufwändig validiert werden. Ziel ist es daher, mit System- und Modellverständnis möglichst effizient und gleichzeitig effektiv zu validieren. Insbesondere in der frühen Phase des Produktentstehungsprozesses ist eine Validierung im Gesamtsystem nicht oder nur mit hohem Aufwand möglich. Die Validierung von Teilsystemen und Funktionen muss dennoch anwendungsnah erfolgen, um eine Prüfung in Hinblick auf den zukünftigen Einsatzzweck des Systems in der Anwendung zu ermöglichen. (Albers et al., 2016; Freudenmann, 2014; Verein Deutscher Ingenieure [VDI], VDI 2206)

Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL-Ansatz) nach Albers und Düser (2010) setzt hier an. Er beschreibt einen Ansatz zur Validierung von Teilsystemen mit deren Einbindung in das Gesamtsystem sowie in die Umwelt und weiteren möglichen

interagierenden Systemen, z. B. einem Fahrer. Die Wechselwirkungen der Teilsysteme mit dem Gesamtsystem werden durch die Abbildung und die Einbindung entsprechender Restsystemmodelle in unterschiedlichen Ausprägungen realisiert. Der IPEK-XiL-Ansatz mit Einbindung des zu validierenden Teilsystems ist exemplarisch für eine Antriebsstrangentwicklung in Abbildung 2.4 dargestellt. Je nach Validierungsaktivität kann es sich bei dem zu validierenden (Teil-)System ‚X‘ um ein sich in Entwicklung befindendes System, ein sogenanntes System-in-Development (SiD), oder ein System handeln, bei dem die Gewinnung von Wissen zur Verwendung im weiteren Entwicklungsprozess im Fokus steht, ein sogenanntes System-under-Investigation (Sul). (Albers & Düser, 2010; Albers et al., 2016)



Abbildung 2.4: IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers et al., 2016, S. 559)

Der IPEK-XiL-Ansatz ermöglicht eine gemischt physisch-virtuelle Validierung. Dies stellt eine Unterscheidung gegenüber gängigen anderen Ansätzen wie Hardware- oder Software-in-the-Loop-Ansätzen dar, bei denen die zu untersuchenden Systeme in virtuelle Gesamtsysteme eingebunden werden. Die Restsystemmodelle der sogenannten Connected Systems beim IPEK-XiL-Ansatz können in physischer, virtueller oder gemischt physisch-virtueller Form berücksichtigt werden. Ebenso kann das zu validierende (Teil-)System in verschiedenen Formen sowie auf

verschiedenen Systemebenen – von Gesamtfahrzeugebene bis zum Funktionskontakt auf Wirkflächenebene – vorliegen. (Albers et al., 2016)

Durch das IPEK-XiL-Framework wird die Einordnung des ‚X‘ in das Gesamtsystem und die Umgebung strukturiert. Aufgezeigt wird dies am Beispiel des IPEK-XiL-Framework einer Fahrzeugentwicklung in Abbildung 2.5, worin die verschiedenen Systemebenen sowie die Zusammenhänge verdeutlicht werden. (Albers et al., 2016)

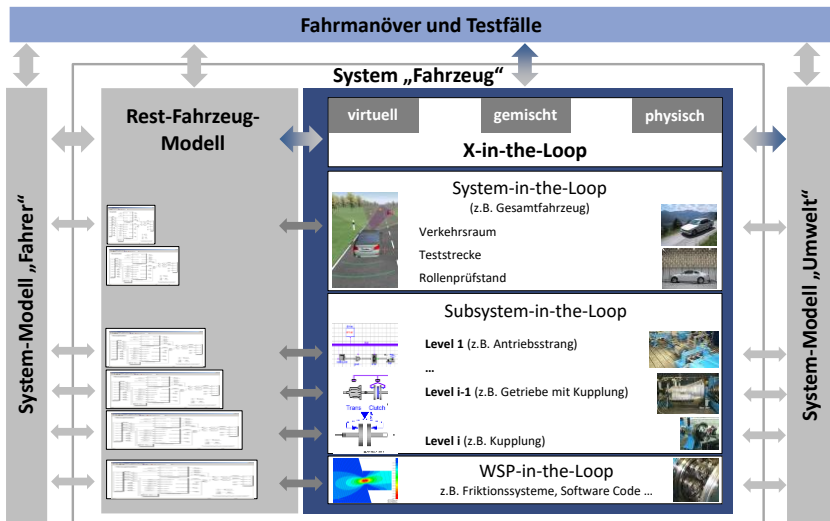


Abbildung 2.5: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers et al., 2016, S. 560) nach Albers und Düser (2010, S. 3)

Mit der IPEK-XiL-Architektur der Validierungsumgebung werden schließlich auf Systemebene die Zusammenhänge der Connected Systems und des Sul bzw. des SiD auf virtueller und physischer Ebene mit entsprechenden Koppelsystemen als Schnittstellen zwischen den Teilsystemen und den Restsystemmodellen strukturiert (Albers, Mandel, Yan & Behrendt, 2018). Eine solche Darstellung findet sich im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit im Kapitel zur Validierungsumgebung, vgl. Kapitel 5.1.

2.2 Design Research Methodology (DRM)

Nach Blessing und Chakrabarti (2009) sollte Wissen in der Designforschung möglichst systematisch generiert werden. Dies begünstigt es, sowohl in theoretischer als auch in praktischer Hinsicht valide Ergebnisse liefern zu können. Design gilt für die Autoren in diesem Kontext zusammengefasst als die Aktivitäten in der Produktentwicklung, mit denen ein Produkt auf Basis eines Produktprofils entwickelt wird. Um das hierfür benötigte Wissen aus der Designforschung systematisch generieren zu können, ist ein methodisches Vorgehen notwendig. Hierfür führen Blessing und Chakrabarti (2009) die Design Research Methodology ein. Diese stellt ein Framework dar, das sich in vier Phasen der Analyse oder der Synthese gliedert. Jede Phase wird dabei durch Methoden und entsprechende Ergebnisse beschrieben. Die Phasen interagieren untereinander. Die Interaktion kann in beide Richtungen, also auch in einem iterativen Vorgehen, vorliegen. Das Framework mit den vier Phasen und deren grundsätzlichen Ergebnissen ist in Abbildung 2.6 dargestellt. (Blessing & Chakrabarti, 2009)

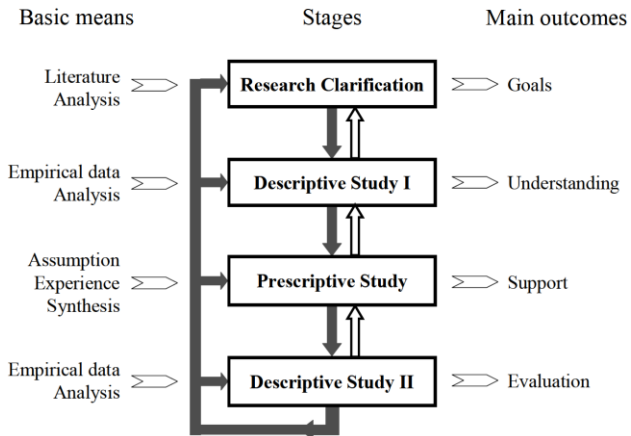


Abbildung 2.6: DRM-Framework (Blessing & Chakrabarti, 2009, S. 15)

Die Research Clarification (RC) stellt in der Regel die erste Analysephase dar, in der häufig mittels Literaturrecherche der Stand der Forschung aufbereitet wird. Dabei wird die Forschungslücke aufgezeigt und die Forschungsziele werden herausgearbeitet. Die Descriptive Study I (DS I) stellt ebenso eine Analysephase

dar, in der die Ermittlung von Bewertungsgrößen für die Evaluation sowie die initiale Untersuchung von Einflussgrößen durchgeführt wird. Damit wird gleichzeitig ein grundsätzliches Verständnis über den Forschungsgegenstand aufgebaut. Dies kann sowohl auf Basis von Literatur als auch mittels empirisch ermittelter Daten geschehen. Die Prescriptive Study (PS) als Synthesephase dient der Synthese von Methoden zum Verständnisaufbau in der DS I bzw. zur Evaluation der Bewertungsgrößen in der Descriptive Study II (DS II). Im Kern wird in der PS das generierte Wissen synthetisiert, auf dessen Basis hinsichtlich des Forschungsziels Design Support entwickelt und bereitgestellt wird. Design Support kann nach Blessing und Chakrabarti (2009) viele Formen annehmen, so z. B. Leitlinien, Checklisten, Methoden und Gleichungen. Außerdem kann Design Support in verschiedenen Arten vorliegen, z. B. als Schriftstück, Modell oder Software. Die Evaluation des Design Support erfolgt in der DS II. Grundsätzlich muss eine Forschungsarbeit nicht jede dieser Phasen umfassen. Sie beinhaltet im Allgemeinen aber verschiedene Arten an Studien. So wird von den Autoren zwischen rein literaturbasierten Studien, umfassenden Studien, in denen eigene Untersuchungen durchgeführt und eigene Ergebnisse, mitunter Design Support, durch den Forschenden generiert werden, sowie einer initialen Studie unterschieden, die die Forschungsarbeit abschließt und die Auswirkungen der Ergebnisse für andere aufzeigt. (Blessing & Chakrabarti, 2009)

Zusammengefasst ermöglicht das DRM-Framework nach Blessing und Chakrabarti (2009) eine effizientere und effektivere Designforschung und findet im Rahmen dieser Forschungsarbeit bei der Strukturierung des Forschungsvorgehens Anwendung.

2.3 Grundlagen relevanter mathematischer Methoden

2.3.1 Einfache balancierte Varianzanalyse

Mit der einfachen balancierten Varianzanalyse werden die Abweichungen eines Faktors für verschiedene Stufen mathematisch verglichen, wodurch Aussagen darüber ermöglicht werden, ob die Unterschiede des Faktors für die betrachteten Stufen als signifikant anzusehen sind. Balanciert bedeutet dabei, dass die Anzahl der Einzelversuche für jede Stufe gleich ist. Die Stufen können z. B. verschiedene Entwicklungsgenerationen und der Faktor z. B. eine Bewertungsgröße darstellen. Um die Signifikanz der Abweichung zu bewerten, wird nach Gleichung 2.1, adaptiert aus Kleppmann (2013), eine entsprechende Prüfgröße $F_{\text{Prüf}}$ mit der Anzahl der Einzelversuche je Stufe k , dem Mittelwert der Varianzen der Einzelwerte innerhalb

der Stufen s^2 sowie der Varianz der Mittelwerte $s_{\bar{y}}^2$ berechnet und mit zugehörigen kritischen Werten aus der Literatur, vgl. Kleppmann (2013, S. 238), verglichen. Die jeweiligen kritischen Werte F stellen Grenzwerte dar, wonach größere Werte der Prüfgröße nur noch mit einer Wahrscheinlichkeit von 5 % ($F_{0,95}$), 1 % ($F_{0,99}$) bzw. 0,1 % ($F_{0,999}$) zufällig auftreten. (Kleppmann, 2013)

$$F_{\text{Prüf}} = \frac{k \cdot s_{\bar{y}}^2}{s^2} \quad 2.1$$

Nach Kleppmann (2013) liegt ein signifikanter Unterschied vor, wenn die errechnete Prüfgröße nur mit $< 1\%$ ($F_{\text{Prüf}} > F_{0,99}$), bzw. ein hochsignifikanter Unterschied, wenn die errechnete Prüfgröße nur mit $< 0,1\%$ ($F_{\text{Prüf}} > F_{0,999}$) zufällig auftritt. Ein Anwendungsbeispiel ist in Kleppmann (2013, S. 239) zu finden.

2.3.2 Regressions- und Korrelationsanalyse

Die Regressionsanalyse stellt eine gängige Methode zur mathematischen Untersuchung von Zusammenhängen zwischen einer abhängigen und einer oder mehrerer unabhängiger Variablen dar. Mittels mathematischer Modelle wird dabei der Zusammenhang zwischen Einflussgrößen und einer Zielgröße abgebildet bzw. angenähert. Es können sowohl lineare als auch nichtlineare Zusammenhänge betrachtet werden. Das Ergebnis einer linearen Regressionsanalyse mit der Methode der kleinsten Quadrate stellt eine Regressionsgerade dar, die mit einer entsprechenden Genauigkeit je nach Modellgüte eine geschätzte Vorhersage der abhängigen Variable für eine gegebene unabhängige Variable ermöglicht. Als Maß der Modellgüte wird gängig das Bestimmtheitsmaß R^2 mit $0 \leq R^2 \leq 1$ herangezogen. Die Modellgüte bzw. die Anpassung der Geraden an die zugrundeliegenden Daten ist umso besser, je größer das Bestimmtheitsmaß ist. (Kleppmann, 2013)

Eng verknüpft mit der linearen Regressionsanalyse ist die lineare Korrelationsanalyse, bei der mit dem Maß des Korrelationskoeffizienten ein linearer Zusammenhang zweier Variablen bewertet werden kann. Üblicherweise wird dabei der Korrelationskoeffizient r , hier R , mit $-1 \leq R \leq 1$ nach der Produkt-Moment-Korrelation nach Pearson verwendet. Der Korrelationskoeffizient beschreibt die Stärke und die Richtung des Zusammenhangs (gleichläufig bzw. positiv oder gegenläufig bzw. negativ) und wird für zwei Variablen x und y mit deren Kovarianz $cov(x, y)$ und den Standardabweichungen s_x und s_y nach Gleichung 2.2 bestimmt. (Zöfel, 2003)

$$R_{xy} = \frac{\text{cov}(x, y)}{s_x \cdot s_y} \quad 2.2$$

Nach Zöfel (2003) kann über den Korrelationskoeffizienten die Korrelation zweier Variablen entsprechend Tabelle 2.1 eingestuft werden.

Tabelle 2.1: Objektivierung des Korrelationskoeffizienten, aus Zöfel (2003, S. 151)

Korrelationskoeffizient	Einstufung
$ R \leq 0,2$	Sehr geringe Korrelation
$0,2 < R \leq 0,5$	Geringe Korrelation
$0,5 < R \leq 0,7$	Mittlere Korrelation
$0,7 < R \leq 0,9$	Hohe Korrelation
$0,9 < R \leq 1$	Sehr hohe Korrelation

2.4 Schwingungsreduzierung in Antriebssträngen

In Antriebssträngen tritt eine Vielzahl verschiedener Schwingungsphänomene auf. Einen bedeutenden Anteil daran machen Schwingungen aus, die durch die Antriebsmaschine in den Antriebsstrang eingeleitet werden (Berger, 2021). So resultieren u. a. Drehungleichförmigkeiten aus der Verbrennungskraftmaschine (VKM), aber auch aus der E-Maschine, z. B. Torque Ripple und Rastmomente. Drehungleichförmigkeiten führen mitunter zu Längsschwingungen des Fahrzeugs und beeinflussen in aller Regel den Komfort negativ (Albers & Herbst, 1998). Des Weiteren wirken sich die Schwingungen auf andere Komponenten im Antriebsstrang aus und können so zu Schäden bzw. reduzierter Lebensdauer führen (Albers, 2012). Unerwünschte Schwingungen zu vermeiden oder zumindest vorhandene Schwingungen auf ein, sowohl für den Anwender als auch für das System selbst, komfortables bzw. ertragbares Maß zu reduzieren, stellt daher einen grundsätzlichen Bestandteil des Zielsystems in der Produktentwicklung von Antriebssystemen dar. Auf die Entstehung und die Art der Schwingungen wird hier nicht weiter eingegangen, detaillierte Informationen dazu sind in Fachbüchern, z. B. in Dresig und Fidlin (2020) sowie Fischer, Küçükay, Jürgens und Pollak (2016) zu finden.

Im Fokus dieser Forschungsarbeit stehen periodische Drehungleichförmigkeiten, bedingt u. a. durch die VKM, in Frequenzbereichen bis 100 Hz, vgl. im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit Kapitel 5.1, und insbesondere deren mögliche Reduzierung durch die Funktionserweiterung in nasslaufenden Kupplungssystemen zur *Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb*. Nachfolgend werden diese und gängige Maßnahmen zur Reduzierung von Drehschwingungen in Antriebssträngen vorgestellt. Die Maßnahmen können nach aktiven und passiven Möglichkeiten unterschieden werden. Des Weiteren liegen ihnen unterschiedliche Wirkmechanismen bzw. Superpositionen mehrerer Wirkmechanismen zugrunde. Wirkmechanismen zur Schwingungsminderung stellen dabei Dämpfung, Isolation und Tilgung dar. Ein grundlegender Überblick über Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung und über zugehörige Wirkmechanismen ist in Abbildung 2.7 gegeben. (Zink & Hausner, 2009)

Eine Bewertung der Schwingungsreduzierung durch die verschiedenen Maßnahmen in Fahrzeugantriebssträngen wird häufig vorgenommen, indem die Drehzahlverläufe und die Drehzahlamplituden an der Getriebeeingangsseite oder die aus Messgrößen abgeleitete Winkelbeschleunigung betrachtet werden, vgl. z. B. Baumann (2013), Kooy, Gillmann, Jäckel und Bosse (2002), Kooy (2014) sowie Kroll, Kooy und Seebacher (2010).

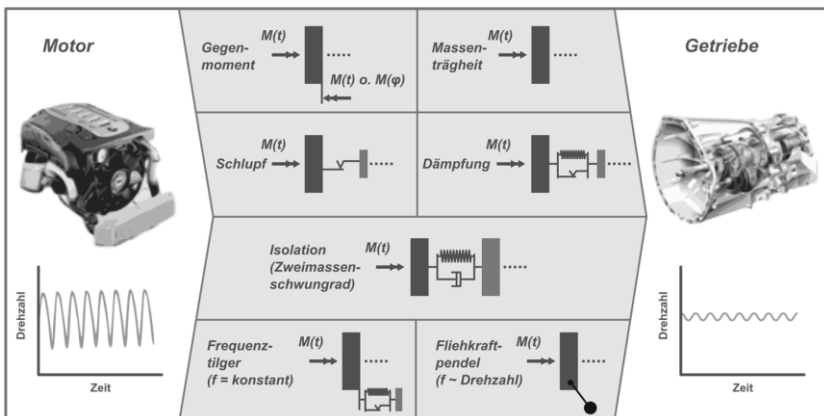


Abbildung 2.7: Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung (Zink & Hausner, 2009, S. 548)

Aus den Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung in Abbildung 2.7 können als passive Möglichkeiten insbesondere die Schwingungsisolierung durch das Zweimassenschwungrad (ZMS), die Schwingungstilgung durch z. B. ein Schwungrad oder ein Fliehkraftpendel (FKP) sowie die Schwingungsdämpfung durch z. B. zusätzliche Reibsysteme und Reibelemente im Zweimassenschwungrad als gängige Maßnahmen hervorgehoben werden. Als aktive Möglichkeiten, die in der Regel bedarfsgerecht eingestellt werden können, stellen die Reduzierung durch Gegenmomente sowie die Reduzierung durch eingestellten Schlupfbetrieb mögliche Maßnahmen dar. Nachfolgend werden einzelne dieser Maßnahmen kurz erläutert.

Zweimassenschwungrad (ZMS)

Das ZMS stellt in vielen Fahrzeugantriebssträngen ein zentrales System zur Schwingungsreduzierung, insbesondere verbrennungsmotorinduzierter Drehungleichförmigkeiten, dar. Die Schwingungsreduzierung basiert dabei in erster Linie auf dem Wirkmechanismus der Isolation zwischen Motor und Getriebeeingang. Grundsätzlich besteht das ZMS aus den in Primär- und Sekundärseite aufgeteilten Schwungmassen sowie dazwischen angebrachten Federelementen, die die beiden Seiten mit verhältnismäßig geringer Federsteifigkeit verbinden. Durch die Anordnung und die geringe Federsteifigkeit wird die sonst im normalen Fahrbereich liegende kritische Eigenfrequenz des Antriebsstrangs in einen Bereich unterhalb der Frequenz der Hauptanregenden des Motors bei Leerlaufdrehzahl verschoben. Die Resonanzfrequenz wird damit nur bei Drehzahlen unterhalb der Leerlaufdrehzahl kritisch angeregt. Im normalen Fahrbetrieb liegt die Anregungsfrequenz der Hauptanregenden des Motors im überkritischen Bereich; die motorseitig eingebrachte Schwingung wird entsprechend durch Isolation reduziert. (Albers, 1994; Dresig & Fidlin, 2020; Reik, Seebacher & Kooy, 1998; Stier, 2015)

Veranschaulicht wird der Effekt des ZMS exemplarisch in Abbildung 2.8 anhand des Vergleichs mit einem System mit konventionellem Schwungrad (durchgezogene Linie) sowie einem System mit ZMS (gestrichelte Linie). Aufgetragen wird hierbei jeweils die Vergrößerungsfunktion der Massenträgheit am Getriebeeingang über der Motordrehgeschwindigkeit. Es sind jeweils die beiden ersten Eigenfrequenzen zu erkennen. Beim System mit ZMS (gestrichelte Linie) liegt die zweite Eigenfrequenz entsprechend unterhalb der Leerlaufgeschwindigkeit ω_{LL} . Die dritte Eigenfrequenz liegt oberhalb von 2000 min^{-1} und ist hier nicht dargestellt, da sie sich in der Regel weniger kritisch auswirkt. (Berger, 2021)

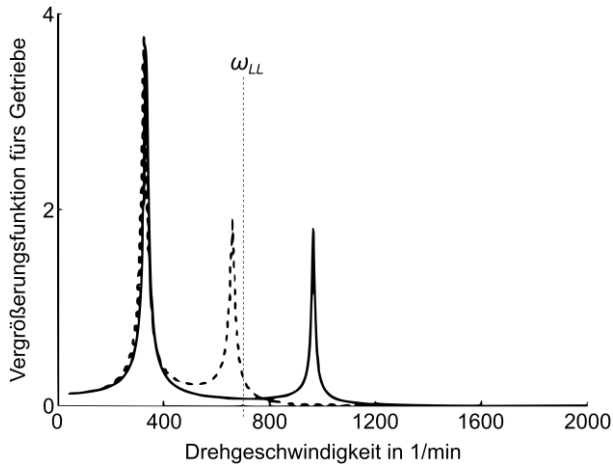


Abbildung 2.8: Vergrößerungsfunktion für die Massenträgheit am Getriebeeingang mit System mit starrem Schwungrad (durchgezogene Linie) und System mit ZMS (gestrichelte Linie) (Berger, 2021, S. 33, nach Dresig & Fidlin, 2014, S. 482)

Da beim Motorstart dennoch die Resonanzfrequenz durchlaufen wird, sind zusätzlich zur Isolation im überkritischen Bereich Dämpfungsmaßnahmen im ZMS notwendig und vorgesehen. Hierfür wird im ZMS z. B. eine Reibungsdämpfung mittels Innendämpfer oder eine zweistufige Bogenfeder eingesetzt, die so ausgelegt werden, dass die zusätzliche Dämpfung bzw. die höhere Federrate insbesondere bei hohen Schwingwinkeln, u. a. beim Durchlaufen der Resonanzfrequenz, wirkt. (Albers, 1994; Dresig & Fidlin, 2020) Zweimassenschwungräder werden außerdem oft zusätzlich mit Fliehkraftpendeln kombiniert, um eine zusätzliche Schwingungsreduzierung und dadurch niedrigere Zielgrößen hinsichtlich der Anforderungen an die Schwingungen am Getriebeeingang zu erreichen. Auf das Fliehkraftpendel wird nachfolgend genauer eingegangen.

Fliehkraftpendel (FKP)

Fliehkraftpendel stellen häufig eine Ergänzung zum ZMS dar, um durch den Wirkmechanismus der Schwingungstilgung die Schwingungsamplituden am Getriebeeingang zusätzlich zur Isolation durch das ZMS weiter zu reduzieren, vgl. Abbildung 2.7. Der Tilger wird dabei auf der Sekundärseite des ZMS angebracht und kann so mit verhältnismäßig geringen Massen bereits gute Reduzierungen

erreichen. Das Funktionsprinzip des FKP basiert auf dem eines Fadenpendels, wobei eine Pendelmasse mit entsprechender Federsteifigkeit um eine Rotationsachse schwingfähig angebracht wird. Beim FKP ersetzt die Fliehkraft die Gravitationskraft, die beim Fadenpendel wirkt. Die Fliehkraft ist wiederum abhängig von der Winkelgeschwindigkeit und erzeugt die effektive Steifigkeit des FKP. Die Eigenfrequenz ist demnach proportional zur Drehzahl, weswegen das FKP einen drehzahladaptiven Tilger darstellt. Durch eine entsprechende Abstimmung des FKP kann so eine Reduzierung der Hauptanregenden des Motors über einen weiten Drehzahlbereich erreicht werden. Grenzen stellen jedoch die Masse und die möglichen Schwingwinkel dar, weswegen das FKP nicht beliebig und alleinig zu einer ausreichenden Schwingungsreduzierung eingesetzt werden kann. (Dresig & Fidlín, 2020; Zink & Hausner, 2009) Nachfolgend ist in Abbildung 2.9 exemplarisch eine konstruktive Ausführung eines ZMS mit Fliehkraftpendel dargestellt.

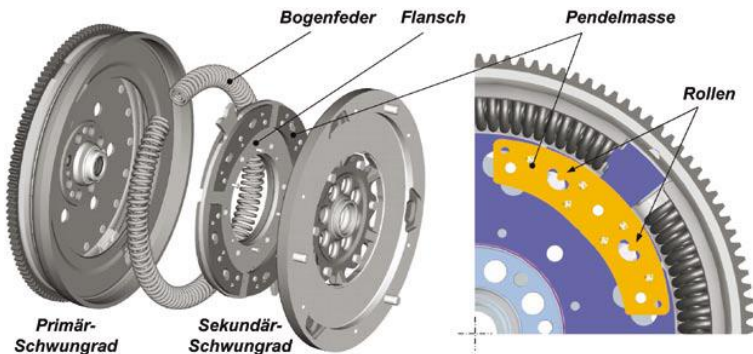


Abbildung 2.9: Zweimassenschwungrad (Primär- und Sekundärseite mit Bogenfeder) sowie Fliehkraftpendel mit Pendelmassen und Rollen (rechts) (Zink & Hausner, 2009, S. 550)

Reduzierung durch Gegenmomente

Bei der Reduzierung durch Gegenmomente wird die Schwingungsreduzierung durch die gezielte Einbringung eines, gegenüber der unerwünschten Anregung phasenverschobenen, Moments realisiert. Ein Vorteil liegt darin, dass die Schwingungsreduzierung in der Regel aktiv gesteuert und bedarfsgerecht eingestellt werden kann. So kann beispielsweise in einem Hybridantriebsstrang mit

VKM und E-Maschine die E-Maschine so geregelt werden, dass sie die von der VKM induzierten Schwingungen durch entsprechende Gegenmomente reduziert (Tareilus, Endres, Oflaz & Schneider, 2011). Weitere Beispiele einer aktiven Schwingungsreduzierung mittels Gegenmoment werden u. a. in Prabel und Aschemann (2014), Tissen (2019) sowie Walker und Zhang (2014) aufgezeigt.

Reduzierung durch Schlupfbetrieb der Kupplung

Die Reduzierung von Drehungleichförmigkeiten durch geregelten Schlupfbetrieb im Kupplungssystem wird in verschiedenen Forschungsarbeiten als Maßnahme zur Schwingungsreduzierung sowohl in konventionellen als auch in elektrifizierten Antriebssträngen aufgeführt, vgl. u. a. Abbassi (1999), Albers (1990), Dong et al. (2020), Hein, Nauerz und Wörner (1995), Küçükay und Bock (1994), Reik et al. (1998), Vu (2012), Wienholt und Zdora (1995) sowie Zhou, Lu, Zhang und Hao (2017). Dabei wird gezielt eine Differenzdrehzahl zwischen Ein- und Ausgang der Kupplung eingestellt, wodurch durch Dämpfung bzw. eine mögliche Überlagerung weiterer Mechanismen¹ induzierte Drehungleichförmigkeiten reduziert werden. Die Maßnahme wird u. a. von Reik et al. (2004) als Ergänzung zu einem ZMS angeführt, um weitere Komfortsteigerungen zu erreichen. Ein entscheidender Vorteil dieser aktiven Einstellung ist auch die Möglichkeit einer bedarfsgerechten Zuschaltung der Funktionserweiterung. So wird diese z. B. von Dong et al. (2020) in einem Hybridantriebsstrang zur Reduzierung der, beim Wiederstart der VKM auftretenden, Schwingungen betrachtet. Die Funktionserweiterung geht mit Verlustleistungen einher, weswegen ein Zielkonflikt zwischen Komfort und Effizienz vorliegt, vgl. u. a. Wienholt und Zdora (1995). Die Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im Schlupfbetrieb steht im Fokus dieser Forschungsarbeit. Auf den zugehörigen Stand der Forschung wird in Kapitel 2.7 genauer eingegangen.

¹ Die zugrundeliegenden Wirkmechanismen sind nach aktuellem Stand der Forschung nicht geklärt. Oft wird von Dämpfung oder Entkopplung gesprochen.

2.5 Relevante Grundlagen der Tribologie im technischen System und Systemtribologie

In diesem Kapitel werden die für diese Forschungsarbeit relevanten Grundlagen der Tribologie im technischen System vorgestellt. Dabei wird der Fokus insbesondere auf technische Systeme, auf die Grundlagen der Reibung als Teil der Tribologie, auf die Validierung tribologischer Systeme sowie auf die Systemtribologie gelegt. Die Tribologie als grundlegende Wissenschaft betrifft ein umfassendes Gebiet, das hier nicht vollumfänglich vertieft wird. Detaillierte Ausführungen über viele Bereiche der Tribologie sind in Fachbüchern zu finden, vgl. z. B. Czichos und Habig (1992, 2015).

2.5.1 Tribotechnisches System

Ein tribotechnisches System² wird nach Deters (2012) als ein System mit der Funktion zur „Umsetzung von Eingangsgrößen [...] in technisch nutzbare Ausgangsgrößen [...] unter Nutzung der Systemstruktur“ (Deters, 2012, S. 5) beschrieben, in dem Reibung und Verschleiß stattfinden. Abbildung 2.10 zeigt eine erweiterte Darstellung eines tribotechnischen Systems mit dessen Bestandteilen. Neben der zu erfüllenden technischen Funktion wird das tribotechnische System durch die Eingangsgrößen, zu denen auch Störgrößen als ungewollte Eingangsgrößen gehören, die Ausgangsgrößen, die Verlustgrößen sowie die Struktur des Tribosystems beschrieben (Deters, 2012). Dabei besteht das Tribosystem bzw. dessen Systemstruktur³ grundsätzlich aus einem Grundkörper, einem Gegenkörper sowie möglichen Zwischenmedien, wie einem Schmierstoff in nasslaufenden Tribosystemen (Czichos & Habig, 2015; Deters, 2012; Gesellschaft für Tribologie e.V. [GfT], 2002). Außerdem wird nach Deters (2012) und GfT (2002) auch das Umgebungsmedium der Systemstruktur des Tribosystems zugeordnet. Durch Eingangsgrößen entsteht zwischen Grund- und Gegenkörper eine „tribologische Beanspruchung, [die] durch Relativbewegung und Wechselwirkung zwischen Oberflächen unter Einfluss von Kräften gekennzeichnet“ (GfT, 2002, S. 4) ist. Unter dem dabei wirkenden Beanspruchungskollektiv werden die Beanspruchungsgrößen wie Bewegungsart, Geschwindigkeiten, Temperaturen und weitere, vgl. Abbildung 2.10, zusammengefasst (Deters, 2012; GfT, 2002).

² Die Begriffe ‚tribotechnisches System‘, ‚tribologisches System‘ oder kurz ‚Tribosystem‘ werden im Rahmen dieser Forschungsarbeit synonym verwendet.

³ Definition siehe Glossar

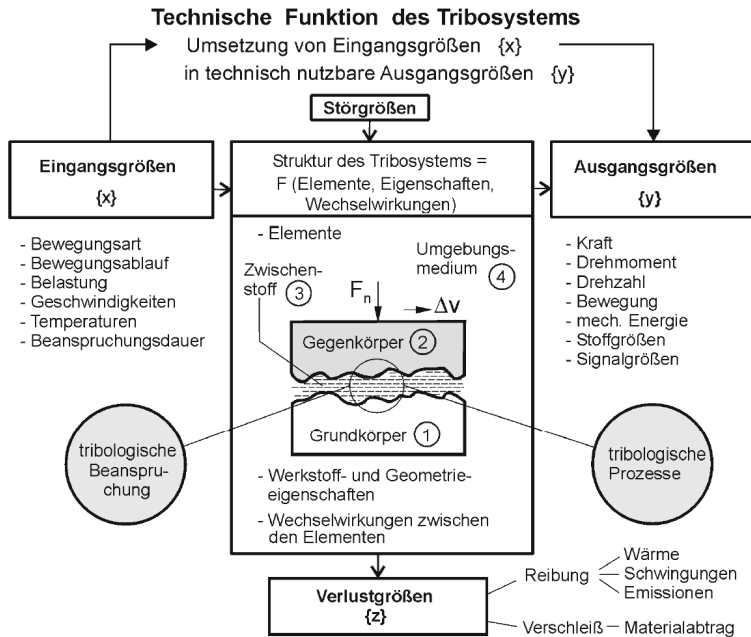


Abbildung 2.10: Erweiterte Darstellung eines tribotechnischen Systems (Deters, 2012, S. 5)

Aus der Beanspruchung in der Systemstruktur des Tribosystems resultieren in den Wirkflächen tribologische Prozesse in Form von Reibung und Verschleiß woraus sich wiederum Verlustgrößen ergeben. Verlustgrößen der Reibung stellen u. a. Wärme, Emissionen und Schwingungen dar. Die aus Verschleiß resultierende Verlustgröße ist in erster Linie ein Materialabtrag (Deters, 2012). Grundsätzlich werden für den Verschleiß die nachfolgenden vier Hauptverschleißmechanismen unterschieden, die in einem tribologischen Prozess gleichzeitig superpositioniert auftreten können. Ergänzend sind jeweils typische Verschleißerscheinungsformen aufgeführt. (GfT, 2002)

- **Adhäsion:** Typische Verschleißerscheinungsformen sind Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen und Materialübertrag.
- **Abrasion:** Typische Verschleißerscheinungsformen sind Kratzer, Riefen, Mulden und Wellen.

- *Oberflächenzerrüttung*: Typische Verschleißerscheinungsformen sind Risse und Grübchen.
- *Tribochemische Reaktionen*: Typische Verschleißerscheinungsformen sind Reaktionsprodukte (u. a. in Form von Schichten, Partikeln). (GfT, 2002)

Eine detaillierte Auflistung der Verschleißarten im Zusammenhang mit der tribologischen Beanspruchung findet sich in GfT (2002, S. 14). Insbesondere Gleitverschleiß, Schwingungverschleiß, aber auch Erosionsverschleiß stellen relevante Verschleißarten im nasslaufenden Friktionssystem dar. Auf die Reibung selbst und die Reibungszustände wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen.

2.5.2 Grundlagen der Reibung

2.5.2.1 Reibung und Reibungszustände

Nach Czichos und Habig (2015) stellt Reibung einen Bewegungswiderstand dar, der „sich als Widerstandskraft sich berührender Körper gegen die Einleitung einer Relativbewegung (Ruhreibung bzw. Haftreibung, statische Reibung) oder deren Aufrechterhaltung (Bewegungsreibung, dynamische Reibung)“ (Czichos & Habig, 2015, S. 93) äußert. Die Reibung kann grundsätzlich als äußere oder als innere Reibung auftreten. Bei der inneren Reibung tritt sie innerhalb eines Reibkörpers oder im Zwischenmedium auf. Bei der äußeren Reibung findet sie in Wirkflächenpaaren (WFP) zwischen Grund- und Gegenkörper bzw. Zwischenmedium statt. Dabei berühren sich die Wirkflächen verschiedener Reibkörper bzw. des Zwischenmediums. (Albers, 2012; Albers & Wintergerst, 2014; Deters, 2012)

Neben der Unterscheidung des Reibungszustands in Abhängigkeit vom Bewegungszustand wird grundsätzlich zwischen den nachfolgenden vier Reibungszuständen in Abhängigkeit vom Aggregatzustand der beteiligten Systemstruktur unterschieden (Deters, 2012; GfT, 2002):

- *Festkörperreibung*: Grund- und Gegenkörper befinden sich in direktem Kontakt. Die Reibung erfolgt direkt zwischen den Stoffbereichen mit Festkörpereigenschaften.
- *Mischreibung*: Grund- und Gegenkörper sind nicht vollständig voneinander getrennt. Es liegt in der Regel eine Mischform zwischen Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung vor.
- *Flüssigkeitsreibung*: Die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper sind durch ein flüssiges Medium, im Allgemeinen einen Schmierfilm, vollständig voneinander getrennt. Die Reibung findet als innere Reibung im flüssigen Medium statt.

- *Gasreibung*: Die Gasreibung unterscheidet sich gegenüber der Flüssigkeitsreibung dahingehend, dass Grund- und Gegenkörper durch ein gasförmiges Medium vollständig getrennt sind. Auch hier findet die Reibung als innere Reibung, jedoch entsprechend im gasförmigen Medium, statt.

Außerdem wird von Czichos und Habig (2015) die *Grenzreibung* als weiterer Reibungszustand mit Festkörperreibung beschrieben, bei dem die Oberflächen gerade noch mit einem Grenzschichtfilm auf molekularer Ebene bedeckt sind. Für die jeweiligen Reibungszustände liegen Unterschiede im Reib- und Verschleißverhalten im Tribosystem vor. So zeichnet sich die Festkörperreibung im Allgemeinen als Reibungszustand mit verhältnismäßig hohen Reibungszahlen, die Gasreibung hingegen als ein Reibungszustand mit sehr geringen Reibungszahlen aus. (Czichos & Habig, 2015)

2.5.2.2 Reibungsmessgrößen

Nach Deters (2012) sowie Czichos und Habig (2015) kann die Reibung durch verschiedene Reibungsmessgrößen charakterisiert werden. Nachfolgend ist ein Auszug relevanter Größen aufgeführt. Weitere Messgrößen mit einer Differenzierung im Kontext der Systemtribologie sowie einer Konkretisierung in Bezug auf das Sul, vgl. Kapitel 2.1.3, werden im weiteren Verlauf für die Nutzung in dieser Forschungsarbeit eingeführt.

- *Reibungskraft F_R* : Die Reibungskraft resultiert aus der Reibung als Widerstand gegen eine translatorische Relativbewegung und wirkt der Bewegungsrichtung entgegengesetzt. Unterschieden werden kann hier zwischen der statischen Reibungskraft ohne Relativbewegung und der dynamischen Reibungskraft mit Relativbewegung (Czichos & Habig, 2015).
- *Reibmoment*: Das Reibmoment resultiert aus der Reibung als Widerstand gegen eine rotatorische Relativbewegung (Czichos & Habig, 2015).
- *Reibungskoeffizient oder Reibwert $f = F_R/F_N$* : Der Reibungskoeffizient wird bestimmt als Quotient aus der in Reibrichtung resultierenden Reibkraft F_R und der Normalkraft F_N , die senkrecht zur Kontaktfläche wirkt. In der Literatur wird der Reibungskoeffizient oft näherungsweise als konstanter Wert für verschiedene Materialpaarungen aus Grund- sowie Gegenkörper und möglichen Zwischenmedien angegeben (Czichos & Habig, 2015; Deters, 2012).

2.5.2.3 Dynamische Reibung: Reibungshysterese

Eine Sonderform der Bewegungsreibung stellt die dynamische Reibung mit oszillierenden Gleitgeschwindigkeiten dar. Die Reibungszahl zeigt dabei ein unterschiedliches Verhalten in Abhängigkeit von ihrer Richtung in der

Reibungszahlkurve⁴ (zunehmende oder abnehmende Gleitgeschwindigkeit respektive positive oder negative Beschleunigung). Die Unterschiede im Reibungszahlverhalten bei zu- und abnehmender Gleitgeschwindigkeit wurden bereits u. a. von Hess und Soom (1990) beobachtet. Wird der Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit betrachtet, zeigt sich dabei oft ein hystereseförmiger Verlauf. Exemplarisch ist dies in Abbildung 2.11 für den Verlauf einer Reibungskraft F_R über der Gleitgeschwindigkeit v_{gl} dargestellt.

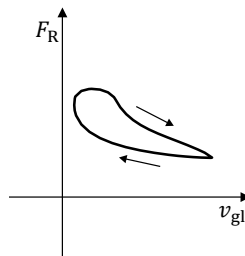


Abbildung 2.11: Exemplarische Darstellung einer Reibungshysterese: Verlauf der Reibungskraft über der Gleitgeschwindigkeit für zunehmende und abnehmende Gleitgeschwindigkeit, adaptiert aus Wojewoda, Stefański, Wiercigroch und Kapitaniak (2008, S. 749)

Die sogenannte Reibungshysterese lässt sich in verschiedenen Tribosystemen bei oszillierenden Gleitgeschwindigkeiten beobachten. Auch in dem – im Rahmen dieser Forschungsarbeit betrachteten – Betriebszustand *dynamischer Dauerschlupfbetrieb*⁵ liegt eine oszillierende Gleitgeschwindigkeit mit Reibungshysteresen vor. Weitere Beispiele und ein Vergleich des Reibungszahlverhaltens in anderen Betriebszuständen sind in Bischofberger, Bause, Ott und Albers (2022b) zu finden. Im Rahmen der Forschungsarbeit wird für das Reibungszahlverhalten bei dynamischer Reibung mit oszillierender Gleitgeschwindigkeit vom dynamischen Reibungszahlverhalten gesprochen.

⁴ Definition siehe Glossar

⁵ Beschreibung erfolgt im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, vgl. Kapitel 6; Definition siehe Glossar

2.5.3 Validierung tribologischer Systeme: Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig und Einordnung im Kontext der KaSPro mit dem IPEK-XiL-Ansatz

Um das Reibungs- und Verschleißverhalten tribologischer Systeme – zusammengefasst auch als tribologisches Verhalten bezeichnet – zu ermitteln, sind in der Regel experimentelle Untersuchungen notwendig. Nach Czichos und Habig (2015) lassen sich die Versuche der tribologischen Mess- und Prüftechnik je nach Abstraktionsgrad des Gesamtsystems in sechs Kategorien einteilen. Abbildung 2.12 gibt eine Übersicht darüber. Dabei gilt, dass das tribologische System umso mehr in gesamtsystemischer Betrachtung und unter Berücksichtigung der Wechselwirkung mit den Restsystemen untersucht wird, je kleiner die Kategorie ist. Daraus resultiert auch: Je kleiner die Kategorie der Versuche in der tribologischen Prüftechnik ist, desto anwendungsnäher ist auch das ermittelte Reibungs- und Verschleißverhalten. Um die Vorteile der einzelnen Kategorien zu nutzen, empfehlen Czichos und Habig (2015) die Messungen und die Prüfungen in der sogenannten tribologischen Prüfkette durchzuführen. Diese kann z. B. sowohl Modellversuche auf Werkstoffebene (Kategorie VI) als auch Bauteilprüfungen (Kategorie IV) und Funktionsprüfungen im sogenannten Aggregat (Kategorie III) oder im Feld (Kategorie I) umfassen. Am Übergang zwischen den Kategorien in der Prüfkette müssen Korrelationsprüfungen durchgeführt werden. (Czichos & Habig, 2015)

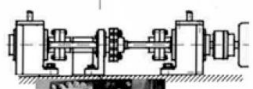
Kategorie	Mess- und Prüftechnik		System, Baugruppe, Modell
I	Betriebsversuche und betriebsähnliche Versuche: Original-Systemstruktur, Beanspruchung vereinfacht	Betriebsversuch	
II		Prüfstandsversuch	
III		Aggregatversuch	
IV		Bauteilversuch	
V	Modell-Struktur und einfache Beanspruchung	Probekörperversuch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

Abbildung 2.12: Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig (2015), aus Czichos und Habig (2015, S. 216)

Grundsätzlich ermöglicht der Ansatz nach Czichos und Habig (2015) in frühen Phasen der Produktentwicklung, in denen die Restsysteme oder das Teilsystem selbst noch nicht in physischer Form vorliegen, mit den Kategorien VI bis IV eine erste, kostengünstige Vorabschätzung des tribologischen Verhaltens. Dies stellt jedoch nur eine anwendungsferne Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens dar und geht mit „dem Nachteil sinkender Sicherheit der Übertragbarkeit der Prüfergebnisse“ (Czichos & Habig, 2015, S. 217) auf das tribologische System im Gesamtsystem einher. (Czichos & Habig, 2015)

Mithilfe des IPEK-XiL-Ansatz wird eine anwendungsnahe Untersuchung tribologischer Systeme auch in höheren Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig (2015) ermöglicht. Die Kategorien bzw. die Ebenen im IPEK-XiL-Ansatz sind grundsätzlich ähnlich zu denen der tribologischen Prüftechnik. Wie bereits in Kapitel 2.1.3 eingeführt, können durch den IPEK-XiL-Ansatz jedoch Wechselwirkungen im Gesamtsystem und mit der Umwelt sowie mit eventuellen weiteren Systemen wie dem Fahrennden berücksichtigt werden. So kann auch auf Teilsystemebene bzw. in höheren Kategorien, z. B. in Kategorie IV als Bauteilversuch, auch wenn das Gesamtsystem (noch) nicht in physischer Form

vorliegt, ein anwendungsnäheres Reibungs- und Verschleißverhalten bestimmt werden. Eine Validierung tribologischer Systeme in der frühen Phase der Produktentwicklung kann dadurch mit einer besseren Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die praktische tribotechnische Anwendung erfolgen. Dieser systemtribologische Ansatz „kann somit als [eine] Erweiterung der tribologischen Prüfkette [nach] Czichos und Habig [...] gesehen werden“ (IPEK, 2022, nach Stuffer, 2007, Behrendt, 2009 und Basiewicz, 2020, vgl. auch Albers, Behrendt und Ott, 2006) und wird im Rahmen dieser Forschungsarbeit herangezogen. Die verwendete Validierungsumgebung ist nach dem IPEK-XiL-Ansatz entwickelt und stellt eine systemtribologische Validierungsumgebung dar. Die von Basiewicz (2020), vgl. auch Albers, Ott und Basiewicz (2017), entwickelte Validierungsumgebung wird in Kapitel 5 vorgestellt und weiterentwickelt. Im nächsten Abschnitt wird genauer auf die Systemtribologie eingegangen.

2.5.4 Systemtribologie

Die Systemtribologie beschreibt die gesamtsystemische Betrachtung des tribologischen Systems und dessen Verhaltens unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Gesamtsystem, also u. a. mit den verbundenen technischen Systemen und der Umwelt sowie weiteren möglichen Systemen (IPEK, 2022, nach Basiewicz, 2020, Behrendt, 2009 und Stuffer, 2007, vgl. u. a. auch Albers, Behrendt und Ott, 2006). Zur Beschreibung des Reibungs- und Verschleißverhaltens im Kontext der Systemtribologie werden aus der Tribologie bekannte Messgrößen für die Reibung und den Verschleiß auf den systemtribologischen Ansatz erweitert.

Gegenüber dem als konstant angenommenen Reibwert (Reibungskoeffizient) werden in der Systemtribologie die Reibungszahl und die Systemreibungszahl herangezogen. Die Reibungszahl ist dabei als nicht konstanter Wert abhängig von vielen Faktoren wie Ort, Zeit, Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur, die sich wiederum auch untereinander beeinflussen. Die Systemreibungszahl beschreibt die resultierende Reibungszahl eines gesamten tribologischen Systems. (Basiewicz, 2020, Behrendt, 2009 und Stuffer, 2007, vgl. auch Ott und Basiewicz, 2017b sowie Kemper, Wantzen, Bischofberger, Ott und Albers, 2019) So wird z. B. im Falle eines Lamellenpakets i. d. R. die für das gesamte Tribosystem zusammengefasste Systemreibungszahl herangezogen und nicht die Reibungszahlen der einzelnen Wirkflächenpaare. Im Rahmen der Systemtribologie wird die Systemreibungszahl als ein Kennwert für das Reibverhalten verwendet. Mit entsprechenden Vereinfachungen kann sie aus den Messgrößen Drehmoment und Axialkraft mit angenommenen geometrischen Konstanten ermittelt werden, vgl. Kapitel 2.6.3.

Eine weitere systemtribologisch relevante Größe ist der Reibungszahlgradient. In der Literatur wird dieser vereinfacht als „Steigung der Reibungszahl über der [...] Gleitgeschwindigkeit [definiert]. Von einem positiven bzw. zunehmenden Reibungszahlgradienten wird gesprochen, wenn die Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigt“ (Bischofberger, Ott & Albers, 2020, S. 8). Im Kontext der Systemtribologie bezeichnet „der Reibungszahlgradient [...] die Änderungsrate der Reibungszahl über n Faktoren mit $n \geq 1$. Zu den Faktoren gehören Gleitgeschwindigkeit, Temperatur, Flächenpressung und weitere Beanspruchungsgrößen im Reibkontakt“ (IPEK, 2022, nach Basiewicz, 2020 und Bischofberger et al., 2020). Negative Reibungszahlgradienten können durch systemisch bedingte Wechselwirkungen mit dem schwingfähigen Restsystem zu Rupfschwingungen führen (Albers & Herbst, 1998; Kani, Miyake & Ninomiya, 1992; Krüger, 2003). Dieses Phänomen der sogenannten selbsterregten Reibschwingungen resultiert aus dem Frikionskontakt in Wechselwirkung mit dem Gesamtsystem und verdeutlicht die Bedeutung der Systemtribologie. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird der Reibungszahlgradient als ein Kennwert für das dynamische Reibungszahlverhalten verwendet und entsprechend adaptiert. Die genaue Herleitung wird in Kapitel 6.4 erläutert.

Die Berechnungsgrundlagen relevanter systemtribologischer Messgrößen im Kontext von (nasslaufenden) Lamellenkupplungen werden im nachfolgenden Kapitel 2.6 aufgeführt.

2.6 Nasslaufende Lamellenkupplung

Kupplungen stellen nach Albers (2012) „das wichtigste Verbindungselement in der Antriebstechnik dar, wodurch ihnen eine besondere technische Bedeutung zukommt“ (Albers, 2012, S. 281). Im Gegensatz zu Getrieben, kann die Kupplung zwar als Drehzahlwandler, jedoch nicht als Drehmomentwandler fungieren. Die beiden Grundfunktionen der Kupplung stellen zum einen das Verbinden von verschiedenen Maschinenelementen und Teilsystemen, zum anderen das Übertragen von Leistung durch Drehmoment und Drehzahl dar. (Albers, 2012) Außerdem werden nach Albers (2012) die folgenden drei erweiterten Funktionen als Nebenfunktionen aufgeführt, die nicht zur Erfüllung der Grundfunktion erforderlich sind und einzeln oder kombiniert vorhanden sein können:

- *Schalten*: Die Schaltfunktion ermöglicht das (bedarfsgerechte) Trennen und Wiederherstellen des Leistungsflusses. Kupplungen mit Schaltfunktion werden den ‚schaltbaren Kupplungen‘ zugeordnet.

- *Ausgleichen*: Die erweiterte Funktion ermöglicht das Ausgleichen von z. B. fertigungs-, montage- oder betriebsbedingtem Wellenversatz.
- *Dynamik beeinflussen*: Grundsätzlich beeinflusst der Einsatz einer Kupplung immer die Dynamik im Gesamtsystem. Durch das Übertragungsverhalten der Kupplung kann die Dynamik aber auch bedarfsgerecht und zielgerichtet beeinflusst werden. So können z. B. unerwünschte Schwingungen vermindert oder vermieden werden. (Albers, 2012)

Die erweiterte Funktion *Beeinflussung der Dynamik* stellt die zentrale betrachtete Funktion im System-under-Investigation (Sul) dieser Forschungsarbeit dar.

Nasslaufende Lamellenkupplungen werden den schaltbaren, fremdbetätigten kraftschlüssigen Kupplungen zugeordnet (Albers, 2012). Nach VDI 2241 erfolgt die „Drehmomentübertragung von einer Antriebswelle zu einer Abtriebswelle durch Erzeugung eines Kraftschlusses mit Hilfe gesteuerter Fremdenergie. Der Kraftschluss beruht dabei auf mechanischem Reibschluss“ (VDI 2241, S. 2). Die Reibung ist entsprechend funktionserfüllend, weswegen von einem Friktionssystem⁶ gesprochen wird. Die Reibungszahl beeinflusst dabei maßgeblich die Übertragungsleistung. (Albers, 2012) Eine höhere Reibungszahl ermöglicht die Übertragung eines höheren Drehmoments bei unveränderten weiteren Größen in der Berechnung des Reibmoments, z. B. der Flächenpressung, vgl. Kapitel 2.5.2.2 und nachfolgende Berechnungsgrundlagen in Kapitel 2.6.3. Entscheidende Vorteile nasslaufender Lamellenkupplungen sind mitunter die hohe Wärmebelastbarkeit aufgrund der durchgängigen Wärmeabfuhr durch das zusätzliche Öl im Wirkflächenpaar, ein geringer Verschleiß sowie eine erhöhte Lebensdauer (Albers, 2012). Die Einsatzgebiete nasslaufender Lamellenkupplungen sind vielfältig: Neben der Automobilindustrie werden diese u. a. auch in Industrie- sowie Marine- und Landwirtschaftsanwendungen eingesetzt (Albers, 2012; Ortlinghaus-Werke GmbH, 2017; Winiarski, 2020).

Aktuelle Systemgenerationen nasslaufender Lamellenkupplungen stellen mit dem Gesamtsystem Getriebe „komplexe mechatronische Systeme“ (Naunheimer et al., 2019, S. 663) dar. Das Zusammenspiel von Mechanik, Hydraulik bzw. Pneumatik, Elektronik und Software erlaubt eine erweiterte und präzise Realisierung von Funktionen im Antriebsstrang. So wird z. B. die Aktuierung der Lamellenkupplung über das elektronische Getriebesteuergerät (TCU – Transmission Control Unit) geregelt und ermöglicht so deren situationsbedingt angepassten und vordefinierten Betrieb. Dabei wird mittels Softwarefunktion und unter Verwendung von

⁶ Definition siehe Glossar

Sensorsignalen aus entsprechender Sensorik, z. B. Drehzahl-, Druck und Temperatursensoren, eine in der Software auf der TCU definierte Regelung umgesetzt. (Naunheimer et al., 2019) Weiterführende Informationen zur Getriebebesteuerung sind u. a. in Naunheimer et al. (2019) zu finden.

Im weiteren Verlauf des Kapitels wird zuerst auf das Tribosystem ‚nasslaufende Lamellenkupplung‘ und mögliche Betriebszustände genauer eingegangen. Anschließend werden relevante Berechnungsgrundlagen eingeführt. Im darauffolgenden Kapitel wird das Reibungszahl- und das Schwingungsverhalten nach Stand der Forschung erläutert und in den Kontext der Systemtribologie eingeordnet.

2.6.1 Tribosystem ‚nasslaufende Lamellenkupplung‘

Die nasslaufende Lamellenkupplung stellt ein tribotechnisches System dar. Als Teilsystem des Antriebsstrangs stehen das nasslaufende Kupplungssystem und dessen Tribosystem in Wechselwirkung mit dem Restantriebsstrang und der Umwelt. Das Kupplungssystem wird im Rahmen dieser Forschungsarbeit entsprechend systemtribologisch betrachtet. In der Regel sind nasslaufende Lamellenkupplungen aus abwechselnd angeordneten Reiblamellen und Stahllamellen sowie einem Öl als Zwischenmedium aufgebaut. Dieser Aufbau wird im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit auch als nasslaufendes Lamellenpaket bezeichnet. Exemplarisch ist das Tribosystem einer nasslaufenden Lamellenkupplung in Abbildung 2.13 (rechts) dargestellt. Ein exemplarisches Doppelkupplungssystem mit zwei nasslaufenden Lamellenpaketen ist in Abbildung 2.13 (links) zu sehen. Abgebildet ist dabei auch ein ZMS, vgl. Kapitel 2.4.

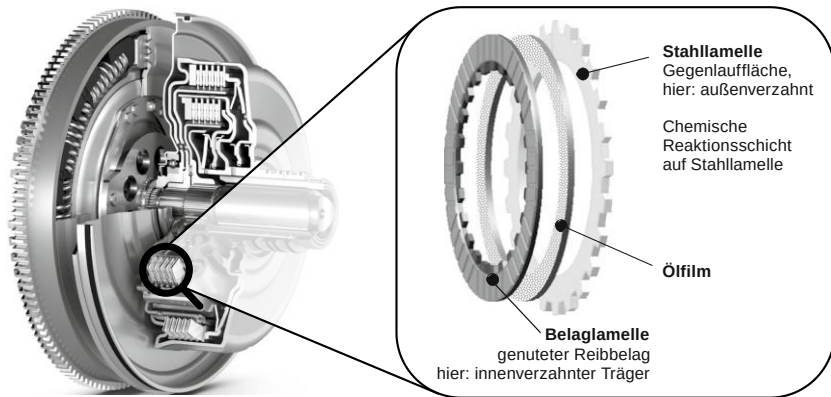


Abbildung 2.13: Doppelkupplung mit zwei nasslaufenden Lamellenpaketen (links) (ZF Friedrichshafen AG, 2017, S. 4); Tribosystem eines nasslaufenden Lamellenpakets (rechts) (Naunheimer et al., 2019, S. 378) – exemplarisch; die dargestellten Lamellen entsprechen nicht exakt denen im links abgebildeten System.

Im Folgenden werden die Bestandteile der Systemstruktur nach Deters (2012) sowie Beanspruchungen (Eingangsgrößen) als Bestandteil des tribologischen Systems⁷ nasslaufender Lamellenkupplungen aufgezeigt und beschrieben.

2.6.1.1 Reiblamellen

Die Reiblamellen – oder wie in Abbildung 2.13 auch Belaglamellen genannt – bestehen aus einem Trägerblech, das eine entsprechende Außen- oder Innenverzahnung aufweist, sowie dem darauf angebrachten Reibbelag. Der Reibbelag wird je nach Art des Reibmaterials aufgebracht oder z. B. aufgesintert und kann in verschiedenen Formen, oft als Reibpads oder Reibringe, vorliegen. Er bildet die reiblamellenseitigen Wirkflächen im Tribosystem für die reibschlüssige Drehmomentübertragung und bestimmt entsprechend maßgeblich das Reibungs- und Verschleißverhalten im Tribosystem der nasslaufenden Lamellenkupplung.

⁷ Nach GfT (2002) beinhaltet das tribologische System neben der Systemstruktur auch „die für die Beanspruchung charakteristischen Vorgänge und Größen“ GfT (2002).

Zwischen den Reibpads oder im Reibring selbst sind Nuten vorgesehen, um die Ölzufuhr und -abfuhr sowie, insbesondere im Trockenlauf, einen Abtransport von Verschleißpartikeln zu gewährleisten. Die Art der Nutung hat wesentlich Einfluss auf das Strömungsverhalten im Lamellenpaket, das zum einen für die Wärmeabfuhr, zum anderen auch im Betriebszustand ‚geöffnete Kupplung‘, vgl. Kapitel 2.6.2, in Hinblick auf Verluste durch Schleppmomente von Bedeutung ist. Dies steht nicht im Fokus dieser Forschungsarbeit, weswegen auf die unterschiedlichen Nutarten hier nicht im Detail eingegangen wird. Eine Übersicht gängiger Nutformen ist z. B. in Naunheimer et al. (2019) gegeben.

Gängige Reibbeläge nasslaufender Lamellenkupplungen können in nachfolgende Arten unterteilt werden (Albers, 2012; Naunheimer et al., 2019):

- *Papierreibbelag*: Papierreibbeläge sind organische Reibbeläge, die, ähnlich der Papierherstellung, auf Faserbasis hergestellt werden. Sie bestehen i. d. R. aus synthetischen Fasern, die mit Füllstoffen in eine Matrix aus Harz eingebunden werden. Sie weisen eine verhältnismäßig hohe Elastizität und mitunter dadurch gute Noise, Vibration, Harshness (NVH)-Eigenschaften auf. Gängige Anwendungen sind z. B. PKW-Automatikgetriebe.
- *Sinterreibbelag*: Sinterreibbeläge sind metallische Reibbeläge, die oft auf Kuper- oder Eisenbasis mittels Streusinterverfahren hergestellt werden. Die Reibbeläge werden in der Regel auf das Trägerblech aufgesintert und weisen daher eine gute Verbindung mit diesem auf. Sie gehen aufgrund der Porosität und der geringen Elastizität mit schlechten NVH-Eigenschaften einher, sind jedoch mechanisch und thermisch verhältnismäßig hoch und mit geringem Verschleiß belastbar. Aufgrund hoher zulässiger Pressungen wird eine hohe Leistungsdichte ermöglicht. Gängige Anwendungen sind z. B. Maschinen mit hohen Lasten wie Bau- oder Landmaschinen sowie Marineanwendungen.
- *Carbonreibbelag*: Carbonreibbeläge werden aus einem in Harz getränkten Carbonegewebe aufgebaut. Durch das Vollcarbon sind sie hochbelastbar, jedoch auch entsprechend teuer. Gängige Anwendungen sind daher spezielle Anwendungen, in denen hohe Belastungen auftreten, z. B. Rennsport.

Papierreibbeläge weisen in der Regel das günstigste NVH-Verhalten auf. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit werden nasslaufende Lamellenpakete mit Papierreibbelägen als Sul herangezogen.

2.6.1.2 Stahllamellen

Als Gegenlauffläche werden üblicherweise Stahllamellen verwendet. Diese unterscheiden sich je nach Anwendung und Reibbelag des Gegenkörpers in ihrer Stahlart

sowie ihrer Endbearbeitung. In der Endbearbeitung divergieren die Lamellen zum einen durch verschiedene Fertigungsverfahren, z. B. bandgeschliffen oder poliert, zum anderen durch optionale chemische oder thermische Oberflächenbehandlungen. Beispiele hierfür sind u. a. Nitrieren oder Phosphatieren sowie Wärmebehandlungen, um z. B. die Oberflächenhärte gezielt zu verändern. Die Oberflächengüte der Stahllamellen spielt nach Naunheimer et al. (2019) eine wesentliche Rolle hinsichtlich des Reibungszahlverlaufs.

2.6.1.3 Öl

Das Öl stellt im nasslaufenden Lamellenpaket als Zwischenmedium einen zentralen Bestandteil des Tribosystems dar. Im überwiegend vorliegenden Misch- und Grenzreibungszustand im nasslaufenden Friktionskontakt⁸ des Lamellenpakets verhindert das Öl weitestgehend den direkten Kontakt der beiden festen Wirkflächenpaare und beeinflusst entsprechend signifikant das tribologische Verhalten und damit die Übertragung des Drehmoments in nasslaufenden Lamellenkupplungen (Albers, 2012; Naunheimer et al., 2019). Eingesetzt wird das Öl in erster Linie mit der Hauptfunktion der Wärmeabfuhr aus dem Friktionskontakt, wodurch eine hohe Wärmebelastbarkeit gegeben ist und z. B. Anwendungen im Dauerschlupf auch mit hohen Wärmeleistungen ertragbar werden. Das Öl wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit daher auch als Kühlöl bezeichnet. Weitere Funktionen des Öls fokussieren auf das Reibungs- und Verschleißverhalten. Zum einen dient es zur Sicherstellung eines stabilen, möglichst konstanten Reibungszahlverhaltens, das durch gezielte Auslegung des Öls auch spezifisch, entsprechend der Anwendung, beeinflusst werden kann. Zum anderen trägt das Öl zu einem gegenüber trockenlaufenden Systemen verschleißoptimierten Betrieb bei. (Albers, 2012; Scott, W. & Suntiawattana, P., 1995) Auch hinsichtlich der Emissionsminderung bzw. der Vermeidung von Feinstaubemittlung im Betrieb von Friktionssystemen werden daher nasslaufende Friktionssysteme, z. B. in Form nasslaufender Bremsen, in aktuellen Forschungsvorhaben als mögliche Lösungsansätze mitbetrachtet, vgl. z. B. Philipps, Bondorf und Reiland (2023).

Um trotz der schmierenden Wirkung⁹ ein ausreichend hohes Reibungszahlverhalten sowie einen günstigen Reibungszahlverlauf einzustellen, werden dem Öl Additive beigemischt. Außerdem werden weitere Eigenschaften wie Viskosität und Verschleißverhalten durch Additive angepasst. Eine Auswahl relevanter Additive

⁸ Definition siehe Glossar

⁹ Reduzierung des Reibungszahlniveaus, was v. a. in Gleitsystemen eine Optimierungszielgröße darstellt, in Friktionssystemen hingegen i. d. R. unerwünscht ist

von in nasslaufenden Lamellenkupplungen angewandten Ölen ist nachfolgend aufgeführt (Layher, 2011; Mang, 2014):

- *Friction Modifier* (FM): FM ermöglichen eine Anpassung des Reibungszahl-niveaus¹⁰ und des Reibungszahlverlaufs, hier v. a. mit dem Ziel eines stabilen, möglichst hohen Reibungszahl-niveaus sowie eines positiven Reibungszahlgradienten eingesetzt.
- *Extreme Pressure / Anti Wear*: Extreme-Pressure- / Anti-Wear-Additive ermöglichen einen Verschleißschutz auch bei hoher Beanspruchung durch das Ausbilden einer Schutzschicht auf der Metalloberfläche und die damit verbundene Unterbindung des direkten Kontakts der Festkörper-WFP.
- *Viscosity Modifier* (VM) bzw. *Viscosity Index Improver* (VII): VM bzw. VII erlauben eine Optimierung der Viskosität sowie des Viskositätsindex des Öls.
- Weitere eingesetzte Additive sind u. a. Dispersants und Detergents zur Verhinderung von Ablagerungen. Weitere Additive und deren Beschreibungen sind u. a. in Mang (2014) aufgeführt.

Gängige Öle mit entsprechender Additivierung, die u. a. in Automatikgetrieben mit nasslaufenden Lamellenpaketen eingesetzt werden, sind sogenannte ATF (Automatic Transmission Fluid).

