



VDI-Fachtagung

Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2021

Auslegung – Systemverhalten – Lösungen

Ettlingen bei Karlsruhe, 24. und 25. November 2021

Bildquelle: Schaeffler / Luk GmbH & Co. KG

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2021

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092382-6

Inhalt

► Keynote

System-of-Systems-Engineering als Basis zukunftsfähiger Antriebs- und Kupplungs-entwicklung	1
A. Albers, S. Ott, IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) und Geschäftsführung, KIT Zentrum Mobilitätssysteme, Karlsruhe	

► Systemwechselwirkungen und Modellbildung

Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierwirkung im nasslaufenden Kupplungssystem: Empirische Modellbildung – Kennfelder und Skalierbarkeit	11
A. Bischofberger, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

Entwicklung einer Methode zur Effizienzsteigerung des Manövertransfers auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfstände am Beispiel der Validierung der Schaltqualität	29
J. Köber, M. Gärtner, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart;	
A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

Testmethodik zur Verbesserung der Kupplungsdynamik und Reduzierung der Schleppverluste in nasslaufenden Lamellenkupplungen durch Getriebefedern	43
H. Gürbüz, K. Bause, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

► Nasslaufende Kupplungssysteme

Einlaufverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Schlupfbetrieb	59
K. Völkel, H. Pflaum, K. Stahl, Forschungsstelle für Zahnrad- und Getriebebau – FZG, Technische Universität München	

Einfluss von Vorschädigung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Dauerschaltbetrieb	73
T. Schneider, K. Völkel, H. Pflaum, K. Stahl, Forschungsstelle für Zahnrad- und Getriebebau – FZG, Technische Universität München	

Vorstellung eines Eco Nassbelags.	91
S. Steinmetz, C. Denda, Schaeffler Automotive Buhl GmbH & Co. KG, Buhl	

New semi-dry friction solution for highly integrated active torque-controlled drives	103
V. Föge, S. Blaschke, Miba Frictec GmbH, Roitham, Austria	

**Echtzeit-Temperaturberechnung und Temperaturprädiktion nasslaufender Lamellen-
kupplungen 115**

D. Groetsch, K. Voelkel, H. Pflaum, K. Stahl, Forschungsstelle für Zahnräder und
Getriebebau (FZG), Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, Garching

**Analytical modeling and dimensionless characteristics of open wet clutches in
consideration of gravity 129**

R. Leister, J. Kriegseis, B. Frohnepfel, D. Gatti, Institute of Fluid Mechanics (ISTM), Karlsruhe
Institute of Technology (KIT);
A. F. Najafi, School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Iran

► **Kupplungsaktuatorik**

**Modellierung und Bewertungsansatz für das tribologische Systemverhalten zur Vorhersage
der Schaltqualität der Kegelkupplung in elektrifizierten Antriebssträngen 145**

S. Chen, K. Bause, C. Mandel, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe;
K. Erdmann, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

**Weiterentwicklung des Konzepts einer schnell schaltenden Kupplung im Hinblick auf die
technische Anwendung. 159**

J. Selzam, M. Fister, C. Spieker, Universität Kassel, Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik

► **Nutzfahrzeug- und Industrieanwendungen**

Vorkonditionierung trockenlaufender Reibpaarungen für eine stabile Reibfunktion im Feld . . 173

R. Fehrenbacher, K. Bause, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

NVH-optimization for drivetrains of commercial vehicles with a newly slipping absorber . . . 181

J. Seiter, C. Acker, T. Cassiani, A. Grossmann, T. Kubicek, S. Morel, Schaeffler Automotive
Buehl GmbH & Co. KG, Buhl

**Hydraulische Lamellenkupplungen in Schiffsantrieben – aktuelle Tendenzen in der
Baureihenentwicklung 195**

K. Leicht, Stromag GmbH – Altra Industrial Motion, Unna

► Hybrid

Trockene Kupplungen für hybride Antriebsstränge	207
J. Bernhardt, F. Vogel, Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl	
Innovative Schaltelemente für elektrische und hybride Antriebsstränge	223
T. Skubacz, C. Burkhardt, S. Krischke, Diehl Metall Stiftung & Co. KG, Röthenbach	
Potenziale von Trennkupplungen als Kombination aus Konus- und Klauenkupplungen mit hydraulischer Betätigung	235
S. Honselmann, Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl; K. Erdmann, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach	
Moderne Kupplungstechnologie in hybridisierten Industrieanwendungen	251
C. Knüppel, M. Frank, Stromag GmbH, Unna	

► Trockenlaufende Kupplungssysteme

Experimental characterization and modeling of dry clutch wear with emphasis on fading effect.	265
M. Hoić, B. Škugor, A. Miklik, J. Deur, University of Zagreb, Zagreb, Croatia; A. Tissot, Ford-Werke GmbH, Cologne, Germany	
Gezielte Variation des Beanspruchungskollektivs zur Verbesserung des Einlaufverhaltens im Trockenlauf	279
T. Klotz, K. Bause, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	
Aufbau eines Vorgehensmodells zur Analyse von Haft-Gleit-Übergängen trockenlaufender Friktionspaarungen	291
R. Fehrenbacher, K. Bause, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

► Posterbeiträge

- Modellierung einer Einscheibentrockenkupplung mithilfe des C&C²-Ansatzes zur Identifikation von kritischen Gestalt-Funktion-Zusammenhängen bezüglich des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen 305**
P. M. Tröster, T. Klotz, S. Rapp, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe
- Hochaufgelöste, optische Geschwindigkeitsmessungen in einer radialgenuteten, offenen, nasslaufenden Lamellenkupplung 313**
R. Leister, S. Pasch, B. Frohnäpfel, J. Kriegseis, Institut für Strömungsmechanik (ISTM), Karlsruher Institut für Technologie (KIT);
P. Mattern, Leibniz-Institut für Plasmaforschung und Technologie e.V.;
T. Fuchs, Universität der Bundeswehr München, Institut für Strömungsmechanik und Aerodynamik
- Defektselektive Bauteilprüfung mithilfe der akustischen Resonanzanalyse an einem rotationssymmetrischen Außenlamellenträger einer Doppelkupplung. 319**
R. Giese, H. Frisch, L. Longobardi, Volkswagen AG, Baunatal;
R. K. Schulz, Universität Kassel
- High Performance Ausrücklager für hochbelastete Kupplungssysteme in mobilen und stationären Anwendungen 327**
K. Abu-Snima, KAS-CLUTCH, Grettstadt
- Adaptation of a Wet Clutch Torque Model in Electrified Drivelines 333**
G. Göppert, Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl



**BEST
MATCH**
for
**BEST
TALENTS**

INGENIEUR.de
BEST  MATCH

powered by 

So findet Sie Ihr Traumjob!

Ingenieure aller Fachrichtungen, Absolventen und wechselwillige Professionals aufgepasst:

Sagen Sie uns, was Sie können, wollen und lieben – dann bieten Ihnen die besten Unternehmen den passenden Job für Ihr Talent. Schnell, unkompliziert, ohne Aufwand.

DAS SIND IHRE VORTEILE:

Einfache Profilerstellung | Persönliche Beratung | Passgenaue Job-Angebote |
Keine aufwändige Job-Suche | Unternehmen bewerben sich bei Ihnen | Kostenfreie Nutzung |

Transparenz: alle wichtigen Informationen zum Traumjob |

Sicher: Ihr Arbeitgeber hat keine Einsicht in Ihr Profil

JETZT ALS TALENT REGISTRIEREN:

BESTMATCH.INGENIEUR.DE

System-of-Systems-Engineering als Basis zukunftsfähiger Antriebs- und Kupplungsentwicklung

Herausforderungen innovativer Antriebssysteme durch Perspektivwechsel, veränderte Denkstrukturen und neue Methoden begegnen

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Sascha Ott**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie
(KIT) und Geschäftsführung, KIT Zentrum Mobilitätssysteme, Karlsruhe

Kurzfassung

Die sich durch die Gesetzgebungs novellen im Rahmen des „Green Deals“ [1] abzeichnen- den deutlichen Veränderungen im Mobilitätssektor machen an vielen Stellen ein Umdenken erforderlich. Hier stellt sich deutlich die Frage in wie weit bestehende Kompetenzen und Technologien relevant für die Funktionserfüllung für die Umsetzung neuer Technologien sind. Gerade im Kupplungsbereich scheint es auf den ersten Blick nur wenige Perspektiven für Neuentwicklungen und die Weiterentwicklung bestehender Lösungen in neuen Antriebs- systemen zu geben.

Erst durch eine Veränderung des Funktionsverständnisses und der Ableitung geeigneter Produktprofile, welche u.a. funktionale die Bedürfnissituation beschreiben, eröffnen sich po- tenziell neue Handlungsfelder, deren Bearbeitung eine Erweiterung bestehender methodi- scher Kompetenzen erfordert.

Der Beitrag beschreibt Ansätze auf Basis des SoS-System-of-Systems-Design und erläutert exemplarisch die Bedeutung nachfolgender Beiträge der Fachtagung Kupplungen und Kupp- lungssysteme in Antrieben 2021 auf die technische-wirtschaftlichen Entwicklungschancen zukünftiger Kupplungslösungen.

Abstract (optional)

The significant changes in the mobility sector that are emerging as a result of the legislative amendments in the context of the "Green Deal" [1] make a rethink necessary in many areas. Here, the question clearly becomes how far existing competencies and technologies are relevant for the fulfillment of functions for the implementation of new technologies. At first

glance, there appear to be few prospects for new developments and the further development of existing solutions in new drive systems, particularly in the clutch sector.

Only through a change in the understanding of function and the derivation of suitable product profiles, which among other things functionally describe the need situation, do potential new fields of action open up, the processing of which requires an expansion of existing methodological competencies.

The article describes approaches based on the SoS system-of-systems design and explains, by way of example, the significance of subsequent contributions to the 2021 Clutch and Clutch-Systems in Drives conference for the technical and economic development opportunities of future clutch solutions.

1. Herausforderung Wandlungsmotiv regulatorische Vorgaben

Durch deutliche Veränderungen regulatorischer aber auch gesellschaftlicher Rahmenbedingungen wird die Entwicklung neuer Antriebssystemtechnologien, welche einen positiven Beitrag zum Klimaschutz versprechen maßgeblich ob politischer Vorgaben und Überlegungen getrieben. Unter dem Begriff „Green Deal“ wird die Strategie Europa bis ins Jahr 2050 zu einem klimaneutralen Kontinent zu entwickeln verstanden. Hierbei stehen für die Schrittweise Umsetzung zunächst sektorielle Teilziele im Vordergrund, welche nur durch einen deutlichen Ausbau (fahrzeugzulassungsspezifisch betrachtet) emissionsfreier Antriebe erreicht werden kann. Gleichzeitig kann ein grundsätzlicher Wertewandel (vgl. [2]), welcher derartige Eingriffe regulativer Organe gesellschaftliche akzeptabel macht beobachtet werden. Dies stellt für die moderne Antriebssystementwicklung eine ganze Reihe von Fragen und Herausforderung dar, welche nicht trivial zu beantworten bzw. zu lösen sind. So existiert bislang kein sich abzeichnendes Gesamtkonzept, welches sich langfristig durchzusetzen scheint und allen Anforderungen im Sinne einer Substitution etablierter Fahrzeugantriebssysteme funktional gerecht wird und dabei alle notwendigen sektoriellen Klimaziele planbar bedienen kann. Vielmehr kann die Mobilitätswende nur durch einen ganzen Kanon von Maßnahmen (vgl. [3]) annähernd erreicht werden. Hierbei steht die Entwicklung innovativer Antriebssystemlösungen nicht allein im Vordergrund. Vielmehr zeigen die verschiedenen Ansätze zur Erreichung der gesetzlich verbrieften Klimaziele die Notwendigkeit echter Systeminnovationen: also der Neugestaltung und erfolgreichen Umsetzung des gesamten Mobilitätssystems. Dieses umfasst mehr als technologische Aspekte und muss stets als Sozio-technisches-ökologisches-Ökonomiesystem verstanden werden.

Die damit einhergehende Komplexität kann nur durch neue Methoden und Denkstrukturen bewältigt werden.

2. Ansatz SoS-System-of-Systems-Engineering

Ein zentraler Ansatz zur Veränderung der Denkweise und Denkstrukturen stellt hierbei zentral der SoS-System-of-System-Ansatz dar. Ein System of Systems (SoS) ist dabei definiert als ein „System, bestehend aus einer Menge interagierender Systeme, von denen jedes einzelne System in sich selbst als System betrachtet werden kann. Die wichtigsten Charakteristika von SoS sind:

- Jedes System kann unabhängig agieren und einen eigenen Zweck besitzen.
- Die individuellen Systeme der Menge werden unabhängig organisiert, um ihre Zwecke zu erfüllen.
- Die Systemkombination liefert Ergebnisse, die von einzelnen Systemen nicht erreicht werden können.“ (Quelle: [4])

Die Charakteristika können dabei sehr unterschiedlich stark ausgeprägt sein.

Die gesamte Mobilität kann z.B. als SoS-System-of-Systems verstanden werden. Hieraus ergeben sich nun eine scheinbar unendliche Anzahl an Handlungsoptionen zur Erreichung der vereinbarten Klimaziele: technische aber auch nichttechnische Handlungsoptionen.

Zur Ableitung von Entscheidungen, welche die Entwicklung antriebsstrangspezifischer Produkte betrifft liefert der SoS-Ansatz eine systematische Übersicht von Handlungsfeldern, welche geeignet orchestriert einen Beitrag zur Zielerreichung leisten können und welche Entwicklungen sich ggf. innerhalb des SoS auch nachdrücklich negative Folgen an anderen Stellen haben kann. Einfach verständliche und allgemein bekannte Beispiele sind die Wechselwirkungen zwischen Antriebssystem und Energieversorgungsinfrastruktur oder auch Antriebssystem, Lieferkette und Materialgewinnungsaspekte (vgl. [5]).

Eine Herausforderung besteht nun darin, dass zum einen die komplexen Wechselwirkungen und Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Systemen des SoS nicht mehr trivial überschaubar sein können und Verkürzungen des SoS - im Sinne einer perspektivenabhängigen Reduzierung der Komplexität – stets zu Unterkomplexitäten führen muss, welche geeignet sind falsche Entscheidungen zu treffen. Dies passiert vor allem vor dem Hintergrund erfahrungsbasierter Intuition, welche ein etablierten SoS geeignet scheint Entscheidungen in akzeptabler Qualität abzuwägen.

Dieser Problematik kann nun durch den Einsatz geeigneter Entwicklungsmethoden, welche insbesondere die verschiedenen Wechselbeziehungen der Systeme und Subsysteme innerhalb des SoS aufzeigen, sowie kritische und nichtkritische Abhängigkeiten sichtbar machen.

Ein leistungsfähiger Gesamtansatz, welcher geeignet ist der Komplexität in der Mobilität gerecht zu werden bildet hier das ASE-Advanced Systems-Engineering. Dieses ist nach <https://www.advanced-systems-engineering.de> definiert als:

„Advanced Systems Engineering ist das Leitbild für die erfolgreiche Gestaltung von innovativen Produkten, Dienstleistungen und Produkt-Service-Systemen sowie deren Entstehungsprozess. Das Leitbild berücksichtigt insbesondere die Auswirkungen der zunehmenden Digitalisierung, Interdisziplinarität und Vernetzung zur Beherrschung der technischen und organisatorischen Komplexität im zukünftigen Engineering. ASE integriert systemorientierte und hoch-innovative Ansätze des Engineerings und steht für eine neue Perspektive in der Planung, der Entwicklung und dem Betrieb von den technischen Systemen von morgen. [6]

Im Rahmen der diesjährigen Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben wird dieser Ansatz exemplarisch durch den Beitrag „Chen“ aufgegriffen und beispielhaft bezogen auf die Reibfunktion einer Kegelkupplung in elektrifizierten Antriebssträngen aufgezeigt.

Wenn man zusätzlich neben der Wechselwirkungskomplexität zeitdynamische Aspekte berücksichtigt, steht wird ein Framework zur Produktplanung zukunftsrobuster technologischer Lösungen benötigt. Hierzu werden Methoden, welche zur Implementierung von ASE-Ansätzen benötigt werden, mit Methoden der systematischen Vorausschau gekoppelt.



Bild 1: Szenarienbasierte Vorgehensweisen für die Entwicklung innovativer Systemlösungen [7]

Die Kombination von szenarienbasierten Prognosemethoden zur Entwicklung künftiger Märkte im Umfeld der Antriebssystemtechnik, mit modellbasierten Ansätzen zur Beschreibung der Systemfunktionalität von Kupplungen innerhalb des SoS bietet eine Chance langfristig Kupplungen auch in vollelektrifizierten Antrieben als mechatronischen Drehmomentensteller mit vielfältigen Einsatzmöglichkeiten zu begreifen und damit Funktionalität aber auch die technisch-wirtschaftliche Gesamtqualität der Antriebssysteme zu verbessern.

3. Vorgehensweisen zur Umsetzung und Verdeutlichung an einem Leitbeispiel

Zur Veranschaulichung des Ansatzes wird im Folgenden ein plakatives und gleichzeitig hypothetisches Beispiel beleuchtet.

1. Szenarische Annahme und Bedeutung für mögliche Antriebssysteme

Zunächst müssen mögliche Zukünfte z.B. anhand der in [8] beschriebenen Methodik identifiziert werden. In Bild 2 sind hierfür verschiedene Aspekte exemplarischer Umfeldszenarien beschrieben.



Bild 2: Plakative Darstellung relevanter Umfeld-Szenarien aus [7]

Die Repräsentanzen der Umfeldszenarien stellen hierbei in sich konsistente Abbildungen möglicher Zukünfte dar. Durch diese werden wesentliche Rahmenbedingungen zukünftiger Entwicklungen identifiziert.

Im Wechselspiel mit aktuell identifizierbaren Megatrends können dann geeignete Produktprofile – im Sinne von Bedürfnissituationen aus Kunden-/Marktsicht – identifiziert werden. Bild 3 zeigt einen Auszug aus einem aktuellen Megatrendkatalog.

Basierend auf den Szenarien und den Megatrends können zukünftige Produktsolleigenschaften abgeleitet werden. Hierbei sind zwei Aspekte von erheblicher Bedeutung:

1. Wann muss die Entwicklung neuer technischer Systeme starten, um zum richtigen Zeitpunkt die abgeleiteten Produktsolleigenschaften bedienen zu können und
2. Wie viele der Szenarien werden mit den abgeleiteten Produktsolleigenschaften bedient. Dies ist ein Indikator für die Zukunftsrobustheit der Lösung und auch für erwartbare Stückzahlen.

Trends	Mega	Mobilität					
	Macro	Bike-Boom	E-Mobility	Ride-Sharing / Mitfahr-gelegenheit	Car-Sharing	Micro-mobilität	Unterwegs-Märkte
	Micro	Anwendungsfälle aus dem Tool Trendexplorer (vgl. Anhang)					
	Mega	Autonomes Fahren					
	Macro	Straßengüterverkehr	Betriebshöfe	ÖPNV	Privater Gebrauch		
	Micro	Anwendungsfälle aus dem Tool Trendexplorer (vgl. Anhang)					
	Mega	Neue Energiespeicher					
	Macro	Wasserstoff als Energiespeicher			Lithium Ionen Batterien als Energiespeicher		
	Micro	Anwendungsfälle aus dem Tool Trendexplorer (vgl. Anhang)					
	Mega	Zunehmende Vernetzung					
	Macro	Car2Web	Car2Car	Car2Infra-structure	Cyber-Physical-Systems	Solution as a service	
	Micro	Anwendungsfälle aus dem Tool Trendexplorer (vgl. Anhang)					
	Mega	Sicherheit					
	Macro	Cyber-Crime			Super-Safe-Society		
	Micro	Anwendungsfälle aus dem Tool Trendexplorer (vgl. Anhang)					

Bild 3: Auszug aus einem spezifischen Megatrendkatalog [7]

Bild 4 zeigt ein mögliches Produktsolleigenschaftsportfolio und die daraus abgeleiteten Zeiträume für die jeweiligen Handlungsoptionen.

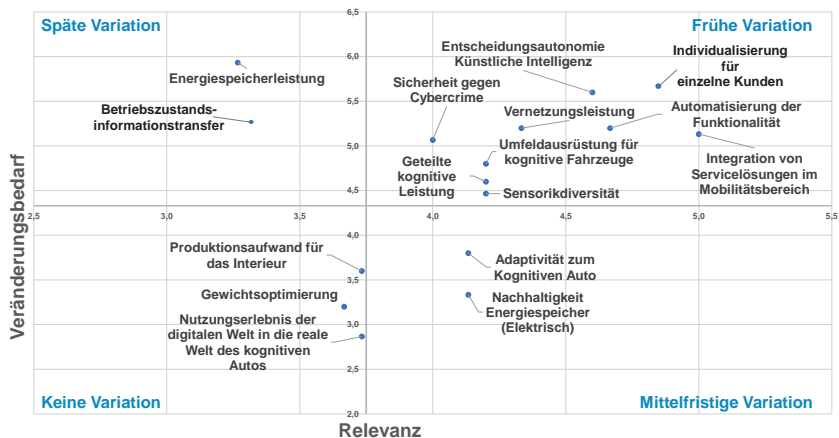


Bild 4: Veränderungsbedarfe rechtzeitig erkennen und Produktsolleigenschaften als Basis zukünftiger Entwicklungen frühzeitig fokussieren [7]

A. Zusammenfassung der Vorgehensweise unter Einbezug an exemplarischer Beispiele:

Die Szenarienanalyse und die Megatrends zeigen auf einer mittleren Zeitskala einen erheblichen Variationsbedarf der Antriebssysteme. Durch die sektorielle Betrachtung der Mobilitätsbedingten CO₂-Ausstöße kommt es zu einer überproportional hohen Bedeutung der Entwicklung vollelektrifizierter Fahrzeuge. Die Fahrzeuge müssen dabei schnell und kurzfristig entwickelt und produziert werden. Die Kostenstrukturen sind durch noch unsichere Skalierungseffekte und Unsicherheiten in den Lieferketten hoch. Sich abzeichnende vollelektrifizierte antriebstechnische Systemlösungen kommen weitestgehend ohne schaltbare Getriebe und mechanische Anfahr- und Schaltelemente aus, zeigen aber für die gebotene Fahrfunktionalität einen deutlich überproportional hohen Anschaffungspreis.

Aus dieser hier nur cursorisch aufgeführten szenarienbasierten Analyse kann direkt abgeleitet werden, dass klassische Kupplungsfunktionen keine Relevanz für die vollelektrifizierten Antriebe in näherer Zukunft haben werden.

Jedoch zeigt die Betrachtung auch, dass die Kosten-Funktionsstruktur der Fahrzeuge nicht hinreichend gut für eine wirtschaftliche Produktion im automobiltypischen Maßstab ist. Hieraus kann direkt mehrere Produktsolleigenschaften abgeleitet werden,

welche mit den funktionalen Möglichkeiten der Kupplung im Verständnis als mechatronisches Drehmomentenstellglied einhergehen. Ein Oberziel ist dabei die das Kosten-Funktions-Verhältnis des Antriebsstrangs zu verbessern.

B. Mögliche funktionale Bedeutungen von Kupplungssystemen

Bezogen auf die Kupplungstechnologie ergeben sich mehrere Produktprofile, welche direkt bedienbar sind. Diese sind z.B. Potenziale Schwingungsisolierende Elemente durch präzise Schlupfregelung zu ersetzen, die Regelgüteanforderungen an die Antriebsmaschinen und die Leistungselektroniken durch gezielte Schlupfvariationen in kritischen Betriebspunkten zu reduzieren aber auch die Drehmomentenbegrenzung im elektrischen Schlussfall im Sinne der funktionalen Sicherheit jederzeit zu gewährleisten. Hier zeigt sich deutlich, dass mögliche Kupplungsanwendungen ganz anderen Anforderungsrandbedingungen als bisher unterliegen. Der Übergang vom statischen Betriebsfall (Kupplung geschossen) zum dynamischen (Beginn der Schlupfsituation) bekommt eine sehr große Bedeutung. Minimalschlupfapplikationen und Regelgüte der tribologischen Drehmomentenübertragungsfunktion werden in ihrer funktionalen Bedeutung zunehmen.

C. Einsatzszenario Kupplung im Vergleich zu funktionalen Wettbewerbern

Aus den Szenarien kann direkt abgeleitet werden, dass die singuläre Ausrichtung der Kupplungsfunktionen auf hochbeanspruchte Synchronisationsvorgänge nicht mehr im gewohnten Großserienmaßstab die gleiche Relevanz wie heute haben kann. Damit ergeben sich neue wirtschaftliche Herausforderungen für die funktionalen Nutzungsszenarien, welche vorstehend beschrieben sind.

Grundsätzlich können die sich ergebenden funktionalen Anforderungen stets auch durch andere Technologien bedient werden. Somit sind insbesondere technische Lösungen gefragt, welche geeignet sind die hohen Kosten elektrifizierter Antriebssysteme deutlich zu senken. Damit ergeben sich zwei grundsätzlich unterschiedliche Entwicklungsstrategien:

1. Entwicklungsstrategie „funktionale Robustheit“ bei sehr unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven. Hierbei ist davon auszugehen, dass die absolute Reibleistungshöhe und die umgesetzten Reibenergien im Vergleich zu etablierten Kupp-

lungen klein sein werden. Hier gibt es durchaus Potenzial bislang im industriellen Antriebssektor eingesetzte Lösungen im Fahrzeugbereich zu etablieren.

2. Entwicklungsstrategie „Nischenanwendungen“ zielt darauf ab für den jeweiligen Einsatzfall optimierte Kupplungslösungen zu identifizieren. Hierbei stehen funktionale Robustheitsbetrachtungen nicht im Fokus, sondern die fallspezifische Performance. Dies ist vor allem bei sehr hohen Fahrleistungen und im Nutzfahrzeugbereich von Interesse.

4. Voraussetzungen zur Realisierung

Vorstehende Überlegungen unterstreichen deutlich, dass durch die aktuelle Situation und fehlende Entwicklungsperspektiven klassischer Pkw.-Kupplungsanwendungen die „Kupplung neu gedacht“ werden muss. Hier bieten sich Methoden des Systems-Engineering an, um auf Basis geeigneter Szenarien funktionale Bedarfe zu identifizieren, welche unter Kosten-Nutzen-Aspekten auch mit Kupplungslösungen zu bedienen sind. Es zeigt sich also, dass sich die methodischen Kompetenzen zukünftiger Kupplungsentwickler verschieben müssen und neue Funktionen im Verständnis der Kupplung als mechatronisches Stellglied im Triebstrang systematisch unter der Berücksichtigung technisch-wirtschaftlicher Potenziale identifiziert werden müssen. Darüber hinaus sind im besonderen Maße systemtribologische Kenntnisse erforderlich, um frühzeitig bei der Identifizierung neuer Anwendungsfelder qualifizierende Abschätzungen zur technisch-wirtschaftlichen Realisierbarkeit abgeben zu können. Den u.U. für die Einzellösung kleinen Stückzahlen kann nur durch agiles Produkt-Produktions-Codesign sinnvoll begegnet werden.

Bedeutung der Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben

Im Programm 2021 finden sich eine Vielzahl von Beiträgen, welche die Grundlagen für die Identifizierung neuer Anwendungslösungen beleuchten. Auch neue Lösungen welche mit den Methoden des Advanced-Systems-Engineering geschaffen werden, basieren auf den Vorgehensmodellen der PGE-Produktgenerationsentwicklung. Somit schafft die Fachtagung mit einem Überblick über vielfältige aktuelle Lösungen eine Basis für zukunftsfähige Referenzsysteme in neue Anwendungen.

Die Autoren danken allen Teilnehmern, Sponsoren der Fachtagung Kupplungen und Kupplungssystemen in Antrieben 2021 in Ettlingen und dem VDI

Verwendete Quellen:

- [1] https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal_de, zuletzt aufgerufen am 15.10.2021 – 19.00 Uhr
- [2] Weißels B. (2015) Wertewandel. In: Kollmorgen R., Merkel W., Wagener HJ. (eds) Handbuch Transformationsforschung. Springer VS, Wiesbaden.
https://doi.org/10.1007/978-3-658-05348-2_73
- [3] Philipp Gerbert, Patrick Herhold, Jens Burchardt, Stefan Schönberger, Florian Rechenmacher, Almut Kirchner, Andreas Kemmler, Marco Wunsch: Klimapfade für Deutschland, BCG-Prognos 2018 – letzter Aufruf über: <https://web-assets.bcg.com/e3/06/1c25c60944a09983526ff173c969/klimapfade-fuer-deutschland.pdf> am 16.10.2021 – 19.34 Uhr
- [4] <https://www.ipek.kit.edu/mkl/index.php/Kategorie:Glossar>, letzter Aufruf am 16.10.2021 - 19:40 Uhr
- [5] <https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/cct/2020/Faktencheck-Batterien-fuer-E-Autos.pdf>, letzter Aufruf: 16.10.2021 – 19:45 Uhr
- [6] <https://www.advanced-systems-engineering.de/#definition>, letzter Aufruf: 16.10.2021 – 19:46 Uhr
- [7] Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, Sascha Ott, Christoph Kempf, Jonas Heimicke, Marc Etri: Kognitives Auto – Chancen für die Automobil- und Zulieferindustrie in Thüringen unter Einbeziehung angrenzender Branchen, Studie des IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) im Auftrag des Thüringer Cluster Management (ThCM) in der Landesentwicklungsgesellschaft Thüringen mbH (LEG Thüringen) und des automotive thüringen e.V. (at), Erfurt: 2021 – Aufrufbar über: https://www.cluster-thueringen.de/fileadmin/www/downloads/04_thueringer_clustermanagement/studie_kognitives_auto_kurzfassung.pdf, letzter Aufruf: 16.10.2021 – 19:47 Uhr
- [8] Marthaler, F., Zukunftsorientierte Produktentwicklung – Eine Systematik zur Ableitung von generationsübergreifenden Zielsystemen zukünftiger Produktgenerationen durch strategische Vorausschau, ISSN 1615-8113, Forschungsberichte / IPEK, Institut für Produktentwicklung am KIT, 2021 – Band: 137

Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Kupplungssystem: Empirische Modellbildung – Kennfelder und Skalierbarkeit

Influence of operating parameters on the vibration reduction effect in the wet-running clutch system

M.Sc. **Arne Bischofberger**, Dipl.-Ing. **Sascha Ott**,
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Nasslaufende Kupplungssysteme werden, mitunter durch die zunehmende Hybridisierung sowie die Automatisierung von Getrieben, auch in Zukunft in vielen Antriebsstrangtopologien, nicht nur im Bereich der Fahrzeugtechnik, vorhanden sein. Eine Erweiterung der Funktionen des Systems neben dessen Hauptfunktion, um z. B. eine Funktion zur Reduzierung von Schwingungen bietet sich daher umso mehr an. Durch die Verwendung der nasslaufenden Kupplung als Akteur zur Schwingungsreduzierung wird ermöglicht, konventionelle schwingungsmindernde Komponenten hinsichtlich Bauraum und Masse zu reduzieren. Das moderne nasslaufende Kupplungssystem bietet außerdem gegenüber gängigen Komponenten den bedeutenden Vorteil, eine Schwingungsreduzierung bedarfsgerecht einzusetzen und zu regeln. Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden Regressionsmodelle zur Beschreibung des Verhaltens von Bewertungsgrößen der Schwingungsreduzierungs Wirkung wie Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigung in Abhängigkeit der Betriebsgrößen wie der Grundsclupfdrehzahl anhand eines tribologischen Systems empirisch ermittelt. Es werden Aussagen über die Skalierbarkeit sowie Gültigkeit der Modelle erarbeitet. Neben der Schwingungsreduzierungs Wirkung wird ergänzend auch die Verlustleistung im schlupfenden Kupplungssystem betrachtet.