2.6.1.4 Beanspruchung

Die Beanspruchung in nasslaufenden Lamellenkupplungen resultiert aus verschiedenen Eingangsgrößen und spielt in der Auslegung des Systems eine wesentliche Rolle. Sie beeinflusst das Reibungs- und Verschleißverhalten, wobei auch dieses wiederum Einfluss auf die Beanspruchung hat, vgl. Systemtribologie Kapitel 2.5.4. Grundsätzlich ergeben sich aus der Beanspruchung mechanische und thermische Belastungen, die zu einer Schädigung führen können. Abbildung 2.14 gibt einen Überblick über zugehörige Einflussgrößen in nasslaufenden Lamellenkupplungen. Außerdem ist der Friktionskontakt im nasslaufenden Lamellenpaket schematisch abgebildet, wobei verdeutlicht wird, dass Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit grundsätzliche Eingangsgrößen der Beanspruchung darstellen. Im Rahmen der Forschungsarbeit werden Eingangsgrößen der Beanspruchung als Beanspruchungsgrößen oder Betriebsgrößen bezeichnet. Weitere der Beanspruchung zugehörige Einflussgrößen stellen u. a. die Kühlung in Form des Kühlölvolumenstroms sowie Parameter wie Schaltheufigkeit

¹⁰ Definition siehe Glossar

oder Rutschzeit dar. Neben Beanspruchungsgrößen haben auch geometrische Parameter, z. B. Nutung und Form der Lamellen, Einfluss auf die mechanische und die thermische Belastung. (Naunheimer et al., 2019)

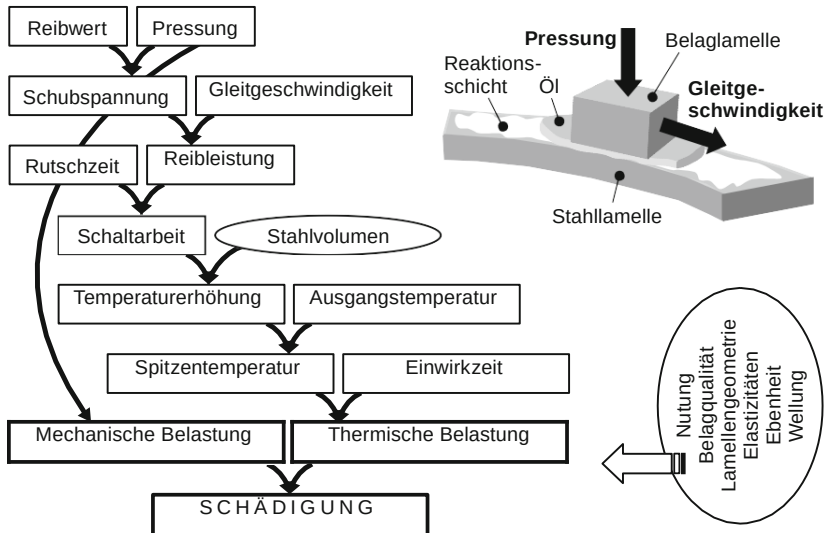


Abbildung 2.14: Beanspruchungsgrößen bzw. Einflussgrößen auf mechanische und thermische Belastung in nasslaufenden Lamellenkupplungen (Naunheimer et al., 2019, S. 383)

Beanspruchungsgrößen beeinflussen das tribologische Verhalten und stellen daher mögliche Einflussgrößen auf das Schwingungsverhalten und damit auch auf die Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Friktionskontakt dar. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit werden anwendungsnahe Beanspruchungskollektive im Schlupfbetrieb, in denen keine direkte Schädigung zu erwarten ist und die für einen Dauerschlupfbetrieb in der Anwendung geeignet sein können oder dabei bereits eingesetzt werden, ausgewählt und betrachtet.

Leistungsgrenzen nasslaufender Lamellenkupplungen werden in verschiedenen Forschungsarbeiten, u. a. in Abu Snima (2006), Albers und Bernhardt (2009), Albers und Koch (2014), Hämmerl (1995), Höhn, Pflaum und Hämmerl (1997) sowie Pfleger (1998) untersucht. Auch das Schädigungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen wird in Forschungsarbeiten fokussiert, vgl. u. a. Grötsch et al.

(2021), Hensel, Pflaum und Stahl (2014) sowie Schneider, Strebel, Pflaum und Stahl (2019). Eine detaillierte Ausführung möglicher Schäden ist außerdem in Naunheimer et al. (2019) zu finden. Leistungsgrenzen liegen nicht im Fokus dieser Forschungsarbeit, weswegen an dieser Stelle nicht weiter darauf eingegangen wird.

2.6.2 Betriebszustände und Rupfen

Das nasslaufende Kupplungssystem kann in verschiedenen auslegungsrelevanten Betriebszuständen betrieben werden. (Albers, 2012; Naunheimer et al., 2019) Diese können wie folgt anhand der Beanspruchungsgrößen Flächenpressung p_F und Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb Δn bzw. Gleitgeschwindigkeit v_{gl} unterschieden werden:

- *Geöffnet*: Drehender Betrieb bei geöffneter, nicht aktuierter Kupplung. An- und Abtrieb sind vollständig entkoppelt (Flächenpressung $p_F = 0$; Differenzdrehzahl $|\Delta n| > 0$). Im geöffneten Betrieb können Schleppmomente auftreten, die zu Verlusten führen.
- *Geschlossen*: Betrieb bei geschlossener, aktuierter Kupplung, wobei die Antriebsdrehzahl näherungsweise gleich der Abtriebsdrehzahl ist, also eine Differenzdrehzahl näherungsweise null vorliegt. An- und Abtrieb sind vollständig gekoppelt (Flächenpressung $p_F > 0$; Differenzdrehzahl $\Delta n \approx 0$).
- *Dauerschlupf*: Betrieb bei geschlossener, aktuierter Kupplung mit durchgängig anliegender Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb. An- und Abtrieb sind teilweise entkoppelt (Flächenpressung $p_F > 0$; Differenzdrehzahl $|\Delta n| > 0$ und Gleitgeschwindigkeit $v_{gl} > 0$).
- *Lastschaltung / Synchronisation*: Betrieb beim Zuschalten eines Elements, z. B. während einer Synchronisation Zuschalten des Abtriebs durch Aktuierung der Kupplung mit einer Zieldifferenzdrehzahl von null (Betriebszustand geschlossen) oder größer null (Betriebszustand Dauerschlupf) (Flächenpressung $p_F > 0$; Differenzdrehzahl $|\Delta n| > 0$ und Gleitgeschwindigkeit $v_{gl} > 0$, beide nicht konstant, gegen eine Zieldifferenzdrehzahl bzw. -gleitgeschwindigkeit konvergierend)

Außerdem können weitere Übergangszustände wie das Öffnen der Kupplung oder ein Übergang in den Dauerschlupf auftreten, welche hier nicht genauer betrachtet werden.

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit steht das nasslaufende Lamellenpaket insbesondere im Betriebszustand Dauerschlupf mit geringen Differenzdrehzahlen

($5 \text{ min}^{-1} \leq \Delta n \leq 50 \text{ min}^{-1}$) im Fokus. Der Bereich wird hier als Mesoschlupf¹¹ bezeichnet. Im Kapitel der Methodensynthese, vgl. Kapitel 6.2, wird der konkrete Betriebszustand der Untersuchungen genauer beschrieben.

2.6.2.1 Rupfen

Das nasslaufende Kupplungssystem selbst stellt ein komplexes mechatronisches System dar, in dem gesamtsystemische Wechselwirkungen vorliegen. Diese können auch zu Schwingungsphänomenen im Antriebssystem führen, die in Wechselwirkung aus dem Friktionskontakt des Kupplungssystems herrühren. Während Betriebszuständen mit schlupfender Kupplung ($\Delta n \neq 0$, vgl. vorheriger Abschnitt), so auch in nasslaufenden Lamellenkupplungen, vgl. z. B. Bauer (1993) sowie Slough, Everson, Jaklecic, Melotik und Shen (1996), können sogenannte Reibschwingungen auftreten (Albers & Herbst, 1998; Maucher, 1990). Unterteilt werden diese – auch als Rupfen bezeichneten – Reibschwingungen nach ihrer Ursache in zwangserregtes und selbsterregtes Rupfen (Albers & Herbst, 1998; Albers, 2012; Winkelmann & Harmuth, 1985). Nachfolgend wird kurz auf die beiden Formen eingegangen, wobei insbesondere das selbsterregte Rupfen auch im nasslaufenden Kupplungssystem für die Auslegung und die Gestaltung des Tribosystems von Bedeutung ist, vgl. Kapitel 2.5.4. Detaillierte Beschreibungen und Analysen des Rupfens und der verschiedenen Formen sind z. B. in Albers und Herbst (1998), Krüger (2003) und Stier (2015) zu finden. Das Rupfen als Schwingungsphänomen wird außerdem im Fokus aktueller Forschungsarbeiten, u. a. Albers (2023) und Tröster et al. (2021), behandelt.

Zwangserregtes Rupfen

Zwangserregtes Rupfen resultiert in erster Linie aus geometrischen Abweichungen im Kupplungssystem, wobei mindestens zwei Abweichungen vorhanden sein müssen. Eine weitere Ursache können Zwangsbewegungen wie Taumeln sein, die zu Axialkraftschwankungen führen und dadurch ein zwangserregtes Rupfen erzeugen. In nasslaufenden Lamellenkupplungen können außerdem z. B. Abweichungen der Belagdicke oder Schwankungen der Belagelastizität sowie Lamellenunparallelität Ursachen für zwangserregtes Rupfen darstellen. (Albers & Herbst, 1998; Albers, 2012; Bauer, 1993; Krüger, 2003)

¹¹ Definition siehe Glossar

Selbsterregtes Rupfen

Selbsterregtes Rupfen kann bei einer Zunahme der Reibungszahl mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit, z. B. während eines Synchronisierungsvorgangs, auftreten. Grundsätzlich werden in diesem Zusammenhang die drei in Abbildung 2.15 dargestellten Reibungszahlverläufe entsprechend ihres μ' unterschieden, wobei μ' die hier als Reibungszahlgradient bezeichnete Steigung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit angibt. (Albers & Herbst, 1998; Maucher, 1990)

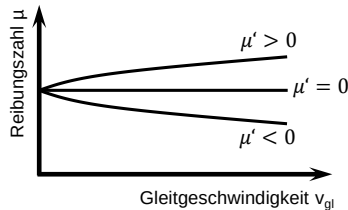


Abbildung 2.15: Idealisierte Reibungszahlverläufe über der Gleitgeschwindigkeit nach Maucher (1990, S. 107)

Im Fall $\mu' < 0$ wirkt der Friktionskontakt als negative Dämpfung und verringert dadurch die wirkende Dämpfung, was zu selbsterregten Reibschwingungen führen kann (Albers, 2012). Die zugehörige Modellbildung wird im Detail in Popp und Rudolph (2002), vgl. auch Albers (2012) und Krüger (2003), erläutert.

2.6.3 Berechnungsgrundlagen

Im Kontext der Systemtribologie wird eine Auswahl an für Lamellenkupplungen relevanten Größen herangezogen, die auch im Rahmen dieser Forschungsarbeit Anwendung finden. Die Größen werden nachfolgend mit ihrer jeweiligen Berechnung ein- und aufgeführt. Die Ausgangsbasis der Berechnungen ist außerdem ausführlich in Albers (2012) und VDI 2241 beschrieben.

Das Reibmoment M_R wird auf Basis des Coulomb'schen Reibungsgesetzes hergeleitet und bestimmt. Für ein Flächenelement eines kreisrunden Friktionskontakts kann das Reibmoment dM_R damit nach Gleichung 2.3 definiert werden, wobei r den Abstand zur Rotationsachse, p_F die wirkende Flächenpressung und μ die Reibungszahl angibt, vgl. Abbildung 2.16. (Albers, 2012)

$$dM_R = r \cdot p_F \cdot \mu \, dA = r \cdot p_F \cdot \mu \, d\varphi \, dr \quad 2.3$$

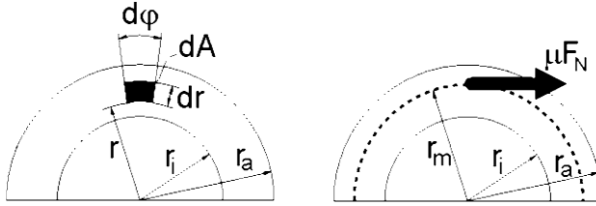


Abbildung 2.16: Mittlerer Reibradius und Reibmoment M_R (Albers, 2012, S. 324)

Vereinfacht wird der kreisrunde Friktionskontakt als ein Wirkflächenpaar über den gesamten Umfang betrachtet. Für einen Kreisring ergibt sich dann mit Innenradius r_i und Außenradius r_a aus Gleichung 2.3 das Reibmoment M_R in Gleichung 2.4, vgl. im Detail Albers (2012).

$$M_R = 2\pi \cdot \mu \cdot p_F \cdot \int_{r_i}^{r_a} r^2 dr = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot p_F \cdot (r_a^3 - r_i^3) \quad 2.4$$

Die Flächenpressung p_F lässt sich aus der Normalkraft F_N und der Fläche A wie in Gleichung 2.5 aufgeführt berechnen.

$$p_F = \frac{F_N}{A} = \frac{F_N}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} \quad 2.5$$

Damit folgt für das Reibmoment des Wirkflächenpaares eines Kreisrings M_R näherungsweise Gleichung 2.6.

$$M_R = \frac{2}{3} \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{(r_a^2 - r_i^2)} \cdot \mu \cdot F_N = r_m \cdot \mu \cdot F_N \quad 2.6$$

Wobei r_m als flächenbezogener mittlerer Reibradius – bzw. im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit vereinfacht auch nur mittlerer Reibradius – bezeichnet wird, vgl. Gleichung 2.7.

$$r_m = \frac{2 (r_a^3 - r_i^3)}{3 (r_a^2 - r_i^2)} \quad 2.7$$

Wie beschrieben, wird eine Lamellenkupplung aus mehreren Lamellen aufgebaut. Es liegen somit mehrere Wirkflächenpaare vor, welche hier jeweils die Reibflächen, also den Reibkontakt zwischen Stahl lamelle und Reiblamelle beschreiben. Mit der vereinfachten Annahme, dass das Reibmoment aller Wirkflächenpaare gleich groß ist, ergibt sich das Kupplungsmoment M_K einer Lamellenkupplung aus dem Reibmoment eines Wirkflächenpaares M_R und der Anzahl an aktiven Reibflächen bzw. Wirkflächenpaaren z dann, wie in Gleichung 2.8 aufgeführt.

$$M_K = r_m \cdot \mu \cdot F_N \cdot z \quad 2.8$$

Aus Gleichung 2.8 kann die Systemreibungszahl μ einer Lamellenkupplung, wie in Gleichung 2.9 aufgeführt, bestimmt werden.

$$\mu = \frac{M_K}{r_m \cdot F_N \cdot z} \quad 2.9$$

Nach Gleichung 2.9 wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit aus den Messgrößen Drehmoment und Axialkraft die Systemreibungszahl ermittelt. Dabei wird vereinfacht von der Reibungszahl gesprochen, womit, wenn nicht anderweitig gekennzeichnet, die Systemreibungszahl des Tribosystems ‚nasslaufendes Lamellenpaket‘ gemeint ist.

Aus Kupplungsmoment und der im Dauerschlupf vorliegenden Differenzdrehzahl kann mittels Bilanzierung der Eingangs- P_{in} sowie der Ausgangsleistung P_{out} die Wärmeleistung $\dot{Q}$ – auch als Verlustleistung (Albers, 2012) oder als Schaltleistung (VDI 2241) bezeichnet – nach Gleichung 2.10 ermittelt werden. (Albers, 2012)

$$\dot{Q}(t) = P_{\text{in}}(t) - P_{\text{out}}(t) = M_K(t) \cdot (\omega_{\text{in}}(t) - \omega_{\text{out}}(t)) \quad 2.10$$

Im quasistationären Dauerschlupf kann die Wärmeleistung $\dot{Q}$ in W zu einem Zeitpunkt mit $\Delta\omega = \omega_{\text{in}} - \omega_{\text{out}}$ und der Winkelgeschwindigkeit $\omega = 2\pi \cdot n$ mit der Differenzdrehzahl Δn in min^{-1} nach Gleichung 2.12 berechnet werden. Die Differenzdrehzahl Δn zwischen Eingangs- n_{in} und Ausgangsdrehzahl n_{out} wird nach Gleichung 2.11 ermittelt.

$$\Delta n = n_{\text{in}} - n_{\text{out}} \quad 2.11$$

$$\dot{Q} = M_K \cdot \Delta\omega = M_K \cdot 2\pi \cdot \Delta n / 60 \quad 2.12$$

2.7 Reibungszahlverhalten und Schwingungsverhalten nasslaufender Kupplungssysteme – Einflüsse aus dem Tribosystem und der Beanspruchung

Das Reibungszahlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen spielt in der Auslegung und der Gestaltung dieser Systeme eine zentrale Rolle. Maßgeblich wird das Reibungszahlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen durch das tribologische System sowie die Beanspruchung, also die Eingangsgrößen, bestimmt. Naunheimer et al. (2019) nennen einige, nachfolgend aufgeführte, wesentliche Einflussfaktoren auf das Reibungszahlverhalten (Naunheimer et al., 2019):

- Belagart, bei Papierbelag: Aufbau des Belags, Verpressung und Dichte des Belags,
- Nutung,
- Belagoberfläche,
- Oberfläche der Stahllamelle,
- Ölart und Öladitivierung sowie Ölzustand,
- Schaltungsparameter (Gleitgeschwindigkeit, Temperatur und weitere).

Weitere Einflussgrößen stellen aus der Konstruktion des Kupplungssystems herrührende Größen dar, u. a. Baugröße, Geometrie, Reibflächenanzahl und Systemsteifigkeit (Rao, 2011).

In einigen Forschungsarbeiten werden Zusammenhänge zwischen dem Tribosystem und/oder der Beanspruchung und dem Reibungszahlverhalten in nasslaufenden Lamellenkupplungen untersucht. Dies wird im nachfolgenden Kapitel 2.7.1 ausführlich mittels des zugehörigen Stands der Forschung aufgezeigt. Anschließend wird in Kapitel 2.7.2 auf Untersuchungen zu Einflussfaktoren für Reibschwingungen bzw. auf das Schwingungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen eingegangen.

2.7.1 Untersuchungen zum Reibungszahlverhalten

Im Folgenden werden Untersuchungen zu Einflüssen auf das Reibungszahlverhalten nasslaufender Kupplungen aus dem Stand der Forschung vorgestellt. Im Fokus stehen dabei Untersuchungen zum Reibungszahlverlauf. In manchen Forschungsarbeiten wird dazu das Reibmoment betrachtet, in anderen hingegen Reibwerte oder Reibungskraftverläufe. Grundsätzlich wird in allen Untersuchungen auf das Reibverhalten des Tribosystems eingegangen, welches im weiteren Verlauf

gesammelt als Reibungszahlverhalten bezeichnet wird. Es werden Untersuchungen auf verschiedenen Ebenen bzw. Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig (2015), vgl. Kapitel 2.5.3, vorgestellt. Untersuchungen hoher Kategorien werden entsprechend nicht im nasslaufenden Kupplungssystem, sondern als Modellversuche mit Tribosystemen (Reibbelag, Stahllamelle, Öl) aus nasslaufenden Kupplungssystemen durchgeführt. Im ersten Abschnitt werden allgemeine Untersuchungen in verschiedenen Betriebszuständen vorgestellt. Im darauffolgenden Abschnitt wird der Fokus auf Untersuchungen im Schlupfbetrieb gelegt. Auf den konstruktiven Aufbau der Validierungsumgebungen wird aus Umfangsgründen nicht detailliert eingegangen. Eine genaue Vorstellung verschiedener Validierungsumgebungen ist in Basiewicz (2020) zu finden.

Ito, Fujimoto, Eguchi und Yamamoto (1993) untersuchen das Reibverhalten eines additivierten ATF im Vergleich zu dessen unadditiviertem Grundöl in Kombination mit Papierreibbelägen. Die Versuche finden mittels Tribometer in einer hohen Kategorie der tribologischen Prüftechnik statt. Dabei wird die Reibungszahl für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten im Bereich bis $v_{gl} = 1 \text{ m/s}$ ermittelt und durch einen Reibungszahlverlauf dargestellt. Es zeigen sich deutliche Unterschiede der beiden Varianten, wobei das unadditivierte Öl eine starke Abnahme der Reibungszahl mit Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit aufweist. Dies kann im additivierten Öl reduziert werden, was in einem stabileren Reibungszahlverlauf deutlich wird.

Auch Kugimiya, Yoshimura und Mitsui (1998) untersuchen den Einfluss von Additiven auf das Reibungszahlverhalten im nasslaufenden Friktionskontakt mit Papierreibbelägen. Hierzu wird ein sogenannter „ μ -v-Tester“ verwendet, der beanspruchungsähnliche Lasten mit bauteilähnlichen Probekörpern (Reibring ohne Nuten und Stahlgegenkörper) ermöglicht. Mit dem μ -v-Tester werden für die Varianten jeweils Reibungszahlverläufe im Bereich von Gleitgeschwindigkeiten mit $v_{gl} = 0,05 \text{ m/s}$ bis ca. $2,4 \text{ m/s}$ ermittelt. Dabei wird gezeigt, dass insbesondere durch FM-Additive der Reibungszahlverlauf signifikant beeinflusst werden kann. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass das generierte Wissen über das Reibungszahlverhalten in die Produktentwicklung einfließen muss.

Layher (2011), vgl. auch Layher und Pflaum (2009) sowie Pflaum, Höhn und Layher (2010), untersucht den Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Die Untersuchungen werden am FZG-Reibschwingprüfstand LK-2 im Bremsbetrieb durchgeführt, vgl. Layher (2011). Der Prüfstand ermöglicht es, beschleunigte Massenträgheiten zur Bremsung abzukoppeln, wodurch auch Reibschwingungen mit systemischen Wechselwirkungen untersucht werden können. In den Untersuchungen von

Layher (2011) wird der Reibungszahlverlauf während eines Bremsvorgangs ausgehend von einer Gleitgeschwindigkeit bis zur Gleitgeschwindigkeit null ermittelt. Es werden Lamellenpakete aus Papierreiblamellen und Stahllamellen sowie die verschieden additvierten ATF untersucht. Gegen Ende der Schaltungen, also bei geringen Gleitgeschwindigkeiten, wird eine Wirksamkeit des FM gezeigt, die hier an einem flachen Reibungszahlverlauf bei abnehmender Gleitgeschwindigkeit festgemacht wird. Bei einem ATF mit Dispersant Additiv hingegen wird zum einen das Reibungszahlniveau¹² deutlich erhöht, zum anderen steigt die Reibungszahl mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit deutlich an. Für ausgewählte ATF werden ergänzend Untersuchungen zum Einfluss der Beanspruchung bei verschiedenen Flächenpressungen und Ölingangstemperaturen durchgeführt. Das Reibungszahlverhalten der untersuchten Varianten wird außerdem mittels Kennwerten, hier sogenannte Reibungszahlkennwerte, die während der Bremschaltung an verschiedenen Punkten ermittelt werden, objektiv gegenübergestellt. Dynamische Untersuchungen mit oszillierender Gleitgeschwindigkeit werden nicht vorgenommen.

Weitere Untersuchungen zum Einfluss von ATF und Additivierung auf das Reibungszahlverhalten werden u. a. in Ingram, Noles, Watts, Harris und Spikes (2010), Ohtani, Hartley und Stinnett (1994) sowie Stockinger et al. (2019) durchgeführt. Von Linden et al. (1998) wird außerdem ein Überblick über weitere Methoden zur Untersuchung des Einflusses von ATF auf das Reibungszahlverhalten gegeben. Es wird mitunter die standardisierte Methode ‚SAE No. 2 Friction Test‘ vorgestellt, vgl. auch Society of Automotive Engineers (SAE) International (2012). Das dynamische Reibungszahlverhalten bei oszillierender Gleitgeschwindigkeit wird in diesen Untersuchungen nicht betrachtet.

Rank (2002) untersucht den Einfluss der Nutung im Reibbelag sowie Einflüsse des Ölvolumenstroms auf das Reibungszahlverhalten. Die Versuche werden mit Reiblamellen mit organischem Reibmaterial als Bremsschaltung durchgeführt. Dabei wird das Reibmoment gemessen und daraus die Reibungszahl ermittelt. Es werden v. a. unterschiedliche Waffelnutungen untersucht. Unterschiede im Reibungszahlverhalten können für die verschiedenen Nutvarianten ermittelt werden. Für den spezifischen Ölvolumenstrom wird hingegen ermittelt und festgehalten, dass im untersuchten Bereich zwischen $\dot{v}_{01} = 0,7 \text{ mm}^3/\text{mm}^2/\text{s}$ und $2,5 \text{ mm}^3/\text{mm}^2/\text{s}$ kein Einfluss auf das Reibungszahlverhalten erkennbar ist.

¹² Definition siehe Glossar

Ergänzend werden von Rank (2002) Untersuchungen zu Reibschwingungen vorgenommen. Auf diese wird in Kapitel 2.7.2 eingegangen.

Auch Bernhardt (2017) untersucht den Einfluss des Reibbelags auf das Reibungszahlverhalten in nasslaufenden Friktionskontakten. Im Fokus stehen dabei keramische Reibbeläge, vgl. hierzu auch Bernhardt und Albers (2011). Die Untersuchungen werden, entgegen den vorherigen Untersuchungen mit Bremsschaltungen, im anwendungsnahen Betriebszustand ‚Synchronisation‘ mit drehendem An- und Abtrieb durchgeführt. Es wird zum einen der Reibungszahlverlauf zweier Varianten der keramischen Reibbeläge miteinander verglichen. Zum anderen wird der Einfluss von Beanspruchungen durch Veränderung der Flächenpressung untersucht. Festgehalten wird, dass die Oberflächenbearbeitung der keramischen Reibbeläge zwar einen Einfluss auf die Reibungszahlverläufe hat, die keramischen Reibbeläge jedoch aufgrund negativer Reibungszahlgradienten, also abnehmender Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit, für eine Anwendung in Kraftfahrzeugen hinsichtlich Rupfneigung und damit Komfort ungeeignet sind. (Bernhardt, 2017)

Wienholt und Zdora (1995) untersuchen mehrere Einflussgrößen auf das Reibungszahlverhalten in Wandlerüberbrückungskupplungen. Dabei werden Einflüsse sowohl aus dem Tribosystem als auch aus der Beanspruchung betrachtet. Untersuchte Einflussgrößen stellen ATF, Öltemperatur, Flächenpressung, Stahlreibfläche sowie der Reibbelag dar. Die Untersuchungen werden mit den im Wandler verbauten Kupplungskomponenten durchgeführt. Die Prüfumgebung wird nicht näher erläutert, es werden jedoch qualitative Verläufe der Reibungszahl für die verschiedenen Systeme vorgestellt. Wienholt und Zdora (1995) kommen zu dem Schluss, dass das ATF von allen untersuchten Größen den größten Einfluss auf das Reibungszahlverhalten hat. Neben diesem werden die Temperatur sowie die Flächenpressung als maßgebliche weitere Einflussgrößen auf das Reibungszahlverhalten identifiziert. Das Reibungszahlniveau nimmt dabei mit zunehmender Flächenpressung ab. Auf die anderen untersuchten Größen wird aufgrund weniger deutlicher Unterschiede im Reibungszahlverhalten nicht weiter eingegangen. Da insbesondere im unteren betrachteten Temperaturbereich große Einflüsse auf den Reibungszahlverlauf, also auch auf den Reibungszahlgradienten, vorliegen, ist bei der Auswahl und der Auslegung des ATF darauf zu achten, dass das Reibungszahlverhalten anwendungsnah im Zieltemperaturbereich, der später in der realen Anwendung vorliegt, betrachtet wird. (Wienholt & Zdora, 1995)

Auch Mäki, Nyman, Olsson und Ganemi (2005), vgl. auch Mäki, Ganemi, Olsson und Lundstrom (2003), untersuchen Einflüsse von Beanspruchungsgrößen auf das Reibungszahlverhalten. Die Untersuchungen finden in einem Prüfaufbau statt, in

dem die Steifigkeit der Abtriebswelle eingestellt und so die Eigenfrequenz des Restsystems angepasst werden kann. Eine Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit Restsystemen und eine anwendungsnähere Untersuchung von Reibschwingungen werden so in gewissem Maße ermöglicht. Die Untersuchungen von Mäki et al. (2005) zeigen, dass die Beanspruchungsgrößen einen Einfluss auf den Reibungszahlverlauf haben. Die Autoren schlussfolgern daraus, dass die Beanspruchung auch die Neigung zu Rupfen im Friktionskontakt beeinflusst, da diese in Forschungsarbeiten oft anhand des Reibungszahlverlaufs bewertet wird. Die Untersuchung der Neigung zu Reibschwingungen mit entsprechenden Kennwerten ist jedoch nicht Teil der Forschungsarbeit. Vielmehr fokussieren sich die Autoren auf unterschiedliche Vorgehensweisen zur Ermittlung der Reibungszahlkurve. Dabei werden auch Untersuchungen mit wechselnder Gleitgeschwindigkeit durchgeführt. Es zeigt sich ein unterschiedlicher Reibungszahlverlauf bei Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit gegenüber dem Reduzieren der Gleitgeschwindigkeit. Dies kann als eine Art dynamisches Reibungszahlverhalten eingeordnet werden. Da die Rampenzeiten im Sekundenbereich liegen, befindet sich dieses jedoch im Bereich niedrigfrequenter Dynamik.

Zum Einfluss der Temperatur führen auch Marklund und Larsson (2008) Untersuchungen durch. Dabei wird zum einen ein Temperatureinfluss auf den Reibungszahlverlauf betrachtet. Zum anderen werden auch auf Basis unterschiedlicher Kategorien der tribologischen Prüftechnik ermittelte Reibungszahlverläufe verglichen. Ein Temperatureinfluss kann gezeigt werden und führt, u. a. bedingt durch die veränderte Viskosität im Öl, zu Reibungszahlverläufen mit teilweise negativem Reibungszahlgradienten, vgl. Abbildung 2.17. Der Temperatureinfluss verdeutlicht, dass die Temperatur des Öls bei Untersuchungen nasslaufender Lamellenkupplungen relevant ist und berücksichtigt werden muss. Die Autoren kommen außerdem zu dem Schluss, dass sich das ermittelte Reibungszahlverhalten zwischen den beiden Kategorien der tribologischen Prüftechnik unterscheidet.

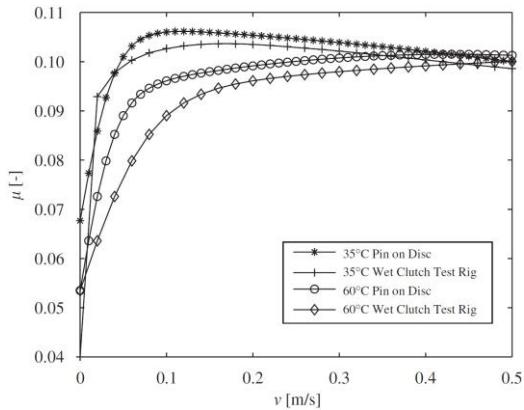


Abbildung 2.17: Angenäherte Reibungszahlverläufe für verschiedene Temperaturen und Untersuchungen in verschiedenen Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Marklund & Larsson, 2008, S. 828)

Wu et al. (2021) führen Untersuchungen zum Reibungszahlverhalten einer nasslaufenden Lamellenkupplung im Betriebszustand Synchronisierung mit drehendem Kupplungseingang und drehendem Kupplungsausgang, und damit in einem anwendungsnahen Kupplungsbetrieb, durch. Für eine anwendungsnah Synchronisation des Abtriebs werden Massenträgheitsmomente durch Schwungmassen im Prüfaufbau berücksichtigt. Da die Untersuchungen außerdem mit einer originalen nasslaufenden Lamellenkupplung direkt am System vorgenommen werden, können dabei anwendungsnähere Ergebnisse als in höheren Kategorien der tribologischen Prüftechnik ermittelt werden. Es werden verschiedene mögliche Einflussgrößen aus der Beanspruchung auf das Reibungszahlverhalten betrachtet. Dabei wird auch ein möglicher Einfluss der absoluten Antriebsdrehzahl bei gleichen Differenzdrehzahlen untersucht, was durch den beidseitig drehenden Betrieb ermöglicht wird. Die Autoren kommen dabei zu dem Schluss, dass nur die Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb, wie bereits aus vorherigen Untersuchungen bekannt, nicht aber die absolute Drehzahl im hier betrachteten Bereich einen erkennbaren Einfluss auf das Reibungszahlverhalten hat.

Chen, Newcomb und Lam (2001) stellen Untersuchungen zu Reibbelagsmaterialien in verschiedenen Betriebszuständen vor. So werden neben den in zuvor vorgestellten Untersuchungen gängigen Bremsschaltungen auch Untersuchungen im Dauerschlupf durchgeführt. Dabei werden bei verschiedenen Schlupfdrehzahlen

Dauerschleppversuche durchgeführt und die Reibungszahlen ermittelt. Letztere werden über der Schleppdrehzahl aufgetragen und ein Reibungszahlverlauf wird angenähert. Für die unterschiedlichen Materialien werden sowohl zunehmende als auch abnehmende Verläufe der Reibungszahl über der Schleppdrehzahl respektive der Gleitgeschwindigkeit ermittelt. Für das Reibmaterial mit abnehmendem Verlauf wird außerdem in einem Fahrzeugversuch eine Ruptanfälligkeit während einer Synchronisationsschaltung gezeigt und bestätigt. Das genaue Vorgehen zur Ermittlung des Reibungszahlverlaufs über der Schleppdrehzahl durch Dauerschleppversuche bei verschiedenen Schleppdrehzahlen wird nicht beschrieben. So ist z. B. unklar, über welchen Zeitraum ein Dauerschleppversuch ausgewertet wird und welche Reibungszahl aus dem Versuch für die Verlaufskurve verwendet wird.

Ingram, Reddyhoff und Spikes (2011) untersuchen den Einfluss von drei verschiedenen Reibbelagmaterialien in Kombination mit einem additivierten ATF sowie einem Grundöl auf den Reibungszahlverlauf im Schleppbetrieb. Die Versuche werden auf Modellebene mit Probekörpern durchgeführt. Dabei wird jeweils die mittlere Reibungszahl mehrerer Stufen verschiedener Gleitgeschwindigkeiten, im Bereich von 0,01 m/s und 2,0 m/s, ermittelt. Zuvor wird ein Einlauf durchgeführt. Der Dauerschlepp wird bei niedrigeren Geschwindigkeiten für 60 Sekunden, bei höheren für 30 Sekunden eingestellt. Die ermittelten Reibungszahlen werden über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Es zeigen sich u. a. deutliche Unterschiede im Verlauf zwischen den beiden Ölvarianten. So weist das Grundöl einen abfallenden Verlauf (negativer Reibungszahlgradient), das additivierte ATF hingegen einen zunehmenden Verlauf auf. Die Autoren verdeutlichen außerdem, dass sich die Untersuchungsrandbedingungen von denen im realen Schleppbetrieb in einer Kupplung unterscheiden, da in den durchgeführten Untersuchungen geringere Beschleunigungen vorliegen.

Vorholt (2011) untersucht das Reibungszahlverhalten einer Wandlerüberbrückungskupplung (WÜK) anwendungsnah direkt am System und mit möglichst vielen Originalbauteilen. Als Untersuchungsgegenstand wird eine WÜK verwendet. Der Prüfaufbau ist entsprechend der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig in Kategorie III einzuordnen. Untersucht werden sowohl Einflüsse aus der Beanspruchung als auch aus dem Tribosystem (Öl) auf das Reibungszahlverhalten in der WÜK. Die Untersuchungen finden in einem anwendungsnahen Betriebszustand mit zunehmender und abnehmender Gleitgeschwindigkeit statt. Bei den hier als Ausreißversuch bezeichneten Versuchen wird zuerst auf eine festgelegte Schleppdrehzahl (hier $n_s = 210 \text{ min}^{-1}$) beschleunigt und unmittelbar anschließend in der gleichen Zeit wieder verzögert. Es zeigen sich dynamische Reibungszahlverläufe in Form einer Hysterese. Der Reibungszahlverlauf unterscheidet sich dabei in Abhängigkeit von der Richtung der Gleitgeschwindigkeit

(zunehmend oder abnehmend bzw. Beschleunigen oder Verzögern), wie exemplarisch in Abbildung 2.18 zu erkennen ist. Es wird außerdem ermittelt, dass das Reibungszahlniveau mit zunehmender Öltemperatur abnimmt. Untersucht wird auch eine Neigung zu Reibschwingungen, wobei bei einer geschädigten Reibfläche und einem negativem Reibungszahlgradienten eine erhöhte Neigung zu Reibschwingungen festgestellt wird.

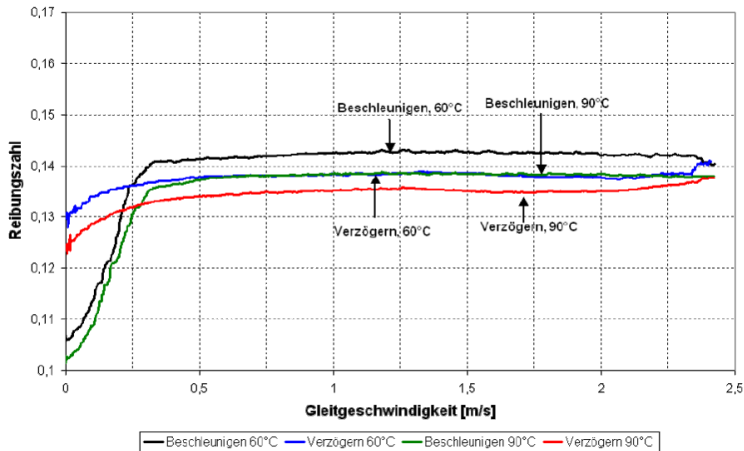


Abbildung 2.18: Reibungszahlverläufe für verschiedene Temperaturen bei zunehmender und abnehmender Gleitgeschwindigkeit (Beschleunigungszeit $t = 1$ s) (Vorholt, 2011, S. 80)

Völkel, Pflaum und Stahl (2021), vgl. auch Völkel, Pflaum und Stahl (2019) sowie Völkel (2020), führen Untersuchungen mit nasslaufenden Lamellenpaketen in einem ähnlichen Betriebszustand wie Vorholt (2011) mit wechselnd zu- und abnehmender Gleitgeschwindigkeit durch. Die Beschleunigungszeit beträgt dabei in der Regel ähnlich zu Vorholt (2011) eine Sekunde, wobei auf geringere Gleitgeschwindigkeiten beschleunigt wird. Das dynamische Reibungszahlverhalten bei periodisch wechselnder Gleitgeschwindigkeit mit höheren Frequenzen (mit geringerer Beschleunigungszeit und somit höherer Beschleunigung) und Reibungshysteresen werden nicht betrachtet. Im Fokus der Arbeiten liegt die Untersuchung des Einlaufverhaltens, weswegen die Arbeiten hier nicht weiter betrachtet, jedoch im Verlauf dieser Forschungsarbeit in Bezug auf den Einlauf nochmals aufgegriffen werden.

Meingaßner (2017), vgl. auch Meingaßner, Pflaum und Stahl (2016), untersucht umfassend Einflüsse des Tribosystems sowie der Beanspruchung auf das Reibungszahlverhalten in nasslaufenden Lamellenpaketen bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten und Betriebszuständen. Die Betriebszustände werden hierbei nach Mikroschlupf, Langsamlaufschlupf und Lastschaltung unterschieden. Die Lastschaltung entspricht dabei einem Bremsvorgang. Der Bereich Langsamlaufschlupf (hier beläuft sich der Untersuchungsbereich auf Gleitgeschwindigkeiten zwischen $v_{gl} = 0,001 \text{ m/s}$ und $v_{gl} = 0,2 \text{ m/s}$) entspricht in etwa der Größenordnung an Gleitgeschwindigkeiten, die auch im Rahmen dieser Forschungsarbeit betrachtet werden. Im Langsamlaufschlupf wird die Reibungszahl aus einem quasistationären Schlupfzustand bei näherungsweise konstanter Gleitgeschwindigkeit ermittelt. Die jeweiligen Reibungszahlen werden über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen und mittels einer Ausgleichskurve wird deren Verlauf angenähert. Für jede Parameterkombination werden jeweils drei Messungen durchgeführt. Es erfolgen Untersuchungen verschiedener Reibbeläge, Öle sowie Beanspruchungsgrößen (Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur). Nicht betrachtet werden dynamische Zustände sowie die Auswirkung auf das Schwingungsverhalten im Kupplungssystem. Außerdem werden die Versuche im Langsamlaufschlupf ohne Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit Restsystemen aus der Anwendung durchgeführt.

Basiewicz (2020), vgl. auch Kemper, Basiewicz, Ott und Albers (2018) sowie Kemper, Wantzen, Bischofberger, Ott und Albers (2019), untersucht das Reibungszahlverhalten im Dauerschlupfbetrieb unter dynamischer Anregung mit oszillierender Gleitgeschwindigkeit. Die Untersuchungen werden anwendungsnah mit Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restantriebsstrang durchgeführt. Die Validierungsumgebung wird im weiteren Verlauf dieser Forschungsarbeit in Kapitel 5.1 vorgestellt. In den Untersuchungen zeigen sich Reibungszahlverläufe in Form einer Hysterese. Die Reibungszahlverläufe werden für verschiedene Eingangsgrößen gegenübergestellt und grafisch verglichen. Eine Objektivierung der Reibungszahlverläufe durch Kennwerte ist nicht Teil der Untersuchungen. Es zeigen sich Unterschiede je nach Anregung. Flächenpressung, Schlupfdrehzahl und weitere Beanspruchungsgrößen sowie Einflüsse aus dem Tribosystem sind nicht Teil der Untersuchungen.

2.7.2 Untersuchungen zum Schwingungsverhalten

Nach Naunheimer et al. (2019) stellen nachfolgende Eigenschaften und Größen u. a. Einflussfaktoren für selbsterregte Reibschwingungen dar (Naunheimer et al., 2019):

- Reibmaterial: Beschaffenheit, Oberfläche, Elastizität und Porosität, Ölabsorptionsvermögen,
- Ölbeschaffenheit,
- Betriebsbedingungen,
- Steifigkeit der Antriebsstrangkomponenten.

Grundsätzlich lässt sich daraus schließen, dass das Tribosystem und die Beanspruchung einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten im Friktionskontakt haben. Insbesondere der letzte Punkt verdeutlicht nochmals, dass eine gesamtsystemische Betrachtung notwendig ist, die Wechselwirkungen mit dem Restantriebsstrang berücksichtigt.

Untersuchungen zu Einflüssen aus dem Tribosystem auf das Rupfverhalten¹³, in denen dieses anhand der Reibungszahlkurve bewertet wird, sind Teil einiger Forschungsarbeiten. Dabei wird grundsätzlich anhand des Reibungszahlverlaufs mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit (Reibungszahlgradient), vgl. selbsterregtes Rupfen in Kapitel 2.6.2, eine Bewertung hinsichtlich des Rupfverhaltens durchgeführt. So wird z. B. von Murakami et al. (2000) für verschiedene ATF der Einfluss der Ölalterung auf den Reibungszahlverlauf untersucht, wodurch Rückschlüsse auf die Neigung zu Reibschwingungen entsprechend des ermittelten Reibungszahlverlaufs abgeleitet werden. Dabei wird jeweils ein Reibungszahlgradient zwischen festgelegten Gleitgeschwindigkeiten ermittelt und als Kennwert zur Bewertung der Rupfneigung – hier als Anti-Rupfverhalten bezeichnet – herangezogen. Die Untersuchungen werden anwendungsfern in einer hohen Kategorie der tribologischen Prüftechnik mittels Probekörpern im Ölbad vorgenommen. Schwingungstechnische Untersuchungen erfolgen nicht.

Auch Zhao, Morina, Neville, Durham und Vickerman (2011) untersuchen das Anti-Rupfverhalten durch Analyse von ermittelten Reibungszahlverläufen für verschiedene Öle. Dazu werden ebenfalls Kennwerte in Bezug auf den

¹³ Neigung zu selbsterregten Reibschwingungen (Rupfen)

Reibungszahlgradienten erläutert und verwendet. Die Versuche werden an einem Tribometer auf Modellebene durchgeführt. Weitere Untersuchungen zum Einfluss des Öls bzw. ATF auf die Neigung zu Reibschwingungen durch Analyse der Reibungszahlkurve werden u. a. daran anknüpfend von Zhao, Neville, Morina, Vickerman und Durham (2012) vorgenommen. Dabei kann ein verbessertes Anti-Rupfverhalten durch ein ATF mit angepasstem FM-Additiv gezeigt werden.

Mosbach (2001), vgl. auch Höhn, Pflaum und Mosbach (2003), führt umfängliche Untersuchungen zum Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen durch. Die Untersuchungen werden am FZG-Reibschwingprüfstand, vgl. Layher (2011) und Mosbach (2001), in Bremsschaltungen durchgeführt. Dabei wird der Einfluss verschiedener Reibbeläge, Reiblamellenvarianten, Stahllamellen-Endbearbeitungen und Ölvarianten sowie verschiedener Beanspruchungsgrößen auf die Neigung zu Reibschwingungen untersucht. Zur Bewertung wird ein Kennwert aus der höchsten auftretenden Drehmomentamplitude bezogen auf das mittlere Reibmoment während einer Bremsschaltung in festgelegtem Gleitgeschwindigkeitsbereich gebildet, wobei Gleitgeschwindigkeitsbereiche $v_{gl} < 0,2 \text{ m/s}$ nicht berücksichtigt werden. Ergänzend wird ein Kennwert auf Basis des Reibungszahlgradienten aus Reibungszahlverläufen aufgezeigt, um die Neigung zu Reibschwingungen zu bewerten. Mit den Untersuchungen kann gezeigt werden, dass sowohl das Tribosystem als auch die Beanspruchungsgrößen einen Einfluss auf die Ausprägung der Reibschwingungen haben. Insbesondere aus dem Schmierstoff wird ein deutlicher Einfluss ermittelt. Aber auch die Beanspruchung sowie veränderte Reibbeläge und Nutungen führen zu verändertem Reibschwingverhalten. Für die Endbearbeitung der Stahllamellen werden nur begrenzte Einflüsse festgestellt. Eine dynamische sowie anwendungsnahe Betrachtung im Synchronisationsbetrieb wird nicht durchgeführt. Auch Wechselwirkungen mit Restsystemen werden nur in vereinfachtem Maße berücksichtigt. Der Fokus der Untersuchungen liegt auf der Neigung zu Reibschwingungen in Bremsschaltungen und dadurch auf einer Vermeidung der Entstehung der Reibschwingungen.

Ein ähnlicher Kennwert aus maximaler Drehmomentamplitude und Nennreibmoment zur Bewertung von Reibschwingungen wird in Untersuchungen von Rank (2002) aufgegriffen. Rank (2002) betrachtet dabei die Neigung zu Reibschwingungen verschiedener Öle und Reibbelagmaterialien. Dabei wird auch untersucht, wie sich die Drehmomentamplitude während eines Dauerschlupfbetriebs über einen Zeitraum von sieben Stunden verändert. Es kann eine Abnahme der Amplitude beobachtet werden.

Grundsätzlich zeigt sich, dass der Fokus der vorgestellten Forschungsarbeiten zum Schwingungsverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen insbesondere auf der

Vermeidung der Entstehung von (selbsterregten) Reibschwingungen liegt. Wie vorhandene Schwingungen reduziert werden können, wird dabei nicht betrachtet.

Eine Reduzierung von Schwingungen im Dauerschlupfbetrieb, vgl. auch Kapitel 2.4, in trockenlaufenden Kupplungssystemen wird u. a. von Albers (1990) und Abbassi (1999) fokussiert. Die Autoren untersuchen den Einfluss der Schlupfdrehzahl auf das Schwingungsverhalten im Kupplungssystem. Da trockenlaufende Kupplungssysteme der Untersuchungsgegenstand sind, wird hier nicht im Detail auf die Forschungsarbeiten eingegangen. Grundsätzlich wird aber festgehalten, dass ein erhöhter Schlupf zu reduzierten Schwingungsamplituden führt, jedoch auch mit erhöhtem Verschleiß und erhöhter Verlustleistung einhergeht.

Auch die beiden nachfolgenden Forschungsarbeiten betrachten die Schlupfdrehzahlen im Kupplungssystem zur Reduzierung von Schwingungen im Schlupfbetrieb. Wienholt und Zdora (1995) geben gängige Schlupfdrehzahlen, zur Reduzierung von Drehschwingungen des Motors, im Bereich von maximal $n_s = 30$ bis 70 min^{-1} an. Untersuchungen zum Schwingungsverhalten werden jedoch nicht durchgeführt. Reik et al. (2004) zeigen exemplarisch die für verschiedene Schlupfdrehzahlen bis $n_s = 100 \text{ min}^{-1}$ resultierenden Drehzahlverläufe am Kupplungsausgang. Wie die Werte ermittelt wurden, wird nicht aufgezeigt, weswegen hier nicht weiter darauf eingegangen wird. Untersuchungen zu weiteren Beanspruchungsgrößen oder Einflüssen aus dem Tribosystem werden in den Forschungsarbeiten nicht vorgenommen.

Einige Forschungsarbeiten beschäftigen sich mit der Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb auch in nasslaufenden Kupplungssystemen, wobei der Fokus auf der Steuerung und der Regelung des Schlupfbetriebs, insbesondere auch während Schaltvorgängen, liegt, vgl. u. a. Adachi, Ochi, Segawa und Higashimata (2004), Lee, Ahn, Lee und Lim (2003), Liu, Chen, Li und Yin (2017), Lu, Zhou, Zhang und Wang (2018), Naruse (1994), Park und Choi (2021), Rumetshofer, Bachinger, Stolz und Horn (2018) sowie Zhou et al. (2017). Das Forschungsziel der Arbeiten liegt dabei in erster Linie in einer Verbesserung des Schwingungsverhaltens durch geeignete bzw. optimierte Regelungsstrategien. Die Forschung an Regelungsstrategien für den Schlupfbetrieb ist nicht zentraler Gegenstand dieser Forschungsarbeit, weswegen hier nicht weiter auf diese Arbeiten eingegangen wird. Tribologische Untersuchungen darüber, wie das Tribosystem und die Beanspruchungsgrößen das Schwingungsverhalten beeinflussen und eine Schwingungsreduzierung begünstigen können, sind nicht Teil der Forschungsarbeiten. Auch Basiewicz (2020), vgl. auch Ott und Basiewicz (2017b), führt Untersuchungen zur Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem durch. In Ott und Basiewicz (2017b) werden

simulativ Aussagen zur Schwingungsreduzierung mittels grafischer Analyse von Drehmoment- und Drehzahlungleichförmigkeiten abgeleitet. Eine messbare Bewertung und eine Objektivierung werden nicht vorgenommen. Von Basiewicz (2020) werden erste experimentelle Untersuchungen zu Einflüssen durch Beanspruchungsgrößen mit einer grafischen Gegenüberstellung sowie Betrachtung der Beschleunigungen am Ausgang des Lamellenpakets durchgeführt. Untersuchungen zu weiteren Einflüssen, u. a. aus dem Tribosystem, sowie Korrelationen und weitere Bewertungsgrößen werden nicht berücksichtigt. Eine Bewertung der Einflüsse und eine Objektivierung, wie durch gezielte Gestaltung des Tribosystems die Schwingungsreduzierung verbessert werden kann, erfolgen in den Arbeiten nicht.

2.8 Fazit zum Stand der Forschung

Die zum Stand der Forschung aufgezeigten Forschungsarbeiten, die das Reibungszahl- und das Schwingungsverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen untersuchen, werden in Tabelle 2.2 zusammengefasst und gegenübergestellt. Weiterführende Veröffentlichungen zu den aufgeführten Forschungsberichten sind im jeweiligen Abschnitt in Kapitel 2.7 zu finden. Die Arbeiten werden u. a. einer Kategorie in der tribologischen Prüftechnik nach Czichos und Habig (2015) zugeordnet, wodurch eine erste Einordnung der Realitätsnähe der Ergebnisse ermöglicht wird. Eingeordnet werden die Arbeiten auch hinsichtlich der betrachteten Einflussfaktoren in Untersuchungen zum Einfluss des Tribosystems (TS) und/oder Untersuchungen zum Einfluss von Beanspruchungsgrößen (BG). Außerdem werden die Arbeiten zentralen Untersuchungszielen zugeordnet, wobei für das Schwingungsverhalten zwischen Vermeidung der Entstehung von Schwingungen und Reduzierung von vorhandenen Schwingungen unterschieden wird. Werden Untersuchungen im – in dieser Forschungsarbeit im Fokus stehenden – Betriebszustand Dauerschlupf durchgeführt, wird dies gesondert gekennzeichnet. Ebenso wird hervorgehoben, wenn Kennwerte zur Bewertung bzw. Objektivierung der Zielgrößen aufgezeigt oder herangezogen werden.

Tabelle 2.2: Einordnung der Forschungsarbeiten im Stand der Forschung
(Fortsetzung der Fußnoten auf Folgeseite)

Forschungsarbeit	Untersuchungsziel / Zielgrößen und Betriebszustand				Faktoren / Einfluss		Kennwerte ¹⁵	Kategorie Triboprüftechnik
	RZV ¹⁶	Dyn. RZV	Schw. (E/R) ¹⁷	DS ¹⁸	TS	BG		
(Ito et al., 1993)	x				x			V-VI
(Wienholt & Zdora, 1995)	x				x	x		IV
(Kugimiya et al., 1998)	x		E		x		x	V
(Murakami et al., 2000)	x		E	x	x		x	V
(Chen et al., 2001)	x		E	x		x		I/II ¹⁹ & IV
(Mosbach, 2001)	x		E		x	x	x	IV
(Rank, 2002)	x		E	x	x	(x) ²⁰	x	IV
(Mäki et al., 2003; Mäki et al., 2005)	x	x	E			x		IV
(Marklund & Larsson, 2008)	x					x		IV & VI
(Albers & Bernhardt, 2009) ²¹	x			x	x	x		IV
(Ingram et al., 2010)	x				x			VI
(Ingram et al., 2011)	x			x	x			VI
(Layher, 2011)	x				x	x	x	IV
(Vorholt, 2011)		x	E	x	x	x		III
(Zhao et al., 2011; Zhao et al., 2012)	x		E	x	x		x	VI
(Albers & Koch, 2014) ²¹	x			x	x	x		IV
(Bernhardt, 2017)	x				x			IV
(Meingaßner, 2017)	x			x	x	x	x	IV
(Zhou et al., 2017) ²²			R	x				-
(Basiewicz, 2020)		x	R	x		x	x	IV
(Wu et al., 2021)	x					x		III

¹⁵ Kennwerte werden vorgestellt

¹⁶ Reibungszahlverhalten (RZV) bzw. Dynamisches Reibungszahlverhalten (Dyn. RZV)

¹⁷ Schwingungsverhalten: Der Fokus liegt auf der Vermeidung der Entstehung (E) von Schwingungen oder der Reduzierung (R) vorhandener Schwingungen.

¹⁸ Untersuchungen im Betriebszustand Dauerschlupf (hier DS)

¹⁹ In welcher Umgebung die Fahrzeugversuche durchgeführt werden, ist nicht erläutert.

²⁰ Nicht im Fokus der Forschungsarbeit; untersucht wird nur der Einfluss des Kühllölvolumenstroms auf das Reibungszahlverhalten

²¹ Stellvertretend für Forschungsarbeiten mit Fokus auf den Leistungsgrenzen im DS

²² Stellvertretend für Forschungsarbeiten mit Fokus auf der Regelung und Steuerung des Schlupfbetriebs zur Schwingungsreduzierung; keine tribologischen Untersuchungen

Aus der Analyse des Stands der Forschung werden nachfolgend zusammengefasste Schlüsse abgeleitet. Einige Forschungsarbeiten untersuchen Einflüsse des Tribosystems sowie der Beanspruchungsgrößen auf das Reibungszahlverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen. Dabei wird häufig in höheren Kategorien der tribologischen Prüftechnik anwendungsfern, u. a. ohne Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit Restsystemen, und kein dynamisches Reibungszahlverhalten untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchungen liefern daher, wie auch von Czichos und Habig (2015) eingeschätzt, eine erste Abschätzung des tribologischen Verhaltens. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die praktische Anwendung ist jedoch nur mit Einschränkungen möglich. Eine anwendungsnahe Betrachtung des dynamischen Reibungszahlverhaltens mit Reibungshysteresen wird lediglich in den Arbeiten von Vorholt (2011) sowie von Basiewicz (2020) durchgeführt, wobei Vorholt (2011) die Untersuchungen direkt am Originalsystem, also in einer späteren Phase des Produktentwicklungsprozess, durchführt. Eine Beschreibung und eine Objektivierung des dynamischen Reibungszahlverhaltens erfolgen in den Arbeiten nicht. Wie von Bischofberger et al. (2022b) geschlussfolgert, resultiert „das veränderte Reibverhalten im Betriebszustand dynamischer Dauerschlupf¹⁴ [...] mitunter in Veränderungen im übertragbaren Drehmoment und ist daher von zentraler Bedeutung“ (Bischofberger et al., 2022b, S. 29) für das Schwingungsverhalten. Eine Beschreibung und eine Objektivierung des dynamischen Reibungszahlverhaltens ist notwendig, um das Reibungs- und das Schwingungsverhalten anwendungsnah betrachten zu können. Daraus wird folgende Forschungslücke abgeleitet:

Es fehlt an Untersuchungen und Kennwerten zur Beschreibung und Objektivierung des anwendungsnahe, dynamischen Reibungszahlverhaltens im dynamischen Dauerschlupfbetrieb¹⁴ in nasslaufenden Kupplungssystemen.

¹⁴ Beschreibung erfolgt im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, vgl. Kapitel 6; Definition siehe Glossar

Einige Forschungsarbeiten, die das Schwingungsverhalten in nasslaufenden Kupplungssystemen zum Thema haben, legen den Fokus auf die Untersuchung, wie sich das Reibungszahlverhalten bzw. das Tribosystem und die Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsneigung im Friktionskontakt auswirken. Dabei steht insbesondere die Betrachtung im Fokus, wie die Schwingungsentstehung von Rupfen, also Reibschwingungen, vermieden werden kann. Wie das Kupplungssystem zur Schwingungsreduzierung genutzt werden kann, wird nicht betrachtet.

Die Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im geregelten Schlupfbetrieb wird in einigen Forschungsarbeiten als mögliche Maßnahme zur Reduzierung unerwünschter Schwingungen in Antriebssträngen aufgeführt und beleuchtet, vgl. Kapitel 2.4. Untersuchungen erfolgen dabei lediglich im trockenlaufenden Kupplungssystem zum Einfluss der Schlupfdrehzahl auf das Schwingungsverhalten. Basiewicz (2020), vgl. auch Albers, Ott und Basiewicz (2017) sowie Ott und Basiewicz (2017a), entwickelt eine Validierungsumgebung, um anwendungsnah die Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Friktionskontakt untersuchen zu können. Eine erste Untersuchung zu Einflüssen durch Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsreduzierung wird dabei durchgeführt. Untersuchungen zu weiteren Einflüssen, u. a. aus dem Tribosystem, sowie eine Bewertung der Einflüsse und eine Objektivierung, wie durch gezielte Gestaltung des Tribosystems die Schwingungsreduzierung verbessert werden kann, werden nicht vorgenommen. In einzelnen weiteren Arbeiten wird die Optimierung der Schwingungsreduzierung durch das nasslaufende Kupplungssystem im Schlupfbetrieb betrachtet. Diese Arbeiten fokussieren in erster Linie auf die Optimierung von Regelungsstrategien des Schlupfbetriebs. Tribologische Untersuchungen zu Einflüssen aus dem Tribosystem und durch Beanspruchungsgrößen auf das Schwingungsreduzierungsverhalten werden nicht durchgeführt. Ebenso sind zugrundeliegende Wirkmechanismen nicht bekannt. Nachfolgende weitere Schlüsse sowie Forschungslücken werden daraus abgeleitet:

- Die Schwingungsreduzierung durch das nasslaufende Kupplungssystem im geregelten Dauerschlupfbetrieb stellt eine Möglichkeit zur bedarfsgerechten Schwingungsreduzierung in Antriebssystemen dar.
- Es fehlt an Wissen über Einflüsse aus dem Tribosystem und durch Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Friktionskontakt. Ebenso sind die Mechanismen zur Schwingungsreduzierung und Zusammenhänge zwischen (dynamischem) Reibungszahlverhalten und der Schwingungsreduzierung nicht bekannt. Diesbezüglich fehlt es außerdem an geeigneten Untersuchungsmethoden mit u. a. Kennwerten zur Bewertung und Objektivierung.

3 Zielsetzung

In diesem Kapitel wird die Zielsetzung der Forschungsarbeit mit entsprechenden Forschungsfragen vorgestellt. Aus dem Forschungsbedarf werden Grundannahmen abgeleitet, die wiederum als Basis dienen, um die übergeordneten Forschungsfragen zu formulieren. Dabei werden drei zentrale Forschungsfragen abgeleitet und durch Teilforschungsfragen konkretisiert. Die Forschungsfragen und die Teilforschungsfragen werden im Rahmen der Forschungsarbeit beantwortet.

3.1 Forschungsbedarf

Aus dem in Kapitel 2 dargelegten Stand der Forschung und den dabei aufgezeigten Forschungslücken wird der Forschungsbedarf hergeleitet. In der Produktentwicklung wird durch die zentrale Aktivität der Validierung neues Wissen generiert und dadurch „das Zielsystem [...] fortlaufend um die Erkenntnisse erweitert“ (Albers et al., 2016, S. 544), vgl. Albers (2010). Grundsätzlich gilt es, die Wissensbasis von Produktentwickelnden stetig zu erweitern, um veränderten Randbedingungen und Anforderungen, z. B. die Mobilitätswende oder zunehmende Kundenbedürfnisse, in der Produktentwicklung durch ein erweitertes Zielsystem begegnen zu können (Freudenmann, 2014). So ermöglicht die Erweiterung des Zielsystems um ein erweitertes Systemverständnis es auch, mit neuen Maßnahmen und erweiterten Lösungsräumen durch die zunehmende Mechatronisierung technischer Systeme gezielt den steigenden Anforderungen an Antriebssysteme zu begegnen und zu einer Entwicklung nachhaltigerer und effizienterer Antriebssysteme beizutragen. Aktuelle Systemgenerationen nasslaufender Kupplungssysteme bieten als CPS einen erweiterten Raum an Funktionen. So kann das Kupplungssystem mit der Funktionserweiterung der *Schwingungsreduzierung durch geregelten Dauer-schlupfbetrieb* in Antriebssystemen zu einer bedarfsgerechten Reduzierung unerwünschter Schwingungen verwendet werden und zu erhöhtem Komfort beitragen, ohne zusätzliche Teilsysteme vorzusehen. Eine Auslegung und eine Gestaltung des Systems im Produktentwicklungsprozess in Hinblick auf die Funktionserweiterung steht nicht im Fokus bisheriger Arbeiten, weswegen hierzu nur eine begrenzte Wissensbasis vorliegt.

Um das nasslaufende Kupplungssystem gezielt für den Einsatz als mechatronischen Aktor, mit der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb*, gestalten und einstellen zu können, ist Wissen über die

Zusammenhänge zwischen Tribosystem, Beanspruchungsgrößen und Zielfunktion notwendig. Bisher konnte nur aufgezeigt werden, dass durch Erhöhung der Grundschlupfdrehzahl eine Verbesserung der Schwingungsreduzierung herbeigeführt werden kann. Eine Erhöhung der Grundschlupfdrehzahl geht jedoch auch mit einer erhöhten Verlustleistung einher, was damit einen Zielkonflikt darstellt. Inwieweit die Einstellung anderer Beanspruchungsgrößen sowie die Gestaltung des Tribosystems die Schwingungsreduzierung und die wirkenden Mechanismen im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt beeinflussen, ist nicht bekannt. Dabei liegt u. a. ein Bedarf an Wissen darüber vor, wie das Reibungsverhalten des Tribosystems in der Entwicklung eingestellt und dazu das Tribosystem gestaltet werden muss, um eine möglichst effiziente Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupfbetrieb zu erreichen. Außerdem ist Wissen darüber nötig, welche Betriebsgrößen einen Einfluss haben und wie diese gezielt für eine verbesserte Schwingungsreduzierungswirkung eingestellt werden können. Zur Ermittlung des Wissens sind geeignete Methoden notwendig. (Heukelbach, 2015; Holzer, 2015; Maelger, 2020; Murr, 2020; Otremba, 2013; Sittig, 2015; Steinmetz, 2024; Winiarski, 2015, 2020)

Das grundlegende Ziel der Forschungsarbeit ist es daher, Wissen für eine gezielte Gestaltung des Tribosystems und Einstellung der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb* im nasslaufenden Kupplungssystem sowie Wissen über wirkende Mechanismen zur Modellbildung zu generieren und bereitzustellen. Das fehlende Wissen soll durch die Beantwortung der in Kapitel 3.3 vorgestellten Forschungsfragen erarbeitet und in Form von Handlungsempfehlungen, Methoden und Modellen bereitgestellt werden.

3.2 Grundannahmen

Nachfolgende Grundannahmen werden aus dem Forschungsbedarf abgeleitet und dienen zur Orientierung für die Herleitung der Forschungsfragen.

Grundannahme 1

Durch die Einstellung von Betriebsgrößen und die Gestaltung des Tribosystems im nasslaufenden Kupplungssystem kann die Schwingungsreduzierungs Wirkung im geregelten Schlupfbetrieb¹ im nasslaufenden Friktionskontakt² beeinflusst werden.

Grundannahme 2

Die ermittelten Zusammenhänge zwischen Übertragungsverhalten³ und Einflussgrößen im nasslaufenden Kupplungssystem können zu einer gezielten Gestaltung eines Tribosystems für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen¹ nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung beitragen.

3.3 Forschungsfragen

Aus den zuvor vorgestellten Grundannahmen und basierend auf den aufgezeigten Forschungslücken sowie dem Forschungsbedarf werden nachfolgende Forschungsfragen mit untergeordneten Teilforschungsfragen abgeleitet.

Forschungsfrage 1

Welche Betriebs- und Tribosystemgrößen haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen¹ nasslaufenden Kupplungssystem? Wie kann diese bewertet werden?

Teilforschungsfrage 1.1

Wie kann die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem untersucht und bewertet werden?

Teilforschungsfrage 1.2

Welche Betriebsgrößen⁴ haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem?

¹ Betriebszustand Dauerschlupf, vgl. Kapitel 2.6.2

² Definition siehe Glossar

³ Definition siehe Glossar

⁴ Eingangsgrößen aus der Beanspruchung, vgl. Kapitel 2.6.1 und 2.7

Teilforschungsfrage 1.3

Welche Tribosystemgrößen⁵ haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem?

Um Grundannahme 1 bewerten zu können, gilt es, Einflussgrößen respektive mögliche Stellgrößen hinsichtlich der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt zu identifizieren. Dies können sowohl Gestaltungsmerkmale des tribologischen Systems als auch Beanspruchungsgrößen aus dem Betrieb sein. Um im weiteren Verlauf Einflüsse qualitativ und quantitativ ermitteln zu können, werden Untersuchungsmethoden mit einer Validierungsumgebung synthetisiert. Dabei werden Größen für die Bewertung der Schwingungsreduzierungs Wirkung in der Validierungsumgebung abgeleitet. Um des Weiteren Aussagen über die Verluste und die wirkenden Mechanismen treffen zu können, werden auch hierfür Bewertungsgrößen abgeleitet. Durch Anwendung der synthetisierten Methoden werden qualitativ mögliche Einflussgrößen aus dem Tribosystem und der Beanspruchung auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem ermittelt. Forschungsfrage 1, mit den zugehörigen Teilforschungsfragen, widmet sich diesen Zielen.

Forschungsfrage 2

Wie muss das Tribosystem gestaltet werden, um wirkende Mechanismen hin zu einer verbesserten schwingungsreduzierenden Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt⁶ zu beeinflussen? Wie müssen dazu relevante Betriebsgrößen⁷ eingestellt werden?

Teilforschungsfrage 2.1

Wie kann das dynamische Reibungszahlverhalten⁸ im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt beschrieben werden?

Teilforschungsfrage 2.2

Wie können der Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt zugrundeliegende Wirkmechanismen ergründet werden?

⁵ Mögliche Einflussgrößen aus dem Tribosystem, vgl. Kapitel 2.6.1 und 2.7

⁶ Definition siehe Glossar

⁷ Relevante Betriebsgrößen: aus dem Beanspruchungskollektiv identifizierte Einflussgrößen

⁸ Definition siehe Glossar

Teilforschungsfrage 2.3

Welche Korrelationen können zwischen identifizierten Einflussgrößen und dem Übertragungsverhalten⁹ ermittelt werden?

Mit Forschungsfrage 2 wird untersucht, welche Zusammenhänge zwischen den in Forschungsfrage 1 identifizierten Einflussgrößen und dem Übertragungsverhalten im nasslaufenden Friktionskontakt vorliegen. Im Hinblick auf den Zielkonflikt zwischen Komfort und Effizienz wird mit dieser Forschungsfrage auch untersucht, ob Unterschiede in den Wirkmechanismen vorliegen und durch welche Einflussgrößen effiziente Wirkmechanismen begünstigt werden können. Um die ermittelten Zusammenhänge in anwendungsnahe Auslegungs- und Gestaltungsempfehlungen überführen zu können, wird untersucht, inwieweit das dynamische Reibungszahlverhalten im Friktionskontakt mit den Wirkmechanismen und der effizienteren Schwingungsreduzierungswirkung korreliert. Hierfür wird untersucht, wie das dynamische Reibungszahlverhalten im Friktionskontakt des nasslaufenden Lamellenpakets beschrieben werden kann. Zur Beantwortung von Forschungsfrage 2 werden aus den ermittelten Erkenntnissen Handlungsempfehlungen und Modelle für Korrelationen zwischen Einfluss- und Zielgrößen abgeleitet. Forschungsfrage 2 und die entsprechenden Teilforschungsfragen sind diesen Zielen gewidmet.

Forschungsfrage 3

Ermöglicht das generierte Wissen eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen sowie eine gezielte Gestaltung eines Tribosystems für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung?

Mit Forschungsfrage 3 soll das in Forschungsfrage 1 und Forschungsfrage 2 generierte und synthetisierte Wissen evaluiert werden. Zur Beantwortung werden die Modelle durch experimentelle Daten validiert und Grenzen der Modellbildung erörtert. Des Weiteren wird mit den Handlungsempfehlungen eine neue Entwicklungsgeneration gestaltet, die in der Validierungsumgebung in anwendungsnahen Betriebsbereichen untersucht und mit dem Referenzsystem im selben Betriebsbereich verglichen wird. Forschungsfrage 3 widmet sich diesem Ziel.

⁹ Definition siehe Glossar

4 Forschungsvorgehen

Das Vorgehen, um die Forschungsfragen zu beantworten, wird im Folgenden aufgezeigt. Als Basis dient dabei das Framework der Design Research Methodology (DRM) nach Blessing und Chakrabarti (2009). Das Forschungsvorgehen ist in Abbildung 4.1 grafisch veranschaulicht. Den relevanten Phasen der DRM wird jeweils eine zentrale Forschungsfrage (FF) zugeordnet. Außerdem werden die Kapitel dieser Forschungsarbeit den jeweiligen Phasen zugeordnet.



Abbildung 4.1: Forschungsvorgehen in dieser Forschungsarbeit auf Basis des DRM Framework nach Blessing und Chakrabarti (2009), in Anlehnung an Klotz (2022)

Zu Beginn wurde durch die Research Clarification (RC) der Stand der Forschung erarbeitet und der Forschungsbedarf geklärt. Dabei wurde die Forschungslücke und der zu erwartende Forschungshub herausgearbeitet. Das Ergebnis der RC stellt das Zielsystem dieser Forschungsarbeit mit Grundannahmen und abgeleiteten Forschungsfragen dar.

Die darauffolgenden Phasen werden in mehreren Iterationen aus Analyse und Synthese im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführt. Die Deskriptive Studie I (DS I) beginnt in dieser Forschungsarbeit mit einer Analysephase, in der Bewertungsgrößen ermittelt und festgelegt werden. Auf Basis dieser Bewertungsgrößen werden in der Präskriptiven Studie (PS) Untersuchungsmethoden entwickelt und synthetisiert, welche die Untersuchung der Schwingungsreduzierung und der Wirkmechanismen ermöglichen und zur Erreichung des Forschungsziels beitragen. Dabei wird auch die Validierungsumgebung qualifiziert und weiterentwickelt. Auf die Synthesephase in der PS bzw. iterativ und parallel folgt eine Analysephase in der DS I, in der zum einen auf Basis des Stands der Forschung und zum anderen mittels experimenteller Untersuchung durch Anwendung der synthetisierten Methoden die Zusammenhänge und die Vorgänge im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt analysiert werden. Über mehrere Entwicklungsgenerationen werden insbesondere durch Variation im Tribosystem Einflüsse des Tribosystems sowie die Wirkmechanismen im Wirkflächenpaar Friktionskontakt gezielt untersucht. Anhand einer ausgewählten Entwicklungsgeneration wird außerdem der Einfluss von Betriebsgrößen grundlegend analysiert. In der anschließenden Synthesephase werden in der PS die Erkenntnisse zu Korrelationen durch Modelle und Methoden zur Modellbildung synthetisiert und so abschließend Handlungsempfehlungen abgeleitet. In der DS II werden die abgeleiteten Handlungsempfehlungen durch eine auf ihrer Basis gestalteten Entwicklungsgeneration sowie die Modelle evaluiert.

Die Evaluation der Ergebnisse und der Methoden erfolgt außerdem kontinuierlich über mehrere Jahre in einem Kreis aus fachkundigen Experten, dem Projektbegleitenden Ausschuss der IGF-Forschungsvorhaben (Industrielle Gemeinschaftsforschung) FVA 780 I, vgl. Albers, Bischofberger und Ott (2020a), und FVA 780 II, vgl. Albers, Bischofberger und Bause (2023), im Arbeitskreis Schaltbare Kupplungen und Bremsen (SK) der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA). Dieser setzt sich hierbei aus OEM (Fahrzeughersteller), Zulieferern von nasslaufenden Kupplungssystemen in verschiedenen Branchen, Lamellen- und Reibbelagherstellern sowie Chemiefirmen mit Fokus auf Öl- und Additivherstellung zusammen. Die Ergebnisse werden in diesem Rahmen regelmäßig in Sitzungen des Projektbegleitenden Ausschusses (PA) vorgestellt und diskutiert. Die Diskussionen mit den fachkundigen Experten tragen zu einer kontinuierlichen Weiterentwicklung der Methoden im Rahmen dieser Forschungsarbeit bei.

5 Gestaltung der Validierungsumgebung

In diesem Kapitel wird die Gestaltung der Validierungsumgebung, mit der die Untersuchungen zur Beantwortung der Forschungsfragen durchgeführt werden, vorgestellt. Die in Basiewicz (2020), Albers et al. (2017), Ott und Basiewicz (2017a) sowie Ott und Basiewicz (2017b) vorgestellte Validierungsumgebung wird weiterentwickelt. Zu Beginn wird die Ausgangsbasis aufgezeigt. Dabei werden zusätzliche Anforderungen an die Validierungsumgebung für die Untersuchungen im Rahmen dieser Forschungsarbeit und in zukünftigen Arbeiten identifiziert. Anschließend wird die Weiterentwicklung der Validierungsumgebung, um auch diesen zusätzlich identifizierten Anforderungen gerecht zu werden, erläutert.

5.1 Validierungsumgebung InLine-Modul

Die Validierungsumgebung zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im geregelten Dauerschlupfbetrieb unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restsystem wird nach dem IPEK-XiL-Ansatz nach Albers et al. (2016) entwickelt, vgl. Basiewicz (2020), Albers et al. (2017) sowie Ott und Basiewicz (2017a). Wie in Kapitel 2.1.3 erläutert, ermöglicht dies, die komplexen Wechselwirkungen moderner mechatronischer Systeme abzubilden und somit eine anwendungsnahe Validierung bereits in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses durchzuführen, ohne dass das Gesamtsystem in physischer Form vorliegen muss. Ein entsprechendes Modell der IPEK-XiL-Architektur ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Dabei bilden die Koppelsysteme $KS_{pp, Antrieb}$ und $KS_{vp, Antriebsmaschine}$, die die Teilsystemmodelle miteinander verbinden und Wechselwirkungen ermöglichen, sowie die virtuell abgebildeten Restsysteme auf demselben logischen Pfad zwischen Lamellenpaket und Fahrer das antriebsseitige Restsystem mit entsprechender Massenträgheit J_{An} ab. Das abtriebsseitige Restsystem wird durch die Koppelsysteme $KS_{pp, Abtrieb}$ und $KS_{vp, Abtriebsmaschine}$ sowie die physisch abgebildeten Restsysteme dazwischen und das virtuell abgebildete Fahrzeugrestsystem mit den entsprechenden Massenträgheiten J_1 bis J_4 gebildet. Die physisch umgesetzte Validierungskonfiguration mit Massenträgheiten der Restsystemmodelle ist in Abbildung 5.2 dargestellt. In Abbildung 5.3 findet sich außerdem eine Detailansicht der Prüfkammer mit Positionen relevanter Sensoren für Axialkraft (Klemm- und Reaktionskraft), Kupplungsmoment (Drehmoment am Ausgang des Lamellenpakets), Ausgangsdrehzahl (Drehzahl am Abtrieb) sowie Druck- und Temperatursensoren

der Hydraulikkreisläufe (zur Kühlung und Betätigung). (Basiewicz, 2020; Ott & Basiewicz, 2017a)

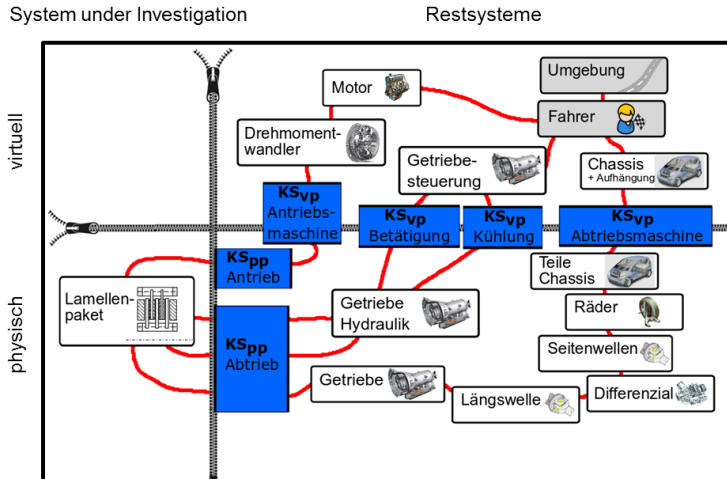


Abbildung 5.1: Modell der IPEK-XiL-Architektur der Validierungskonfiguration zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens nasslaufender Lamellenpakete unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restsystem (Basiewicz, 2020, S. 75)

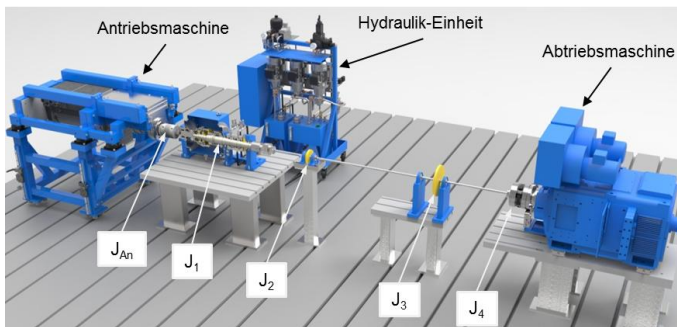


Abbildung 5.2: CAD-Modell der Validierungskonfiguration mit physischem Restsystemmodell (Basiewicz, 2020, S. 86, nach Ott & Basiewicz, 2017a, S. 5)

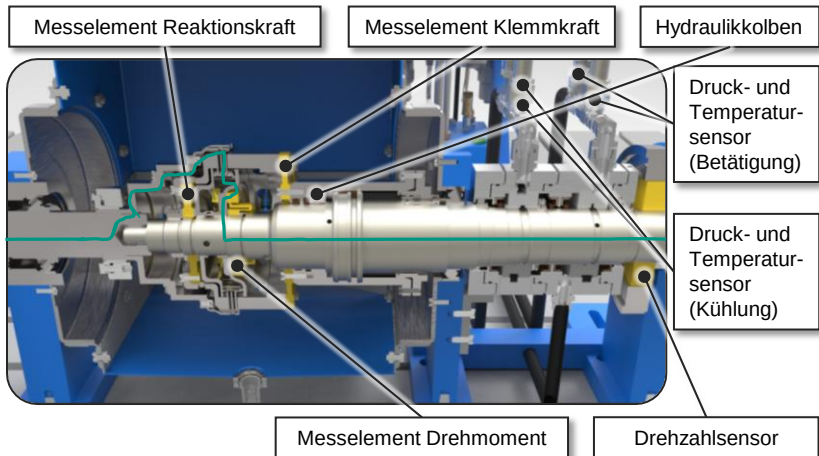


Abbildung 5.3: CAD-Modell der Prüfkammer in Schnittdarstellung mit Positionen der Messelemente, übersetzte Abbildung aus Bischofberger, Bause, Ott und Albers (2023a, S. 3), adaptiert aus Ott und Basiewicz (2017a, S. 6)

Das abtriebsseitige Restsystemmodell wird aus einem Modell mit neun Freiheitsgraden (FHG) mittels Reduktion nach Rivin und Di, vgl. Dresig und Fidlin (2020), auf ein Modell mit vier FHG reduziert, um die Komplexität zu reduzieren (Basiewicz, 2020). Die Eigenformen der beiden Modelle sind in Abbildung 5.4 dargestellt. Grundsätzlich sollte für ein hinreichend genaues Modell die höchste Eigenfrequenz des reduzierten Modells über der höchsten Frequenz der Hauptanregenden, die untersucht werden soll, liegen. Andernfalls muss die Zahl der FHG des reduzierten Modells erhöht werden. Das auf vier FHG reduzierte Modell kann als hinreichend genau für die vorgesehenen Untersuchungen im Bereich mit Anregungsfrequenzen $f_A < 100$ Hz angesehen werden. Die näherungsweise übereinstimmenden Eigenfrequenzen zwischen dem reduzierten und dem ursprünglichen Modell mit neun FHG bestätigen dies, vgl. Abbildung 5.4. (Basiewicz, 2020; Bischofberger et al., 2023a) Die Untersuchungen in der Validierungsumgebung im Rahmen dieser Forschungsarbeit finden im Bereich bis 100 Hz statt. Mittels Tiefpassfilter werden die Messsignale gefiltert, um Messrauschen und andere Störgrößen über 100 Hz in den Auswertungen nicht zu berücksichtigen.

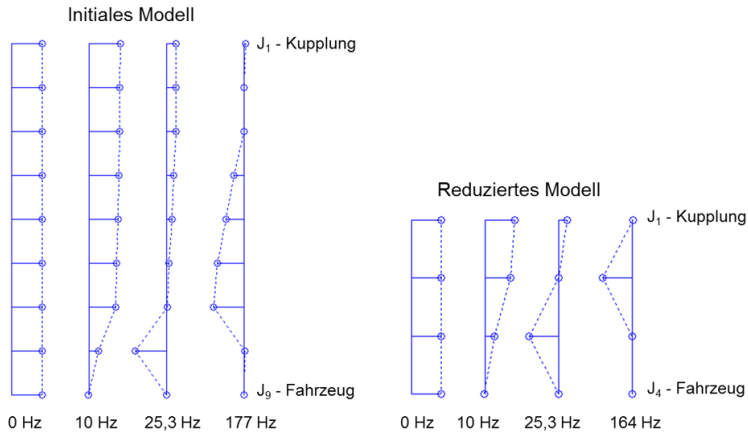


Abbildung 5.4: Eigenformen und Eigenfrequenzen des initialen Modells mit 9 FHG (links) und des reduzierten Modells mit 4 FHG (rechts) (Basiewicz, 2020, S. 68), übersetzte Abbildung aus Ott und Basiewicz (2017a, S. 4)

Erste Untersuchungen zum Reibungszahlverhalten im nasslaufenden Friktionskontakt in der Validierungskonfiguration mit Restsystemmodell wurden in Kemper et al. (2019) veröffentlicht und zeigen, im Vergleich zu den Untersuchungen ohne Berücksichtigung des physischen Restsystemmodells, deutliche Unterschiede im Reibungszahlverhalten. Für eine anwendungsnahe Validierung werden daher alle Untersuchungen im Rahmen dieser Forschungsarbeit im Aufbau mit dem physischen Restsystemmodell durchgeführt, so dass Wechselwirkungen mit dem Restsystem berücksichtigt werden. Im Rahmen der Voruntersuchungen und im Austausch mit den Experten aus der Industrie im Projektbegleitenden Ausschuss in der FVA werden außerdem nachfolgende zusätzliche Anforderungen an die Validierungsumgebung identifiziert:

- Möglichkeit zur Wärmebilanzierung,
- Konditionierung des Tribosystems auf anwendungsnahe Randbedingungen im Friktionskontakt,
- möglichst robuste Reibungszahlermittlung.

Diese Aspekte erfordern eine Weiterentwicklung der Validierungsumgebung, die im nachfolgenden Kapitel vorgestellt wird.

5.2 Weiterentwicklung der Validierungsumgebung InLine-Modul

Um eine anwendungsnahe Konditionierung des Tribosystems im Friktionskontakt zu ermöglichen, gilt es, das Kühlöl als Bestandteil des Tribosystems im nasslaufenden Friktionssystem auf eine entsprechende Eingangstemperatur zu konditionieren. Um dies möglichst präzise und mit anwendungsnahen Temperaturen zu ermöglichen, sind eine entsprechende Heizleistung und eine entsprechende Regelung im Hydraulikaggregat notwendig. Die Validierungsumgebung wird darüber hinaus um eine entsprechende Temperatursensorik erweitert, um zusätzliche Aussagen über die Wärme im und um den Friktionskontakt ableiten zu können und eine Wärmebilanzierung zu begünstigen. Außerdem werden für eine möglichst robuste Reibungszahlermittlung weitere Anpassungen vorgenommen.

5.2.1 Möglichkeit zur Wärmebilanzierung: Temperaturmessung

Bisher ermöglicht die Validierungsumgebung mittels integrierter Sensorik die Messung der Temperatur an zwei Positionen, woraus nachfolgende Aussagen über Wärme im und um den Friktionskontakt abgeleitet werden können: Zum einen lässt sich die Öleingangstemperatur ermitteln und zum anderen die Temperatur nahe des Friktionskontaktes, die durch die Messung der Stahllamellentemperatur bestimmt wird. Die Temperatur der Stahllamellen wird im Lamellenpaket durch Thermoelemente gemessen, die in Erodierbohrungen¹ in den Stahllamellen mittig eingebracht werden. Die Bohrungen werden so angebracht, dass sich die Messspitze der Thermoelemente auf Höhe des mittleren Reibradius befindet. Die Öleingangstemperatur wird mittels Temperatursensor an der Ölzuführung in die Welle gemessen, vgl. Abbildung 5.3. Durch eine Wärmebilanzierung kann die Abschätzung durchgeführt werden, welche zusätzliche Heizleistung für die Konditionierung des Kühlöls notwendig ist, um Wärmeverluste durch die Validierungsumgebung für verschiedene Umgebungstemperaturen auszugleichen. Hierfür sind weitere Temperaturmessstellen erforderlich. Außerdem können durch eine Bilanzierung der Ölausgangs- gegenüber der Öleingangstemperatur Aussagen zu Wärmeverlusten im Lamellenpaket abgeleitet werden. Hierfür muss zusätzliche Sensorik zur Bestimmung der Ölausgangstemperatur implementiert werden.

¹ Mittels Erodieren eingebrachte Bohrung, hier mit Durchmesser 0,55 mm

Die nachfolgenden Untersuchungen zur Wärmeverteilung und Implementierung der notwendigen Temperaturmessung werden im Rahmen einer studentischen Arbeit (Schürmann, 2022)² durchgeführt.

Um die Wärmeabgabe der Stahlbauteile, die nachfolgend erläutert werden, abzuschätzen, werden mit einer Thermokamera Temperaturmessungen durchgeführt. Aufgrund der Reflexionen der Stahlbauteile werden an den jeweiligen Messstellen Bereiche mit schwarzem Gewebeband appliziert, wodurch ein definierter, niedriger Reflexionsgrad eingestellt wird, vgl. z.B. Messfelder in Abbildung 5.5 (gelb). Die Absolutwerte der Oberflächentemperaturen können so mit einer hohen Genauigkeit im Bereich der Messtoleranz des Messgeräts ermittelt werden. In erster Linie ist für die Untersuchungen jedoch der relative Temperaturvergleich der Bauteile relevant, der durch die Vereinheitlichung der Oberfläche der Messstellen durch das Gewebeband qualitativ ermöglicht wird.

Das Gehäuse besitzt mit großen Oberflächen zur Wärmeabgabe an die Umgebung sowie direktem Kontakt zum Öl einen deutlichen Einfluss auf die Wärmeleitung des Gesamtsystems. Um den Wärmeübergang in verschiedenen Betriebszuständen ermitteln zu können, wird daher eine Temperaturmessung am Gehäuse implementiert. Um den Wärmeübergang des Gehäuses an die Umgebung hinreichend genau bestimmen zu können, werden für unterschiedliche Temperaturzonen am Gehäuse Temperaturmessstellen vorgesehen. Untersuchungen der Temperaturverteilung zeigen, dass die Temperatur am Deckel des Gehäuses im Konditionierungsvorgang mit stehenden Wellen deutlich geringer ausfällt als an der Unterseite. Die Unterseite befindet sich durchgängig im Kontakt mit dem Öl, wodurch ein höherer Wärmeübergang in diesem Teil des Gehäuses stattfindet. Es werden daher Temperaturmessungen durch Thermoelemente an der Unterseite sowie an der Oberseite des Gehäuses implementiert.

Für die Vorder- und die Rückseite wird insbesondere im drehenden Betrieb vereinfacht dieselbe Temperatur wie für die Oberseite angenommen, da das Öl als Wärmequelle durch die drehende Welle oben sowie an Vorder- und Rückseite verteilt wird. Dies wird durch Temperaturmessungen mittels Thermokamera bestätigt. Abbildung 5.5 zeigt die Ergebnisse dieser Messung. Für die Vorder- und die Rückwand wird daher kein weiteres Thermoelement implementiert.

² Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Für die beiden Seitenwände, die sich in axialer Wellenrichtung befinden, wird ein zusätzliches Thermoelement vorgesehen, da sich hier die Temperaturen von den restlichen Seiten des Gehäuses unterscheiden. Untersuchungen mit der Thermokamera zeigen sowohl im stehenden als auch im drehenden Betrieb der Wellen gleiche Temperaturen (im Bereich der Messunsicherheiten der Thermokamera) im oberen und unteren Teil der beiden Seitenwände. Außerdem sind die linke und die rechte Seitenwand des Gehäuses nahezu symmetrisch aufgebaut und weisen ein gleiches thermisches Verhalten auf. Dies wird ebenfalls durch Messungen mit der Thermokamera verifiziert. Schlussfolgernd wird daher ein weiteres Thermoelement an einer Seitenwand zur Messung der Temperatur implementiert, die vereinfacht für beide Seitenwände verwendet wird.

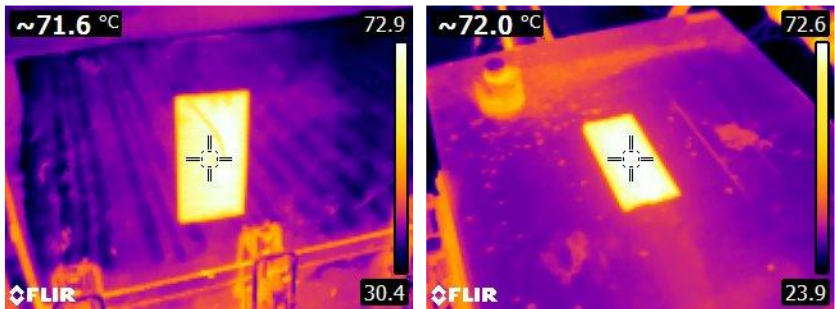


Abbildung 5.5: Mittels Thermokamera gemessene Temperatur an den Bereichen mit schwarzem Gewebeklebeband (gelb) der Gehäusevorderseite (links) sowie der -oberseite (rechts) mit drehenden Wellen und durchgängiger Kühlölzufuhr (Schürmann, 2022, S. 21–22)³

Da die Umgebungstemperatur ebenfalls einen Faktor für den Wärmeübergang und damit für die notwendige Heizleistung darstellt und diese über die Jahreszeiten gemessen um bis zu 10 K schwankt, wird auch eine Messung der Umgebungstemperatur implementiert.

Weitere Bauteile der Prüfumgebung, insbesondere die beiden direkt an das Gehäuse anschließenden Lagerböcke sowie der abtriebsseitige Ausgang mit

³ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Hydraulikeingängen, geben ebenfalls merklich Wärme an die Umgebung ab. Dies wurde im Rahmen der studentischen Arbeit ebenso mit einer Thermokamera analysiert. Da die Bauteile aber nur im indirekten Kontakt mit dem Kühlöl aus der Kupplung stehen und vor allem durch direkten Wärmeübergang vom Gehäuse erwärmt werden, kann hier eine Abschätzung mittels Näherung auf Basis der gemessenen Temperaturen der Gehäuseteile erfolgen.

Insgesamt werden vier zusätzliche Thermoelemente angebracht: drei am Gehäuse der Prüfkammer sowie eines zur Messung der Umgebungstemperatur. Die Thermoelemente am Gehäuse werden mittels Wärmeleitpaste mit der zu vermessenden Oberfläche verbunden. Deren Position sowie die der weiteren Temperatursensoren sind in Abbildung 5.6 dargestellt. Das Thermoelement zur Messung der Umgebungstemperatur wird mit in der Luft freistehender Messspitze in Gehäusenähe angebracht.

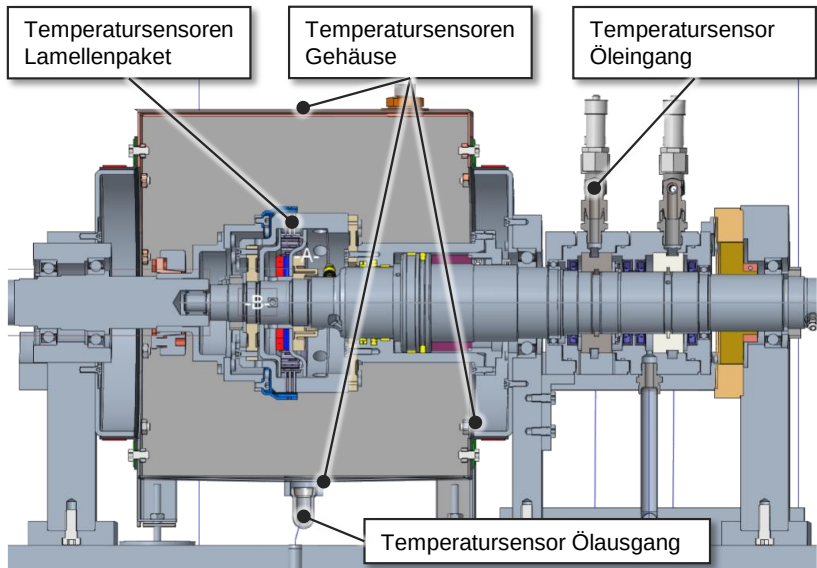


Abbildung 5.6: Positionen der Temperatursensoren in der Validierungsumgebung, adaptiert aus Schürmann (2022, S. 9)⁴

Zur Verifizierung der Messung der Öltemperaturen, um die Reibleistung im Schlupfbetrieb bilanzieren zu können, werden die Öltemperaturen in zwei exemplarischen Versuchen im Dauerschlupfbetrieb mit veränderter Grundsclupfdrehzahl ($n_s = 20 \text{ min}^{-1}$, orange und $n_s = 10 \text{ min}^{-1}$, blau) bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen untersucht. Die Öleingangstemperatur wird auf 80 °C geregelt. Die Versuche werden nacheinander durchgeführt, wobei mit der höheren Grundsclupfdrehzahl begonnen wird. Die ermittelten Temperaturverläufe sind zur besseren Vergleichbarkeit gemeinsam in Abbildung 5.7 dargestellt.

⁴ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

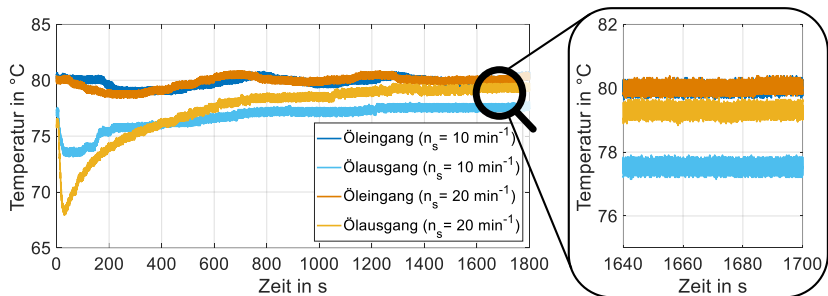


Abbildung 5.7: Temperaturverläufe der Öleingangs- und der Ölausgangstemperatur für zwei unterschiedliche Grundschlupfdrehzahlen n_s im dynamischen Dauerschlupfbetrieb⁵ mit vergrößertem Ausschnitt (rechts)

Aufgrund der Wärmeabgabe an die Umgebung, vgl. auch vorherige Abschnitte, liegt eine geringere Ölausgangstemperatur gegenüber der Öleingangstemperatur vor. Der Temperaturabfall am Ölausgang zu Beginn der Versuche, vgl. in Abbildung 5.7, ist durch eine erhöhte Wärmeabgabe des aus dem Lamellenpaket austretenden Öls an die oberen Gehäuseteile im drehenden Betrieb bedingt. Das Gehäuse weist bei Beginn des Versuchs mit $n_s = 10 \text{ min}^{-1}$ eine höhere Restwärme durch den vorangehenden Versuch auf. Im thermisch quasistationären Zustand, vgl. vergrößerter Ausschnitt in Abbildung 5.7, lässt sich eine höhere Ölausgangstemperatur bei der höheren Grundschlupfdrehzahl (gelb) gegenüber der Ölausgangstemperatur bei der geringeren Grundschlupfdrehzahl (blau) beobachten. Dies verdeutlicht, dass ein erhöhter Wärmeeintrag im Friktionskontakt vorliegt, der aus einer erhöhten Reibleistung aufgrund der höheren Differenzdrehzahl, vgl. Gleichung 2.12, resultiert. Die Messung der Öltemperaturen für eine Bilanzierung der Reibleistung im Schlupfbetrieb kann damit verifiziert werden. Mithilfe der Öleingangs- und der neu implementierten Ölausgangstemperatur, können über eine Wärmebilanzierung die im Friktionskontakt resultierende Wärme und darüber die Reibleistung im Dauerschlupfbetrieb bilanziert werden. Mit den zusätzlichen Sensoren wird eine Methode zur Ermittlung der Wärmeverluste im Rahmen von zwei studentischen

⁵ Beschreibung erfolgt im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, vgl. Kapitel 6; Definition siehe Glossar

Arbeiten entwickelt, vgl. Schürmann (2022)⁶ und Hoffstetter (2023)⁷. Die damit abgeschätzten Wärmeverluste werden herangezogen, um die für die Ölkonditionierung notwendige Heizleistung zu betrachten, vgl. im nächsten Kapitel 5.2.2.

5.2.2 Ölkonditionierung und Hydraulikeinheit

Für das Reibungszahlverhalten relevante Eigenschaften des Kühllöls wie die Viskosität sind stark temperaturabhängig, weswegen eine Vorkonditionierung des Kühllöls im Friktionskontakt für anwendungsnahe und aussagekräftige Untersuchungen notwendig ist. Wie bereits erläutert, unterliegt die Umgebungstemperatur der Validierungsumgebung über verschiedene Jahreszeiten Temperaturschwankungen. So weist die mit dem zuvor implementierten Temperatursensor, vgl. Kapitel 5.2.1, gemessene Umgebungstemperatur T_U zu verschiedenen Jahreszeiten Werte zwischen ca. 17 °C und 27 °C auf. Die Konditionierung des Kühllöls ist daher auch für eine Reproduzierbarkeit der Untersuchungen notwendig.

Zur Konditionierung des Kühllöls sind in der Hydraulikeinheit der Validierungsumgebung spezielle Heizelemente vorgesehen. Diese zeichnen sich durch eine große Oberfläche aus, um das Öl gleichmäßig und mit geringer Oberflächenbelastung, hier ca. 1,5 W/mm², zu erwärmen (HBE GmbH, 2023). Durch die geringe Oberflächenbelastung wird eine Schädigung des Öls durch Temperatur-Hotspots verhindert. Die installierte Systemheizleistung für den Kühllölkreislauf beträgt in Summe 1,2 kW durch drei Heizelemente mit je 400 W Leistung.

Für jedes Tribosystem werden mindestens 16 Liter Öl in den Kühllölkreislauf gegeben. Durch das, für die vorgesehenen Ölvolumenströme, verhältnismäßig große Ölvolumen wird zum einen für eine Reserve im Tank gesorgt. Hiermit wird sichergestellt, dass auch bei höherer Viskosität des Öls, insbesondere zu Beginn des Konditionierungsvorgangs, und damit bei reduziertem Rücklauf des Öls, eine ausreichende Versorgung gegeben ist und ein Unterschreiten der Mindestfüllmenge im Tank möglichst verhindert wird. Zum anderen können dadurch Ölalterungseffekte bzw. Veränderungen im Öl durch z. B. Verschleiß im Rahmen der Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit relativiert werden. Grundsätzlich werden die Untersuchungen dabei in Betriebsbereichen mit, im Hinblick auf Leistungsgrenzen

⁶ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

⁷ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

und mögliche Schädigungen, geringen Beanspruchungen durchgeführt, weswegen Ölalterungseffekte vernachlässigt werden können. Dies wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit auch durch ein stabiles Reibungsverhalten und wiederholbare Ergebnisse gezeigt.

Die Vorkonditionierung des Kühllöls ist bisher mit der Systemheizleistung von 1,2 kW zeitlich aufwändig und dauert mindestens mehrere Stunden. Öleingangstemperaturen von 80 °C und mehr werden außerdem bei geringen Umgebungstemperaturen mit den Heizelementen, ohne zusätzlichen Wärmeeintrag durch z. B. Reibenergie, nicht oder nur sehr langsam erreicht. Exemplarisch verdeutlicht dies zum einen eine auszugsweise Messung der Öleingangstemperatur während eines Konditionierungsvorgangs bei verhältnismäßig geringer Umgebungstemperatur (Jahreszeit Winter, geschätzte Umgebungstemperatur $T_U \approx 17,5\text{ °C}$), die in Abbildung 5.8 links aufgezeigt ist. Es ist zu erkennen, dass die Öleingangstemperatur nur langsam (im abgebildeten Bereich um ca. 7,3 K/h) ansteigt. Zum anderen wird im Rahmen der studentischen Arbeit (Hoffstetter, 2023)⁸ über eine Abschätzung der Wärmeverluste unter Verwendung der zusätzlichen Sensorik, vgl. vorheriges Kapitel 5.2.1, ermittelt, dass ungefähr ab Umgebungstemperaturen von $T_U < 17,5\text{ °C}$ eine Systemheizleistung von mindestens 1,2 kW notwendig ist, um das Öl auf 80 °C konditionieren zu können.

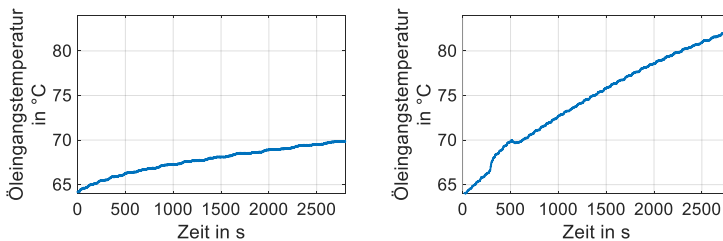


Abbildung 5.8: Kühllölkonditionierung: Auszug aus dem Verlauf der Öleingangstemperatur mit unterschiedlicher Systemheizleistung, links 1,2 kW, rechts 1,8 kW

⁸ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Um zukünftige Untersuchungen auch mit höheren Öleingangstemperaturen und die Konditionierung mit reduziertem zeitlichem Aufwand zu ermöglichen, gilt es, die Wärmezufuhr zur Konditionierung zu erhöhen oder die Wärmeabfuhr zu reduzieren. Die Konditionierung soll ohne Energieeintrag aus dem Friktionssystem erfolgen, um das Tribosystem nicht vorzubelasten. Die Schlauchleitungen sind bereits thermisch isoliert. Eine Isolation der gesamten Validierungsumgebung stellt hinsichtlich der Zugänglichkeit – sowohl antriebs- als auch abtriebsseitig drehende Teile und Montageaufwände beim Wechsel der Lamellenpakete – keine geeignete Lösung dar. Daher wird eine Erhöhung der Heizleistung im Kühlöltank angestrebt. Der verfügbare Bauraum erlaubt den Einbau längerer Heizelemente mit demselben Funktionsprinzip, so dass weiterhin eine schonende Erwärmung mit unveränderter Oberflächenbelastung ermöglicht wird.

In der weiterentwickelten Validierungsumgebung werden drei neue Heizelemente desselben Typs, jedoch mit je 600 W Leistung, anstelle der bisherigen Heizelemente integriert. Die Heizleistung für den Kühlölkreislauf beträgt dadurch in Summe 1,8 kW. Die Anpassung führt damit zu einer 50 % höheren möglichen Heizleistung im Kühlöltank.

Eine Verifizierung, ob die notwendige Zeit zur Vorkonditionierung deutlich reduziert werden konnte und ob eine Öleingangstemperatur von 80 °C und mehr auch bei geringeren Umgebungstemperaturen ermöglicht wird, erfolgt durch eine experimentelle Untersuchung. Dabei wird ein Vergleich des Konditionierungsvorgangs mit 1,2 kW und 1,8 kW Systemheizleistung durch die auszugsweise Messung der Öleingangstemperatur durchgeführt. Die Temperaturverläufe sind in Abbildung 5.8 dargestellt.

Die Umgebungstemperaturen der beiden Konditionierungsvorgänge werden aufgrund der Durchführung im Dezember und im Februar als näherungsweise gleich – in einem für die Umgebung geringen Temperaturbereich liegend – angenommen. Vergleichbare Messungen zu ähnlichen Jahreszeiten der Folgejahre mit dem zuvor implementierten Sensor für die Umgebungstemperatur mit Umgebungstemperaturen T_U zwischen 17,5 °C (Januar) und 18 °C (Februar) bestätigen dies. Der Vergleich in Abbildung 5.8 zeigt einen deutlichen Unterschied in der Steigung der Öleingangstemperatur. Im linken Verlauf mit Zeitfenster von ca. 45 Minuten bei 1,2 kW Systemheizleistung erhöht sich die Temperatur um ca. 6 K, wohingegen in der gleichen Zeitspanne im rechten Verlauf mit 1,8 kW Systemheizleistung eine Zunahme von über 15 K erreicht wird. Im betrachteten Temperaturbereich liegt bereits eine verhältnismäßig hohe Verlustleistung durch die Wärmeabgabe an die Umgebung vor, weswegen bei 1,2 kW Systemheizleistung gegenüber 1,8 kW Systemheizleistung, eine deutlich geringere zusätzliche Leistung zur weiteren

Erwärmung und Temperaturerhöhung gegeben ist und die Öleingangstemperatur daher nur noch gering steigt. Die erhöhte Heizleistung im System mit 1,8 kW Systemheizleistung führt zu einer deutlichen Reduzierung der Konditionierungszeit.

Im nächsten Schritt wird die Regelung der Öleingangstemperatur betrachtet. Bisher weist die Öleingangstemperatur verhältnismäßig große Schwankungen auf. Mit den Experten des PA und auf Basis ihrer Erfahrung aus der Praxis wird hierfür eine Einstellung der Öleingangstemperatur $T_{\text{öl,in}}$ im Bereich $\Delta T_{\text{öl,in}} \pm 2 \text{ K}$ um die Solltemperatur angestrebt. Mögliche Einstellparameter zur Regelung sind dabei das Aus- bzw. das Einschalten der einzelnen Heizelemente, um die Temperatur zu erhöhen (Einschalten), sowie die Öffnung des Ventils der Kühlwasserzufuhr zum Hydraulikaggregat, um die Temperatur zu reduzieren. Die Regelung ist entsprechend träge, da das Abschalten eines Heizelements nicht direkt zur einer vollständig abgeschalteten Wärmezufuhr (Heizleistung 0 W) führt, da es noch Restwärme aufweist. Die Einstellung auf $\Delta T_{\text{öl,in}} \pm 2 \text{ K}$ wird durch Anpassung der Einschalt- und der Abschaltkriterien der einzelnen Heizelemente erreicht und im weiteren Verlauf der Untersuchungen in dieser Arbeit so verwendet.

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird durch eine studentische Arbeit (Hoffstetter, 2023)⁹ noch eine weitere Optimierung der Regelung der Öleingangstemperatur vorgenommen, die in zukünftigen Untersuchungen eine noch geringere Schwankung der Öleingangstemperatur $\Delta T_{\text{öl,in}}$ erreichen soll. Hierzu werden die Einschalt- und Abschaltkriterien durch empirische Untersuchung weiter optimiert.

Zur Verifizierung der Implementierung neuer Temperatursensoren, der präziseren Regelung der Öleingangstemperatur sowie einer kürzeren Konditionierungszeit durch eine erhöhte Systemheizleistung erfolgt ein Vorkonditionierungsvorgang des Öls auf eine Solltemperatur von $T_{\text{öl,in,Soll}} = 80 \text{ °C}$. Die Vorkonditionierung wird bei einer Umgebungstemperatur $T_{\text{U}} \approx 17,5 \text{ °C}$ durchgeführt. Abbildung 5.9 zeigt die gemessenen Temperaturverläufe. Es ist ersichtlich, dass unter den gegebenen Randbedingungen der Vorkonditionierungsvorgang nach ca. 1,5 h abgeschlossen ist. Die teilweise entgegengesetzten Verläufe von TE 1 (Temperatur Unterseite) und TE 3 (Temperatur Seitenwand) deuten auf unterschiedliche Ölstandshöhen am Boden des Gehäuses hin, die aus einem un stetigen Ölrückfluss resultieren. Die variierende Höhe des Ölstands wurde durch nachgelagerte Messungen verifiziert. Die Höhe des Ölstands hat keinen Einfluss auf die Untersuchungen am Lamellenpaket, das durchgängig höher als der Ölstand des rückfließenden Öls liegt.

⁹ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Durch die erhöhte Heizleistung kann die Zeit zur Konditionierung und Vorbereitung der jeweiligen Versuche reduziert werden. Außerdem kann durch die optimierte Regelungseinstellung eine konstante Einstellung der Öleingangstemperatur mit für die Untersuchungen im Rahmen dieser Forschungsarbeit ausreichender Genauigkeit ($\Delta T_{\text{öl,in}} \pm 2 \text{ K}$) erreicht werden, vgl. auch Abbildung 5.9.

Im Rahmen der Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit wird eine Regelungseinstellung für eine Eingangstemperatur des Kühllöls im Bereich $\Delta T_{\text{öl,in}} \pm 2 \text{ K}$ verwendet. Dies wird zum einen mit den Experten im PA als anwendungsnahe Größenordnung festgelegt, zum anderen wird damit eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse sichergestellt. Eine noch präzisere Einstellung kann für zukünftige Untersuchungen, wenn eine feinere Einstellung der Kühllöltemperatur benötigt wird, verwendet werden.

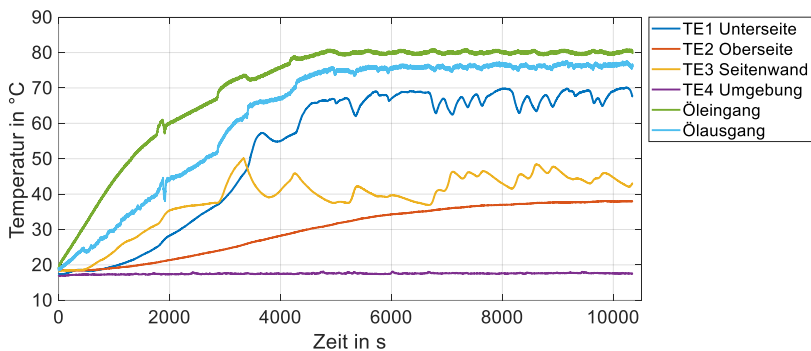


Abbildung 5.9: Temperaturverläufe während einer exemplarischen Kühllölkonditionierung auf die Solltemperatur $T_{\text{Oel,in,Soll}} = 80 \text{ °C}$

5.2.3 Robustheit Reibungszahlermittlung (Axialkraft)

Das Reibungszahlverhalten soll möglichst robust ermittelbar sein. Abbildung 5.10 zeigt exemplarisch den Verlauf der mittleren Reibungszahl jeder Synchronisierungsschaltung während eines Einlaufs in der Validierungsumgebung mit ungenauer axialer Positionierung des Außenlamellenträgers. Es ist zu erkennen, dass die Reibungszahl deutlichen Schwankungen unterliegt, was hauptsächlich auf

Schwankungen der Axialkraft und daraus resultierend auf die anliegende Flächenpressung zurückzuführen ist.

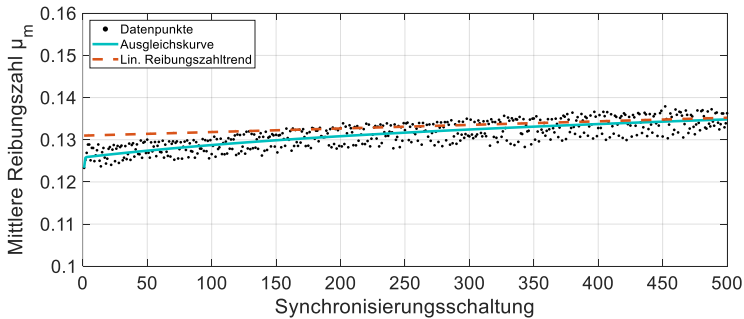


Abbildung 5.10: Exemplarischer Einlauf mit ungenauer axialer Positionierung des Außenlamellenträgers, Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve (Ausschnitt), adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 26)

Situationsanalyse und Problemeingrenzung zeigen, dass die Axialkraft variablen Schwankungen unterliegt, je nach Montage und axialer Positionierung des Außenlamellenträgers. Für den Lamellenträger ist konstruktiv keine definierte axiale Positionierung durch einen festen Anschlag vorgesehen, da dies einen nicht vorgesehenen Kontakt zwischen An- und Abtriebswelle verursachen kann. Es wird daher eine Lösung mittels Montagehinweis implementiert. Die optimale Positionierung des Außenlamellenträgers wird anhand einer Sichtkante festgelegt und in der Montageanleitung bebildert ergänzt. Durch die Ergänzung und die Festlegung, kann die axiale Positionierung mit guter und ausreichender Genauigkeit sowie Reproduzierbarkeit auch bei Montage durch wechselnde Montierende sichergestellt werden.

Die Streuung der mittleren Reibungszahlen ist im Einlaufprozess bei Montage unter Einhaltung der definierten Positionierung gegenüber vorherigen Messungen deutlich reduziert. Exemplarisch ist in Abbildung 5.11 ein entsprechender Einlauf mit genauer Positionierung des Außenlamellenträgers gemäß des ergänzten Montagehinweises dargestellt. Es lässt sich eine geringe und gegenüber dem Einlauf in Abbildung 5.10 deutlich reduzierte Streuung der mittleren Reibungszahl erkennen.

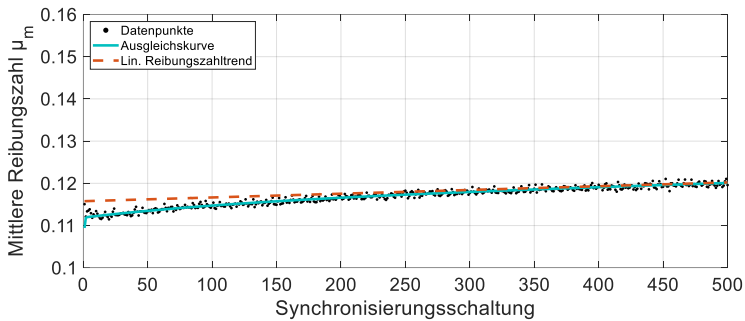


Abbildung 5.11: Exemplarischer Einlauf mit genauer axialer Positionierung des Außenlamellenträgers, Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 24)

5.3 Fazit zur Validierungsumgebung

Die weiterentwickelte Validierungsumgebung ermöglicht eine robustere und reproduzierbarere Untersuchung des dynamischen Übertragungsverhaltens unter möglichst konstanten Bedingungen im nasslaufenden Frikionskontakt. Die weiterentwickelte Validierungsumgebung bietet die folgenden optimierten bzw. zusätzlichen Funktionen:

- Eine anwendungsnahe, genaue und zeitoptimierte, dennoch schonende Konditionierung des Kühllöls als Bestandteil des Tribosystems.
- Eine reproduzierbare Konditionierung auch bei veränderten Umgebungsbedingungen im Hinblick auf Umgebungstemperaturen der Validierungsumgebung.
- Eine Konditionierung des Kühllöls auch auf Untersuchungsbereiche mit Kühleingangstemperaturen $> 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Eine erweiterte Möglichkeit zur Wissensgenerierung über den Wärmehaushalt durch die erweiterte Temperaturmessung. Damit ergibt sich insbesondere die Möglichkeit zur Wärmebilanzierung und Messung der Ölausgangstemperatur, wodurch eine Abschätzung der notwendigen

Heizleistung für verschiedene Umgebungstemperaturen sowie der Verlustleistungen im Friktionskontakt ermöglicht wird.

- Eine robuste Reibungszahlermittlung und damit die Begünstigung einer robusten Untersuchung des dynamischen Übertragungsverhaltens.

Durch die Validierungsumgebung kann eine erste Beantwortung von Teilforschungsfrage 1.1 stattfinden. Die vollständige Beantwortung der Teilforschungsfrage folgt im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit an entsprechender Stelle, vgl. Kapitel 6.8.

Teilforschungsfrage 1.1

Wie kann die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem untersucht und bewertet werden?

6 Methodensynthese

In diesem Kapitel werden die im Rahmen der Forschungsarbeit und zur Erreichung des Forschungsziels entwickelten und synthetisierten Methoden vorgestellt. Die Methodensynthese umfasst dabei die Erforschung, die Entwicklung und die Konkretisierung von Methoden durch den stetigen Wechsel aus Analyse- und Syntheseaktivitäten. Die Methoden ermöglichen in Kombination mit der Validierungsumgebung eine Erforschung der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb* im nasslaufenden Friktionskontakt. Die Methoden wurden zum Teil bereits vorab in Zeitschriften oder auf Konferenzen veröffentlicht. Auf die zugehörigen Veröffentlichungen wird im jeweiligen Abschnitt verwiesen.

6.1 Einlauf der Tribosysteme

Zu Beginn der Untersuchungen mit einem neuen Tribosystem wird ein Einlauf durchgeführt, um das jeweilige Tribosystem in den Zustand eines möglichst stabilen Reibungsverhaltens zu überführen. Für den Einlauf wird eine festgelegte Anzahl an Synchronisierungsschaltungen zwischen An- und Abtrieb nach der Einlaufmethode aus Albers et al. (2020a) sowie Basiewicz (2020) durchgeführt. Dabei wird für jede Synchronisierungsschaltung die mittlere Reibungszahl ermittelt. Der Einlauf im nasslaufenden Lamellenpaket gilt nach Völkel et al. (2019) als abgeschlossen, wenn die Reibungszahl einem linearen Trend folgt. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit beläuft sich die Anzahl der Synchronisierungsschaltungen im Einlauf je Tribosystem in der Regel auf 500 Schaltungen. Die weiteren Parameter des Einlaufs sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.10. Der jeweilige Verlauf der mittleren Reibungszahl über den Synchronisierungsschaltungen x wird durch Gleichung 6.1 angenähert und als Ausgleichskurve der Funktion $f_1(x)$ dargestellt. Dabei stellen a , b , c und d Regressionsparameter dar, die je nach Tribosystem und Einlauf unterschiedliche Werte annehmen. Ergänzend wird eine lineare Trendlinie als Funktion $f_2(x)$ des Reibungszahlverlaufs nach Gleichung 6.2 dargestellt. (Albers et al., 2023, nach Völkel et al., 2019) Exemplarisch ist ein solcher Verlauf für den Einlauf eines Tribosystems im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit in Abbildung 7.3 dargestellt, vgl. Kapitel 7.2.1.

$$f_1(x) = a - b^{x+c} + d \cdot (x - 500) - 0,05^{x+1} \quad 6.1$$

$$f_2(x) = a + d \cdot (x - 500) \quad 6.2$$

Die Methode wird für den Einlauf aller neuen Tribosysteme der Entwicklungsgenerationen im Rahmen dieser Forschungsarbeit angewendet. Des Weiteren wird bei einem Wiedereinbau eines Tribosystems jeweils ein Wiedereinlauf durchgeführt, für den sich eine reduzierte Anzahl von 100 Synchronisierungsschaltungen als ausreichend gezeigt hat.

6.2 Untersuchungsmethode

Schwingungsreduzierungs Wirkung, Effizienz und Reibungszahlverhalten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb

In Kapitel 2.6.2 wurden die Betriebszustände einer nasslaufenden Lamellenkupplung vorgestellt. Einen Betriebszustand stellt dabei der Dauerschlupfbetrieb dar, bei dem die Kupplung durch gezielte Einstellung bzw. Regelung mit einer Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb betrieben wird. In dieser Forschungsarbeit wird vom dynamischen Dauerschlupfbetrieb gesprochen, wenn dem Dauerschlupfbetrieb anwendungsnah eine gezielt eingebrachte Anregung (Drehschwingung) überlagert wird und damit eine periodische Veränderung der Differenzdrehzahl bzw. der Gleitgeschwindigkeit im Wirkflächenpaar des Friktionskontakts vorliegt. Die Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit werden vorwiegend im dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt.

Die übergeordnete Methode zur Untersuchung der Schwingungsreduzierungs Wirkung, der Effizienz und des Reibungszahlverhalten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb umfasst die folgenden Schritte: Begonnen wird mit dem Einlauf eines neuen bzw. einem Wiedereinlauf eines wiederverwendeten Tribosystems, vgl. Kapitel 6.1. Anschließend werden Versuche im dynamischen Dauerschlupfbetrieb in ausgewählten Betriebsbereichen, auf die im jeweiligen Abschnitt in dieser Forschungsarbeit entsprechend verwiesen wird, durchgeführt. Dabei wird vor Versuchsbeginn das Kühlöl auf eine geforderte Öleingangstemperatur, hier i. d. R. $T_{\text{Öl,in}} = 80^\circ\text{C}$ mit $\Delta T_{\text{Öl,in}} \pm 2\text{ K}$, wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben, entsprechend

vorkonditioniert. Abschließend werden die Versuche im ausgewählten Untersuchungsbereich, vgl. nachfolgende Erläuterung, ausgewertet und entsprechende Bewertungsgrößen ermittelt, die dann z. B. für verschiedene Tribosysteme oder Beanspruchungen gegenübergestellt werden. Die Bewertungsgrößen werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels eingeführt, vgl. Kapitel 6.4 bis Kapitel 6.6.

Nachfolgend wird die Einstellung des Untersuchungsbereichs im dynamischen Dauerschlupfbetrieb genauer beschrieben. Die Methode wurde in ähnlicher Form vorab u. a. in Albers et al. (2020a) und Kemper et al. (2019) veröffentlicht. Abbildung 6.1 zeigt für einen Versuch den Verlauf der Drehzahlen, der Drehmomente und der Axialkräfte.

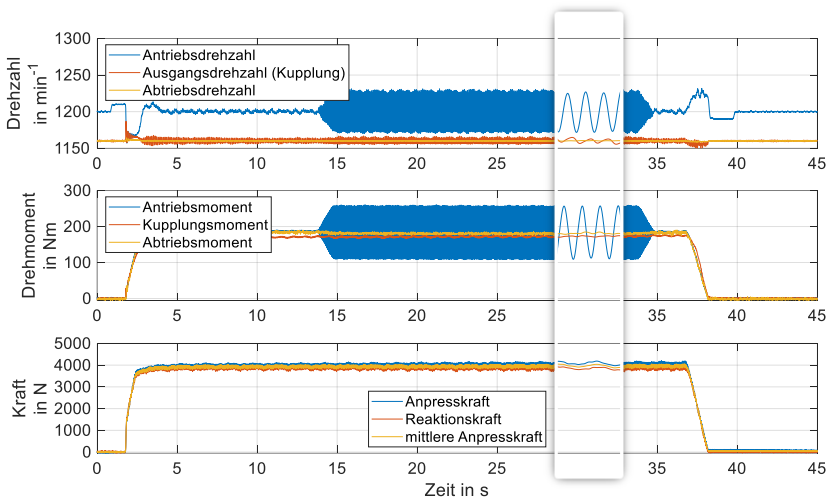


Abbildung 6.1: Versuchsablauf Dynamischer Dauerschlupfbetrieb mit ausgewählten Messgrößen, exemplarisch für einen Versuch, der vergrößerte Zeitausschnitt beträgt ca. $\Delta t \approx 85$ ms

Zu Beginn eines Versuchs werden Antriebs- und Abtriebsmaschine ohne Last und bei geöffneter Kupplung mit einer vorgegebenen Differenzdrehzahl beaufschlagt. Hierfür wird an der Antriebsmaschine eine Drehzahl vorgegeben. Die Drehzahl der Abtriebsmaschine ergibt sich entsprechend aus der vorgegebenen Differenzdrehzahl. Da die Temperatur der Stahllamellen aus einem vorangehenden Versuch noch erhöht sein kann, wird außerdem vor jedem neuen Versuch sichergestellt,

dass die Temperatur in jeder Stahllamelle auf die eingestellte Temperatur des Kühlöls, im Rahmen der Forschungsarbeit i. d. R. 80 °C, abgesunken ist. Hierdurch werden möglichst vergleichbare thermische Ausgangsbedingungen sichergestellt. Die Kupplung wird dann mittels Drucksteuerung aktyviert, vgl. Abbildung 6.1 im Bereich um $t = 2$ s. Der einzustellende Druck wird entsprechend der im Friktionskontakt gewünschten Flächenpressung vorgegeben. An- und Abtrieb werden zunächst synchronisiert. Durch das Aufbringen eines entsprechenden Drehmoments wird bei geschlossener Kupplung eine Differenzdrehzahl (entspricht hier der Grundschlupfdrehzahl) im Lamellenpaket eingestellt (ca. zwischen $t = 2$ s und $t = 3$ s). Nachdem sich ein quasistationärer Zustand eingestellt hat, wird die Antriebsdrehzahl mit einer sinusförmigen Drehschwingung überlagert (Einstellung und Beginn der Überlagerung zwischen ca. $t = 14$ s und $t = 15$ s). Der Betriebsbereich ‚dynamischer Dauerschlupf‘ wird erreicht, sobald sich das System in einem eingeschwungenen Zustand befindet (ab ca. $t = 15$ s). Der Untersuchungsbereich, in dem die erhobenen Messgrößen ausgewertet werden, wird im Rahmen dieser Forschungsarbeit, sofern nicht anders aufgeführt, auf fünfzehn Sekunden je Versuch festgelegt. Dies stellt einen Kompromiss dar zwischen einerseits ausreichend lange, um genug Schwingperioden zu durchlaufen und so die entsprechenden Bewertungsgrößen hinreichend genau auswerten zu können, vgl. auch in Bischofberger et al. (2022b), und andererseits möglichst kurz, um die Versuchsdauer überschaubar zu halten sowie den Friktionskontakt möglichst nicht schädigend zu beeinflussen.

6.3 Untersuchungsmethode quasistationäres Reibungszahlverhalten

Das quasistationäre Reibungszahlverhalten beschreibt den angenäherten Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit durch die Ermittlung der Reibungszahlen in einzelnen quasistationären Zuständen. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit ist mit quasistationär gemeint, dass die Reibungszahl im Dauerschlupfbetrieb bei jeweils konstanter Gleitgeschwindigkeit ermittelt wird. Ähnliche Vorgehen sind auch im Stand der Forschung in Kapitel 2.7.1 aufgezeigt, vgl. u. a. Chen et al. (2001) und Ingram et al. (2011). Um das quasistationäre Reibungszahlverhalten auch in der Validierungsumgebung, anwendungsnah, bestimmen und insbesondere die Friktionssysteme mit Ölen mit verschiedenen ausgelegtem Reibungszahlverhalten vergleichen zu können, wird eine Untersuchungsmethode benötigt. Diese wird in diesem Kapitel synthetisiert und wurde in Albers et al. (2023) veröffentlicht.

Zur Ermittlung des quasistationären Reibungszahlverhaltens wird ein Dauerschlupfbetrieb mit konstanter Grundsclupfdrehzahl bei aktuierter Kupplung mit vorgegebener Flächenpressung p_F analog zum dynamischen Dauerschlupfbetrieb eingestellt. Der Betriebszustand unterscheidet sich gegenüber dem dynamischen Dauerschlupfbetrieb dahingehend, dass keine gezielte Anregung eingeleitet wird und ein quasistationärer Betriebszustand vorliegt. Die Reibungszahl kann damit näherungsweise in einem Punkt auf der Reibungszahlkurve¹ bestimmt werden. Für jeden Versuch wird die mittlere Reibungszahl über die Versuchsdauer bestimmt und als Ergebnis verwendet. Jeder Versuch wird insgesamt dreimal wiederholt, womit drei mittlere Reibungszahlen je Parameterkombination ermittelt werden. Um einen ausreichend großen relevanten Bereich an Gleitgeschwindigkeiten abzudecken und dadurch einen aussagefähigen Verlauf der Reibungszahl zu erhalten, wird die Reibungszahl für sechs Differenzdrehzahlen (sechs Stufen) zwischen $\Delta n = 5 \text{ min}^{-1}$ und $\Delta n = 50 \text{ min}^{-1}$ untersucht, was Gleitgeschwindigkeiten zwischen $v_{gl} \approx 0,045 \text{ m/s}$ und $v_{gl} \approx 0,45 \text{ m/s}$ am Umfang des mittleren Reibradius r_m entspricht.

Der relevante Parameterbereich wird zum einen im Hinblick auf relevante Betriebsbereiche im Rahmen dieser Forschungsarbeit im Dauerschlupf mit geringen Differenzdrehzahlen, zum anderen durch eine Voruntersuchung ausgewählt. Um zu hohe Temperaturen und dadurch eine direkte merkliche Schädigung des Tribosystems, insbesondere des Öls, zu vermeiden, werden im Rahmen der Voruntersuchung Grenzbereiche ermittelt. Hierbei wird ein Dauerschlupfbetrieb bei festgelegter maximaler Flächenpressung in der Validierungsumgebung untersucht, wobei die Stahllamellentemperatur der mittleren Stahllamelle (SL2) durch die beiden Thermoelemente TE02 und TE03 für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen gemessen und analysiert wird. Die Stahllamellentemperatur sollte dabei in etwa $120 \text{ }^\circ\text{C}$ nicht übersteigen, da ansonsten durch mögliche Hotspots im Friktionskontakt Schädigungen des Öls eintreten können. Das Ergebnis von zwei Versuchen im Grenzbereich ist in Abbildung 6.2 mittels Temperaturverlauf dargestellt. Hierbei wird eine mittlere Stahllamellentemperatur der wärmsten Stahllamelle noch knapp unter bzw. um $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ersichtlich, weswegen diese Parameterkombination hier als obere Grenze für die Untersuchung des quasistationären Reibungszahlverhaltens festgehalten wird.

¹ Definition siehe Glossar

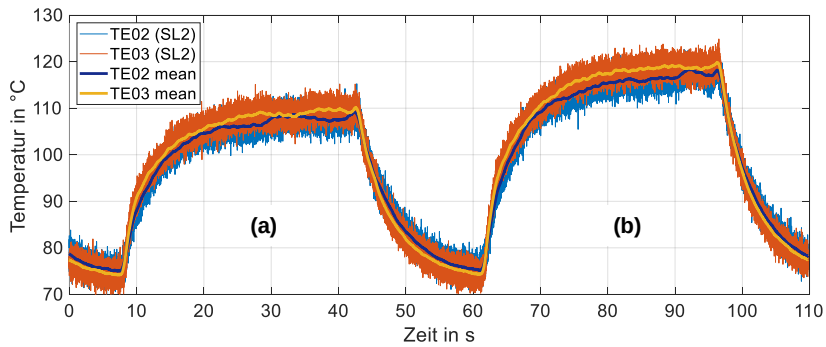


Abbildung 6.2: Stahllamellentemperatur während zwei Dauerschleppversuchen im festgelegten Grenzbereich mit $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$ und $\Delta n = 40 \text{ min}^{-1}$ (a) bzw. $\Delta n = 50 \text{ min}^{-1}$ (b)

Die ermittelten Datenpunkte der Reibungszahlen über der jeweiligen Differenzdrehzahl werden anschließend aufgetragen. Mit einem exponentiellen Ansatz nach Gleichung 6.3, der zum erwarteten Verlauf passt und mit den Daten eine hohe Modellgüte ermöglicht, wird abschließend eine Ausgleichskurve für den angenäherten Verlauf der Reibungszahl ermittelt. (Albers et al., 2023)

$$f(x) = a \cdot \exp(bx) + c \cdot \exp(dx) \quad 6.3$$

Die Methode zur Ermittlung des quasistationären Reibungszahlverhaltens ist schematisch in Abbildung 6.3 dargestellt.

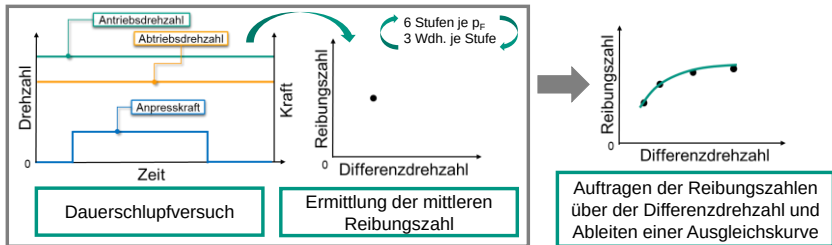


Abbildung 6.3: Methode zur Ermittlung und Auswertung des quasistationären Reibungszahlverhaltens, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73)

Das quasistationäre Reibungszahlverhalten wird in dieser Forschungsarbeit für ausgewählte Entwicklungsgenerationen für je drei verschiedene Flächenpressungen ermittelt, da – wie nach Stand der Forschung zu erwarten – die Flächenpressung ebenso einen Einfluss auf das Reibungszahlverhalten haben kann, vgl. Kapitel 2.7.1. Es resultieren somit drei Kurven für das jeweilige quasistationäre Reibungszahlverhalten eines Tribosystems. Exemplarisch ist das ermittelte quasistationäre Reibungszahlverhalten für ein Tribosystem in nachfolgender Abbildung 6.4 aufgezeigt. Auf das Ergebnis wird genauer an entsprechender Stelle in dieser Forschungsarbeit eingegangen, vgl. Kapitel 7.2.1.