Die erarbeiteten Modelle begünstigen das gezielte Einstellen und Auslegen zukünftiger Kupplungssysteme für die Funktionserweiterung Schwingungsreduzierung im bedarfsgerecht geregelten Dauerschlupfbetrieb unter Berücksichtigung des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz.

Abstract

Wet clutch systems will be present in many powertrain topologies also in the future, not only in automotive engineering, but also in many other areas, partly due to increasing hybridization

and automation of transmissions. An extension of the system's functions in addition to its main function, e.g. using the system for vibration reduction, is therefore all the more suitable. The additional use of the wet-running clutch as an actuator for vibration reduction makes it possible to reduce conventional vibration-reducing components in terms of packaging space and mass. The modern wet-running clutch system also offers a major advantage over conventional components of being able to set and control vibration reduction on demand.

In this publication, regression models for describing the vibration reducing effect through rating values as a function of operating variables e. g. slip speed are determined empirically for one tribological system. Conclusions about scaling and the validation of the models are worked out. In addition to the vibration reduction effect, energy dissipation in the clutch system during slip operation is also considered. The obtained models support a targeted configuration of future clutch systems for an on demand vibration reduction in controlled slip operations with taking into account the objective of comfort vs. efficiency.

1. Einleitung und Stand der Forschung

Neben herkömmlichen Komponenten zur Schwingungsreduzierung in Antriebssträngen, wie z. B. dem Zweimassenschwungrad (ZMS), bietet auch das moderne nasslaufende Kupplungssystem die Möglichkeit in Antriebssträngen Schwingungen reduzieren zu können. Verbaut als z. B. K0 im hybriden Antriebsstrang, vgl. **Bild 1**, mit der Hauptfunktion den Leistungsfluss zwischen VKM und Restantriebsstrang herzustellen oder zu trennen, kann die Reduzierung von Schwingungen im gezielten Dauerschlupfbetrieb als Funktionserweiterung dank guter Steuer- und Regelbarkeit des modernen Kupplungssystems umgesetzt werden.

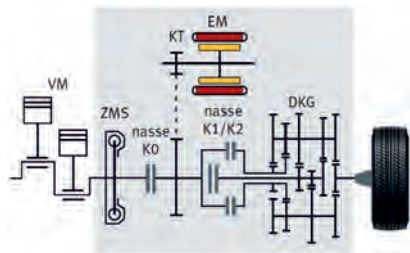


Bild 1: Hybrider Antriebsstrang mit Dreifach-nasskupplung [1]

Die Erweiterung der Funktion der verbauten Kupplung bietet mitunter den Vorteil zukünftig Bauraum und Masse herkömmlicher Schwingungsreduzierungskomponenten reduzieren zu können. Entscheidend ist außerdem die gegenüber herkömmlichen Komponenten vorhandene Möglichkeit einer bedarfsgerechten Ansteuerung der Kupplung und damit eine gezielte Zuschaltung und Regelung der gewünschten Funktion.

Das Potential zur Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem wird bereits u. a. durch [2 bis 5] identifiziert und in verschiedenen Formen aufgezeigt. ALBERS [2] untersucht

dabei ein elektronisches Kupplungsmanagement, in welchem die Kupplung als „schlupfgeregelter Filter“ betrachtet wird. Auch in [6 bis 8] wird das Potential zur Schwingungsreduzierung wieder aufgegriffen. In [7] wird die Isolationswirkung verschiedener Schlupfdrehzahlen untersucht. Auch hier wird eine nahezu vollständige Isolation bei einer Schlupfdrehzahl von ca. 100 min^{-1} ermittelt. Außerdem werden Isolationswirkungen eines ZMS mit und ohne Schlupfregelung gegenübergestellt. Es wird aufgezeigt, welche Schlupfdrehzahl bei einer kombinierten Anwendung mit konventionellem ZMS notwendig ist, um am Getriebeeingang eine Zielamplitude von 5 min^{-1} zu erreichen. Dabei wird ersichtlich, dass insbesondere im Bereich geringer Antriebsdrehzahlen ($< 2000 \text{ min}^{-1}$) auch in Kombination mit einem ZMS verhältnismäßig hohe Schlupfdrehzahlen notwendig sind. Das ZMS weist in diesem Bereich eine schlechtere Isolationswirkung auf. In [6] wird die Reduzierung von Ungleichförmigkeiten für verschiedene Schlupfdrehzahlen an einer Einscheibentrockenreibkupplung untersucht. Bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} wird auch hier eine praktisch vollständige Isolationswirkung erst bei hohen Schlupfdrehzahlen erreicht. Ergänzend zeigen ZHOU ET AL. [9], dass auch eine „mikroschlupfgeregelte“ Kupplung (bei hier $\sim 20 \text{ min}^{-1}$ Schlupfdrehzahl) die Drehungleichförmigkeiten im Antriebsstrang besonders in Bereichen geringer Antriebsdrehzahlen deutlich reduzieren kann. Hierbei wird die Winkelbeschleunigungsamplitude als Vergleichsgröße herangezogen.

Der Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungswirkung im nasslaufenden Kupplungssystem wird u. a. in [10] untersucht. Um Aussagen zur Korrelation von Schwingungsreduzierung und Reibverhalten im Friktionskontakt treffen zu können, wird in [11, 12] außerdem der Einfluss der Betriebsgrößen auf das dynamische Reibungsverhalten untersucht. Eine mögliche Korrelation wird ergänzend in [10] untersucht. Nach [13] nimmt auch der Schmierstoff bzw. das Kühllöl maßgeblich Einfluss auf das Reibverhalten im Friktionskontakt. U. a. in [14] wird dazu auch der Einfluss des tribologischen Systems, mitunter der Kühllöls auf die Schwingungsreduzierungswirkung untersucht. Es kann auch hier ein signifikanter Einfluss identifiziert werden.

Um qualitative sowie quantitative Aussagen zum Einfluss der Betriebsgrößen treffen zu können, werden in [10, 14] lineare und erste nichtlineare Modelle für das Verhalten der Schwingungsreduzierungswirkung bei Veränderung der Betriebsgrößen wie der Schlupfdrehzahl und Flächenpressung bzw. Kupplungsmoment aufgestellt. Es werden hierbei verhältnismäßig geringe Bestimmtheitsmaße und damit eine geringe Modellgüte erreicht.

Um eine gewünschte Schwingungsreduzierungswirkung zu erreichen, ist eine gezielte Einstellung von Betriebsgrößen notwendig. Um diese hinreichend genau abschätzen und durchführen zu können, sind Modelle von höherer Modellgüte notwendig. Da die zugrundeliegenden

Wirkmechanismen jedoch noch nicht tiefgehend ergründet sind und ohne Kenntnisse über das dynamische Reibverhalten im Tribosystem eine simulative Kennfeldermittlung nur stark vereinfacht möglich ist, ist ein eindeutiger, nichtlinearer physikalischer Zusammenhang nicht oder nur mit hohem Aufwand herstellbar. In dieser Veröffentlichung werden daher empirisch Modelle im dynamischen Dauerschlupfbetrieb erarbeitet. Die erarbeiteten Regressionsmodelle werden hinsichtlich deren Skalierbarkeit, bei z. B. Veränderung des Kupplungsmoments und deren Modellgrenzen bzw. Bereichen mit tendenziell unveränderten Wirkmechanismen validiert. Außerdem werden Kennfelder für die mögliche Anwendung in der Praxis erstellt und dabei auch Aussagen zur Verlustleistung im schlupfenden Kupplungssystem abgeleitet.

Die erarbeiteten Modelle und Kennfelder begünstigen es frühzeitig im Produktentstehungsprozess eine Abschätzung der vorgesehenen Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung in Hinblick auf den gewünschten Zielkomfort treffen zu können. Außerdem vereinfachen die Modelle die spätere Erarbeitung genauer Einstellgrößen im gezielten Dauerschlupfbetrieb.

2. Validierungsumgebung und Untersuchungsmethodik

Durch simulative Untersuchungen wurde bereits ermittelt, dass das Reibverhalten im Friktionskontakt einen wesentlichen Einfluss auf das Übertragungsverhalten in diesem hat. [15] Um die Wirkzusammenhänge und das Übertragungsverhalten im Friktionskontakt tiefgehend untersuchen zu können, wurde am IPEK - Institut für Produktentwicklung am KIT eine Validierungsumgebung entwickelt und aufgebaut (**Bild 2**).

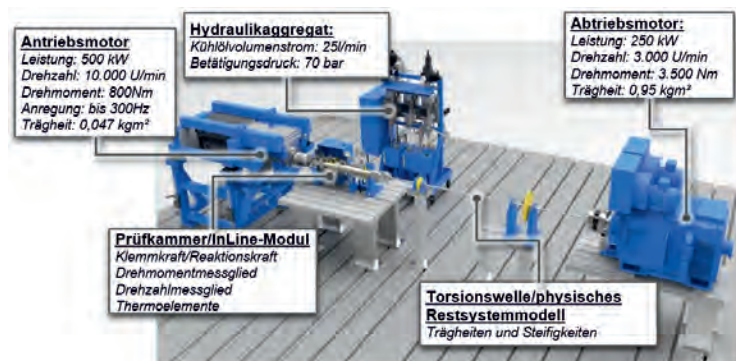


Bild 2: Validierungsumgebung mit physischem Restsystem zur Untersuchung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im dynamischen Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen, nach [16]

Die Validierungsumgebung ermöglicht die Untersuchung des Übertragungsverhaltens im dynamischen Dauerschlupfbetrieb. Da ebenso triebstrangdynamische Wechselwirkungen mit dem Restantriebsstrang das Reib- und Übertragungsverhalten im Friktionskontakt beeinflussen [12], wird in der Validierungsumgebung ein Restsystemmodell integriert, welches eben diese Wechselwirkungen im Untersuchungsbereich hinreichend genau abbildet. Die Entwicklung und Validierung des Modells wird in [16, 17] detailliert vorgestellt. Eine ausführliche Vorstellung der Validierungsumgebung findet sich u. a. auch in [18].

Die Untersuchungen werden in der vorgestellten Validierungsumgebung mittels eines Lamellenpakets (vgl. **Bild 3**) bestehend aus drei Stahl- sowie zwei Reiblamellen mit Papierreibbelag und radialer Nutung (Baugröße $d_I/d_A = 158/188 \text{ mm}$) durchgeführt. Außerdem zugehörig zum tribologischen System sind der Schmierstoff bzw. im Anwendungsfall nasslaufende Kupplung

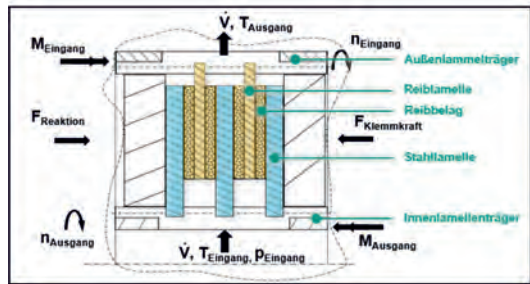


Bild 3: Untersuchungsgegenstand Lamellenpaket, nach [10, 19]

das Kühlöl sowie ein Beanspruchungskollektiv. [19, 20] Auf dieses wird im späteren Verlauf genauer eingegangen. Als Kühlöl wird ein gängiges ATF (kinematische Viskosität bei $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$: $4,2 \text{ mm}^2/\text{s}$) verwendet.

Die Untersuchungen werden im sogenannten dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt. Es wird bei betätigter Kupplung (Flächenpressung) ein Dauerschlupf (Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb entsprechend Grundschlupfdrehzahl) eingestellt, eine sinusförmige Anregung entsprechend der Parameter aufgebracht und nach Einschwingen des Systems die eigentlichen Messgrößen erhoben. Im Detail wird das Vorgehen in [11, 12] beschrieben. Jede Parameterkombination wird viermal angefahren um Aussagen zur Wiederholbarkeit der Versuche treffen zu können. Zudem wird ein zweites Lamellenpaket mit Lamellen des gleichen Typs zur Bestätigung / Reproduzierbarkeit der Ergebnisse untersucht.

Um Aussagen zur Schwingungsreduzierungswirkung und Verbesserung dieser durch Veränderung von Betriebsgrößen treffen zu können, werden die beiden Bewertungsgrößen **Winkelbeschleunigung** am Kupplungsausgang und das **spezifische Amplitudenverhältnis** herangezogen. Beide Bewertungsgrößen müssen für eine verbesserte Schwingungsreduzierung minimiert werden. Die Bewertungsgrößen werden in [14] detailliert eingeführt.

Aus vorangehenden Untersuchungen werden für die Modellbildung relevante Parameterbereiche abgeleitet. Es wird ein Parameterraum für Variation der Betriebsgrößen Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung mit konstanter Anregungsordnung (2. *Ordnung*) und Drehzahlamplitude (10 min^{-1}) um die jeweilige Antriebsdrehzahl aufgespannt. Die Betriebspunkte (Parameterkombinationen) sind in **Bild 4** dargestellt. Um Aussagen zur Skalierbarkeit bzgl. der Anregung treffen zu können wird zusätzlich ein weiterer Parameterraum für den in **Bild 4** markierten Betriebspunkt untersucht. Die gewählten Betriebspunkte zur Variation der Anregung sind in **Bild 5** dargestellt.

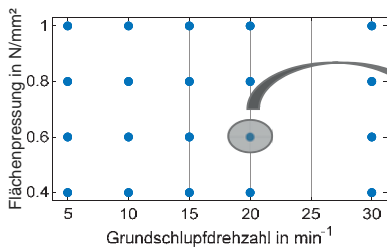


Bild 4: DoE: Parameterkombinationen für die Variation der Grundsclupfdrehzahl und Flächenpressung

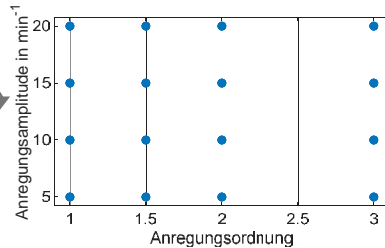


Bild 5: DoE: Parameterkombinationen für die Variation der Anregung

Der Kühlölvolumenstrom sowie die Antriebsdrehzahl werden aufgrund der Erkenntnisse aus [10] (kein signifikanter Einfluss im Untersuchungsbereich) in allen Versuchen konstant gehalten.

3. Einfluss von Betriebsgrößen: Empirische Modellbildung

In folgendem Kapitel werden anhand der zuvor ermittelten Messdaten empirisch Regressionsmodelle für den quantitativen Einfluss der untersuchten Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungswirkung im untersuchten tribologischen System gebildet. Die Modelle sollen die gezielte Einstellung von Betriebsgrößen im nasslaufenden Kupplungssystem in Hinblick auf die Funktionserweiterung „Schwingungsreduzierung“ begünstigen.

Für die Modellbildung werden die empirisch ermittelten Daten von jeweils drei Stützpunkten, welche im Versuch jeweils viermal angefahren werden (vgl. Wiederholbarkeit Kapitel 3), herangezogen. Durch die Verwendung dreier Stützpunkte können gegenüber der Verwendung von nur zwei Stützpunkten auch nichtlineare Ansatzfunktionen berücksichtigt werden. Die vierte und teilweise fünfte Stützstelle dient der Validierung des Modells in interpolierten, bei

fünf Datenpunkten auch extrapolierten, Bereichen. Die Modellbildung wird grundlegend aus vier Teilschritten aufgebaut:

1. Auswahl geeigneter Ansatzfunktionen,
2. Parametrierung: Berechnung der Regressionsmodelle mittels experimentell ermittelter Stützpunkte,
3. Validierung in interpolierten (und extrapolierten) Bereichen anhand experimentell ermittelter Daten,
4. Ableitung von Aussagen zur Gültigkeit der Modelle.

Zu Beginn werden geeignete Ansatzfunktionen ausgewählt. Anschließend werden die Modelle parametrisiert. Mittels der ausgewählten Ansatzfunktionen werden dazu aus den Versuchsdaten die Regressionsmodelle berechnet. Im nächsten Schritt wird eine Validierung der Modelle mittels zusätzlicher experimentell ermittelter Datenpunkte durchgeführt. Im abschließenden Schritt werden Modellgrenzen untersucht und eine Aussage zur Skalierbarkeit sowie Gültigkeit der Modelle abgeleitet.

Es wird die exponentielle Ansatzfunktion aus Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. d) ausgewählt:

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

Die Auswahl einer geeigneten Ansatzfunktion wird in der vollumfänglichen Veröffentlichung des Beitrags im Journal „Forschung im Ingenieurwesen“ detailliert ausgeführt.

Die Parametrierung der Modelle wird nun exemplarisch anhand von drei Parameterkombination (drei Stützstellen) bei welchen die Grundsclupfdrehzahl variiert wird, durchgeführt. Für das spezifische Amplitudenverhältnis im Betriebsbereich ergibt sich das in **Bild 6** dargestellte Regressionsmodell mit den Parametern $a = 143,4$ und $b = -0.09511$. Für die Winkelbeschleunigung wird analog vorgegangen. Der Verlauf des zugehörigen Regressionsmodell mit den Parametern $a = 399$ und $b = -0.06367$ wird in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. dargestellt.

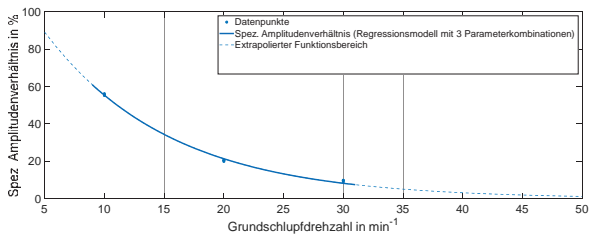


Bild 6: Angenäherter Verlauf des spez. Amplitudenverhältnisses über der Grundsclupfdrehzahl, Regressionsmodell aus 3 Stützstellen, R^2 : 99,7%; (Die Kurven mit 5 Stützstellen sind zur besseren Sichtbarkeit ausgeblendet, diese werden im Kapitel Validierung eingeblendet und mitbetrachtet.)

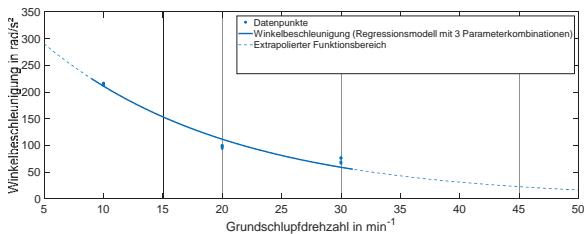


Bild 11: Angenäherter Verlauf der Winkelbeschleunigung über der Grundsclupfdrehzahl, Regressionsmodell aus 3 Stützstellen, R^2 : 96,5%; (Die Kurven mit 5 Stützstellen sind zur besseren Sichtbarkeit ausgeblendet, diese werden im Kapitel Validierung eingeblendet und mitbetrachtet.)

Aus den Abbildungen wird eine hohe Übereinstimmung der Modelle mit den Messpunkten ersichtlich. Die hohen Bestimmtheitsmaße lassen auf eine gute Modellgüte rückschließen. Eine Validierung der Modelle wird in nachfolgenden Schritten durchgeführt.

Validierung und Modellgrenzen

Die Validierung der Modelle wird exemplarisch anhand der zuvor ermittelten Regressionsmodelle für den Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses sowie der Winkelbeschleunigung über der Grundsclupfdrehzahl durchgeführt. Es wird sowohl eine Validierung des interpolierten als auch eine Validierung des extrapolierten Bereichs durchgeführt. Hierfür werden zwei weitere Messpunkte mit jeweils vier Einzelmessungen herangezogen. In **Bild 7** und **Bild 8** sind die jeweiligen Messpunkte mit den Grundsclupfdrehzahlen $n_S = 5 \text{ min}^{-1}$ und $n_S =$

15 min^{-1} in Rot dargestellt. Ergänzend wird im roten Verlauf das aus allen 5 Stützstellen ermittelte Regressionsmodell aufgetragen.

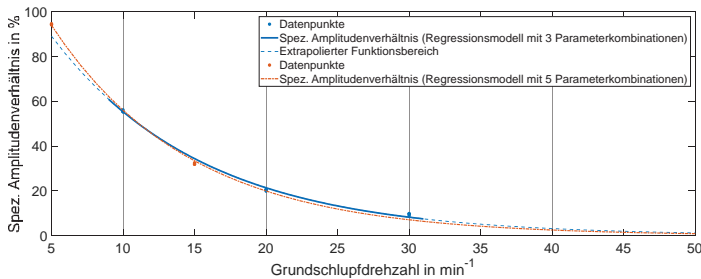


Bild 7: Zusätzliche Messpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen in rot zur Validierung des Regressionsmodells für den Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses

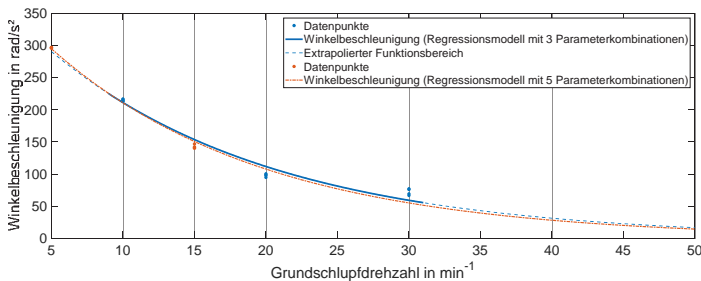


Bild 8: Zusätzliche Messpunkte sowie Regressionsmodell basierend auf fünf Parameterkombinationen in rot zur Validierung des Regressionsmodells für den Verlauf der Winkelbeschleunigung

Die Abweichung der Messpunkte im interpolierten Bereich ($n_s = 15 \text{ min}^{-1}$) liegt im Rahmen der Messschwankungsbreite. Im interpolierten Bereich kann das nichtlineare Regressionsmodell mittels der minimal notwendigen Anzahl an Stützstellen für ein nichtlineares Modell (drei) aufgestellt werden um bereits eine hinreichend genaue Aussagekraft zu gewährleisten.

Im extrapolierten Bereich geringerer Schlupfdrehzahlen kann für das Regressionsmodell der Winkelbeschleunigung eine hohe Übereinstimmung mit den gemessenen Daten identifiziert werden. Bei Schlupfdrehzahlen von $\sim n_s < 5 \text{ min}^{-1}$ min kann aufgrund einer tendenziellen Veränderung von Wirkmechanismen im tribologischen Kontakt bei sehr kleinen Schlupfdrehzahlen (u. a. Neigung zu Rupfschwingungen) von keiner allgemeinen Gültigkeit des Modells

ausgegangen werden. Dies lässt sich bereits an dem, gegenüber dem Modell etwas größeren experimentell ermittelten Amplitudenverhältnis für $n_s = 5 \text{ min}^{-1}$ erkennen. Der extrapolierte Bereich $n_s = 30 \text{ min}^{-1}$ wird aufgrund geringerer Relevanz (höhere Reibleistung) nicht weiter untersucht, auf Basis der Annahme von unveränderten Wirkmechanismen mit zunehmender Schlupfdrehzahl kann jedoch von einer Gültigkeit der Modelle in diesem Bereich ausgegangen werden. **Im Allgemeinen kann auf Basis dieser Validierung eine Gültigkeit der aufgeführten Regressionsmodelle mit tendenziell unveränderten Wirkmechanismen in einem Bereich von Schlupfdrehzahlen $n_s = 5$ bis $n_s = 30 \text{ min}^{-1}$ bestätigt werden.**

Skalierbarkeit der Modelle für die Veränderung weiterer Betriebsgrößen

Die Skalierbarkeit wird für weitere identifizierte Einflussgrößen (vgl. [10]) betrachtet. Es sollen dadurch Aussagen abgeleitet werden können, wie sich die Schwingungsreduzierungswirkung bei Veränderung des Kupplungsmoments sowie bei Veränderung der eingebrachten Anregung, bspw. bei Verwendung einer 3-Zylinder anstatt einer 4-Zylinder-VKM, qualitativ verhält. Für die Einflussgrößen wird der in Kap. 3 vorgestellte Untersuchungsbereich berücksichtigt. Zunächst wird eine Skalierbarkeit bei Erhöhung und Reduzierung des Kupplungsmoments durch eine Veränderung der Flächenpressung exemplarisch für die Grundschlupfdrehzahl $n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ betrachtet. **Bild 9** zeigt den angenäherten Verlauf des spezifischen Amplitudenverhältnisses bei Veränderung der Flächenpressung p . Für den Bereich $p \geq 0,6 \text{ N/mm}^2$ wird eine lineare Ansatzfunktion, für den Bereich $p < 0,6 \text{ N/mm}^2$ eine quadratische Ansatzfunktion gewählt.

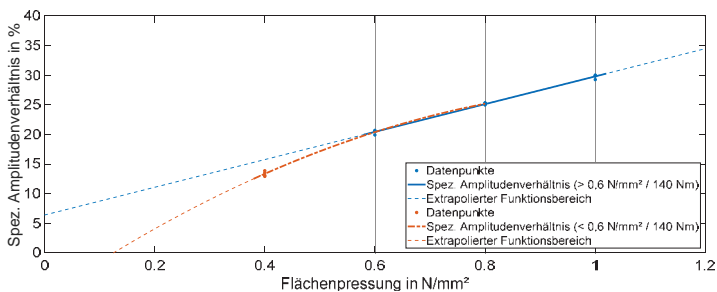


Bild 9: Angenäherter Verlauf des spez. Amplitudenverhältnisses mit bereichsabhängigen Regressionsmodellen, $R^2 > 99\%$

Aus **Bild 9** und dem hohen Bestimmtheitsmaß lässt sich eine lineare Skalierbarkeit im Bereich von 0,6 bis 1,0 N/mm^2 erkennen. Für die Anwendung bedeutet das konkret, dass sich das in **Bild 6** dargestellte Modell für eine Erhöhung der Flächenpressung bzw. Erhöhung des Kupplungsmoments auf $> 140 Nm$ an der Stützstelle $n_s = 20 min^{-1}$ entsprechend der in **Bild 9** dargestellten Gerade nach oben verschieben lässt. Auch für Werte $p \geq 1,0 N/mm^2$ kann in näherer Umgebung von einer linearen Skalierbarkeit ausgegangen werden. Im Bereich $p < 0,6 N/mm^2$ mit Kupplungsmomenten $< 140 Nm$ kann analog basierend auf dem empirisch ermittelten Regressionsmodell (rote Kurve) von einer quadratischen Skalierbarkeit ausgegangen werden. Für Flächenpressungen gegen null gehend aber noch $p > 0$ können An- und Abtrieb theoretisch bereits so weit entkoppelt sein, dass keine Schwingungen mehr übertragen werden können (Amplitudenverhältnis null). Es kann daher auch von einer plausiblen quadratischen Skalierbarkeit im extrapolierten Bereich ($p < 0,4 N/mm^2$) ausgegangen werden.

Abschließend wird für denselben Betriebspunkt aus **Bild 6** ($n_s = 20 min^{-1}$ und $p = 0,6 N/mm^2$) die Skalierbarkeit des Modells bei Veränderung der Anregung untersucht und mittels eines Kennfeldes dargestellt. Für beide Betriebsgrößen wird eine quadratische Ansatzfunktion gewählt. Aus den Datenpunkten werden analog zu vorangehenden Abschnitten und Abbildungen empirisch Regressionsmodelle abgeleitet. Zusammenfassend für die Anregung wird der Einfluss der beiden Betriebsgrößen Frequenz bzw. Anregungsordnung und Amplitude der Anregung über das folgende Polynom 2. Grades angenähert und in einem gemeinsamen Diagramm dargestellt.

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

Das entsprechende Kennfeld, die Bewertungsgröße spezifisches Amplitudenverhältnis nun in der farbigen z-Achse, ist in **Bild 10** dargestellt.