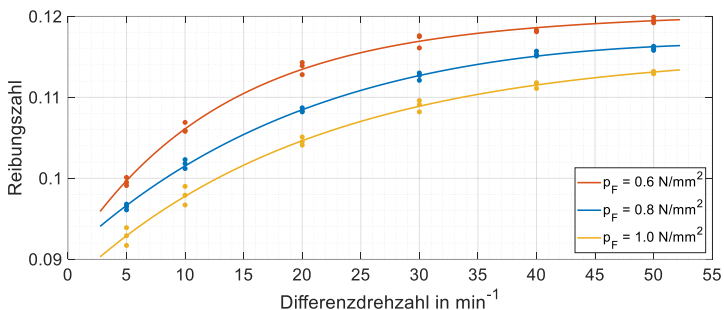


Abbildung 6.4: Exemplarisches Ergebnis des quasistationären Reibungszahlverhaltens eines Tribosystems für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73)

6.4 Dynamisches Reibungszahlverhalten

Wie im Stand der Forschung aufgeführt, verläuft die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit bei oszillierender Gleitgeschwindigkeit oft in Form einer Hysterese, vgl. auch Kapitel 2.5.2. Dies lässt sich auch in dem in dieser Forschungsarbeit untersuchten dynamischen Dauerschlupfbetrieb beobachten. Hierbei folgt durch Einbringen einer Anregung (dynamischer Dauerschlupfbetrieb, vgl. Kapitel 6.2) die Differenzdrehzahl und dadurch entsprechend die Gleitgeschwindigkeit einer periodischen Änderung. Abbildung 6.5 veranschaulicht schematisch die Differenzdrehzahl (blau) zwischen Antriebsdrehzahl (grün) und Abtriebsdrehzahl (gelb) zu zwei Zeitpunkten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird der Verlauf der Reibungszahl im Betriebszustand des dynamischen Dauerschlupfbetriebs als ‚dynamisches Reibungszahlverhalten‘ bezeichnet. (Bischofberger et al., 2022b)

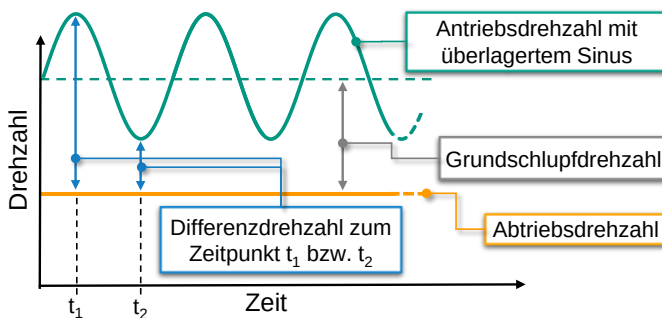
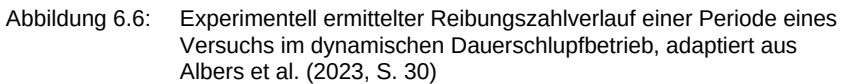


Abbildung 6.5: Exemplarische Veranschaulichung der Differenzdrehzahl (blau) zwischen Antriebsdrehzahl (grün) und Abtriebsdrehzahl (gelb) im dynamischen Dauerschlupfbetrieb zu zwei Zeitpunkten, ergänzend ist die Grundschlupfdrehzahl (grau) veranschaulicht

Um das dynamische Reibungszahlverhalten quantitativ bewerten zu können, werden in diesem Abschnitt Kennwerte eingeführt und vorgestellt, um die Reibungszahlhysterese zu beschreiben. Die Methode zur Beschreibung des dynamischen Reibungszahlverhaltens wurde vorab in der Zeitschrift ‚Tribologie und Schmierungs-technik‘ (Bischofberger et al., 2022b) sowie in einem Tagungsband (Bischofberger, Bause, Ott & Albers, 2021) veröffentlicht.



93

minimalen Gleitgeschwindigkeit. Auf Basis der beobachteten Steigungen, welche sich insbesondere im unteren und im oberen Bereich der bezogenen Gleitgeschwindigkeit unterscheiden, vgl. Abbildung 6.6, wird hierfür vereinfacht ein zweigeteilter linearer Ansatz verwendet. In Abbildung 6.7 werden anhand von zwei schematischen möglichen dynamischen Reibungszahlverläufen die im Rahmen dieser Forschungsarbeit betrachteten Kennwerte aufgezeigt. Neben den Reibungszahlgradienten wird auch die Ausdehnung der Hysterese zu deren genauerer Beschreibung herangezogen. Die Hysteresenausdehnung $d_{\max}$ wird als maximaler, orthogonal von der Reibungszahlgradientenlinie, vgl. Abbildung 6.7 in Rot, ausgehender Abstand zwischen dieser und dem oberhalb liegenden Reibungszahlverlauf festgelegt. (Bischofberger et al., 2022b) Der Kennwert liefert v. a. bei näherungsweise elliptisch verlaufenden Reibungszahlverläufen gute Aussagen und stellt eine starke Vereinfachung zur Beschreibung der Reibungshysterese dar. Die Hysteresenausdehnung wird daher v. a. in simulativer Untersuchung sowie in ausgewählten experimentellen Ergebnissen berücksichtigt. Grundsätzlich werden außerdem die minimale, die maximale sowie ein Mittelwert der Reibungszahl im Untersuchungsbereich herangezogen.

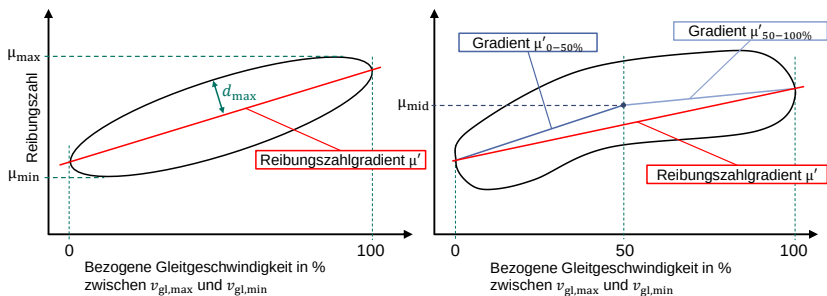


Abbildung 6.7: Kennwerte für das dynamische Reibungszahlverhalten anhand von zwei schematischen dynamischen Reibungszahlverläufen, adaptiert aus Bischofberger et al. (2022b, S. 32)

Unterschieden wird bei der Ermittlung nach ‚lokalen‘ und ‚globalen‘ Kennwerten. Für ‚lokale‘ Kennwerte wird jede Schwingungsperiode im Untersuchungsbereich einzeln ausgewertet. Bei ‚globalen‘ Kennwerten wird ein einzelner Wert, z. B. die maximale Reibungszahl, aus dem gesamten Untersuchungsbereich herangezogen. Um Abweichungen im Verlauf der einzelnen Perioden auszugleichen, wird für die ‚lokalen‘ Kennwerte ein Mittelwert über den Untersuchungsbereich bzw. über eine ausreichende Anzahl an Perioden gebildet. Im Rahmen der in dieser

Forschungsarbeit durchgeführten Untersuchungen zeigt sich ein konvergierendes Verhalten des Mittelwerts des Reibungszahlgradienten i. d. R. bereits bei < 100 Perioden. Um eine gute Aussagekraft der ermittelten Kennwerte sicherzustellen, werden für jeden Versuch die mittleren 201 Perioden eines Untersuchungsbereichs ausgewertet, vgl. auch Bischofberger et al. (2022b). Eine Übersicht über die verwendeten Kennwerte und deren Unterscheidung bei der Ermittlung in ‚lokal‘ und ‚global‘ ist in Tabelle 6.1 gegeben. (Bischofberger et al., 2022b)

Tabelle 6.1: Dynamisches Reibungszahlverhalten: im Rahmen dieser Forschungsarbeit verwendete Kennwerte und deren Ermittlung, adaptiert aus Bischofberger et al. (2022b, S. 33)

Kennwert	Ermittlung	Beschreibung
$\mu_{\max}$	Global	Maximale Reibungszahl des Versuchs
μ_{mean}	Global	Mittlere Reibungszahl des Versuchs
μ'	Lokal	Reibungszahlgradient
$\mu'_{0-50\%}$	Lokal	Reibungszahlgradient, jeweils im Bereich 0 bis 50 % zwischen $v_{\text{gl,max}}$ und $v_{\text{gl,min}}$
$\mu'_{50-100\%}$	Lokal	Reibungszahlgradient, jeweils im Bereich 50 bis 100 % zwischen $v_{\text{gl,max}}$ und $v_{\text{gl,min}}$
$d_{\max}$	Lokal	Hysteresenausdehnung

Weitere mögliche Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Reibungszahlverhaltens, z. B. die eingeschlossene Fläche der Hysterese, werden im Rahmen von studentischen Arbeiten, vgl. Liu (2021)² und Gao (2021)³, ermittelt und für verschiedene Tribosysteme betrachtet. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird das dynamische Reibungszahlverhalten mit den zuvor eingeführten Kennwerten betrachtet. Diese ermöglichen bereits eine aussagefähige Unterscheidung des dynamischen Reibungszahlverhaltens verschiedener Tribosysteme.

² Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

³ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

6.5 Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt

Die Schwingungsreduzierungs Wirkung wird im Rahmen der Forschungsarbeit als zusammenfassender Begriff und als Bewertungsgröße für alle möglichen schwingungsmindernden Mechanismen verwendet. Eine erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung bedeutet dabei, dass in Summe gezielt eingebrachte Schwingungen stärker reduziert werden. Dies sagt jedoch nicht aus, ob z. B. eine erhöhte Schwingungsdämpfung oder ein anderer Mechanismus der Reduzierung zugrunde liegt. Die Methode zur Untersuchung der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt wurde vorab in der Zeitschrift ‚Forschung im Ingenieurwesen‘ (Bischofberger, Ott & Albers, 2021b) sowie in einem Tagungsband (Albers, Bischofberger & Ott, 2020b) veröffentlicht. Außerdem wurden die Bewertungsgrößen vorab gesammelt in einem ‚SAE Technical Paper‘ sowie auf einer Konferenz veröffentlicht (Bischofberger et al., 2023a).

6.5.1 Bewertungsgrößen für die Schwingungsreduzierungs Wirkung

Um die Schwingungsreduzierung messbar bewerten zu können, gilt es, geeignete Bewertungsgrößen, die im Rahmen der Untersuchungen in der Validierungsumgebung erhoben werden können, zu ermitteln und festzulegen. Um neben objektiven Bewertungsgrößen, die einen Vergleich mit gängigen Werten aus Literatur und Industrie ermöglichen, auch einen, von der jeweiligen Absolutgröße unabhängigen Vergleich der Einflüsse (z. B. aus dem tribologischen System) untereinander durchführen zu können, bieten sich außerdem relative Bewertungsgrößen an. Die im Rahmen dieser Forschungsarbeit ermittelten und verwendeten Bewertungsgrößen werden nachfolgend eingeführt und die Methode zu deren Ermittlung wird erläutert.

6.5.1.1 Winkelbeschleunigungsbreite

Wie in der Literatur bereits aufgezeigt, vgl. Kapitel 2.4, führen Drehschwingungen am Kupplungsausgang, die z. B. durch die resultierenden Winkelbeschleunigungen bewertet werden können, zu unerwünschten Schwingungen im Getriebe bzw. dem weiteren Restantriebsstrang und wirken sich letztlich auch auf das Komfortverhalten im Fahrzeug aus. Die Winkelbeschleunigung wird daher als gängiger Wert auch in Bezug auf NVH-Eigenschaften in der Literatur verwendet und im Rahmen dieser Forschungsarbeit ebenfalls als objektive Bewertungsgröße herangezogen.

Über die Drehzahlmessung am Kupplungsausgang, vgl. Abbildung 5.3, kann die Winkelbeschleunigung aus der gemessenen Drehzahl abgeleitet werden, vgl. Basiewicz (2020). Da die Winkelbeschleunigung beim Vorliegen von Drehungleichförmigkeiten nicht konstant ist, muss für die hier herangezogene Bewertungsgröße festgelegt werden, welcher aus der gemessenen Drehzahl errechnete Wert letztlich als Bewertungsgröße dient. Im vereinfachten Fall einer Sinusschwingung der Drehzahl durchläuft die Winkelbeschleunigung einen Bereich mit negativen und positiven Beschleunigungen. Es bietet sich daher an, die Differenz der Beschleunigung vom größten zum kleinsten Wert (Spitze-Tal-Differenz) als Bewertungsgröße heranzuziehen, wie z. B. in Kooy et al. (2002) verwendet. Die Spitze-Tal-Differenz $\Delta\alpha_{ptV,i}$ der Winkelbeschleunigung einer Periode i errechnet sich dann wie folgt aus der maximalen $\alpha_{max,i}$ sowie der minimalen Winkelbeschleunigung $\alpha_{min,i}$ einer Periode, vgl. Gleichung 6.4. Die Winkelbeschleunigung α wird aus der Winkelgeschwindigkeit ω der gemessenen Ausgangsdrehzahl berechnet, vgl. Gleichung 6.5.

$$\Delta\alpha_{ptV,i} = |\alpha_{max,i} - \alpha_{min,i}| \quad 6.4$$

mit

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad 6.5$$

Da die Winkelbeschleunigung in einem Dauerschlupfversuch mehrere Perioden durchläuft, wird zur statistischen Absicherung der arithmetische Mittelwert der Spitze-Tal-Differenzen über alle Perioden, d. h. über den jeweils ausgewählten Versuchszeitraum, bestimmt. Der daraus ermittelte Wert wird im Rahmen dieser Forschungsarbeit als Bewertungsgröße ‚Winkelbeschleunigungsbreite $\Delta\alpha_{ptV}$ ‘ bezeichnet und verwendet.

6.5.1.2 Amplitudenverhältnis

Da der absolute Wert der Winkelbeschleunigungsbreite bereits eingangsseitig eine Abhängigkeit von Beanspruchungsgrößen wie u. a. der Anregungsamplitude und der Anregungsfrequenz aufweist, bietet es sich an, eine weitere, davon unabhängige Bewertungsgröße einzuführen, die auch relative Vergleiche ermöglicht. In der Validierungsumgebung werden sowohl Eingangs- als auch Ausgangsdrehzahl direkt gemessen. Wird die Ausgangsdrehzahl für unterschiedliche Tribosysteme

oder Betriebszustände bei gleicher Eingangsdrehzahl betrachtet, kann daran vergleichend betrachtet werden, welcher Betriebszustand bzw. welches Tribosystem eine höhere Schwingungsreduzierwirkung aufweist. Um dies als Bewertungsgröße heranzuziehen, wird hier das Amplitudenverhältnis als Quotient aus Drehzahlamplitude am Kupplungsausgang und Drehzahlamplitude am Kupplungseingang definiert. Die Drehzahlverläufe mit beispielhaft markierten Amplituden an Kupplungsaus- und Kupplungseingang sind für einen exemplarischen dynamischen Dauerschleppbetrieb in Abbildung 6.8 dargestellt.

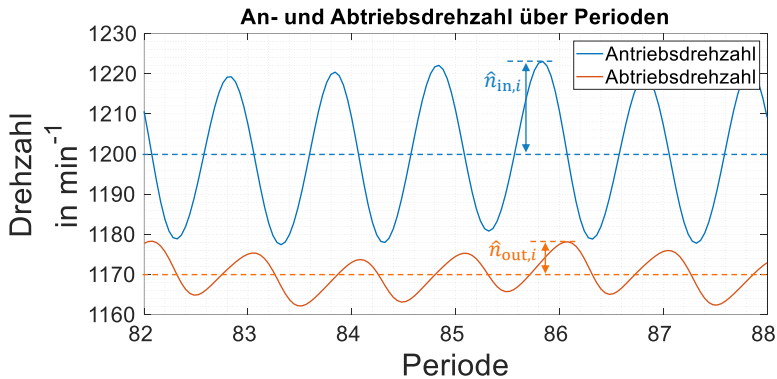


Abbildung 6.8: Exemplarische Abbildung der Drehzahlamplituden am Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) zur Ermittlung des Amplitudenverhältnisses, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021b, S. 4)

Die Bewertungsgröße ‚Amplitudenverhältnis AV ‘ wird aus dem Mittelwert der Drehzahlamplituden ($\hat{n}_{out,mean}$, $\hat{n}_{in,mean}$) im festgelegten Untersuchungsbereich der Drehzahlamplituden jeder Periode ($\hat{n}_{out,i}$, $\hat{n}_{in,i}$) wie folgt gebildet: (Bischofberger et al., 2021b)

$$AV = \frac{\hat{n}_{out,mean}}{\hat{n}_{in,mean}} \quad 6.6$$

6.5.1.3 Spezifisches Amplitudenverhältnis

In ersten Untersuchungen im IGF-Forschungsvorhaben FVA 780 I: Schwingungsreduzierung Nasslauf (Albers et al., 2020a) wird ersichtlich, dass in bestimmten Betriebsbereichen systembedingte Schwingungen⁴ auftreten, die zu einer Verstärkung im Bereich der ersten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung, vgl. Kapitel 5.1, am Kupplungsausgang führen. Eine solche Verstärkung der systembedingten Schwingung ist für einen exemplarischen Versuch bei einer Flächenpressung von ca. $p_F = 0,4 \text{ N/mm}^2$ und einer Grundsclupfdrehzahl $n_S = 30 \text{ min}^{-1}$ in Abbildung 6.9 dargestellt. Weitere Parameter der gezielt aufgebrachten Anregung stellen die Anregungsfrequenz $f_A = 40 \text{ Hz}$ und die Anregungsamplitude $n_A = 10 \text{ min}^{-1}$ dar.

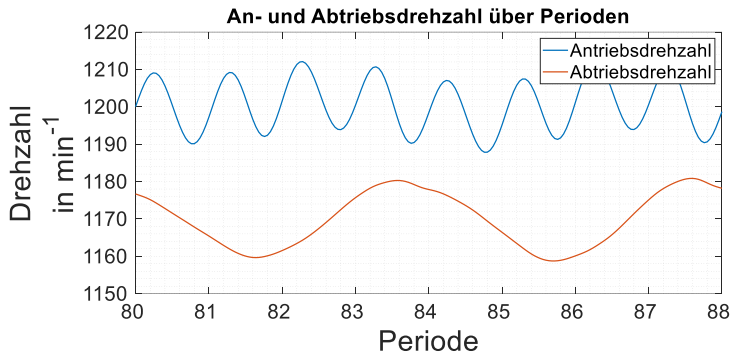


Abbildung 6.9: Drehzahlverlauf an Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) für einen dynamischen Dauerschlupfversuch mit Verstärkung im Frequenzbereich einer systembedingten Schwingung (Albers et al., 2020a, S. 51)

Mittels Fast Fourier Transformation (FFT) werden die Drehzahlsignale des Versuchs aus Abbildung 6.9 in den Frequenzbereich überführt. Aus dem ermittelten Frequenzspektrum in Abbildung 6.10 wird ersichtlich, dass die gezielt eingebrachte

⁴ Hier im Bereich um ca. 10 Hz

Anregung bei 40 Hz in diesem dynamischen Dauerschlupfbetrieb näherungsweise vollständig reduziert wird.

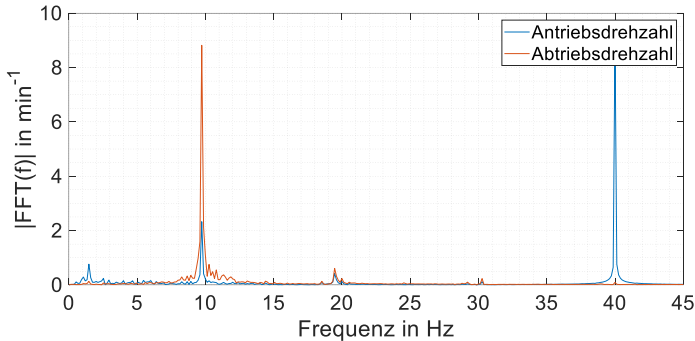


Abbildung 6.10: Frequenzspektrum der Antriebs- und der Abtriebsdrehzahl für den Versuch aus Abbildung 6.9, adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 59)

Aufgrund der Verstärkung der systembedingt und unerwünscht auftretenden Schwingung bei ca. 10 Hz, vgl. Abbildung 6.10, weist die Bewertungsgröße Amplitudenverhältnis jedoch einen Wert $AV > 1$ auf. Anhand dieser Bewertungsgröße ist daher nicht zu erkennen, ob und wie stark die aufgebrachte Anregung im Bereich der Hauptanregenden (hier 2. Ordnung bei einer Antriebsdrehzahl von $n_{in} = 1200 \text{ min}^{-1}$) reduziert wird. Um Störeinflüsse durch systembedingte, unerwünschte Anregungen zu vermeiden und so einen relativen Vergleich zwischen u. a. verschiedenen Tribosystemen zu ermöglichen, wird daher das „spezifische Amplitudenverhältnis R_A “ als weitere Bewertungsgröße eingeführt. Diese Bewertungsgröße stellt eine Vereinfachung zur gezielten Betrachtung der Hauptanregenden dar. Eventuell auftretende Schwingungsphänomene im niedrigeren Frequenzbereich, z. B. selbsterregtes Rupfen, werden durch die Bewertungsgröße nicht berücksichtigt, liegen jedoch im Fokus anderer aktueller Forschungsarbeiten, vgl. Kapitel 2.6.2.1. Eine Berücksichtigung der Schwingungen auch im niedrigeren Frequenzbereich findet im Rahmen dieser Forschungsarbeit außerdem durch die Bewertungsgröße „Winkelbeschleunigungsbreite“ oder an entsprechenden Stellen auch durch das Amplitudenverhältnis statt.

Zur Bestimmung des spezifischen Amplitudenverhältnisses wird auf die gemessene Drehzahl am Kupplungsausgang ein Hochpassfilter angewendet. Je nach

Anregungsfrequenz der Hauptanregenden wird dabei eine Grenzfrequenz zwischen 18 Hz und 25 Hz gewählt. Aus dem hochpassgefilterten Drehzahlsignal wird analog zum Amplitudenverhältnis die Bewertungsgröße ermittelt: Das ‚spezifische Amplitudenverhältnis R_A ‘ wird dann mit den Amplituden des hochpassgefilterten Drehzahlsignals $\hat{n}_{\text{out, hp, mean}}$ wie folgt berechnet:

$$R_A = \frac{\hat{n}_{\text{out, hp, mean}}}{\hat{n}_{\text{in, mean}}} \quad 6.7$$

6.6 Betrachtung des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz der Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupf

Um den Zielkonflikt in der Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupf zwischen Komfort und Effizienz berücksichtigen zu können, ist neben der Bewertung der Schwingungsreduzierungswirkung auch eine Betrachtung der Energieeffizienz notwendig. Hierfür werden Bewertungsgrößen für die Verlustleistung eingeführt. Die Verlustleistung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb resultiert maßgeblich aus der Reibleistung im Friktionskontakt, die sich durch Energiedissipation in Form von Wärme auswirkt und im nasslaufenden System zu einem großen Teil durch das Kühllöl aus dem Kontakt abgeführt wird. Eine erhöhte Dämpfungswirkung (Schwingungsreduzierung durch Umwandeln in Wärmeenergie) kann näherungsweise mit einer erhöhten Verlustleistung in Verbindung gebracht werden. Um eine möglichst energieeffiziente Schwingungsreduzierung zu erreichen, gilt es, eine geringstmögliche Verlustleistung bei gleichzeitig hoher Schwingungsreduzierungswirkung zu erreichen. Die Methode zur Bewertung der Effizienz wurde vorab in Teilen in einem Tagungsband (Albers et al., 2020b) und einem Forschungsheft der FVA (Albers et al., 2020a) veröffentlicht.

6.6.1 Bewertungsgrößen für die Verlustleistung

Die Verlustleistung zwischen Ein- und Ausgang des Lamellenpakets kann direkt aus den Drehzahlen der Drehzahlmessung an Kupplungseingang n_{in} in 1/s und Kupplungsausgang n_{out} in 1/s sowie dem Drehmoment der Drehmomentmessung am Lamellenpaket, vgl. Abbildung 5.3, das näherungsweise dem Kupplungsmoment M_K entspricht, berechnet werden. Die ‚Verlustleistung P_V ‘ berechnet sich damit nach Gleichung 2.12 und Gleichung 2.11 wie folgt, vgl. Gleichung 6.8.

$$P_V = M_K \cdot 2\pi \cdot (n_{\text{in}} - n_{\text{out}}) \quad 6.8$$

In der Berechnung werden alle Verluste zwischen antriebs- und abtriebsseitiger Drehzahlmessung berücksichtigt. Wie bereits eingangs erwähnt, werden diese maßgeblich durch die Energiedissipation im Friktionskontakt bestimmt, aber auch deutlich geringfügigere Verluste wie Reibverluste durch Lagerreibung fließen entsprechend mit ein. Diese Verluste werden, außerhalb der Systemgrenzen des Tribosystems liegend, bei gleichen Grundbetriebszuständen für jedes Tribosystem als gleich angenommen. Die Verlustleistung P_V gibt dadurch die Möglichkeit, zum einen zu einer quantitativen Bewertung der Leistung im Schlupfbetrieb zur Dämpfung der eingebrachten Schwingung, zum anderen die unterschiedlichen Tribosysteme in gleichen Betriebszuständen untereinander qualitativ in ihrer Effizienz der Schwingungsreduzierungs Wirkung zu vergleichen.

6.6.1.1 Flächenbezogene Verlustleistung

Veränderte Geometrien bzw. Konfigurationen von Friktionssystemen, z. B. die Anzahl an Reibpaarungen, mittlerer Reibradius, andere Nutung und weitere, resultieren in einer veränderten effektiven Reibfläche. Um eine Übertragbarkeit auf andere Friktionssysteme sicherstellen zu können, empfiehlt es sich, die Verlustleistung auf die effektive Reibfläche zu beziehen. Dies findet analog für gängige Kennwerte wie spezifische Reibleistung und spezifische Reibenergie Anwendung, vgl. u. a. Albers (2012). Die „flächenbezogene Verlustleistung“ p_{V,A_0} wird dann nach Gleichung 6.9 mit der effektiven Reibfläche A_0 bestimmt.

$$p_{V,A_0} = \frac{P_V}{A_0} \quad 6.9$$

6.6.1.2 Spezifische Verlustleistung bezogen auf mittlere Reibungszahl

Wie aus Gleichung 6.8 ersichtlich wird und aus grundlegender Literatur, vgl. Steinhilper und Sauer (2012) sowie VDI 2241, bekannt ist, liegt zwischen Wärmeleistung – bzw. in VDI 2241 auch als Schalleistung oder Reibleistung bezeichnet – und Kupplungsmoment im Friktionskontakt ein proportionaler Zusammenhang vor. Eine Erhöhung des Kupplungsmoments führt bei ansonsten gleichbleibenden Randbedingungen zu einer erhöhten Wärmeleistung im Friktionskontakt. Um verschiedene Tribosysteme mit Unterschieden in ihrem Reibungszahlverhalten und damit auch im Kupplungsmoment bei gleichen

Flächenpressungen dennoch vereinfacht in ihrer Effizienz vergleichen zu können, wird eine auf die Reibungszahl normierte Bewertungsgröße für die Verlustleistung eingeführt. Die „spezifische Verlustleistung $p_{V,sp}$ “ bezogen auf die mittlere Reibungszahl während eines dynamischen Dauerschleppversuchs berechnet sich aus der flächenbezogenen Verlustleistung und der mittleren Reibungszahl μ_{mean} nach Gleichung 6.10.

$$p_{V,sp} = \frac{P_V}{A_0 \cdot \mu_{mean}} \quad 6.10$$

6.7 Ergründung zugrundeliegender Wirkmechanismen

Um eine möglichst effiziente Schwingungsreduzierung durch den geregelten Dauerschlepp zu ermöglichen, gilt es, möglichst verlustarme zugrundeliegende schwingungsreduzierende Mechanismen im nasslaufenden Friktionskontakt zu begünstigen. Um qualitativ ermitteln zu können, welche Mechanismen durch welche Veränderung von Einflussgrößen begünstigt werden, ist Systemwissen über die wirkenden Mechanismen im Tribosystem notwendig, das durch nachfolgend vorgestellte Methoden zugänglich gemacht werden soll.

6.7.1 Gegenüberstellung von Schwingungsreduzierungs Wirkung und Verlustleistung

Durch Gegenüberstellung der berechneten Verlustleistung und der Schwingungsreduzierungs Wirkung können im ersten Schritt (qualitative) Aussagen darüber getroffen werden, ob eine Veränderung in den wirkenden Mechanismen bei den betrachteten Tribosystemen vorliegt. Weist ein Tribosystem im gleichen Betriebszustand mit gleicher Parameterkombination gegenüber einem anderen Tribosystem z. B. eine erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung bei gleicher oder geringerer Verlustleistung auf, kann daraus geschlossen werden, dass insbesondere andere, gegenüber der Dämpfung effizientere, schwingungsmindernde Mechanismen begünstigt werden.

6.7.2 Schwingungstechnische Untersuchung durch Frequenzsweeps

Eine genauere Betrachtung der wirkenden schwingungsmindernden Mechanismen kann durch Analyse der Übertragungsfunktion im vorliegenden Betriebszustand durchgeführt werden. Durch gezielte Anregung als Durchlauf über einen festgelegten Frequenzbereich (Frequenzsweep⁵) lässt sich ein Bode-Diagramm im dynamischen Dauerschlupfbetrieb ermitteln. Hierzu werden aus dem gemessenen Eingangs- und Ausgangssignal der Amplitudengang sowie der Phasengang zwischen Eingang und Ausgang über der Anregungsfrequenz bestimmt und im Bode-Diagramm aufgetragen. Anhand des Amplituden- und des Phasengangs können dann Aussagen zu den wirkenden schwingungsmindernden Mechanismen abgeleitet und damit Unterschiede in den Wirkmechanismen der verschiedenen Tribosysteme herausgearbeitet werden.

In der Validierungsumgebung wird zur Durchführung des Frequenzsweeps an der drehmomentgeregelten Antriebsseite im dynamischen Dauerschlupfbetrieb eine zeitweise konstante Drehmomentamplitude vorgegeben. Die Anregungsfrequenz wird näherungsweise kontinuierlich um 1 Hz/s von 1 Hz bis 80 Hz erhöht. Die aus der Drehmomentanregung resultierende Drehzahlamplitude ist über den Frequenzbereich nicht konstant. Dies ist zum einen bedingt durch den physikalischen Zusammenhang zwischen Drehmoment- und Drehzahlamplitude, der frequenzabhängig ist, zum anderen durch die nicht vollständige Entkopplung von Abtriebs- und Antriebsseite im Dauerschlupf, vgl. Betriebszustand Dauerschlupf in Kapitel 2.6.2. Im Rahmen einer studentischen Arbeit wird vorab ermittelt, dass die Amplitude der Anregung im untersuchten Bereich keinen erkennbaren Einfluss auf Amplituden- und Phasengang hat. Die Übertragungsfunktion bleibt im untersuchten Bereich für die jeweilige Grundsclupfdrehzahl näherungsweise gleich, vgl. Abbildung 6.11 (Albert, 2020)⁶. Auf die Abbildung wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit genauer eingegangen, vgl. Kapitel 7.3.4. Es wird ein Betriebsbereich mit geringer Anregungsamplitude gewählt, um Amplituden außerhalb des Auslegungsbereichs der Validierungsumgebung, insbesondere beim Durchfahren der Eigenfrequenzen, zu vermeiden. Die aus den Voruntersuchungen abgeleitete und für die weiteren Untersuchungen verwendete Anregungsamplitude beträgt bei der Frequenz $f_A = 40 \text{ Hz}$ ca. $n_A \approx 10 \text{ min}^{-1}$.

⁵ Definition siehe Glossar

⁶ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

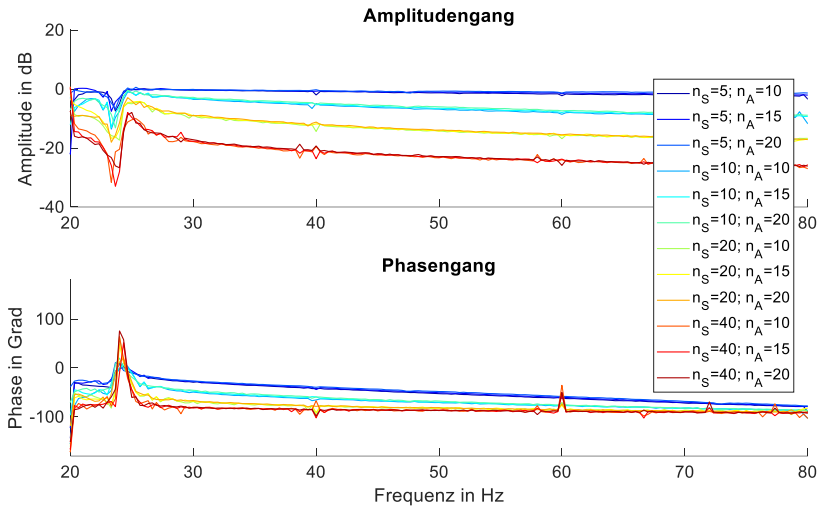


Abbildung 6.11: Bode-Diagramme für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden über den Frequenzbereich 20 bis 80 Hz. n_S gibt die Grundsclupfdrehzahl in min^{-1} an, n_A die jeweilige Anregungsamplitude in min^{-1} bei $f_A = 40$ Hz, adaptiert aus Albert (2020, S. 46)⁷

Ein exemplarischer Verlauf der Drehzahlen während eines durchgeführten Frequenzsweeps ist in Abbildung 6.12 dargestellt. Der Sweep beginnt mit Aufbringen der Anregung bei $t \approx 138$ s und geht bis ca. $t \approx 218$ s. Es lässt sich dabei ein Aufschwingen im Bereich der ersten Eigenfrequenz in der Validierungsumgebung erkennen. Aus den Drehzahlen werden zur Auswertung, wie eingangs beschrieben, der Amplituden- und der Phasengang ermittelt und in einem Bode-Diagramm aufgetragen. Im Rahmen der Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit werden die Frequenzsweeps in mehreren Testfällen mit veränderten Grundsclupfdrehzahlen ermittelt. Jeder Frequenzsweep wird dreimal wiederholt. Für das Bode-Diagramm wird aus den drei Wiederholungen der mittlere Verlauf ermittelt und mit größerer Linienstärke dargestellt. Die zugrundeliegenden Verläufe

⁷ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

der drei Wiederholungen sind jeweils im selben Farbton mit geringerer Linienstärke aufgetragen. Um Rauschen im Signal zu reduzieren und eine bessere Lesbarkeit zu gewährleisten, wird eine Glättung des Verlaufs im Bode-Diagramm durch Mittelwertbildung über mehrere Datenpunkte (jeweils 0,01 s) vorgenommen. Die damit einhergehende mögliche Abschwächung der Absolutwerte lokaler Maxima und Minima kann für die im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführten qualitativen Analysen mit relativem Vergleich vernachlässigt werden. Ein exemplarisches Bode-Diagramm ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Für die drei Wiederholungen lässt sich sowohl im Amplitudengang als auch im Phasengang ein näherungsweise gleicher Verlauf erkennen, was auf eine geringe Streuung und gute Reproduzierbarkeit schließen lässt. Die Frequenzsweeps werden daher mit je drei Wiederholungen als ausreichende Anzahl im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführt. Auf das Bode-Diagramm und die Verläufe darin wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit genauer eingegangen, vgl. Kapitel 7.2.4.

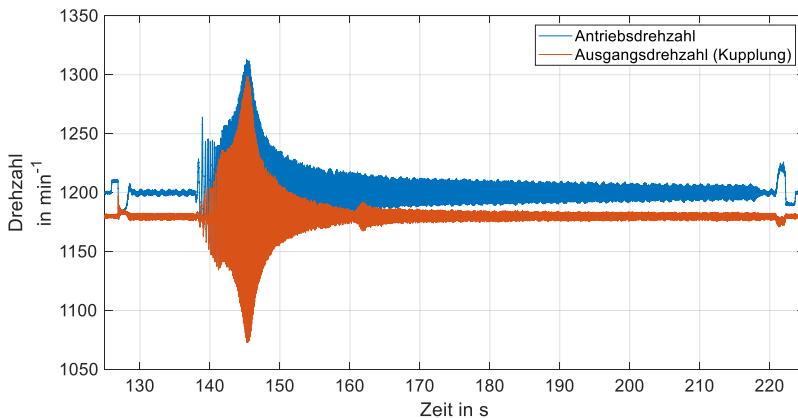


Abbildung 6.12: Verlauf der Drehzahlen während eines Versuchs
'Frequenzsweep' im dynamischen Dauerschlupf mit
Grundschlupfdrehzahl $n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ an
Kupplungseingang (blau) und Kupplungsausgang (rot)

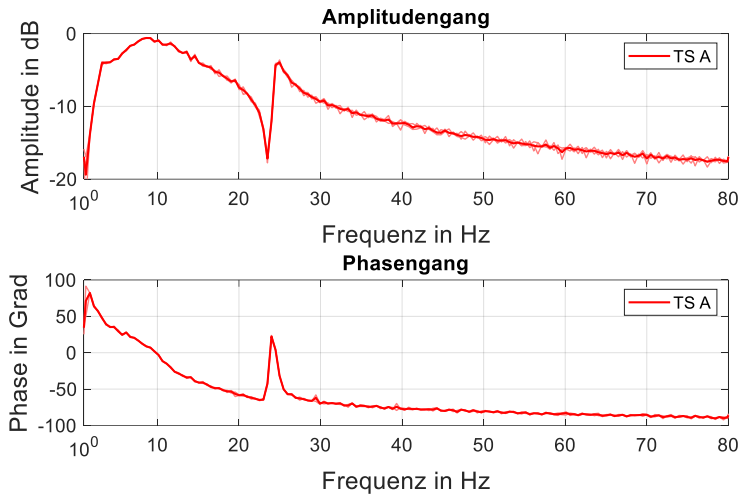


Abbildung 6.13: Exemplarisches Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang in einem Testfall für ein Tribosystem, ermittelt aus Frequenzsweeps mit je drei Wiederholungen

6.8 Fazit zu den Methoden und Zwischenfazit Teilforschungsfragen 1.1, 2.1 und 2.2

Um die Forschungsfragen dieser Forschungsarbeit zu beantworten, sind entsprechende Methoden notwendig, deren Synthese in diesem Kapitel aufgezeigt wurde. Die Methodensynthese wird nachfolgend zusammengefasst. Bisher wird das Reibungszahlverhalten v. a. im Betriebszustand der Lastschaltung durch eine Bremsung bzw. eine Synchronisation und in quasistationären Betriebszuständen beschrieben. Eine anwendungsnahe Beschreibung im dynamischen Betrieb liegt nicht im Fokus bisheriger Untersuchungen. Außerdem fehlt es an Methoden zur Untersuchung und Bewertung sowie Objektivierung von Einflüssen auf die Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem.

Es wurde eine Methode entwickelt, um verschiedene Tribosysteme und Beanspruchungsgrößen im Hinblick auf deren Schwingungsreduzierungs Wirkung und deren Effizienz im dynamischen Dauerschlupfbetrieb zu untersuchen. Hierbei wurde auch eine Bewertung der Schwingungsreduzierungs Wirkung im Rahmen der Methode festgelegt und damit ergänzend zur ersten Beantwortung hinsichtlich der zugehörigen Validierungsumgebung, vgl. Kapitel 5.3, Teilforschungsfrage 1.1 beantwortet.

Teilforschungsfrage 1.1

Wie kann die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem untersucht und bewertet werden?

Für die drei Bewertungsgrößen ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘, ‚Amplitudenverhältnis‘ und ‚spezifisches Amplitudenverhältnis‘ gilt, dass eine erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung vorliegt, wenn die Bewertungsgröße kleiner wird. Für eine verbesserte Schwingungsreduzierung ist es daher erforderlich die Bewertungsgrößen möglichst zu minimieren.

Teilforschungsfrage 2.1 wird ebenfalls entsprechend beantwortet.

Teilforschungsfrage 2.1

Wie kann das dynamische Reibungszahlverhalten im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt beschrieben werden?

Das dynamische Reibungszahlverhalten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb unterscheidet sich von dem im quasistationären Betrieb. Dies wird zum einen anhand von Untersuchungen im Stand der Forschung, vgl. Kapitel 2.7.1, zum anderen anhand exemplarisch ermittelter Reibungszahlverläufe in beiden Betriebszuständen in der Validierungsumgebung in dieser Forschungsarbeit deutlich, vgl. auch Bischofberger et al. (2022b). Es wurden daher Methoden synthetisiert, um das Reibungszahlverhalten in beiden Betriebszuständen in der Validierungsumgebung untersuchen und beschreiben zu können. Auf Basis des ermittelten dynamischen Reibungszahlverhaltens wurden in der Methodensynthese geeignete Kennwerte ermittelt und festgelegt, die eine Beschreibung des anwendungsnahen dynamischen Reibungszahlverhaltens mit Reibungshysteresen sowie einen quantitativen Vergleich zwischen verschiedenen System- oder Entwicklungsgenerationen nasslaufender Lamellenpakete ermöglichen. Damit ist Teilforschungsfrage 2.1 beantwortet.

Abschließend wird Teilforschungsfrage 2.2 beantwortet.

Teilforschungsfrage 2.2
Wie können der Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt zugrundeliegende Wirkmechanismen ergründet werden?

Es wurden zwei Methoden synthetisiert, die es ermöglichen, Systemwissen über die wirkenden Mechanismen zu ergründen. Dabei kann untersucht werden, ob durch eine Veränderung von Einflussgrößen eine Veränderung in den Wirkmechanismen im nasslaufenden Friktionskontakt vorliegt und dadurch z. B. eine effizientere Schwingungsreduzierung begünstigt wird. Durch die Methode zur Frequenzganganalyse können außerdem qualitative Aussagen zu den wirkenden Mechanismen getroffen werden.

7 Anwendung der Methoden: Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden die im vorherigen Kapitel vorgestellten Methoden angewendet und weitere zentrale Ergebnisse dieser Forschungsarbeit durch die iterativen Schritte aus Analyse und Synthese erarbeitet und vorgestellt. Mit den Ergebnissen werden in den entsprechenden Unterkapiteln 7.4, 7.6 und 7.8 die übergeordneten Forschungsfragen diskutiert und beantwortet. Teile der Ergebnisse wurden vorab in verschiedenen Fachzeitschriften und auf Konferenzen veröffentlicht. Die zugehörigen Veröffentlichungen werden im jeweiligen Abschnitt aufgeführt.

7.1 System-under-Investigation (Sul): Nasslaufendes Lamellenpaket

Das im Rahmen dieser Forschungsarbeit betrachtete Sul „nasslaufendes Lamellenpaket“ setzt sich in einem Großteil der Versuche¹ aus drei Stahllamellen und zwei Reiblamellen mit Papierreibbelag und Radialnutung² sowie einem entsprechenden Kühllöl zusammen. Alle Versuche werden mit Lamellenbaugrößen aus der PKW-Anwendung (Automatikgetriebe) durchgeführt. Die Baugröße der Lamellen und weitere Informationen sind am Beispiel der verwendeten Serienlamellen in Tabelle 7.1 aufgetragen. Ergänzend ist in Abbildung 7.1 exemplarisch jeweils eine der verwendeten Serienlamellen abgebildet. Als Öl werden konventionelle ATF sowie Variationen davon verwendet. Relevante Eigenschaften des verwendeten Grundöls sind in Tabelle 7.2 aufgeführt.

¹ Die Versuche zum Einfluss der Flächenpressung werden teilweise mit zwei Stahllamellen und einer Reiblamelle durchgeführt, vgl. Kapitel 7.3.3.

² Gängige Reiblamellen in u. a. PKW-Anwendungen, z. B. in Automatikgetrieben

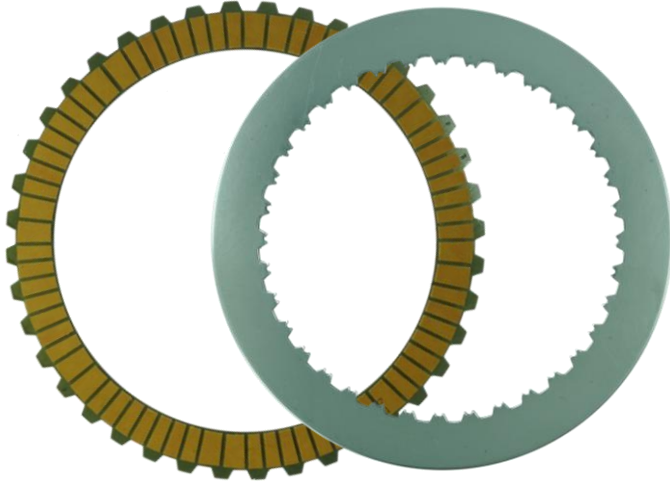


Abbildung 7.1: Auszug des Sul: verwendete Serienlamellen (exemplarisch, Neuzustand): außenverzahnte Reiblamelle (links) und innenverzahnte Stahllamelle (rechts)

Tabelle 7.1: Baugröße und weitere Eigenschaften³ der verwendeten Lamellen, gerundete Werte

Reiblamelle

Baugröße in mm [d_i / d_a]	158 / 188
Nutvariante	Radialnutung
Dicke in mm	2,71 – 2,73
Belag	Papier
Belagelastizität ⁴ , durchschnittlich in %	3,7

Stahllamelle

Baugröße in mm [d_i / d_a]	149 / 188
Material	Stahl C60
Endbearbeitung	Bandgeschliffen

Tabelle 7.2: Eigenschaften des verwendeten Grundöls (ATF) gemäß Datenblatt, gerundete Werte

Grundöl

Anwendungsart	ATF
Kinematische Viskosität bei 40 °C in mm ² /s	18,0
Kinematische Viskosität bei 100 °C in mm ² /s	4,2
Dichte bei 15 °C in g/cm ³	0,83

³ Eigenschaften der Serienlamellen; für variierte Lamellen werden die Eigenschaften an entsprechender Stelle der Untersuchungen separat aufgeführt. Die Baugröße der Lamellen wird im Rahmen dieser Forschungsarbeit nicht verändert.

⁴ Materialprüfung durch Hersteller (Nachgiebigkeit des Belags bei gleicher Belastung)

7.2 Einfluss des Tribosystems auf das Übertragungsverhalten und Ergründung von Wirkmechanismen

Zur Beantwortung von Teilforschungsfrage 1.3 und Teilen von Forschungsfrage 2 werden nachfolgende Untersuchungen durchgeführt und die Ergebnisse in diesem Kapitel vorgestellt.

Zur Untersuchung des Einflusses des Tribosystems auf das Übertragungsverhalten werden verschiedene Ausprägungsvariationen im Tribosystem des Sul über mehrere Entwicklungsgenerationen vorgenommen und die Entwicklungsgenerationen entsprechend untersucht und miteinander verglichen. Die Ausprägungsvariationen werden auf Basis vorheriger Erkenntnisse aus dem Stand der Forschung und aus in simulativen Untersuchungen ermittelten Hypothesen abgeleitet. Es werden Ausprägungsvariationen zum einen durch Ölvarianten mit angepasster Additivierung bzw. Viskosität, zum anderen durch Reiblamellenvarianten mit veränderter Reibbelagdicke sowie eine Ausprägungsvariation der Stahllamelle durch eine Variante mit veränderten Stahllamellen umgesetzt. Eine Übersicht über die abgeleiteten und untersuchten Entwicklungsgenerationen ist in Tabelle 7.4 gegeben. Das verwendete Referenzsystem der aktuell in der Entwicklung befindlichen Systemgeneration G_n mit den enthaltenen Referenzsystemelementen ist in Tabelle 7.3 aufgeführt. Die jeweiligen Referenzsystemelemente wurden aus der gegenwärtig im Markt befindlichen Systemgeneration G_{n-1} bzw. der ersten Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ (Grundöl) abgeleitet, vgl. Tabelle 7.3 sowie Abbildung 7.2.

Die Versuchsteile werden im Rahmen der IGF-Forschungsvorhaben FVA 780 I und FVA 780 II durch den Projektbegleitenden Ausschuss (PA) bereitgestellt. Als Grundöl wird ein, gegenüber dem Serienöl als Referenzsystemelement im Referenzsystem $R_{n,1}$ aus der gegenwärtig im Markt befindlichen Systemgeneration G_{n-1} , mit flacherem Reibungszahlgradienten ausgelegtes Öl bereitgestellt. Das Tribosystem aus Grundöl in Kombination mit den Referenzsystemelementen Serienreib- sowie Serienstahllamellen, vgl. Kapitel 7.1, stellt die erste Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ im Rahmen der Forschungsarbeit dar und wird im Folgenden als Tribosystem A (TS A) bezeichnet. Die dazu vorgenommenen Variationen gegenüber dem Referenzsystem $R_{n,1}$ sind in Tabelle 7.4 aufgeführt. Das Grundöl der ersten Entwicklungsgeneration wird anschließend als Referenzsystemelement in das Referenzsystem $R_{n,2}$ übernommen. Die darauffolgenden Entwicklungsgenerationen $E_{n,2}$ bis $E_{n,8}$ werden gegenüber dem Referenzsystem $R_{n,2}$ mit den enthaltenen Referenzsystemelementen Serienreiblamellen, Serienstahllamellen sowie Grundöl variiert.

Tabelle 7.3: Entwicklungsgenerationen mit den zugehörigen Referenzsystemelementen

Referenzsystem	Referenzsystemelemente, abgeleitet aus	Entwicklungsgeneration
$R_{n,1}$	Serienöl aus G_{n-1} Serienreiblamelle aus G_{n-1} Serienstahllamelle aus G_{n-1}	$E_{n,1}, E_{n,9}$
$R_{n,2}$	Grundöl aus $E_{n,1}$ Serienreiblamelle aus G_{n-1} Serienstahllamelle aus G_{n-1}	$E_{n,2} - E_{n,8}$

Tabelle 7.4: Entwicklungsgenerationen in Kapitel 7.2 und Kapitel 7.7 mit ihren Variationen (hier AV und ÜV, vgl. Kapitel 2.1.2) und ihrer Tribosystembezeichnung

Entwicklungsgeneration	Variation gegenüber $R_{n,1}$ bzw. $R_{n,2}$	Attribut(e) der AV
$E_{n,1}$ (TS A)	AV: Öl ÜV: Reiblamelle, Stahllamelle	Reibungszahlgradient
$E_{n,2}$ (TS B)	AV: Öl ÜV: Reiblamelle, Stahllamelle	Reibungszahlgradient
$E_{n,3}$ (TS C)	AV: Öl ÜV: Reiblamelle, Stahllamelle	Reibungszahlniveau
$E_{n,4}$ (TS D)	AV: Öl ÜV: Reiblamelle, Stahllamelle	Viskosität
$E_{n,5}$ (TS E)	AV: Öl ÜV: Reiblamelle, Stahllamelle	Viskosität
$E_{n,6}$ (TS F)	AV: Reiblamelle ÜV: Öl, Stahllamelle	Belagdichte
$E_{n,7}$ (TS G)	AV: Reiblamelle ÜV: Öl, Stahllamelle	Belagdichte
$E_{n,8}$ (TS H)	AV: Stahllamelle ÜV: Öl, Reiblamelle	Nachbearbeitung
$E_{n,9}$ (TS K)	AV: Öl, Reiblamelle ÜV: Stahllamelle	Reibungszahlgradient, Viskosität, Belagdichte

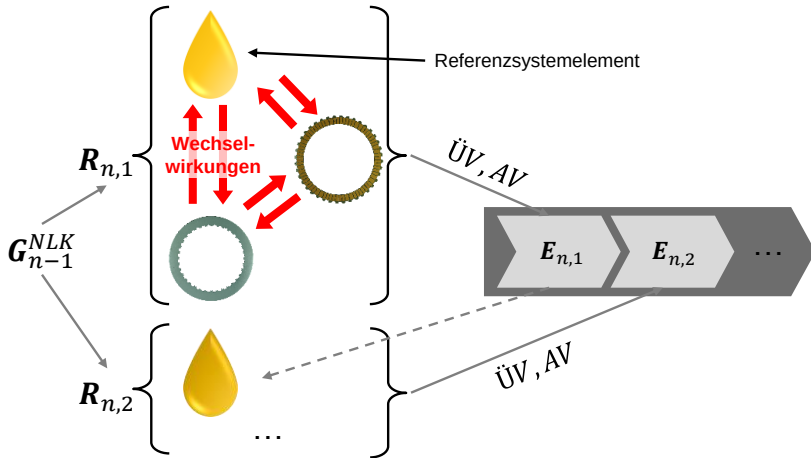


Abbildung 7.2: Referenzsystem $R_{n,1}$ mit aus der G_{n-1} der nasslaufenden Lamellenkupplung (NLK) abgeleiteten Referenzsystemelementen und Referenzsystem $R_{n,2}$ mit dem auszugsweise dargestellten, aus der $E_{n,1}$ abgeleiteten Referenzsystemelement (Grundöl, weitere Referenzsystemelemente vgl. Tabelle 7.3) sowie die zugehörigen Entwicklungsgenerationen exemplarisch bis $E_{n,2}$ (hier $\ddot{U}V$ und AV , keine PV), vgl. Tabelle 7.4, nach Albers, Rapp et al. (2019)

Die Untersuchungen werden mit Betriebsgrößen respektive Beanspruchungsgrößen aus dem Bereich der PKW-Anwendung durchgeführt. Basis hierfür bilden die im Rahmen der beiden IGF-Forschungsvorhaben FVA 780 I, vgl. Albers et al. (2020a), und FVA 780 II, vgl. Albers et al. (2023), erarbeiteten und mit dem PA abgestimmten Parameterbereiche. Inwieweit die Betriebsgrößen selbst einen Einfluss haben, wird in einem späteren Kapitel betrachtet. Zu Beginn werden die Tribosysteme mit konstanter Flächenpressung $p_F \approx 0,7 \text{ N/mm}^2$ untersucht, um herauszuarbeiten, bei welchen Tribosystemgrößen (Attribute der AV) ein qualitativer Einfluss auf das Übertragungsverhalten vorliegt. Die Ergebnisse wurden in Teilen vorab in Albers et al. (2023) sowie in Bischofberger, Bause, Ott und Albers (2023b) veröffentlicht.

Im darauffolgenden Kapitel werden Versuche mit möglichst konstantem Kupplungsmoment $M_K \approx 150 \text{ Nm}$ durchgeführt, um ausgewählte Entwicklungsgenerationen quantitativ in ihrer Schwingungsreduzierungs Wirkung bei möglichst gleicher Verlustleistung miteinander vergleichen zu können. Um weitere Aussagen

zu den wirkenden Mechanismen treffen zu können, werden abschließend Versuche zur Ermittlung des Frequenzgangs durchgeführt und diese sowohl im Phasen- als auch im Amplitudengang für die Entwicklungsgenerationen miteinander verglichen.

7.2.1 Versuche mit konstanter Flächenpressung

7.2.1.1 $E_{n,1}$, $E_{n,2}$, $E_{n,3}$: Reibungszahlverlauf (Reibungszahlgradient und Reibungszahl)

Der Reibungszahlverlauf wird als wesentliches Auslegungskriterium in der ATF-Herstellung herangezogen und überwiegend durch Beimischung von Friction-Modifizier-Additiven eingestellt. Um den Einfluss des Reibungszahlverlaufs herauszuarbeiten, wird eine Ölformulierung mit, gegenüber dem Serienöl, geringerem Reibungszahlgradienten sowie eine mit höherem Reibungszahlgradienten untersucht. Des Weiteren wird eine Ölformulierung mit reduziertem Reibungszahlniveau untersucht. Die Lamellen werden dabei nicht modifiziert. Es werden also die in Kapitel 7.1 aufgeführten Serienlamellen (Referenzsystemelemente aus der G_{n-1}), jeweils fabrikneu, verwendet. Die Ölformulierung in Kombination mit den Lamellen ergibt die jeweiligen Entwicklungsgenerationen als Untersuchungsgegenstände: TS A mit reduziertem Reibungszahlgradienten ($E_{n,1}$), TS B mit erhöhtem Reibungszahlgradienten ($E_{n,2}$) und TS C mit reduziertem Reibungszahlniveau ($E_{n,3}$). Nachfolgend wird vereinfacht die Bezeichnung des jeweiligen Tribosystems der Entwicklungsgenerationen verwendet. Die Unterschiede in der Ölformulierung hinsichtlich der Zielgröße Reibungszahlgradient bzw. Reibungszahl über der Differenzdrehzahl werden durch Untersuchungen zum quasistationären Reibungszahlverhalten, vgl. Methode in Kapitel 6.3, verdeutlicht. Diese Untersuchungen zum quasistationären Reibungszahlverhalten werden im Zuge der Untersuchungen zum dynamischen Reibungszahlverhalten mit denselben Tribosystemen durchgeführt. Zuvor wird ein Einlauf nach der Methode aus Kapitel 6.1 durchgeführt, auf dessen Ergebnisse exemplarisch nachfolgend zuerst eingegangen wird.

Einlauf und Reproduzierbarkeit

In Abbildung 7.3 ist ein Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve und Trendlinie, vgl. Kapitel 6.1, exemplarisch für den Einlauf eines Tribosystems der Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ dargestellt. Es lässt sich ein linearer Trend der Reibungszahl am Ende des Einlaufs erkennen. Der Einlauf des Tribosystems gilt damit nach der Methode in Kapitel 6.1 als abgeschlossen.

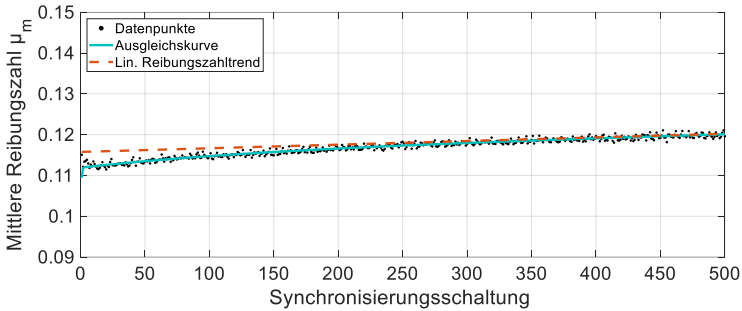


Abbildung 7.3: Verlauf der mittleren Reibungszahl mit Ausgleichskurve für den Einlauf eines Tribosystems der $E_{n,1}$ (TS A) nach Albers et al. (2023, S. 24)

Außerdem wird nachfolgend die mittlere Reibungszahl über den Synchronisierungsschaltungen für den Einlauf mehrerer baugleicher Lamellenpakete der $E_{n,1}$ (Tribosystem A) in Abbildung 7.4 vergleichend aufgetragen. Dabei lässt sich ein ähnlicher Verlauf der Reibungszahl zwischen den baugleichen Tribosystemen der Entwicklungsgeneration erkennen. Auch die Absolutwerte der Reibungszahlen am Ende des Einlaufs weisen ähnliche Werte auf. Diese unterscheiden sich zwischen den drei untersuchten Tribosystemen der Entwicklungsgeneration relativ betrachtet um kleiner 5 %. Weitere Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit des Reibungs- und des Schwingungsverhaltens innerhalb einer Entwicklungsgeneration wurden in Albers et al. (2023) sowie in Bischofberger, Ott und Albers (2021a) veröffentlicht. Da im Rahmen der Forschungsarbeit nicht für jede Entwicklungsgeneration mehrere Tribosysteme untersucht werden können, werden exemplarisch für eine Entwicklungsgeneration Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit zwischen zwei baugleichen Tribosystemen durchgeführt und in Albers et al. (2023) veröffentlicht. Insgesamt wird eine für die Untersuchungen ausreichende Reproduzierbarkeit geschlussfolgert, da die ermittelten Abweichungen zwischen einzelnen Entwicklungsgenerationen deutlich größer sind als die ermittelte Streuung innerhalb einer Entwicklungsgeneration (Albers et al., 2023; Bischofberger et al., 2021a). Im Anhang sind außerdem die Kalibrierprotokolle der Sensoren aufgeführt, deren Messwerte für die Berechnung der Reibungszahl verwendet werden (vgl. Anhang B, Klemm- und Reaktionskraft sowie Drehmoment am Ausgang des Lamellenpakets). Die Kennlinienabweichung beträgt im relevanten Größenbereich der Messgrößen $< 0,2 \%$ und liegt damit deutlich unter der gemessenen

Abweichung im Rahmen der Reproduzierbarkeit, weswegen die systematische Messabweichung als vernachlässigbar angenommen wird.

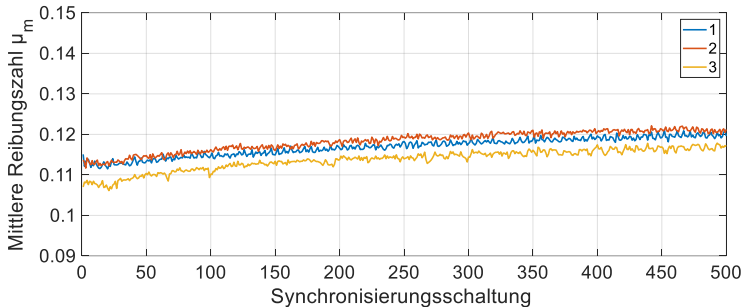


Abbildung 7.4: Verlauf der mittleren Reibungszahl für den Einlauf mehrerer baugleicher Tribosysteme der Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ (TS A)

Quasistationäres Reibungszahlverhalten

Die ermittelten Verläufe des quasistationären Reibungszahlverhaltens der untersuchten Tribosysteme der drei Entwicklungsgenerationen sind in Abbildung 7.5 für TS A ($E_{n,1}$), Abbildung 7.6 für TS B ($E_{n,2}$) und Abbildung 7.7 für TS C ($E_{n,3}$) dargestellt. Wie zur Methode erläutert, vgl. Kapitel 6.3, werden je Parameterkombination drei Versuche durchgeführt. Die ermittelten mittleren Reibungszahlen der drei Wiederholungen je Parameterkombination sind durch die jeweiligen Datenpunkte dargestellt. Der angenäherte Reibungszahlverlauf wird als durchgängige Kurve abgebildet, wobei extrapolierte Bereiche abgeschnitten werden.

Grundsätzlich lässt sich in den Ergebnissen zum einen erkennen, dass die Reibungszahl bei geringen Differenzdrehzahlen geringere Werte aufweist und mit zunehmender Differenzdrehzahl ansteigt. Zum anderen zeigt sich, dass die Flächenpressung insbesondere bei TS A und TS B einen Einfluss auf das Reibungszahlniveau hat. Dieses nimmt bei beiden Systemen mit zunehmender Flächenpressung ab, was zum erwarteten Verhalten auf Basis des Stands der

Forschung passt, vgl. Kapitel 2.7. Bei TS C lässt sich dieser Effekt v. a. bei höheren Differenzdrehzahlen erkennen, ist jedoch weniger stark ausgeprägt.

Die Unterschiede in der Ölformulierung im Hinblick auf die Zielgröße Reibungszahl-
gradient bzw. Reibungszahl über der Differenzdrehzahl lassen sich durch einen
grafischen Vergleich erkennen. TS B weist gegenüber TS A im Bereich kleiner
Differenzdrehzahlen einen deutlich steileren Anstieg der Reibungszahl über der
Gleitgeschwindigkeit auf. TS C weist hingegen gegenüber TS A und TS B eine
deutlich geringere Reibungszahl auf.

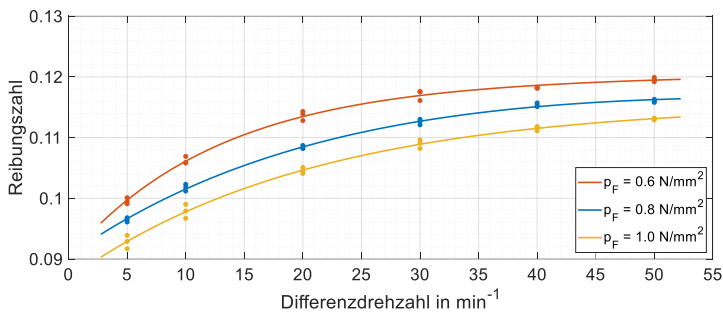


Abbildung 7.5: Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems A ($E_{n,1}$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 73)

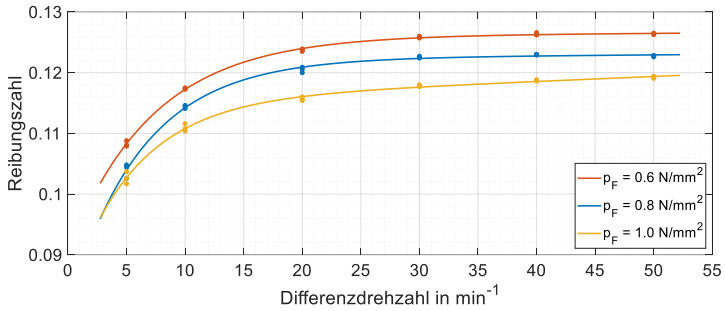


Abbildung 7.6: Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems B ($E_{n,2}$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 75)

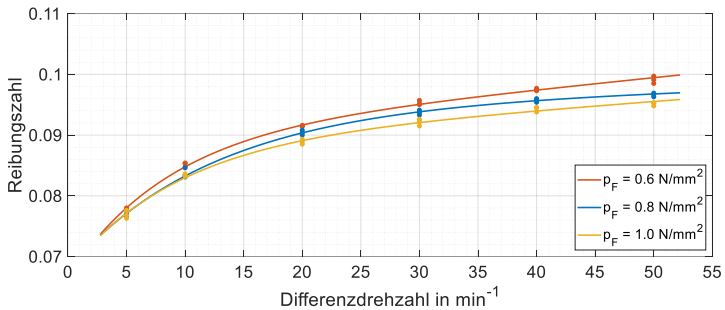


Abbildung 7.7: Angenäherter quasistationärer Verlauf der Reibungszahl des Tribosystems C ($E_{n,3}$) für drei Flächenpressungen, adaptiert aus Albers et al. (2023, S. 75)

Dynamisches Reibungszahlverhalten und Schwingungsreduzierungs Wirkung

Die Ergebnisse der Versuche im dynamischen Dauerschlupfbetrieb mit konstanter Flächenpressung für die drei Entwicklungsgenerationen mit TS A, TS B und TS C werden im Folgenden vorgestellt. Zu Beginn wird das dynamische Reibungszahlverhalten analysiert. Anschließend wird nach derselben Methode, vgl. Kapitel 6.2, die Schwingungsreduzierungs Wirkung untersucht und bewertet sowie auf die Verlustleistung eingegangen. Es wird ein ausgewählter, anwendungsnaher Testfall als Parameterkombination (PK) bzw. Beanspruchungskollektiv betrachtet. Dabei werden Anregungsamplituden betrachtet, wie sie beispielsweise bei einem vorgeschalteten, evtl. kleiner dimensionierten Zweimassenschwungrad der Fall sein können. Höhere Anregungsamplituden, die zu einem veränderten Betriebsverhalten führen, vgl. Albers et al. (2020a) und Kemper et al. (2019), und z. B. auftreten können, wenn keine vorgeschalteten Teilsysteme zur Schwingungsreduzierung wie ZMS vorhanden sind, werden im späteren Verlauf der Forschungsarbeit betrachtet. Der genaue Versuchsplan mit der in diesem Kapitel untersuchten Parameterkombination (PK 1) ist im Anhang zu finden, vgl. Tabelle A.1.

Die Ergebnisse werden mittels Boxplot dargestellt, um auch die Streuung innerhalb eines Tribosystems während der Wiederholungen zu berücksichtigen sowie erste grafische Aussagen zur Abweichung zwischen den Tribosystemen ableiten zu können. Die Anzahl der zugrundeliegenden Wiederholungen wird im jeweiligen Abschnitt angegeben. Der Boxplot veranschaulicht dabei jeweils den Minimal- und den Maximalwert durch das Ende der beiden Linien außerhalb der Box bzw. im Falle von Ausreißern, die mit einem roten Plus dargestellt werden, durch den jeweils am weitesten außen liegenden Ausreißer. Die jeweilige Box wird durch das untere und das obere Quartil begrenzt und veranschaulicht somit den Umfang der mittleren 50 % der Daten, der auch als Interquartilsabstand bezeichnet wird. Als Ausreißer werden im Rahmen dieser Darstellung die Werte, die außerhalb des 1,5-fachen Interquartilsabstand vom unteren bzw. oberen Quartil liegen, gekennzeichnet. Der jeweilige Median wird durch eine rote Linie dargestellt. Ergänzend wird jeweils eine mathematische Varianzanalyse, vgl. Kapitel 2.3.1, für die relevanten Bewertungsgrößen durchgeführt. Bei grafisch klar erkennbaren Unterschieden wird das Ergebnis der Varianzanalyse aus Umfangsgründen nicht extra angeführt. Nachfolgende Abbildung 7.8 zeigt die Ergebnisse für das dynamische Reibungszahlverhalten der drei Varianten.

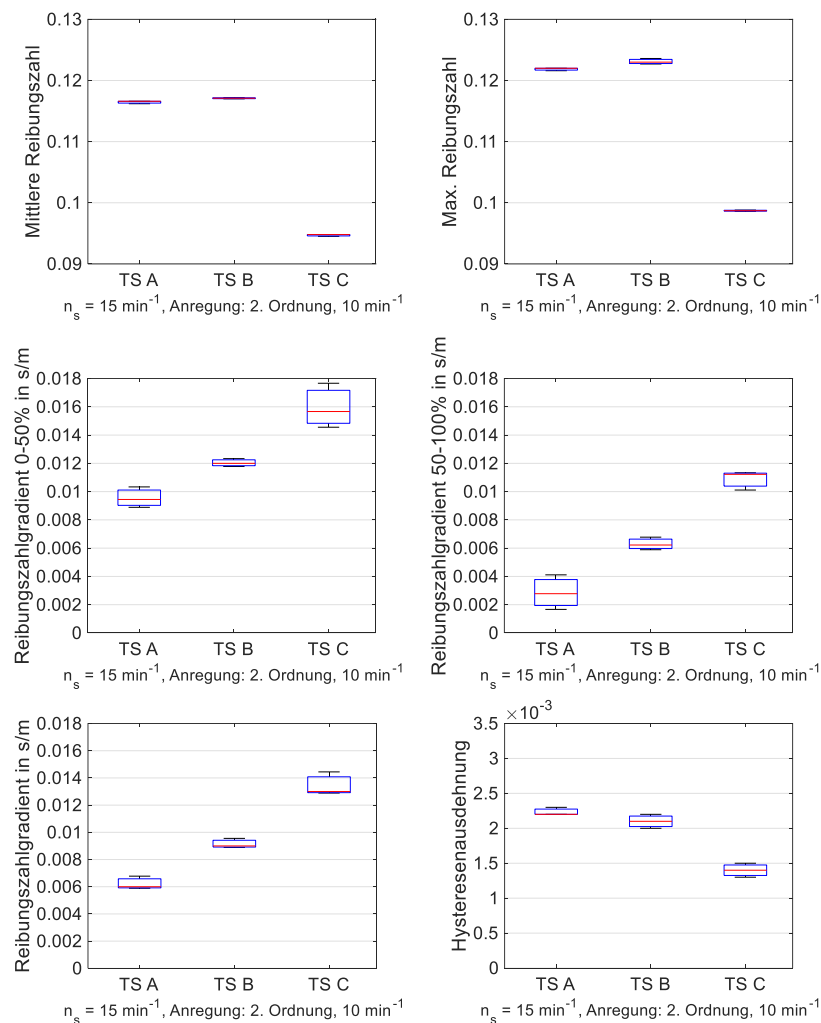


Abbildung 7.8: **Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS A, TS B und TS C bei PK 1, je drei Wiederholungen**

Aus Abbildung 7.8 wird bereits ein Unterschied des Reibungszahlgradienten zwischen TS A und TS B ersichtlich, wobei TS B den höheren Reibungszahlgradienten aufweist und sich damit im dynamischen Reibungszahlverhalten wie vorgesehen von TS A unterscheidet. Die Absolutwerte der Reibungszahlen liegen auf einem, im Bereich der Streuung, vgl. vorheriger Abschnitt „Einlauf“ und Abbildung 7.4, näherungsweise gleichen Niveau. Für die Hysteresenausdehnung lässt sich im untersuchten Betriebsbereich grafisch ebenfalls kein deutlicher, außerhalb der Messchwankungen liegender, Unterschied ausmachen. Die Varianzanalyse bestätigt die aus der grafischen Auswertung ermittelten Tendenzen, vgl. Tabelle 7.6. Demnach liegt für die gezielt zwischen TS A und TS B veränderte Größe des Reibungszahlgradienten ein signifikanter Unterschied (Prüfgröße $F_{\text{Prüf},\mu'} = 70,92$) vor.

Für TS C wird aus Abbildung 7.8 ein deutlich reduziertes Reibungszahlniveau auch im dynamischen Betrieb gegenüber TS A ersichtlich. Gleichzeitig werden eine Zunahme des Reibungszahlgradienten sowie eine Abnahme der Hysteresenausdehnung gegenüber TS A deutlich. Die nachfolgende Varianzanalyse bestätigt ebenfalls die grafisch ermittelten Tendenzen, vgl. Tabelle 7.6.

In den nachfolgenden Tabellen werden die Ergebnisse der Varianzanalyse, vgl. Kapitel 2.3.1, als gerundete Werte aufgeführt. In Tabelle 7.5 sind die kritischen Werte für die hier vorliegenden Freiheitsgrade zur Bewertung der Signifikanz aufgeführt, vgl. Kleppmann (2013, S. 238). In Tabelle 7.6 sind die für den Vergleich von TS A mit TS B und den Vergleich von TS A mit TS C berechneten Prüfgrößen aufgeführt.

Tabelle 7.5: Kritische Werte für ausgewählte Freiheitsgrade (Kleppmann, 2013, S. 238)

Freiheitsgrade $f_1 = 1, f_2 = 4$	$F_{1;4;0,95}$	$F_{1;4;0,99}$	$F_{1;4;0,999}$
Kritische Werte	7,71	21,2	74,1

Tabelle 7.6: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS B und TS A – TS C (dynamisches Reibungszahlverhalten)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{mean}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{max}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu'}$	$F_{\text{Prüf},\text{Hys}}$
TS A – TS B	19	17,33	70,92	4
TS A – TS C	17056	25422	158,4	59,52

Der Vergleich der ermittelten Prüfgrößen in Tabelle 7.6 mit den zugehörigen kritischen Werten in Tabelle 7.5 liefert für die durch die Öleinstellung gezielt veränderten Größen folgende Tendenzen: Für den Reibungszahlgradienten liegt eine signifikante Abweichung zwischen TS A und TS B vor. Für die Reibungszahl liegt eine hochsignifikante Abweichung zwischen TS A und TS C vor. Die weiteren Prüfgrößen bestätigen außerdem die zuvor grafisch ermittelten Tendenzen wie u. a., dass für die Reibungszahl und die Hysteresenausdehnung keine signifikante Abweichung zwischen TS A und TS B erkennbar ist.

Nachfolgend werden in Abbildung 7.9 die Ergebnisse der Untersuchung zur Schwingungsreduzierwirkung sowie die jeweilige Verlustleistung aufgeführt.

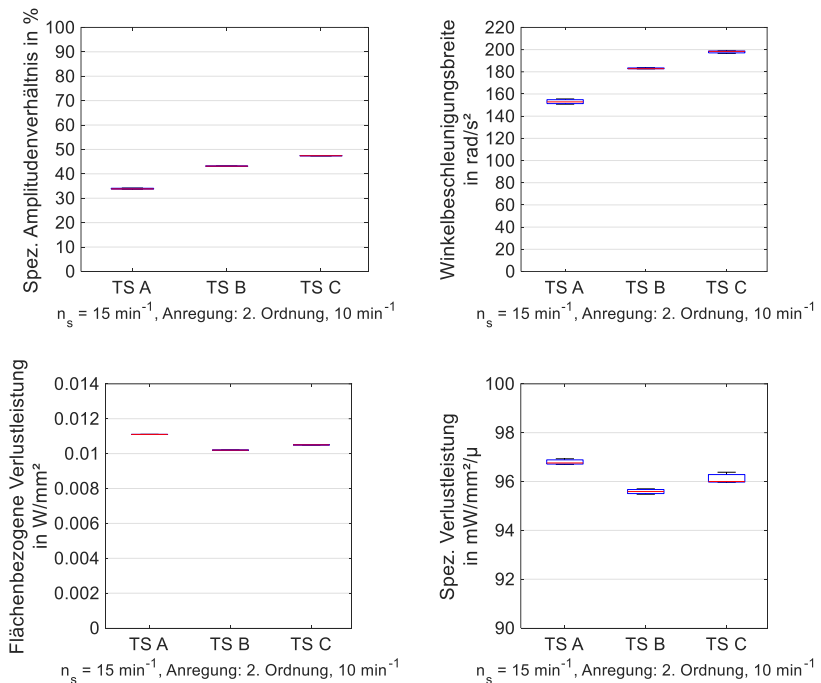


Abbildung 7.9: Schwingungsreduzierwirkung und Verlustleistung für TS A, TS B und TS C bei PK 1, je drei Wiederholungen

Anhand der Boxplots lässt sich erkennen, dass in Bezug auf die Schwingungsreduzierungswirkung ein verändertes Verhalten zwischen den Entwicklungsgenerationen vorliegt. Die Erhöhung des Reibungszahlgradienten und der damit steilere Verlauf der Reibungszahlkurve über der Gleitgeschwindigkeit bei TS B der $E_{n,2}$ führt zu einer geringeren respektive schlechteren Schwingungsreduzierungswirkung als bei der $E_{n,1}$ mit TS A mit geringerem Reibungszahlgradienten und damit flacherem Verlauf der Reibungszahlkurve. Sowohl das spezifische Amplitudenverhältnis als auch die Winkelbeschleunigungsbreite sind bei TS B gegenüber TS A signifikant erhöht. Die nachfolgende Varianzanalyse in Tabelle 7.7 bestätigt die Signifikanz. Für die Reduzierung der Reibungszahl bei TS C der $E_{n,3}$ lässt sich ebenfalls eine Zunahme der Bewertungsgrößen und damit eine Verschlechterung der Schwingungsreduzierungswirkung gegenüber der $E_{n,1}$ mit TS A erkennen. Sowohl TS B als auch TS C weisen jedoch auch geringere Verlustleistungen auf, weswegen durch die hier ermittelten Ergebnisse in erster Linie ein qualitativer Einfluss auf die Schwingungsreduzierungswirkung festgehalten wird. Inwieweit andere Mechanismen neben der Dämpfung begünstigt werden und bei möglichst gleicher Verlustleistung Unterschiede in der Schwingungsreduzierungswirkung vorliegen, wird im Rahmen der folgenden Untersuchungen dieser Forschungsarbeit betrachtet, vgl. Kapitel 7.2.3 und Kapitel 7.2.4.

Tabelle 7.7: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS B und TS A – TS C (Schwingungsreduzierungswirkung)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf}, R_A}$	$F_{\text{Prüf}, \Delta \alpha_{PV}}$
TS A – TS B	3981	461,6
TS A – TS C	17056	25422

7.2.1.2 $E_{n,4}$, $E_{n,5}$: Ölviskosität

Als weitere mögliche Einflussgröße des Kühllöls wird die Ölviskosität betrachtet. Die Viskosität wirkt sich signifikant auf das Reibungszahlverhalten aus und es liegt nahe, dass mitunter aufgrund ihres Einflusses auf das Reibungszahlverhalten sowie aufgrund der Scherwirkung des Öls, vgl. im Stand der Forschung Kapitel 2.7 z. B. in Vorholt (2011), auch ein Einfluss auf die Schwingungsreduzierungswirkung und die daran beteiligten Mechanismen vorliegt. Im Folgenden werden zwei Entwicklungsgenerationen mit Ausprägungsvariationen des Öls mit unterschiedlichen Viskositäten und ansonsten gleich gehaltenen Eigenschaften untersucht und gegenübergestellt. TS D entspricht dabei der Entwicklungsgeneration $E_{n,4}$ mit

gegenüber dem Grundöl (vgl. Tabelle 7.2) reduzierter Viskosität im Öl, TS E der $E_{n,5}$ mit erhöhter Viskosität des Öls. Die aus dem Datenblatt entnommenen bzw. durch Untersuchung von Ölproben mittels Viskosimeter (Werte sind mit * markiert) ermittelten kinematischen Viskositäten der Öle in den beiden Entwicklungs-generationen sind in Tabelle 7.8 aufgeführt.

Tabelle 7.8: Eigenschaften der verwendeten Ölvarianten (TS D, TS E) gemäß Datenblatt bzw. Untersuchung Ölprobe(*) und ergänzte Werte des Grundöls, vgl. Tabelle 7.2, gerundete Werte

	Grundöl	TS D	TS E
Anwendungsart	ATF	ATF	ATF
Kinematische Viskosität bei 40 °C in mm ² /s	18,0	14,4	38,1
Kinematische Viskosität bei 100 °C in mm ² /s	4,2	3,5*	7,0*
Dichte bei 15 °C in g/cm ³	0,83	0,83	0,84

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum dynamischen Reibungszahlverhalten sind analog zu vorherigen Entwicklungsgenerationen mittels Boxplots für TS D und TS E in Abbildung 7.10 dargestellt. In Tabelle 7.9 sind außerdem die Ergebnisse der zugehörigen Varianzanalyse aufgeführt.

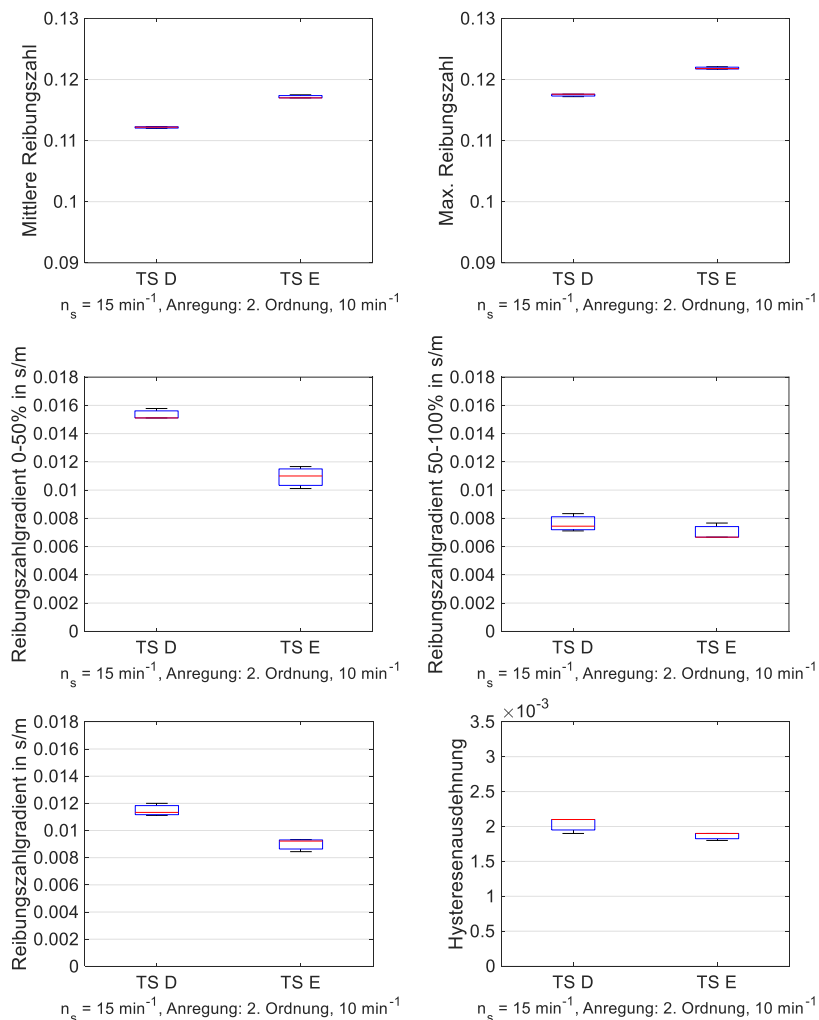


Abbildung 7.10: Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS D und TS E bei PK 1, je drei Wiederholungen

Für das Reibungszahlniveau lässt sich in Abbildung 7.10 erkennen, dass die Reduzierung der Viskosität im untersuchten Betriebsbereich zu einer Reduzierung der Reibungszahl führt. Dies zeigen auch Ergebnisse im Stand der Forschung, wonach bei erhöhter Öltemperatur, und damit einhergehend reduzierter Viskosität, reduzierte Reibungszahlen vorliegen, vgl. im Stand der Forschung Kapitel 2.7. Es lässt sich außerdem ein Einfluss der Ölviskosität auf den Reibungszahlgradienten erkennen. Insbesondere im Bereich geringerer Gleitgeschwindigkeiten unterscheidet sich der Kennwert $\mu'_{0-50\%}$ zwischen den beiden Entwicklungsgenerationen mit TS D und TS E erkennbar. Die Varianzanalyse bestätigt die grafische Beobachtung und zeigt eine hochsignifikante Abweichung des Kennwerts $\mu'_{0-50\%}$ sowie der Reibungszahlen. Für den Kennwert Hysteresenausdehnung wird im untersuchten Bereich keine signifikante Abweichung ermittelt, vgl. Prüfgrößen in Tabelle 7.9.

Tabelle 7.9: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS D – TS E (dynamisches Reibungszahlverhalten)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf}, \mu_{\text{mean}}}$	$F_{\text{Prüf}, \mu_{\text{max}}}$	$F_{\text{Prüf}, \mu'}$	$F_{\text{Prüf}, \mu'_{0-50\%}}$	$F_{\text{Prüf}, \mu'_{50-100\%}}$	$F_{\text{Prüf}, \text{Hys}}$
TS D – TS E	703,1	600,8	41,18	76,96	1,62	5,0

Zusammenfassend wird in den Untersuchungen ein signifikanter Einfluss der Ölviskosität auf das dynamische Reibungszahlverhalten ermittelt, insbesondere auf den Reibungszahlgradienten im Bereich geringerer Gleitgeschwindigkeiten und das Reibungszahlniveau. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Untersuchungen zur Schwingungsreduzierungs Wirkung und zur Verlustleistung der beiden Entwicklungsgenerationen gegenübergestellt.

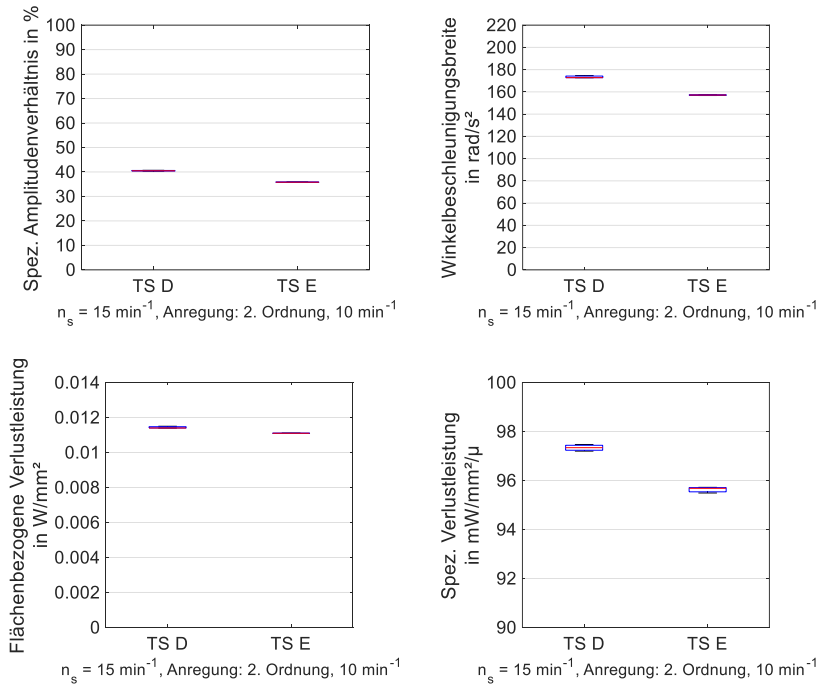


Abbildung 7.11: Schwingungsreduzierungswirkung und Verlustleistung für TS D und TS E bei PK 1, je drei Wiederholungen

In den Boxplots in Abbildung 7.11 lassen sich ein geringeres spezifisches Amplitudenverhältnis und eine geringere Winkelbeschleunigungsbreite bei gleichzeitig geringerer Verlustleistung bei TS E gegenüber TS D erkennen. Im untersuchten Betriebsbereich unter gleichen Betriebsbedingungen liegt eine verbesserte Reduzierungswirkung für die Entwicklungsgeneration $E_{n,5}$ mit erhöhter Ölviskosität (TS E) vor. Die vorgenommene Erhöhung der Viskosität führt zu einer verbesserten Schwingungsreduzierung im dynamischen Dauerschleupfbetrieb. Eine mögliche Erklärung hierfür kann ein durch die Viskositätsveränderung bedingt veränderter Reibungszustand sein. Dieser kann sich durch reduzierte Festkörperwirkflächenpaare und erhöhte Scherwirkung im Öl in einer stärkeren Entkopplung auswirken. Die in Tabelle 7.10 aufgeführten Ergebnisse der

Varianzanalyse ergänzen die Auswertung durch eine Aussage zur Signifikanz der Abweichungen. Es wird ein hochsignifikanter Unterschied ermittelt.

Tabelle 7.10: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS D – TS E (Schwingungsreduzierungs Wirkung)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf}, R_A}$	$F_{\text{Prüf}, \Delta \alpha_{\text{PlV}}}$
TS D – TS E	2007	569,2

7.2.1.3 $E_{n,6}$, $E_{n,7}$: Reibbelag

Als weitere mögliche Einflussgröße wird mit den Entwicklungsgenerationen $E_{n,6}$ (TS F) und $E_{n,7}$ (TS G) durch Ausprägungsvariationen gegenüber dem Referenzsystemelement der Reiblamelle aus der G_{n-1} eine variierte Reibbelagdichte betrachtet. Das Material des Reibbelags wird dazu in der Herstellung der Reibbeläge unterschiedlich dicht verpresst. Dabei wird neben der Reibbelagdichte auch dessen Elastizität verändert, die eine mögliche Einflussgröße auf die der Schwingungsreduzierung zugrundeliegenden Wirkmechanismen darstellt. Die gegenüber dem Referenzsystemelement veränderten Eigenschaften sind in Tabelle 7.11 aufgeführt. Die Daten wurden vom Hersteller nach der Produktion ermittelt und stellen Durchschnittswerte aus jeweils zwölf produzierten Reiblamellen dar.

Tabelle 7.11: Gegenüber der Serienlamellen (vgl. Tabelle 7.1) veränderte Eigenschaften der Reiblamellen der Tribosysteme TS F und TS G gemäß Untersuchung nach Produktion, gerundete Werte

	TS F	TS G
Dicke in mm	2,6	2,83
Belagdichte in % des Serienbelags	144	92
Belagelastizität, durchschnittlich in % ⁵	1,3	4,1

⁵ Materialprüfung durch Hersteller (Nachgiebigkeit des Belags bei gleicher Belastung)

Die Ergebnisse der Untersuchungen des dynamischen Reibungszahlverhaltens für PK 1 sind analog zu vorherigen Auswertungen durch Boxplots für TS F und TS G in Abbildung 7.10 dargestellt. Teile der Ergebnisse wurden vorab in der Fachzeitschrift ‚Tribologie und Schmierungstechnik‘ (Bischofberger et al., 2022b) veröffentlicht.

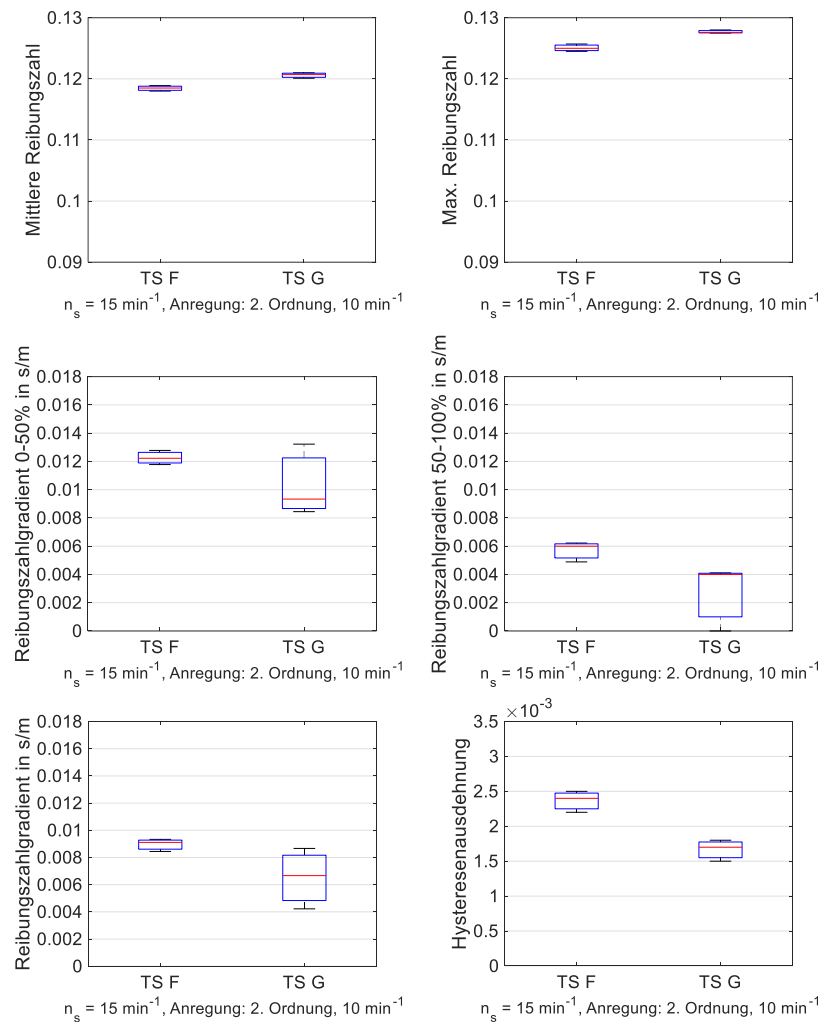


Abbildung 7.12: Dynamisches Reibungszahlverhalten für TS F und TS G bei PK 1, je drei Wiederholungen, adaptierte und erweiterte Darstellung aus Bischofberger et al. (2022b, S. 35–37)

Die beiden Entwicklungsgenerationen weisen im untersuchten Betriebsbereich ein ähnliches Reibungszahlniveau auf. Unterschiede lassen sich v. a. beim Reibungszahlgradienten beobachten. TS G weist hierbei eine hohe Streuung auf, der geringere Median deutet jedoch auf eine Abnahme des Reibungszahlgradienten bei reduzierter Reibbelagdichte und damit erhöhter Reibbelagelastizität hin. Aufgrund der großen Streuung kann der Unterschied jedoch nicht als signifikant bewertet werden. Dies wird durch die nachfolgend aufgeführten Ergebnisse der Varianzanalyse bestätigt (Prüfgröße $F_{\text{Prüf},\mu'} = 3,47$). Für TS G lässt sich ergänzend eine geringere Hysteresenausdehnung beobachten.

Tabelle 7.12: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS F – TS G (dynamisches Reibungszahlverhalten)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{mean}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{max}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu'}$	$F_{\text{Prüf},\overline{\text{Hys}}}$
TS F – TS G	33,03	48,01	3,47	31,5

Nachfolgend werden in Abbildung 7.13 die Ergebnisse der Untersuchung zur Schwingungsreduzierungs Wirkung sowie die dabei ermittelte Verlustleistung dargestellt.

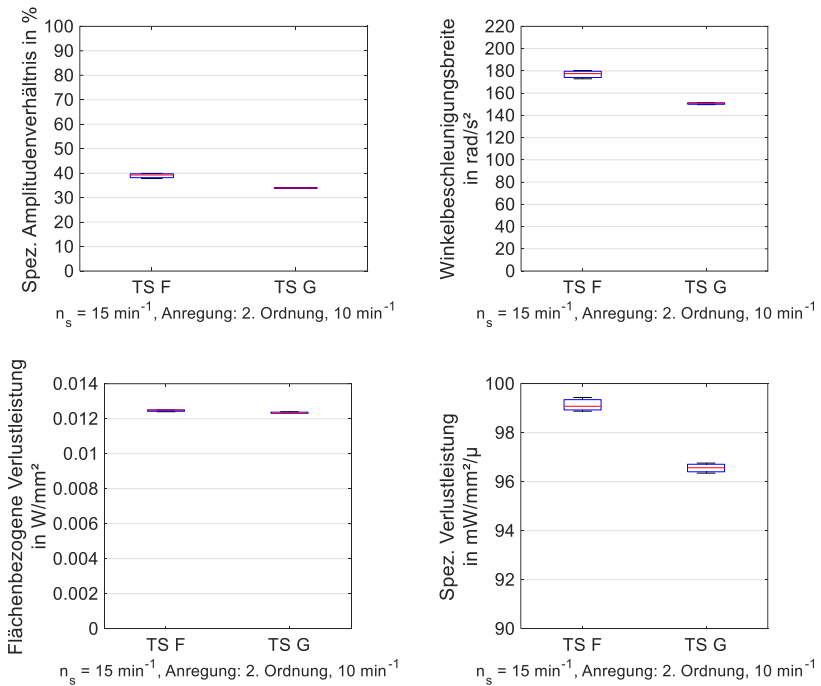


Abbildung 7.13: Schwingungsreduzierwirkung und Verlustleistung für TS F und TS G bei PK 1, je drei Wiederholungen

Im untersuchten Betriebsbereich lassen sich bei näherungsweise gleicher flächenbezogener Verlustleistung für die $E_{n,7}$ mit reduzierter Reibbelagdichte (TS G) geringere Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierwirkung gegenüber der $E_{n,6}$ mit erhöhter Reibbelagdichte (TS F) beobachten. Die Veränderung der Reibbelagdichte hat demnach einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierwirkung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb. Ein mögliches Erklärungsmodell hierfür stellt die veränderte Belagelastizität dar. Durch eine Reduzierung der Reibbelagdichte wird eine erhöhte Elastizität im Belag erreicht, vgl. Messergebnisse Tabelle 7.11, die im untersuchten Betriebsbereich eine verbesserte Entkopplung bewirken kann. Eine genauere Betrachtung wirkender Mechanismen folgt im Rahmen dieser Forschungsarbeit in Kapitel 7.2.4. Die nachfolgende Varianzanalyse gibt ergänzend Aufschluss über die Signifikanz der Abweichungen. Die

näherungsweise gleiche Verlustleistung im untersuchten Bereich wird durch die geringe Prüfgröße $F_{\text{Prüf},p_{V,A_0}}$ bestätigt.

Tabelle 7.13: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS F – TS G
(Schwingungsreduzierungswirkung)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf},R_A}$	$F_{\text{Prüf},\Delta\alpha_{ptV}}$	$F_{\text{Prüf},p_{V,A_0}}$	$F_{\text{Prüf},p_{V,sp}}$
TS F – TS G	66,35	137,5	8	162

7.2.1.4 $E_{n,8}$: Stahllamelle

In einer weiteren Entwicklungsgeneration $E_{n,8}$ mit TS H wird eine Ausprägungsvariation der Stahllamelle durch eine nachträgliche Plasmanitrierung vorgenommen. Hierdurch wird eine höhere Oberflächenhärte erzeugt, die sich auf das Reibungsverhalten auswirken kann und einen möglichen Einflussfaktor auf das Übertragungsverhalten darstellt. Die Einstellparameter der Nitrierung sind in Tabelle 7.14 aufgeführt. Abbildung 7.14 zeigt eine Stahllamelle der Entwicklungsgeneration $E_{n,8}$. Um den Einfluss der variierten Stahllamelle betrachten zu können, werden die Ergebnisse den Ergebnissen der $E_{n,1}$ (TS A) gegenübergestellt.

Tabelle 7.14: Gegenüber den Serienlamellen (vgl. Tabelle 7.1) veränderte Eigenschaften der Stahllamellen des TS H gemäß Vorgabe Nachbearbeitung

TS H	
Nachbearbeitung	Gehärtet mittels Plasmanitrierung
Parameter Plasmanitrieren:	
Nitriertiefe in mm	0,01 +0,01 Toleranz
Nitrierhärte	550 HV1

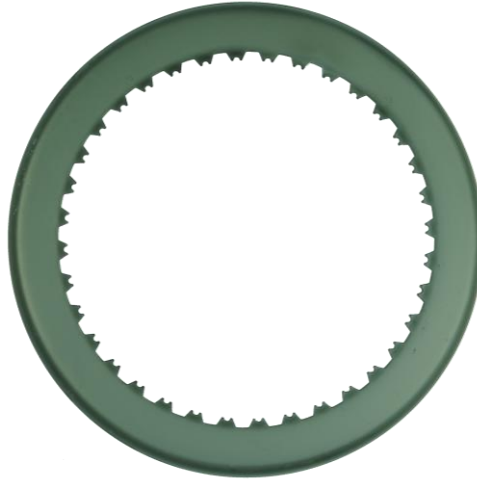


Abbildung 7.14: Auszug des Sul: plasmanitrierte Stahllamelle (Neuzustand)

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum dynamischen Reibungszahlverhalten sind in Abbildung 7.15 dargestellt und werden dabei den Ergebnissen der $E_{n,1}$ (TS A) gegenübergestellt.

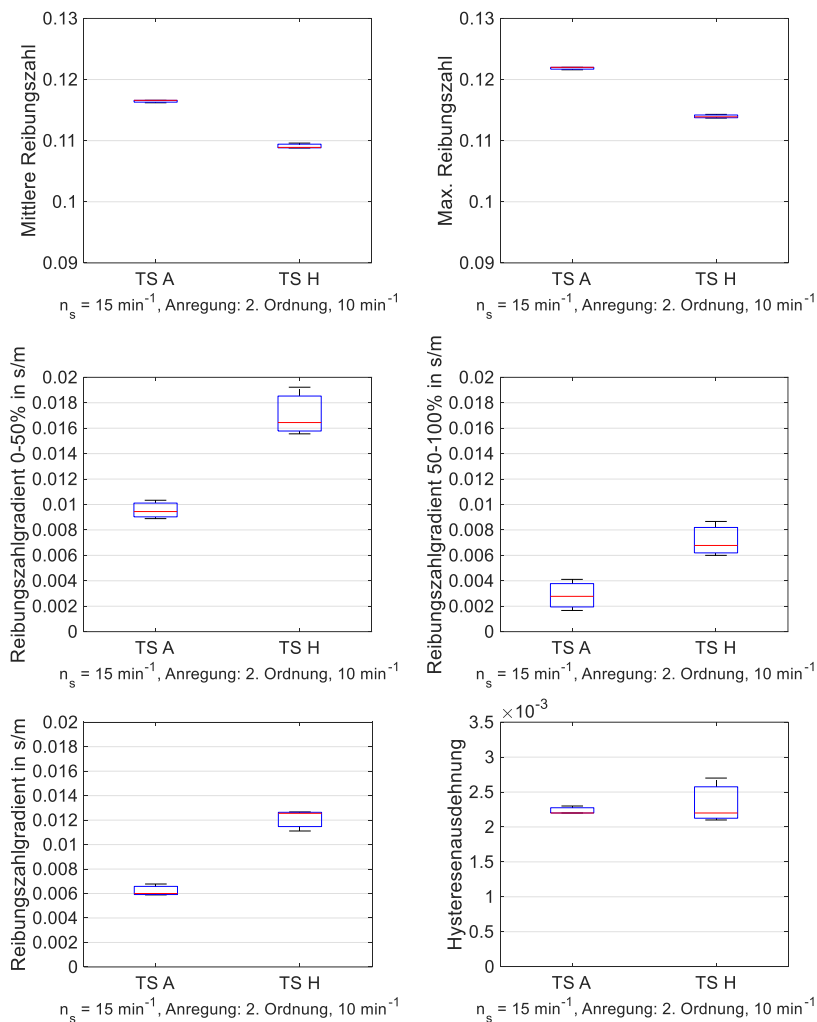


Abbildung 7.15: Dynamisches Reibungsverhalten für TS A und TS H bei PK 1, je drei Wiederholungen

Die Ergebnisse zeigen ein verändertes dynamisches Reibungszahlverhalten. Sowohl Reibungszahl als auch Reibungszahlgradient weichen hochsignifikant ab, vgl. Prüfgrößen in Tabelle 7.15. Die $E_{n,8}$ (TS H) weist ein geringeres Reibungszahlniveau sowie einen höheren Reibungszahlgradienten auf. Für den Kennwert Hysteresenausdehnung lässt sich im untersuchten Bereich kein signifikanter Unterschied erkennen.

Tabelle 7.15: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS H (dynamisches Reibungszahlverhalten)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{mean}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu_{\text{max}}}$	$F_{\text{Prüf},\mu'}$	$F_{\text{Prüf},\overline{Hys}}$
TS A – TS H	669	1277	105,3	0,28

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Untersuchung zur Schwingungsreduzierungs Wirkung mit der dabei ermittelten Verlustleistung in Abbildung 7.16 dargestellt und ebenfalls den Ergebnissen der $E_{n,1}$ (TS A) gegenübergestellt.

Für die Entwicklungsgeneration mit plasmanitrierten Stahllamellen $E_{n,8}$ (TS H) lassen sich im untersuchten Betriebsbereich deutlich erhöhte Bewertungsgrößen für die Schwingungsreduzierungs Wirkung beobachten. Das spezifische Amplitudenverhältnis erhöht sich absolut um ca. 10 % gegenüber der $E_{n,1}$ (TS A) mit nicht nachbearbeiteten Serienstahllamellen. Die Plasmanitrierung führt demnach zu einer Verschlechterung der Schwingungsreduzierung. Die Varianzanalyse in Tabelle 7.16 bestätigt die Abweichungen und zeigt einen hochsignifikanten Unterschied für beide Bewertungsgrößen.

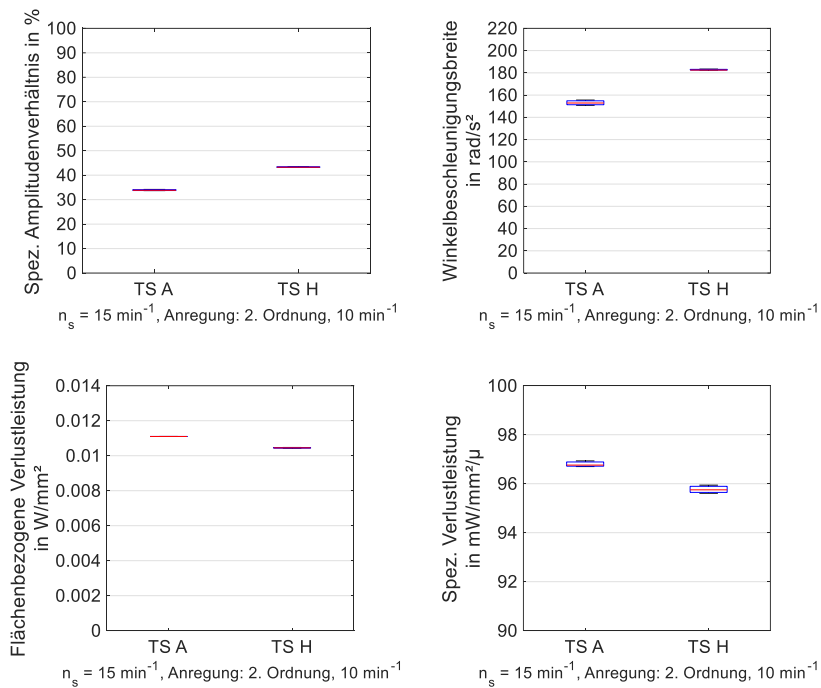


Abbildung 7.16: Schwingungsreduzierungswirkung und Verlustleistung für TS H im Vergleich zu TS A bei PK 1, je drei Wiederholungen

Tabelle 7.16: Prüfgrößen der Varianzanalyse von TS A – TS H (Schwingungsreduzierungswirkung)

Tribosystemvergleich	$F_{\text{Prüf}, R_A}$	$F_{\text{Prüf}, \Delta \alpha_{\text{pIV}}}$
TS A – TS H	3350	456,59

7.2.2 Zwischenfazit Forschungsfrage 1.3

In Kapitel 7.2.1 und in diesem Kapitel 7.2.2 wurde Teilforschungsfrage 1.3, die wie folgt lautet, untersucht und beantwortet:

Teilforschungsfrage 1.3

Welche Tribosystemgrößen haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem?
--

In einem anwendungsnahen Beanspruchungskollektiv wurden die Tribosysteme der verschiedenen Entwicklungsgenerationen jeweils fabrikneu nach einem definierten Einlauf im dynamischen Dauerschlupfbetrieb nach den in Kapitel 6 eingeführten Methoden untersucht. Die Ergebnisse wurden grafisch mittels Boxplot gegenübergestellt. Durch eine Varianzanalyse wurden die erkennbaren Unterschiede der ermittelten Bewertungsgrößen auf Signifikanz geprüft. Es konnten signifikante bis hochsignifikante Abweichungen und damit Einflüsse der variierten Tribosystemgrößen ermittelt werden. Die Entwicklungsgenerationen zeigen sowohl Unterschiede im dynamischen Reibungszahlverhalten als auch in der Schwingungsreduzierungs Wirkung. Für folgende Tribosystemgrößen wurde im untersuchten Betriebsbereich ein signifikanter Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem ermittelt:

- Schmierstoff respektive Kühllöl (Reibungszahlkurve, Viskosität),
- Reibbelag (Dichte, Elastizität),
- Stahllamelle (Endbearbeitung Plasmanitrierung).

Damit ist Teilforschungsfrage 1.3 beantwortet.

Zusammengefasst werden die Ergebnisse abschließend und ergänzend durch eine normierte Gegenüberstellung relevanter Bewertungsgrößen in einer dreidimensionalen Darstellung in Abbildung 7.17. Diese Abbildung gibt einen grundlegenden Überblick hinsichtlich des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz der untersuchten Tribosysteme im Betriebszustand PK 1. Dabei werden die Tribosysteme entlang der x-Achse entsprechend ihrer Verlustleistungen und entlang der y-Achse entsprechend ihrer spezifischen Amplitudenverhältnisse in Relation zueinander gesetzt. Die dritte Dimension in Form der Größe des jeweiligen Datenpunkts gibt die jeweilige in Relation gesetzte (normierte) spezifische Verlustleistung, vgl. Kapitel 6.6.1, an und kann eine mögliche Bewertungsgröße für den Zielkonflikt darstellen. (Bischofberger et al., 2023b)

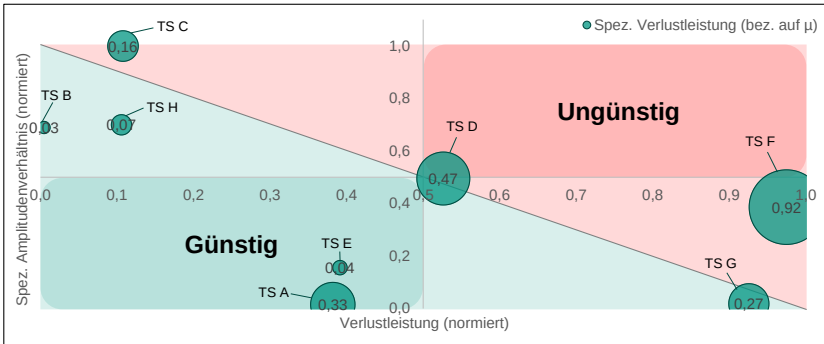


Abbildung 7.17: Einordnung der untersuchten Tribosysteme der Entwicklungsgenerationen im Untersuchungsbereich PK 1 bzgl. des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz, adaptiert nach Bischofberger et al. (2023b, S. 79)

Abbildung 7.17 verdeutlicht qualitativ die vorliegenden Unterschiede im Schwingungsreduzierungsverhalten der untersuchten Tribosysteme für ein Beanspruchungskollektiv. Unterteilt in vier Quadranten können insbesondere Systeme im oberen rechten Quadranten (hohes Amplitudenverhältnis, hohe Verlustleistung) als besonders negativ sowie Systeme im unteren linken Quadranten (geringes Amplitudenverhältnis, geringe Verlustleistung) als besonders positiv in Hinblick auf den Zielkonflikt Komfort vs. Effizienz identifiziert werden. Im nächsten Schritt werden daraus ausgewählte Entwicklungsgenerationen in Betriebszuständen mit möglichst gleichem Kupplungsmoment und damit möglichst gleicher Verlustleistung untersucht. Quantitative Unterschiede der Schwingungsreduzierungs Wirkung und Unterschiede in den Wirkmechanismen lassen sich so herausstellen.

7.2.3 Versuche mit konstantem Kupplungsmoment

In diesem Kapitel werden Untersuchungen mit möglichst konstantem Kupplungsmoment durchgeführt um auf Basis der generierten Erkenntnisse, vgl. Kapitel 7.2.1 und 7.2.2, ausgewählte Entwicklungsgenerationen quantitativ in ihrer Schwingungsreduzierungs Wirkung bei möglichst gleicher Verlustleistung miteinander vergleichen zu können. Das übertragbare Drehmoment (Kupplungsmoment) stellt eine zentrale Größe im Betrieb der Kupplung im Antriebsstrang dar. Die Untersuchung soll damit auch einen anwendungsnahen Vergleich für den Einsatz bei einem vorgegebenen Kupplungsmoment ermöglichen. Hierfür wird eine Auswahl der Entwicklungsgenerationen aus den Untersuchungen zur Schwingungsreduzierungs Wirkung bei

konstanter Flächenpressung verwendet, vgl. Kapitel 7.2.1. Da die Veränderung der Reibungszahl direkt mit einer Veränderung der Verlustleistung einhergeht (direkter Einfluss auf das übertragbare Reibmoment), wird die Entwicklungsgeneration $E_{n,3}$, in der das Tribosystem gezielt hinsichtlich des Reibungszahlniveaus verändert wurde, hier nicht untersucht. Außerdem wird die $E_{n,8}$ mit Plasmanitrierung aufgrund des identifizierten negativen Einflusses nicht weiter untersucht. Bei den übrigen Entwicklungsgenerationen werden vergleichend auch die jeweils als ungünstig identifizierten Entwicklungsgenerationen betrachtet, um eine Vergleichbarkeit sicherzustellen. Die Versuche werden mit den Tribosystemen aus den vorherigen Untersuchungen zur Schwingungsreduzierungs Wirkung durchgeführt. Die Tribosysteme werden nach dem Wiedereinbau durch einen Wiedereinlauf in einen eingelaufenen Zustand mit stabilem Reibungszahlverhalten überführt. Hierfür wird dieselbe Methode wie für den Einlauf, vgl. Kapitel 6.1, angewandt. Im Wiedereinlauf werden 100 Synchronisierungsschaltungen durchgeführt.

Betrachtet werden zwei anwendungsnahe Beanspruchungskollektive (Testfälle). Basis hierfür bilden, analog zu vorherigen Untersuchungen, die im Rahmen der beiden IGF-Forschungsvorhaben FVA 780 I, vgl. Albers et al. (2020a), und FVA 780 II, vgl. Albers et al. (2023), erarbeiteten Parameterbereiche. Die beiden Testfälle werden zum einen unterschieden nach einer geringeren Anregungsamplitude (PK 2.1), beispielsweise der Fall bei einem vorgeschalteten, evtl. kleiner dimensionierten Zweimassenschwungrad, zum anderen nach einer höheren Anregungsamplitude (PK 2.2), die zu einem gänzlich veränderten Betriebsverhalten führt und z. B. im Fall ohne vorgeschaltete Komponenten zur Schwingungsreduzierung auftreten kann. In beiden Testfällen wird ein möglichst konstantes Kupplungsmoment $M_K \approx 150 \text{ Nm}$ angestrebt. Die zugehörigen Parameterkombinationen sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.2. Die Untersuchungen werden nach erfolgtem Wiedereinlauf, vgl. vorheriger Abschnitt, nach der in Kapitel 6.2 vorgestellten Methode im dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt, wobei jede Parameterkombination als Kompromiss zwischen erhöhter statistischer Aussagekraft und möglichst keinen Veränderungen im Tribosystem zehnmal wiederholt wird. Die Ergebnisse wurden in Teilen vorab in einem ‚SAE Technical Paper‘ sowie auf einer Konferenz veröffentlicht (Bischofberger et al., 2023a). Die darin verwendeten Bezeichnungen der Tribosysteme unterscheiden sich teilweise von den Bezeichnungen in dieser Forschungsarbeit.

7.2.3.1 $E_{n,1}$, $E_{n,2}$: Reibungszahlverlauf (Reibungszahlgradient)

Nachfolgend werden die Ergebnisse der quantitativen Untersuchung der Entwicklungsgenerationen mit den Tribosystemen mit reduziertem Reibungszahlgradienten ($E_{n,1}$) und TS B mit erhöhtem Reibungszahlgradienten ($E_{n,2}$) vorgestellt. Die

Ergebnisse sind in Abbildung 7.18 mittels Boxplots dargestellt. Dabei werden als Bewertungsgrößen zur Schwingungsreduzierungswirkung das spezifische Amplitudenverhältnis sowie die Winkelbeschleunigungsbreite aufgeführt. Ergänzend wird die Verlustleistung angegeben. Die linke Spalte zeigt die Ergebnisse der Parameterkombination PK 2.1, die rechte Spalte die Ergebnisse der Parameterkombination PK 2.2.

Die Verlustleistung liegt für beide Tribosysteme sowohl bei PK 2.1 als auch bei PK 2.2 auf einem ähnlichen Niveau, wobei TS A etwas geringere Werte aufweist. Für die Schwingungsreduzierungswirkung werden erkennbare Unterschiede ermittelt. Spezifisches Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigungsbreite sind bei TS A, insbesondere bei PK 2.1, signifikant reduziert. Auch bei PK 2.2 werden für TS A geringere Bewertungsgrößen ermittelt. Die Schwingungsreduzierungswirkung fällt bei PK 2.2 insgesamt geringer (Spezifisches Amplitudenverhältnis hier ca. 65–70 %) aus als bei PK 2.1 (Spezifisches Amplitudenverhältnis hier ca. 20–35 %), was durch die höhere Anregungsamplitude bei PK 2.2 bedingt sein kann, vgl. Untersuchung des Einfluss von Betriebsgrößen in Kapitel 7.3.

Zusammenfassend wird für das Tribosystem TS A mit reduziertem Reibungszahlgradienten ($E_{n,1}$) eine verbesserte Schwingungsreduzierung bei nahezu gleichbleibender Verlustleistung ermittelt. Hieraus lassen sich folgende Erkenntnisse ableiten (Bischofberger et al., 2023a):

- Die Friction-Modifier-Additivierung bzw. die Anpassung des Reibungszahlgradienten hat einen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsreduzierungsverhalten im schlupfbetriebenen nasslaufenden Frikionskontakt, auch bei unveränderter Verlustleistung.
- Die erhöhte Schwingungsreduzierungswirkung durch den flacheren Reibungszahlverlauf resultiert nicht überwiegend aus einer Erhöhung der Dämpfung, da die Verlustleistung unverändert ist. Stattdessen ergibt sie sich aus anderen schwingungsmindernden Mechanismen, die durch den geringeren Reibungszahlgradienten begünstigt werden.
- Die Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kuppelungssystem ist effizienter mit einem Tribosystem, dessen Reibungszahlverlauf gezielt hin zu einem geringeren Reibungszahlgradienten ausgelegt wird.

Die experimentellen Untersuchungen bestätigen die in Bischofberger, Bause, Ott und Albers (2022a) simulativ ermittelten Tendenzen, wonach ein reduzierter Reibungszahlgradient zu einem geringeren Amplitudenverhältnis und einer geringeren Winkelbeschleunigung führt.

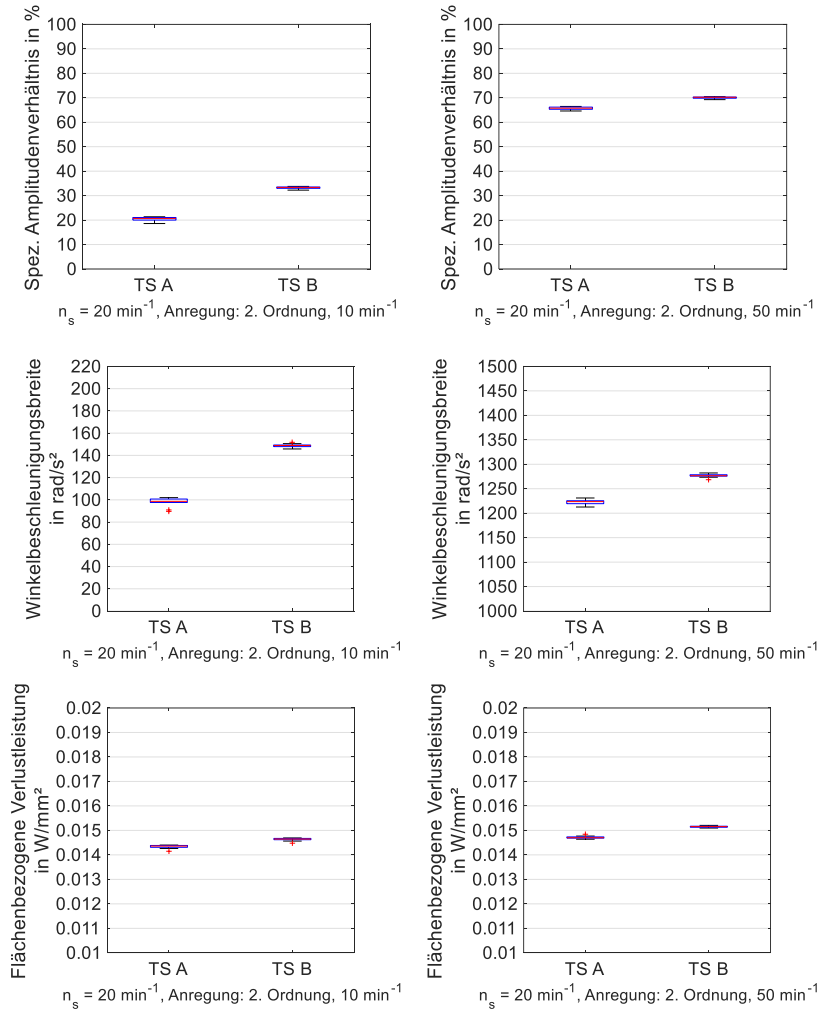


Abbildung 7.18: Schwingungsreduzierwirkung und Verlustleistung für TS A und TS B bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $M_K \approx 150 \text{ Nm}$, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsenkalierung der Winkelbeschleunigungsbreite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst. Abbildung in Teilen adaptiert aus Bischofberger et al. (2023a, S. 6–7)

7.2.3.2 $E_{n,4}$, $E_{n,5}$: Ölviskosität

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der quantitativen Untersuchung der Entwicklungsgenerationen mit den Tribosystemen mit veränderter Ölviskosität, TS D mit reduzierter Ölviskosität ($E_{n,4}$) und TS E mit erhöhter Ölviskosität ($E_{n,5}$), vorgestellt. Die Ergebnisse sind durch Boxplots der je zehn Wiederholungen in Abbildung 7.19 dargestellt.

Es wird in den beiden Testfällen jeweils ein Betriebszustand mit annähernd gleicher Verlustleistung der beiden Tribosysteme erreicht, vgl. flächenbezogene Verlustleistung in Abbildung 7.19. Für die Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierungs Wirkung zeigt sich bei PK 2.1 ein signifikanter Unterschied. Die Entwicklungsgeneration $E_{n,5}$ mit TS E mit erhöhter Ölviskosität weist ein geringeres spezifisches Amplitudenverhältnis und eine geringere Winkelbeschleunigungsbreite auf, was auf eine verbesserte Schwingungsreduzierung schließen lässt. Auch für PK 2.2 zeigt die $E_{n,5}$ mit TS E mit höherer Ölviskosität eine Tendenz zu reduzierten Bewertungsgrößen und damit besserer Schwingungsreduzierung.

Eine mögliche Erklärung für die veränderten Wirkmechanismen ist ein bedingt durch die erhöhte Ölviskosität erhöhtes Reibungszahlniveau bei TS E. Entsprechend Gleichung 2.4 für das Reibmoment M_R bzw. Gleichung 2.8 für das Kupplungsmoment M_K ist mit der erhöhten Reibungszahl im Lamellenpaket eine geringere Flächenpressung notwendig, um das gleiche Drehmoment (hier $M_K \approx 150 \text{ Nm}$) übertragen zu können. Die geringere Flächenpressung kann wiederum zu einer erhöhten Entkopplung zwischen An- und Abtrieb und damit zu einer besseren Schwingungsreduzierung führen (Bischofberger et al., 2023a)⁶.

Zusammenfassend werden für die Ölviskosität folgende Punkte festgehalten (Bischofberger et al., 2023a):

- Die Ölviskosität hat einen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsreduzierungsverhalten im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt, auch bei unveränderter Verlustleistung.

⁶ Die Hypothese, dass eine Reduzierung der Flächenpressung im Untersuchungsbereich zu einer verbesserten Schwingungsreduzierungs Wirkung führt, wird im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, vgl. Kapitel 7.3, untersucht.

- Die erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung durch die erhöhte Ölviskosität resultiert in erster Linie nicht aus einer Erhöhung der Dämpfung, da die Verlustleistung näherungsweise unverändert ist. Stattdessen folgt sie aus anderen schwingungsmindernden Mechanismen wie einer größeren Entkopplung.
- Die Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kuppelungssystem ist effizienter mit einem Tribosystem, dessen Öl eine verhältnismäßig hohe, bezogen auf ATF, Ölviskosität aufweist.

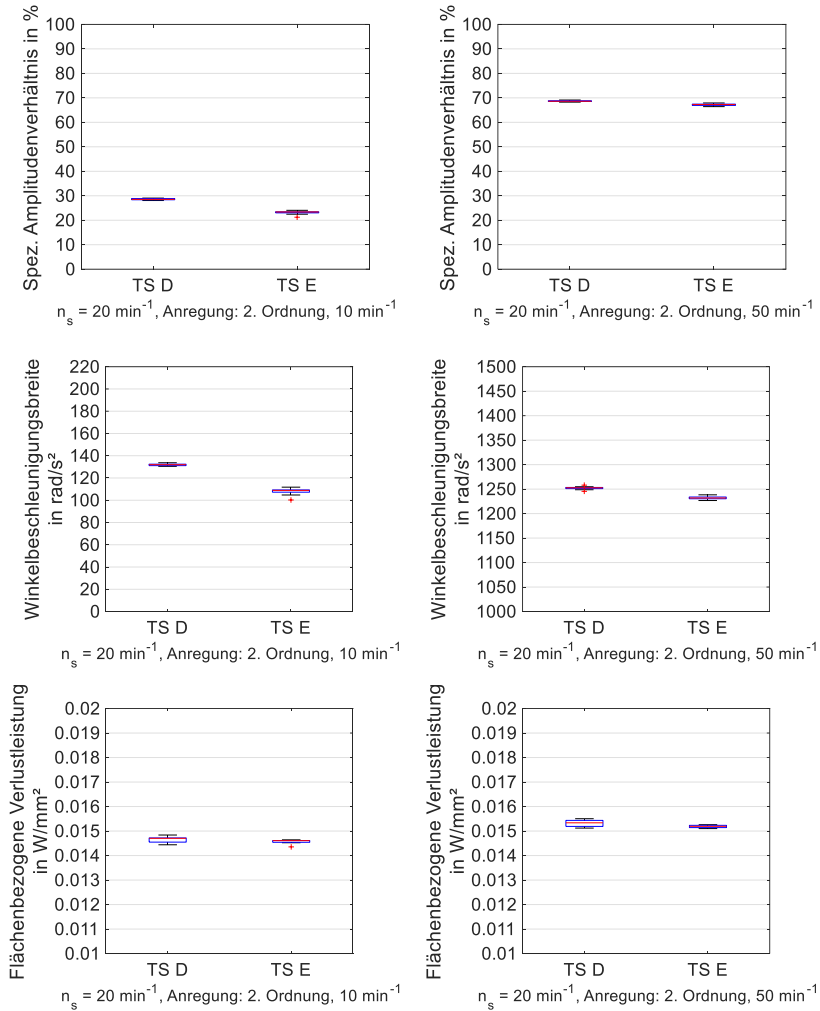


Abbildung 7.19: Schwingungsreduzierungswirkung und Verlustleistung für TS D und TS E bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $M_K \approx 150 \text{ Nm}$, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsenkalierung der Winkelbeschleunigungsbreite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst. Abbildung in Teilen adaptiert aus Bischofberger et al. (2023a)

7.2.3.3 $E_{n,6}$, $E_{n,7}$: Reibbelag

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der quantitativen Untersuchung der Entwicklungsgenerationen mit den Tribosystemen mit veränderter Reibbelagdichte, TS F mit erhöhter ($E_{n,6}$) und TS G mit reduzierter Reibbelagdichte ($E_{n,7}$), vorgestellt. Die Ergebnisse werden analog mittels Boxplots der je zehn Wiederholungen in Abbildung 7.20 dargestellt.

Für die Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierungswirkung lässt sich bei PK 2.1 ein Unterschied zwischen den Systemen erkennen. Bei PK 2.2 ist der Unterschied weniger deutlich ausgeprägt, es wird jedoch eine Tendenz bei der $E_{n,6}$ mit TS G zu reduzierten Bewertungsgrößen und damit zu einer besseren Schwingungsreduzierung beobachtet. Insgesamt weist die Entwicklungsgeneration $E_{n,6}$ mit TS G mit weniger dichtem und elastischerem Reibbelag ein geringeres spezifisches Amplitudenverhältnis und eine geringere Winkelbeschleunigungsbreite auf, was auf eine verbesserte Schwingungsreduzierung schließen lässt. Da die Verlustleistung der beiden Tribosysteme in den jeweiligen Versuchen auf einem gleichen Niveau liegt, kann geschlossen werden, dass sich die vorgenommene Reduzierung der Reibbelagdichte und die damit einhergehende erhöhte Belagelastizität, vgl. Tabelle 7.11, positiv auf die Schwingungsreduzierungswirkung im nasslaufenden Friktionskontakt auswirken. Ein mögliches Erklärungsmodell in Hinblick auf die Wirkmechanismen ist eine erhöhte Isolationswirkung sowie eine erhöhte Dämpfungswirkung durch die Veränderung der Steifigkeit im elastischeren Belag. In den im nächsten Kapitel folgenden Untersuchungen zur Frequenzganganalyse werden die zugrundeliegenden Wirkmechanismen betrachtet.

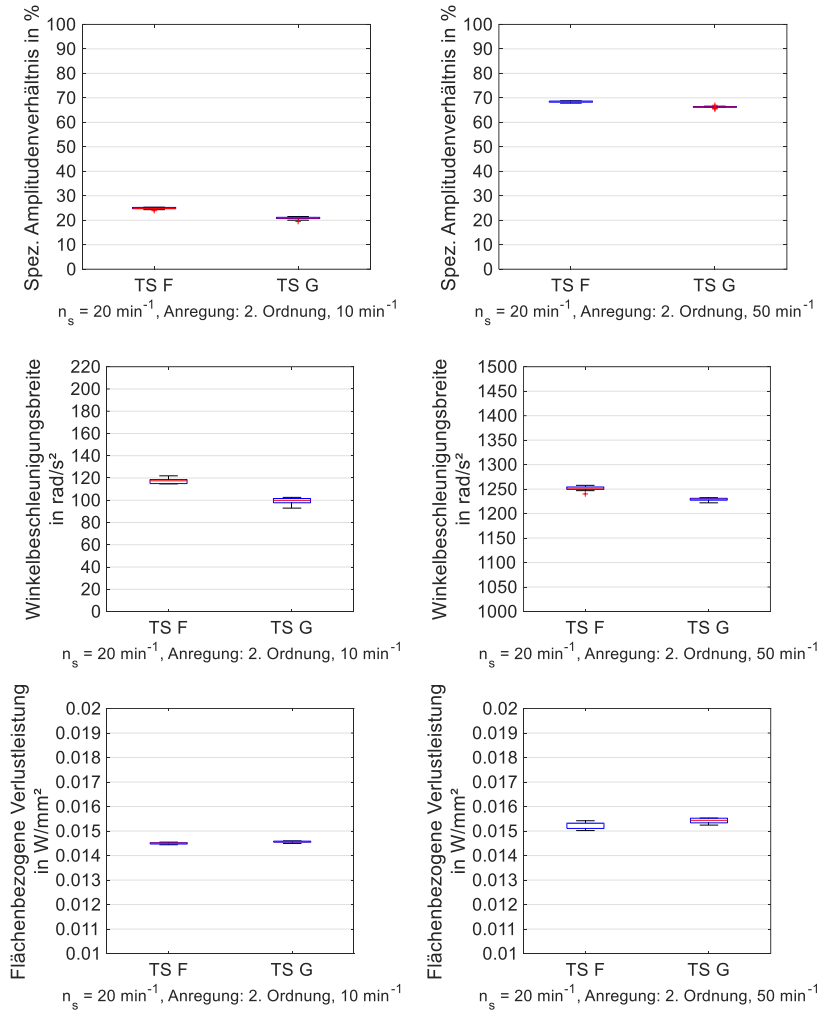


Abbildung 7.20: Schwingungsreduzierungswirkung und Verlustleistung für TS F und TS G bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $M_K \approx 150$ Nm, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsen skalierung der Winkelbeschleunigungsbreite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst.

7.2.4 Versuche zur Frequenzganganalyse

Um Aussagen zu den zugrundeliegenden Wirkmechanismen im Friktionskontakt ableiten zu können, werden für ausgewählte Entwicklungsgenerationen Versuche zur Ermittlung des Frequenzgangs im Bereich bis 80 Hz durchgeführt. Hierfür wird die in Kapitel 6.7.2 vorgestellte Methode angewandt. Für jede Entwicklungsgeneration werden drei Frequenzsweeps durchgeführt. Wird das Tribosystem dazu wiedereingebaut, wird analog zu vorherigen Untersuchungen ein Wiedereinlauf durchgeführt, um ein stabiles Reibungszahlverhalten sicherzustellen. Es werden zwei Testfälle untersucht, wobei in der nachfolgenden Auswertung der Fokus auf den Testfall im Betriebsbereich PK 3.1 gelegt und PK 3.2 nur ergänzend herangezogen wird. Der Versuchsplan ist im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.3.

7.2.4.1 $E_{n,1}$, $E_{n,2}$: Reibungszahlverlauf (Reibungszahlgradient)

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Entwicklungsgenerationen $E_{n,1}$ mit TS A und $E_{n,2}$ mit TS B vorgestellt und verglichen. Es werden dazu im jeweiligen Bode-Diagramm in Abbildung 7.21 der Amplitudengang sowie der Phasengang im untersuchten Frequenzbereich aufgetragen. Dabei wird der mittlere Verlauf aus den je drei Wiederholungen ermittelt und mit größerer Linienstärke dargestellt. Die zugrundeliegenden Verläufe der drei Wiederholungen sind jeweils in derselben Farbe mit geringerer Linienstärke aufgetragen.