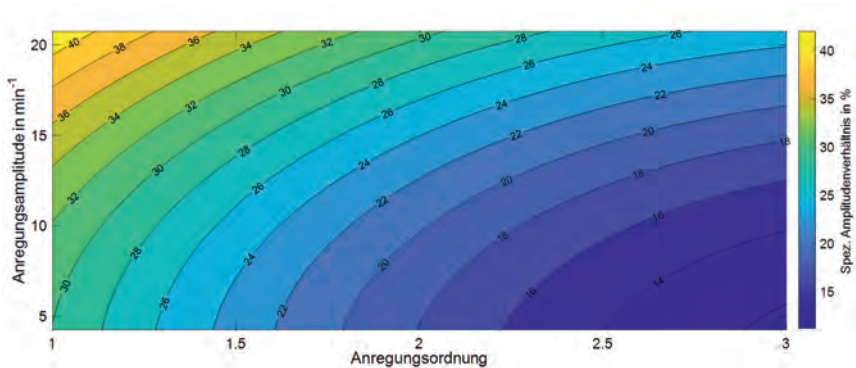


Bild 10: Kennfeld für das spezifische Amplitudenverhältnis über Anregungsordnung und Anregungsamplitude, $R^2 = 95,5\%$

Aus **Bild 10** wird ersichtlich, dass ausgehend vom gewählten Betriebspunkt ($n_s = 20 \text{ min}^{-1}$ und $p = 0,6 \text{ N/mm}^2$) für das Modell in **Bild 6** sowohl bei einer Reduzierung der Anregungsordnung als auch bei einer Erhöhung der Anregungsamplitude eine quadratische Skalierbarkeit hin zu einem höheren spezifischen Amplitudenverhältnis im untersuchten Bereich mit hoher Genauigkeit abgeleitet werden kann. Zur Skalierung für z. B. eine reduzierte Anregungsordnung kann das Kennfeld in **Bild 10** herangezogen werden. Aufgrund der konstanten Antriebsdrehzahl entspricht im Kennfeld jede Anregungsordnung einer konstanten Anregungsfrequenz zwischen 20 und 60 Hz. Die Unterschiede in der Schwingungsreduzierungs Wirkung der einzelnen Frequenzen können aus Wechselwirkungen mit dem Restantriebsstrangmodell resultieren. Eine andere mögliche Erklärung ist, dass die Unterschiede aus einer besseren Isolationswirkung im Friktionskontakt bei höheren Frequenzen resultiert. Diese Hypothesen gilt es in weiteren Untersuchungen zu veri- oder falsifizieren.

Weitere Kennfelder & Schwingungsreduzierungs Wirkung - Reibleistung

Ergänzend werden auf Basis der Messdaten zwei anwendungsorientierte Kennfelder ermittelt. Möchte der Anwender nun ableiten, welche Schlupfdrehzahl bei entsprechender Flächenpressung eingestellt werden muss, um eine gewünschte Schwingungsreduzierung zu erzielen, kann dazu ein solches Kennfeld herangezogen werden. Die Kennfelder werden im Vortrag sowie im vollumfänglichen Beitrag im Journal „Forschung im Ingenieurwesen“ vorgestellt.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird der Einfluss von Betriebsgrößen auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung mittels empirischer Modellbildung qualitativ und für ein exemplarisches Tribosystem quantitativ ermittelt. Es werden dazu empirisch nichtlineare Modelle für das Verhalten der Bewertungsgrößen Amplitudenverhältnis und Winkelbeschleunigung bei Veränderung folgender Betriebsgrößen erarbeitet:

- Grundsclupfdrehzahl,
- Flächenpressung bzw. Kupplungsmoment,
- Amplitude und Ordnung der Anregung.

Zwei relevante Parameterräume werden auf Basis vorangehender Untersuchungen abgeleitet. In der vorgestellten Validierungsumgebung zur dynamischen Untersuchung des Übertragungsverhaltens in nasslaufenden Lamellenpaketen wird experimentell die Schwingungsreduzierung in festgelegten Betriebspunkten ermittelt. Auf Basis der ermittelten Stützstellen werden Regressionsmodelle errechnet. Die Modelle werden durch Messdaten validiert und auf deren Modellgrenzen sowie deren Gültigkeit hin untersucht. Ergänzend wird die Skalierbarkeit, bspw. bei Veränderung der Hauptanregenden, anhand eines Modells exemplarisch untersucht. Es wird gezeigt, dass das Schwingungsreduzierungsverhalten des nasslaufenden Lamellenpakets im Schlupfbetrieb bei Veränderung der Betriebsgrößen innerhalb der ermittelten Modellgrenzen sowie in Teilen auch in extrapolierten Bereichen mittels nichtlinearer Modelle hinreichend genau (Bestimmtheitsmaße $> 95\%$) abgebildet werden kann. **Es werden Modelle mit hoher Genauigkeit erarbeitet.**

Um in zukünftigen Auslegungen eine Abschätzung des Zielkonflikts Komfort vs. Effizienz im schlupfbetriebenen Kupplungssystem begünstigen zu können, wird im vollumfänglichen Beitrag (Journal „Forschung im Ingenieurwesen“) ein anwendungsorientiertes Kennfeld für die zu erwartende Reibleistung bei entsprechender Amplitudenreduzierung im untersuchten System ermittelt. **Durch die Modelle wird die Entwicklung und Auslegung von zukünftigen Kupplungssystemen sowie Antriebssträngen in Hinblick auf eine bedarfsgerechte, gezielte Einstellung von Betriebsgrößen im dynamischen Dauerschlupfbetrieb begünstigt. Eine Komfortabschätzung und Strategieableitung hinsichtlich schwingungsmindernder Komponenten im frühen Produktentstehungsprozess wird unterstützt.**

Da auch das tribologische System selbst einen signifikanten Einfluss auf die Schwingungsreduzierungs Wirkung im Friktionskontakt hat [22], können die Modelle in erster Linie für qualitative Tendenzen verwendet werden. Um Aussagen zur Skalierbarkeit bei einer Veränderung des tribologischen Systems, z. B. Veränderung der Ölvariante oder der Reiblamellen, treffen

zu können, gilt es zukünftig die Zusammenhänge zwischen Tribosystem und Schwingungsreduzierung zu erarbeiten. Dabei gilt es auch die Kenntnisse über Wirkmechanismen im schlupfenden Friktionskontakt zu erweitern, um zukünftig auch erweiterte physikalische Zusammenhänge herstellen zu können.

Danksagung

Die durchgeführten Untersuchungen basieren mitunter auf Erkenntnissen aus dem IGF-Vorhaben 18501-N. Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts. Das IGF-Vorhaben 18501-N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.



6. Literaturverzeichnis

- [1] Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): Mobility for tomorrow - Schaeffler Kolloquium 2018. Herzogenaurach 2018
- [2] Albers, A.: Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) - Die mitdenkende Kupplung. 4. Internationales Kolloquium Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, 20. April 1990, Baden-Baden. 1990
- [3] Lutz, D. u. Verein Deutscher Ingenieure: Kupplungsmanagement - ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte 697 (1988), S. 219–256
- [4] Jürgens, G. u. Fischer, R.: Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen (1988), S. 233–256
- [5] Drexel, H.-J. u. Verein Deutscher Ingenieure: Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. VDI Berichte 697 (1988), S. 133–158
- [6] Abbassi, M. B.: Steigerung des Antriebsstrangkforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 2, S. 118–126
- [7] Reik, W., Friedmann, O., Agner, I. u. Werner, O.: Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In: Getriebe in Fahrzeugen 2004. Tagung Friedrichshafen, 22. und 23. Juni 2004. VDI-Berichte, 1827, Buch. Düsseldorf: VDI-Verl. 2004, S. 65–88
- [8] Wienholt, H. W. u. Zdora, D.: Auslegung der Überbrückungskupplung mit geregelter Schlupf bei Einsatz des Drehmomentwandlers in Pkw-Automatikgetrieben (1995), S. 281–299
- [9] Zhou, B., Lu, T., Zhang, J. u. Hao, H.: 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 (2017) 4, S. 750–764

- [10] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. Tribologie und Schmierungstechnik 67 (2020) 1, S. 7–15
- [11] Kemper, C., Basiewicz, M., Ott, S. u. Albers, A.: Schwingungsentkopplung durch nasslaufende Funktionsreibkontakte im geregelten Schlupfbetrieb - Anforderungen an den tribologischen Kontakt in Wechselwirkung mit der Antriebssystemdynamik. 59. Tribologie-Fachtagung 2018. Göttingen 2018
- [12] Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. Forschung im Ingenieurwesen 83 (2019) 2, S. 239–246
- [13] Höhn, B.-R., Pflaum, H. u. Hämmerl, B.: Ermittlung der Leistungsgrenze ölgekühlter Lamellenkupplungen anhand von Temperaturkriterien. VDI Berichte 1323 (1997), S. 507–525
- [14] Albers, A., Bischofberger, A. u. Ott, S.: Wet clutch as an enabler of cost-efficient hybrid drive systems Decoupling as functional extension. 20. Internationales Stuttgarter Symposium. Automobil- und Motorentechnik. Wiesbaden: Springer Vieweg 2020, S. 251–265
- [15] Albers, A., Ott, S. u. Basiewicz, M.: Influencing factors on the decoupling of induced rotational oscillation by wet-running multi-plate-packages in controlled slip mode. In: 44. Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Lyon 2017
- [16] Ott, S. u. Basiewicz, M.: Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettlingen: VDI-Verlag, Düsseldorf 2017
- [17] Ott, S. u. Basiewicz, M.: Innovative validation environments and methods for holistic clutch system development. Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2017 (2017) Tagungsband 17, S. 12
- [18] Albers, A., Ott, S. u. Basiewicz, M.: Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettlingen: VDI-Verlag, Düsseldorf 2017
- [19] Czichos, H. u. Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. Tribometrie Tribomaterialien Tribotechnik. SpringerLink Bücher. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [20] GfT Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen (Hrsg.): 59. Tribologie-Fachtagung 2018. Göttingen 2018

- [21] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Schwingungsreduzierung Nasslauf. Einflussgrößen auf die Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten durch nasslaufende Kupplungssysteme im Schlupfbetrieb. Abschlussbericht FVA-Nr. 780 I. FVA-Heft, Bd. 1388. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2020
- [22] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems. Forschung im Ingenieurwesen (2020) 85, S. 1–10

Entwicklung einer Methode zur Effizienzsteigerung des Manövertransfers auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfstände am Beispiel der Validierung der Schaltqualität

Dipl.-Ing. **John Köber**, **Matthias Gärtner**, M.Sc.,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart;
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird am Beispiel der Getriebeapplikation eines OEMs eine Methode vorgestellt, mit welcher der Transfer von Fahrmanövern der Schaltqualitätsvalidierung auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfstände effizienter realisiert werden kann. Die Effizienzsteigerung beruht dabei auf drei wesentlichen Säulen, welche in dieser Arbeit im Detail vorgestellt werden sollen. Zunächst wird dargestellt, wie ein bestehender Manöverkatalog zur Validierung der Schaltqualität in ein geeignetes Format transferiert werden kann, so dass eine automatisierte Validierung auf alternativen Validierungsumgebungen direkt möglich ist. Im zweiten Schritt wird die Reihenfolge der Schaltungen des resultierenden Manöverplans optimiert, um eine Reduktion der Validierungs- und folglich Prüfstandszeit zu realisieren. Im letzten Schritt wird dargestellt, wie die Ansteuerung des Fahrzeuges ohne Fahrroboter umgesetzt werden kann. Dazu werden Signale innerhalb einer gegebenen FlexRay-Architektur gezielt angepasst, so dass die relevanten Steuergeräte eine Vorgabe des Fahrers interpretieren.

Abstract

In this paper, a method is presented using the transmission application of an OEM as an example, with which the transfer of driving maneuvers of the shift quality validation to full vehicle and roller test benches can be realized more efficiently. The increase in efficiency is based on three main pillars, which will be presented in detail in this paper. First, it is shown how an existing maneuver catalog for shift quality validation can be transferred into a suitable format so that automated validation on alternative validation environments is directly possible. In the second step, the order of the gearshifts of the resulting maneuver plan is optimized, in order to realize a reduction of the validation and consequently test bench time. In the last step, it is

shown how the control of the vehicle can be implemented without driving robots. For this purpose, signals are manipulated within a given FlexRay architecture so that the relevant control units interpret a driver's request.

1. Grundlagen, Stand der Forschung und Zielstellung

Albers formuliert als eine grundlegende Hypothese seiner Forschung an Produktentstehungsprozessen, dass die Validierung die zentrale Aktivität im Entwicklungsprozess ist [2]. Aufgrund der Zeit- und Kostenrestriktionen, welchen jeder Produktentstehungsprozess unterliegt, ist eine vollumfängliche Validierung kaum oder nur mit sehr großem Aufwand möglich. Folglich muss das Ziel sein, effiziente Referenzprozesse basierend auf Erfahrungen und Kompetenzen der Entwickler mittels methodischer Grundsätze abzuleiten [2]. Diesen Aspekt greift die vorliegende Arbeit auf, in dem eine Methode vorgestellt wird, welche den Manövertransfer auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfstände (im weiteren Verlauf der Arbeit als ViL – Vehicle-in-the-Loop zusammengefasst) zur Validierung der Schaltqualität effizienter gestaltet.

Der Schaltablauf eines Getriebes wird, neben der konstruktiven Gestaltung, maßgeblich durch die Steuerung und Regelung des Getriebesteuergerätes (TCU – Transmission Control Unit) beeinflusst [3]. Da der Gangwechsel vom Fahrer bewusst wahrgenommen wird, ist das Sicherstellen der optimalen Schaltqualität in allen Betriebspunkten die primäre Aufgabe der Schaltablaufsteuerung [3]. Prinzipiell werden Schaltungen in Abhängigkeit der Orientierung des Momentenflusses an den Rädern in Zug- oder Schubschaltungen unterteilt. Liegt ein positives Moment an, so werden die Schaltungen als Zugschaltungen bezeichnet und bei einem negativen Moment als Schubschaltungen [4]. Zusätzlich wird unterschieden, ob es sich um eine Hoch- oder Rückschaltung handelt. In Abhängigkeit der resultierenden Schaltart werden durch die Schaltablaufsteuerung individuelle Schaltabläufe ausgeführt, die es entsprechend zu parametrieren und zu validieren gilt. Für diese Validierung werden im OEM-Umfeld typischerweise sogenannte Manöverkataloge verwendet [5]. In Abhängigkeit der Schaltarten listen diese alle zu validierende Schaltungen in allen relevanten Betriebspunkten. Für Zugschaltungen ergeben sich diese Betriebspunkte durch unterschiedliche Fahrpedalstellungen und Drehzahlen bzw. Geschwindigkeiten, wohingegen Schubschaltungen durch die Verzögerung und Drehzahlen beschrieben werden. In Bild 1 sind beispielhaft Auszüge des Manöverkatalogs zur Validierung von Zug- und Schubhochschaltungen dargestellt, wobei die beispielhafte Benennung auf der ATZ-Skala beruht [1]. Anhand der Abbildung ist die beschriebene Festlegung der Betriebspunkte in Abhängigkeit der Schaltarten gut erkennbar. Gegenwärtig werden alle Schaltungen des Manöverkatalogs im Rahmen von Testfahrten auf abgesperrten Testgelän-

den chronologisch abgefahren und durch die Applikateure subjektiv hinsichtlich der wahrgenommenen Schaltqualität bewertet. Es ist evident, dass dieser Prozess geprägt ist von einigen Nachteilen wie beispielsweise einem hohen zeitlichen und personellem Aufwand und geringer Reproduzierbarkeit. Um diesen Nachteilen zu begegnen ist es im Sinne des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL-Ansatz) zielführend, die Manöver auf alternative Validierungsumgebungen zu übertragen [6]. Das „X“ versteht sich vornehmlich als ein (Teil-)System, welches sich in der Entwicklung befindet (System-in-Development) [2]. Demnach ist ViL im Sinne von XiL als eine Ausprägung zu verstehen.

Zug-Hochschaltung Normal D						Schub-Hochschaltungen Normal M				
	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5	5 - 6		2000 1/min	4000 1/min	6000 1/min	
20%	7,5	8,0	8,5	8,5	9,0	0% Bremsen	1-2	7,5	8,5	8,5
40%	7,0	7,5	8,0	8,5	8,5		2-3	7,0	8,0	9,0
60%	7,5	7,5	8,0	8,0	9,0		3-4	7,0	7,5	8,5
80%	7,0	7,0	7,5	8,5	8,5		4-5	6,5	7,5	9,0
100%	6,5	7,0	8,0	8,0	7,5		5-6	6,5	8,0	8,0

Bild 1: Beispielhafter Auszug eines Manöverkatalogs zur Validierung der Schaltqualität für Zug- und Schub-Hochschaltungen (*Benotung entspricht der ATZ-Skala [1]*)

Das Format des dargestellten Manöverkatalogs eignet sich jedoch nicht für eine automatisierte Validierung auf alternativen Validierungsumgebungen, da die Vorgaben zum korrekten Fahren der Schaltungen einerseits auf impliziten Wissen beruhen und der Manöverkatalog andererseits keine Information über die Validierungsreihenfolge der Schaltungen enthält. Matros et. al begegnen dieser Problemstellung, indem sie ausgewählte Manöver eines Manöverkatalogs in einen sogenannten Manöverablauf überführen [5]. Dieser Manöverablauf beschreibt beispielsweise anhand eines Flow-Charts exakt, welche einzelnen Schritte mit den jeweiligen Vorgaben (z.B. Fahrpedalwert) notwendig sind, um das Manöver korrekt abzufahren. Für diese einzelnen Schritte innerhalb des Manöverablaufs führen Matros et. al keine explizite Bezeichnung ein, sie können jedoch am ehesten als Sub-Manöver eines zu validierenden Manövers beschrieben werden. Um eine Reihenfolge der gesamtheitlich zu validierenden Manöver festzulegen, eignet sich der Manöverablauf jedoch nicht, da ein Manöverablauf lediglich ein individuelles Manöver explizit beschreibt. [5]

Bei der Entwicklung einer Reihenfolge zur Validierung von Schaltungen gilt es zu berücksichtigen, dass eine chronologische oder zufällige Reihenfolge dazu führen kann, dass zwischen den zu validierenden Schaltungen sehr große Geschwindigkeitsunterschiede liegen. Da diese Unterschiede mittels Beschleunigen oder Bremsen überwunden werden müssen, resultiert daraus ein signifikantes zeitliches Defizit. Darüber hinaus ist die Anzahl der gesamtheitlich ge-

fahrenen Schaltungen potenziell höher als die eigentliche Anzahl der zu validierenden Schaltungen, da zwischen den zu validierenden Schaltungen zusätzliche Schaltungen (sog. Transfer-Schaltungen) notwendig sind. So muss beispielsweise nach aufeinanderfolgenden Zug-Hochschaltungen vom ersten bis in den höchsten Gang bei konstantem Fahrpedal erst wieder in den ersten Gang zurückgeschaltet werden, um die Validierung beim nächstgrößeren Fahrpedalwert fortzusetzen. Im Falle eines 8-Gang Getriebes sind demnach für sieben zu validierende, chronologische Zug-Hochschaltungen jeweils sieben Transfer-Schaltungen notwendig, was zu einer nicht zu vernachlässigenden Mehrbelastung der involvierten Bauteile im Rahmen der Vielzahl an zu validierenden Schaltungen führt. Um dieser Problemstellung zu begegnen, stellen Albers et. al einen Ansatz vor, welcher die Reihenfolge der Manöver zur Schaltqualitätsvalidierung so anordnet, dass der zeitliche Aufwand minimal wird [7]. Dazu werden beispielhaft vier Manöver herangezogen, wobei auffällig ist, dass lediglich Zug-Schaltungen für die Optimierung verwendet werden. Zunächst führen Albers et. al im Rahmen der Methode sogenannte Evaluationsmanöver durch, um Informationen über die Schaltpunkte des Fahrzeuges zu erhalten. Dies beinhaltet vornehmlich die Start- und Endgeschwindigkeiten der Schaltungen (sog. Messpunkte) in Abhängigkeit der Fahrpedalwerte. Basierend auf diesen Geschwindigkeiten wird im nächsten Schritt eine sog. Konditionierungsphase berechnet, welche eine Aussage darüber trifft, wieviel Zeit benötigt wird, um von einer Schaltung zur nächsten zu gelangen. Diese Konditionierungsphase wird entsprechend zwischen allen zu validierenden Schaltungen bestimmt und dient als Basis für den darauffolgenden kombinatorischen Optimierer. Im Rahmen dessen wird ein Optimum mittels minimalaufspannender Baum-Heuristik (engl. Minimum Spanning Tree - MST) gesucht, bei welchem die Konditionierungsphase minimal werden soll [8]. Albers et. al geben an, dass durch die Optimierung sowie aktives Bremsen des Prüfstandes in den Konditionierungsphasen eine Zeitersparnis von bis zu 75% erzielt werden kann [7]. Demnach kann die Validierung der Schaltqualität von ursprünglichen drei Tagen auf separaten Testgeländen auf vier Stunden am Prüfstand bei gleichzeitig sehr hoher Reproduzierbarkeit reduziert werden [7]. Es muss jedoch angemerkt werden, dass Albers et. al im Rahmen der Optimierung lediglich die identifizierten Geschwindigkeitsunterschiede zwischen den Schaltungen und nicht den Start- und Zielgang berücksichtigen [7]. Das kann dazu führen, dass zwischen den eigentlich zu validierenden Schaltungen weiterhin ungewollte, zusätzliche Transfer-Schaltungen notwendig sind. Darüber hinaus führen Albers et. al ebenfalls kein geeignetes Format ein, welches die resultierende Reihenfolge der Manöver als direkt fahrbare Vorlage für alternative Validierungsumgebungen darstellt [7].

Um die Manöver der Schaltqualitätsvalidierung am ViL umzusetzen, können Fahrroboter verwendet werden. Die Steuerung des Fahrzeuges durch menschliche Fahrer kann dafür als ungeeignet beschrieben werden, da diese kaum reproduzierbare Ergebnisse ermöglichen. Infolge der Reihenfolgenoptimierung in der von Albers et. al vorgestellten Methode wird deshalb ebenfalls auf einen Fahrroboter verwiesen [7]. Es wird jedoch nicht erläutert, wie die konkreten Anforderungen an die Manöver (z.B. manueller Schaltwunsch durch Betätigung der Schaltwippen) umgesetzt werden, da Fahrroboter im Regelfall lediglich für die Basis-Fahrmanöver (Fahrpedal und Bremse) befähigt sind und alle zusätzlichen Funktionalitäten den Kosten-, Rüst- und Kalibrierungsaufwand signifikant erhöhen.

Albers et. al stellen im Rahmen von Messungen am Rollenprüfstand zur Kalibrierung und Validierung von Antriebssystemen einen Ansatz vor, welcher es ermöglicht, dem Fahrzeug auf dem Prüfstand eine emulierte Längsbeschleunigung aufzuprägen [6]. Diese Längsbeschleunigung wird dabei über eine Kraftmessdose gemessen und anschließend über den Fahrzeug-CAN eingespeist. So kann ein realistischeres Fahrzeugverhalten für spezifische Validierungsmanöver generiert werden. Die Steuergeräte in modernen Fahrzeugen kommunizieren jedoch aufgrund der steigenden Anforderungen an Datenübertragungsrate, Echtzeit-Fähigkeit und Ausfallsicherheit mittlerweile mit neuartigen Bussystemen wie FlexRay [9]. Ein wesentlicher Unterschied des FlexRay-Feldbussystems zum CAN ist die Kommunikation in festgelegten Zyklen [9]. Aus diesem Grund ist ein einfaches Auftrennen und beliebiges Routen bzw. Verändern der Signale gemäß dem Ansatz von Albers et. al nicht mehr möglich. Um dies dennoch zu ermöglichen, bieten verschiedene Unternehmen individuelle Lösungen wie bspw. die Software CANoe von Vector oder die Hardwarelösung FlexDevice der Firma StarCooperation. Mithilfe dieser können synthetische Gateways generiert werden, welche die Signale unter Berücksichtigung der entsprechenden Zykluszeiten routen oder auch verändern.

Auf Basis dieser Situationsanalyse lässt sich für die vorliegende Arbeit eine Zielstellung ableiten, um den Manövertransfer auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfstände effizienter zu gestalten. Zunächst ist es notwendig, den bestehenden Manöverkatalog in ein geeignetes Format zu überführen, welches sowohl die Validierungsreihenfolge vorgibt als auch alle notwendigen Informationen enthält, um unabhängig von der Validierungsumgebung direkt fahrbar zu sein. Um die benötigte Zeit am Prüfstand weiter zu reduzieren und die Effizienz somit weiter zu steigern, soll eine Optimierung der Validierungsreihenfolge gemäß dem Ansatz von Albers et. al erfolgen, wobei dieser entsprechend der identifizierten Forschungslücken (z.B. Berücksichtigung des Ganges) weiterentwickelt werden soll. Abschließend soll der beschriebene Ansatz zur Aufprägung der Signale aufgegriffen und für ein FlexRay-Bussystem adaptiert werden, so

dass infolge der Signalanpassung eine effizientere Ansteuerung des Fahrzeuges an ViL-Prüfständen ohne Fahrroboter möglich ist.

2. Manöverplan zur automatisierten Schaltqualitätsvalidierung auf Prüfständen

Wie im Stand der Technik bereits beschrieben, werden alle relevanten Manöver zu Validierung der Schaltqualität typischerweise in einem Manöverkatalog gelistet, wobei dieses Format jedoch für eine automatisierte Validierung auf alternativen Validierungsumgebungen ungeeignet ist. Dementsprechend muss der Manöverkatalog in ein geeignetes Format wie bspw. der Manöverablauf nach Matros et. al überführt werden [5]. Da dieser jedoch keine Information über die Reihenfolge der gesamtheitlich zu validierenden Manöver enthält, ist ein neues Format notwendig, welches als Manöverplan beschrieben wird. Der Manöverplan enthält, gemäß der beschriebenen Zielsetzung, eine Abfolge von individuellen Manövern, welche unabhängig von der Validierungsumgebung direkt abgefahren werden können. Eine Validierungsumgebung kann dabei im Sinne des IPEK-XiL-Ansatzes sowohl virtuell (Simulation), physisch (Fahrversuch) oder gemischt physisch-virtuell (ViL mit Road-Load-Simulation) vorliegen [10]. Jedes Manöver innerhalb des Manöverplans wird wiederum mittels eines individuellen Manöverablaufs beschrieben. Dieser Manöverablauf legt gemäß Matros et. al explizit fest, wie die einzelnen Manöver im Rahmen der Validierung angefahren werden sollen [5]. Dementsprechend ist die Reihenfolge der Sub-Manöver im Manöverablauf fix, wohingegen die Reihenfolge der Manöver im Manöverplan variabel ist. Dieser Zusammenhang ist in Bild 2 dargestellt. Es ist dabei zunächst irrelevant, ob die Reihenfolge der Manöver innerhalb des Manöverplans zufällig gewählt wird, in Abhängigkeit ausgewählter Attribute geordnet ist (z.B. nach Schaltarten) oder

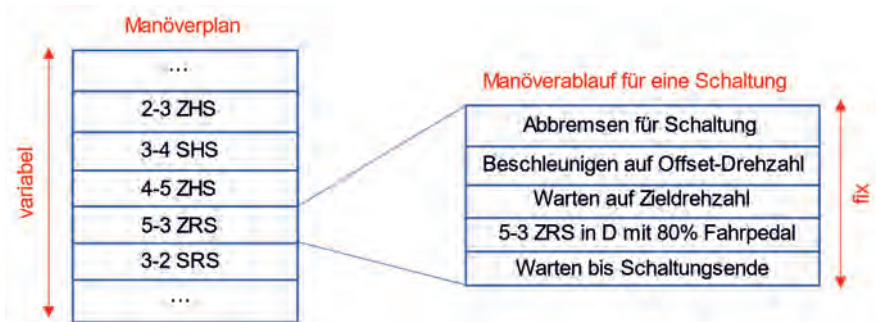


Bild 2: Struktur und Chronologie eines Manöverplans zur Validierung der Schaltqualität [ZHS: Zug-Hochschaltung; ZRS: Zug-Rückschaltung; SHS: Schub-Hochschaltung; SRS: Schub-Rückschaltung]

zeitlich optimiert wird. Innerhalb des Manöverablaufs wird jedes Sub-Manöver durch seine Vorgaben (z.B. Fahrpedal- oder Bremspedalwert) und einen expliziten Zielwert (z.B. Drehzahl oder Gang) definiert. Die Vorgaben werden dabei so lange konstant gehalten, bis der entsprechende Zielwert erreicht wird. Ist dieser Wert erreicht, gilt das Sub-Manöver als abgeschlossen und es wird ohne Unterbrechung das nächste Sub-Manöver gefahren. Für eine Schaltart (z.B. Zug-Rückschaltung) ist die Chronologie des Manöverablaufs stets identisch und unterscheidet sich lediglich in den Werten der Vorgaben (z.B. unterschiedliche Fahrpedalwerte) und der Zielwerte (z.B. unterschiedliche Drehzahlen). Aufgrund dieser fixen Chronologie muss der Ablauf für jede Schaltart lediglich einmal programmiert werden. Gemäß der Vorgaben des Manöverkatalogs kann darauf aufbauend automatisiert ein entsprechender Manöverplan generiert werden. In Tabelle 1 ist beispielhaft der Manöverablauf für eine Zug-Rückschaltung mit allen notwendigen Sub-Manövern zur Validierung dieser Schaltung dargestellt.

Tabelle 1: Manöverablauf für eine 6-2 Zug-Rückschaltung mit 80% Fahrpedal bei 1000 1/min

ID	FSK-ID	Vorgaben		Zielwert			Kommentar
		Bremse	Fahrpedal	Drehzahl	Schaltablauf	Gang	
1	Drehzahl	50	0	1000	-	6	Abbremsen
2	Drehzahl	0	50	1300	-	6	Beschleunigen auf Offset-Drehzahl
3	Drehzahl	0	0	1000	-	6	Warten auf Zieldrehzahl
4	Gang	0	80	-	-	6	6-2 in D mit 80% FP
5	Schaltablauf	0	80	-	0	2	Bis Schaltungsende

3. Zeitliche Optimierung der Manöverchronologie

Wie im vorherigen Kapitel bereits beschrieben, kann innerhalb des Manöverplans die Reihenfolge der zu validierenden Schaltungen grundsätzlich frei gewählt werden. Wie im Stand der Forschung bereits beschrieben, kann dies jedoch zu zeitlichen Defiziten und ungewollten Transfer-Schaltungen führen. Um dieser Problemstellung zu begegnen, stellen Albers et. al bereits einen Ansatz vor, indem sie die Reihenfolge der zu validieren Schaltungen mittels MST optimieren [7]. Dieser Ansatz soll im Folgenden aufgegriffen und weiterentwickelt werden, wobei die Weiterentwicklung auf zwei zentralen Aspekten beruht. Einerseits kann durch das OEM-interne Wissen auf die Durchführung der im Stand der Forschung beschriebenen, sehr zeitintensiven Evaluierungsmanöver verzichtet werden, weshalb dazu ein Datenstand-basierter Ansatz verfolgt wird. Andererseits berücksichtigt Albers et. al im Rahmen der Optimierung

lediglich die identifizierten Geschwindigkeitsunterschiede (sog. Konditionierungsphasen) zwischen den Schaltungen und nicht den Start- und Zielgang, was im Folgenden ebenfalls berücksichtigt werden soll, um die Anzahl der Transfer-Schaltungen zu reduzieren [7].