Im Bereich der ersten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung bei ca. 10 Hz, vgl. Kapitel 5.1 Abbildung 5.4, liegen ein Maximum bzw. eine Spitze im Amplitudengang sowie ein Übergang von positiver zu negativer Phase vor. Im Bereich der zweiten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung bei ca. 25 Hz lässt sich mit zunehmender Frequenz ein sprunghafter Abfall auf ein Minimum (Antiresonanzstelle) mit anschließendem Anstieg auf ein Maximum (Resonanzstelle) im Amplitudengang erkennen. Ebenso liegt hier ein eher sprunghafter Wechsel im Phasengang mit zunehmender Frequenz vor. Dieses Verhalten deckt sich mit gängigen Verläufen im Bereich einer Antiresonanz- und Resonanzstelle, vgl. u. a. Bruijnen und van Dijk (2012). Im Bereich zwischen erster und zweiter Eigenfrequenz zwischen ca. 10 Hz und 23 Hz ist ein stärkeres Abfallen des Amplitudengangs für TS A erkennbar. Dies lässt auf eine erhöhte Isolationswirkung schließen, vgl. z. B. ZMS in Kapitel 2.4. Im Bereich der zweiten Eigenfrequenz zeigt TS B eine höhere Spitze im Amplitudengang, woraus sich eine geringere Dämpfungswirkung als bei TS A schlussfolgern lässt. Auch im Bereich nach der zweiten Eigenfrequenz zeigt TS A wiederum ein stärkeres Abfallen im Amplitudengang. Die Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ mit TS A zeigt damit insgesamt eine bessere Isolationswirkung als die $E_{n,2}$ mit TS B sowie eine bessere Dämpfungswirkung insbesondere im Bereich der zweiten

Eigenfrequenz der Validierungsumgebung. Der Phasengang der beiden untersuchten Tribosysteme unterscheidet sich hingegen weitestgehend nicht erkennbar.

Zusammenfassend wird schlussgefolgert, dass die Anpassung der Reibungszahlkurve hin zu einem flacheren, positiven Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit (Reduzierung des Reibungszahlgradienten) zu einer verbesserten Dämpfungs- sowie Isolationswirkung im nasslaufenden Friktionskontakt führt. Sie wirkt sich begünstigend auf eine effizientere Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem aus.

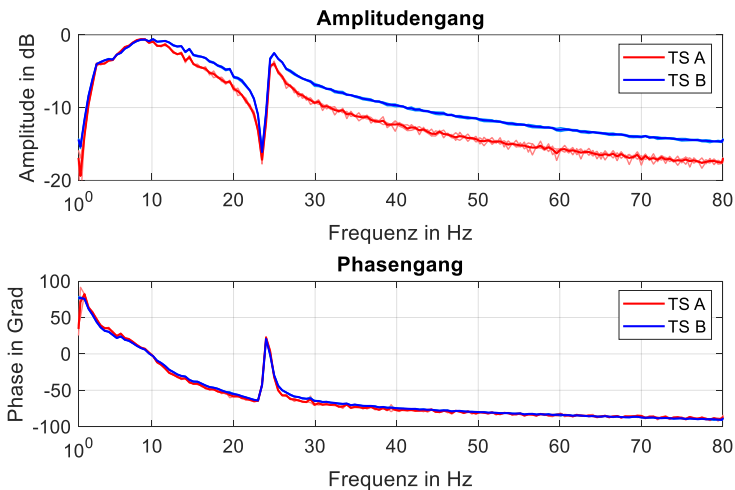


Abbildung 7.21: Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS A und TS B, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen

7.2.4.2 $E_{n,4}$, $E_{n,5}$: Ölviskosität

Nachfolgend sind in Abbildung 7.22 analog zum vorherigen Abschnitt die Bode-Diagramme für den Versuch mit PK 3.1 für die Entwicklungsgenerationen $E_{n,4}$ mit TS D mit reduzierter Ölviskosität und $E_{n,5}$ mit TS E mit erhöhter Ölviskosität dargestellt. Anhand des Amplitudengangs im Bereich der ersten und der zweiten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung wird abgeleitet, dass eine ähnliche

Dämpfungswirkung bei beiden Tribosystemen vorliegt. Die Maxima bzw. Spitzen sind in etwa gleich hoch. Die hier vorgenommene Erhöhung der Ölviskosität wirkt sich weniger auf die Dämpfungswirkung aus. Die dennoch erhöhte Schwingungsreduzierungs-wirkung resultiert überwiegend aus einer erhöhten Isolationswirkung, wie sich wieder am Verlauf nach den beiden Eigenfrequenzen erkennen lässt. Der Amplitudengang bei TS E fällt hier deutlich steiler ab. Dies bestätigt auch die ergänzende Untersuchung im Betriebsbereich PK 3.2 mit reduzierter Grundsclupfdrehzahl, vgl. Bode-Diagramm in Abbildung 7.23. Hier liegt bei ca. 10 Hz und bei ca. 25 Hz im Amplitudengang ein nahezu gleich hohes Maximum vor, der Verlauf von TS E fällt ab 25 Hz bei Erhöhung der Frequenz aber sichtbar stärker ab als der Verlauf bei TS D.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass eine Erhöhung der Ölviskosität zu einer erhöhten Schwingungsreduzierungs-wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt führt, die insbesondere durch eine Erhöhung der Isolationswirkung bedingt wird. Die Erhöhung der Ölviskosität wirkt sich begünstigend auf eine effizientere Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem aus.

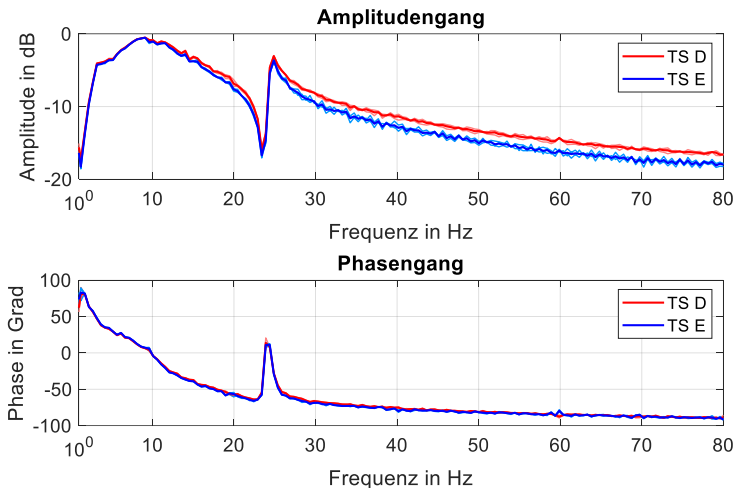


Abbildung 7.22: Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS D und TS E, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen

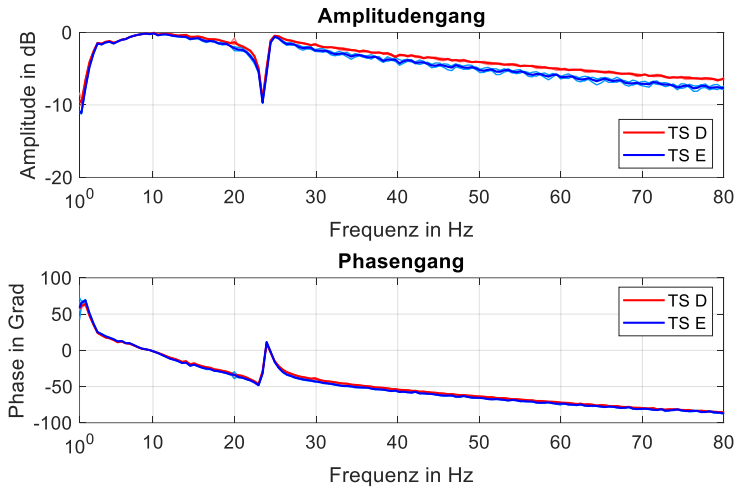


Abbildung 7.23: Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS D und TS E, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.2, je drei Wiederholungen

7.2.4.3 $E_{n,6}$, $E_{n,7}$: Reibbelag

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Untersuchung der Entwicklungsgenerationen $E_{n,5}$ mit TS F mit erhöhter Reibbelagdichte und reduzierter Elastizität sowie $E_{n,6}$ mit TS G mit reduzierter Reibbelagdichte und erhöhter Elastizität vorgestellt und miteinander verglichen. In Abbildung 7.24 ist das jeweilige Bode-Diagramm mit Amplitudengang und Phasengang aufgetragen. Für TS G lässt sich insbesondere im Bereich der zweiten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung eine erhöhte Dämpfungswirkung erkennen. Außerdem zeigt sich sowohl im Verlauf nach der ersten Eigenfrequenz als auch im Verlauf nach der zweiten Eigenfrequenz eine erhöhte Isolationswirkung für TS G. Da im Phasengang keine erkennbaren Unterschiede vorliegen, deutet dies ebenfalls auf eine verbesserte Schwingungsreduzierungs-wirkung durch insbesondere Erhöhung der Isolationswirkung und weniger durch eine Veränderung der Dämpfungswirkung hin, da sich diese auch im Phasengang auswirken würde. Dies bestätigt das Erklärungsmodell aus Kapitel 7.2.3.3, nach dem die erhöhte Schwingungsreduzierungs-wirkung vor allem auch durch eine erhöhte Isolationswirkung bedingt wird. Die Reduzierung der

Reibbelagdichte und die damit einhergehende Erhöhung der Elastizität wirken sich im hier untersuchten Betriebsbereich positiv auf die Isolationswirkung und damit begünstigend auf die Schwingungsreduzierung im geregelten Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem aus.

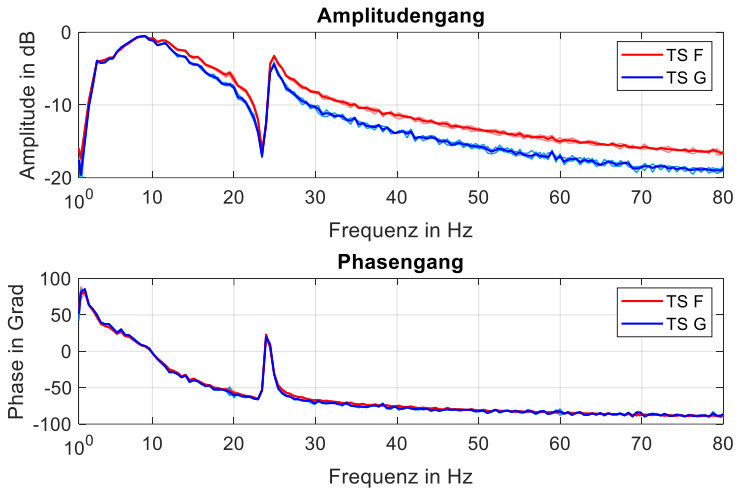


Abbildung 7.24: Bode-Diagramm mit Amplituden- und Phasengang für TS F und TS G, ermittelt aus Frequenzsweeps im Betriebsbereich PK 3.1, je drei Wiederholungen

7.3 Einfluss von Betriebsgrößen auf das Übertragungsverhalten

Um Forschungsfrage 1.2 und in Teilen Forschungsfrage 2.3 zu beantworten, werden nachfolgende Untersuchungen durchgeführt und die Ergebnisse in diesem Kapitel vorgestellt.

Im Rahmen des IGF-Forschungsvorhabens FVA 780 I, vgl. Albers et al. (2020a), wird ein anwendungsnaher Parameterbereich für die Untersuchung des Einflusses der Betriebsgrößen erarbeitet. Um Forschungsfrage 1.2 zu beantworten, wird zu Beginn ein vollfaktorielles Screening in diesem Parameterbereich durchgeführt. Anschließend werden mit einem reduzierten Versuchsplan weiterführende Untersuchungen mit ausgewählten Einflussgrößen vorgenommen, so dass Forschungsfrage 2.3 in Teilen beantwortet werden kann. Für die bereits aus der Literatur abgeleitete Einflussgröße Grundsclupfdrehzahl, vgl. im Stand der Forschung Kapitel 2.7, werden außerdem die Wirkmechanismen analysiert.

7.3.1 Screening

In einem ersten Schritt werden mittels eines vollfaktoriellen Screenings Einflussgrößen auf das Übertragungsverhalten aus den relevanten Betriebsgrößen identifiziert. Als mögliche Einflussgrößen werden auf Basis des Stands der Forschung und in Abstimmung mit dem PA des IGF-Forschungsvorhabens FVA 780 I und dessen Erfahrungswissen aus der Praxis nachfolgende Betriebsgrößen ausgewählt. Diese werden im Rahmen des vollfaktoriellen Screenings variiert und so auf einen Einfluss auf das Übertragungsverhalten im nasslaufenden Friktionskontakt im dynamischen Dauerschlupfbetrieb untersucht: Grundsclupfdrehzahl, Antriebsdrehzahl, Flächenpressung, Ordnung und Amplitude der Anregung.

Jede Betriebsgröße wird als Faktor (unabhängige Variable) in mehreren Stufen einzeln variiert und ihr Einfluss auf die Bewertungsgrößen (beobachtete, abhängige Variablen) ermittelt. Die Parameterbereiche werden auf Basis von Voruntersuchungen und auf Basis der praktischen Erfahrung des PA so ausgewählt, dass sie zum einen in einem anwendungsnahen Bereich liegen und zum anderen die Beanspruchungen in einem ertragbaren, ohne mit einer direkten Schädigung einhergehenden, Drehmoment- und Temperaturbereich liegen. Die betrachteten Parameterbereiche mit den einzelnen Stufen der Parameter sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.4. Die Versuche werden mit der Entwicklungsgeneration

$E_{n,1}$ mit TSA durchgeführt. Hierfür wird entsprechend ein baugleiches Lamellenpaket der Entwicklungsgeneration mit neuen Lamellen und neuem Öl in einen eingelaufenen Zustand gebracht, vgl. Einlauf in Kapitel 6.1. Anschließend werden die Versuche im dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt.

Für eine erste qualitative Aussage darüber, ob ein Einfluss vorliegt, wird jede Parameterkombination einmal im dynamischen Dauerschlupfbetrieb, vgl. Methode in Kapitel 6.2, untersucht. Dabei wird aufgrund der hohen Anzahl an Einzelversuchen der Zeitraum des Untersuchungsbereichs auf acht Sekunden festgelegt. Als Bewertungsgrößen werden das Amplitudenverhältnis sowie die Winkelbeschleunigungsbreite, die Verlustleistung und die maximale Reibungszahl herangezogen. Im ersten Ansatz wird mit den Ergebnissen mittels mehrfacher linearer Regression (MLR) eine Effektanalyse vorgenommen. Dabei wird für alle unabhängigen Variablen ihr Effekt auf die beobachteten abhängigen Variablen analysiert. Die Ergebnisse der Effektanalyse werden nachfolgend dargestellt. Abbildung 7.25 zeigt mit R^2 (Bestimmtheitsmaß) und Q^2 (vorhergesagte Varianz) die Modellgüte des für jede Zielgröße ermittelten linearen Modells.

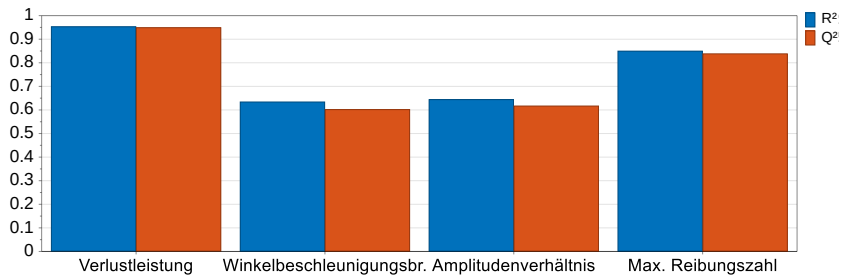


Abbildung 7.25: Modellgüte der Zielgrößen mit R^2 : Bestimmtheitsmaß und Q^2 : Vorhergesagte Varianz, nach Albers et al. (2020a, S. 46).

Anhand der Bestimmtheitsmaße (blaue Balken in Abbildung 7.25) lässt sich erkennen, dass insbesondere für die Verlustleistung und die maximale Reibungszahl ein linearer Ansatz eine gute Modellgüte erreicht. Bei beiden Größen liegt ein hohes Bestimmtheitsmaß ($R^2 > 0,8$) vor. Für die Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierungs Wirkung fällt das Bestimmtheitsmaß geringer aus. Hieraus kann ein möglicher Einfluss der unabhängigen Variablen im untersuchten Bereich abgeleitet werden, der jedoch tendenziell nichtlinear ist. Mit den ermittelten

Modellen lassen sich dennoch erste qualitative Aussagen zu möglichen Einflussgrößen aus den Betriebsgrößen ableiten, die nachfolgend erläutert werden. In Bischofberger et al. (2020) wurden ergänzend exemplarische Messschriebe aus den Versuchen veröffentlicht, welche die Unterschiede bei Veränderung der Einflussgrößen auch grafisch anhand der Drehzahlsignale aufzeigen.

Abbildung 7.26 zeigt den jeweiligen Effekt⁷ der Betriebsgrößen Grundsclupfdrehzahl (S), Flächenpressung (pF), Anregungsamplitude (A) und Anregungsordnung (Ord) sowie Antriebsdrehzahl (n) auf die Bewertungsgrößen.

Insbesondere die Grundsclupfdrehzahl weist einen deutlichen Einfluss auf alle Zielgrößen auf. Dies passt zu den Erwartungen auf Basis des Stands der Forschung, vgl. Kapitel 2.7. Eine Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl führt zu einer Erhöhung der Reibungszahl sowie der Verlustleistung. Gleichzeitig führt die Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl zu einer Reduzierung des Amplitudenverhältnisses sowie der Winkelbeschleunigungsbreite und damit zu einer verbesserten Schwingungsreduzierung.

Für die Flächenpressung wird ein Einfluss auf die Reibungszahl und auf die Verlustleistung beobachtet, was sich ebenso mit den Erwartungen auf Basis des Stands der Forschung deckt, vgl. u. a. Kapitel 2.7.1. Eine Zunahme der Verlustleistung bei Erhöhung der Flächenpressung ist plausibel, da die Erhöhung der Flächenpressung bei ansonsten gleichbleibenden Betriebsgrößen mit einer Erhöhung des Kupplungsmoments einhergeht, vgl. Berechnung in Kapitel 2.6.3. Auf die Schwingungsreduzierungswirkung kann im Rahmen der hier durchgeführten Versuche kein signifikanter Einfluss der Flächenpressung ermittelt werden. Es lässt sich jedoch eine Tendenz erkennen: Eine erhöhte Flächenpressung führt zu erhöhten Bewertungsgrößen (positiver Effekt) und damit zu einer reduzierten Schwingungsreduzierungswirkung. Da die Flächenpressung im Rahmen dieser Versuche nicht kupplungsmomentunabhängig verändert wird, werden im Verlauf der Forschungsarbeit weitere Untersuchungen mit einer kupplungsmomentunabhängigen Veränderung der Flächenpressung durchgeführt.

Für die Anregung lässt sich beobachten, dass die Anregungsamplitude zu einem Einfluss auf das Amplitudenverhältnis hat. Dieses nimmt bei Erhöhung der Amplitude ab. Zum anderen hat die Amplitude einen Einfluss auf die Winkelbeschleunigungsbreite. Eine Erhöhung der Amplitude bei gleichbleibender

⁷ Veränderung der abhängigen Variable bei Erhöhung der unabhängigen Variable

Frequenz führt erwartungsgemäß zu einer Erhöhung der Winkelbeschleunigung. Wird die Anregungsordnung, und damit die Anregungsfrequenz bei gleichbleibender Antriebsdrehzahl, erhöht, wirkt sich dies ebenfalls auf eine Erhöhung der Bewertungsgröße ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘ aus. Gleichzeitig lässt sich eine Abnahme des Amplitudenverhältnisses beobachten. Ein Einfluss auf die Verlustleistung kann für beide Betriebsgrößen nicht beobachtet werden.

Abschließend wird für die hier vorgenommene Veränderung der Antriebsdrehzahl ein möglicher Einfluss auf die Bewertungsgrößen beobachtet. Die im Rahmen des Screenings vorgenommene Erhöhung der Antriebsdrehzahl bei gleichbleibender Anregungsordnung führt gleichzeitig zu einer Erhöhung der Anregungsfrequenz, weswegen weitere Untersuchungen mit veränderter Antriebsdrehzahl bei konstanter Anregungsfrequenz notwendig sind. Diese werden im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit durchgeführt.

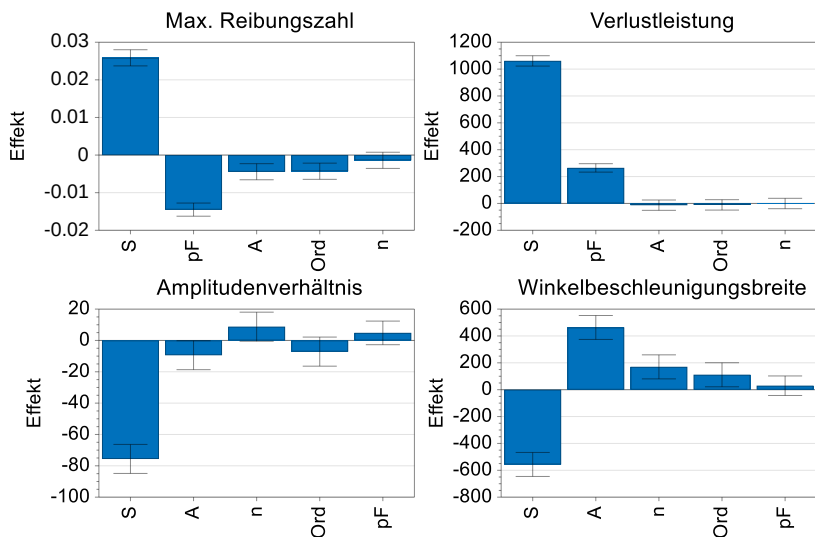


Abbildung 7.26: Effekt der untersuchten Betriebsgrößen auf die Bewertungsgrößen, von links nach rechts Effekt abnehmend. Das angegebene Konfidenzintervall beträgt 95 %, nach Albers et al. (2020a, S. 46)

Aus den ermittelten Daten werden nachfolgend Zusammenhänge zwischen den ermittelten Einflussgrößen und der Schwingungsreduzierungswirkung durch einen linearen Ansatz quantitativ für die hier untersuchte Entwicklungsgeneration abgeleitet und aufgezeigt. Für die beiden Bewertungsgrößen werden dazu Konturdiagramme⁸ für die verschiedenen identifizierten Einflussgrößen erstellt. Die Konturdiagramme wurden vorab in Albers et al. (2020a) veröffentlicht und sind in Abbildung 7.27 und Abbildung 7.28 aufgeführt.

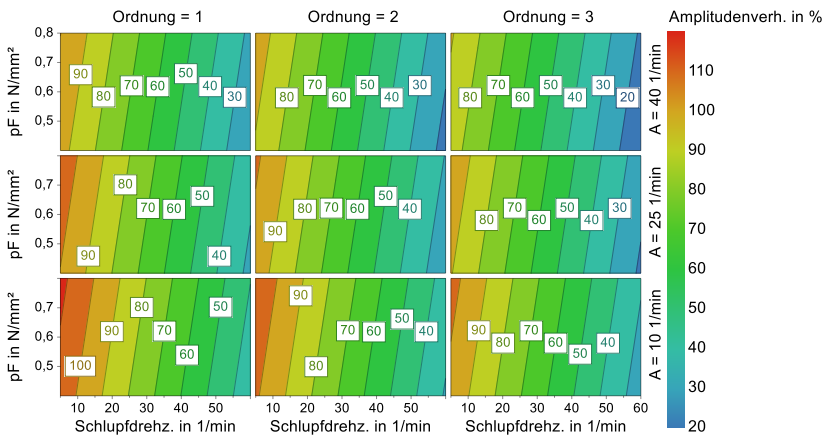


Abbildung 7.27: Konturdiagramme des Amplitudenverhältnisses über der Grundschlupfdrehzahl und der Flächenpressung für verschiedene Anregungsamplituden und -ordnungen ($R^2 \sim 66 \%$), adaptiert aus Albers et al. (2020a, S. 48)

⁸ Zweidimensionale Darstellung von drei Variablen mit den beiden Einflussfaktoren (unabhängige Variablen) an x- und y-Achse sowie der Bewertungsgröße (abhängige Variable) in Form von Isolinien

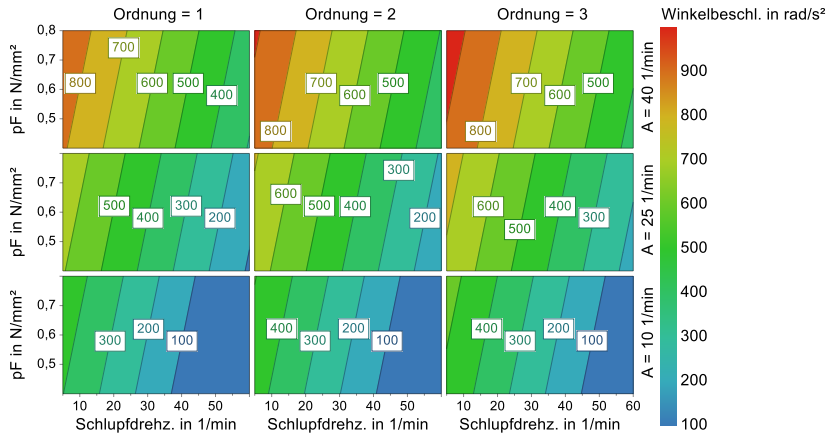


Abbildung 7.28: Konturdiagramme der Winkelbeschleunigungsweite über der Grundschlupfdrehzahl und der Flächenpressung für verschiedene Anregungsamplituden und -ordnungen ($R^2 \sim 66\%$), adaptiert aus Albers et al. (Albers et al., 2020a, S. 48)

Aus den einzelnen Konturdiagrammen wird ersichtlich, dass sowohl die Erhöhung der Grundschlupfdrehzahl als auch die Reduzierung der Flächenpressung zu einer Reduzierung der beiden Bewertungsgrößen führt. Außerdem lässt sich sowohl für die Ordnung der Anregung als auch für die Amplitude der Anregung beobachten, dass sich diese bei Erhöhung in relativer Betrachtung, vgl. spezifisches Amplitudenverhältnis in Abbildung 7.27, positiv auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung auswirken. Eine Erhöhung der beiden Einflussgrößen führt zu einer Reduzierung des spezifischen Amplitudenverhältnisses. Objektiv betrachtet zeigt sich, dass die Winkelbeschleunigungsweite mit Erhöhung der beiden Einflussgrößen zunimmt, vgl. Abbildung 7.28. Diese Erhöhung geht physikalisch bedingt bereits mit der eingangsseitig erhöhten Winkelbeschleunigung bei erhöhter Anregungsordnung (bzw. Anregungsfrequenz) und Anregungsamplitude einher.

Mit den vorliegenden Konturdiagrammen kann die Zielgrundschlupfdrehzahl bestimmt werden, um beispielsweise eine gewünschte Winkelbeschleunigungsweite am Kupplungsausgang nicht zu überschreiten. Die Konturdiagramme gelten quantitativ nur für das in der Validierungskonfiguration untersuchte Tribosystem und sind in ihrer Genauigkeit aufgrund der nichtlinearen Zusammenhänge nur näherungsweise genau. Sie können jedoch als allgemeine qualitative Näherung

auch für andere Tribosysteme herangezogen werden. In weiteren Untersuchungen im Rahmen der Forschungsarbeit werden auch nichtlineare Ansätze betrachtet, um eine höhere Genauigkeit der Modelle zu erreichen.

Insgesamt wird festgehalten, dass Einflüsse aus den Betriebsgrößen auf das Übertragungsverhalten im dynamischen Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Friktionskontakt vorliegen. So können Einflüsse auf die Schwingungsreduzierungs- und Verlustleistung sowie auf die damit mögliche Stellgrößen für eine effizientere Schwingungsreduzierung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb ermittelt werden. Insbesondere die Grundschlupfdrehzahl hat im untersuchten Bereich einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs- und Verlustleistung. Auch für die aus der Anregung resultierenden Beanspruchungsgrößen Frequenz und Amplitude wird ein Einfluss identifiziert. Für die Flächenpressung lässt sich ein Einfluss auf die Verlustleistung ermitteln. Zum Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs- und Verlustleistung sowie der Antriebsdrehzahl sind weitere Untersuchungen notwendig, die im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführt und in den nachfolgenden Kapiteln vorgestellt werden.

7.3.2 Einfluss Antriebsdrehzahl und Kühlölvolumenstrom

Da anwendungsnah eine Erhöhung der Antriebsdrehzahl mit einer Erhöhung der Anregungsfrequenz der Hauptanregenden einhergeht, wird im zuvor durchgeführten Screening, vgl. Kapitel 7.3.1, die Antriebsdrehzahl nicht unabhängig von der Anregungsfrequenz variiert und betrachtet. Um einen möglichen Einfluss der Antriebsdrehzahl unabhängig davon untersuchen zu können, werden nachfolgend ergänzende Untersuchungen mit veränderten Antriebsdrehzahlen bei gleicher Anregungsfrequenz durchgeführt. Außerdem wird ein möglicher Einfluss des Kühlölvolumenstroms auf die Schwingungsreduzierungs- und Verlustleistung betrachtet. Die Untersuchungen wurden in Teilen vorab in Bischofberger et al. (2020) veröffentlicht.

Nachfolgend werden analog zu vorherigen Untersuchungen entsprechende Versuche im dynamischen Dauerschlupfbetrieb, vgl. Kapitel 6.2, durchgeführt. Ausgewählte Bewertungsgrößen werden gegenübergestellt und es wird der Effekt der beiden relevanten Betriebsgrößen auf diese betrachtet. Dabei werden die Parameterkombinationen so gewählt, dass zum einen die Antriebsdrehzahl variiert wird, wobei gleichzeitig die Anregungsordnung 0 (4. bzw. 6. Ordnung bei $n_{in} = 600 \text{ min}^{-1}$ und 2. bzw. 3. Ordnung bei $n_{in} = 1200 \text{ min}^{-1}$) angepasst wird, um jeweils die gleiche Frequenz der eingebrachten Anregung zu erhalten. Zum anderen wird auch der Kühlölvolumenstrom variiert. Außerdem werden verschiedene Betriebsbereiche (verschiedene Flächenpressungen, verschiedene

Anregungsfrequenzen) miteinbezogen. Insgesamt werden sechzehn Parameterkombinationen betrachtet. Diese sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.6. Zur Auswertung werden die Bewertungsgrößen ‚spezifisches Amplitudenverhältnis‘ und ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘ ermittelt und jeweils paarweise für die Parameterkombinationen gegenübergestellt, bei denen die relevante Betriebsgröße variiert wird, die anderen Betriebsgrößen jedoch unverändert sind. In Tabelle 7.17 werden die Bewertungsgrößen exemplarisch für zwei Parameterkombinationen mit variiert Antriebsdrehzahl und ansonsten gleichen Betriebsgrößen miteinander verglichen. In Abbildung 7.29 ist außerdem der über alle Parameterkombinationen ausgewertete mittlere Effekt der beiden betrachteten Betriebsgrößen auf die Bewertungsgrößen dargestellt. Dabei wird der jeweilige Effekt ebenfalls paarweise für jede Variation der betrachteten Betriebsgröße in einem ansonsten identischen Beanspruchungskollektiv ermittelt.

Tabelle 7.17: Spezifisches Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigungsbreite der Versuche mit zwei verschiedenen Antriebsdrehzahlen, gerundete Werte (Bischofberger et al., 2020, S. 12)

Kennwert	PK 4.1	PK 4.2
	$n_{in,PK4.1} = 600 \text{ min}^{-1}$	$n_{in,PK4.2} = 1200 \text{ min}^{-1}$
Spezifisches Amplitudenverhältnis in %	15,0	15,5
Winkelbeschleunigungsbreite in rad/s^2	146	145

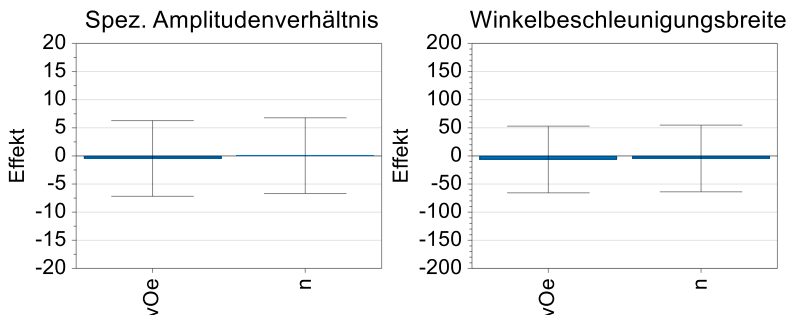


Abbildung 7.29: Effekt der Antriebsdrehzahl (n) und des Kühlölvolumenstroms (vOe) auf die Schwingungsreduzierungsgrößen, von links nach rechts Effekt abnehmend. Das angegebene Konfidenzintervall beträgt 95 %.

Die Kennwerte in Tabelle 7.17 lassen auf eine unveränderte Schwingungsreduzierungs Wirkung bei den beiden Beanspruchungskollektiven schließen. Außerdem lässt sich aus Abbildung 7.29 erkennen, dass die Variation der beiden Betriebsgrößen keinen erkennbaren Effekt auf die Bewertungsgrößen hat. Für den Kühlölvolumenstrom und die absolute Antriebsdrehzahl wird in den hier untersuchten Bereichen schlussfolgernd kein Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb identifiziert. Dies passt auch zur Erwartung auf Basis der Untersuchungen von Wu et al. (2021), vgl. im Stand der Forschung Kapitel 2.7.1. Dabei wird von den Autoren festgehalten, dass sie in ihren Untersuchungen keinen erkennbaren Einfluss der Absolutdrehzahl auf das Reibungsverhalten im untersuchten Drehzahlbereich, mit beidseitig drehendem Betrieb, identifizieren konnten (Wu et al., 2021).

7.3.3 Einfluss Flächenpressung

Um den Einfluss der Flächenpressung unabhängig vom Kupplungsmoment zu untersuchen, wird in diesem Kapitel eine Methode zur Untersuchung bei möglichst gleichbleibendem Kupplungsmoment, aber veränderter Flächenpressung angewandt. Hierfür wird gemäß dem physikalischen Zusammenhang zwischen den Messgrößen Kupplungsmoment M_K und Axialkraft, hier F_N , der Reibungszahl μ sowie den geometrischen Größen Anzahl der Reibflächen z und mittlerer Reibradius r_m , vgl. Gleichung 2.8, eine Anpassung der Anzahl der Reibflächen vorgenommen. Die Untersuchungen wurden vorab in Bischofberger et al. (2023b) veröffentlicht.

Die Untersuchungen werden mit einem neuen Lamellenpaket sowie neuem Öl der Entwicklungsgeneration $E_{n,1}$ mit TS A durchgeführt. Das Tribosystem wird zu Beginn entsprechend der Einlaufprozedur, vgl. Kapitel 6.1, in einen Zustand stabilen Reibungsverhaltens überführt. Für das Lamellenpaket mit zwei Reibflächen (RF 2) werden dieselben Lamellen wie für RF 4 mit vier Reibflächen verwendet, es wird dazu jeweils eine Stahl- und eine Reiblamelle entfernt. Nach Gleichung 2.8 folgt dann mit $z_{RF2} = 2$ und $z_{RF4} = 4$ sowie mit $p_F = F_N/A_0$ und mit der Annahme, dass die Reibungszahl in einem ähnlichen Bereich liegt, für $M_{K,RF4} \sim M_{K,RF2}$: $p_{F,RF4} < p_{F,RF2}$. (Bischofberger et al., 2023b) Die Lamellenpakete sind schematisch in Abbildung 7.30 dargestellt. Die Reiblamellen sind in Gelb, die Stahllamellen in Blau hervorgehoben.

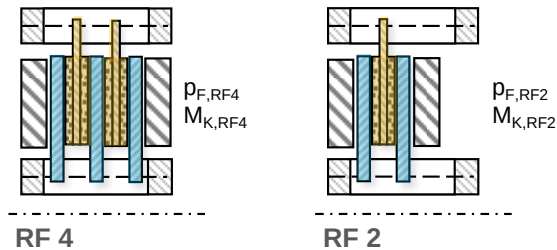


Abbildung 7.30: Untersuchte Lamellenpakete schematisch, links RF 4 mit vier Reibflächen, rechts RF 2 mit zwei Reibflächen (Öl unverändert und nicht mit dargestellt) (Albers et al., 2023, S. 117, adaptiert aus Bischofberger et al., 2023b, S. 72)

Um verschiedene Betriebsbereiche abzudecken, insbesondere auch bzgl. der Einflussgröße Grundsclupfdrehzahl, werden insgesamt sechs verschiedene Testfälle (Parameterkombinationen) untersucht. Jede Parameterkombination wird insgesamt dreimal wiederholt. Die Parameterkombinationen sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.7.

Da die Reibungszahl nicht konstant ist und u. a. auch von der Flächenpressung abhängt, kann die Axialkraft bei RF 2 mit $z_{RF2} = 2 = 0,5 \cdot z_{RF4}$ nicht einfach linear angepasst, respektive verdoppelt, werden, um ein gleiches Kupplungsmoment zu erhalten⁹. Die Axialkraft und somit die Flächenpressung wird entsprechend so eingestellt, dass ein möglichst gleiches Kupplungsmoment für beide Varianten im jeweiligen Testfall (Parameterkombination) vorliegt. Die aus der eingestellten Axialkraft resultierenden Flächenpressungen betragen im Mittel $p_{F,RF4} = 0,43 \text{ N/mm}^2$ für RF 4 und $p_{F,RF2} = 1,14 \text{ N/mm}^2$ für RF 2 und unterscheiden sich deutlich voneinander. Die ermittelten Kupplungsmomente jeder Parameterkombination sind für die jeweils drei Wiederholungen als Boxplots in Abbildung 7.31 aufgetragen. Aufgrund der Reibungszahlschwankungen, bedingt durch verschiedene Einflüsse, u. a. der Temperatur, resultieren Abweichungen in den jeweiligen mittleren Kupplungsmomenten der beiden Systeme bei denselben Parameterkombinationen. Diese haben jedoch einen geringen Umfang und weisen für das Untersuchungsziel

⁹ Bei konstanter Reibungszahl würde nach Gleichung 2.8 für RF 2 das gleiche Kupplungsmoment wie für RF 4 aus einer Verdopplung der Axialkraft resultieren.

ausreichende Genauigkeit auf, wie sich an den Resultaten der Bewertungsgrößen zeigt. Diese unterscheiden sich für die beiden Systeme in größerem Maß und nur in eine Richtung (ein System weist in allen Parameterkombination höhere Bewertungsgrößen auf als das andere). Die Abweichungen der Kupplungsmomente treten sowohl in positive als auch in negative Richtung auf. Das Kupplungsmoment wird hier in den einzelnen Parameterkombinationen daher näherungsweise als ausreichend gleich zwischen RF 2 und RF 4 angesehen und eine qualitative Aussage darüber, ob ein Einfluss durch die Flächenpressung vorliegt, kann abgeleitet werden. Die Abweichungen des Kupplungsmoments zwischen den verschiedenen Parameterkombinationen resultieren aus den unterschiedlichen Beanspruchungsgrößen und sind für das Untersuchungsziel hier nicht relevant. (Bischofberger et al., 2023b)

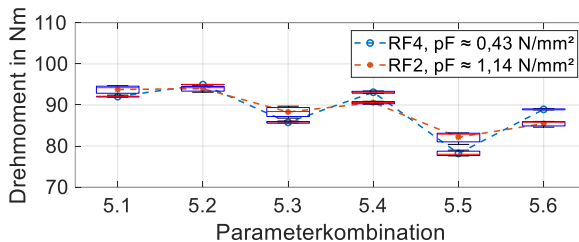


Abbildung 7.31: Boxplot der Kupplungsmomente für jede Parameterkombination mit je drei Wiederholungen für beide Systeme, adaptiert aus Bischofberger et al. (2023b, S. 74)

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Bewertungsgrößen für die Schwingungsreduzierungs Wirkung ermittelt und in Abbildung 7.32 aufgetragen. Hierfür wird jeweils der Mittelwert aus den drei Wiederholungen jeder Parameterkombination herangezogen und für die beiden Systeme gegenübergestellt. Ergänzend wird die relative Abweichung zwischen RF 2 und RF 4 dargestellt (gelb).

Es ist zu erkennen, dass eine durchgängig positive Abweichung in den Bewertungsgrößen zwischen den beiden Systemen vorliegt. Hieraus lässt sich ableiten, dass eine Reduzierung der Flächenpressung bei gleichbleibendem Kupplungsmoment durch Erhöhung der Anzahl an Reibflächen zu einer erhöhten Schwingungsreduzierungs Wirkung im hier untersuchten nasslaufenden Frikionskontakt führt. Im Mittel beträgt die relative Abweichung ca. 19 % beim spezifischen Amplitudenverhältnis und ca. 18 % bei der Winkelbeschleunigungsbreite. (Bischofberger et al., 2023b)

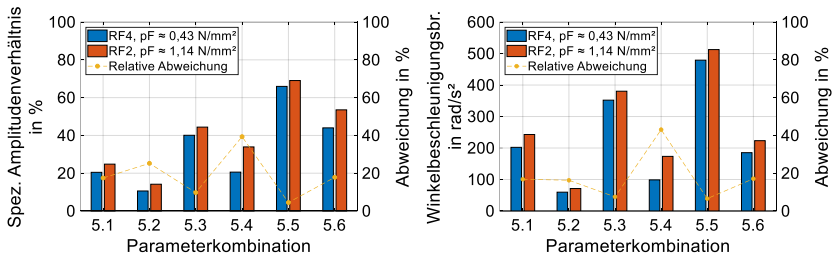


Abbildung 7.32: Mittleres spezifisches Amplitudenverhältnis (links) und mittlere Winkelbeschleunigungsbreite (rechts) der Versuche bei geringer (RF 4, blau) bzw. hoher (RF 2, rot) Flächenpressung mit relativer Abweichung zwischen RF 2 und RF 4, adaptiert aus Bischofberger et al. (2023b, S. 74)

7.3.4 Versuche zur Frequenzganganalyse: Wirkmechanismen Grundsclupfdrehzahl

Die Grundsclupfdrehzahl stellt einen maßgeblichen Einflussfaktor aus den Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung dar, vgl. im Stand der Forschung Kapitel 2.7 sowie in den durchgeführten Versuchen in Kapitel 7.3.1. Um zu untersuchen, ob die erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung bei Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl allein aus einer erhöhten Dämpfung resultiert, wird der Frequenzgang im dynamischen Dauersclupfbetrieb für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen ermittelt und gegenübergestellt. Hierzu werden die Untersuchungen zur Methodensynthese aus Kapitel 6.7.2 mit verschiedenen Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden aufgegriffen und die ermittelten Amplituden- sowie Phasengänge analog zu den Frequenzganganalysen verschiedener Tribosysteme, vgl. Kapitel 7.2.4, analysiert. Der zugehörige Versuchsplan ist im Anhang zu finden, vgl. Tabelle A.5. Die ermittelten Bode-Diagramme sind in Abbildung 7.33 dargestellt.

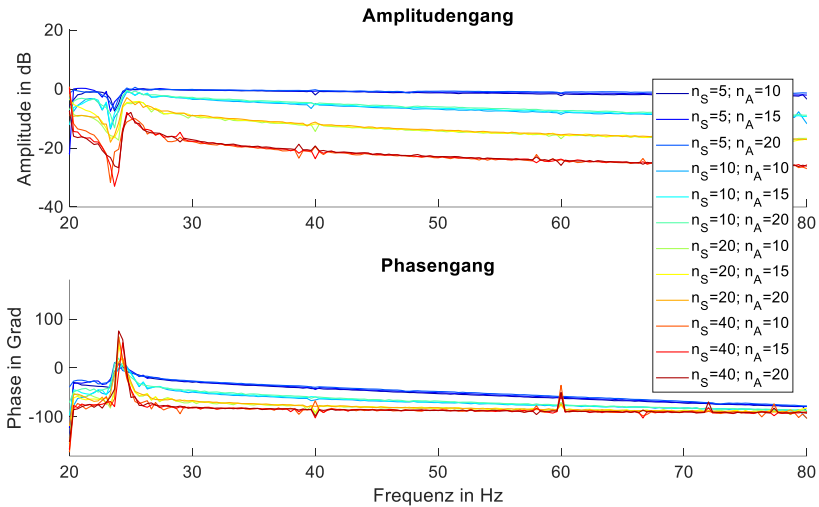


Abbildung 7.33: Bode-Diagramme für verschiedene Grundschlupfdrehzahlen und Anregungsamplituden über den Frequenzbereich 20 bis 80 Hz. n_S gibt die Grundschlupfdrehzahl in min^{-1} an, n_A die jeweilige Anregungsamplitude in min^{-1} bei $f_A = 40$ Hz, adaptiert aus Albert (2020, S. 46)¹⁰

Für die unterschiedlichen Amplituden in einer Grundschlupfdrehzahlstufe lässt sich kein Unterschied im Bode-Diagramm erkennen. Dies wurde bereits im Rahmen der Methodensynthese betrachtet, vgl. Kapitel 6.7.2. Im Amplituden- und im Phasengang lässt sich anhand des größeren Sprungs im Bereich der zweiten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung bei ca. 23 Hz erkennen, dass die Antiresonanzstelle, vgl. Kapitel 7.2.4, mit zunehmender Grundschlupfdrehzahl stärker ausgeprägt ist. Dies und auch die stärker ausgeprägten Spitzen im Phasengang, z. B. bei ca. 60 Hz, deuten auf einen zunehmend nichtlinearen Zusammenhang und zunehmende Entkopplung zwischen An- und Abtriebsseite bei erhöhter Grundschlupfdrehzahl hin. Das nichtlineare Verhalten kann durch die erhöhte Reibung bedingt sein, vgl. u. a. Kuttner und Rohnen (2019).

¹⁰ Co-betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Für die unterschiedlichen Grundsclupfdrehzahlen lässt sich erkennen, dass mit zunehmender Grundsclupfdrehzahl insgesamt eine höhere Reduzierung im Amplitudengang vorliegt. Dabei lässt sich zum einen im Bereich um die zweite Eigenfrequenz der Validierungsumgebung bei ca. 23 Hz ein reduziertes Maximum bei erhöhter Grundsclupfdrehzahl feststellen. Demnach liegt eine höhere Dämpfung vor. Zum anderen zeigt sich im Bereich nach der zweiten Eigenfrequenz der Validierungsumgebung ein mit zunehmender Grundsclupfdrehzahl stärker abfallender Verlauf im Amplitudengang. Folglich liegt auch eine erhöhte Isolationswirkung vor. Die mit Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl verbesserte Schwingungsreduzierung basiert demnach auf einer Superposition an Wirkmechanismen und nicht alleinig auf einer erhöhten Dämpfung.

Im Bereich der zweiten Eigenfrequenz ist weiterführend zu beobachten, dass das Maximum im Amplitudengang bei den beiden geringsten Grundsclupfdrehzahlen $n_s = 5 \text{ min}^{-1}$ und $n_s = 10 \text{ min}^{-1}$ auf gleicher Höhe liegt. Der Amplitudengang fällt bei $n_s = 10 \text{ min}^{-1}$ im Bereich nach der zweiten Eigenfrequenz hingegen stärker ab. Dies zeigt, dass insbesondere im Bereich geringerer Schlupfdrehzahlen eine Erhöhung der Schwingungsreduzierungs Wirkung überwiegend aus einer erhöhten Isolationswirkung und weniger aus einer erhöhten Dämpfung resultiert.

Zusammengefasst wird festgehalten, dass die erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung mit zunehmender Grundsclupfdrehzahl aus einer Superposition mehrerer Wirkmechanismen resultiert und dass insbesondere im Bereich geringer Schlupfdrehzahlen eine Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl vor allem durch eine Zunahme der Isolationswirkung zu einer verbesserten Schwingungsreduzierung führt.

7.3.5 Zwischenfazit Forschungsfrage 1.2

In diesem Kapitel 7.3 wurde Teilforschungsfrage 1.2, die wie folgt lautet, untersucht und beantwortet:

Teilforschungsfrage 1.2

Welche Betriebsgrößen haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem?

Zur Untersuchung des Einflusses von Betriebsgrößen wurden anwendungsnahe Bereiche möglicher Einflussgrößen abgeleitet. Mittels der Methoden aus Kapitel 6 wurden durch ein vollfaktorielles Screening qualitativ Einflüsse durch die Betriebsgrößen auf die Bewertungsgrößen im dynamischen Dauerschlupfbetrieb untersucht. Aus den Ergebnissen der Versuche wurde der Effekt der jeweiligen

möglichen Einflussgröße auf verschiedene Bewertungsgrößen mittels Effektanalyse ermittelt. Dabei wurden erkennbare Effekte festgestellt. Nachgelagert wurden ergänzend Untersuchungen zum kupplungsmomentunabhängigen Einfluss der Flächenpressung auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung durchgeführt. Hierfür wurde die Anzahl der Reibpaarungen eines gleichen Tribosystems verändert. Außerdem wurden weiterführende Untersuchungen zum Einfluss der Antriebsdrehzahl und des Kühlölvolumenstroms auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung durchgeführt. Durch die Untersuchungen wurde ein erkennbarer Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem für folgende Betriebsgrößen nachgewiesen:

- Grundsclupfdrehzahl,
- Flächenpressung,
- Anregung (Frequenz und Amplitude).

Für die Antriebsdrehzahl und den Kühlölvolumenstrom konnte im untersuchten Betriebsbereich kein Einfluss ermittelt werden.

Damit ist Teilforschungsfrage 1.2 beantwortet.

7.4 Diskussion Forschungsfrage 1

In den vorherigen Kapiteln wurden die Teilforschungsfragen 1.1, 1.2 und 1.3 beantwortet. Auf dieser Basis kann nun Forschungsfrage 1 beantwortet werden.

Forschungsfrage 1

Welche Betriebs- und Tribosystemgrößen haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem? Wie kann diese bewertet werden?

Zur Beantwortung von Forschungsfrage 1 sind Untersuchungsmethoden mit einer entsprechenden Validierungsumgebung sowie die anschließende Anwendung der Methoden notwendig. In Kapitel 5 wurde die Gestaltung der Validierungsumgebung aufgezeigt. Die Untersuchungsmethoden mit entsprechenden Bewertungsgrößen wurden im darauffolgenden Kapitel 6 synthetisiert. In Kapitel 6.5 wurden dabei die drei Bewertungsgrößen ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘, ‚Amplitudenverhältnis‘ und ‚spezifisches Amplitudenverhältnis‘ synthetisiert und aufgezeigt. Die Bewertungsgrößen geben Aufschluss über die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem. Die Schwingungsreduzierungs Wirkung ist größer, je kleiner die Bewertungsgrößen sind. Für eine

verbesserte Schwingungsreduzierung gilt es daher, die Bewertungsgrößen möglichst zu minimieren. Die Methoden mit den entsprechenden Bewertungsgrößen ermöglichen es nun, die Schwingungsreduzierungswirkung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem für verschiedene Einflussgrößen zu untersuchen. Teilforschungsfrage 1.1 wurde damit beantwortet, vgl. auch Kapitel 5.3 und 6.8.

Mit der Beantwortung von Teilforschungsfrage 1.2, vgl. detailliert in Kapitel 7.3.5, und Teilforschungsfrage 1.3, vgl. detailliert in Kapitel 7.2.2, wurden die in den untersuchten Betriebsbereichen ermittelten Einflussgrößen auf die Schwingungsreduzierungswirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung aufgezeigt. Die ermittelten Einflussgrößen sind für die untersuchten Betriebsbereiche gültig und können für andere, nicht untersuchte Betriebsbereiche mit veränderten Wirkmechanismen variieren. So kann z. B. für die absolute Antriebsdrehzahl, für die im untersuchten Drehzahlbereich kein Einfluss identifiziert werden konnte, in Bereichen mit deutlich höherer oder deutlich geringerer Drehzahl ein Einfluss vorhanden sein. Die Wirkmechanismen können sich dabei mitunter durch die veränderte Fliehkraft, die eine veränderte Verteilung des Öls und eine Veränderung des Wirkflächenpaars im nasslaufenden Frikektionskontakt bedingt, unterscheiden.

Als maßgebliche Einflussgrößen aus der Beanspruchung wurden die folgenden Betriebsgrößen identifiziert:

- Grundschlupfdrehzahl,
- Flächenpressung,
- Anregung (Frequenz und Amplitude).

Als maßgebliche Einflussgrößen aus dem Tribosystem wurden die folgenden Tribosystemgrößen identifiziert:

- Schmierstoff respektive Kühllöl (Reibungszahlkurve, Viskosität),
- Reibbelag (Dichte, Elastizität),
- Stahllemelle (Endbearbeitung Plasmanitrierung).

Damit ist Forschungsfrage 1 beantwortet und Grundannahme 1 kann dadurch bestätigt werden.

7.5 Korrelationen zwischen Einflussgrößen und Übertragungsverhalten

Um Teilforschungsfrage 2.3 zu beantworten, werden nachfolgende Untersuchungen durchgeführt. In Kapitel 7.5.1 werden Zusammenhänge zwischen den Betriebsgrößen mit identifiziertem Einfluss und der Schwingungsreduzierungs Wirkung untersucht und daraus mittels empirischer Modellbildung exemplarische Regressionsmodelle und Konturdiagramme zur Visualisierung und zur Anwendung der Modelle abgeleitet. Die Untersuchungen und Ergebnisse wurden vorab in Bischofberger et al. (2021a) veröffentlicht. Außerdem werden in Kapitel 7.5.2 Zusammenhänge zwischen den Einflüssen aus dem Tribosystem und dem dynamischen Reibungszahlverhalten untersucht, die von den System- und den Teilsystemherstellern als Auslegungs- und Gestaltungsempfehlung herangezogen werden können. Die Untersuchungen und Ergebnisse wurden vorab in Bischofberger et al. (2022a) und Albers et al. (2023) veröffentlicht.

7.5.1 Betriebsgrößen: Regressionsmodelle und Konturdiagramme

7.5.1.1 Regressionsmodelle – angepasste Zusammenhänge

Um eine zielgerichtete Einstellung der Betriebsgrößen zu ermöglichen, werden Korrelationen zwischen den Einflussgrößen und der Schwingungsreduzierungs Wirkung ermittelt. Bisher wurden vereinfacht lineare Zusammenhänge untersucht, vgl. Kapitel 7.3.1. Die verhältnismäßig geringen Bestimmtheitsmaße verdeutlichen, dass isolierte Betrachtungen der Einflussgrößen und andere Ansatzfunktionen für eine höhere Genauigkeit notwendig sind. In diesem Kapitel werden geeignete Versuchspläne erstellt, um damit Regressionsmodelle für den Zusammenhang zwischen ausgewählten Einflussgrößen und der Schwingungsreduzierungs Wirkung abzuleiten. Exemplarisch wird dies anhand einer Entwicklungsgeneration durchgeführt. Die zu betrachtenden Einflussgrößen werden auf Basis der Erkenntnisse aus Kapitel 7.3 ausgewählt.

Insbesondere Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung wurden als maßgebliche Einflussgrößen identifiziert, weswegen für diese auf Basis der bisherigen Erkenntnisse ein Parameterbereich aufgespannt wird. Die beiden Betriebsgrößen werden im Parameterbereich entsprechend variiert, um ausreichend Stützstellen zur Modellbildung zu erhalten. Der Parameterbereich ist in Abbildung 7.34 (links) aufgezeigt. Insgesamt werden 20 unterschiedliche Parameterkombinationen untersucht, wobei jede Parameterkombination viermal wiederholt wird. Da auch durch die Anregung ein Einfluss identifiziert wurde, wird diese in den Versuchen

konstant gehalten, um Wechselwirkungen zu vermeiden. Ebenso werden die, als nicht maßgebliche Einflussgrößen identifizierten, Beanspruchungsgrößen Antriebsdrehzahl und Kühlölvolumenstrom konstant gehalten.

Zur Untersuchung des Einflusses der Anregung wird in einem exemplarisch betrachteten anwendungsnahen Betriebsbereich mit $n_S = 20 \text{ min}^{-1}$ und $p_F = 0,6 \text{ N/mm}^2$ ein separater Parameterbereich aufgespannt, in dem die Anregungsordnung und die Anregungsamplitude in vier Stufen variiert werden. Dies ist in Abbildung 7.34 (rechts) mit zugehörigem Parameterbereich verdeutlicht. Insgesamt werden 16 Parameterkombinationen untersucht, wobei auch hier jede Parameterkombination viermal wiederholt wird und die weiteren Beanspruchungsgrößen konstant gehalten werden.

Die genauen Versuchspläne sind im Anhang aufgeführt, vgl. Tabelle A.8 und Tabelle A.9. Die als nicht maßgebliche Einflussgrößen identifizierten Beanspruchungsgrößen Antriebsdrehzahl und Kühlölvolumenstrom werden in beiden Versuchsplänen konstant gehalten. Nach der Untersuchungsmethode aus Kapitel 6.2 werden die Versuche im dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt. Anschließend werden aus den Messdaten die Bewertungsgrößen für jeden Betriebspunkt bestimmt.

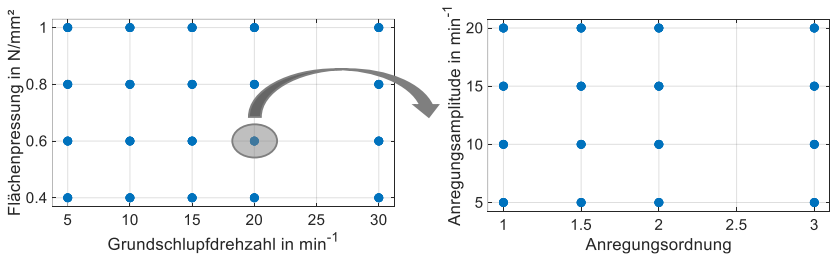


Abbildung 7.34: Parameterbereiche mit Stützstellen für die Veränderung der Grundschlupfdrehzahl und der Flächenpressung (links) sowie die Veränderung der Anregung (rechts) (Bischofberger et al., 2021a, S. 936)

Für die grundlegende Modellbildung und die Parametrierung werden drei Stützstellen herangezogen. Dies ermöglicht gegenüber nur zwei Stützstellen die Betrachtung nichtlinearer Ansätze. Eine vierte Stützstelle dient der Validierung des Modells im interpolierten bzw. die teilweise fünfte Stützstelle im extrapolierten

Bereich. Als Ansatzfunktion werden verschiedene mögliche Ansätze betrachtet, die mit den drei Stützstellen zu einem hohen Bestimmtheitsmaß führen. Diese sind im Detail in Bischofberger et al. (2021a) aufgeführt. Auf die konkrete Auswahl der jeweils verwendeten Ansatzfunktion wird im Folgenden an entsprechender Stelle eingegangen.

Nachfolgend werden Korrelationen der Betriebsgröße Grundsclupfdrehzahl mit den Bewertungsgrößen spezifisches Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigungsbreite exemplarisch für einen Betriebsbereich mit der Flächenpressung $p_F = 0,6 \text{ N/mm}^2$ betrachtet. Für die Regressionsmodelle wird aufgrund des hohen Bestimmtheitsmaßes und des zu erwartenden Verlaufs von einer abnehmenden und gegen null konvergierenden Bewertungsgröße bei Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl ein exponentieller Ansatz nach Gleichung 7.1 gewählt. (Albers et al., 2020b; Bischofberger et al., 2021a)

$$f(x) = a \cdot \exp(b \cdot x) \quad 7.1$$

Zur Parametrierung werden drei Parameterkombinationen (Stützstellen), zwischen denen die Grundsclupfdrehzahl variiert wird, herangezogen ($n_S = 10 \text{ min}^{-1}$, $n_S = 20 \text{ min}^{-1}$, $n_S = 30 \text{ min}^{-1}$, vgl. Anhang, Tabelle A.8). Für das spezifische Amplitudenverhältnis ergibt sich mit den Parametern $a = 143,4$ und $b = -0,09511$ das in Abbildung 7.35 dargestellte Regressionsmodell. Für die Winkelbeschleunigungsbreite ergibt sich durch analoges Vorgehen mit den Parametern $a = 399$ und $b = -0,06367$ das in Abbildung 7.36 dargestellte Regressionsmodell. (Bischofberger et al., 2021a)

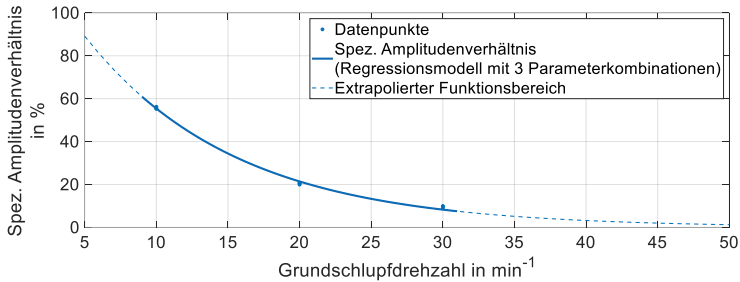


Abbildung 7.35: Angenäherter Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses über der Grundschlupfdrehzahl, Regressionsmodell aus drei Stützstellen, $R^2 = 99,7 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 939)

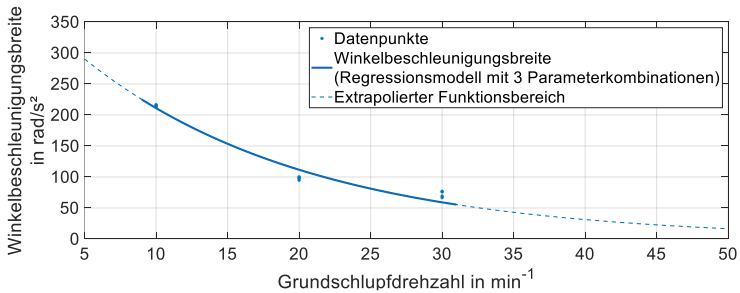


Abbildung 7.36: Angenäherter Verlauf der Winkelbeschleunigungsbreite über der Grundschlupfdrehzahl, Regressionsmodell aus drei Stützstellen, $R^2 = 96,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 939)

Anhand der Bestimmtheitsmaße lässt sich eine hohe Genauigkeit der beiden Regressionsmodelle hinsichtlich der ermittelten Datenpunkte erkennen. Die Höhe der Bestimmtheitsmaße zeigt eine sehr gute Modellgüte, vgl. Zöfel (2003). Inwieweit die Modelle im interpolierten sowie im extrapolierten Bereich gute Vorhersagen liefern, wird mittels unabhängiger Datenpunkte (nicht in der Parametrierung berücksichtigt) im nächsten Schritt betrachtet.

Für die Validierung werden die Datensätze von zwei weiteren Parameterkombinationen herangezogen. Zum einen wird im interpolierten Bereich der Betriebspunkt mit Grundschlupfdrehzahl $n_s = 15 \text{ min}^{-1}$, zum anderen im extrapolierten Bereich der Betriebspunkt mit Grundschlupfdrehzahl $n_s = 5 \text{ min}^{-1}$, jeweils mit ansonsten unveränderten Betriebsgrößen, ausgewertet. In den nachfolgenden Abbildung 7.37 und Abbildung 7.38 werden die daraus ermittelten Datenpunkte sowie zusätzlich das mit den fünf Parameterkombinationen parametrisierte Regressionsmodell in orange dargestellt.

Aus den Abbildungen lässt sich bei beiden ursprünglichen Regressionsmodellen aus drei Stützstellen (blau) erkennen, dass die Abweichungen zwischen den Modellen und den Datenpunkten aus den Versuchen bei $n_s = 15 \text{ min}^{-1}$ im interpolierten Bereich innerhalb der Messschwankungsstreuung einzelner Wiederholungen liegen. Der extrapolierte Bereich $n_s > 30 \text{ min}^{-1}$ wird aufgrund der zunehmenden Reibleistung und des damit für die Anwendung der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb* weniger relevanten Betriebsbereichs nicht näher betrachtet. Im extrapolierten Bereich kleiner werdender Grundschlupfdrehzahlen lässt sich hier für die Winkelbeschleunigungsweite, vgl. Abbildung 7.38, eine gute Übereinstimmung des Modells mit den Datenpunkten aus den Versuchen bei $n_s = 5 \text{ min}^{-1}$ erkennen. Grundsätzlich wird aufgrund veränderter Wirkmechanismen im Friktionskontakt im Bereich sehr kleiner Grundschlupfdrehzahlen, wie u. a. Neigung zu Reibschwingungen, nur von einer begrenzten Gültigkeit der Modelle ausgegangen. Dies lässt sich auch an der größeren Abweichung im spezifischen Amplitudenverhältnis, vgl. Abbildung 7.37, zwischen Modell und den experimentell ermittelten Datenpunkten bei $n_s = 5 \text{ min}^{-1}$ erkennen. (Bischofberger et al., 2021a)

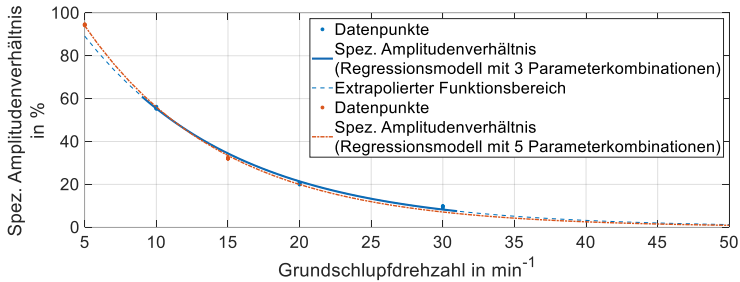


Abbildung 7.37: Ergänzte Datenpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen ($R^2 = 99,8\%$) in orange zur Validierung des Regressionsmodells aus Abbildung 7.35 für den Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 940)

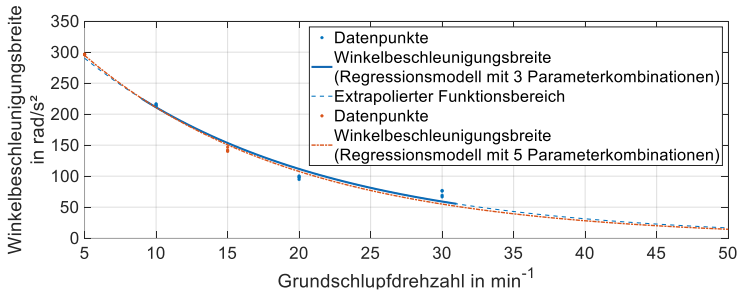


Abbildung 7.38: Ergänzte Datenpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen ($R^2 = 98,5\%$) in orange zur Validierung des Regressionsmodells aus Abbildung 7.36 für den Verlauf der Winkelbeschleunigungsbreite, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 940)

Allgemein wird daraus für das hier betrachtete Sul nasslaufendes Lamellenpaket in der Validierungsumgebung und im untersuchten Betriebsbereich abgeleitet, dass für ein Regressionsmodell drei Stützstellen, und damit die minimal notwendige Anzahl für eine nichtlineare Korrelation, ausreichen, um eine gute Modellgüte im interpolierten Bereich zu erreichen. Diese Erkenntnis kann Hersteller in der

zukünftigen Parametrierung der im Betrieb eingesetzten und z. B. auf einem Getriebesteuergerät (TCU) hinterlegten Modelle unterstützen.

Im nächsten Schritt wird für die Veränderung der Flächenpressung und damit einhergehend des Kupplungsmoments eine analoge Modellbildung exemplarisch für die Bewertungsgröße spezifisches Amplitudenverhältnis in einem Betriebsbereich aus dem Versuchsplan mit der Grundsclupfdrehzahl $n_s = 20 \text{ min}^{-1}$, vgl. im Anhang Tabelle A.8, durchgeführt. Abbildung 7.39 zeigt das Ergebnis der Modellbildung für den angenäherten Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses über der Flächenpressung.

Anhand der Datenpunkte in Abbildung 7.39 wird ersichtlich, dass nicht durchgängig ein linearer Zusammenhang vorliegt, weswegen die Regressionsmodelle vereinfacht in zwei Bereiche aufgeteilt werden. Für den Bereich größerer Flächenpressungen, hier $p_F > 0,6 \text{ N/mm}^2$, lässt sich erkennen, dass eine lineare Näherung (blau) eine gute Übereinstimmung mit den ermittelten Datenpunkten liefert. Das hohe Bestimmtheitsmaß bestätigt dies. Wird für den Bereich $p_F < 0,6 \text{ N/mm}^2$ das lineare Modell bis $p_F = 0 \text{ N/mm}^2$ extrapoliert (blau gestrichelt), zeigt sich jedoch ein physikalisch nicht plausibles Verhalten, wonach bei nicht anliegender Flächenpressung ($p_F = 0 \text{ N/mm}^2$), also offener Kupplung, dennoch Schwingungsamplituden am Kupplungsausgang bzw. eine Schwingungsübertragung vorliegen würden ($R_A > 0$). Für den Bereich kleinerer Flächenpressungen, hier $p_F < 0,6 \text{ N/mm}^2$, wird daher eine quadratische Ansatzfunktion, vgl. Gleichung 7.2, gewählt, die vom qualitativen Verlauf zum erwarteten Verhalten passt, wonach für die Flächenpressung gegen null gehend, aber noch $p_F > 0 \text{ N/mm}^2$, theoretisch bereits eine so große Entkopplung vorliegt, dass keine Schwingungen mehr übertragen werden können. (Bischofberger et al., 2021a)

$$f(x) = a \cdot x^2 + b \cdot x + c \quad 7.2$$

Eine Veränderung der Wirkmechanismen im Bereich kleinerer Flächenpressungen, aufgrund vollständig getrennter Wirkflächenpaare der Festkörperkontakte der Reibflächen, stellt für den veränderten Zusammenhang ein mögliches Erklärungsmodell dar.

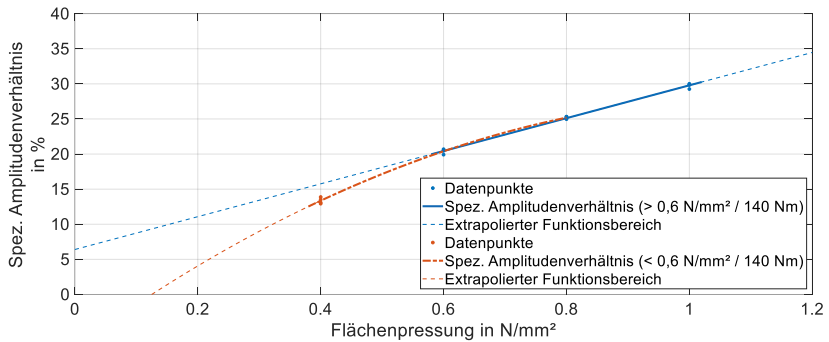


Abbildung 7.39: Angenäherter Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses über der Flächenpressung, bereichsabhängige Regressionsmodelle, beide mit $R^2 > 99\%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 941)

Werden die ermittelten Modelle zusammengeführt, heißt das konkret für die Anwendung und eine qualitative Abschätzung der Schwingungsreduzierungs-wirkung bei Veränderung der Betriebsgrößen, dass für größere Flächenpressungen die Kurve aus Abbildung 7.35 an der Stützstelle des für die Flächenpressung untersuchten Einflusses bei $n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ linear nach oben und für kleinere Flächenpressungen quadratisch nach unten verschoben werden sollte. Für einen möglichst genau angenäherten Verlauf der verschobenen Kurve sollten jedoch, wie zuvor festgehalten, zwei weitere Stützstellen mit veränderten Grundsclupf-drehzahlen ermittelt werden.

Um den Einfluss der Anregung zu untersuchen, wird anschließend nach analogem Vorgehen aus den ermittelten Daten des separat aufgespannten Parameter-bereichs, vgl. Abbildung 7.34 rechts, sowohl für die Anregungsordnung und damit einhergehend der Anregungsfrequenz als auch für die Anregungsamplitude eine quadratische Funktion als geeignete Ansatzfunktion ermittelt. Die Ansatzfunktion wird nachfolgend für die Ermittlung exemplarischer Konturdiagramme heran-gezogen. (Bischofberger et al., 2021a)

7.5.1.2 Konturdiagramme

In diesem Kapitel werden aus den im vorherigen Kapitel 7.5.1.1 generierten Erkenntnissen über die Regressionsmodelle exemplarische Konturdiagramme für

anwendungsnahe Betriebsbereiche abgeleitet, die direkt in die praktische Anwendung überführt werden können. So können Anwendende mit dem Konturdiagramm in Abbildung 7.40 beispielsweise ermitteln, welche Grundschlupfdrehzahl eingestellt werden muss, um eine gewünschte relative Reduzierung der Anregungsamplitude zu erreichen. Die Daten für die Stützstellen werden im Rahmen der Versuche im vorherigen Kapitel 7.5.1.1 generiert, vgl. auch Versuchspläne im Anhang Tabelle A.8 und Tabelle A.9. Die Stützstellen sind in Abbildung 7.34 aufgezeigt. Durch die ermittelten qualitativen Zusammenhänge in festgelegten Betriebsbereichen können nun passende Ansatzfunktionen verwendet werden. Die damit erstellten Konturdiagramme weisen daher gegenüber den in Kapitel 7.3.1 erstellten Konturdiagrammen eine höhere Genauigkeit und einen validierten Gültigkeitsbereich auf.

Nachfolgend wird ein Konturdiagramm für die Schwingungsreduzierungswirkung, hier als Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses, bei Einstellung der Einflussgrößen Grundschlupfdrehzahl und Flächenpressung erstellt. Hierfür wird im betrachteten Betriebsbereich für die Flächenpressung ein linearer Ansatz und für die Grundschlupfdrehzahl ein quadratischer Ansatz verwendet. Abbildung 7.40 zeigt das ermittelte Konturdiagramm.

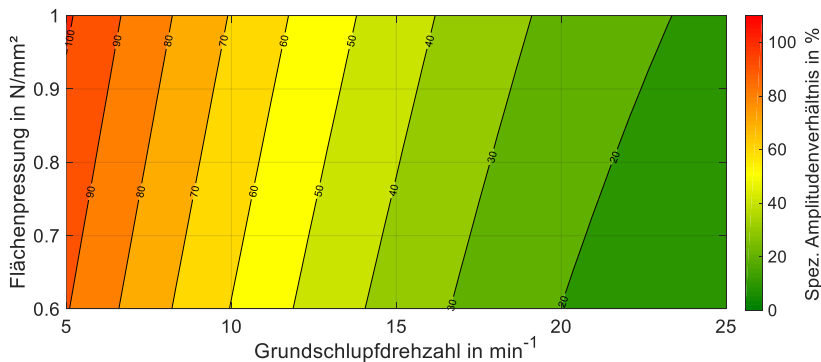


Abbildung 7.40: Konturdiagramm für das spezifische Amplitudenverhältnis über Grundschlupfdrehzahl und Flächenpressung, $R^2 > 99,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 942)

Aus der ausreichenden Anzahl an Stützstellen und den gut passenden Ansatzfunktionen resultiert ein hohes Bestimmtheitsmaß von $R^2 > 99,5\%$. Dies lässt auf eine hohe Genauigkeit des Konturdiagramms für die untersuchte Entwicklungsgeneration im untersuchten Betriebsbereich schließen. Für andere Entwicklungsgenerationen, beispielsweise mit einer Ausprägungsvariation im Öl durch eine veränderte Öladditivierung, müssen aufgrund des identifizierten Einflusses durch die Tribosystemgrößen Konturdiagramme entsprechend separat ermittelt werden.

Ergänzend wird ein exemplarisches Kennfeld für den Einfluss der Anregung im zuvor betrachteten anwendungsnahen Betriebspunkt mit ansonsten gleichbleibenden Betriebsgrößen ($n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ und $p_F = 0,6 \text{ N/mm}^2$), vgl. Abbildung 7.41, erstellt. Auf Basis der im vorherigen Kapitel 7.5.1.1 generierten Erkenntnisse zum qualitativen Zusammenhang zwischen den beiden Betriebsgrößen Anregungsordnung sowie Anregungsamplitude und der Bewertungsgröße spezifisches Amplitudenverhältnis wird für das Konturdiagramm nachfolgendes Polynom 2. Grades (Gleichung 7.3) als Ansatzfunktion verwendet.

$$f(x, y) = p_{00} + p_{10} \cdot x + p_{01} \cdot y + p_{20} \cdot x^2 + p_{11} \cdot xy + p_{02} \cdot y^2 \quad 7.3$$

Mit den zuvor ermittelten Daten in den entsprechenden Stützstellen, vgl. Kapitel 7.5.1.1, wird das Modell parametrisiert. Das erstellte Konturdiagramm ist in Abbildung 7.42 abgebildet.

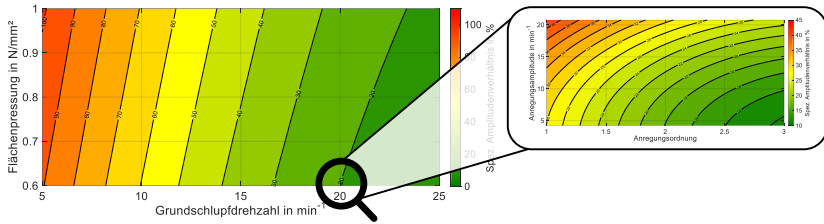


Abbildung 7.41: Zusammenhang der beiden ermittelten Konturdiagramme: Die Betriebsgrößen Grundschlupfdrehzahl und Flächenpressung werden für das nachfolgende Konturdiagramm in Abbildung 7.42 im links betrachteten Betriebspunkt ($n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ und $p_F = 0,6 \text{ N/mm}^2$) konstant gehalten.

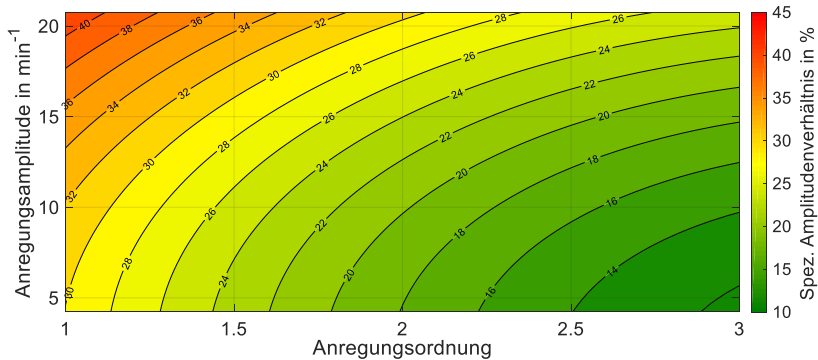


Abbildung 7.42: Konturdiagramm für das spezifische Amplitudenverhältnis über Anregungsordnung und Anregungsamplitude, $R^2 = 95,5 \%$, adaptiert aus Bischofberger et al. (2021a, S. 942)

Das Konturdiagramm weist mit einem Bestimmtheitsmaß $R^2 > 95 \%$ eine hohe Genauigkeit für die untersuchte Entwicklungsgeneration im untersuchten Betriebsbereich auf. Im Konturdiagramm kann direkt abgelesen werden, dass und in welchem Maße eine Erhöhung der Anregungsordnung sowie eine Reduzierung der Anregungsamplitude zu einer Verbesserung der Schwingungsreduzierungs-wirkung führen. Die verbesserte Schwingungsreduzierungs-wirkung bei Erhöhung

der Anregungsordnung und gleichzeitig der Anregungsfrequenz bestätigt die Erkenntnisse aus der Frequenzganganalyse in Kapitel 7.2.4 und ist demnach u. a. durch eine erhöhte Isolationswirkung im nasslaufenden Friktionskontakt bedingt. Umgekehrt lässt sich erkennen, dass sowohl eine erhöhte Anregungsamplitude als auch eine reduzierte Anregungsordnung zu einer Reduzierung der relativen Schwingungsreduzierungs Wirkung führt. Konkret können Entwickelnde in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses exemplarisch anhand dieses Konturdiagramms bereits ablesen, dass in diesem Fall z. B. bei einer gängigen Ausprägungsvariation der Antriebsmaschine von einem Vierzylindermotor (Hauptanregende 2. Ordnung) als Referenzsystemelement aus der G_{n-1} auf einen Dreizylindermotor (Hauptanregende 1,5. Ordnung) bei der in Entwicklung befindlichen Systemgeneration G_n je nach Anregungsamplitude eine um bis zu 25 % reduzierte relative Schwingungsreduzierungs Wirkung in der Kupplung im Schlupfbetrieb zu erwarten ist. Dadurch werden weitere Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung notwendig, um dem Kunden ein gleiches Komforterlebnis bieten zu können.

7.5.2 Tribosystem: Dynamisches Reibungszahlverhalten – Schwingungsreduzierungs Wirkung

Das Reibungszahlverhalten stellt in der Produktentwicklung von Friktionssystemen einen wesentlichen Auslegungsparameter dar. So gilt es beispielsweise, den Reibungszahlgradienten möglichst positiv auszulegen, um selbsterregte Schwingungen im Friktionskontakt zu vermeiden, vgl. Kapitel 2.5.4 und Kapitel 2.6.2. Im in dieser Forschungsarbeit betrachteten anwendungsnahen Betriebszustand dynamischer Dauerschlupfbetrieb wird das Reibungszahlverhalten über das dynamische Reibungszahlverhalten beschrieben. In diesem Kapitel 7.5.2 werden Korrelationen zwischen dynamischem Reibungszahlverhalten und der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt untersucht. Aus dem dabei generierten Wissen werden den Entwickelnden Handlungsempfehlungen dazu bereitgestellt, wie das Tribosystem in Hinblick auf die Reibungszahlkurve ausgelegt werden kann, um eine verbesserte Schwingungsreduzierungs Wirkung im geregelten Dauerschlupfbetrieb zu erreichen.

In simulativen Untersuchungen in Bischofberger et al. (2022a) werden insbesondere für Reibungszahlgradient und Hysteresenausdehnung Unterschiede im Schwingungsreduzierungsverhalten ermittelt, weswegen diese Größen im Rahmen der experimentellen Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit nachfolgend genauer betrachtet werden. Außerdem wird für die Reibungszahl aufgrund des direkten Zusammenhangs mit Kupplungsmoment und Verlustleistung ein Einfluss

angenommen. Auch die Reibungszahl wird daher herangezogen. Die experimentellen Untersuchungen wurden vorab zu Teilen in Albers et al. (2023) veröffentlicht.

Die Ausgangsbasis der experimentellen Untersuchung stellen die Versuche aus Kapitel 7.2.1 dar. Durch die dabei vorgenommenen Variationen im Tribosystem wird auch das dynamische Reibungszahlverhalten verändert. Es können so gezielt Änderungen der Kennwerte des dynamischen Reibungszahlverhaltens betrachtet werden, vgl. Kapitel 7.2.1. Mit der Methode aus Kapitel 6.4 werden aus den Versuchen die Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Reibungszahlverhaltens ermittelt. Diese werden als Datenpunkte mit einer Bewertungsgröße der Schwingungsreduzierungs Wirkung im jeweiligen Versuch aufgetragen. Da die Gegenüberstellung der einzelnen Entwicklungsgenerationen in diesem Kapitel nicht im Fokus der Untersuchung steht, sondern die Korrelationsanalyse des dynamischen Reibungszahlverhaltens mit der Schwingungsreduzierungs Wirkung, werden die ermittelten Datenpunkte gesammelt über alle Entwicklungsgenerationen betrachtet.

Aus den ermittelten Daten wird anschließend mittels Korrelationsanalyse, vgl. Kapitel 2.3.2, eine mögliche lineare Korrelation untersucht. Da die genauen Zusammenhänge nicht bekannt sind, wird ein linearer Ansatz gewählt. Dazu wird jeweils der Korrelationskoeffizient R zwischen dem jeweiligen Kennwert des dynamischen Reibungszahlverhaltens und der Bewertungsgröße der Schwingungsreduzierungs Wirkung berechnet. Ergänzend wird eine Regressionsgerade ermittelt und in der grafischen Darstellung aufgetragen.

Die Ergebnisse sind nachfolgend für die Versuche im Betriebspunkt der Parameterkombination PK 1, vgl. im Anhang Tabelle A.1, aufgetragen. Als Bewertungsgröße für die Schwingungsreduzierungs Wirkung wird das spezifische Amplitudenverhältnis verwendet. Für die Bewertungsgröße ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘ ergeben sich qualitativ vergleichbare Verläufe. Neben den Datenpunkten der Einzelversuche (blau) ist der Mittelwert der je drei Wiederholungen je untersuchtem Tribosystem (rot) dargestellt. Die zugehörige Regressionsgerade ist in Rot aufgetragen. Der ermittelte Korrelationskoeffizient und das daraus folgende Bestimmtheitsmaß R^2 sind in der jeweiligen Abbildung angegeben.

Das Ergebnis der Korrelationsanalyse zwischen mittlerer Reibungszahl μ_{mean} und spezifischem Amplitudenverhältnis ist in Abbildung 7.43 dargestellt.

Aus Abbildung 7.43 wird eine negative Korrelation zwischen mittlerer Reibungszahl und spezifischem Amplitudenverhältnis ersichtlich. Der ermittelte Korrelationskoeffizient von $|R| = 0,67$ deutet auf eine mittlere Korrelation nach Zöfel (2003) hin, wobei der Wert nahe am Grenzwert zu einer hohen Korrelation liegt. Eine Erhöhung der Reibungszahl führt zu einer Verbesserung der Schwingungsreduzierung, erkennbar an der Abnahme der Bewertungsgröße.

185

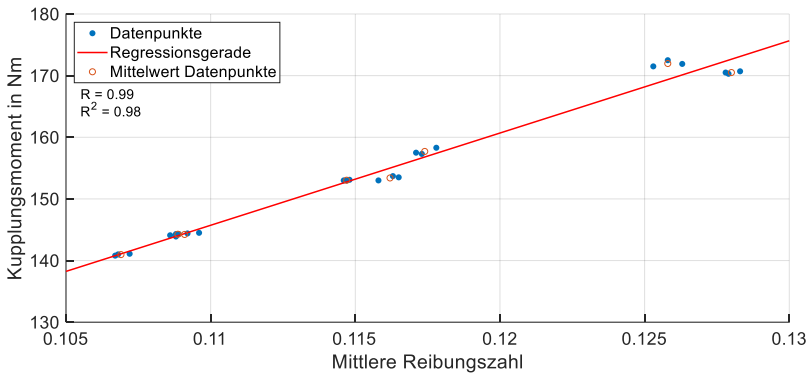


Abbildung 7.44: Korrelation Schwingungsreduzierungswirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das Kupplungsmoment über der mittleren Reibungszahl für PK 1

Der ermittelte Korrelationskoeffizient von $R = 0,99$ deutet nach Zöfel (2003) auf eine sehr hohe Korrelation hin. Die Korrelation zeigt für die Reibungszahl als berechnete Größe aus den Messgrößen Kupplungsmoment und Axialkraft, dass die weiteren Größen, die in die Ermittlung der Reibungszahl einfließen, insbesondere die Axialkraft und damit die Flächenpressung näherungsweise konstant bleiben. Da das Kupplungsmoment hier bei Versuchen mit gleicher Reibungszahl näherungsweise unverändert ist, resultieren die Unterschiede in der Schwingungsreduzierungs- wirkung bei gleicher Reibungszahl, vgl. Abbildung 7.43, aus anderen Mechanismen als der Dämpfung durch Energiedissipation.

In nachfolgender Abbildung 7.45 ist das Ergebnis der Korrelationsanalyse zwischen Reibungszahlgradient und spezifischem Amplitudenverhältnis abgebildet.

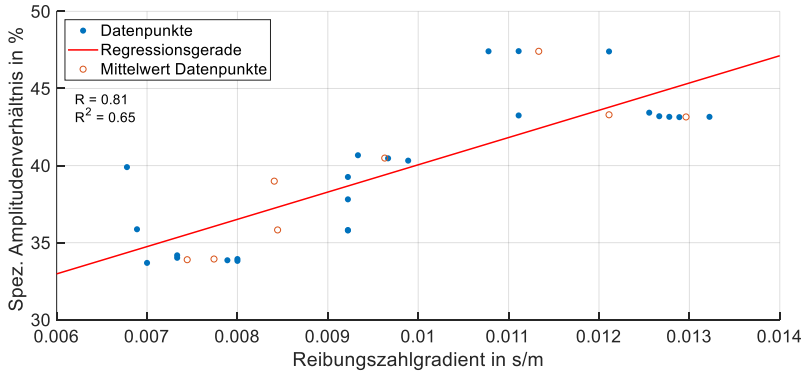


Abbildung 7.45: Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das spezifische Amplitudenverhältnis über dem Reibungszahlgradienten für PK 1

Aus Abbildung 7.45 lässt sich im hier untersuchten Bereich eine positive lineare Korrelation zwischen Reibungszahlgradient und spezifischem Amplitudenverhältnis erkennen. Eine Reduzierung des Reibungszahlgradienten führt zu einer Abnahme der Bewertungsgröße und damit zu einer erhöhten Schwingungsreduzierungs Wirkung. Anhand des Korrelationskoeffizienten von $R = 0,81$ kann nach Zöfel (2003) auf eine hohe lineare Korrelation geschlossen werden. Bei Betrachtung der Korrelation der Mittelwerte (rote Datenpunkte), welche die Streuung innerhalb einer Versuchsreihe gleicher Parameterkombination etwas ausgleichen, fällt der Zusammenhang mit einem Korrelationskoeffizienten von $R = 0,87$ noch deutlicher aus. Der hier experimentell ermittelte Zusammenhang bestätigt auch die Erkenntnisse aus simulativen Untersuchungen in u. a. Bischofberger et al. (2022a).

Abschließend wird die Korrelation für den Kennwert Hysteresenausdehnung mit der Schwingungsreduzierungs Wirkung betrachtet. Das Ergebnis ist in Abbildung 7.46 dargestellt.

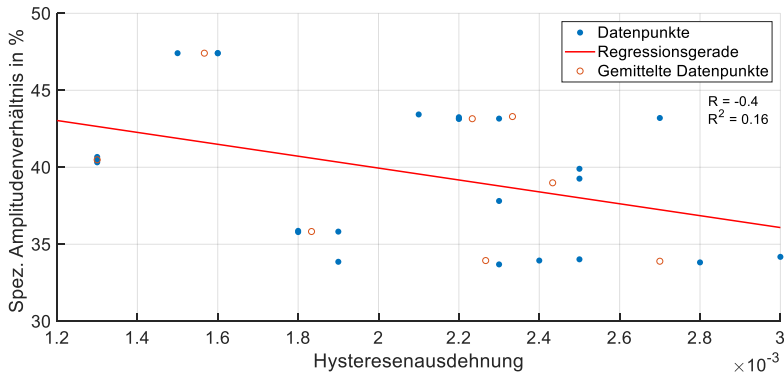


Abbildung 7.46: Korrelation Schwingungsreduzierungs Wirkung – Dynamisches Reibungszahlverhalten: Korrelationskoeffizient und Regressionsgerade für das spezifische Amplitudenverhältnis über der Hysteresenausdehnung für PK 1

Für den Kennwert Hysteresenausdehnung lässt sich ein geringfügiger Trend hin zu einer negativen Korrelation erkennen, die mit $|R| = 0,4$ nach Zöfel (2003) als geringe Korrelation eingestuft werden kann und somit am schwächsten ausgeprägt ist. Aufgrund der teilweise großen Streuung des Kennwerts wird diese mögliche Korrelation im Rahmen dieser Forschungsarbeit nicht weiter berücksichtigt.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass für das dynamische Reibungszahlverhalten Korrelationen mit der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nass-laufenden Friktionskontakt vorliegen. Insbesondere für die Reibungszahl und den Reibungszahlgradienten wird eine hohe bis sehr hohe Korrelation festgestellt. Sowohl eine Erhöhung der Reibungszahl als auch eine Reduzierung des Reibungszahlgradienten führen zu einer erhöhten Schwingungsreduzierungs Wirkung, was sich durch eine Reduzierung des spezifischen Amplitudenverhältnisses zeigt. Für den Kennwert Hysteresenausdehnung wird im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen keine deutliche Korrelation identifiziert.

7.5.3 Zwischenfazit Forschungsfrage 2.3

In Kapitel 7.2.3 und diesem Kapitel 7.5 wurde Teilforschungsfrage 2.3, die wie folgt lautet, untersucht und beantwortet:

Teilforschungsfrage 2.3

Welche Korrelationen können zwischen identifizierten Einflussgrößen und dem Übertragungsverhalten ermittelt werden?

Die zur Beantwortung der Forschungsfrage durchgeführten Untersuchungen wurden zum einen in Untersuchungen zu Korrelationen mit Einflussgrößen aus der Beanspruchung, die v. a. im Betrieb oder über konstruktive Gestaltung eingestellt werden können, und zum anderen in Untersuchungen zu Korrelationen mit Einflussgrößen aus dem Tribosystem unterteilt, die in erster Linie in der Gestaltung und der Auslegung des Tribosystems und dessen Eigenschaften eingestellt werden können.

Zur Ermittlung von Korrelationen der in Kapitel 7.2.1 identifizierten Einflussgrößen aus dem Tribosystem mit der Schwingungsreduzierungs Wirkung wurden Versuche mit je zwei Entwicklungsgenerationen mit einer Ausprägungsvariation bezüglich der jeweiligen Einflussgröße durchgeführt. Das Kupplungsmoment wurde zwischen den jeweiligen zwei Entwicklungsgenerationen möglichst gleich gehalten, um die Korrelationen bei näherungsweise gleicher Verlustleistung herausarbeiten zu können. Die Ergebnisse liefern eine qualitative Aussage darüber, ob eine positive oder eine negative Korrelation zwischen der jeweiligen Einflussgröße und der Bewertungsgröße für die Schwingungsreduzierungs Wirkung im untersuchten Bereich vorliegt. Eine positive Korrelation bedeutet hierbei eine Erhöhung der Bewertungsgröße und damit eine Verschlechterung der Schwingungsreduzierung bei Erhöhung der Einflussgröße. Eine negative Korrelation bedeutet dem entgegengesetzt eine Reduzierung der Bewertungsgröße und damit eine Verbesserung der Schwingungsreduzierung bei Erhöhung der Einflussgröße.

In den Untersuchungen wurde ermittelt, dass zu einer Reduzierung der herangezogenen Bewertungsgröße und damit einer Verbesserung der Schwingungsreduzierung eine Erhöhung der Ölviskosität (negative Korrelation), eine Abflachung der Reibungszahlkurve (Reduzierung des Reibungszahlgradienten im positiven Bereich, positive Korrelation) über Anpassung von FM im Öl sowie eine Reduzierung der Reibbelagdichte (positive Korrelation) und damit einhergehend eine Erhöhung der Reibbelagelastizität führen. Außerdem führt eine Plasmamitrierung im untersuchten Bereich zu einer Erhöhung der Bewertungsgröße (positive Korrelation) und somit zu einer Verschlechterung der Schwingungsreduzierung.

Da neben den konstruktiven Gestaltungsmerkmalen des Tribosystems in der Praxis auch Auslegungsparameter des Reibungszahlverhaltens herangezogen werden, wurden daran anschließend Korrelationen zwischen dem dynamischen Reibungszahlverhalten des Tribosystems und der Schwingungsreduzierungs-wirkung untersucht. Hierbei wurde das dynamische Reibungszahlverhalten durch Veränderung des Tribosystems, die sich auch auf das Reibungszahlverhalten auswirkt, vgl. Kapitel 2.7.1, variiert. Aus den Versuchen im gleichen Betriebspunkt wurden Kennwerte für das dynamische Reibungszahlverhalten sowie das spezifische Amplitudenverhältnis als Bewertungsgröße für die Schwingungs-reduzierungs-wirkung ermittelt und es wurde jeweils eine Korrelationsanalyse mit linearem Ansatz durchgeführt.

Für die Reibungszahl wurde eine negative Korrelation mit der Bewertungsgröße ermittelt. Die Schwingungsreduzierungs-wirkung erhöht sich bei Erhöhung der Reibungszahl. Aufgrund der unterschiedlichen Superpositionen von Wirk-mechanismen bei den verschiedenen Tribosystemen, wodurch bei nahezu gleichen Reibungszahlen unterschiedliche Schwingungsreduzierungs-wirkungen vorliegen, fällt der Korrelationskoeffizient geringer aus ($|R| < 0,7$). Nach Zöfel (2003) liegt demnach eine mittlere lineare Korrelation vor. Aufgrund des physikalischen Zusammenhangs zwischen Reibungszahl und Kupplungsmoment wird jedoch grundsätzlich von einer hohen Korrelation ausgegangen, die nicht, wie bisher betrachtet, unbedingt linear sein muss, da die Reibungszahl mitunter auch mit weiteren Einflussgrößen auf die Schwingungsreduzierungs-wirkung wechselwirkt, so dass bei einer Veränderung der Reibungszahl eine veränderte Superposition von Wirkmechanismen resultieren kann.

Für den Reibungszahlgradienten wurde eine positive Korrelation mit der Bewertungsgröße ermittelt. Der Korrelationskoeffizient von $|R| = 0,81$ lässt nach Zöfel (2003) auf eine hohe lineare Korrelation schließen. Eine Reduzierung des Reibungszahlgradienten im hier untersuchten positiven Bereich führt zu einer Abnahme der Bewertungsgröße und demnach zu einer Erhöhung der Schwingungsreduzierungs-wirkung. Der negative Bereich des Reibungszahl-gradienten wird nicht berücksichtigt, da grundsätzlich aufgrund der hier vorliegenden Neigung zu selbsterregten Schwingungen, vgl. selbsterregtes Rufen in Kapitel 2.6.2, eine Auslegung mit negativen Reibungszahlgradienten vermieden werden sollte.

Um Betriebsgrößen zukünftig zielgerichtet einstellen zu können, wurden in einem weiteren Schritt Korrelationen zwischen den ermittelten Einflussgrößen und der Schwingungsreduzierungs-wirkung untersucht. Da nicht nur lineare Korrelationen vorliegen, wurde ein geeigneter Versuchsplan erarbeitet und verwendet, um auch

nichtlineare Zusammenhänge ermitteln zu können. Die experimentellen Untersuchungen wurden nach der Methode aus den Kapiteln 6.2 und 6.5 im dynamischen Dauerschleppbetrieb durchgeführt. Mittels empirischer Modellbildung wurden anschließend aus den Versuchsdaten Regressionsmodelle erstellt und dadurch qualitativ Zusammenhänge zwischen den Einflussgrößen und den Bewertungsgrößen ‚spezifisches Amplitudenverhältnis‘ und ‚Winkelbeschleunigungsbreite‘ ermittelt. Die qualitativen Zusammenhänge wurden durch Versuchsdaten in weiteren Betriebspunkten validiert. Auf Basis der dabei generierten Erkenntnisse wurden anschließend exemplarische Konturdiagramme für ein ausgewähltes Tribosystem einer Entwicklungsgeneration erstellt, welche direkt in die praktische Anwendung überführt werden können. Die hierbei entwickelte Methode kann auch eine Anwendung für veränderte Tribosysteme in anderen Entwicklungs- oder Systemgenerationen ermöglichen, beispielsweise zur Erstellung und Parametrierung eines Regressionsmodells für die Hinterlegung auf einem Steuergerät. Auch die ermittelten qualitativen Zusammenhänge können unterstützend zur Entwicklung und Einstellung schwingungsoptimierter zukünftiger Systemgenerationen herangezogen werden.

Für die Betriebsgröße Grundsclupfdrehzahl wurde ein exponentieller negativer Zusammenhang mit beiden Bewertungsgrößen im untersuchten Bereich festgestellt. Eine Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl führt zu einer Reduzierung der Bewertungsgrößen und damit zu einer Verbesserung der Schwingungsreduzierung. Für die Flächenpressung wurde bereichsabhängig ein linearer bzw. ein quadratischer Zusammenhang betrachtet. Für beide Zusammenhänge wurde eine positive Korrelation ermittelt. Eine Erhöhung der Flächenpressung führt zu einer Erhöhung der Bewertungsgrößen und damit zu einer Verschlechterung der Schwingungsreduzierung.

Für die Einflussgrößen Anregungsamplitude und Anregungsordnung wurde im untersuchten Bereich näherungsweise ein quadratischer Zusammenhang mit dem spezifischen Amplitudenverhältnis ermittelt. Die Korrelation weist jedoch unterschiedliche Vorzeichen auf. Eine Erhöhung der Anregungsordnung und damit auch der Anregungsfrequenz führt zu einer Reduzierung des spezifischen Amplitudenverhältnisses und demnach zu einer Verbesserung der Schwingungsreduzierung. Es liegt eine negative Korrelation zwischen Anregungsordnung und spezifischem Amplitudenverhältnis vor. Eine Reduzierung der Anregungsamplitude führt zu einer Reduzierung des spezifischen Amplitudenverhältnisses und damit zu einer Verbesserung der Schwingungsreduzierung. Es liegt eine positive Korrelation zwischen Anregungsamplitude und spezifischem Amplitudenverhältnis vor.

Die für die Betriebsgrößen ermittelten Regressionsmodelle weisen hohe Bestimmtheitsmaße mit $R^2 > 95\%$ auf, was für die Modelle eine hohe Modellgüte zur Folge hat. Die hohe Genauigkeit der Modelle innerhalb der Modellgrenzen verdeutlicht dies.

Damit ist Teilforschungsfrage 2.3 beantwortet. Mit den ermittelten Einflussgrößen und Korrelationen werden anschließend Handlungsempfehlungen für die Entwicklung zukünftiger Systemgenerationen mit verbesserter Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb abgeleitet.

7.6 Diskussion Forschungsfrage 2: Handlungsempfehlungen

In den vorherigen Kapiteln wurden die Teilforschungsfragen 2.1, 2.2 und 2.3 beantwortet. Auf dieser Basis kann nun Forschungsfrage 2 beantwortet werden.

Forschungsfrage 2

Wie muss das Tribosystem gestaltet werden, um wirkende Mechanismen hin zu einer verbesserten schwingungsreduzierenden Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt zu beeinflussen? Wie müssen dazu relevante Betriebsgrößen eingestellt werden?

Sowohl für das Tribosystem als auch für die Betriebsgrößen im dynamischen Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Kupplungssystem wurden durch Anwendung der entwickelten Methoden Korrelationen mit der Schwingungsreduzierungs Wirkung im Friktionskontakt ermittelt. Mit den entwickelten Methoden wurden auch die wirkenden Mechanismen zur Schwingungsreduzierung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb analysiert, wodurch Wissen für das Verständnis über die Vorgänge im Friktionskontakt bei verschiedenen Tribosystemen generiert wurde. Dabei wurde gezeigt, dass für die Tribosysteme unterschiedliche Superpositionen von Wirkmechanismen im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt vorliegen. Aus den generierten Erkenntnissen werden nachfolgend Gestaltungs- und Einstellungsempfehlungen für eine verbesserte schwingungsreduzierende Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt abgeleitet. Diese Handlungsempfehlungen wurden vorab in Albers et al. (2020a), Albers et al. (2023), Bischofberger et al. (2020, 2021a) sowie Bischofberger et al. (2023a) veröffentlicht.

Für das Tribosystem im nasslaufenden Lamellenpaket werden sowohl für die Reib- und die Stahllamellen als auch für das Kühlöl Gestaltungsempfehlungen abgeleitet. Nachfolgende Gestaltungsempfehlungen werden für eine verbesserte

Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt ohne messbare Effizienzeinbußen, durch gezielte Beeinflussung der wirkenden Mechanismen, für die untersuchten Bereiche in der Validierungsumgebung festgehalten:

- *Reduzierung des Reibungszahlgradienten* respektive Anpassung der Reibungszahlkurve hin zu einem flacheren, zunehmenden Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit: Dies begünstigt schwingungsmindernde Mechanismen, zum einen eine erhöhte Dämpfung, zum anderen aber auch eine erhöhte Isolation, im Friktionskontakt. In Superposition der Wirkmechanismen wird so eine verbesserte Reduzierungswirkung bei gleichbleibender Verlustleistung erreicht. Negative Reibungszahlgradienten sollten, aufgrund der dabei möglichen Neigung zu selbsterregten Reibschwingungen, vermieden werden. Die Reduzierung des Reibungszahlgradienten kann u. a. durch eine gezielte Anpassung der Öladditivierung durch z. B. Friction Modifier gestaltet werden.
- *Erhöhung des Reibungszahlniveaus*, s. nachfolgend ‚Reduzierung der Flächenpressung‘: Das erhöhte Reibungszahlniveau kann u. a. durch eine gezielte Anpassung der Öladditivierung durch Friction Modifier gestaltet werden.
- *Erhöhung der Viskosität des Kühllöls*: Dies begünstigt schwingungsmindernde Mechanismen im Friktionskontakt. Insbesondere zeigt sich hier eine erhöhte Isolationswirkung. So wird eine verbesserte Reduzierungswirkung bei gleichbleibender Verlustleistung erreicht. Da die Viskosität von ATF signifikant temperaturabhängig ist, sollte die erhöhte Viskosität gezielt für den Temperaturbereich der Anwendung ausgelegt werden. Die erhöhte Viskosität des Kühllöls kann u. a. durch gezielte Auswahl des Grundöls oder durch gezielte Additivierung, z. B. Viscosity Modifier, gestaltet werden.
- *Erhöhung der Elastizität des Reibbelags*: Dies begünstigt schwingungsmindernde Mechanismen im Friktionskontakt, insbesondere eine erhöhte Isolationswirkung. Es wird so eine verbesserte Reduzierungswirkung bei gleichbleibender Verlustleistung erreicht. Die erhöhte Elastizität kann durch Reduzierung der Reibbelagdichte gestaltet werden.
- *Vermeidung einer Plasmanitrierung der Stahllamellen*: Die vorgenommene Plasmanitrierung wirkt sich negativ auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im Friktionskontakt aus.

Für die Einstellung der Betriebsgrößen im dynamischen Dauerschlupfbetrieb im nasslaufenden Lamellenpaket werden nachfolgende Einstellungsempfehlungen für

eine verbesserte Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nass-laufenden Friktionskontakt in den untersuchten Bereichen in der Validierungsumgebung festgehalten:

- *Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl:* Dies wirkt sich positiv und im untersuchten Bereich exponentiell auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung aus, geht jedoch auch mit einer erhöhten Verlustleistung einher. Insbesondere im Bereich geringer Grundsclupfdrehzahlen hat eine geringfügige Erhöhung der Grundsclupfdrehzahl aufgrund des exponentiellen Zusammenhangs und der erhöhten Isolationswirkung bereits einen großen begünstigenden Effekt auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung.
- *Reduzierung der Flächenpressung:* Dies wirkt sich positiv auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung aus und kann ohne zusätzliche Effizienzeinbußen bei gleichbleibendem Kupplungsmoment einhergehen¹¹. Die reduzierte Flächenpressung bei gleichem Kupplungsmoment kann mitunter durch eine Erhöhung des Reibungszahlniveaus im Tribosystem, s. vorherige Handlungsempfehlung ‚Erhöhung des Reibungszahlniveaus‘ oder durch konstruktive Anpassung in Form einer Ausprägungsvariation (AV) der Lamellenkupplung bzw. des Mehrscheibenfrictionssystems mit erhöhter Anzahl an Reibflächen realisiert werden.

Durch die Anregung wurde ebenso ein Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung ermittelt. Da eine Erhöhung der beiden betrachteten Betriebsgrößen Anregungsamplitude und Anregungsordnung direkt in einer erhöhten Winkelbeschleunigung am Kupplungseingang resultiert und diese Größen in der Praxis nur bedingt beeinflussbar sind, werden die Betriebsgrößen in den aufgeführten Handlungsempfehlungen nicht weiter vertieft. Es wird jedoch festgehalten, dass durch eine Erhöhung der Anregungsfrequenz schwingungsmindernde Mechanismen, insbesondere eine Isolationswirkung, begünstigt werden und daraus eine Verbesserung der relativen Schwingungsreduzierungs Wirkung resultiert. Dies muss z. B. bei einer Ausprägungsvariation der Antriebsmaschine von einem Vierzylinder- auf einen Dreizylindermotor in einer neuen Systemgeneration, und somit einer Reduzierung der Anregungsfrequenz der Hauptanregenden bei gleichbleibender Antriebsdrehzahl, berücksichtigt werden. So kann sich aufgrund

¹¹ Geringfügige Effizienzeinbußen durch verhältnismäßig kleine Gewichtssteigerung aus konstruktiven Anpassungen, v. a. Lamellenträger und zusätzliche Lamellen, möglich

der dadurch verschlechterten Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt die Notwendigkeit für zusätzliche Komponenten zur Schwingungsminderung ergeben.

Zur Begünstigung einer zielgerichteten Einstellung und Überführung in die Anwendung wurden außerdem Regressionsmodelle für die Zusammenhänge zwischen den Betriebsgrößen und der Schwingungsreduzierungs Wirkung exemplarisch für ein Tribosystem erstellt. Diese sind in Kapitel 7.5.1 zu finden.

Damit ist Forschungsfrage 2 beantwortet. Mit den abgeleiteten Handlungsempfehlungen wird im nachfolgenden Kapitel 7.7 ein Tribosystem einer neuen Entwicklungsgeneration für eine verbesserte Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt gestaltet und die Erkenntnisse werden entsprechend evaluiert.

7.7 Evaluation mit neuer Entwicklungsgeneration

Auf Basis der abgeleiteten Handlungsempfehlungen, vgl. Kapitel 7.6, wird das Tribosystem einer neuen Entwicklungsgeneration $E_{n,9}$ eines nasslaufenden Lamellenpakets entsprechend mit dem Entwicklungsziel einer verbesserten Schwingungsreduzierung gestaltet. Folgende Gestaltungsempfehlungen werden dabei in der neuen Entwicklungsgeneration berücksichtigt:

- flacher Reibungszahlverlauf durch entsprechende FM im Kühlöl,
- hohe Viskosität des Kühlöls,
- hohe Elastizität des Reibbelags,
- keine Plasmanitrierung der Stahllamellen.

Gegenüber den Referenzsystemelementen Reiblamelle, Stahllamelle und Kühlöl im Referenzsystem $R_{n,1}$, die aus der G_{n-1} abgeleitet wurden, findet eine Ausprägungsvariation der Reiblamellen sowie des Kühlöls statt. Für die Stahllamellen findet eine Übernahmevariation statt. Vgl. auch Tabelle 7.4. In Tabelle 7.18 und Tabelle 7.19 werden die Daten des Tribosystems der Entwicklungsgeneration $E_{n,9}$ (TS L) den Daten des Tribosystems des Referenzsystems $R_{n,1}$ (TS K) gegenübergestellt.

Tabelle 7.18: Ausgewählte veränderte Eigenschaften der Reiblamellen der Tribosysteme TS K und TS L gemäß Untersuchung nach Produktion, gerundete Werte

	TS K	TS L
Dicke in mm	2,7	2,7
Belagdichte in % des Serienbelags	100	81
Belagelastizität ¹² , durchschnittlich in %	3,7	12

Tabelle 7.19: Eigenschaften der verwendeten Öle der Tribosysteme TS K und TS L gemäß Datenblatt, gerundete Werte

	TS K	TS L
Anwendungsart	ATF	ATF
Kinematische Viskosität bei 40 °C in mm²/s	18,0	43,9
Kinematische Viskosität bei 100 °C in mm²/s	4,1	7,5
Dichte bei 15 °C in g/cm³	0,82	0,85

Mit den beiden Tribosystemen werden analog zu Kapitel 7.2.3 Untersuchungen im dynamischen Dauerschleifbetrieb mit konstantem Kupplungsmoment durchgeführt, um eine Vergleichbarkeit der Schwingungsreduzierungs Wirkung bei möglichst gleicher Verlustleistung sicherstellen zu können. Die Versuche werden nach derselben Methode mit den beiden Beanspruchungskollektiven PK 2.1 und PK 2.2, vgl. Tabelle A.2 im Anhang, durchgeführt und jeweils zehnmal wiederholt. Die Auswertung und die Darstellung der Ergebnisse erfolgen ebenso analog zu Kapitel 7.2.3. Ergänzend wird für eine grafische Veranschaulichung exemplarisch der Verlauf der Drehzahlen an Ein- und Ausgang des Lamellenpakets als Ausschnitt eines Versuchs bei PK 2.1 gegenübergestellt. Die Drehzahlverläufe sind in Abbildung 7.47 dargestellt.

¹² Materialprüfung durch Hersteller (Nachgiebigkeit des Belags bei gleicher Belastung)

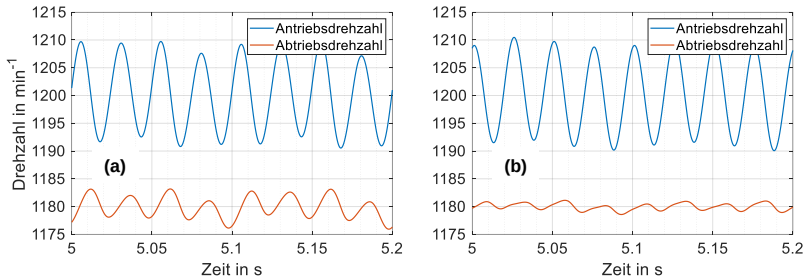


Abbildung 7.47: Verlauf der Drehzahlen an Kupplungseingang (blau) und -ausgang (rot) für TS K (a) und TS L (b) bei PK 2.1 (Ausschnitt aus einem Versuch)

Durch den grafischen Vergleich in Abbildung 7.47 lässt sich bereits ein Unterschied im Schwingungsreduzierungsverhalten der beiden Tribosysteme erkennen. Dabei lässt sich eine gegenüber TS K (a) deutlich reduzierte Ausprägung der Schwingungsamplituden in der Abtriebsdrehzahl am Kupplungsausgang (rot) bei TS L (b) erkennen. Die eingebrachte Schwingung wird im Friktionskontakt bei TS L sichtbar stärker reduziert.

Die ermittelten Kennwerte in Abbildung 7.48 bestätigen das grafisch qualitativ beobachtete Ergebnis. In beiden untersuchten Beanspruchungskollektiven liegen die Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierungswirkung bei TS L signifikant unter denen bei TS K. Gleichzeitig lässt sich anhand der flächenbezogenen Verlustleistung eine bei beiden Systemen näherungsweise gleiche Verlustleistung erkennen. Die Entwicklungsgeneration $E_{n,9}$ mit TS L weist gegenüber der G_{n-1} mit TS K eine verbesserte Schwingungsreduzierung bei näherungsweise gleicher Verlustleistung auf.

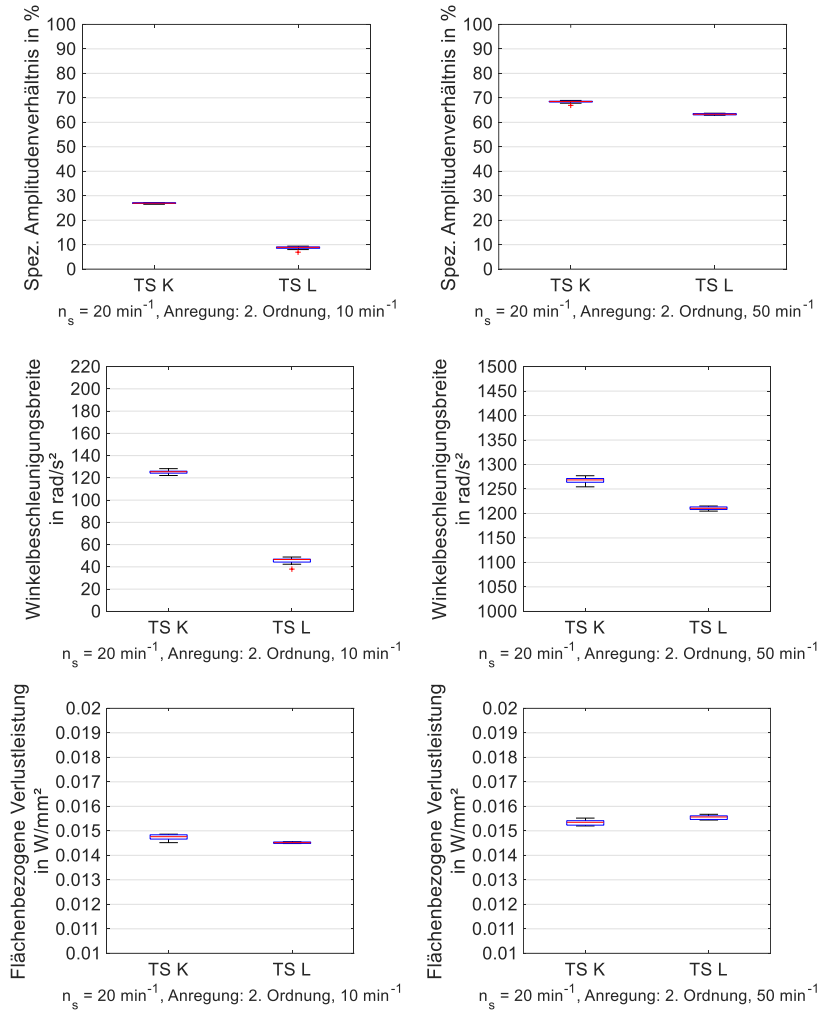


Abbildung 7.48: Schwingungsreduzierungswirkung und Verlustleistung für TS K und TS L bei PK 2.1 (links) und PK 2.2 (rechts) für $M_K \approx 150 \text{ Nm}$, je zehn Wiederholungen. Die y-Achsenkalibrierung der Winkelbeschleunigungsbreite ist bei PK 2.2 rechts an die höhere Anregungsamplitude angepasst.

7.8 Diskussion Forschungsfrage 3

Forschungsfrage 3

Ermöglicht das generierte Wissen eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen sowie eine gezielte Gestaltung eines Tribosystems für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung?

In Kapitel 7.7 wurde ein Tribosystem einer neuen Entwicklungsgeneration gezielt unter Verwendung der Gestaltungsempfehlungen, vgl. Kapitel 7.6, gestaltet und in anschließenden Untersuchungen mit dem Tribosystem aus der gegenwärtig im Markt befindlichen Systemgeneration G_{n-1} verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass das Tribosystem einer neuen Entwicklungsgeneration unter Verwendung der Gestaltungsempfehlungen gezielt für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb gestaltet werden kann. Auch gegenüber bereits hinsichtlich der Schwingungsreduzierung verbesserten Entwicklungsgenerationen mit Ausprägungsvariationen einzelner Referenzsystemelemente, z. B. für das Öl ($E_{n,1}$, vgl. Abbildung 7.18, $E_{n,5}$, vgl. Abbildung 7.19) sowie für die Reiblamellen ($E_{n,7}$, vgl. Abbildung 7.20), wird eine deutliche Verbesserung erzielt.

Für die gezielte Einstellung von Betriebsgrößen wurde in Kapitel 7.5.1 gezeigt, dass die darin ermittelten Zusammenhänge im untersuchten Bereich eine hohe Genauigkeit aufweisen und eine entsprechende Einstellung der Betriebsgrößen zu einer verbesserten Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Lamellenpaket in der Validierungsumgebung führt. Die abgeleiteten Regressionsmodelle und Konturdiagramme können qualitativ als Basis für eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen herangezogen werden. Die synthetisierte Methode kann außerdem in der Entwicklung von nasslaufenden Kupplungssystemen verwendet werden, um aussagekräftige quantitative Modelle zur verbesserten Einstellung von Betriebsgrößen abzuleiten.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass das im Rahmen dieser Forschungsarbeit generierte Wissen, das u. a. in Form von Handlungsempfehlungen in Kapitel 7.6 festgehalten ist, eine gezielte Gestaltung eines Tribosystems sowie eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung ermöglicht. Die Überführung der auf Basis dieses Wissens entwickelten $E_{n,9}$ in die G_n ermöglicht eine, für die Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im Dauerschlupfbetrieb*, verbesserte nasslaufende Lamellenkupplung in der neuen Systemgeneration. Im Betrieb kann das System außerdem mit den generierten Erkenntnissen und mithilfe der entwickelten Modelle und Methoden durch gezielte

Einstellung von Betriebsgrößen bedarfsgerecht mit einer verbesserten Schwingungsreduzierung verwendet werden.

Damit ist Forschungsfrage 3 beantwortet und Grundannahme 2 kann dadurch bestätigt werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird die Forschungsarbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf weiterführende Forschungsthemen gegeben.

8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der Forschungsarbeit wird die Funktionserweiterung nasslaufender Kupplungssysteme zur *Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb* untersucht. Zu Beginn wurden in der Research Clarification der Stand der Forschung dargelegt und daraus die Forschungslücken und der Forschungsbedarf abgeleitet. Um die Funktionserweiterung in der Produktentwicklung neuer Systemgenerationen nasslaufender Kupplungssysteme zielgerichtet und optimiert berücksichtigen zu können, ist Wissen über die Zusammenhänge sowie die Wirkmechanismen im Tribosystem unumgänglich. Zur Generierung dieses Wissens sind Methoden zur Untersuchung der Schwingungsreduzierung im geregelten Schlupfbetrieb notwendig. Zwei Grundannahmen und drei übergeordnete Forschungsfragen wurden diesbezüglich aus den Forschungslücken und dem Forschungsbedarf abgeleitet und im Rahmen der Forschungsarbeit, unterteilt in weitere Teilforschungsfragen, beantwortet. Die Grundannahmen wurden im Rahmen der Forschungsarbeit durch die Beantwortung der Forschungsfragen bestätigt. Die übergeordneten Forschungsfragen werden nachfolgend aufgeführt. Detaillierte Erläuterungen zu den Forschungsfragen und ihren Teilforschungsfragen sind in Kapitel 3.3 zu finden. Eine ausführliche Diskussion und Beantwortung der jeweiligen Forschungsfrage ist außerdem in Kapitel 7.4 (Forschungsfrage 1), Kapitel 7.6 (Forschungsfrage 2) und Kapitel 7.8 (Forschungsfrage 3) einzusehen.

Forschungsfrage 1

Welche Betriebs- und Tribosystemgrößen haben einen Einfluss auf die Schwingungsreduzierungswirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem? Wie kann diese bewertet werden?

Forschungsfrage 2

Wie muss das Tribosystem gestaltet werden, um wirkende Mechanismen hin zu einer verbesserten schwingungsreduzierenden Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt zu beeinflussen? Wie müssen dazu relevante Betriebsgrößen eingestellt werden?

Forschungsfrage 3

Ermöglicht das generierte Wissen eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen sowie eine gezielte Gestaltung eines Tribosystems für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem in der Validierungsumgebung?

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wurde eine Untersuchungsmethode synthetisiert, um die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem im sogenannten dynamischen Dauerschlupfbetrieb zu untersuchen. Die dafür entwickelte Validierungsumgebung wurde weiterentwickelt, um das Schwingungsreduzierungs- und das Reibungsverhalten im nasslaufenden Friktionskontakt robust und unter anwendungsnahen Bedingungen untersuchen zu können.

Die synthetisierte Untersuchungsmethode umfasst Bewertungsgrößen in Form von Kennwerten, die eine relative sowie eine objektive Bewertung und einen Vergleich verschiedener Entwicklungsgenerationen im Hinblick auf das Schwingungsreduzierungsverhalten ermöglichen. Es wurden außerdem Kennwerte zur Betrachtung der Verlustleistung eingeführt, die im Schlupfbetrieb eine essenzielle Rolle bezüglich des Zielkonflikts zwischen Komfort und Effizienz spielt. Weitere zur Erreichung des Forschungsziels erforderliche und synthetisierte Methoden umfassen die Ergründung der Schwingungsreduzierung zugrundeliegenden Wirkmechanismen sowie die Untersuchung des anwendungsnahen Reibungsverhaltens. So wurden eine Methode zur Ermittlung des quasistationären Reibungsverhaltens sowie eine Methode zur Ermittlung des anwendungsnahen dynamischen Reibungsverhaltens synthetisiert.

Über insgesamt acht Entwicklungsgenerationen des Systems nasslaufende Lamellenkupplung wurden durch Übernahmevariation und Ausprägungsvariation der Referenzsystemelemente des Tribosystems Einflüsse aus dem Tribosystem auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt untersucht. Dabei wurden sowohl Ausprägungsvariationen im Öl als auch in den Lamellen vorgenommen. Für die Entwicklungsgenerationen wurden qualitativ signifikante Unterschiede, sowohl in deren Schwingungsreduzierungs Wirkung als auch im dynamischen Reibungsverhalten, ermittelt. Auf Basis der Erkenntnisse wurden anschließend Entwicklungsgenerationen ausgewählt und in zwei verschiedenen anwendungsnahen Beanspruchungskollektiven bei möglichst gleicher Verlustleistung untersucht. Dabei wurden sowohl Versuche zum Schwingungsreduzierungsverhalten als auch zur Ergründung von Wirkmechanismen durchgeführt. Da in der Praxis neben konstruktiven Gestaltungsmerkmalen

des Tribosystems auch Auslegungsparameter des Reibungszahlverhaltens herangezogen werden, wurden außerdem Korrelationen zwischen dem Schwingungsreduzierungsverhalten und dem dynamischen Reibungszahlverhalten untersucht. Durch die Untersuchungen wurde das Verständnis über die Vorgänge im nasslaufenden Friktionskontakt im dynamischen Dauerschlupfbetrieb bei verschiedenen Tribosystemen erweitert. So konnte mitunter gezeigt werden, dass bei den Entwicklungsgenerationen unterschiedliche Superpositionen von Wirkmechanismen im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt vorliegen und diese durch das Tribosystem maßgeblich beeinflusst werden können.

Die Erkenntnisse wurden in Handlungsempfehlungen überführt. Dabei wurden sowohl für das Kühlöl als auch für die Reib- und Stahllamellen Gestaltungsempfehlungen für eine erhöhte Schwingungsreduzierungs Wirkung, ohne messbare Effizienzeinbußen, durch gezielte Beeinflussung der wirkenden Mechanismen im Friktionskontakt synthetisiert.

Mit einer Entwicklungsgeneration wurden Untersuchungen zum Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt durchgeführt. Mittels Effektanalyse wurden dabei qualitative Einflüsse identifiziert. Vertiefende Untersuchungen zum kupplungsmomentunabhängigen Einfluss der Flächenpressung durch konstruktive Veränderung der Anzahl an Reibflächen wurden ergänzend vorgenommen. Es wurden erkennbare Einflüsse auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Friktionskontakt für Grundschlupfdrehzahl, Flächenpressung und Anregung ermittelt. Die Erkenntnisse wurden ebenfalls in Handlungsempfehlungen überführt.

Um die Erkenntnisse weiter in die Anwendung überführen zu können, wurden für die identifizierten Einflussgrößen des Weiteren quantitative Korrelationen mit den Zielgrößen ermittelt und in Regressionsmodelle sowie Konturdiagramme synthetisiert. Die in den Untersuchungen ermittelten Korrelationen sind ausführlich in Kapitel 7.5.3 zusammengefasst. Die Modelle wurden in ausgewählten Betriebspunkten evaluiert. So zeigte sich im interpolierten Bereich eine gute Übereinstimmung. In extrapolierten Bereichen wird von einer begrenzten Gültigkeit in der näheren Umgebung ausgegangen. Bereiche mit grundlegend verändertem Betriebsverhalten, u. a. sehr geringe Schlupfdrehzahlen, müssen jedoch separat betrachtet werden. Die parametrisierten Modelle sind für die dabei untersuchte und parametrisierte Entwicklungsgeneration in der Validierungsumgebung gültig. Hier wurde insbesondere im interpolierten Bereich eine hohe Genauigkeit gezeigt.

Die synthetisierten Regressionsmodelle und Konturdiagramme können im Produktentwicklungsprozess qualitativ als Basis für eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen herangezogen werden. So können Entwickelnde qualitativ abschätzen, in welchem Betriebsbereich die Grundsclupfdrehzahl eingestellt werden muss, um eine gewünschte Reduzierungswirkung zu erhalten. Mithilfe der Konturdiagramme kann für die Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb* durch das nasslaufende Kupplungssystem bereits in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses eine Abschätzung relevanter Größen hinsichtlich der Zielfunktion *Schwingungsreduzierung* in der gesamtsystemischen Auslegung und Gestaltung von Antriebssystemen mit nasslaufenden Kupplungssystemen erfolgen. Hierdurch können frühzeitig Aussagen darüber abgeleitet werden, ob z. B. zusätzliche Teilsysteme zur Schwingungsreduzierung notwendig sein werden oder die Funktion durch das nasslaufende Kupplungssystem ausreichend realisiert werden kann. Die synthetisierte Methode kann außerdem eine Möglichkeit darstellen, um in der Entwicklung aussagekräftige quantitative Modelle zur verbesserten Einstellung von Betriebsgrößen im nasslaufenden Kupplungssystem abzuleiten und so Entwickelnde in der Parametrierung der im Betrieb des CPS eingesetzten und z. B. auf einem Steuergerät hinterlegten Modelle zu unterstützen.

Unter Verwendung der Handlungsempfehlungen wurde eine neue Entwicklungsgeneration $E_{n,9}$ gezielt im Hinblick auf eine verbesserte Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb* gestaltet und in Untersuchungen mit dem Tribosystem der gegenwärtig im Markt befindlichen G_{n-1} anhand der Bewertungsgrößen verglichen. Die neue Entwicklungsgeneration $E_{n,9}$ zeigt eine deutlich erhöhte Schwingungsreduzierungswirkung gegenüber der G_{n-1} bei näherungsweise gleicher Verlustleistung. Die Handlungsempfehlungen bezüglich der Funktionserweiterung wurden dabei positiv evaluiert. Die Verwendung der Handlungsempfehlungen ermöglicht eine gezielte Gestaltung eines Tribosystems sowie eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen für eine verbesserte Schwingungsreduzierung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem, womit Forschungsfrage 3 beantwortet und Grundannahme 2 bestätigt wurde.

Zusammenfassend leistet diese Forschungsarbeit durch das erarbeitete Wissen, das in Form von Handlungsempfehlungen, Methoden und Modellen bereitgestellt wird, einen Beitrag zur gezielten Auslegung und Gestaltung sowie zur bedarfsgerechten Regelung des nasslaufenden Kupplungssystems für den Einsatz als mechatronisches Stellglied mit der Funktionserweiterung *Schwingungsreduzierung im Schlupfbetrieb*. Produktentwickelnde neuer Systemgenerationen von Antriebssystemen mit nasslaufenden Kupplungssystemen können durch das Wissen die Funktionserweiterung verbessert und gezielt integrieren und durch Prinzip- und

Ausprägungsvariationen zu einer Substitution bzw. einer möglichen Reduzierung anderer Teilsysteme, mit der Hauptfunktion *Schwingungsreduzierung*, beitragen. Die Forschungsarbeit leistet dadurch einen Beitrag zu einer gesamtsystemischen Produktentwicklung von nachhaltigeren und effizienteren Antriebssystemen unter Berücksichtigung neuer Anforderungen an u. a. Komfort und Lebensdauer.

8.2 Ausblick

Durch die fortschreitende Mechatronisierung moderner Antriebssysteme und die damit einhergehenden Möglichkeiten zu Funktionserweiterungen ergeben sich neue Entwicklungspotentiale, woraus sich auch weitere Forschungsthemen ableiten lassen. Außerdem können durch die detaillierten Analysen sowie auf Basis der synthetisierten Methoden und der generierten Erkenntnisse dieser Forschungsarbeit Anknüpfungspunkte und weitere Forschungsbedarfe identifiziert werden, die nachfolgend zusammengefasst werden.

Wie bereits von u. a. Czichos und Habig (2015) ausgeführt, spielt die Übertragbarkeit von Erkenntnissen zum tribologischen Verhalten in der Validierung tribologischer Systeme eine entscheidende, aber komplexe Rolle. Durch weiterführende Untersuchungen können die im Rahmen dieser Forschungsarbeit generierten Erkenntnisse vertieft und so eine Übertragbarkeit auf andere Anwendungen verbessert ermöglicht werden. Dabei kann mitunter die Gültigkeit der Modelle auf Bereiche mit verändertem Betriebsverhalten, z. B. hochbeanspruchte Friktionskontakte mit hohen Flächenpressungen in u. a. Marine- oder Industrieanwendungen oder Bereiche mit weiter reduzierten Schlupfdrehzahlen, unterhalb des im Rahmen dieser Forschungsarbeit untersuchten Bereichs im Mesoschlupf, ausgeweitet werden. Entsprechend können die Handlungsempfehlungen erweitert werden. Auch die Möglichkeit einer erweiterten Temperaturmessung in der weiterentwickelten Validierungsumgebung kann zu einer Erweiterung der Handlungsempfehlungen beitragen. Durch die mittels Wärmebilanzierung präzise Ermittlung von Wärmeverlusten im Schlupfbetrieb können diese durch weitere Untersuchungen mit erhöhter Genauigkeit in die Handlungsempfehlungen für eine effiziente Einstellung von Betriebsgrößen einbezogen werden.

Darüber hinaus können weiterführende Untersuchungen des anwendungsnahen dynamischen Reibungszahlverhaltens zur stetigen Verbesserung der gezielt auf die Anwendung angepassten Gestaltung von Friktionssystemen beitragen. Dies kann durch zusätzliche Kennwerte, wie sie in der Forschungsarbeit angedeutet wurden (z. B. Hysteresenfläche), und durch die Untersuchung weiterer Korrelationen dieser

Kennwerte mit Auslegungsparametern der Friktionssystemhersteller erfolgen. Hierdurch kann eine nachhaltigere Friktionssystemherstellung, durch Reduzierung überdimensionierter Auslegungen, auch in anderen Anwendungsfeldern begünstigt werden. Daran anknüpfend ist die stetige Wissenserweiterung über Wirkmechanismen im Friktionskontakt auch hinsichtlich des Schwingungsverhaltens ein bedeutender Bestandteil weiterer Forschungsvorhaben, um z. B. in Produktentwicklungsprozessen zukünftiger Systemgenerationen die Validierung in der frühen Phase durch erweiterte Simulations- und Berechnungsmodelle zu vereinfachen. So werden u. a. im Rahmen eines aktuellen DFG-Forschungsvorhabens (Deutsche Forschungsgemeinschaft), vgl. Albers (2023), anhand des Beispiels von Reibschwingungen in trockenlaufenden Friktionssystemen, unter Verwendung des C&C²-Ansatzes, Gestalt-Funktion-Zusammenhänge analysiert, um das Wissen über die Zusammenhänge im Friktionskontakt zu erweitern.