Zunächst wird für die Weiterentwicklung der Methode ebenfalls die Start- und Endgeschwindigkeiten aller zu validierenden Schaltungen bestimmt. Dies erfolgt jedoch nicht mittels Evaluierungsmanöver, sondern Datenstand-basiert. Bei automatischen Schaltungen in Drive (D) können die Startgeschwindigkeiten aus den Schaltkennfeldern des Getriebes in Abhängigkeit des Fahrpedals entnommen werden. Bei manuellen, durch den Fahrer initiierten Schaltungen (Schaltungen in M), werden diese jedoch zu einer vorgegebenen Motordrehzahl ausgelöst. Da die Reihenfolgenoptimierung vor der eigentlichen Validierung erfolgt, kann die Fahrzeuggeschwindigkeit bei den jeweiligen Drehzahlen auch nicht gemessen werden. Deshalb wird die Fahrzeuggeschwindigkeit an diesem Betriebspunkt gemäß Gleichung 1 über die Motordrehzahl (n_{mot}), den dynamischen Radhalbmesser (r_{dyn}) und die gangabhängige Gesamtübersetzung ($i_{Gx} \cdot i_A$) berechnet.

$$v_{start} = \frac{2 \cdot r_{dyn} \cdot \pi \cdot n_{mot} \cdot 60}{i_{Gx} \cdot i_A \cdot 1000} \quad 1$$

Eine Berechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit nach der Schaltung (sog. End-Geschwindigkeit) ist jedoch nicht eindeutig möglich, da die Dauer des Schaltablaufes in Abhängigkeit der Last und Schaltart stark variieren kann. Es wird zunächst jedoch vereinfachend davon ausgegangen, dass eine näherungsweise Aussage im vorliegenden Kontext hinreichend ist, da geringfügige Abweichungen der End-Geschwindigkeiten bei der Vielzahl an Schaltungen kaum relevant sind. Deshalb wurden für ein beispielhaftes Fahrzeug die mittleren End-Geschwindigkeiten nach diversen Zug- und Schubschaltungen im Verhältnis zur Start-Geschwindigkeit analysiert. Demnach kann als Schätzwert die End-Geschwindigkeit mit einem Faktor ($\varepsilon_{Zug/Schub}$) von 1,1 der Start-Geschwindigkeit bei Zugschaltungen und mit 0,98 bei Schub-Schaltungen gemäß Formel 2 beschrieben werden. Es ist anzumerken, dass diese Werte für ein beispielhaftes Fahrzeug gelten und demnach in Abhängigkeit des Fahrzeuges, des Getriebes und der Motorisierung variieren können. Explizite statistische Untersuchungen können die Genauigkeit des Wertes weiter steigern.

$$v_{end} = v_{start} \cdot \varepsilon_{Zug/Schub} \quad 2$$

In der initialen Methode berechnen Albers et. al im weiteren Verlauf die Geschwindigkeitsdifferenzen (basierend auf den Start- und Endgeschwindigkeiten) zwischen allen validierenden Schaltungen. Dabei wird, wie im Stand der Forschung bereits beschrieben, der Start- und Zielgang jedoch nicht berücksichtigt, was zu einer Vielzahl an ungewollten Transfer-Schaltungen

führen kann. Aus diesem Grund ist es notwendig, auch die Gänge bei der Konditionierungsphase zu berücksichtigen.

Um sich diesem Problem zu nähern, soll zunächst das eigentliche Optimierungsproblem beleuchtet werden, welches durch Albers et. al bereits als Problem des Handlungsreisenden (engl. Travel Salesman Problem) abstrahiert wurde [7]. In der Literatur gibt es eine Vielzahl an Ansätzen zur Lösung dieses Problems, wie bspw. das von Albers et. al verwendete MST (siehe [7, 8]), wobei grundsätzlich zwischen exakten und heuristischen Lösungsalgorithmen unterschieden wird [11]. Da bereits die End-Geschwindigkeit lediglich auf Schätzwerten beruht, können die exakten Lösungen vernachlässigt werden, was darüber hinaus bei der Vielzahl an Schaltungen einen erheblichen Rechenaufwand bedeuten würde. Auf Basis dessen soll für vorliegendes Problem die weit verbreitete Nearest-Neighbor-Heuristik herangezogen werden, welche darauf beruht, dass ausgehend von einem definierten Startpunkt der nächstgelegene Punkt als folgender Punkt identifiziert wird [11]. Da sich die Nearest-Neighbor-Heuristik mit der Optimierung einer zurückgelegten Strecke in einem n-Dimensionalen Raum auseinandersetzt, sollen zunächst die Entfernungen der einzelnen Schaltungen zueinander berechnet werden. Unter Annahme einer konstanten Geschwindigkeitsänderung lässt sich die zurückgelegte Wegstrecke zwischen zwei Schaltungen im Rahmen der Konditionierungsphase wie folgt beschreiben:

$$s(t) = |v_{end_n} - v_{start_{n+1}}| \cdot \Delta t \quad 3$$

Start- und End-Geschwindigkeiten der jeweiligen Schaltungen sind nach Gleichung 2 bekannt. Eine Aussage zur benötigten Zeit ist jedoch nicht pauschal möglich, weshalb an dieser Stelle die diskutierten Transfer-Schaltungen als alternative Zeitkonstante eingeführt werden sollen. Je größer das Delta des Zielganges G_{ziel_n} zum Startgang der darauffolgenden Schaltung $G_{start_{n+1}}$ ist, desto mehr Zeit wird konsequenterweise für die notwendigen Transfer-Schaltungen benötigt. Für die Dauer der Schaltabläufe wird ein frei wählbare Zeitkonstante θ_t eingeführt. Auf Basis des beispielhaft verwendeten Fahrzeuges wird diese als arithmetisches Mittel der Schaltdauer einer Vielzahl von Zug- und Schubschaltungen ermittelt und beträgt 0,6 s. Der Wert kann in Abhängigkeit des Fahrzeuges ebenfalls abweichen und ist somit nicht repräsentativ.

$$\Delta t = (1 + |G_{ziel_n} - G_{start_{n+1}}|) \cdot \theta_t \quad 4$$

Die Addition mit 1 begründet sich darin, dass bei identischen Gängen der Faktor Δt nicht zu null wird und somit der Einfluss der Geschwindigkeitsänderungen vernachlässigt wird. Somit ergibt sich der virtuell zurückgelegte Weg nach Gleichung 5 zu

$$s(t) = |v_{end_n} - v_{start_{n+1}}| \cdot (1 + |G_{ziel_n} - G_{start_{n+1}}|) \cdot \theta_t \quad 5$$

Auf Basis dessen kann die von Albers et. al verwendete Kostenmatrix mit den Entfernungen der einzelnen Schaltungen befüllt werden [7]. Ausgehend von einer definierten, initialen Schaltung wird im Folgenden mittels Nearest-Neighbor-Heuristik die Schaltung mit dem geringsten virtuellen Abstand identifiziert. Da infolge der Optimierung die Anzahl der ausgeführten Schaltungen in einem betrachteten Zeitfenster zunehmen wird, muss aufgrund der Vielzahl an Schaltungen der Bauteilbelastung und insbesondere dem Wärmeeintrag eine besondere Aufmerksamkeit zukommen. Um dieser Problematik bereits frühzeitig zu begegnen, wird die Optimierung so ausgelegt, dass die Schaltungen mit den höchsten Geschwindigkeiten zu Beginn validiert werden und die durchschnittliche Geschwindigkeit im Laufe des gesamten Manöverplans sukzessive abnimmt. Der daraus resultierende Geschwindigkeitsverlauf sowie die Temperaturverläufe sind in Bild 3 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Temperaturen lediglich zu Beginn bei sehr hohen Geschwindigkeiten etwas erhöht sind und sich anschließend nahezu konstant verhalten. Diese Erkenntnis bestätigt die beschriebene Herangehensweise.

Infolge des neuen Optimierungsansatzes konnte die Anzahl der insgesamt gefahrenen Schal-

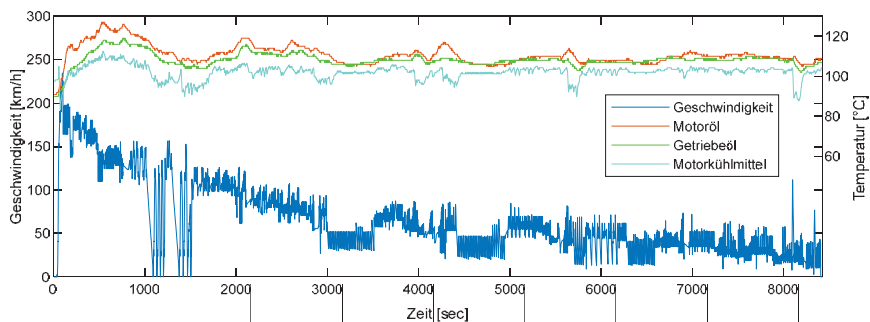


Bild 3: Geschwindigkeits- und Temperaturverläufe eines beispielhaften, optimierten Prüf-ablaufs zur Validierung der Schaltqualität

tungen inkl. Transfer-Schaltungen um ca. 10% im Vergleich zu einer chronologischen Reihenfolge reduziert werden. Die Zeit zwischen den einzelnen Schaltungen wurde von durchschnittlich 5,22 sec (chronologische Reihenfolge) auf 3,75 sec (optimierte Reihenfolge) reduziert, was bei einer durchschnittlichen Anzahl an zu validierenden Schaltungen von 6500 in einer Zeitersparnis von mehr als 2,5h resultiert.

4. Fahrzeugansteuerung mittels Signalmanipulation auf Gesamtfahrzeugprüfständen

Es wurde bereits im Stand der Forschung dargestellt, dass Fahrzeuge in der ViL-Umgebung typischerweise durch menschliche Fahrer oder Fahrroboter gesteuert werden. Neben der fehlenden Reproduzierbarkeit kann davon ausgegangen werden, dass infolge der optimierten Reihenfolge der Schaltqualitätsvalidierung ein menschlicher Fahrer diesen hochdynamischen Anforderungen über einen längeren Zeitraum nicht mehr folgen kann. Fahrroboter sind zwar in der Lage, den Vorgaben zu folgen, können jedoch oftmals nur Basis-Anforderungen wie Fahr- und Bremspedal betätigen. Komplexere Anforderungen wie Wechsel von D nach M oder getippte Schaltungen, welche im Rahmen des beschriebenen Prüfablaufs unabdingbar sind, können lediglich mit erheblichem Zeit- und Kostenmehraufwand realisiert werden. Auf Basis dieser Situationsanalyse leitet sich der Bedarf nach einem alternativen Ansatz zur Fahrzeugansteuerung ab. Die grundlegende Idee dazu ist, gemäß dem Ansatz von Albers et. al, in einem gegebenen Bussystem Signale vor relevanten Steuergeräten so zu verändern, dass daraufhin die geforderten Aktivitäten (z.B. manueller Gangwechsel) durch die Steuergeräte realisiert werden [6]. Demnach „interpretieren“ die Steuergeräte diese Signaländerung als eine durch den Fahrer initiierte Anforderung. Abweichend zum Ansatz von Albers et. al soll dies jedoch in einer gegebenen FlexRay-Architektur umgesetzt werden. Wie im Stand der Forschung beschrieben, ist dazu ein separates, synthetisches Gateway notwendig, da das FlexRay-Feldbussystem in festgelegten Zyklen kommuniziert. Aufgrund der geringen Anschaffungskosten und der einfacheren Handhabung am Fahrzeug bzw. Prüfstand wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Hardwarelösung der Firma StarCooperation eingesetzt. Die verwendete FlexDevice-L muss lediglich einmal programmiert werden und kann im Anschluss ohne gesonderte Kommunikationsschnittstelle oder Lizenz im Fahrzeug verbleiben, was insbesondere im Rahmen der Fahrzeugvorbereitung und Rüstzeit am Prüfstand deutliche Vorteile aufweist. In Bild 4 ist der prinzipielle Aufbau inkl. Kommunikation zum Prüfstand dargestellt, wobei die eigentliche, physische Auftrennung der Branches rot markiert ist. Da alle Branches typischerweise über eine gemeinsame Steckverbindung mit dem zentralen Gateway verbunden sind, ist es ausreichend, einmalig eine gesonderte Ausbuchtung anzufertigen, welche zwischen Gateway und Steckverbindung angebracht werden kann. Diese Ausbuchtung ermöglicht eine unkomplizierte Anbindung der FlexDevice über integrierte Schnittstellen und reduziert die Rüstzeit signifikant infolge des Plug&Play-Ansatzes.

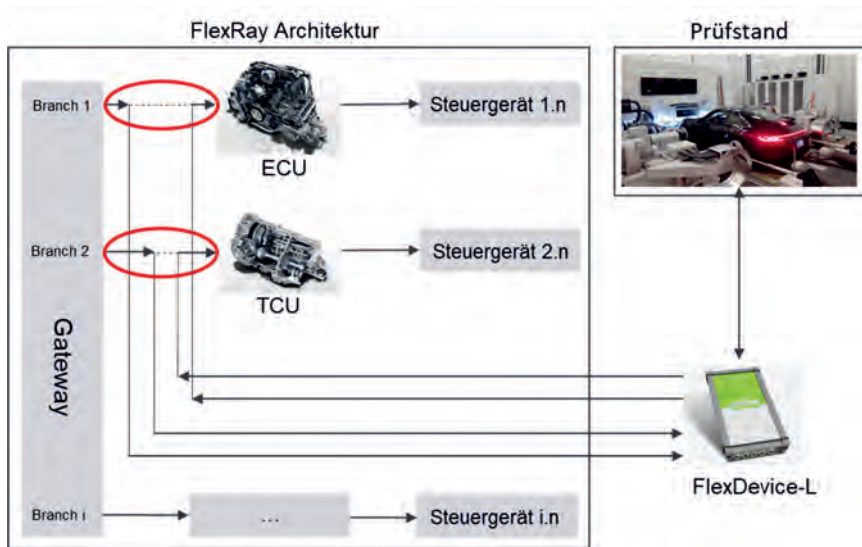


Bild 4: Grundlegender Aufbau der Signalmanipulation innerhalb einer gegebenen FlexRay-Architektur mittels einer FlexDevice-L der Firma StarCooperation als synthetisches Gateway zur Fahrzeugansteuerung in einer ViL-Umgebung

Alle Signale, welche für die Ansteuerung des Fahrzeuges nicht benötigt werden, werden über das synthetische Gateway (FlexDevice-L) zu den Steuergeräten der jeweiligen Branches geroutet. Die relevanten Signale werden jedoch vom Routing ausgeschlossen und mit Werten eines separaten und unabhängigen Netzwerkes belegt. Dieses Netzwerk fungiert als Schnittstelle zum Prüfstand, wo die entsprechenden Werte gemäß des Manöverplans vorgegeben werden. Aufgrund der geringen Anforderungen an die maximale Buslast und die Übertragungsgeschwindigkeiten sowie der einfachen Handhabung wurde dieses Netzwerk als CAN-Bus umgesetzt, wobei andere Bussysteme ebenfalls genutzt werden können.

Die beschriebene Fahrzeugansteuerung an ViL-Prüfständen ermöglicht eine signifikante Effizienzsteigerung gegenüber konventionellen Fahrrobotern infolge der minimalen Rüstzeiten und den vernachlässigbaren Kalibrierungen. Dadurch wird nicht nur eine vollständige Automatisierung, sondern auch eine vollständige Reproduzierbarkeit, ermöglicht. Es ist evident, dass diese Art der Fahrzeugansteuerung lediglich mit umfangreichen Kenntnissen zur FlexRay-Architektur und den entsprechenden Beschreibungsdateien (z.B.: FIBEX - Field Bus Exchange Format) möglich ist. Dieses Wissen ist vornehmlich im OEM-Umfeld vorhanden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Methode entwickelt, welche einen effizienteren Manövertransfer auf Gesamtfahrzeug- und Rollenprüfständen ermöglicht. Dies wird beispielhaft anhand der Schaltqualitätsvalidierung eines OEM dargestellt. Im Wesentlichen basiert diese Methode auf drei Säulen zur Effizienzsteigerung. Im Rahmen der ersten Säule wird dargestellt, wie bestehende, zu validierende Manöverkataloge in ein geeignetes Format übertragen werden können, welches sowohl Informationen über die Validierungsreihenfolge als auch alle notwendigen Vorgaben zur direkten Umsetzung auf alternativen Validierungsumgebungen (z.B. ViL) enthält. Letzteres orientiert sich dabei an dem von Matros et. al vorgestellten Manöverablauf [5]. Im Rahmen der zweiten Säule wird eine bestehende Methode von Albers et. al zur Optimierung der Validierungsreihenfolge so weiterentwickelt, dass sowohl die benötigte Zeit als auch die Anzahl der ungewollten Transfer-Schaltungen minimal wird [7]. Die dritte Säule greift einen bestehenden Ansatz von Albers et. al zur Signalvorgabe in einem vorliegenden CAN-Bussystem auf und überträgt diesen auf ein modernes FlexRay-Bussystem, so dass eine Ansteuerung des Fahrzeuges auf ViL-Prüfständen ermöglicht wird [6]. Dazu werden innerhalb einer gegebenen FlexRay-Architektur gezielt Signale angepasst, sodass die relevanten Steuergeräte eine Interaktion des Fahrers sensieren und entsprechende Aktivitäten ausführen (z.B. Wechsel von D nach M).

Wenngleich alle Säulen erheblichen Beitrag zur gesamtheitlichen Steigerung der Effizienz im beschriebenen Kontext leisten, so können diese auch alleinstehend zu einer signifikanten Effizienzsteigerung herangezogen werden. Dies lässt sich bspw. im Rahmen der Reihenfolgen-Optimierung auch sehr gut quantifizieren (siehe Kap. 3). Es ist zu berücksichtigen, dass die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zum effizienteren Manövertransfer (insbesondere Säule 2 und 3) tiefgreifendes Wissen über das jeweilige Fahrzeug erfordert, welches typischerweise lediglich im OEM-Umfeld vorhanden ist. Eine Übertragbarkeit kann demnach nur unter dieser Voraussetzung realisiert werden.

Im Rahmen weiterführender Forschungsprojekte gilt es, die Übertragbarkeit und Gültigkeit der beschriebenen Methode anhand weiterer Validierungsmanöver zu untersuchen. So können bspw. konventionelle Manöver zur Fahrbarkeitsbewertung wie Anfahren oder Lastwechsel integriert werden. Darüber hinaus kann der Ansatz zur Optimierung der Reihenfolge noch weiterentwickelt werden. So wäre es denkbar, die Optimierung nicht in Abhängigkeit einer Strecke in einem n-dimensionalen Raum zu beschreiben, sondern als multikriterielle Optimierung des Ganges und der Geschwindigkeit. So kann bspw. stärker darauf Einfluss genommen werden, ob die Geschwindigkeitsunterschiede oder die Anzahl der ungewollten Schaltungen priorisiert reduziert werden soll.

Literaturangaben

- [1] Aigner, J.: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen. The Reliable Evaluation of Motor Vehicles. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 9/1982. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 1982, S. 447–450
- [2] Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. u. Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Lindemann, U. (Hrsg.): Handbuch Produktentwicklung. München: Carl Hanser Verlag 2016, S. 541–568
- [3] Gruhle, W.-D.: Steuerung und Regelung von Automatikgetrieben. In: Isermann, R. (Hrsg.): Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe. Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2010, S. 288–305
- [4] Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G. u. Pollak, B.: Das Getriebebuch. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016
- [5] Matros, K., Schille, F., Behrendt, M. u. Holzer, H.: Manöverbasierte Validierung von Hybridantrieben. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 117 (2015) 2, S. 64–71
- [6] Hasel, M., Albers, A. u. Behrendt, M.: XiL-basierte Kalibrierung und Validierung von Antriebssystemen durch den Einsatz von Rollenprüfständen. Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen. Das Wechselspiel zwischen Kupplung, Dämpfer und Antriebssystemen. 2015
- [7] Albert, A., Schwarz, A., Behrendt, M. u. Hettel, R.: Method for time-saving capturing of characteristic gear-shifting diagrams of vehicles on the rollertest bench carried out with dual clutch transmissions. Innovative Automotive Transmissions, Hybrid & Electric Drives. CTI 2012
- [8] Schwarz, A.: Integration von Messdaten in die Simulation zur multikriteriellen, zeiteffizienten versuchsbasierten Optimierung technischer Systeme. Dissertation. Forschungsberichte IPEK, Bd. 71. Karlsruhe
- [9] Rausch, M.: FlexRay. Grundlagen, Funktionsweise, Anwendung ; 59 Tabellen. München: Hanser 2008
- [10] Albers, A., Düser, T., Sander, O., Roth, C. u. Henning, J.: X-in-the-Loop-Framework für Fahrzeuge, Steuergeräte und Kommunikationssysteme. ATZelektronik 13 (2010) 05, S. 60–65
- [11] Lawler, E. L. (Hrsg.): The traveling salesman problem. A guided tour of combinatorial optimization. Wiley-interscience series in discrete mathematics and optimization. Chichester: Wiley 1995

Testmethodik zur Verbesserung der Kupplungsdynamik und Reduzierung der Schleppverluste in nasslaufenden Lamellenkupplungen durch Getriebefedern

M.Sc. **Hüseyin Gürbüz**, Dipl.-Ing. **Katharina Bause**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, Univ.Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Die Zahl der Hybrid- und Elektrofahrzeuge wird in den nächsten Jahren deutlich steigen müssen, um die globalen CO₂-Ziele zu erreichen. Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs stellt hierbei erhöhte Anforderungen an die Subsysteme im Getriebe. So müssen beispielsweise die Verluste reduziert und das Zusammenspiel zwischen Verbrennungs- und Elektromotor verbessert werden. Ein wichtiges Subsystem ist dabei die nasslaufende Lamellenkupplung. Das schnelle und komfortable Ein- und Auskuppeln in einem Antriebsstrang wird maßgeblich durch die Kupplung bestimmt. Darüber hinaus wird an Hochdrehzahlkonzepten mit einem schaltbaren Getriebe im BEV geforscht, bei denen Lamellenkupplungen mit höheren Gleit- und Differenzdrehzahlen betrieben werden. Das Forschungsziel im Bereich der Kupplungsentwicklung ist daher die Verbesserung des Regel- und Komfortverhaltens. Weiterhin machen die Schleppverluste im geöffneten Zustand der Kupplung einen großen Anteil an den Gesamtverlusten des Getriebes aus, so dass auch Möglichkeiten zur Reduzierung der Verluste erforderlich sind. Die vorliegende Arbeit stellt eine Testmethodik vor, um das Systemverhalten von nassen Lamellenkupplungen in den Betriebszuständen "offen" und "synchronisieren" durch den Einsatz von Getriebefedern zu verbessern und Frontloading zu ermöglichen. Im geöffneten Zustand der Kupplung wird mit Hilfe von sogenannten Separierungsfedern ein gleichmäßiges Luftspiel eingestellt, um die Schleppverluste zu reduzieren. Bei der Synchronisation tragen die Federn zum parallelen Schließen aller Reibpaarungen bei und verhindern Drehmomentstöße. Die vorgestellte Methode unterstützt bei der Modellierung der Wechselwirkungen zwischen dem ATF und den Federn bei höheren Drehzahlen zur Reduzierung der Schleppverluste und Erzielung einer reproduzierbaren Drehmoment-Übertragungsfunktion. Das Verhalten der Federn wurde in einem Kupplungssystem mit seriennaher Hardware auf einem Kupplungsprüfstand validiert. Die Testergebnisse zeigen, dass eine aktive Trennung der Lamellen zu einer robusten Reduzierung der Schleppmomente sowie der reproduzierbaren Drehmoment-Übertragungsfunktion der Kupplung führt, so dass eine Validierung in einer frühen

Entwicklungsphase möglich ist. Die Methode wird exemplarisch angewendet, um eine Kupplung für einen Hochdrehzahlantrieb in BEV zu entwickeln, die geringe Schleppverluste und einen hohen Wirkungsgrad aufweist.

Abstract

The number of hybrid and electric vehicles will have to increase significantly in the next few years in order to meet global CO₂ targets. The electrification of the powertrain places increased demands on the subsystems in the transmission. For example, losses must be reduced and the interaction between the combustion engine and electric motor must be improved. An important subsystem here is the wet multi-plate clutch. Fast and convenient engagement and disengagement in a powertrain is largely determined by the clutch. In addition, research is being conducted into high-speed concepts with a shiftable transmission in the BEV, in which multi-plate clutches are operated at higher sliding and differential speeds. The research objective in the field of clutch development is therefore to improve the control and comfort behavior. Furthermore, drag losses in the open state of the clutch account for a large proportion of the total losses of the transmission, so that ways of reducing the losses are also required. This paper presents a test methodology to improve the system behavior of wet multi-plate clutches in the "open" and "synchronize" operating states through the use of transmission springs and to enable front loading. In the open state of the clutch, so-called separating springs are used to set a uniform air gap in order to reduce drag losses. During synchronization, the springs contribute to the parallel closing of all friction pairs and prevent torque shocks. The presented method assists in modeling the interactions between the ATF and the springs at higher speeds to reduce drag losses and achieve a reproducible torque transfer function. The behavior of the springs was validated in a clutch system with near-production hardware on a clutch test bench. The test results show that active separation of the plates leads to robust reduction of drag torques as well as reproducible torque transfer function of the clutch, allowing validation at an early stage of development. The method is applied as an example to develop a clutch for a high-speed drive in BEVs that has low drag losses and high efficiency.

1 Einleitung

Nasslaufende Lamellenkupplungen und -bremsen werden in vielen Bereichen der Antriebstechnik eingesetzt, um Differenzdrehzahlen von Wellen zu synchronisieren, Massen zu verzögern oder Drehmomentüberlastungen zu verhindern. In Automatikgetrieben, CVT's und Doppelkupplungsgetrieben werden sie aufgrund ihrer Lastschaltbarkeit, hohen Leistungsdichte und guten Regel- und Komforteigenschaften eingesetzt. Sie arbeiten in den meisten Fällen nach dem "normally-open"-Prinzip, bei dem ein hydraulischer Druck zum Zuschalten der Kupplung aufgebaut wird und eine Kolbenrückstellfeder das Abschalten übernimmt. Diese Federn können als Schraubendruckfederpakete oder als Tellerfedern realisiert werden. Zusätzlich werden in vielen Kupplungen Dämpfungselemente eingesetzt, die vor dem Kupplungspaket platziert werden, um den Aufprall des Kolbens beim Einkuppeln zu dämpfen. Dies hat einen positiven Einfluss auf die Schaltqualität. Dämpfungsfedern können als Wellenfedern oder Tellerfedern ausgeführt sein.

Mit zunehmender Optimierung der Getriebeverluste rücken die durch die Differenzdrehzahlen erzeugten Schleppmomente in den Fokus. Im Zusammenhang mit der CO₂-Thematik wird neben der Reduzierung des Bauraums und der damit verbundenen Gewichtsreduzierung auch an der Reduzierung dieser Schleppmomente gearbeitet. Seit einigen Jahren werden aus diesem Grund auch Separierungsfedern eingesetzt, um die bei geöffneter Kupplung auftretenden Schleppmomente zwischen den einzelnen Lamellen zu minimieren bzw. zu eliminieren. Bei neuen Konstruktionen haben Spreizfedern auch das Potenzial, die Funktion der Kolbenrückstellung zu übernehmen, was zu einer weiteren Bauraum- und Gewichtsreduzierung führen kann [1]. Im Gegensatz zu herkömmlichen Kolbenrückstellfedern sitzen die Separierungsfedern im Lamellenpaket und bieten das Potenzial aktiv auf das Systemverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen Einfluss zu nehmen und ebenfalls die Übertragungskennlinie zu verbessern [2].

2 Stand der Technik

2.1 Schleppmomente in nasslaufenden Lamellenkupplungen

Die maßgebenden Verluste werden durch Schleppmomente im Lamellenpaket verursacht, die durch die Scherung des Öls aufgrund der Differenzdrehzahl zwischen den Außen- und Innenlamellen entstehen. Abbildung 1 zeigt einen charakteristischen Verlauf des Schleppmoments in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl. In der Phase 1 liegt ein annähernd linearer Anstieg des Schleppmoments über der Differenzdrehzahl durch Scherung des Öls vor. Die Höhe des Schleppmoments hängt von vielen Einflussfaktoren ab, jedoch hat das

Lüftspiels und die Verteilung der Einzellüftspiele zwischen den Reibpaarungen einen erheblichen Einfluss auf die Höhe der Verluste. [3-6]

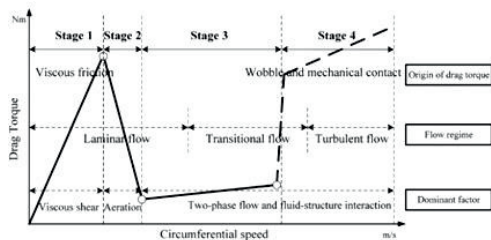


Bild 1 4-Phasen Schleppmomentkennlinie für nasslaufende Lamellenkupplungen [3]

Generell führt ein größeres Lüftspiel zu kleineren Schleppmomenten, verschlechtert jedoch die Kupplungsdynamik. Mit steigender Drehzahl nimmt die Zentrifugalkraft und damit die Radialgeschwindigkeit des Öls zu. Ab einer Übergangsdrehzahl beginnt Luft in den Spalt zwischen den Lamellen einzudringen. Die zugeführte Ölmenge ist nicht mehr ausreichend, um die komplette Lamellenoberfläche zu benetzen (Abbildung 2). [3-6]

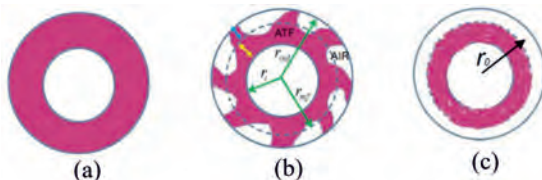


Bild 2 Ölfilmschema bei unterschiedlicher Drehzahl a) niedrige Drehzahl b). hohe Drehzahl c). äquivalenter Radius des gerissenen Ölfilms bei hoher Drehzahl [4]

Daher herrscht in der Phase 2 ein Öl-Luft-Gemisch im Luftspalt vor, dass zu einer Änderung der Viskosität führt und somit zu einem rapiden Abfall der Schleppmomente. [3-6]

In der Phase 3 bricht der Ölfilm komplett zusammen und das Schleppmoment verharrt auf einem niedrigen Niveau. Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten kann es in der Phase 4 durch ein Taumeln der Lamellen zu einem Körperkontakt und zu einem erneuten Anstieg des Schleppmoments kommen. [3-6]

2.2 Übertragungskennlinie

Das Zu- und Abschaltverhalten einer Kupplung wird von vielen Einflussfaktoren wie kinematische Parameter (Drehzahl, Gleitgeschwindigkeit), Reibpaarung, Schmierstoff aber

auch von Elastizitäten, die durch Dämpfungsfedern und Kolbenrückstellfedern eingebracht werden, beeinflusst [8, 9]. Beim Schließvorgang wird das vorliegende Lüftspiel und die Differenzdrehzahl kontinuierlich reduziert, sodass die Drehmomentübertragung zunächst durch viskose Reibung, anschließend durch Mischreibung und im geschlossenen Zustand durch Haftreibung erfolgt (Abbildung 3). [8]

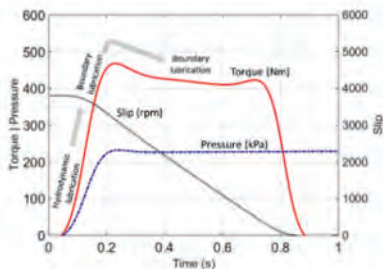


Bild 3 Standard SAE#2 Test Zyklus [8]

In den Phasen Viskosereibung und Mischreibung hat das ATF (Automatic Transmission Fluid) einen großen Einfluss auf die Übertragungskennlinie. [8]

2.3 Getriebefedern

Die nasslaufende Lamellenkupplung ist ein komplexes tribologisches System, dessen Systemverhalten durch das Zusammenspiel zahlreicher Einflussgrößen geprägt ist. Bei der Auslegung und anschließenden Adaption wird die Gesamtantwort der Kupplung herangezogen. Ein bedeutender Parameter ist die Kennlinie der Kolbenrückstellfeder bei der Getriebekalibrierung und wird in der Vorfüllphase als Stützpunkt angesehen [9]. Daher wird bei der Auslegung der Kolbenrückstellkraft zum einen der gewünschte Startdruck und der Berührungsdruck der Lamellen (Kisspoint) der Kupplung herangezogen. Die maximal benötigte Federkraft ergibt sich durch die Reibkräfte der Kolbendichtung und bei rotierenden Kupplungen durch Fliehkraftanteile des Kolbenraums.

Als Rückstellfeder kommen in den meisten Schaltelement-Anwendungen Schraubendruckfederpakete, Tellerfedern oder mehrlagig-gewinkelte Wellfedern zum Einsatz (Abbildung 4). Diese sind außerhalb des Lamellenpaket eingebaut und zur Auslegung der Federwege werden die vorgesehenen Lüftspiele herangezogen, die pro Reibfläche zwischen 0,1mm bis 0,3mm liegen. Durch Addition der Einzellüftspiele mit der Anzahl der Wirkflächenpaare ergibt sich der Gesamthub der Kolbenrückstellfeder. Seit einigen Jahren werden vermehrt Spreizfedern eingesetzt, die im Vergleich zu den herkömmlichen

Rückstellfedern im Lamellenpaket eingebaut werden und zum einem bei Übernahme der Kolbenrückstellfunktion den Raumbedarf verkleinern und zum anderen durch aktive Separierung der Lamellen zu einer Reduzierung der Schleppmomente führen.

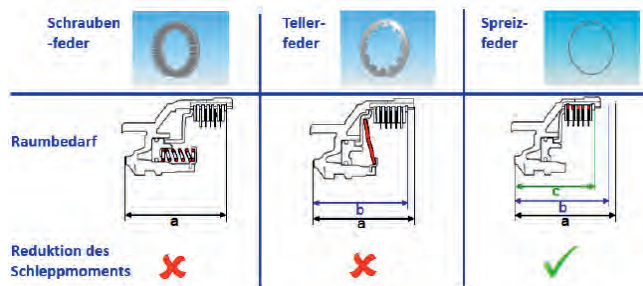


Bild 4 Übersicht Getriebefedern [1]

Für die Integration der Separierungsfedern wird ein radialer Bauraum benötigt, da sie axial zwischen zwei Stahl lamellen und radial zwischen Reiblamelle und Kupplungskorb eingebaut werden. Daraus ergibt sich die Forderung, dass der benötigte Bauraum bereits in einer frühen Entwicklungsphase bei der Berechnung der Reibfläche und der Drehmomentkapazität berücksichtigt werden muss. Bei laufenden Serienanwendungen, bei denen der Bauraum bereits definiert ist, ist deshalb die Integration erschwert. Dies führte zu einer Weiterentwicklung der Spreizfedern, um auch bei platzkritische Anwendungen und laufende Serien eine Separierungsfeder einbauen zu können. Die neuen sogenannten Torsionspreizfedern benötigen einen kleineren Bauraum, da sie die Taschen der Verzahnungen im Kupplungskorb nutzen. Die Federkraft wird durch die Torsion des Drahtsegments zwischen zwei gegensinnig angewinkelten Kröpfungen erzeugt (Abbildung 5). [2]

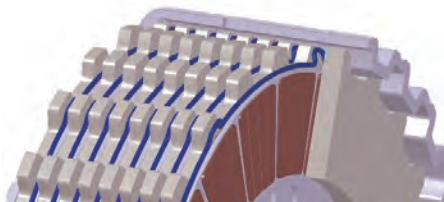


Bild 5 Innovative Torsionspreizfedern zur Separierung von Lamellen [2]

3 Methodische Auslegung von Getriebefedern zur Verbesserung des Systemverhaltens

Bei der Herleitung der Simulationsmodelle zur Berechnung der Übertragungskennlinie und der Schleppmomente wird vereinfacht angenommen, dass die Lüftspiele zwischen den einzelnen Lamellen die gleiche Breite haben. Hierdurch kann das Reibmoment der Lamellenkupplung durch die Vervielfachung des Reibmoments einer Reibpaarung berechnet werden. In experimentellen Untersuchungen ist jedoch nachgewiesen, dass eine ungleichmäßige Lüftspielverteilung vorliegt. Durch den Einsatz von Federn zur aktiven Lamellenseparierung wird die Möglichkeit gegeben, die Lüftspielverteilung und damit das Systemverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen maßgeblich zu beeinflussen. Zum einen ist es möglich im offenen Betriebszustand die Schleppmomente zu reduzieren. Zum anderen kann im Betriebszustand „synchronisieren“, in dem ebenfalls das ATF einen großen Einfluss hat, die Linearität und die Reproduzierbarkeit durch eine gleichmäßige Lüftspielverteilung erhöht werden. Die beeinflussten Mechanismen zur Erzielung einer Linearität und einer höheren Reproduzierbarkeit lassen sich folgendermaßen begründen:

- Weniger Drehmomentspitzen durch "Dämpfungseffekt" und kontrollierten Kontakt der Lamellen
- Höhere Linearität durch geringere Störungen z.B. Schiefstellung der Lamellen, Reibung der Verzahnung, instabile Lamellenposition
- gleichmäßige Kühlung und gleichmäßiger Verschleiß durch Kopplung der Lamellen
- Weniger Vibration / Spiel durch Stabilisierung der Lamellen

3.1 Vorgehensweise

Zur Untersuchung des Systemverhaltens mit und ohne aktive Lamellenseparierung in den Betriebszuständen offen und synchronisieren wurde die folgende Testmethodik (Abbildung 6) entwickelt.

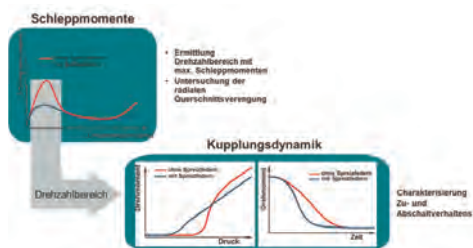


Bild 6 Testmethodik zur Untersuchung des Einflusses von Separierungsfedern auf die Schleppmomente und Übertragungskennlinie

Zunächst werden Schleppmomentuntersuchungen durchgeführt und der Drehzahlbereich mit maximalen Schleppmomenten ermittelt. Anschließend wird die Drehzahl weiter erhöht, um in Phase 2 den Einfluss des Lufteinzugs und einer möglichen Querschnittsverengung durch Spreizfedern zu untersuchen. Nach Identifikation des Drehzahlbereichs der Phase 1 und Phase 2 durch Schleppmomentuntersuchungen wird dieser Drehzahlbereich für die Dynamikuntersuchungen übernommen, um den Einfluss der gleichmäßigen Lüftspielverteilung durch Spreizfedern ebenfalls auf das Zu- und Abschaltverhalten zu charakterisieren. In dem engen Drehzahlkorridor erfolgt die Momentübertragung durch Fluidreibung und bei Erhöhung des Druck durch Mischreibung. Durch die Drehzahlengrenzung kann eine gezielte Untersuchung des Potenzials von Spreizfedern auf das Übertragungsverhalten im niedrigen Drehmomentbereich durchgeführt werden.

3.2 Versuchsumgebung

Wie in Stand der Technik aufgezeigt, entstehen im offenen Zustand der Kupplung Schleppverluste. Das Gesamtluftspiel sowie die Verteilung des Einzelluftspiele zwischen den Reibpaarungen hat einen signifikanten Einfluss auf die Höhe der Schleppverluste. Um den Einfluss der aktiven Lamellenseparierung durch die neuartigen Torsionsspreizfedern zu untersuchen wurde ein Bremsprüfstand aufgebaut, der in Abbildung 7 dargestellt ist.

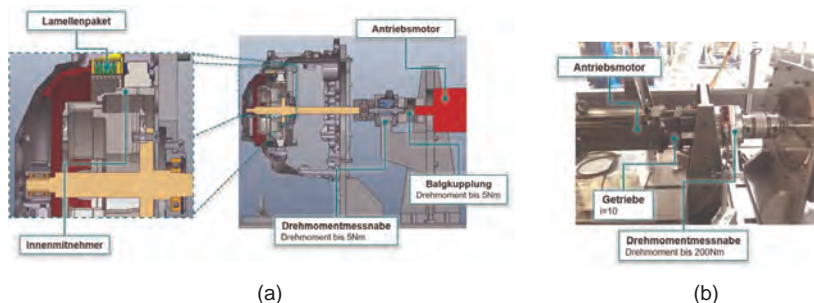


Bild 7 Prüfstands Aufbau zur Validierung des Einflusses von Separierungsfedern auf das Systemverhalten, in (a) für Schleppmomentuntersuchungen und in (b) Umbau für Dynamikuntersuchungen

Hierbei wurde ein Seriengetriebe eines 8-Gang-Autoamtkgetriebes eingesetzt und als Schaltelement eine Bremse ausgewählt. Im Lamellenpaket befinden sich 6 Reiblamellen. Die Kolbenrückstellung erfolgt im Serienzustand mittels Schraubendruckfedern. In den Versuchen mit Separierungsfedern werden die Schraubendruckfedern ausgebaut und die

Kolbenrückstellfunktion wird ebenfalls von den Torsionsspreizfedern übernommen. Die Reibfläche hat einen Innendurchmesser von 169 mm und einen Außendurchmesser von 178 mm. Die Reiblamellen sind mit einem Papierreibbelag versehen und weisen ein Multi-Segment Nutdesign auf. Alle Versuche wurden mit einem in der Serie eingesetzten ATF durchgeführt, dass eine kinematische Viskosität von 20,5 mm²/s bei 40°C aufweist. Als Dichte weist das eingesetzte Öl 0,822 g/cm³ bei 15°C auf. Hierbei wurde das Öl durch eine nicht rotierende Düse in den Innenlamellenträger zugeführt. Das zugeführte Öl konnte unter Rotation durch Bohrungen den Innenlamellenträger verlassen und zum Lamellenpaket gelangen. Durch eine abgedichtete Plexiglasscheibe konnte ebenfalls eine visuelle Kontrolle des Ölstands und des Öls im Lamellenpaket durchgeführt werden (Abbildung 8).



Bild 8 Beölung Prüfstand

Im Versuchsprogramm wurden Ölvolumenströme beginnend mit 0,1 l/min bis 2 l/min in 0,1 l/min Schritten getestet. Die Öleinspritztemperatur wurde durch eine elektrische Heizstrecke eingestellt. Die Temperatur wurde am Anfang und Ende der Heizstrecke gemessen und durch einen Regler die Soll-Temperatur vorgegeben. Vor Beginn einer Versuchsreihe wurde der Prüfstand bis zum Erreichen der Soll-Temperatur beölt. Bei den Schleppmomentuntersuchungen wurde eine Öltemperatur von 40°C und bei den Dynamikuntersuchungen von 80°C eingestellt.

4 Ergebnisse und Diskussion

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Prüfstandsversuche vorgestellt. Zunächst erfolgt die Darstellung der Schleppmomentuntersuchungen und anschließend der Dynamikuntersuchungen.

4.1 Schleppmomentuntersuchungen

Analyse der Schleppmomente und Modellbildung

In Abbildung 9 sind die Ergebnisse der Schleppmomentuntersuchungen ohne Separierungsfedern dargestellt.

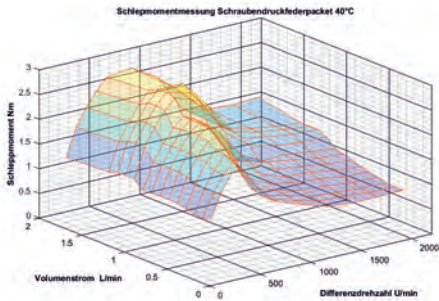


Bild 9 Schleppmomentuntersuchung ohne Separierungsfedern

Die Ergebnisse zeigen einen linearen Anstieg des Schleppmoments mit steigender Drehzahl bis 500 min^{-1} . Das Maximum beträgt $2,5 \text{ Nm}$ und liegt bei einem Volumenstrom von 2 l/min vor. Die Phase 2 beginnt bei einer Drehzahl von 500 min^{-1} und ab 1200 min^{-1} wird das Plateau erreicht. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Schleppmoment stark vom Volumenstrom abhängig ist. Mit Erhöhung des Ölvolumenstroms steigt das maximale Schleppmoment sowie wird der Beginn des Plateau-Bereichs zu höheren Drehzahlen verschoben. Ferner kann eine sehr steile Reduzierung des Schleppmoments ab einer Drehzahl von 580 min^{-1} beobachtet werden. Diese Abhängigkeit des Schleppmoments von der Drehzahl und dem Ölvolumenstrom wurde bereits in den Untersuchungen von [3-6] beschrieben.

Die Schleppmomentmessung mit einer aktiven Lamellenseparierung mittels Spreizfedern ist in Abbildung 10 dargestellt.

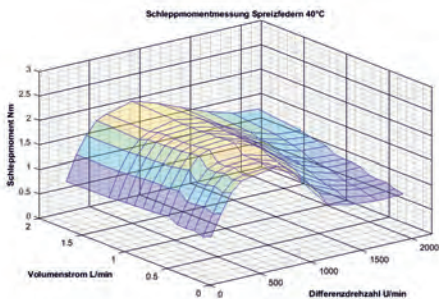


Bild 10 Schleppmomentuntersuchung mit Separierungsfedern

Zunächst ist ein linearer Anstieg des Drehmoments von der Drehzahl zu sehen. Das max. Schleppmoment beträgt 1,9Nm. Weiterhin ist dem Diagramm zu entnehmen, dass bei Erhöhung des Volumenstroms das max. Schleppmoment nicht stark ansteigt, sodass hier eine geringe Sensitivität vom Ölvolumenstrom vorliegt. Ferner sinkt das Schleppmoment nach Erreichen eines Maximums nicht abrupt ab, sondern es ist ein flacher Übergang zu Phase 2 und dem Plateau-Bereich zu erkennen. Der flache Übergang wird durch die Erhöhung des Ölvolumenstroms weiter verstärkt.

In Abbildung 11a sind die Ergebnisse der Schleppmomentmessungen bei einem Volumenstrom von 0,6l/min vergleichend dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass die Schleppmomente in Phase 1 durch den Einsatz von Spreizfedern reduziert werden. Der charakteristische Verlauf in Phase 2 mit einem steilen Absinken des Schleppmoments liegt bei den Versuchen ohne Spreizfedern vor. Die Schleppmomentkennlinie in der Phase 2 mit Spreizfedern hingegen sinkt deutlich flacher über einen größeren Drehzahlbereich ab. In dieser Phase sinkt das Schleppmoment durch den Einzug von Luft in das Öl, sodass in der vorliegenden Konfiguration mit Spreizfedern der Lufteinzug verhindert wird (Abbildung 11b).

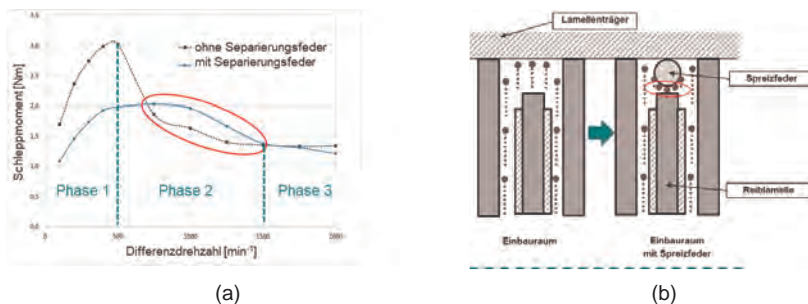


Bild 11 In (a) Vergleich Schleppmomentuntersuchung mit und ohne Lamellenseparierung und in (b) Bauraumanalyse mit Spreizfedern

Einführung eines neuen Designparameters zur Reduzierung der Schleppmomente in der Phase 2

Die Schleppmomentenergebnisse und die Analyse des Einbauraums zeigen, dass neben dem axialen Lüftspiel zwischen den Lamellen ein radiales Lüftspiel zwischen Separierungsfedern und der Reiblamelle eingehalten werden muss, um den Einzug von Luft und das Ausströmen des Öls zu fördern. Daher wird neben dem axialen Lüftspiel der Designparameter radiales Lüftspiel " x_F " zwischen Reiblamelle und Spreizfedern eingeführt (Abbildung 12). In weiteren Untersuchungen wird der radiale Abstand x_F in 0,1mm Schritten vergrößert und erneut

Schleppmomentuntersuchungen durchgeführt. Hierbei wird lediglich der Durchmesser des Reibbelagträgers mechanisch reduziert, um die Reibfläche unverändert zu lassen.

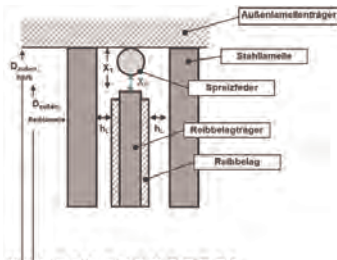
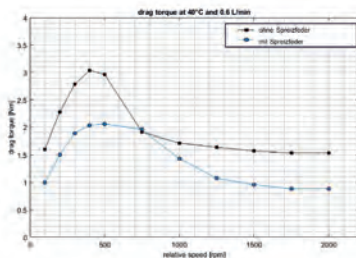
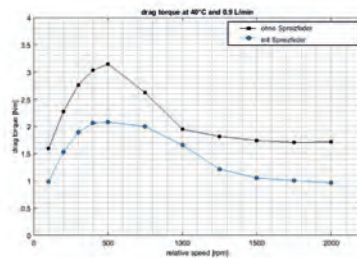


Bild 12 Neuer Designparameter radiales Lüftspiel x_F zwischen Reiblamelle und Spreizfeder

Die Ergebnisse der Schleppmomentmessungen nach einer Modifikation des radialen Abstandes um 0,4mm, sind in Abbildung 13 zu sehen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Schleppmomente in Phase 1 unverändert geblieben sind. In der Phase 2 sind nun die Schleppmomente durch den Einsatz von Separierungsfedern ebenfalls reduziert.



(a)



(b)

Bild 13 Vergleich Schleppmomentuntersuchungen mit und ohne Spreizfedern in (a) bei einem Volumenstrom von 0,6l/min und in (b) bei einem Volumenstrom von 0,9l/min

4.2 Kupplungsdynamik

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des Zu- und Abschaltverhalten der untersuchten Bremse vorgestellt. Durch die Schleppmomentuntersuchungen wurde als relevanter Drehzahlbereich 450min⁻¹ bis 580min⁻¹ identifiziert.

Zu- und Abschaltverhalten ohne Separierungsfedern

In Abbildung 14 ist das Zu- und Abschaltverhalten der Bremse bei einer Synchronisierungsdrehzahl von 450min⁻¹ und 580min⁻¹ ohne Separierungsfedern zu sehen. Hierbei sind 5 Messungen vergleichend dargestellt.

Zunächst liegt ein linearer Anstieg des Drehmoments bis zu einem Drehmoment von 30 Nm vor. In diesem Drehmomentbereich erfolgt die Übertragung über viskose Reibung. Im Drehmomentbereich zwischen 30 Nm und 50 Nm, in der eine Mischreibung vorliegt ist der Verlauf mit einem sehr stark schwankenden Abfallen des Drehmoments charakterisiert. Ab 50 Nm ist der Drehmomentverlauf erneut reproduzierbar linear ausgeprägt bis die Haftreibung eintritt und das Drehmoment absinkt und im geschlossenen Zustand der Kupplung verhardt.

Bei der Differenzdrehzahl 580 min⁻¹ ist ein ähnlicher Verlauf zu erkennen. Ebenfalls charakteristisch ist das Abknicken der Drehmomentkennlinie zwischen 30 Nm und 50 Nm zu sehen. Jedoch sind die Drehmomentschwankungen reduziert.

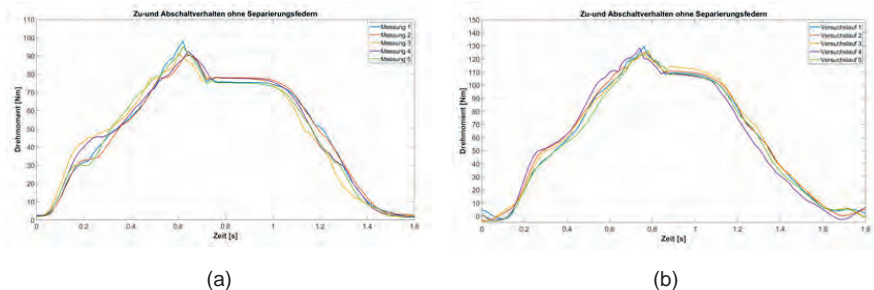


Bild 14 Dynamikuntersuchungen ohne Spreizfedern in (a) bei einer Differenzdrehzahl von 450 min⁻¹ und in (b) bei einer Differenzdrehzahl von 580 min⁻¹

Bessere Linearität der Drehmoment-Kennlinie durch Einsatz von Separierungsfedern

Die Ergebnisse der Untersuchungen mit aktiver Separierung durch Federn sind in Abbildung 15 zu sehen. Die Drehmoment-Kennlinie verläuft bei niedrigen Drehmomentbereichen mit viskoser Reibung zunächst ebenfalls linear. Im Drehmomentbereich mit Mischreibung zwischen 30 Nm und 50 Nm sind im Vergleich zu den Versuchen ohne Lamellenseparierung keine signifikanten Drehmomentschwankungen zu sehen und der lineare Verlauf wird mit einer geänderten Steigung weitergeführt.

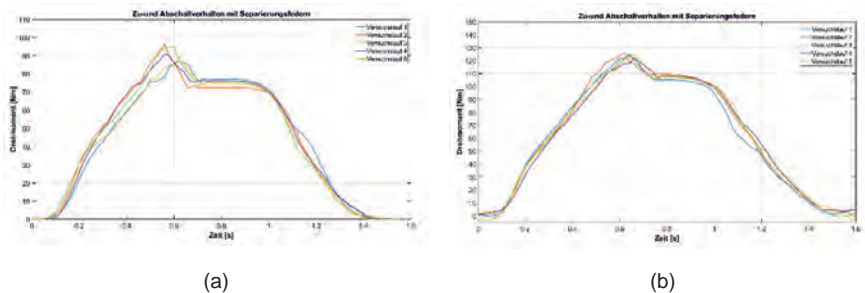


Bild 15 Dynamikuntersuchungen mit Spreizfedern in (a) bei einer Differenzdrehzahl von 450min-1 und in (b) bei einer Differenzdrehzahl von 580min-1

5 Einsatz der Torsionsspreizfeder in Kupplungssystemen für BEV

Bei elektrischen Sportwagen wie dem Porsche Taycan oder dem Audi e-Tron GT kommen Zwei-Gang Getriebe zum Einsatz, um zum einen die Performance zu steigern und zum anderen die max. Geschwindigkeit zu erhöhen. Die Kupplung im elektrischen Antriebsstrang erfährt durch die höheren Drehzahlen im Vergleich zu konventionellen Antriebssträngen neue Herausforderungen bzgl. der max. Gleitgeschwindigkeit und Beanspruchung durch Fliehkraft.

Im Rahmen des Konsortialprojekts "Highspeed Clutch" (Abbildung 16) wurde ein Kupplungssystem für schaltbare E-Fahrzeuge bis 30.000min⁻¹ entwickelt. Bei der Auslegung des Reibsystems konnte festgestellt werden, dass die Reibdurchmesser aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten drastisch reduziert und die Anzahl der Lamellen erhöht werden muss. Bei einem mittleren Reibdurchmesser von 55mm werden im Falle des Reibbelags Fiber Composite 12 und beim Streusinter 9 Reiblamellen benötigt. [10]

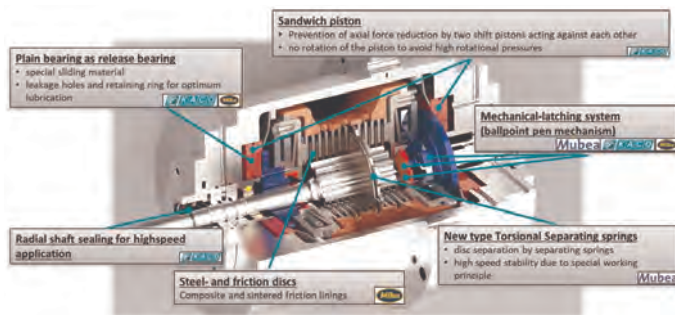


Bild 16 Kupplungssystem für schaltbare E-Fahrzeuge [10]

Die vorgestellten Ergebnisse in Kapitel 4 zeigen, dass im offenen Betriebszustand einer nasslaufenden Lamellenkupplung die hohe Anzahl der Lamellen zu größeren Schwankung der Einzellüftspiele und damit zu einer Erhöhung der Schleppmomente mit großen Schwankungen führen wird. Im Zustand synchronisieren sind hier ebenfalls Drehmomentschwankungen aufgrund der ungleichmäßigen Lüftspielverteilung zu erwarten. Die vorgestellte innovative Torsionsspreizfeder bietet neben einem geringen Bauraumbedarf eine hohe Drehzahlstabilität und kann einen großen Beitrag zur Steigerung der Effizienz und der Leistungsdichte des elektrischen Antriebsstrangs leisten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Verbesserung des Systemverhaltens von nasslaufenden Lamellenkupplungen in den Betriebszuständen offen und synchronisieren durch den Einsatz von neuartigen Torsionsspreizfedern wurde eine Testmethodik entwickelt. Im ersten Schritt werden Schleppmomentuntersuchungen durchgeführt und die Differenzdrehzahlen mit maximalen Schleppmomenten (Phase 1) und der Übergang zum Plateau-Bereich (Phase 2) identifiziert. Hierbei konnte ein benötigter radialer Abstand zwischen Reiblamelle und Spreizfeder erkannt werden. Durch die iterative Anpassung des radialen Abstandes zwischen der Spreizfeder und der Reiblamelle können die Schleppmomente in Phase 1 und Phase 2 reduziert werden. Anschließend werden die identifizierten Differenzdrehzahlen aus den Schleppmomentuntersuchungen für die Dynamiktests übernommen und der Einfluss der aktiven Lamellenseparierung auf die Übertragungskennlinie identifiziert. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass eine bessere Linearität der Übertragungskennlinie durch den Einsatz von Separierungsfedern. Die gewonnen Erkenntnisse wurden bei der Auslegung einer Hochdrehzahlkupplung für schaltbare E-Fahrzeuge herangezogen, um die Effizienz und die Leistungsdichte zu steigern.

Literatur

- [1] Dr. -Ing. Jörgen Schulz. 2011. Separating springs for active separation of the friction plates in wet clutch systems.
- [2] Hüseyin Gürbüz, Dr. Jörgen Schulz, Prof. Ferit Küçükay, Fatim Scheikh Elard, Sascha Ott. 2019. Significant drag torque reduction and improved clutch dynamics by innovative, very compact separating springs for wet clutches, Berlin.