Der Betriebszustand des Übergangs von u. a. einer geschlossenen Kupplung in den Betriebszustand Dauerschlupf, vgl. Betriebszustände Kapitel 2.6.2, stand nicht im Fokus dieser Forschungsarbeit. Eine möglichst schwingungsarme Einstellung des Schlupfbetriebs und die Frage, inwieweit hierfür das tribologische System gezielt gestaltet werden kann, sind jedoch von großer Bedeutung, da auch hier unerwünschte Schwingungsphänomene auftreten können. So wird im PA des FVA-Arbeitskreises SK hierfür weiterer Forschungsbedarf identifiziert. (Albers et al., 2023; Steinmetz, 2024) Das CPS nasslaufendes Kupplungssystem bietet außerdem weitere Potentiale für Funktionserweiterungen. Die aktive Schwingungsreduzierung durch das gezielte Einbringen von Gegenmomenten, sowohl im Betriebszustand des Übergangs als auch im Dauerschlupf selbst, stellt eine mögliche Erweiterung dar, die im Rahmen weiterer Forschungsvorhaben im Fokus stehen soll.

Weitere Forschungsbedarfe gehen mit der Elektrifizierung von Antriebssystemen einher. So liegen in elektrifizierten Antriebssträngen veränderte Schwingungsformen sowie veränderte Einsatzgebiete nasslaufender Kupplungssysteme und damit auch veränderte Wechselwirkungen mit dem Restsystem vor. Gerade hinsichtlich neuer Schwingungsphänomene in elektrifizierten Antriebssträngen können Untersuchungen zur Schwingungsreduzierung durch das nasslaufende Kupplungssystem im Schlupfbetrieb mit nicht periodischen Anregungsformen sowie höherfrequenten Anregungen über 100 Hz die Erkenntnisse für weitere mögliche Einsatzgebiete der Funktionserweiterung erweitern. Die Abbildung der veränderten Restsysteme und die damit verbundene Modellbildung neuer Validierungskonfigurationen stellt dabei ebenfalls einen zentralen Forschungsbedarf dar. So wird in Bischofberger et al. (2023a) bereits ein exemplarisches Restsystemmodell eines Hybridantriebsstrangs (P2-Hybrid) vorgestellt und eine veränderte Dynamik aufgezeigt. (Bischofberger et al., 2023a)

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Forschung im Bereich von Funktionserweiterungen moderner Friktionssysteme als CPS neue Potentiale für die Produktentwicklung von effizienteren, nachhaltigeren und an zunehmende Kundenbedürfnisse angepassten Antriebssystemen aufzeigt. Hierzu können zukünftige Forschungsarbeiten mit den dargestellten Forschungsbedarfen einen weiteren Beitrag leisten.

Literaturverzeichnis

- Abbassi, M. B. (1999). Steigerung des Antriebsstrangkomforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 101(2), 118–126. <https://doi.org/10.1007/BF03224250>
- Abu Snima, K. (2006). Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung* (Bd. 21). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH). <https://doi.org/10.5445/IR/1000004586>
- Adachi, K., Ochi, Y., Segawa, S. & Higashimata, A. (2004). Slip control for a lock-up clutch with a robust control method. *SICE 2004 Annual Conference, Sapporo, Japan*, 744-749 vol. 1.
- Albers, A. (1990). Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) - Die mitdenkende Kupplung. In 4. *Internationales Kolloquium Torsionsschwingungen im Antriebsstrang*, 20. April 1990, Baden-Baden (S. 77–101). Buhl: LuK.
- Albers, A. (1994). Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge. *LuK Kolloquium Buhl*, (5), 5–41.
- Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In I. Horvath, F. Mandorli & Z. Rusak (Hrsg.), *Proceedings of TMCE 2010 Symposium* (Bd. 1, S. 343–356). Ancona, Italien.
- Albers, A. (2012). Kupplungen und Bremsen. In W. Steinhilper & B. Sauer (Hrsg.), *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 7. Aufl. 2012, S. 279–368). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-642-24303-5_5
- Albers, A. (Deutsche Forschungsgemeinschaft e.V., Hrsg.). (2023). *DFG Forschungsprojekt: Erarbeitung einer Systematik zur Analyse und*

gezielten Beeinflussung domänenübergreifender Gestalt-Funktion-Zusammenhänge des tribologischen Verhaltens beim selbsterregten Kupplungsrupfen der Einscheibentrockenkupplung. Laufend, Förderung seit 2023, Projektnummer 520437230. Zuletzt geprüft am 28.07.2024, Deutsche Forschungsgemeinschaft. Verfügbar unter:
<https://gepris.dfg.de/gepris/projekt/520437230>

- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In Udo Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–569). München: Carl Hanser Verlag.
- Albers, A., Behrendt, M. & Ott, S. (2006). Systemtribometer zur Untersuchung hochbelasteter nasslaufender Friktionskontakte unter mehrachsigen Gleitbewegungen. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), *GfT Tribologie-Fachtagung 2006*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- Albers, A., Behrendt, M., Schroeter, J., Ott, S. & Klingler, S. (2013). X-in-the-Loop: A Framework for Supporting Central Engineering Activities and Contracting Complexity in Product Engineering Processes. In U. Lindemann, S. Venkataraman, Y. S. Kim & S. W. Lee (Hrsg.), *Proceedings of ICED 13* (S. 379–389). Glasgow: Design Society.
- Albers, A. & Bernhardt, J. (2009). *Leistungsgrenzen Dauerschleif. Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschleifbeanspruchung* (FVA-Heft, Bd. 920). Abschlussbericht FVA-Nr. 401 II. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Albers, A., Bischofberger, A. & Bause, K. (2023). *Schwingungsreduzierung Nasslauf II. Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Kupplungssystem – Gezielte Beeinflussung des tribologischen Systems* (FVA-Heft, Bd. 1572). Abschlussbericht FVA-Nr. 780 II. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Albers, A., Bischofberger, A. & Ott, S. (2020a). *Schwingungsreduzierung Nasslauf. Einflussgrößen auf die Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten durch nasslaufende Kupplungssysteme im Schleifbetrieb* (FVA-Heft, Bd. 1388). Abschlussbericht FVA-Nr. 780 I. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Albers, A., Bischofberger, A. & Ott, S. (2020b). Wet clutch as an enabler of cost-efficient hybrid drive systems Decoupling as functional extension. In M.

Bargende, H.-C. Reuss & A. Wagner (Hrsg.), *20. Internationales Stuttgarter Symposium. Automobil- und Motorentechnik* (S. 251–265). Wiesbaden: Springer Vieweg. https://doi.org/10.1007/978-3-658-29943-9_22

Albers, A. & Braun, A. (2011). Der Prozess der Produktentstehung. In F. Henning & E. Moeller (Hrsg.), *Handbuch Leichtbau* (S. 3–30). München: Carl Hanser Verlag. <https://doi.org/10.3139/9783446428911.001>

Albers, A., Bursac, N. & Wintergerst, E. (2015). Produktgenerationsentwicklung - Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. In H.-G. Binz, B. Bertsche, W. Bauer & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2015. Entwicklung smarter Produkte für die Zukunft* (S. 1–10). Stuttgart: Fraunhofer IAO.

Albers, A. & Düser, T. (2010). Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. In FISITA World Automotive Congress 2010 (Hrsg.), *FISITA World Automotive Congress 2010, Budapest, Hungary*. GTE.

Albers, A., Düser, T. & Burkardt, N. (2006). Competence-profile oriented education with the Karlsruhe Education Model for Product Development (KaLeP). *World Transactions on Engineering and Technology Education*, 5(2), 271–274.

Albers, A., Haug, F., Heitger, N., Fahl, J. & Hirschter, T. (2019). Entwicklungsgenerationen zur Steuerung der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Von der Bauteil- zur Funktionsorientierung in der Automobilentwicklung. In H.-G. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, O. Riedel, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2019. Agilität und kognitives Engineering* (S. 253–262). Stuttgart: Fraunhofer IAO.

Albers, A. & Herbst, D. (1998). Kupplungsrupfen - Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. In *VDI-Berichte 1416. Schwingungen in Antrieben '98: Tagung Frankenthal* (S. 327–360). Düsseldorf: VDI Verlag.

Albers, A. & Koch, C. (2014). *Leistungsgrenzen Dauerschlupf. Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung* (FVA-Heft, Bd. 1292). Abschlussbericht FVA-Nr. 401 III. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.

- Albers, A., Kuebler, M., Thümmel, C., Tusch, L., Schlegel, M. & Seidler, M. (2025). Entwicklung nachhaltiger Systeme und Produkte – Kontinuierliche und zirkuläre Systemevolution mit dem Modell der SGE – Systemgenerationsentwicklung. In M. A. Weissenberger-Eibl (Hrsg.), *Zukunftsgestalter Deutschlands* (S. 97–119). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-662-70324-3_6
- Albers, A., Lohmeyer, Q. & Ebel, B. (2011). Dimensions of objectives in interdisciplinary product development projects. In S. J. Culley, B. J. Hicks, T. C. McAlloone, T. J. Howard & Y. Reich (Hrsg.), *Proceedings of the 18th International Conference on Engineering Design (ICED 11). Impacting Society through Engineering* (ICED, Bd. 2, S. 256–265). Lyngby/ Kopenhagen, Dänemark: The Design Society.
- Albers, A., Mandel, C., Yan, S. & Behrendt, M. (2018). System of systems approach for the description and characterization of validation environments. In *Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference* (Design Conference Proceedings, S. 2799–2810). Glasgow, UK: The Design Society. <https://doi.org/10.21278/idc.2018.0460>
- Albers, A., Ott, S. & Basiewicz, M. (2017). Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017* (VDI-Berichte, Bd. 2309, 1. Aufl.). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Albers, A. & Rapp, S. (2022). Model of SGE: System Generation Engineering as Basis for Structured Planning and Management of Development. In D. Krause & E. Heyden (Hrsg.), *Design Methodology for Future Products. Data Driven, Agile and Flexible* (S. 27–46). Cham: Springer International Publishing. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-030-78368-6>
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, F. et al. (2019). The reference system in PGE - Product Generation Engineering: Proposing a generalized description of reference products and their interrelations. In S. Wartzack, B. Schleich & Gon (Hrsg.), *Proceedings of the 22nd International Conference on Engineering Design (ICED) 2019* (S. 1693–1702). Konferenz, Delft, Niederlande.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016). iPeM - integrated Product engineering Model in context of Product Generation Engineering. In L. Wang &

- T. Kjellberg (Hrsg.), *26th CIRP Design Conference* (Procedia CIRP, Bd. 50, 100-105). Stockholm, Schweden. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.04.168>
- Albers, A. & Wintergerst, E. (2014). The Contact and Channel Approach (C&C²-A): relating a system's physical structure to its functionality. In A. Chakrabarti & L. T. Blessing (Hrsg.), *An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations* (S. 151–171). London: Springer. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-6338-1_8
- Basiewicz, M. (2020). Ein Beitrag zur Validierung nasslaufender Lamellenpakete aus Anfahrerelementen von Fahrzeugen im Betriebszustand „geregelter Dauerschlupf“. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 128). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Bauer, K.-H. (1993). Optimierungsmethode für naßlaufende Anfahrkupplungen in modernen Kennungswandlern. In F. Pischinger, H. Wallentowitz, J. Helling & T. Schulte (Hrsg.), *4. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (S. 563–590). Aachen: Technische Hochschule Aachen.
- Baumann, A. (2013). *Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle*. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart. <https://doi.org/10.18419/opus-4550>
- Behrendt, M. (2009). Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung* (Bd. 36). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH). <https://doi.org/10.5445/IR/1000014008>
- Berger, J. (2021). Betrachtung der Abbildung und des Einflusses von Restsystemen bei Zweimassenschwungrad-Komponentenuntersuchungen im Kontext des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 140). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000145377>

- Bernhardt, J. (2017). Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 102). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000076090>
- Bernhardt, J. & Albers, A. (2011). Potenziale ingenieurkeramischer Werkstoffe in nasslaufenden Friktionssystemen. In A. Albers & J. Schneider (Hrsg.), *Abschlusskolloquium Sonderforschungsbereich 483 "Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe", 25. Oktober 2011, Kongresszentrum Karlsruhe*. (KIT Scientific Reports, Bd. 7602, Bd. 7602, S. 105–114). Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. <https://doi.org/10.5445/KSP/1000024520>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2021). Extended Abstract: Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten. In GfT Gesellschaft für Tribologie e. V. (Hrsg.), *Reibung, Schmierung und Verschleiß Forschung praktische Anwendung. 62. Tribologie Fachtagung 2021* (21/1 - 21/5). Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022a). Einflüsse des Tribosystems auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung in nasslaufenden Lamellenkupplungen – Gestaltungsempfehlungen für eine gezielte Auslegung des Friktionssystems. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 63. *Tribologie-Fachtagung 2022. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V. <https://doi.org/10.5445/IR/1000150259>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022b). Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 69(2), 26–39. <https://doi.org/10.24053/TuS-2022-0010>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2023a). Decoupling Effects in Wet-Running Multi Plate Clutches – Extended and Efficient Use in Hybrid Drive Trains. In *SAE Technical Paper Series* (SAE Technical Paper, 2023-24-0179, S. 1–10). Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International. <https://doi.org/10.4271/2023-24-0179>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2023b). Schwingungsreduzierung durch nasslaufende Lamellenkupplungen – Gezielte

Auslegung des Tribosystems für einen effizienten Einsatz. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungs- und Bremssysteme für mobile und stationäre Anwendungen. Auslegung - Systemverhalten - Lösungen* (VDI-Berichte, Bd. 2414, S. 67–82). Düsseldorf: VDI-Verlag. <https://doi.org/10.51202/9783181024140-67>

Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2020). Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 67(1), 7–15. <https://doi.org/10.30419/TuS-2020-0001>

Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2021a). Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Kupplungssystem: Empirische Modellbildung – Kennfelder und Skalierbarkeit. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 933–944. <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00537-z>

Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2021b). Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 1–10. <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00426-x>

Blessing, L. T. & Chakrabarti, A. (2009). *DRM, a Design Research Methodology*. London: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-84882-587-1>

Bruijnen, D. & van Dijk, N. (2012). Combined input shaping and feedforward control for flexible motion systems. In *2012 American Control Conference (ACC)* (S. 2473–2478). <https://doi.org/10.1109/ACC.2012.6315055>

Chen, Y.-F., Newcomb, T. & Lam, R. C. (2001). Friction Material/Oil Interface For Slipping Clutch Applications. In *SAE Technical Paper Series* (SAE Technical Paper Series). SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1153>

Czichos, H. & Habig, K.-H. (1992). *Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiss*. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg.

Czichos, H. & Habig, K.-H. (Hrsg.). (2015). *Tribologie-Handbuch. Tribometrie Tribomaterialien Tribotechnik* (SpringerLink Bücher, 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl. 2015). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2236-9>

- Deters, L. (2012). Reibung, Verschleiß und Schmierung. In W. Steinhilper & B. Sauer (Hrsg.), *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 7. Aufl. 2012, S. 1–68). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
https://doi.org/10.1007/978-3-642-24303-5_1
- Dong, P., Wu, S., Guo, W., Xu, X., Wang, S. & Liu, Y. (2020). Coordinated clutch slip control for the engine start of vehicles with P2-hybrid automatic transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 153, 103899.
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103899>
- Dresig, H. & Fidlin, A. (2014). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (3., überarbeitete und erweiterte Auflage). Berlin, [Heidelberg]: Springer Vieweg.
- Dresig, H. & Fidlin, A. (2020). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (Springer eBooks Computer Science and Engineering, 4., korrigierte Auflage). Berlin, [Heidelberg]: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-59137-6>
- Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G. & Pollak, B. (2016). Das Getriebebuch. In R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens & B. Pollak (Hrsg.), *Das Getriebebuch* (Der Fahrzeugantrieb, S. 53–106). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
https://doi.org/10.1007/978-3-658-13104-3_2
- Freudenmann, T. (2014). Ontologien zur Validierung von Produkten basierend auf dem Contact & Channel – Ansatz (C&C²-Ansatz). Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 78). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
<https://doi.org/10.5445/IR/1000043683>
- GfT. (2002). *Arbeitsblatt 7 - Tribologie. Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung*. Moers: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- Golloch, R. (2005). Downsizing. In R. Golloch (Hrsg.), *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung* (S. 67–146). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. https://doi.org/10.1007/3-540-27490-1_3

- Grötsch, D., Stockinger, U., Schneider, T., Reiner, F., Völkel, K., Pflaum, H. et al. (2021). Experimental investigations of spontaneous damage to wet multi-plate clutches with carbon friction linings. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85(4), 1043–1052. <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00492-9>
- Hämmerl, B. (1995). *Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/?id=1356057>
- HBE GmbH (HBE GmbH, Hrsg.). (2023). *Tankheizungen. HBE Hydraulic Components*. Zuletzt geprüft am 08.06.2024. Gesamtkatalog Hydraulik Komponenten, Antriebskupplungen, Ölbehälter. Verfügbar unter: <https://www.hbe-hydraulics.com/de/tankheizungen.html>
- Hein, L., Nauerz, H. & Wörner, O. (1995). Aufbau und Steuerung einer schlupfgeregelten Überbrückungskupplung im hydrodynamischen Drehmomentwandler. *VDI-Berichte*, (1175), 319–337.
- Hensel, M., Pflaum, H. & Stahl, K. (2014). *Lebensdauer Lamellenkupplungen II: Einflüsse neuartiger Reibbeläge und Öle sowie der Betriebsart auf die Lebensdauer von Lamellenkupplungen: Forschungsvorhaben Nr. 515 II. FVA Abschlussberichte* (Heft 1089).
- Hess, D. P. & Soom, A. (1990). Friction at a Lubricated Line Contact Operating at Oscillating Sliding Velocities. *Journal of Tribology*, 112(1), 147–152. <https://doi.org/10.1115/1.2920220>
- Heukelbach, K. (2015). *Letter of Intent der Firma Daimler AG zum Forschungsvorhaben FVA 780 I*. Stuttgart.
- Höhn, B.-R., Pflaum, H. & Hämmerl, B. (1997). Ermittlung der Leistungsgrenze ölgekühlter Lamellenkupplungen anhand von Temperaturkriterien. *VDI-Berichte*, (1323), 507–525.
- Höhn, B.-R., Pflaum, H. & Mosbach, C. (2003). Methodik zur Beurteilung des Schmierstoffeinflusses auf das Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. *VDI-Berichte*, (1786), 455–468.

Holzer, N. (2015). *Letter of Intent der Firma ZF Friedrichshafen AG zum Forschungsvorhaben FVA 780 I. Friedrichshafen.*

Ingram, M., Noles, J., Watts, R., Harris, S. & Spikes, H. A. (2010). Frictional Properties of Automatic Transmission Fluids: Part I—Measurement of Friction—Sliding Speed Behavior. *Tribology Transactions*, 54(1), 145–153.
<https://doi.org/10.1080/10402004.2010.531888>

Ingram, M., Reddyhoff, T. & Spikes, H. A. (2011). Thermal Behaviour of a Slipping Wet Clutch Contact. *Tribology Letters*, 41(1), 23–32.
<https://doi.org/10.1007/s11249-010-9669-2>

IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) (IPEK, Hrsg.). (2022). *Glossar der KaSPro*. Zuletzt geprüft am 20.08.2024. Verfügbar unter: <https://www.ipek.kit.edu/11022.php>

Ito, H., Fujimoto, K., Eguchi, M. & Yamamoto, T. (1993). Friction Characteristics of a Paper-Based Facing for a Wet Clutch Under a Variety of Sliding Conditions. *Tribology Transactions*, 36(1), 134–138.
<https://doi.org/10.1080/10402009308983142>

Kani, H., Miyake, J. & Ninomiya, T. (1992). Analysis of the Friction Surface on Clutch Judder. *Technical Notes*, (13.1), 82–84.

Kemper, C., Basiewicz, M., Ott, S. & Albers, A. (2018). Schwingungsentkopplung durch nasslaufende Funktionsreibkontakte im geregelten Schlupfbetrieb - Anforderungen an den tribologischen Kontakt in Wechselwirkung mit der Antriebssystemdynamik. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen (Hrsg.), 59. *Tribologie-Fachtagung 2018*. Göttingen.

Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2019). Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83(2), 239–246. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00311-2>

Kleppmann, W. (2013). *Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren. Praxisreihe Qualitätswissen* (8. Aufl.). München: Hanser.
<https://doi.org/10.3139/9783446437913>

- Klotz, T. (2022). Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 149). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000147856>
- Kniel, J. (2017). Potentiale der Temperaturverteilungsmessung zur Analyse trockenlaufender Friktionssysteme auf Basis neuer Messtechnik. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 109). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000078188>
- Kooy, A. (2014). Auf die Isolation kommt es an: Die Evolution des Fliehkraftpendels nicht nur für ZMS. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *Schaeffler Kolloquium 2014* (S. 78–93). Herzogenaurach.
- Kooy, A., Gillmann, A., Jäckel, J. & Bosse, M. (2002). ZMS - nichts Neues? In LuK GmbH & Co (Hrsg.), *7. LuK Kolloquium. 11./12. April 2002* (S. 5–14). Bühl: LuK.
- Kroll, J., Kooy, A. & Seebacher, R. (2010). Land in Sicht? Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren. In S. KG (Hrsg.), *Schaeffler-Kolloquium / Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG* (S. 28–39). Herzogenaurach: Schaeffler Technologies.
- Krüger, A. (2003). Kupplungsrupfen - Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen-. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau* (Bd. 10). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH).
- Küçükay, F. & Bock, C. (1994). Geregelte Wandlerkupplung für den neuen 7er von BMW. *Automobiltechnische Zeitschrift*, (96), 690–697.
- Kugimiya, T., Yoshimura, N. & Mitsui, J. (1998). Tribology of automatic transmission fluid. *Tribology Letters*, 5(1), 49–56. <https://doi.org/10.1023/A:1019156716891>

- Kuttner, T. & Rohnen, A. (2019). *Praxis der Schwingungsmessung* (Springer eBook Collection, 2., überarbeitete und erweiterte Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg. Verfügbar unter: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-25048-5>
- Layher, M. (2011). *Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <http://mediatum.ub.tum.de/node?id=997298>
- Layher, M. & Pflaum, H. (2009). *Öleinfluss Reibcharakteristik. Untersuchung der Einflüsse von Grundöl und Additivpaket auf die Reibcharakteristik und das Reibschwingverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen* (FVA-Heft, Bd. 897). Abschlussbericht FVA-Nr. 490 I. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Lee, C., Ahn, K., Lee, J. M. & Lim, W. S. (2003). Slip control strategy for an automatic transmission vehicle. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 17(4), 521–527. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1007/BF02984453>
- Linden, J. L., Doi, J., Furumoto, M., Hoshikawa, N., King, T., Kurashina, H. et al. (1998). A Comparison of Methods for Evaluating Automatic Transmission Fluid Effects on Friction Torque Capacity - A Study by the International Lubricant Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF Subcommittee. In SAE International (Hrsg.), *SAE Technical Paper*. SAE International. <https://doi.org/10.4271/982672>
- Liu, F., Chen, L., Li, D. & Yin, C. (2017). Improved clutch slip control for automated transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(18), 3181–3199. <https://doi.org/10.1177/0954406217734578>
- Lu, T., Zhou, B., Zhang, J. & Wang, X. [Xiwen]. (2018). Clutch micro-slip control in gearshifts for dual clutch transmission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 233(1), 43–59. <https://doi.org/10.1177/1464419318785422>
- Maelger, H. (2020). *Letter of Intent der Firma Afton Chemical GmbH zum Forschungsvorhaben FVA 780 II*. Hamburg.

- Mäki, R., Ganemi, B., Olsson, R. & Lundstrom, B. (2003). Limited Slip Wet Clutch Transmission Fluid for AWD Differentials. Part 1: System Requirements and Evaluation Methods. *SAE Technical Paper*, (2003-01-1980).
<https://doi.org/10.4271/2003-01-1980>
- Mäki, R., Nyman, P., Olsson, R. & Ganemi, B. (2005). Measurement and Characterization of Anti-shudder Properties in Wet Clutch Applications. *SAE International*, (0878). Transmissions and Drivelines Symposium—4WD/AWD.
<https://doi.org/10.4271/2005-01-0878>
- Mang, T. (Hrsg.). (2014). *Encyclopedia of Lubricants and Lubrication*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-22647-2>
- Marklund, P. & Larsson, R. (2008). Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test. *Tribology International*, 41(9-10), 824–830.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.11.014>
- Maucher, P. (1990). Kupplungsrupfen Möglichkeiten zur Vermeidung. In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), 4. *Internationales LuK Kolloquium. Torsionsschwingungen im Antriebsstrang*.
- Meingaßner, G. J. (2017). *Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/?id=1462953>
- Meingaßner, G. J., Pflaum, H. & Stahl, K. (2016). Drehmomentübertragungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen bei geringen Differenzdrehzahlen. In FVA GmbH (Hrsg.), *GETLUB - Tribologie- und Schmierstoffkongress. Der Schmierstoff als Konstruktionselement* (S. 71–83). Frankfurt: FVA GmbH.
- Mosbach, C. (2001). *Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/?id=1355966>
- Murakami, Y., Linden, J. L., Flaherty, J. E., Sprys, J. W., King, T. E., Kurashina, H. et al. (2000). Anti-Shudder Property of Automatic Transmission Fluids - A Study by the International Lubricants Standardization and Approval Committee

- (ILSAC) ATF Subcommittee. In SAE International (Hrsg.), *SAE Technical Paper* (2000-01-1870). SAE International. <https://doi.org/10.4271/2000-01-1870>
- Murr, T. (2020). *Letter of Intent der Firma Shell Global Solutions (Deutschland) GmbH zum Forschungsvorhaben FVA 780 II*. Hamburg.
- Naruse, T. (1994). The tribology of a minimum-slip lock-up clutch-control system. *Tribology International*, 27(1), 25–30. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0301-679X(94)90059-0)
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. & Fietkau, P. (Hrsg.). (2019). *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion* (3. Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-58883-3>
- Ohtani, H., Hartley, R. J. & Stinnett, D. W. (1994). Prediction of Anti-Shudder Properties of Automatic Transmission Fluids using a Modified SAE No. 2 Machine. *SAE Transactions*, (103), 456–467.
- Ortlinghaus-Werke GmbH (Ortlinghaus-Werke GmbH Wermelskirchen, Hrsg.). (2017). *Ortlinghaus Prop.act. Independent Trolling Solution*. Zuletzt geprüft am 06.06.2024. Verfügbar unter: https://prop.act.ortlinghaus.com/wp-content/uploads/2018/08/Prop.act_Flyer_Ortlinghaus_DE_web.pdf
- Otremba, M. (2013). *Letter of Intent der Firma BorgWarner Transmission Systems GmbH zum Forschungsvorhaben FVA 780 I*. Heidelberg.
- Ott, S. & Basiewicz, M. (2017a). Innovative validation environments and methods for holistic clutch system development. *Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2017 Aachen*, (Tagungsband 17), 12.
- Ott, S. & Basiewicz, M. (2017b). Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017* (VDI-Berichte, Bd. 2309, 1. Aufl., S. 111–124). Düsseldorf: VDI Verlag. <https://doi.org/10.51202/9783181023099-111>

- Park, J. & Choi, S. (2021). Optimization Method of Reference Slip Speed in Clutch Slip Engagement in Vehicle Powertrain. *International Journal of Automotive Technology*, 22(1), 55–67. <https://doi.org/10.1007/s12239-021-0007-5>
- Pflaum, H., Höhn, B.-R. & Layher, M. (2010). Schmierstoffadditivierung zur Beeinflussung des Reibungsverhaltens nasslaufender Reibschaltelemente. In *Der Schmierstoff als Konstruktionselement, Tribologie- und Schmierstoffkongress GETLUB, 2010* (S. 259–268).
- Pfleger, F. (1998). *Schalt- und Lebensdauer von Lamellenkupplungen*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/?id=1355981>
- Philipps, F., Bondorf, L. & Reiland, S. (2023). Zero Emission Drive Unit – Übersicht der Bremskonzepte. In R. Mayer (Hrsg.), *XL. Internationales μ -Symposium 2023 Bremsen-Fachtagung* (S. 41–56). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Popp, K. & Rudolph, M. (2002). How to Avoid Stick-Slip Motion? *Proceedings of the ICSV9, Orlando, FL*, 1–8.
- Prabel, R. & Aschemann, H. (2014). Active oscillation damping for a truck drive train. In *2014 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)* (S. 486–491). <https://doi.org/10.1109/MMAR.2014.6957402>
- Rank, R. (2002). Reibwerkstoffe und Systemlösungen für neue KfZ-Getriebe. In W. J. Bartz & 13th International Colloquium Tribology (Hrsg.), *Lubricants, Materials and Lubrication Engineering* (S. 1925–1936). Technische Akademie Esslingen, Ostfildern.
- Rao, G. (2011). *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Düsseldorf.
- Rapp, S. M. (2021). Beitrag zur empirisch basierten Planung, Steuerung und methodischen Unterstützung von Variationen auf der Basis eines Referenzsystems im Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd.

- 136). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
<https://doi.org/10.5445/IR/1000134971>
- Reik, W., Friedmann, O., Agner, I. & Werner, O. (2004). Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In *Getriebe in Fahrzeugen 2004. Tagung Friedrichshafen, 22. und 23. Juni 2004* (VDI-Berichte, 1827, Buch, Bd. 1827, S. 65–88). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Reik, W., Seebacher, R. & Kooy, A. (1998). Das Zweimassenschwungrad. *LuK Kolloquium Bühl*, (6), 69–94.
- Ropohl, G. (1975). Einleitung in die Systemtechnik. In *Systemtechnik – Grundlagen und Anwendung* (S. 1–77). München Wien: Carl Hanser Verlag.
- Rumetshofer, J., Bachinger, M., Stolz, M. & Horn, M. (2018). A Novel Approach for Model-Based Control of Smooth and Lossless Gear Shifts. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 67(2), 1012–1026.
<https://doi.org/10.1109/TVT.2017.2759321>
- SAE International. (2012). *SAE No. 2 Friction Test Machine μ PVT Test*. Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International.
https://doi.org/10.4271/J2490_201208
- Schneider, T., Strebel, M., Pflaum, H. & Stahl, K. (2019). Spontanschädigungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen mit organischen und metallischen Reibbelägen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83(2), 199–207. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00304-1>
- Scott, W. & Sunti wattana, P. (1995). Effect of oil additives on the performance of a wet friction clutch material. *Wear*, (181-183), 850–855.
[https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)90206-6](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)90206-6)
- Sittig, K. (2015). *Letter of Intent der Firma VW AG zum Forschungsvorhaben FVA 780 I*. Baunatal.
- Slough, C. G., Everson, M. P., Jaklecic, R. C., Melotik, D. J. & Shen, W. (1996). Clutch Shudder Correlated to ATF Degradation through Local Friction vs. Velocity Measurements by a Scanning Force Microscope. *Tribology Transactions*, 39(3), 609–614. <https://doi.org/10.1080/10402009608983573>

- Spicher, U. (2017). Downsizing und Downspeeding. In R. van Basshuysen (Hrsg.), *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung. Ottokraftstoffe Erdgas Methan Wasserstoff* (SpringerLink Bücher, 4. Aufl. 2017, S. 235–242). Wiesbaden: Springer Vieweg. https://doi.org/10.1007/978-3-658-12215-7_8
- Steinhilper, W. & Sauer, B. (Hrsg.). (2012). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 7. Aufl. 2012). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-24303-5>
- Steinmetz, S. (2024). *Letter of Intent der Firma Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG zum Forschungsvorhaben FVA 780 III*. Bühl.
- Stier, C. (2015). Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 82). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000048672>
- Stockinger, U., Mühlenstrodt, K., Völkel, K., Pflaum, H., Lipinsky, D., Stahl, K. et al. (2019). Analyse tribologischer Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS) - Additiveinflüsse auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83, 219–226. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00305-0>
- Stuffer, A. (2007). Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potenzialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung* (Bd. 25). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH). <https://doi.org/10.5445/IR/1000007237>
- Tareilus, A., Endres, H.-D., Oflaz, A. & Schneider, H.-J. (2011). Aktive Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang von Hybridfahrzeugen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2011* (VDI-Berichte, Bd. 2155, S. 231–245). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Tissen, D. (2019). Aktive Dämpfung von mechanischen Schwingungen im Antriebsstrang der Elektrobusse. *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik*, (136/2), 202–208. <https://doi.org/10.1007/s00502-019-0712-1>

- Tröster, P. M., Klotz, T., Rapp, S., Wessels, H., Ott, S. & Albers, A. (2021). Modellierung einer Einscheibentrockenkupplung mithilfe des C&C2-Ansatzes zur Identifikation von kritischen Gestalt-Funktion-Zusammenhängen bezüglich des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 881–894. <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00560-0>
- VDI, 2241 (1982). *VDI 2241 Blatt 1 Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- VDI, 2206 (Juni 2004). *VDI 2206 Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Völkel, K. (2020). *Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation. Technische Universität München, München. Verfügbar unter: <http://mediatum.ub.tum.de/?id=1523003+>
- Völkel, K., Pflaum, H. & Stahl, K. (2019). Einflüsse der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83, 185–197. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00303-2>
- Völkel, K., Pflaum, H. & Stahl, K. (2021). Einlaufverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Schlupfbetrieb. *Running-in behavior of wet multi-plate clutches in slip operation mode. Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 905–912. <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00530-6>
- Vorholt, S. (2011). *Untersuchung und Simulation von Reibschwingungen an einer Wandlerüberbrückungskupplung. Schriftenreihe / Institut: Product and Service Engineering (11.1)*. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum, Universitätsbibliothek, Bochum. Verfügbar unter: <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:294-31660>
- Vu, T. M. (2012). Clutch control and vibration reduction for a hybrid electric vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(7), 867–874. <https://doi.org/10.1177/0959651812445842>
- Walker, P. D. & Zhang, N. (2014). Active damping of transient vibration in dual clutch transmission equipped powertrains: A comparison of conventional and hybrid electric vehicles. *Mechanism and Machine Theory*, 77, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.02.008>

- Wienholt, H. W. & Zdora, D. (1995). Auslegung der Überbrückungskupplung mit regeltem Schlupf bei Einsatz des Drehmomentwandlers in Pkw-Automatikgetrieben. *VDI-Berichte*, (1175), 281–299.
- Winiarski, U. (2015). *Letter of Intent der Firma DESCH Antriebstechnik GmbH & Co. KG zum Forschungsvorhaben FVA 780 I*. Arnsberg.
- Winiarski, U. (2020). *Letter of Intent der Firma DESCH Antriebstechnik GmbH & Co. KG zum Forschungsvorhaben FVA 780 II*. Arnsberg.
- Winkelmann, S. & Harmuth, H. (1985). *Schaltbare Reibkupplungen. Grundlagen Eigenschaften Konstruktionen* (Konstruktionsbücher, Bd. 34). Berlin: Springer.
- Wojewoda, J., Stefański, A., Wiercigroch, M. & Kapitaniak, T. (2008). Hysteretic effects of dry friction: modelling and experimental studies. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 366(1866), 747–765. <https://doi.org/10.1098/rsta.2007.2125>
- Wu, B., Qin, D., Hu, J., Wang, X. [Xin], Wang, Y. & Lv, H. (2021). Analysis of influencing factors and changing laws on friction behavior of wet clutch. *Tribology International*, 162, 107125. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107125>
- ZF Friedrichshafen AG. (2017). *PKW-Aktive Anfahrssysteme - 09/2017*. Zuletzt geprüft am 09.06.2024. (ZF Friedrichshafen AG, Hrsg.). Schweinfurt. Verfügbar unter: https://www.zf.com/master/media/de/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/passenger_cars/aktiveanfahrssystemefrpkwbis1000nm.pdf
- Zhao, H., Morina, A., Neville, A., Durham, J. & Vickerman, R. (2011). Understanding Friction Behavior in Automatic Transmission Fluid LVFA Test: A New Positive Curve Parameter to Friction Coefficient Ratio Index Evaluation. *Journal of Tribology*, 133(2). <https://doi.org/10.1115/1.4003480>
- Zhao, H., Neville, A., Morina, A., Vickerman, R. & Durham, J. (2012). Improved anti-shudder performance of ATFs—Influence of a new friction modifier and surface chemistry. *Tribology International*, 46(1), 62–72. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.06.012>

- Zhou, B., Lu, T., Zhang, J. & Hao, H. (2017). Micro-slip control and torque estimation for dual clutch transmission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 231(4), 750–764. <https://doi.org/10.1177/1464419317699308>
- Zink, M. & Hausner, M. (2009). Das Fliehkraftpendel. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 111(7), 546–553. <https://doi.org/10.1007/BF03222092>
- Zöfel, P. (2003). *Statistik für Psychologen im Klartext*. München: Pearson Studium.

Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden:

- Albert, L. (2020). *Entwicklung und Erprobung einer Methodik zur schwingungstechnischen Untersuchung einer Validierungsumgebung für nasslaufende Kupplungssysteme*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Dine, A. (2019). *Experimentelle Untersuchung des Reibungszahlverhaltens in nasslaufenden Kupplungssystemen unter hochdynamischen Vorgängen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Duppler, L. (2023). *Untersuchung von Zusammenhängen zwischen Reibungszahlverhalten und verbesserter Schwingungsreduktion in nasslaufenden Lamellenkupplungen moderner Antriebssysteme*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Gao, S. (2021). *Untersuchung des Reibverhaltens einer nasslaufenden Lamellenkupplung für verschiedene Tribosysteme*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Herkner, T. (2021). *Modellbildung und Simulation eines hybriden Antriebssystems mit Fokus auf der Erweiterung einer schlupfbetriebenen KO Kupplung*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

- Hoffstetter, H. (2023). *Weiterentwicklung einer Methode zur Bestimmung der Reibleistung im schlupfbetriebenen nasslaufenden Kupplungssystem im modernen Antriebsstrang*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Li, Z. (2019). *Untersuchung der Einflussparameter von der Hybridisierung auf den tribologischen Kontakt des Pleuellagers*. IPEK-thesis; 3954; Sperrvermerk - bis 30.01.2023. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Liu, X. (2021). *Ermittlung von Kenn- und Bewertungsgrößen zur Untersuchung des Reibverhaltens im nasslaufenden Lamellenpaket*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Löw, S. (2019). *Modellbildung und Validierung eines Simulationsmodells zur Abbildung des Schwingungsentkopplungsverhaltens im nasslaufenden Kupplungssystem*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Neugebauer, K. (2020). *Entwicklung und Validierung einer Methodik zur Analyse des Zusammenhangs zwischen Oberflächentopographie und Übertragungsverhalten in nasslaufenden Lamellenkupplungen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Quetglas-Monleon, A. (2024). *Experimental Investigation of Dynamic Friction Behavior of a Wet-Running Clutch at Different Frequency Ranges*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Ronellenfisch, M. (2020). *Modellierung eines ZMS zur quantitativen Potentialbewertung der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Kupplungssystem*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Schürmann, E. (2022). *Entwicklung einer Methode zur Ermittlung von Verlustleistungen im nasslaufenden Kupplungssystem*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Veröffentlichungen, die unter Mitautorenschaft des Autors dieser Forschungsarbeit entstanden sind

- Albers, A., Bischofberger, A. & Bause, K. (2023). *Schwingungsreduzierung Nasslauf II. Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Kupplungssystem – Gezielte Beeinflussung des tribologischen Systems* (FVA-Heft, Bd. 1572). Abschlussbericht FVA-Nr. 780 II. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Albers, A., Bischofberger, A. & Ott, S. (2020a). *Schwingungsreduzierung Nasslauf. Einflussgrößen auf die Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten durch nasslaufende Kupplungssysteme im Schlupfbetrieb* (FVA-Heft, Bd. 1388). Abschlussbericht FVA-Nr. 780 I. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- Albers, A., Bischofberger, A. & Ott, S. (2020b). Wet clutch as an enabler of cost-efficient hybrid drive systems Decoupling as functional extension. In M. Bargende, H.-C. Reuss & A. Wagner (Hrsg.), *20. Internationales Stuttgarter Symposium. Automobil- und Motorentechnik* (S. 251–265). Wiesbaden: Springer Vieweg. https://doi.org/10.1007/978-3-658-29943-9_22
- Altstetter, S., Bischofberger, A., Ott, S. & Düser, T. (2025). Machine Learning-Based Prediction of Dynamic Braking Torques in Dry-Running Friction Systems - A Data-Driven Approach to Optimize Industrial Brake Systems. In *Proceedings of the International Conference on Industrial Engineering and Operations Management* (S. 447–459). Southfield, Michigan, USA: IEOM Society International. <https://doi.org/10.46254/EU08.20250273>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2021). Extended Abstract: Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten. In GfT Gesellschaft für Tribologie e. V. (Hrsg.), *Reibung, Schmierung und Verschleiß Forschung praktische Anwendung. 62. Tribologie Fachtagung 2021* (21/1 - 21/5). Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.

- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022a). Einflüsse des Tribosystems auf die Schwingungsreduzierungswirkung in nasslaufenden Lamellenkupplungen – Gestaltungsempfehlungen für eine gezielte Auslegung des Friktionssystems. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 63. *Tribologie-Fachtagung 2022. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V. <https://doi.org/10.5445/IR/1000150259>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022b). How friction modifier influences the dynamic friction behavior in wet-running clutch systems and its potential for extended use in hybrid drive trains. In Roland Schöll (Hrsg.), *23rd International Colloquium Tribology 2022* (Bd. 23). Esslingen. <https://doi.org/10.5445/IR/1000143146>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2022c). Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 69(2), 26–39. <https://doi.org/10.24053/TuS-2022-0010>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2023a). Decoupling Effects in Wet-Running Multi Plate Clutches – Extended and Efficient Use in Hybrid Drive Trains. In *SAE Technical Paper Series* (SAE Technical Paper, 2023-24-0179, S. 1–10). Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International. <https://doi.org/10.4271/2023-24-0179>
- Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2023b). Schwingungsreduzierung durch nasslaufende Lamellenkupplungen – Gezielte Auslegung des Tribosystems für einen effizienten Einsatz. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungs- und Bremssysteme für mobile und stationäre Anwendungen. Auslegung - Systemverhalten - Lösungen* (VDI-Berichte, Bd. 2414, S. 67–82). Düsseldorf: VDI-Verlag. <https://doi.org/10.51202/9783181024140-67>
- Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2020). Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 67(1), 7–15. <https://doi.org/10.30419/TuS-2020-0001>
- Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2021a). Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungswirkung im nasslaufenden Kupplungssystem: Empirische Modellbildung – Kennfelder und Skalierbarkeit. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 933–944. <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00537-z>

Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2021b). Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 1–10. <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00426-x>

Dewald, A., Joeger, A., Lagier, F., Bischofberger, A., Bause, K. & Albers, A. (2023). Optische in-situ Analyse der Schmiermittelverteilung graphitgeschmierter Wälzlager. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 64. *Tribologie-Fachtagung 2023. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V. <https://doi.org/10.5445/IR/1000169327>

Gürbüz, H., Bischofberger, A. & Ott, S. (2023). Getriebefedern für einen effizienten und regelbaren Betrieb von Kupplungs- und Bremssystemen in E-Fahrzeugen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 87(2), 529–540. <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00667-6>

Hacker, T., Bischofberger, A., Bause, K., Ott, S. & Albers, A. (2025). Optimization of the run-in and wear behavior of dry-running friction systems through the targeted adaptation of the counter-friction disk. Experimental investigations and potentials for sustainable and efficient solutions. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 71(5-6), 5–12.

Hacker, T., Bischofberger, A., Ott, S. & Düser, T. (2025). Grenzen konventioneller Fahrrad-Bremssysteme und Potenziale neuer Friktionspaarungen: Evaluierung von Bremsmaterialien für den urbanen Einsatz in Bremssystemen von E-Lastenfahrrädern. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 66. *Tribologie-Fachtagung 2025. Reibung, Schmierung und Verschleiß* (S. 312–316). Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.

Joeger, A., Lagier, F., Bischofberger, A., Bause, K. & Albers, A. (2022). Experimentelle Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeiten in graphitgeschmierten Axialrollenlagern auf deren Reibungsverhalten. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 63. *Tribologie-Fachtagung 2022. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.

Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2019). Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83(2), 239–246. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00311-2>

- Lagier, F., Bischofberger, A., Bause, K. & Ott, S. (2022). Suitability of additive manufactured PEEK Gears as a means of gear sampling for Automotive High-Speed Gear-boxes. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *International Conference on Gears 2022: 4th International Conference on Gear Production 2022* (VDI-Berichte, Bd. 2389). VDI Verlag.
<https://doi.org/10.5445/IR/1000152178>
- Sutschet, A., Bause, K., Bischofberger, A. & Ott, S. (2023). Feinstaubemissionen trockenlaufender Friktionssysteme in Fahrzeugen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 87, 521–528. <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00664-9>
- Sutschet, A., Bischofberger, A., Bause, K. & Ott, S. (2022). Untersuchung eines axialen Gleitlagers als Ausrücklager in einer Hochdrehzahlkupplung im Fahrzeugantrieb. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 63. *Tribologie-Fachtagung 2022. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V. <https://doi.org/10.5445/IR/1000152269>
- Urbano, F. P., Bause, K., Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2024). Particulate matter emissions in brake systems – Development and application of an extended measurement methodology for particulate matter emissions from dry-running friction systems. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 71(4).
<https://doi.org/10.24053/TuS-2024-0020>
- Urbano, F. P., Beck, M., Bause, K., Bischofberger, A., Sax, E. & Albert, A. (2025). Approach to cross-domain traceability in Cyber-Physical-Systems. Ansatz zur domänenübergreifenden Rückverfolgbarkeit in Cyber-Physischen Systemen. In K. Hölzle, M. Kreimeyer, D. Roth, T. Maier & O. Riedel (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2025 | Tagungsband* | Stuttgart, 22. Mai 2025 (S. 128–139). Stuttgart: Stuttgart : Fraunhofer IAO.
- Urbano, F. P., Bischofberger, A. & Albers, A. (2025). Partikelemissionen in trockenlaufenden Friktionssystemen: Einfluss von Betriebsparametern und Material auf die Feinstaubemissionen von Bremssystemen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungs- und Bremssysteme für mobile und stationäre Anwendungen. Systeme – Methoden – Anwendungen* (VDI-Berichte, Bd. 2451, S. 193–211). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Urbano, F. P., Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2025). Feinstaubemissionen in Bremssystemen gezielt durch die Wahl der Friktionspaarung reduzieren – Erkenntnisse zum Einfluss auf die Emissionen in trockenlaufenden

Friktionssystemen. In GfT Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.), 66. *Tribologie-Fachtagung 2025. Reibung, Schmierung und Verschleiß* (Bd. 66, S. 254–259). Jülich: Gesellschaft für Tribologie e.V.

Urbano, F. P., Grycz, P., Freyer, J., Bause, K., Bischofberger, A., Düser, T. et al. (2024). Ensuring Consistency and Credibility in Cyber-Physical Systems Validation. In *26th INTERNATIONAL DEPENDENCY AND STRUCTURE MODELING CONFERENCE, DSM 2024*. Stuttgart: The Design Society.

Zouina, O., Klemenz, A., Schmitt, M. O., Morstein, C. E., Joerger, A., Bischofberger, A. et al. (2025). Graphite Lubrication for Rolling Bearings: A Multiscale Analysis. *Tribology Transactions*, 68(5), 1014–1035. <https://doi.org/10.1080/10402004.2025.2537758>

Glossar

Begriff

Definition

Dynamischer Dauerschlupfbetrieb

Der dynamische Dauerschlupfbetrieb stellt eine Erweiterung des Betriebszustands Dauerschlupf dar. Vom dynamischen Dauerschlupfbetrieb wird gesprochen, wenn dem Dauerschlupfbetrieb anwendungsnah eine gezielt eingebrachte Anregung (Drehschwingung) überlagert wird und damit eine periodische Veränderung der Differenzdrehzahl bzw. Gleitgeschwindigkeit im Friktionskontakt vorliegt. (Bischofberger et al., 2021a)

Dynamisches Reibungszahlverhalten

Das dynamische Reibungszahlverhalten wird definiert als das Reibungszahlverhalten bei Reibung mit oszillierender (wechselnd zu- und abnehmender) Gleitgeschwindigkeit, auch dynamische Reibung genannt. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit beschreibt das dynamische Reibungszahlverhalten den Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit oder über der, zu dieser proportionalen, Differenzdrehzahl im dynamischen Dauerschlupfbetrieb. (Albers et al., 2020a; Bischofberger et al., 2022b; Kemper et al., 2019)

Frequenzsweep

Der Frequenzsweep beschreibt im Rahmen dieser Forschungsarbeit einen Testfall, in dem die Anregungsfrequenz der gezielt eingebrachten Anregung über einen festgelegten Frequenzbereich kontinuierlich erhöht und so dieser Frequenzbereich durchlaufen wird. Mit dem Frequenzsweep kann eine Übertragungsfunktion zwischen Eingangs- und Ausgangsseite ermittelt werden. In Anlehnung an Berger (2021)

Friktionssystem

Das Friktionssystem wird definiert als ein tribologisches System, bei dem zur Funktionserfüllung die Übertragung von Reibungskräften erforderlich ist. (IPEK, 2022, nach Bernhardt, 2017)
Demgegenüber steht das Gleitsystem, s. „Gleitsystem“.

Friktionskontakt

Der Friktionskontakt beschreibt im Rahmen dieser Forschungsarbeit die Wirkflächenpaare zwischen zwei Reibflächen. Im Fall eines nasslaufenden Lamellenpakets mit nasslaufendem Friktionskontakt im Mischreibungszustand liegen auf makroskopischer Ebene die Wirkflächenpaare Stahllamelle/Reiblamelle sowie Stahllamelle/Öl und Reiblamelle/Öl vor. Außerdem liegen auf mikroskopischer Ebene weitere Wirkflächenpaare im Inneren der Medien vor, wobei z. B. innerhalb des Zwischenmediums innere Reibung stattfindet. In Anlehnung an Albers (2012), Behrendt (2009) sowie Deters (2012)

Gleitsystem

Das Gleitsystem wird definiert als ein tribologisches System, bei dem die Übertragung von Reibungskräften unerwünscht ist. In Anlehnung an Bernhardt (2017)

Mesoschlupf

Der Mesoschlupf bezeichnet einen Bereich der Differenzdrehzahl der Kupplung im Schlupfbetrieb, der über Differenzdrehzahlen Δn im Bereich zwischen $\Delta n = 5 \text{ min}^{-1}$ und $\Delta n = 50 \text{ min}^{-1}$ beschrieben wird.

Reibungszahl

Der Begriff Reibungszahl beschreibt für Tribosysteme, in denen das System die Reibungseigenschaften beeinflusst, den Proportionalitätsfaktor, der bei Relativbewegung der in Kontakt befindlichen Oberflächen das Verhältnis von Normal- und Tangentialkraft beschreibt. Aufgrund dieser Abhängigkeit der Reibungseigenschaften vom System ist die Reibungszahl in der Regel als ein Funktional in Abhängigkeit von bspw. Ort, Zeit, Geschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur und/oder weitere zu sehen und berücksichtigt daher Einflüsse aus dem System. (IPEK, 2022, nach Bernhardt, 2017 und Kniel, 2017)

Reibungszahlgradient

Der Reibungszahlgradient beschreibt die Änderungsrate der Reibungszahl über n Faktoren mit $n \geq 1$. Zu den Faktoren gehören z.B. Gleitgeschwindigkeit, Temperatur, Flächenpressung und weitere Beanspruchungsgrößen im Reibkontakt. In der Literatur wird der Reibungszahlgradient definiert als die Steigung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit. Der Reibungszahlgradient

ist positiv, wenn die Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigt. (IPEK, 2022, nach Basiewicz, 2020 und Bischofberger et al., 2020)

Reibungszahlkurve

Die Reibungszahlkurve beschreibt im Rahmen dieser Forschungsarbeit den Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit bzw. über der, zu dieser proportionalen, Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb (Grundsclupf-drehzahl).

Reibungszahlniveau

Das Reibungszahlniveau beschreibt die Lage des Reibungszahlverlaufs über der Gleitgeschwindigkeit auf der y-Achse (Höhe der Reibungszahlen). Ein höheres Niveau bedeutet im Rahmen dieser Forschungsarbeit, dass der Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit im betrachteten Bereich im Mittel bei höheren Reibungszahlen liegt.

Systemstruktur

Die Systemstruktur eines Tribosystems umfasst die stofflichen Komponenten des Systems. Grundsätzlich besteht die Systemstruktur aus einem Grundkörper, einem Gegenkörper sowie möglichen Zwischenmedien wie z. B. einem Schmierstoff in nasslaufenden Tribosystemen. Das Umgebungsmedium wird ebenso der Systemstruktur zugeordnet. (Deters, 2012; GfT, 2002)

Systemtribologie

Der Begriff Systemtribologie beschreibt die Betrachtung tribologischer Systeme im Wechselspiel mit den verbundenen technischen Systemen. Die Systemtribologie umfasst daher das tribologische System selbst sowie Elemente, die mit dem System interagieren. Die Systemtribologie beschreibt somit tribologische Systeme unter Berücksichtigung von bspw. anwendungsfallspezifischer Randbedingungen. Die Systemtribologie kann somit als Erweiterung der tribologischen Prüfkette nach Czichos und Habig (2015) um anwendungsfallspezifische Anforderungen und Belastungen gesehen werden. (IPEK, 2022, nach Basiewicz, 2020, Behrendt, 2009 und Stuffer, 2007)

Übertragungsverhalten

Das Übertragungsverhalten beschreibt im Rahmen dieser Forschungsarbeit zusammengefasst das Reibungsverhalten und das Schwingungsverhalten im (nasslaufenden) Friktionskontakt.

Anhang A

Versuchspläne der experimentellen Untersuchungen

Tabelle A.1: Betrachtete Parameterkombination Versuche mit konstanter Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.2.1

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	O / f_A	p_F	$\dot{v}_{öl}$	$T_{öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	N/mm ²	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 1	15	1200	10	2 / 40	0,7	3	80

Tabelle A.2: Betrachtete Parameterkombinationen Versuche mit konstantem Kupplungsmoment, vgl. Kapitel 7.2.3

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	O / f_A	M_K	$\dot{v}_{öl}$	$T_{öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	Nm	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 2.1	20	1200	10	2 / 40	150	3	80
PK 2.2	20	1200	50	2 / 40	150	3	80

Tabelle A.3: Betrachtete Parameterkombinationen Versuche zur Frequenzganganalyse, vgl. Kapitel 7.2.4

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	f_A	M_K	$\dot{v}_{öl}$	$T_{öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	Hz	Nm	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 3.1	20	1200	10	1-80	150	3	80
PK 3.2	10	1200	10	1-80	150	3	80

Tabelle A.4: Versuchsplan vollfaktorielles Screening: Parameterstufen, vgl. Kapitel 7.3.1

Parameter Sollwert	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
Grundsclupfdrehzahl in min^{-1}	5	30	60
Antriebsdrehzahl in min^{-1}	600	1000	1500
Anregungsamplitude in min^{-1}	10	25	40
Anregungsordnung	1	2	3
Flächenpressung in N/mm^2	0,4	0,8	-
Spez. Kühlölvolumenstrom in $\text{mm}^3/\text{mm}^2/\text{s}$	6,5	-	-

Tabelle A.5: Versuchsplan Frequenzganganalyse für verschiedene Grundsclupfdrehzahlen und Anregungsamplituden: Parameterstufen, vgl. Kapitel 7.3.4 und Kapitel 6.7.2

Parameter Sollwert	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4
Grundsclupfdrehzahl in min^{-1}	5	10	20	40
Antriebsdrehzahl in min^{-1}	1200	-	-	-
Anregungsamplitude in min^{-1}	10	15	20	-
Anregungsfrequenz in Hz	20-80	-	-	-
Flächenpressung in N/mm^2	0,6	-	-	-
Spez. Kühlölvolumenstrom in $\text{mm}^3/\text{mm}^2/\text{s}$	3	-	-	-

Tabelle A.6: Betrachtete Parameterkombinationen Einfluss Antriebsdrehzahl und Kühlölvolumenstrom, vgl. Kapitel 7.3.2

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	O / f_A	p_F	$\dot{v}_{Öl}$	$T_{Öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	N/mm ²	mm ³ /mm ² /s	�C
PK 4.1	30	600	20	4 / 40	0,4	3	80
PK 4.2	30	1200	20	2 / 40	0,4	3	80
PK 4.3	30	600	20	6 / 60	0,4	3	80
PK 4.4	30	1200	20	3 / 60	0,4	3	80
PK 4.5	30	600	20	4 / 40	0,8	3	80
PK 4.6	30	1200	20	2 / 40	0,8	3	80
PK 4.7	30	600	20	6 / 60	0,8	3	80
PK 4.8	30	1200	20	3 / 60	0,8	3	80
PK 4.9	30	600	20	4 / 40	0,4	6,5	80
PK 4.10	30	1200	20	2 / 40	0,4	6,5	80
PK 4.11	30	600	20	6 / 60	0,4	6,5	80
PK 4.12	30	1200	20	3 / 60	0,4	6,5	80
PK 4.13	30	600	20	4 / 40	0,8	6,5	80
PK 4.14	30	1200	20	2 / 40	0,8	6,5	80
PK 4.15	30	600	20	6 / 60	0,8	6,5	80
PK 4.16	30	1200	20	3 / 60	0,8	6,5	80

Tabelle A.7: Betrachtete Parameterkombinationen Einfluss Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.3.3

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	θ / f_A	$\dot{v}_{öl}$	$T_{öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 5.1	20	1200	20	2 / 40	3	75
PK 5.2	20	1200	10	2 / 40	3	75
PK 5.3	15	1200	20	2 / 40	3	75
PK 5.4	15	1200	10	2 / 40	3	75
PK 5.5	10	1200	20	2 / 40	3	75
PK 5.6	10	1200	10	2 / 40	3	75

Tabelle A.8: Betrachtete Parameterkombinationen Regressionsmodelle und Konturdiagramme, Einfluss Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung, vgl. Kapitel 7.5.1

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	O / f_A	p_F	$\dot{v}_{0l}$	$T_{0l,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	N/mm ²	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 6.1	5	1200	10	2 / 40	1,0	3	80
PK 6.2	10	1200	10	2 / 40	1,0	3	80
PK 6.3	15	1200	10	2 / 40	1,0	3	80
PK 6.4	20	1200	10	2 / 40	1,0	3	80
PK 6.5	30	1200	10	2 / 40	1,0	3	80
PK 6.6	5	1200	10	2 / 40	0,8	3	80
PK 6.7	10	1200	10	2 / 40	0,8	3	80
PK 6.8	15	1200	10	2 / 40	0,8	3	80
PK 6.9	20	1200	10	2 / 40	0,8	3	80
PK 6.10	30	1200	10	2 / 40	0,8	3	80
PK 6.11	5	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 6.12	10	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 6.13	15	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 6.14	20	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 6.15	30	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 6.16	5	1200	10	2 / 40	0,4	3	80
PK 6.17	10	1200	10	2 / 40	0,4	3	80
PK 6.18	15	1200	10	2 / 40	0,4	3	80
PK 6.19	20	1200	10	2 / 40	0,4	3	80
PK 6.20	30	1200	10	2 / 40	0,4	3	80

Tabelle A.9: Betrachtete Parameterkombinationen Regressionsmodelle und Konturdiagramme, Einfluss Anregung vgl. Kapitel 7.5.1

Parameter Sollwert	n_s	n_{in}	n_A	O / f_A	p_F	$\dot{v}_{öl}$	$T_{öl,in}$
Einheit	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	- / Hz	N/mm ²	mm ³ /mm ² /s	°C
PK 7.1	20	1200	5	3 / 60	0,6	3	80
PK 7.2	20	1200	5	2 / 40	0,6	3	80
PK 7.3	20	1200	5	1,5 / 30	0,6	3	80
PK 7.4	20	1200	5	1 / 20	0,6	3	80
PK 7.5	20	1200	10	3 / 60	0,6	3	80
PK 7.6	20	1200	10	2 / 40	0,6	3	80
PK 7.7	20	1200	10	1,5 / 30	0,6	3	80
PK 7.8	20	1200	10	1 / 20	0,6	3	80
PK 7.9	20	1200	15	3 / 60	0,6	3	80
PK 7.10	20	1200	15	2 / 40	0,6	3	80
PK 7.11	20	1200	15	1,5 / 30	0,6	3	80
PK 7.12	20	1200	15	1 / 20	0,6	3	80
PK 7.13	20	1200	20	3 / 60	0,6	3	80
PK 7.14	20	1200	20	2 / 40	0,6	3	80
PK 7.15	20	1200	20	1,5 / 30	0,6	3	80
PK 7.16	20	1200	20	1 / 20	0,6	3	80

Tabelle A.10: Parameter Einlaufprozedur vgl. Kapitel 7.3.1

Parameter Sollwert

Antriebsdrehzahl in min^{-1}	450
Flächenpressung in N/mm^2	0,5
Spez. Kühlölvolumenstrom in $\text{mm}^3/\text{mm}^2/\text{s}$	2,6
Starttemperatur in $^{\circ}\text{C}$	80
Anzahl Synchronisierungsschaltungen (Einlauf / Wiedereinlauf)	500 / 100

Ergänzende Erläuterung zu Messgrößen und weiteren Größen in der Auswertung im dynamischen Dauerschlupfbetrieb

Tabelle A.11: Ergänzende Erläuterung zu Messgrößen und geometrischen Größen in der Auswertung

Größe in Berechnung	Formelzeichen	Sensor bzw. verwendeter Wert
Normalkraft bzw. Axialkraft	F_N	Mittelwert aus Klemmkraft- und Reaktionskraftsensor
Drehzahl	n_{in} / n_{out}	Drehzahlsensor der Antriebsmaschine / Drehzahlsensor am Abtrieb
Kühlölvolumenstrom	$v_{öl}$	Volumenstromsensor am Eingang des Kühlölkreislauf
Kupplungsmoment	M_K	Drehmomentsensor am Ausgang des Lamellenpakets
Anzahl an aktiven Reibflächen	z	4 bzw. 2 (Kap. 7.3.3)
Außen-; Innenradius Reibfläche	$r_a; r_i$	93,125 mm; 79,0 mm
Effektive Reibfläche (Wirkflächenpaar)	A_0	5428 mm ²

Der spezifische Kühlölvolumenstrom wird aus dem gemessenen Kühlölvolumenstrom $v_{öl}$ bezogen auf die gesamte effektive Reibfläche im Lamellenpaket nach Gleichung A.1 berechnet.

$$\dot{v}_{öl} = \frac{v_{öl}}{z \cdot A_0} \quad \text{A.1}$$

Die Flächenpressung wird aus der Axialkraft F_N mit der effektiven Reibfläche A_0 nach Gleichung A.2 berechnet.

$$p_F = \frac{F_N}{A_0}$$

A.2

Anhang B

Kalibrierprotokolle

Rohwerte:				Interpolierte Werte:	
original raw values:				interpolated values:	
Messpunkt	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL	KENNLINIEN-ABWEICHUNG	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL
Measuring point	Torque (Force)	Output signal	Characteristic curve deviation	Torque (Force)	Output signal
	N·m (N)	V	% AS	N·m (N)	V
1	0	0,0000	-0,145%	0	0,0000
2	5000	2,0113	0,035%	5000	2,0047
3	10000	4,0144	0,133%	10000	4,0014
4	15000	6,0205	0,281%	15000	6,0009
5	20000	8,0308	0,431%	20000	8,0047
6	25000	10,0326	0,516%	25000	10,0000
7	20000	7,9939	0,081%	20000	7,9679
8	15000	5,9707	-0,239%	15000	5,9513
9	10000	3,9579	-0,433%	10000	3,9451
10	5000	1,9602	-0,477%	5000	1,9538
11	0	-0,0094	-0,239%	0	-0,0094
12	-5000	-2,0042	-0,253%	-5000	-1,9977
13	-10000	-4,0058	-0,337%	-10000	-3,9928
14	-15000	-5,9968	-0,333%	-15000	-5,9793
15	-20000	-7,9634	-0,044%	-20000	-7,9375
16	-25000	-9,9928	0,598%	-25000	-9,9906
17	-20000	-7,9190	0,401%	-20000	-7,8932
18	-15000	-5,9412	0,245%	-15000	-5,9219
19	-10000	-3,9564	0,159%	-10000	-3,9436
20	-5000	-1,9767	0,023%	-5000	-1,9702
21	0	-0,0217	-0,362%	0	-0,0216

Abbildung B.1: Kalibrierprotokoll Klemmkraft

Rohwerte:				Interpolierte Werte:	
original raw values:				interpolated values:	
Messpunkt	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL	KENNLINIEN-ABWEICHUNG	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL
Measuring point	Torque (Force)	Output signal	Characteristic curve deviation	Torque (Force)	Output signal
	N·m (N)	V	% AS	N·m (N)	V
1	0	0,0000	0,075%	0	0,0000
2	5000	2,0058	0,123%	5000	2,0063
3	10000	4,0035	0,091%	10000	4,0045
4	15000	5,9960	0,004%	15000	5,9973
5	20000	7,9967	0,001%	20000	7,9985
6	25000	9,9977	0,000%	25000	10,0000
7	20000	7,9929	-0,038%	20000	7,9947
8	15000	5,9853	-0,103%	15000	5,9866
9	10000	3,9867	-0,079%	10000	3,9876
10	5000	1,9989	0,054%	5000	1,9994
11	0	-0,0007	0,069%	0	-0,0007
12	-5000	-2,0082	0,004%	-5000	-2,0087
13	-10000	-4,0108	-0,012%	-10000	-4,0117
14	-15000	-6,0072	0,035%	-15000	-6,0086
15	-20000	-8,0031	0,086%	-20000	-8,0049
16	-25000	-10,0016	0,112%	-25000	-10,0038
17	-20000	-8,0167	-0,070%	-20000	-8,0205
18	-15000	-6,0280	-0,174%	-15000	-6,0294
19	-10000	-4,0279	-0,183%	-10000	-4,0288
20	-5000	-2,0153	-0,067%	-5000	-2,0158
21	0	-0,0003	0,072%	0	-0,0003

Abbildung B.2: Kalibrierprotokoll Reaktionskraft

Rohwerte:				Interpolierte Werte:	
<i>original raw values:</i>				<i>interpolated values:</i>	
Messpunkt	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL	KENNLINIEN-ABWEICHUNG	DREHMOMENT (KRAFT)	AUSGANGS-SIGNAL
Measuring point	Torque (Force)	Output signal	Characteristic curve deviation	Torque (Force)	Output signal
	N·m (N)	V	% AS	N·m (N)	V
1	0	0,0000	0,025%	0	0,0000
2	110	1,9078	0,017%	110	1,9999
3	220	3,8181	0,036%	220	4,0025
4	330	5,7201	-0,032%	330	5,9963
5	440	7,6255	-0,055%	440	7,9937
6	550	9,5394	-0,008%	550	10,0000
7	440	7,6265	-0,055%	440	7,9947
8	330	5,7243	0,012%	330	6,0007
9	220	3,8199	0,055%	220	4,0043
10	110	1,9089	0,029%	110	2,0011
11	0	0,0016	0,042%	0	0,0017
12	-110	-1,9089	0,022%	-110	-2,0010
13	-220	-3,8220	-0,026%	-220	-4,0065
14	-330	-5,7261	0,020%	-330	-6,0026
15	-440	-7,6405	-0,042%	-440	-8,0094
16	-550	-9,5498	-0,051%	-550	-10,0109
17	-440	-7,6358	0,007%	-440	-8,0045
18	-330	-5,7278	0,001%	-330	-6,0044
19	-220	-3,8199	-0,005%	-220	-4,0043
20	-110	-1,9089	0,021%	-110	-2,0011
21	0	-0,0026	-0,002%	0	-0,0027

Abbildung B.3: Kalibrierprotokoll Drehmoment am Ausgang des Lamellenpakets