- [3] Shiyang Hou, Jibin Hu, Zengxiong Peng, Ed. 2017. Experimental Investigation on Unstable Vibration Characteristics of Plates and Drag Torque in Open Multiplate Wet Clutch at High Circumferential Speed. *Journal of Fluids Engineering*.
- [4] Pahlovy, S., Mahmud, S. F., Kubota, M., Ogawa, M., and Takakura, N. 2014. Multiphase Drag Modeling for Prediction of the Drag Torque Characteristics in Disengaged Wet Clutches. *SAE Int. J. Commer. Veh.* 7, 2, 441–447.
- [5] Dipl.-Ing. Thomas Dräxl. 2016. Schleppverluste Lamellenkupplungen II. Wirkungsgradverbesserung durch Reduzierung der Schleppverluste an Lamellenkupplungen.
- [6] Dipl.-Ing. Thomas Dräxl. 2011. Schleppverluste Lamellenkupplungen. Wirkungsgradverbesserung durch Reduzierung der Schleppverluste an Lamellenkupplungen.
- [7] Dipl.-Ing. Guang Rao. 2011. Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Technische Universität Dresden.
- [8] Hara, H., Fujii, Y., Pietron, G. M., Wang, P., Katopodes, N., Miyagawa, M., Tsuchiya, T., Nakamura, S., Wendel, M., and Miyoshi, H. 2019. Application of Empirical Asperity Contact Model to High Fidelity Wet Clutch System Simulations. In *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States. DOI=10.4271/2019-01-1301.
- [9] Tarasow, A. 2015. Analyse und Identifikation des quasistationären Verhaltens der Drehmomentübertragung von automatisierten Reibungskupplungen in Kraftfahrzeugen. Zugl.: Clausthal-Zellerfeld, Techn. Univ., Diss., 2015. Universitätsbibliothek Clausthal, Clausthal-Zellerfeld.
- [10] Dipl.-Ing. Sascha Ott, M.Sc. Hüseyin Gürbüz, Dipl.-Ing. (FH) Falk Nickel, Dipl.-Ing. (BA), M.Sc. Andreas Genesisius. 2019. Innovative and highly efficient clutch system for multi-speed BEV with highspeed powertrains

Einlaufverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Schlupfbetrieb

Running-In Behavior of Wet Multi-Plate Clutches in Slip Operation Mode

Dr.-Ing. **Katharina Völkel**, Dr.-Ing. **Hermann Pflaum**,
Prof. Dr.-Ing. **Karsten Stahl**, Forschungsstelle für Zahnräder und
Getriebebau – FZG, Technische Universität München

Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenkupplungen weisen zu Betriebsbeginn eine Phase des Einlaufens auf, in der sich das Reibungsverhalten durch Anpassung der Reibflächen signifikant ändern kann. Dieses Einlaufverhalten ist in Anhängigkeit der Charakteristika des Reibsystems bestehend aus Reibbelag, Stahllamelle und Schmierstoff stark unterschiedlich ausgeprägt. Mit dem Ziel einer guten Regelbarkeit und damit hohen Zuverlässigkeit der Kupplung ab der ersten Schaltung sollen Einlaufvorgänge wenig ausgeprägt und schnell abgeschlossen sein. Die Charakterisierung des Einlaufverhaltens im Schlupfbetrieb erfolgt experimentell an Kupplungen mit Carbonreibbelag aus den Anwendungen Verteilergetriebe und Sperrdifferential im Instationärschlupf. Eine neu entwickelte Versuchsmethode erlaubt es, das Einlaufverhalten für mehrere anwendungstypische Lastniveaus zu untersuchen. Relevante Lastniveaus werden aus Fahrzeugmessungen abgeleitet. Des Weiteren wird eine Auswertemethode vorgestellt, die über die Definition spezifischer Kennwerte für Schlupfbetrieb eine quantitative Beurteilung von Ausprägung und Dauer der Einlaufvorgänge realisiert. Das Einlaufverhalten von Kupplungen mit unterschiedlichen Reibsystemen wird im Zuge einer Systembewertung gegenübergestellt, Einflüsse von Schmierstoff, Stahllamelle und Reibbelag sowie Wechselwirkungen werden systematisch charakterisiert.

Abstract

Wet multi-plate clutches have a running-in phase at the start of operation in which the friction behavior can change significantly by adjusting the friction surfaces. This running-in behavior can strongly depend on the characteristics of the friction system consisting of friction material, steel plate and fluid. With the aim of good controllability and thus high reliability of the clutch from the first shift, running-in processes should be less pronounced and should be completed quickly.

The characterization of the running-in behavior in slip operation mode is carried out experimentally on clutches with carbon friction lining from the applications transfer case and limited slip differential in transient slip. A newly developed test method allows examining the running-in behavior for several application-typical load levels. Relevant load levels are derived from vehicle measurements. Furthermore, an evaluation method is presented that realizes a quantitative assessment of the characteristics and duration of the running-in processes by defining new parameters for slip operation mode. The running-in behavior of clutches with different friction systems is compared in the course of a system evaluation, Influences of lubricant, steel plate and friction lining as well as interactions are systematically characterized.

1. Einleitung

In modernen Antriebssträngen stellen nasslaufende Lamellenkupplungen funktions- und sicherheits- sowie komfortrelevante Komponenten dar. So werden nasslaufende Lamellenkupplungen beispielsweise in Sperren von aktiven Längs- und Querdifferenzialen verwendet. Hinterachs-Sperrdifferenziale realisieren eine hohe Sperrwirkung typischerweise durch den Einsatz nasslaufender Lamellenkupplungen.

Ziele von Forschung und Entwicklung sind ein stabiles und hohes Reibungszahlniveau bei gleichzeitig günstiger Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit), um ein gutes Übertragungsverhalten bei gleichzeitig hohem Schaltkomfort zu realisieren (vgl. z. B. [1]).

Insbesondere zu Lebensdauerbeginn, wenn Einlaufvorgänge noch nicht abgeschlossen sind, kann sich das Reibungsverhalten durch Einglätten und Anpassen der Reibpaarung sowie den Aufbau chemischer Grenzschichten signifikant ändern (vgl. z. B. [2–4]). Dieses Einlaufverhalten ist in Abhängigkeit der Charakteristika des tribologischen Systems, bestehend aus den im Reibkontakt befindlichen Reibpartnern sowie dem Schmierstoff und den Betriebsbedingungen, stark unterschiedlich ausgeprägt (vgl. z. B. [5–8]).

Mit dem Ziel einer guten Regelbarkeit und damit hohen Zuverlässigkeit der Kupplung ab der ersten Schaltung stehen zwei Punkte im Vordergrund der Entwicklungen. Zum einen sollen Einlaufvorgänge, also Änderungen des Reibungsverhaltens zu Betriebsbeginn, möglichst wenig ausgeprägt und schnell abgeschlossen sein. Zum anderen soll die Kupplung bereits im Einlauf ein gutes Reibungsverhalten (Reibungszahlniveau und Reibcharakteristik) aufweisen.

Im Stand des Wissens wird das Ende des Einlaufs typisch mit dem Erreichen eines stabilen Reibungsverhaltens gleichgesetzt (vgl. z. B. [9–11]). In den Versuchen zur Entwicklung der Methodik ‚Einlaufverhalten Lamellenkupplung‘ [12] treten zu Versuchsbeginn stets deutliche,

nichtkonstante Änderungen im Reibungsverhalten auf. Im weiteren Versuchsverlauf werden diese Änderungen im Reibungsverhalten konstant, d. h. der Trendverlauf nimmt einen linearen Verlauf an. Typisch ist die Steigung der Trendverläufe nach dem Einlauf sehr gering. Anhand von stichprobenartig durchgeführten, länger laufenden Versuchen ist erkennbar, dass der Trendverlauf mit zunehmender Versuchslaufzeit ein näherungsweise konstantes Reibungszahlniveau annimmt. In Zusammenarbeit mit Experten aus der Industrie wird erarbeitet, dass insbesondere nichtkonstante Änderungen im Reibungsverhalten, also ein nichtlinearer Trendverlauf, eine sehr große Herausforderung für die Kupplungsansteuerung darstellen, während konstante Änderungen des Reibungsverhaltens, also ein linearer Trendverlauf, für den Kupplungscontroller erlernbar sind. Damit ist aus Anwendungssicht der Einlauf einer Kupplung – im Sinne eines instabilen Zustands – durch einen nichtlinearen Trend des Reibungsverhaltens gekennzeichnet. Der Einlauf gilt als abgeschlossen, wenn der Reibungszahlrend einen näherungsweise linearen Verlauf annimmt.

2. Methoden und Versuchsteile

In [12] wird auf Basis definierter Anforderungen eine Methodik ‚Einlaufverhalten Lamellenkupplungen‘ zur Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen entwickelt. Die Methodik umfasst Versuchs- und Auswertemethoden.

2.1. Versuchsmethode

Die Versuchsmethode für Kupplungen im Schlupfbetrieb wird aus der bereits in [13] veröffentlichten Versuchsmethode für lastschaltende Kupplungen abgeleitet. Mit dem Ziel, das Reibungsverhalten schlupfender Kupplungen möglichst anwendungsnah zu untersuchen, wird als Betriebsart Instationärschlupf (vgl. Zeit

Bild 1) gewählt.

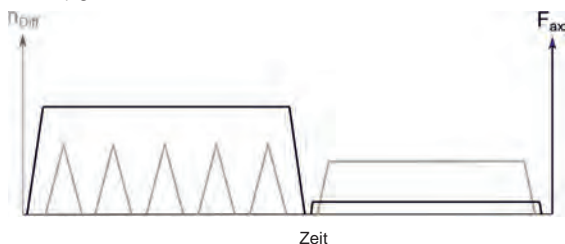


Bild 1: Schematische Darstellung eines Schlupfzyklus im Instationärschlupf [12]

Analog zur Versuchsmethode für lastschaltende Kupplungen wird auch für Instationärschlupf ein Lastkollektiv bestehend aus je einem Schlupfzyklus auf verschiedenen anwendungstypischen Laststufen entwickelt (vgl. Bild 2). So kann das Einlaufverhalten auf mehreren anwen-

dungsnahen Lastniveaus charakterisiert werden. Um die spezifischen Belastungen der Kupplungen im Versuch möglichst anwendungsnah zu wählen, werden Fahrzeugdaten aus verschiedenen Testfahrten (Rennstrecken, Passstraßen, μ -split) ausgewertet und relevante Lastzustände identifiziert. Das Vorgehen ist in [12] umfassend beschrieben. Zudem finden die Produktspezifikationen der verwendeten Reibbeläge Berücksichtigung. Das Lastkollektiv wird zyklisch wiederholt, bis der Einlauf sicher abgeschlossen ist (hier 250 Kollektivwiederholungen).

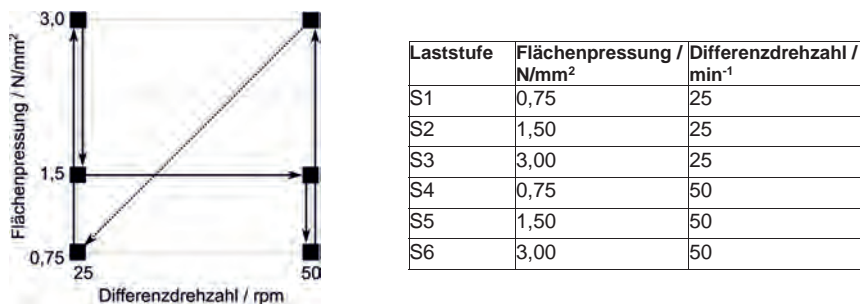


Bild 2: Lastkollektiv für schlupfende Kupplungen – schematische Darstellung des Kollektivs (links) und spezifische Belastungen in den Laststufen (rechts) [12, 14]

2.2 Auswertemethoden

Die Auswertung des Einlaufverhaltens erfolgt in mehreren Schritten. Ein grundlegender und wichtiger Schritt besteht in einer umfassenden Betrachtung der Reibcharakteristiken sowie der Identifikation charakterisierender Reibungszahlkennwerte. Im Schlupfbetrieb werden die neu entwickelten Reibungszahlkennwerte μ_{top} und m_{μ} herangezogen [12, 13]. μ_{top} beschreibt hierbei die Reibungszahl bei maximaler Gleitgeschwindigkeit ($100\% v_{g,\text{max}}$) und charakterisiert damit das Reibungszahlniveau. Der Kennwert m_{μ} quantifiziert die Steigung einer Ausgleichsgeraden (lineare Regression nach der Methode der kleinsten Quadrate) im Gleitgeschwindigkeitsbereich $30\ldots 80\% v_{g,\text{max}}$ und charakterisiert somit die Reibschwingneigung. Bild 3 zeigt exemplarische Messsignalverläufe von Axialkraft F_A , Drehmoment T_R , Drehzahl n und errechneter Reibungszahl μ (links) und die zugehörigen Reibcharakteristiken der fallenden und steigenden Flanke des fünften Schlupfzyklus samt den Werten für μ_{top} und m_{μ} (rechts).

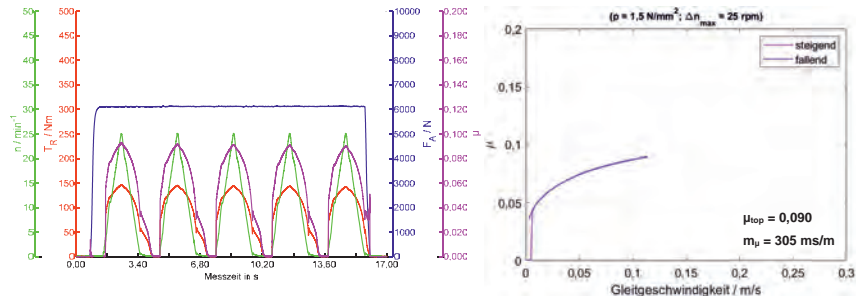


Bild 3: Messschrieb (links) und Reibcharakteristik der fünften Schlupfphase (rechts) [12]

Die Reibungszahlenkennwerte werden in Reibungszahlrends über der Schaltungszahl aufgetragen, um die Entwicklung des Reibungsverhaltens zu visualisieren. Das Ende des Einlaufs wird mittels mathematischer Methoden identifiziert; [12] stellt hierzu zwei verschiedene mathematische Methoden vor. Im vorliegenden Beitrag werden die Ergebnisse mittels der Methode der linearen Regressionsanalyse ermittelt, da diese aufgrund ihrer breiten Anwendbarkeit eine hohe Anwendungsorientierung aufweist. Hierbei wird beginnend mit den Reibungszahlenkennwerten der letzten zwanzig Kollektivdurchläufe des Versuchs (hier 231 bis 250) eine lineare Regressionsanalyse durchgeführt und die Messwerte dieser zwanzig Kollektivdurchläufe durch eine parametrierbare Geradengleichung (1) beschrieben; dann werden die Residuen, also Abweichungen der Einzelmesswerte von der Ausgleichsgeraden, aller vorherigen Kollektivdurchläufe (hier 1 bis 230) bestimmt. Im nächsten Schritt wird für die Bestimmung der Geradengleichung der letzte vorhergehende Kollektivdurchlauf (hier 230, dann 229, usw.) hinzugezogen, sodass die Basis der Geraden größer wird. Dies wird iterativ durchlaufen, bis alle Residuen der vorher gefahrenen Kollektivdurchläufe das gleiche Vorzeichen aufweisen, also entweder ober- oder unterhalb der Regressionsgeraden liegen. Ist dieses Abbruchkriterium erreicht, so ist der Übergang vom nichtlinearen Bereich des Trendverlaufs in den linearen und damit das Ende des Einlaufs gefunden.

$$\mu_{\text{top}} = f(x) = a + d \cdot (x - n) \quad (1)$$

- a Regressionsparameter, Reibungszahlniveau zu Versuchsende
- d Regressionsparameter, Steigung der Ausgleichsgeraden
- n Anzahl Kollektivdurchläufe im Versuch

Neu entwickelte Kennwerte charakterisieren das Einlaufverhalten: Der Kennwert x_{lin} gibt die Dauer des Einlaufs an; der Kennwert $\Delta\mu_{\text{start}}$ beschreibt die maximale Reibungszahländerung im Einlauf.

In Bild 4 umfasst die Dauer des Einlaufs $x_{lin} = 69$ Kollektivwiederholungen; die Reibungszahländerung im Einlauf beträgt $\Delta\mu_{start} = 0,027$.

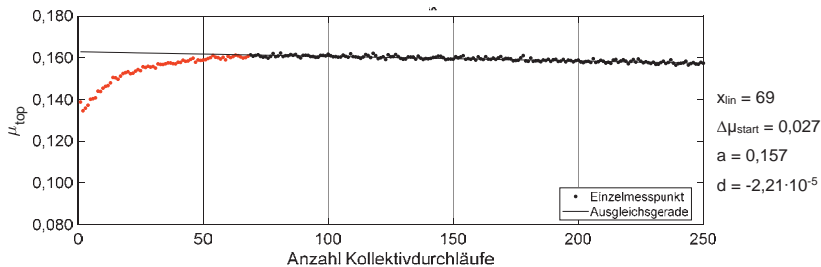


Bild 4: Trendverlauf μ_{top} – Einzelmesswerte und Ausgleichsgerade mit charakterisierenden Kennwerten x_{lin} und $\Delta\mu_{start}$ [12]

Die Kennwerte $\Delta\mu_{start}$ und x_{lin} quantifizieren das Einlaufverhalten. Bei einer Gegenüberstellung mehrerer Reibsysteme ist es das Ziel, deren Einlaufverhalten anhand eines Kennwerts ganzheitlich bewerten zu können. In [12] wird deshalb der Kennwert Einlauf-Systembewertung EW entwickelt, der die charakterisierenden Kennwerte $\Delta\mu_{start}$ und x_{lin} zusammenführt. Zur Ermittlung des Kennwerts werden die charakterisierenden Kennwerte $\Delta\mu_{start}$ und x_{lin} normiert, indem diese ins Verhältnis zu Bezugsgrößen $\Delta\mu_{start,N}$ und $x_{lin,N}$ gesetzt werden (vgl. Formeln (2) und (3)). Diese Bezugsgrößen können z. B. Sollanforderungen (aus Praxisfunktionalität), der IST-Zustand des derzeit in Serie befindlichen Systems oder Mittelwerte über alle betrachteten Reibsysteme sein. Die so berechneten, normierten Kennwerte $\Delta\mu_{start}^*$ und x_{lin}^* zum Einlaufverhalten werden gemäß Formel (4) mit den Faktoren q_1 und q_2 gewichtet und in den Kennwert Einlauf-Systembewertung EW zur ganzheitlichen Bewertung des Einlaufverhaltens überführt. Ein System mit identischem Einlaufverhalten wie das Bezugssystem hat hierbei einen Wert EW von 0. Weist das betrachtete System ein besseres Einlaufverhalten als das Bezugssystem auf, ist der Wert EW positiv, bei einem schlechteren Einlaufverhalten ist der Wert EW negativ. Formel (5) gibt die mathematischen Grenzen der Gewichtungsfaktoren vor.

$$\Delta\mu_{start}^* = \frac{\Delta\mu_{start}}{\Delta\mu_{start,N}} \quad (2)$$

$$x_{lin}^* = \frac{x_{lin}}{x_{lin,N}} \quad (3)$$

$$EW = 1 - (q_1 \cdot \Delta\mu_{start}^* + q_2 \cdot x_{lin}^*) \quad (4)$$

$$q_1 + q_2 = 1 \quad \text{mit} \quad 0 < q_1 < 1 \quad \text{und} \quad 0 < q_2 < 1 \quad (5)$$

x_{lin}	Kennwert zum Einlaufverhalten, Dauer des Einlaufs
$\Delta\mu_{start}$	Kennwert zum Einlaufverhalten, maximale Reibungszahländerung im Einlauf
$\Delta\mu_{start}^*, x_{lin}^*$	normierte Kennwerte zum Einlaufverhalten
$\Delta\mu_{start,N}, x_{lin,N}$	Bezugsgrößen (Sollanforderungen, IST-Zustand, Mittelwerte,...)
EW	Kennwert zum Einlaufverhalten, Einlauf-Systembewertung
q_1, q_2	Gewichtungsfaktoren

Analog der Kennwerte $\Delta\mu_{start}$ und x_{lin} sind die Werte EW für jede Laststufe des Lastkollektivs zu bestimmen. Um das Einlaufverhalten unterschiedlicher Reibsysteme gegenüberzustellen, wird in der vorliegenden Arbeit der Mittelwert \bar{EW} über die Werte EW aller Laststufen gebildet.

2.3 Versuchsteile und Schmierstoffe

Die Untersuchungen werden an Kupplungen in zwei Baugrößen BCI und BCII aus den Anwendungsfeldern Verteilergetriebe und Sperrdifferential durchgeführt. Es erfolgt eine Variation der Stahllamellenbeschaffenheit, des Reibbelags und des Schmierstoffs. Hierbei kommen je zwei typische Stahllamellenvarianten, Reibbeläge und Schmierstoffe zum Einsatz. Bild 5 zeigt die Stahl- und Belaglamellen mit Angabe der mittleren Reibradien r_m .

BCI ($r_m = 48 \text{ mm}$)

BCII ($r_m = 44 \text{ mm}$)

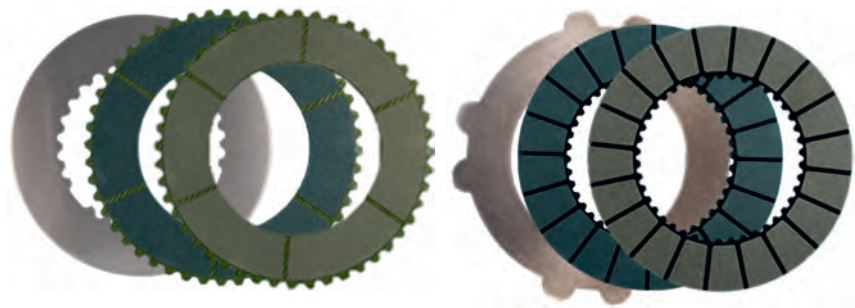


Bild 5: Kupplungen in Baugröße BCI (links) und BCII (rechts) – Stahllamelle und Belaglamellen

Tabelle 1 führt die Stahllamellenvarianten beider Baugrößen auf.

Tabelle 1: Stahllamellenvarianten

BCI	BCI-St1	bandgeschliffen Serienstahllamelle
	BCI-St2	bandgeschliffen und gebürstet
BCII	BCII-St1	bandgeschliffen und gebürstet Serienstahllamelle
	BCII-St2	bandgeschliffen

Die Reibbeläge sind Carbonreibbeläge und tragen die Bezeichnungen LSD-A und LSD-B. Reibbelag LSD-A ist Serienbelag in der Baugröße BCI, LSD-B in der Baugröße BCII. Die Reibbeläge wurden auch auf die Serienbelagträger der jeweils anderen Baugröße aufgebracht. Als Schmierstoffe werden typische Serienöle aus den Anwendungen Sperrdifferential (LSD-I) und Verteilergetriebe (LSD-II) verwendet. In **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** sind die technischen Daten der Schmierstoffe gemäß Datenblatt zusammengestellt.

Tabelle 2: Schmierstoffe – technische Daten [12]

	Einheit	LSD-I	LSD-II
Dichte bei 15°C	kg/m³	863	879
kinematische Viskosität bei 100°C	mm²/s	9,0	14,9
kinematische Viskosität bei 40°C	mm²/s	46,5	81,0

3. Ergebnisse

Die Einlauf-Systembewertung EW ermöglicht eine ganzheitliche Charakterisierung der Systemeigenschaften hinsichtlich des Einlaufverhaltens. Die systematische Auswertung von Einflüssen des Reibsystems auf das Einlaufverhalten erfolgt deshalb im Folgenden anhand dieses Kennwerts. Im Rahmen dieser Veröffentlichung wird das Einlaufverhalten bezogen auf den Reibungszahlkennwert μ_{top} betrachtet. Auswertungen des Reibungszahlkennwerts μ_l sind in [12] aufgeführt. Auch bezüglich dieses Kennwerts zeigen sich deutliche Einflüsse des Reibsystems.

Als Bezugsgrößen $\Delta\mu_{start,N}$ und $x_{lin,N}$ werden Mittelwerte aus den Versuchen mit Baugröße BCI und BCII herangezogen. Da nicht immer die gleiche Anzahl Versuche je Reibsystem durchgeführt wurde, wird zunächst für jedes Reibsystem ein Mittelwert aus allen Versuchen dieses Reibsystems gebildet. Diese hier acht Mittelwerte (vier je Baugröße) gehen dann in

die Ermittlung der Bezugsgrößen $\Delta\mu_{\text{start},N}$ und $x_{\text{lin},N}$ ein. Tabelle 3 führt die Bezugsgrößen $\Delta\mu_{\text{start},N}$ und $x_{\text{lin},N}$ für die Laststufen S1 bis S6 auf. Es zeigt sich eine teils deutliche Abhängigkeit von der spezifischen Belastung in den unterschiedlichen Laststufen. x_{lin} wird mit $q_2 = 20\%$ gewichtet, die Gewichtung des Parameters $\Delta\mu_{\text{start}}$ beträgt damit $q_1 = 80\%$; die Werte können anwendungsspezifisch abweichend gewählt werden.

Tabelle 3: Bezugsgrößen $\Delta\mu_{\text{start},N}$ und $x_{\text{lin},N}$ aus Mittelwertbildung über alle Versuche der Baugrößen BCI und BCII [12]

	S1	S2	S3	S4	S5	S6
$\Delta\mu_{\text{start},N}$	0,011	0,008	0,011	0,007	0,007	0,009
$x_{\text{lin},N}$	25	36	44	24	36	48

Die folgenden Bilder zeigen die Mittelwerte \overline{EW} für die Versuche mit **Baugröße BCI** in drei unterschiedlichen Gruppierungen, um die Einflüsse des Schmierstoffs (Bild 6), des Reibbelags (Bild 7) und der Stahllamellenbeschaffenheit (Bild 8) darzustellen. Hierbei entspricht jeder Balken einem Versuch mit jeweils unterschiedlichem Lamellenpaket. Es werden bis zu drei Versuche mit Kupplungspaketen eines Reibsystems durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen.

Der **Schmierstoff** hat in den Versuchen mit Kupplungen der Baugröße BCI einen sehr deutlichen Einfluss auf das Einlaufverhalten. Versuche mit Schmierstoff LSD-I weisen in allen Stahllamellen-Reibbelag-Kombinationen positive Werte \overline{EW} auf, während die Werte \overline{EW} von Versuchen mit Schmierstoff LSD-II negativ sind. Zudem besteht eine Wechselwirkung zum Reibbelag: In Versuchen mit Reibbelag LSD-A sind Unterschiede zwischen den beiden Schmierstoffen deutlicher ausgeprägt als mit Reibbelag LSD-B. In Versuchen mit Reibbelag LSD-B zeigt sich zudem eine Wechselwirkung zwischen Schmierstoff und Stahllamellenbeschaffenheit. Der Einfluss des Schmierstoffs ist bei diesem Reibbelag mit Stahllamellen BCI-St1 deutlicher als mit Stahllamellen BCI-St2.

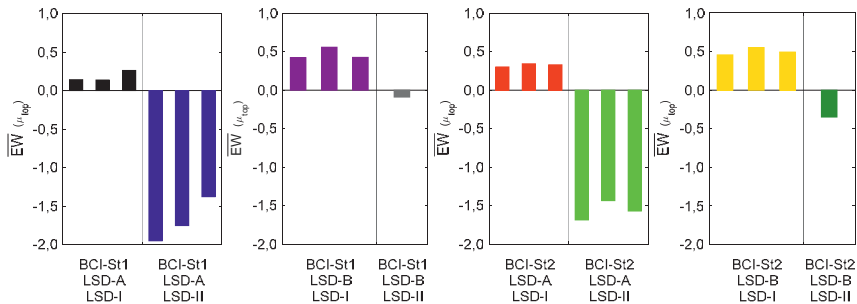


Bild 6: Einlauf-Systembewertung – Einflüsse des Schmierstoffs auf das Einlaufverhalten (Baugröße BCI) [12]

Einflüsse des **Reibbelags** auf das Einlaufverhalten sind ebenfalls deutlich zu erkennen. Der Reibbelag LSD-B zeigt in allen Versuchen mit Kupplungen der Baugröße BCI höhere Werte \overline{EW} und damit das bessere Einlaufverhalten als Versuche mit Reibbelag LSD-A bei gleicher Stahllamellen-Schmierstoff-Kombination. Die Wechselwirkung zwischen Reibbelag und Schmierstoff tritt deutlich hervor, da Unterschiede im Einlaufverhalten der Reibbeläge LSD-A und LSD-B mit Schmierstoff LSD-II deutlicher ausgeprägt sind als mit Schmierstoff LSD-I. Wechselwirkungen mit der Stahllamellenvariante sind nicht eindeutig erkennbar.

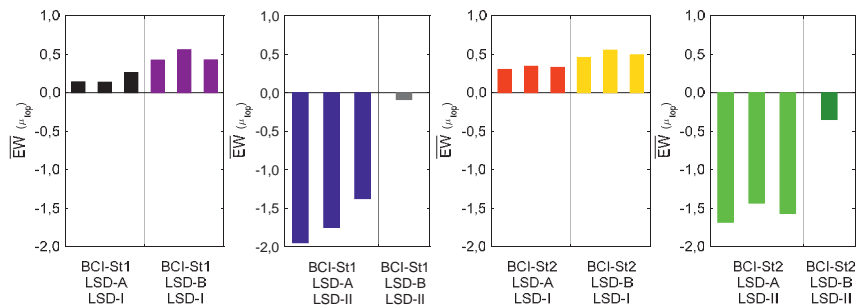


Bild 7: Einlauf-Systembewertung – Einflüsse des Reibbelags auf das Einlaufverhalten (Baugröße BCI) [12]

Einflüsse der **Stahllamellenbeschaffenheit** auf das Einlaufverhalten sind in der Tendenz erkennbar, allerdings unterliegen diese starken Wechselwirkungen mit Reibbelag und Schmierstoff. In Versuchen mit Reibbelag LSD-A und Schmierstoff LSD-I zeigen Stahllamellen BCI-St2 höhere Werte \overline{EW} als Stahllamellen BCI-St1. Im Mittel ist dies tendenziell auch in Versuchen mit Reibbelag LSD-A und Schmierstoff LSD-II erkennbar. Mit Reibbelag LSD-B und Schmierstoff LSD-II tritt hingegen ein gegenteiliges Verhalten auf: hier weisen Versuche

mit Stahl lamellen BCI-St1 höhere Werte \overline{EW} auf als Stahl lamellen BCI-St2. In Kombination mit dem anderen Schmierstoff ist im Mittel die gleiche Tendenz erkennbar.

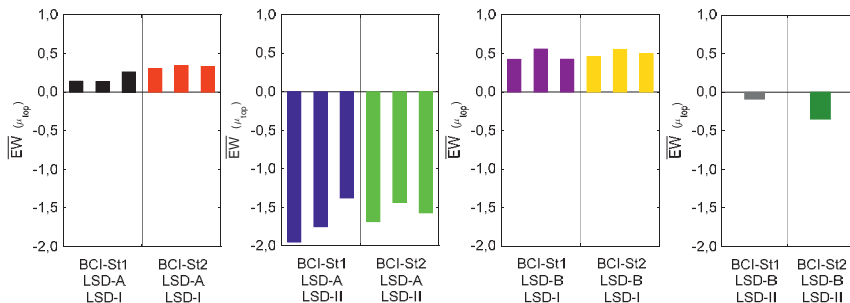


Bild 8: Einlauf-Systembewertung – Einflüsse der Stahl lamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten (Baugröße BCI) [12]

In den Versuchen mit Kupplungen der **Baugröße BCII** zeigen sich ebenfalls Einflüsse von Schmierstoff, Reibbelag und Stahl lamellenbeschaffenheit auf das Einlaufverhalten charakterisiert durch den Kennwert \overline{EW} .

Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten sind somit sehr komplex und von deutlichen Wechselwirkungen geprägt.

Tabelle 2 fasst die Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten zusammen.

Tabelle 4: Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten in Versuchen mit Kupplungen BCI (Verteilergetriebe) und BCII (Sperrdifferential)

	Verteilergetriebe (BCI)	Sperrdifferential (BCII)
Stahl lamelle	○ schwacher Einfluss	● starker Einfluss
Reibbelag	◐ moderater Einfluss	◐ moderater Einfluss
Schmierstoff	● starker Einfluss	◐ moderater Einfluss

4. Diskussion

Die Methodik ‚Einlaufverhalten Lamellenkupplungen‘ wird herangezogen, um Einflüsse des Reibsystems bestehend aus Stahl lamelle, Reibbelag und Schmierstoff auf das Einlaufverhalten systematisch zu untersuchen. Es kommen unterschiedliche Kupplungen (Baugrößen BCI und BCII gemäß Abschnitt 2.3) mit verschiedenen Stahl lamellenvarianten, Reibbelägen und Schmierstoffen zum Einsatz.

Es zeigt sich kein für alle Baugrößen und Beanspruchungen dominanter Einfluss eines einzelnen Bestandteils des Reibsystems. Zudem sind die Einflüsse von starken Wechselwirkungen geprägt. In Versuchen mit Baugröße BCI sind Einflüsse des Schmierstoffs dominant, mit Baugröße BCII zeigt die Stahllamellenbeschaffenheit die deutlichsten Einflüsse auf das Einlaufverhalten (vgl. Abschnitt 3). Hierbei ist zu beachten, dass die Versuche im gleichen Lastkollektiv und unter Verwendung identischer Schmierstoffe sowie nominell gleicher Reibbeläge und Stahllamellen vergleichbarer Fertigungsverfahren durchgeführt werden. Topographische Vermessungen in [12] zeigen allerdings, dass die Beschaffenheit der Stahl- und Belaglamellen trotz gleicher Bezeichnungen deutlich voneinander abweichen.

Eine Systembetrachtung ist somit von zentraler Bedeutung. Soll das Einlaufverhalten einer Kupplung charakterisiert werden, so ist dieses für relevante Lastniveaus an der Kupplung im Komponenten- oder Getriebeversuch zu ermitteln. Die im Rahmen dieser Veröffentlichung dargelegten Untersuchungen ergeben eindeutig, dass Aussagen zum Einlaufverhalten trotz identischer Schmierstoffe und nominell gleicher Reibbeläge und Stahllamellenvarianten nicht ungeprüft auf andere Kupplungen (andere Bauart, Baugröße, usw.) übertragbar sind. Eine Charakterisierung des Einlauf- und Reibungsverhaltens sollte also stets an der in der Anwendung vorliegenden Kupplung erfolgen.

5. Zusammenfassung

Die Methodik ‚Einlaufverhalten Lamellenkupplungen‘ realisiert die Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Im vorliegenden Beitrag werden die Versuchs- und Auswertemethoden zur Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen im Schlupfbetrieb dargestellt. Mit dem Ziel, das Einlaufverhalten auf mehreren anwendungsnahen Lastniveaus zu charakterisieren, erfolgt die experimentelle Untersuchung des Reibungsverhaltens in einem Lastkollektiv. Die Auswertung des Einlaufverhaltens basiert auf der Betrachtung von Reibcharakteristiken und neu definierten Reibungszahlkennwerten μ_{top} (Reibungszahlniveau) und m_{μ} (Reibschwingneigung). Diese werden in Trendverläufen über der Schaltungszahl aufgetragen; die Phase des Einlaufs, gekennzeichnet durch einen nichtlinearen Trendverlauf, wird iterativ mittels Regressionsanalyse identifiziert.

Neu entwickelte Kennwerte zum Einlaufverhalten quantifizieren die Dauer des Einlaufs x_{lin} und die maximale Reibungszahländerung im Einlauf $\Delta\mu_{\text{start}}$. In Gegenüberstellung mehrerer Reibsysteme liefert der Kennwert EW eine Einlauf-Systembewertung.

Anhand dieses Kennwerts wird das Einlaufverhalten von Kupplungen in zwei Baugrößen unter Variation des Reibsystems – je zwei Reibbeläge, Stahllamellenvarianten und Schmier-

stoffe – quantifiziert gegenübergestellt. Es zeigt sich kein für alle Baugrößen und Beanspruchungen dominanter Einfluss eines einzelnen Bestandteils des Reibsystems. Zudem sind die Einflüsse von starken Wechselwirkungen geprägt. Für eine Charakterisierung des Einlaufverhaltens ist somit eine Systembetrachtung unbedingt erforderlich.

Danksagung

Die vorgestellten Erkenntnisse basieren auf dem Forschungsvorhaben FVA-Nr. 343/IV; gefördert aus Eigenmitteln der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Die Autoren bedanken sich für die Förderung und Unterstützung bei der FVA und den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses.

References

1. Rao G (2011) Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität Dresden
2. Ingram M, Spikes H, Noles J et al. (2010) Contact properties of a wet clutch friction material. Tribology International: 815–821. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.11.008>
3. Stockinger U, Mühlenstrodt K, Voelkel K et al. (2019) Analyse tribologischer Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS) – Additiveinflüsse auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Forschung im Ingenieurwesen: 219–226. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00305-0>
4. Voelkel K, Rothmund M, Albarracin Garibello S et al. (2019) On the Simulation of the Micro-Contact of Rough Surfaces Using the Example of Wet Friction Clutch Materials. Lubricants: 41. <https://doi.org/10.3390/lubricants7050041>
5. Sittig K (2007) Tribologisch induzierte oberflächennahe Veränderungen der Stahl- und Belaglamellen einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation, Universität Karlsruhe
6. Kitahara S, Matsumoto T (1996) The Relationship Between Porosity and Mechanical Strength in Paper-Based Friction Materials. SAE Technical Paper 960982. <https://doi.org/10.4271/960982>
7. Lorentz B, Albers A (2013) A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. Tribology International: 259–266. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.08.023>

8. Bäse MU, Dzimko M, Deters L (2016) Empirische Bewertung von Zusammenhängen zwischen Endbearbeitungsparametern und Reibungsverhalten von Lamellenreibpaarungen im Mikroschlupfbetrieb. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (ed) 57. Tribologie-Fachtagung, vol 2. GfT Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen, Art. 25
9. Katsukawa M (2019) Effects of the Physical Properties of Resins on Friction Performance. In: SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States
10. Nyman P, Mäki R, Olsson R et al. (2006) Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications. *Wear* 261: 46–52. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.09.020>
11. Zou Q, Rao C, Barber G et al. (2013) Investigation of surface characteristics and tribological behavior of clutch plate materials. *Wear*: 1378–1383
12. Völkel K (2020) Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation, TU München
13. Völkel K, Pflaum H, Stahl K (2019) Einflüsse der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen. *Forschung im Ingenieurwesen* 28: 2148. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00303-2>
14. Völkel K, Pflaum H, Stahl K (2019) FVA 343/IV - Einlaufverhalten Stahllamelle II: Sachstandsberichte, Frankfurt

Einfluss von Vorschädigung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen im Dauerschaltbetrieb

Influence of Pre-damage on the Friction Behaviour of Wet-running Multi-plate Clutches in an Endurance Test

M.Sc. **T. Schneider**, Dr.-Ing. **K. Völkel**, Dr.-Ing. **H. Pflaum**,
Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau – FZG,
Technische Universität München

Kurzfassung

Ausfälle von Lamellenkupplungen müssen aufgrund von sicherheitskritischen Funktionalitäten im Antriebsstrang sicher ausgeschlossen werden. Neben Langzeitveränderungen bei Lamellenkupplungen sind insbesondere Spontanschäden von Relevanz. Dieser Beitrag befasst sich mit dem Einfluss von Spontanschäden auf das Schaltverhalten im Dauerschaltbetrieb.

Zunächst werden gezielt Spontanschäden durch Schaltungen mit hohen Belastungen hervorgerufen. Dazu werden drei Kupplungen in Stufenversuchen mit unterschiedlichen Intensitäten vorgeschädigt, so dass Spontanschäden (lokale Verfärbung, lokale Verdickungen) auftreten. Im zweiten Schritt werden Dauerschaltversuche mit den vorgeschädigten Kupplungspaketen und einer nicht vorgeschädigten Referenzkupplung durchgeführt. Das Reibungsverhalten der Kupplungen während der Dauerschaltversuche wird verglichen und bewertet. Lokale Verfärbungen sind nach dem Dauerschaltversuch in abgeschwächter Form sichtbar. An den Stahllamellen sind weiterhin lokale Verdickungen vorhanden. Im Dauerschaltversuch ist die mittlere Reibungszahl μ mit der vorgeschädigten Kupplungspakete tendenziell höher. Darüber hinaus sind drehzahlabhängige Drehmomentschwankung zu beobachten. Die Schwankungen sind umso stärker, je stärker die Vorschädigung war.

1. Einleitung

Nasslaufende Lamellenkupplungen und -bremsen sind in der Antriebstechnik häufig eingesetzte Maschinenelemente. Sie sind unter Differenzdrehzahl schaltbar und das übertragbare Drehmoment kann während des Betriebs flexibel eingestellt werden. Daraus ergeben sich vielfältige Einsatzmöglichkeiten, zum Beispiel als Anfahr- und Lastschaltelemente in Doppelkupplungsgetrieben, Wandlerüberbrückungskupplungen,

Differenzialsperren, Bremsen in Baumaschinen, Wendeelemente in Schiffsgetriebenen oder Rutschkupplungen.

Aufgrund der oft sicherheitskritischen Funktionen, die Lamellenkupplungen im Antriebsstrang erfüllen, müssen Ausfälle sicher ausgeschlossen werden. Spontanschäden sind insbesondere problematisch, da sie durch eine einzige Schaltung zum Versagen der Kupplung führen können und daher nicht im Voraus wahrzunehmen sind.

Die Auslegung von Lamellenkupplungen im Hinblick auf Spontanschäden wird durch die physikalischen und tribologischen Eigenschaften der diversen Reibwerkstofftypen (organisch und metallisch) und Öle erschwert. In diesem Beitrag wird der Einfluss der Spontanschädigung auf das Schaltverhalten von Kupplungen mit Papierreibbelag im Dauerschaltversuch untersucht.

Spontanschäden treten aufgrund von Überlastung innerhalb weniger Schaltungen auf. Zu den bekanntesten Spontanschäden gehören Hot Spots für organische Reibbeläge und Sinterübertrag bei sintermetallischen Reibmaterialien. Beide Schadensformen sind unter anderem auf hohe lokale thermische Belastungen zurückzuführen.

Anderson und Knapp [1] beschreiben die Charakteristika von Hot Spots für Reibsysteme in Automobilanwendungen. Es werden lokale Hot Spots beschrieben, die elliptische bis kreisförmige Schäden aufweisen. Diese lokalen Hot Spots werden in kritische und unkritische lokale Hot Spots unterteilt. Auf den Oberflächen der unkritischen lokalen Hot Spots können nur "kosmetische" Grenzflächenveränderungen wie z.B. Verfärbungen [2] nachgewiesen werden. An den kritischen Hot Spots treten plastische Verformungen der Stahlreibflächen auf. Diese Beobachtungen wurden in späteren Arbeiten bestätigt [3 bis 11]. An den kritischen Hot Spots treten sehr hohe Oberflächentemperaturen [12] auf, was zu Gefügeumwandlungen (Martensitbildung) führt [1, 2, 4, 12 bis 16]. Durch Martensitbildung kommt es zu einer Volumenzunahme und zur lokalen Verdickung der Stahllamellen [1, 16, 17]. Bei Hot Spots an Bremscheiben werden des Öfteren hohe Spannungen und Risse beschrieben, welche aufgrund hoher thermischer Gradienten entstehen [12, 18 bis 21].

Barber [22] benutzte die Theorie der thermoelastischen Instabilität (TEI), um die Bildung von Hot Spots zu erklären. Eine ungleiche Pressungsverteilung in der Kontaktfläche führt zu übermäßigem Wärmeeintrag und damit zu lokalen Temperaturerhöhungen. Dies führt zu unterschiedlich starken thermischen Dehnungen, die die ursprünglich lokale unregelmäßige Pressungsverteilung verstärkt. Dieser Effekt ist selbstverstärkend und kann das Reibungssystem innerhalb weniger Schaltvorgänge zerstören. Ein umfassendes Modell zur Analyse der thermoelastischen Instabilität in nasslaufenden Lamellenkupplungen wird in [23]

vorgestellt. Die Analyse zeigt den starken Einfluss des E-Moduls auf die Bildung von Hot Spots. Diese Ergebnisse wurden in experimentellen Versuchen von Fairbank [6] bestätigt. Zur Vermeidung von Hot Spots schlägt Fieldhouse [13] aufgrund der immer vorhandenen Dickenunterschiede der Stahllamelle die Verwendung von Reibmaterialien mit einem niedrigen Elastizitätsmodul vor, so dass die Pressungsunterschiede ausgeglichen werden können. Zagrodzki [24] Simulationsergebnisse zeigen, dass eine Verringerung der Dicke der Stahlscheibe die thermoelastische Stabilität deutlich verbessern kann. Diese konstruktive Änderung muss jedoch mit Vorsicht angewendet werden. Dünnere Stahllamellen sind anfälliger für plastische Verformungen wie z.B. Tellern. Zudem dienen die Stahllamellen als Wärmespeicher. Eine Verringerung ihrer Dicke führt zu einer Erhöhung der mittleren Temperatur. In der Literatur wird außerdem vorgeschlagen, die Wärmeleitfähigkeit [25 bis 27] der verwendeten Bauteile zu erhöhen.[28]

Im Gegensatz zu Spontanschäden entstehen Langzeitschäden im Laufe mehrere tausend Schaltungen. Typische Schädigungsformen sind Verschleiß oder eine Veränderung des Reibungsverhaltens. Acuner et al. [29] sowie Stockinger et al. [30] führten Dauerschaltversuche mit Synchronisierungen durch und beschreiben ein Auffüllen der Porosität des Belages bei hoher thermischer Belastung für organische Kohlenstoffreibbeläge. Diese Glättung des Reibbelags durch Öl-Crackprodukte führt zu einer Verringerung des Gleitreibungskoeffizienten während des Schaltvorgangs. Die experimentellen Untersuchungen von Matsumoto [31] und Nyman et al. [32] zeigen ebenfalls einen Zusammenhang zwischen Belagporosität, Reibwert und Lebensdauer für nasslaufende Lamellenkupplungen. So wird gezeigt, dass ein poröser Belagwerkstoff in Bezug auf die thermischen Eigenschaften widerstandsfähiger ist.

Neben der Porosität hat auch die Reibflächentemperatur einen wesentlichen Einfluss auf das Lebensdauerverhalten von Kupplungen [33]. Nach Li et al. [34] können anhaltend hohe Temperaturen die Zellulosefasern des Papierreibmaterials zersetzen (Verkokung). Dadurch wird die Festigkeit des Belages verringert und die Verschleißrate potentiell erhöht. Hensel [35] berichtet über Referenzversuche bestehend aus Stufentests und Langzeittests zur Bewertung der Reibbeläge in Bezug auf spontane und kumulative Schädigung. Der Einfluss der Betriebsweise auf die Schädigung kann demnach durch Temperaturmessungen anhand der Einflüsse auf die Wärmebelastung der Kupplung bzw. Bremse ermittelt werden. Aus diesen Messungen werden charakteristische Werte für die Bewertung der thermischen Belastung abgeleitet, die eine Korrelation mit der Langzeitschädigung erlauben.[28]

Diese Veröffentlichung erweitert den Stand der Technik, indem der Einfluss von Spontanschäden auf das Reibungsverhalten im Dauerschaltbetrieb in experimentellen

Versuchen aufgezeigt wird. Im erstem Schritt werden gezielt Spontanschäden durch Schaltungen mit hohen Belastungen hervorgerufen. Dazu werden drei Kupplungen in Stufenversuchen mit unterschiedlichen Intensitäten vorgeschädigt, so dass Spontanschäden (lokale Verfärbung, lokale Verdickungen) auftreten. Im zweiten Schritt werden Dauerschaltversuche mit den vorgeschädigten Kupplungspaketen und einer nicht vorgeschädigten Referenzkupplung durchgeführt. Das Reibungsverhalten der vier Kupplungen soll im Anschluss miteinander verglichen werden.

2. Versuchsteile und Forschungsmethode

Die Versuche werden mit Papierreibbelag durchgeführt. Die Stahllamellen sind als Außen- und die Belaglamellen als Innenlamelle ausgeführt. Bild 1 a) zeigt eine Belaglamelle sowie b) die dazugehörige Stahllamelle; die geometrischen Größen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Reibflächeninnendurchmesser	141 mm
Reibflächenaußendurchmesser	168 mm

Tabelle 1: Geometrische Größen der Versuchslamellen

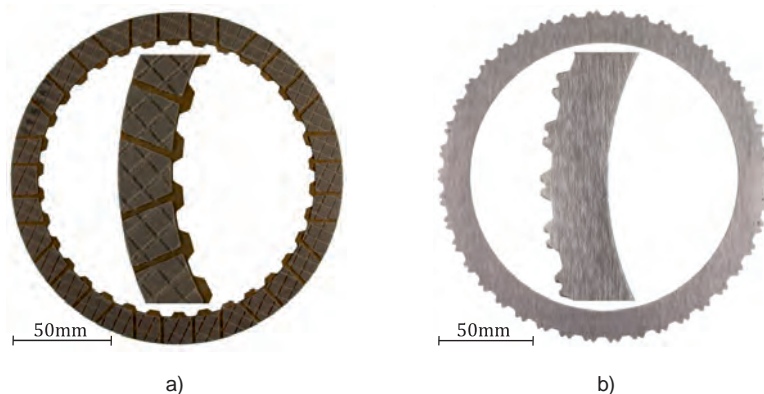


Bild 1: Versuchsteile – a) Belaglamelle, b) Stahllamelle

Die Versuche zur Bestimmung von Reibarbeit, Rutschzeit und Belastungsgrenzen wurden auf dem Komponentenprüfstand ZF/FZG KLP-260 durchgeführt. Bild 2 zeigt eine Skizze des Prüfstandes (nach Meingäßner et al. [36]).

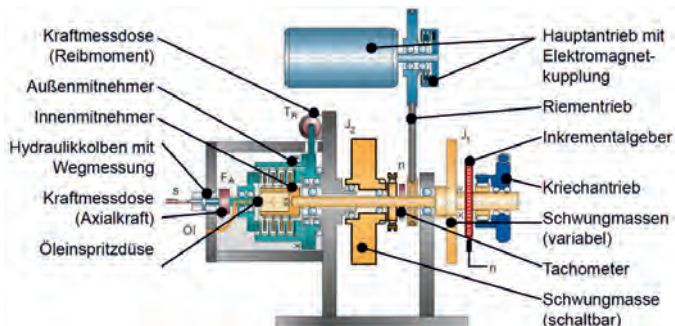


Bild 2: Komponentenprüfstand ZF/FZG KLP-260 – Schema (nach Meingaßner et al. [36])

Für die Versuche wird im Komponentenprüfstand ZF/FZG KLP-260 ein vollständiges Lamellenpaket über entsprechende Mitnehmer verbaut. Der Außenmitnehmer ist fest mit dem Gehäuse verbunden. Der Innenmitnehmer ist an der Zentralwelle befestigt, die mit den beiden Schwungscheiben (J_1 , J_2) verbunden ist. Das Reibmoment wird am Außenmitnehmer gemessen. Vor Beginn jedes Schaltvorganges wird die Zentralwelle durch den Hauptantrieb auf die Differenzdrehzahl Δn beschleunigt. Unmittelbar vor der Schaltung wird der Hauptantrieb durch eine elektromagnetische Kupplung von der Zentralwelle getrennt. Die Aktuierung der Kupplung erfolgt hydraulisch auf die Außenlamellen. Die verschiedenen einstellbaren Parameter (Massenträgheit, Differenzdrehzahl, Pressung) bieten eine große Flexibilität bei der Versuchsplanung [28, 36]

Nach der Beschreibung der Versuchsteile und des Prüfstands wird im folgenden Abschnitt der Versuchsablauf erläutert. Zunächst werden die Kupplungen einem Einlauf unterzogen, sodass Fertigungstoleranzen und Inhomogenitäten ausgeglichen werden. Die spezifischen Einlaufbedingungen, die sich auf die Reibfläche beziehen, sind in Tabelle 2 angegeben und orientieren sich an den Werten von Völkel [37, 38].

Einlaufstufe	Schaltungen	Pressung p in N/mm^2	Gleitgeschwindigkeit v_g in m/s	spez. Reibarbeit q in J/mm^2
1	100	0,5	6,5	0,08
2	200	1,0	8,0	0,12
3	300	1,5	15,4	0,42

Tabelle 2: Belastungen im Einlauf nach Völkel [37, 38]

Zur Untersuchung des Reibungsverhaltens vorgeschädigter Lamellenkupplungen im Dauerschaltbetrieb werden diese in Stufenversuchen vorgeschädigt. Die Durchführung dieser Schädigung kann als Konditionierung der Versuchsteile angesehen werden. Die Stufenversuche, die auf dem Komponentenprüfstand ZF/FZG KLP-260 im Bremsbetrieb durchgeführt werden, haben sich bereits bei Hensel [35] und Strebel et al. [39] bewährt. Im Stufentest wird die Ausgangsdrehzahl der Schaltung von Lastniveau zu Lastniveau erhöht. Dabei ist die Anzahl der Schaltungen mit zehn Schaltungen pro Lastniveau entsprechend klein, um Langzeitveränderungen der Kupplung auszuschließen, aber entsprechend groß, um stochastische Effekte bei der Entstehung von Spontanschäden zu minimieren. Nach jeder Laststufe wird die Kupplung auf Anzeichen von Schäden untersucht und alle Änderungen werden dokumentiert. Die Zykluszeit zwischen zwei Schaltungen ist lang genug (40 s), um die Rückkühlung des Kupplungssystems auf Öleinspritztemperatur vor jeder Schaltung zu gewährleisten. Während des Einlaufens und des Stufenversuchs beträgt der spezifische Kühlölvolumenstrom bezogen auf die Kupplungsfläche für alle Kupplungen 0,8 mm³/mm²s. Die Belastungsniveaus des Stufenversuchs sind in Tabelle 4 aufgeführt. Alle Belastungen sind bezogen auf die Bruttoreibfläche normiert. [28]

Laststufe	spez. Reibarbeit in J/mm ²	spez. Reibleistung in W/mm ²	Pressung in N/mm ²	Gleitgeschwindigkeit in m/s
1	0,53	1,18	0,75	12,1
2	0,76	1,42	0,75	14,6
3	1,03	1,66	0,75	17,0
4	1,35	1,89	0,75	19,4
5	1,70	2,13	0,75	21,8
6	2,10	2,37	0,75	24,3
7	2,39	2,52	0,75	25,9
8	2,78	2,72	0,75	27,9
9	3,20	2,92	0,75	29,9
10	3,55	3,08	0,75	31,5

Tabelle 3: Belastungen im Stufenversuch

Zur besseren Übersicht werden die Belastungen im Stufenversuch auch grafisch dargestellt. Bild 3 veranschaulicht die spezifischen Belastungsstufen eines Stufentests mit zehn Laststufen. Jeder Punkt stellt eine Laststufe des Stufentests dar.

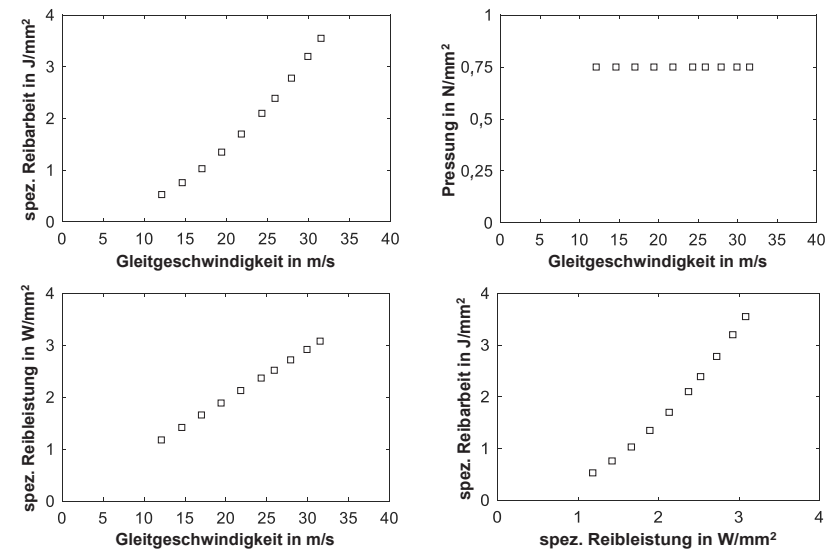


Bild 3: Belastungen im Stufenversuch

Es werden drei Kupplungspakete im Stufenversuch unterschiedlich stark vorgeschädigt (LS-4, LS-6, LS-7). Die Kupplungspakete des Referenzversuchs werden nicht vorgeschädigt (LS-0). Für diesen folgt nach dem Einlauf direkt der Dauerschaltversuch ohne schädigenden Stufenversuch. Tabelle 4 stellt eine Versuchsübersicht dar.

Versuchsbezeichnung	Laststufe im Stufenversuch
LS-0	kein Stufenversuch
LS-4	4
LS-6	6
LS-7	7

Tabelle 4: Versuchsübersicht

Im Anschluss an den Stufenversuch folgt der Dauerschaltversuch mit Belastungen gemäß Tabelle 5. Während des Dauerversuchs betragen der spezifische Kühlölvolumenstrom 0,8 mm³/mm²s und die Zykluszeit 15 s.

Schaltungen	Pressung p / N/mm²	Gleitgeschwindigkeit v _g / m/s	spez. Reibarbeit q / J/mm²
10.000	1,0	13,8	0,73

Tabelle 5: Belastungen im Dauerschaltversuch

3. Versuchsteile und Forschungsmethode

Für den Versuch LS-4 wurde der Stufenversuch bis zur Laststufe 4 durchgeführt (vgl. Tabelle 4 / Bild 4 a). Unter diesen Belastungen kommt es zu ersten lokalen Verformungen auf den Stahllamellen. Diese Schädigungsform wurde in der Literatur mehrfach beschrieben [1, 6, 40]. Der Reibungszahlverlauf für eine exemplarische Schaltung auf diesem Lastniveau ist in Bild 4 b) abgebildet. Neben drehzahlabhängigen Schwankungen im Reibungszahlverlauf können keine Auffälligkeiten beobachtet werden. Dem Stufentest folgte der Dauerversuch.

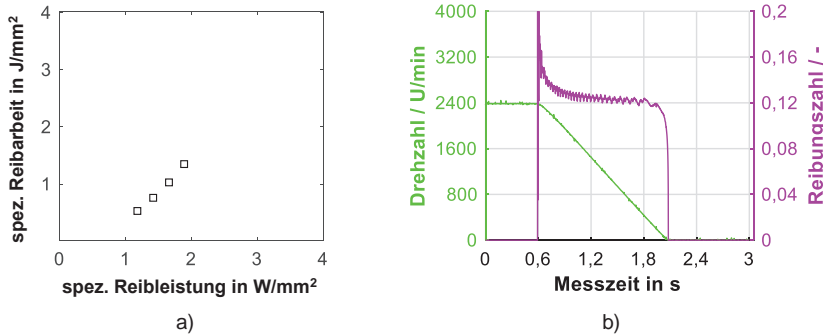


Bild 4: a) Belastungen für die Vorschädigung bei Laststufe 4, b) exemplarischer Reibungszahlverlauf in der höchsten Laststufe

Bild 5 a) zeigt die Stahl- und Belaglamelle direkt nach dem Stufentest. Die Stahllamellen zeigen erste lokale Verformungen. Diese sind nach dem Dauerschaltversuch schwächer erkennbar (vgl. Bild 5 b). Die Belaglamellen zeigen nach dem Dauerschaltversuch geringe Verschleißspuren.



Bild 5: Fotos der vorgeschädigten Stahl- und Belaglamellen - a) nach Laststufe 4, b) nach dem Dauerschaltversuch

Der Stufenversuch für Versuch LS-6 wurde bis Laststufe 6 ausgeführt. Die Belastungen sind Tabelle 3 sowie Bild 6 a) zu entnehmen. Der Stufentest wurde so lange durchgeführt, bis starke lokale Verfärbung auf der Stahllamelle auftreten. Gleichzeitig ist ein Auffächern der drehzahlabhängigen Schwankungen im ersten Drittel der Schaltung zu beobachten (vgl. Bild 6 b).

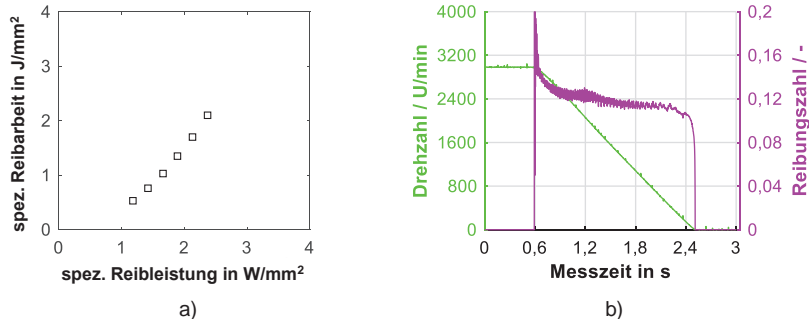


Bild 6: a) Belastungen für die Vorschädigung bei Laststufe 6, b) exemplarischer Reibungszahlverlauf in der höchsten Laststufe

Bild 7 stellt die Stahl- und Belaglamellen direkt nach dem Stufentest sowie nach dem Dauerschaltversuch dar. Auf der rechten Seite in Bild 7 sind starke lokale Verfärbungen auf der Stahllamelle erkennbar. Diese sind nach dem Dauerschaltversuch in ihrer Erscheinungsform weniger stark auffallend. Die Belaglamellen zeigen nach dem Dauerschaltversuch geringe Verschleißspuren.



Bild 7: Fotos der vorgeschädigten Stahl- und Belaglamellen - a) nach Laststufe 6, b) nach dem Dauerschaltversuch

Bild 8 a) zeigt die Belastungen für Versuch LS-7 sowie den Reibungszahlverlauf einer Schaltung auf Laststufe 7. Neben lokalen Verfärbungen auf der Stahlplatte treten lokale Verdickungen auf. Diese Verdickungen ($<0,1\text{mm}$) wurden mit einer Bügelmessschraube gemessen. Gleichzeitig ist ein starkes Auffächern der drehzahlabhängigen Schwankungen über die gesamte Schaltung hinweg zu beobachten. Dem Stufentest folgte der Dauerversuch.

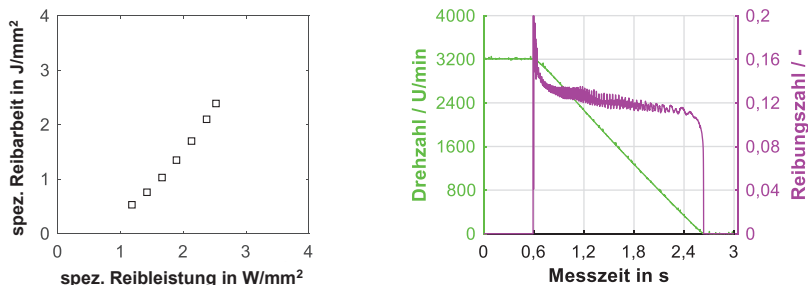


Bild 8: a) Belastungen für die Vorschädigung bei Laststufe 7, b) exemplarischer Reibungsverlauf in der höchsten Laststufe

Analog zu den vorherigen Darstellungen zeigt Bild 9 a) die Stahl- und Belaglamelle direkt nach dem Stufentest. Auf der rechten Seite (Bild 9 b) ist der Zustand der Lamellen nach dem Dauerschaltversuch dokumentiert. Die Fotos zeigen, dass lokale Verfärbungen sich im Laufe des Dauerschaltversuches abschwächen. Lokale Verdickungen sind auch nach dem Dauerschaltversuch messbar vorhanden. Der Reibbelag zeigt nach dem Stufenversuch Verschleißspuren, die sich im Laufe der 10.000 Schaltungen deutlich verstärken.



Bild 9: Fotos der vorgeschädigten Stahl- und Belaglamellen - a) nach Laststufe 7, b) nach dem Dauerschaltversuch

Bild 10 zeigt die Reibungsverläufe der letzten 10 Schaltungen im Einlauf für Versuch LS-4. Es ist ersichtlich, dass sich die Reibungsverläufe der letzten 10 Schaltungen nur minimal unterscheiden. Diese Erkenntnis ist für die Auswertung und Bewertung der nachfolgenden Messschriebe von Bedeutung. Die Bilder 11, 12 und 13 zeigen die Reibungsverläufe der drei vorgeschädigten Kupplungen (LS-4, LS-6 und LS-7) und der nicht vorgeschädigten Referenzkupplung (LS-0) für ausgewählte Schaltungen im Dauerschaltversuch.

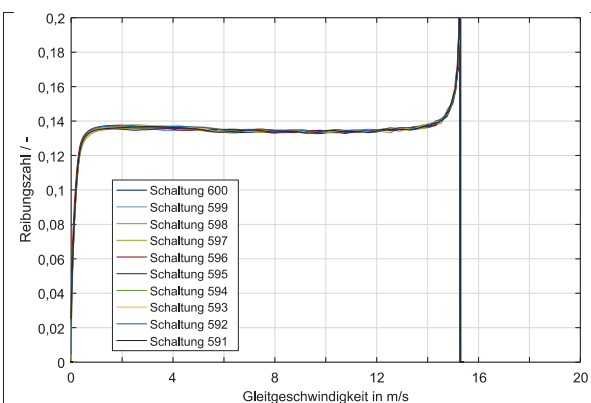


Bild 10: Reibungsverläufe der letzten 10 Schaltungen des Einlaufs von Versuch LS-4

Für Schaltung 1 im Dauerversuch (vgl. Bild 11) sind die Reibwerte zu Beginn der Schaltung von Versuch LS-4 am höchsten. Die Werte von LS-0 und LS6 liegen auf dem gleichen Niveau. LS7 zeigt vergleichsweise geringe Reibungszahlen zu Schaltungsbeginn. Am Ende der Schaltung befinden sich die unterschiedlichen Kupplungen auf dem gleichen Reibungszahlniveau. Bei

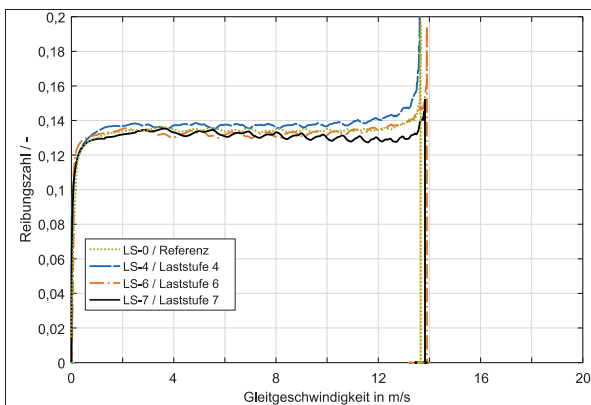


Bild 11: Einzelschaltungsvergleich vorgeschädigter und nicht vorgeschädigter Lamellenpakete (Schaltung 10 im Dauerschaltversuch)

Versuch LS-7 nimmt die Reibungszahl mit Abnahme der Gleitgeschwindigkeit leicht zu, währenddessen sich das Reibungszahlniveau bei den anderen

Versuchen auf dem gleichen Niveau hält. Die Messungen zeigen drehzahlabhängige Schwankungen der Reibungszahl. Umso stärker die Vorschädigungen der Versuchsteile sind, desto stärker fallen die Schwankungen aus.

Bild 12 zeigt die Reibungsverläufe über der Gleitgeschwindigkeit für Schaltung 5.000 im Dauerschaltversuch. Das

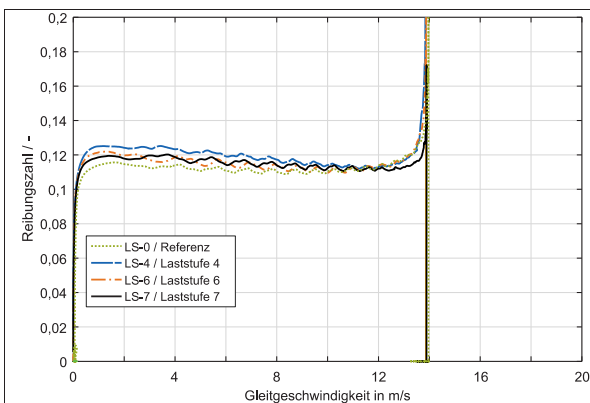


Bild 12: Einzelschaltungsvergleich vorgeschädigter und nicht vorgeschädigter Lamellenpakete (Schaltung 5.000 im Dauerschaltversuch)

Lamellenpaket, das auf Laststufe 7 vorgeschädigt wurde, weist zu Beginn der Schaltung

niedrigere Reibungszahlen als die Vergleichspakete auf. Bei Gleitgeschwindigkeiten zwischen 12 und 11 m/s zeigen alle Versuchspakete die identische Reibcharakteristik. Mit Abnahme der Gleitgeschwindigkeit

kommt es zu Unterschieden zwischen den Versuchen. Der Gradient des Reibwerts über der Gleitgeschwindigkeit ist mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit in den

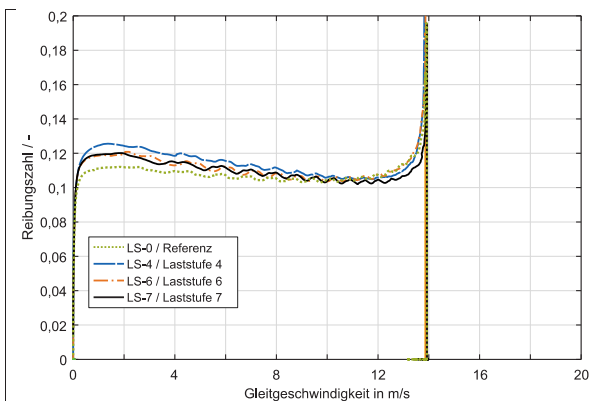


Bild 13: Einzelschaltungsvergleich vorgeschädigter und nicht vorgeschädigter Lamellenpakete (Schaltung 10.000 im Dauerschaltversuch)

vorgeschädigten Kupplungspaketen größer als in der Referenzkupplung. Die Messungen zeigen drehzahlabhängige Schwankungen des Reibmoments und damit der Reibungszahl für alle Versuchspakete.

Für Schaltung 10.000 im Dauertest zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei Schaltung 5.000 (vgl. Bild 13). Eine Zunahme des Reibungskoeffizienten bei Abnahme der Gleitgeschwindigkeit ist bei allen Kupplungspaketen zu beobachten. Diese Zunahme ist bei vorgeschädigten Versuchspaketen stärker als bei dem Referenzpaket. Zusätzlich ist bei den vorgeschädigten Systemen eine stärkere drehzahlabhängige Schwankung des Reibwertes zu beobachten. Zusätzlich zu den einzelnen Schaltungen sind in Bild 14 die Trendkurven für die mittlere

Reibungszahl μ_{mit} der vier im Dauerschaltversuch untersuchten Kupplungen dargestellt. Die mittlere Reibungszahl μ_{mit} entspricht dem arithmetischen Mittelwert der Reibungszahl im Bereich 0 % bis 60 % der maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,\text{max}}$ [39]. Nachdem sich ein stabiles Reibungszahlniveau zu Beginn des Versuchs für alle Kupplungspakete

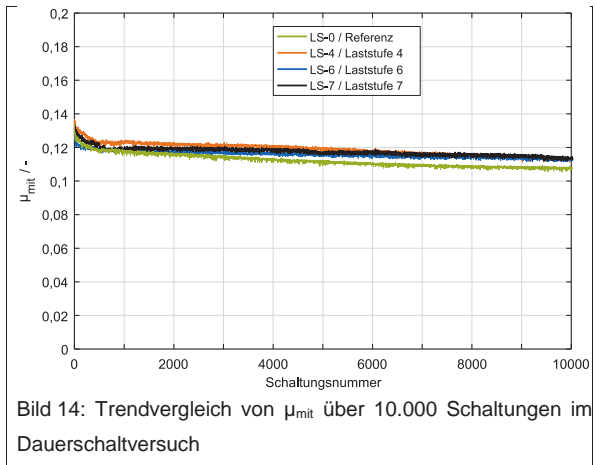


Bild 14: Trendvergleich von μ_{mit} über 10.000 Schaltungen im Dauerschaltversuch

gebildet hat, fallen alle vier Trendkurven im Laufe des Versuchs ab. Die drei vorgeschädigten Systeme befinden sich zu Ende des Versuchs auf ähnlichem Reibungszahlniveau. Beim Referenzsystem werden zu Versuchsende niedrigere Werte als bei den vorgeschädigten Systemen gemessen.

4. Diskussion

Im Stufentest führen die verschiedenen Lastniveaus zu unterschiedlichen Schädigungsformen. Lokale Verfärbungen und lokale Verdickungen können beobachtet werden. Nach dem Dauertest sind lokale Verfärbungen noch in abgeschwächter Form sichtbar. Lokale Verdickungen sind weiterhin auf den Stahllamellen vorhanden. Dies zeigt, dass lokale Verfärbungen, die von Duminy [40] auch als Ölcrackprodukte beschrieben werden, durch Verschleißmechanismen während des Dauerschaltversuchs wieder teilweise abgetragen werden. Es hat sich gezeigt, dass die am stärksten geschädigte Kupplung bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, also zu Schaltungsbeginn eindeutig niedrigere Reibungszahlen aufweist als die restlichen getesteten Pakete. Von Acuner [41] wurde im Falle

von Carbon-Synchronisierung dieses Verhalten damit begründet, dass der Reibbelag durch Öblagerungen eingeglättet wurde. Es ist zu vermuten, dass dieses Phänomen auch hier eintritt und dass die Belagporen teilweise verstopft und verschmiert werden. Zusätzlich ist bei den vorgeschädigten Systemen eine stärkere drehzahlabhängige Schwankung des Reibmoments zu beobachten. Je stärker die Vorschädigungen der Versuchsteile sind, desto stärker fallen die Schwankungen aus. In nachfolgenden Untersuchungen sollen Kreuztest durchgeführt werden, sodass man die Effekte (Abfall Reibungszahl, Drehzahlschwankungen) den geschädigten Lamellen (Belag- / Stahllamelle) zuordnen kann. Die vorgeschädigten Lamellen sollen mit Lamellen im Neuzustand gepaart werden. Darüber hinaus sollen Versuche mit Temperaturmessungen durchgeführt werden, damit eine Abhängigkeit des Schädigungseintritts sowie des Abfalls der Reibungszahl vom Temperaturniveau betrachtet werden kann.

5. Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung werden Untersuchungen des Einflusses von Spontanschäden auf das Reibungsverhalten einer Lamellenkupplung im Dauerschaltbetrieb beschrieben. Drei Kupplungen wurden im Stufenversuch bei unterschiedlichen Belastungen vorgeschädigt. Es traten leichte und starke lokale Verfärbungen, sowie lokale Verfärbungen mit lokalen Verdickungen auf. Im Anschluss folgte ein Dauerschaltversuch (10.000 Schaltungen) mit drei vorgeschädigten Kupplungen und einer nicht vorgeschädigten Referenzkupplung. Nach dem Dauerschaltversuch sind die lokalen Verfärbungen nur mehr schwächer erkennbar. Lokale Verdickungen sind weiterhin auf der Stahllamelle vorhanden. Im Dauerschaltversuch sind drehzahlabhängige Schwankungen des Reibmoments zu beobachten. Je stärker die Vorschädigung war, desto stärker waren die Schwankungen, welche auf Dickenunterschiede im Kupplungspaket zurückzuführen sind. Im Trendverlauf zeigt sich, dass die mittlere Reibungszahl μ_{mit} der vorgeschädigten Kupplungspakete auf höherem Niveau liegt als bei der Referenzkupplung. Es hat sich gezeigt, dass mit stark geschädigten Lamellen noch mehrere tausend Schaltungen durchgeführt werden können. Eine Verschlechterung des Reibungsverhaltens kann beobachtet werden.

6. Danksagung

Die vorgestellten Erkenntnisse basieren auf dem Forschungsvorhaben FVA-Nr. 515/V; gefördert aus Eigenmitteln der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Die Autoren bedanken sich für die Förderung und Unterstützung bei der FVA und den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Anderson, A. E. u. Knapp, R. A.: Hot spotting in automotive friction systems. *Wear* 135 (1990) 2, S. 319–337
- [2] Bryant, D., Fieldhouse, J. D. u. Talbot, C. J.: Brake Judder - An Investigation of the Thermo-elastic and Thermo-plastic Effects during Braking. *International Journal of Vehicle Structures and Systems* 3 (2011) 1
- [3] Hensel, M., Pflaum, H. u. Stahl, K.: FVA-Nr. 515 II - Heft 1089 - Lebensdauer Lamellenkupplungen - Abschlussbericht. Einflüsse neuartiger Reibbeläge und Öle sowie der Betriebsart auf die Lebensdauer von Lamellenkupplungen. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2014
- [4] Kasem, H., Brunel, J. F., Dufrénoy, P., Siroux, M. u. Desmet, B.: Thermal levels and sub-surface damage induced by the occurrence of hot spots during high-energy braking. *Wear* 270 (2011) 5-6, S. 355–364
- [5] Schneider, T., Strebel, M., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Spontanschädigungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen mit organischen und metallischen Reibbelägen. *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research* 83 (2019) 2, S. 199–207
- [6] Fairbank, D., Maruo, K., Du, S. u. Newcomb, T.: ATF Additive Effects on Hot Spot Formation in Wet Clutches. International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition; San Antonio, TX; United States; 24 September. SAE Technical Paper Series (2001)
- [7] Hämmerl, B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung, Technische Universität München Dissertation. München 1995
- [8] Hirano, T., Maruo, K., Gu, X. u. Fujii, T.: Development of Friction Material and Quantitative Analysis for Hot Spot Phenomenon in Wet Clutch System. SAE Technical Paper Series (2007)
- [9] Pfleger, F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen, Technische Universität München Dissertation. München 1998
- [10] Groetsch, D., Stockinger, U., Schneider, T., Reiner, F., Voelkel, K., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Experimental investigations of spontaneous damage to wet multi-plate clutches with carbon friction linings. *FORSCHUNG IM INGENIEURWESEN-ENGINEERING RESEARCH* 117 (2021), S. 2480
- [11] Schneider, T., Bedrikow, A. B., Völkel, K., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Comparison of Various Wet-Running Multi-Plate Clutches with Paper Friction Lining with Regard to Spontaneous Damage Behavior. *Tribology in Industry* 43 (2021) 1, S. 40–56

- [12] Fec, M. C. u. Sehitoglu, H.: Thermal-mechanical damage in railroad wheels due to hot spotting. *Wear* 102 (1985) 1-2, S. 31–42
- [13] Fieldhouse, J. D., Bryant, D. u. Talbot, C. J.: Hot Judder - An Investigation of the Thermo-Elastic and Thermo-Plastic Effects during Braking. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 4 (2011) 2, S. 1086–1101
- [14] Degallaix, G., Dufrénoy, P., Wong, J., Wicker, P. u. Bumbieler, F.: Failure Mechanisms of TGV Brake Discs. *The Mechanical Behavior of Materials* 345 - 346 (2007), S. 697–700
- [15] Antoni, G., Désoyer, T. u. Lebon, F.: A combined thermo-mechanical model for Tribological Surface Transformations. *Mechanics of Materials* 49 (2012), S. 92–99
- [16] Lee, K. u. Brooks, F. W.: Hot Spotting and Judder Phenomena in Aluminum Drum Brakes. *Journal of Tribology* 125 (2003) 1, S. 44–51
- [17] Kao, T. K., Richmond, J. W. u. Douarre, A.: Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study. *International Journal of Vehicle Design* 23 (2000) 3/4, S. 276
- [18] Yu, L., Ma, B., Chen, M., Li, H., Liu, J. u. Li, M.: Investigation on the failure mechanism and safety mechanical-thermal boundary of a multi-disc clutch. *Engineering Failure Analysis* 103 (2019), S. 319–334
- [19] Dufrénoy, P., Bodovillé, G. u. Degallaix, G.: Damage mechanisms and thermomechanical loading of brake discs. *Temperature-fatigue Interaction* 29 (2002), S. 167–176
- [20] Yang, Z., Han, J., Li, W., Li, Z., Pan, L. u. Shi, X.: Analyzing the mechanisms of fatigue crack initiation and propagation in CRH EMU brake discs. *Engineering Failure Analysis* 34 (2013), S. 121–128
- [21] Tang, J., Bryant, D., Qi, H., Whiteside, B. u. Babenko, M.: Simplified three-dimensional finite element hot-spotting modelling of a pin-mounted vented brake disc: an investigation of hot-spotting determinants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 232 (2018) 7, S. 877–895
- [22] Barber, J. R.: Thermoelastic Instabilities in the Sliding of Comforming Solids. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 312 (1969) 1510, S. 381–394
- [23] Zhao, J.-X., Ma, B., Li, H.-Y., Zhu, L., Han, M. u. Zhu, L.-A.: Thermoelastic stability of wet clutches during engaging process. *Jilin Daxue Xuebao (Gongxueban)/Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)* 45 (2015) 1, S. 22–28
- [24] Zagrodzki, P. u. Truncone, S. A.: Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short-term engagement. *Wear* 254 (2003) 5-6, S. 474–491

- [25] Kubota, M., Suenaga, T. u. Kazuhiro, D.: A Study of the Mechanism Causing High-Speed Brake Judder. SAE Technical Paper Series (1998)
- [26] Kumar, M., Boidin, X., Desplanques, Y. u. Bijwe, J.: Influence of various metallic fillers in friction materials on hot-spot appearance during stop braking. *Wear* 270 (2011) 5-6, S. 371–381
- [27] Zhao, W. u. Zagrodzki, P.: Study of Wet Friction Material Test Under Severe Thermal and Mechanical Loading (“Bump Test”). *Wear* 123 (2001) 1, S. 224
- [28] Schneider, T., Voelkel, K., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Friction Behavior of Pre-Damaged Wet-Running Multi-Plate Clutches in an Endurance Test. *Lubricants* 8 (2020) 7, S. 68
- [29] Acuner, R., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Tribologische Schädigungsmechanismen von Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen. GETLUB - Tribologie- und Schmierstoffkongress. 2016, S. 239–251
- [30] Stockinger, U., Schneider, T., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Single vs. multi-cone synchronizers with carbon friction lining—a comparison of load limits and deterioration behavior. *FORSCHUNG IM INGENIEURWESEN-ENGINEERING RESEARCH* 214 (2020) 1, S. 55
- [31] Matsumoto, T.: The Influence of Paper-Based Friction Material Porosity on the Performance of a Wet Clutch. SAE Technical Paper Nr. 941032 (1994)
- [32] Nyman, P., Mäki, R., Olsson, R. u. Ganemi, B.: Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications. *Wear* 261 (2006) 1, S. 46–52
- [33] Wimmer, T., Pflaum, H. u. Stahl, K.: FVA Nr. 413 I - Heft 754; Lastkollektive Lamellenkupplungen. Untersuchung der Einflüsse der Lastfolge auf das Betriebsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2005
- [34] Li, M., Khonsari, M. M., McCarthy, D.M.C. u. Lundin, J.: On the wear prediction of the paper-based friction material in a wet clutch. *Wear* 334-335 (2015), S. 56–66
- [35] Hensel, M.: Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, Technische Universität München Dissertation. München 2014
- [36] Meingaßner, G. J., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Test-Rig Based Evaluation of Performance Data of Wet Disk Clutches. 14th International CTI Symposium (2015)
- [37] Voelkel, K.: Einflüsse des Reibsystems auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen. Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 343 IV. Frankfurt: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2020
- [38] Voelkel, K., Pflaum, H. u. Stahl, K.: FVA-Nr.150/VII - Heft 1204 - KUPSIM 3.0 Abschlussbericht. Erweiterung der Simulationstheorie zur Berechnung des instationären

- Temperaturverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2016
- [39] Meingaßner, G. J.: Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf, Technische Universität München Dissertation. München 2017
- [40] Duminy, J. u. Federn, K.: FVA Nr. 9 I - Heft 52; Ermittlung der Leistungsgrenzen der Reibpaarung Stahl/Sinterbronze, in ölgeschmierten Reibungskupplungen unter Berücksichtigung des Einflusses der Kühl- und Schmiermittel. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (1977) 52
- [41] Acuner, R.: Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen, Technische Universität München Dissertation 2016

Vorstellung eines Eco Nassbelags

Dipl.-Ing. (FH) **Stefan Steinmetz**, Dipl.-Ing. **Christian Denda**,
Schaeffler Automotive Bühl GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Der Wandel der Automobilindustrie hin zu steigender Hybridisierung der Antriebe führt unter anderem auch zu einem steigenden Bedarf an Nasskupplungen. Kernstück dieser Nasskupplungen sind innerhalb des Reibsystems die Nassbelaglamellen, die Schaeffler in den letzten Jahren entwickelt hat und aktuell in die Serienfertigung gehen. Stetig steigende Klimaziele und höhere Anforderungen an den Umweltschutz stellen die Industrie dabei regelmäßig vor neue Herausforderungen. Um diese zu bewältigen müssen auch bestehende Prozesse kontinuierlich weiterentwickelt werden. Die Herstellung der Nassbelaglamellen hat sich die letzten Jahre jedoch nur wenig verändert und ist mit diesen steigenden Anforderungen nur schwer in Einklang zu bringen. Daher hat Schaeffler die drei wesentlichen Prozesse: Reibpapierherstellung, Oberflächenaktivierung der Trägerbleche und Klebstoffbeschichtung der Trägerbleche, bei denen große Mengen an organischen Lösemitteln und Chemikalien eingesetzt werden, unter den Gesichtspunkten Klima- und Umweltschutz weiterentwickelt. Die von Schaeffler entwickelte Reibpapierherstellung verzichtet dadurch vollkommen auf den Einsatz von organischen Lösemitteln. Die Aktivierung der Trägerblechoberfläche erfolgt standardmäßig durch einen chemischen Beizprozess. Auch hier ist es gelungen, durch ein innovatives Laser-Strukturierungs-Verfahren, auf den Einsatz von umweltschädlichen Chemikalien zu verzichten. Die Weiterentwicklung der Klebstoffbeschichtung der Trägerbleche konzentriert sich aktuell auf den Einsatz von lösemittelfreien/-armen Klebstoffen. Die meisten geeigneten Klebstoffe sind in organischen Lösemitteln gelöst. Es sind auch einige wenige wasserbasierte Klebstoffe auf dem Markt erhältlich, jedoch stellt deren Einsatz den Beschichtungs-Prozess vor neue Herausforderungen, um ein qualitativ vergleichbares Beschichtungsergebnis zu erzeugen. Die unter diesen Aspekten hergestellten Eco Nassbeläge sind konzipiert für den Einsatz in modernen Antrieben. Die Beispiele aus klassischen Triebsträngen, ebenso wie aus dem Bereich der E-Mobilität, zeigen deren breite Einsatzmöglichkeiten und beweisen, dass Nachhaltigkeit und hohe technische Funktionalität kein Widerspruch sein müssen.

1. Nasskupplung in der Mobilität der Zukunft

Neben der zunehmenden globalen Urbanisierung, stärkeren Digitalisierung und dem Bedarf an höherer Automatisierung spielt der Klimawandel die wichtigste treibende Rolle im Wandel der Mobilität. Ambitionierte Klimaziele, Knappheit an fossilen Rohstoffen und der steigende Bedarf an Mobilität erfordern zukünftig neue Mobilitäts- und Antriebskonzepte. Die Elektrifizierung von Fahrzeugen nimmt hier bereits eine wichtige Rolle ein und kann einen wichtigen Beitrag zur Reduzierung von CO₂-Emissionen und Umweltschutz leisten. Schaeffler hat basierend auf Marktanalysen und eigenen Berechnungen eine klare Vision, wie sich die unterschiedlichen Antriebsarten und deren Marktanteile zukünftig entwickeln werden.

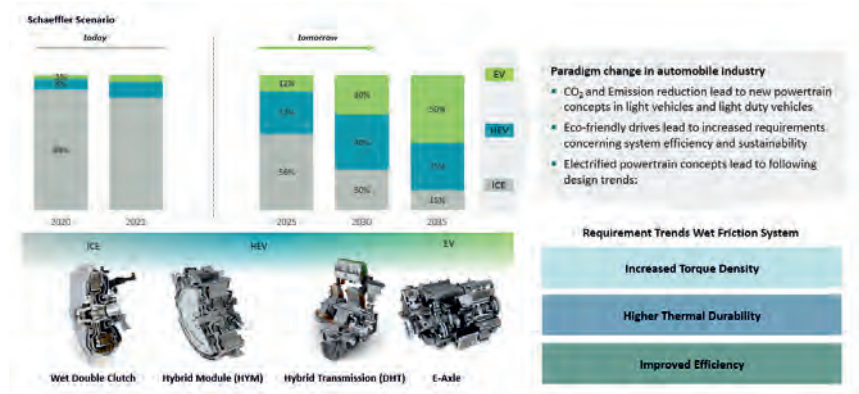


Bild 1: Schaeffler Szenario globaler Antriebsmix und Anforderungstrends an die Nasskupplung

In diesem Szenario werden 2030 bereits 30% der global produzierten Pkw mit einem rein elektrischen Antrieb unterwegs sein. Hybridisierte Antriebsstränge sind mit 40% am Markt vertreten. Die verbleibenden 30% der Fahrzeuge haben dann noch einen konventionellen Antrieb [1]. Dieser Trend wird sich hinsichtlich verschärfender Regularien zur Erreichung von CO₂-Zielen und Verbrenner-Verboten weiter beschleunigen.

In der Elektrifizierung bestehender und neuer Antriebsstrangkonzeppte verändern sich ebenfalls die Anforderung an die Antriebsstrangkomponenten. Anfahr-, Schalt- und Trennelemente spielen bei der Umsetzung von elektrifizierten Antrieben weiterhin eine wichtige Rolle. Insbesondere in der technischen Umsetzung von P2-Hybridsystemen, in dedizierten Hybridge-

trieben, als Abkoppel- und Schaltelemente und im Torque Vectoring in E-Achsen finden nasse Kupplungen und Bremsen ihre Anwendung. Hier gilt es die Nasskupplungen und -bremsen weiterhin hinsichtlich des benötigten Bauraums und der Systemeffizienz zu verbessern. Durch den elektrifizierten Antriebsstrang stellen insbesondere die Erhöhung der Drehmomentdichte, ein robustes thermisches Verhalten und die erhöhte Rupfempfindlichkeit der Antriebsstränge als auch verkürzte Reaktionszeiten Herausforderungen an die Entwicklung von Nasskupplungen und -bremsen dar. Kernstück dieser Nasskupplungen und -bremsen sind innerhalb des Reibsystems die Nassbelaglamellen. Je nach Anwendung und geforderter Funktionalität werden individuelle Reibmaterialien benötigt, um die gesetzten Entwicklungsziele zu erreichen. Durch das steigende Bewusstsein im Umweltschutz und Nachhaltigkeit stehen neben den Produkteigenschaften immer mehr die Fertigungsprozesse und benötigen Rohstoffe im Fokus.

2. Nachhaltigkeitstrend

Wir bewegen uns in Zeiten des technischen und gesellschaftlichen Wandels. Der fortschreitende Klimawandel, die zunehmende Urbanisierung, Globalisierung und Digitalisierung beeinflussen unser Leben und Arbeiten bereits heute [2].

Spätestens seit den schrecklichen Ereignissen in Altenlahr ist der Klimawandel auch in Deutschland angekommen und direkt greifbar. Der Klimawandel zwingt Wirtschaft und Industrie in die Verantwortung, Prozesse und Verfahren unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit zu betrachten und neue Wege konsequent zu beschreiten. Diese Verantwortung ist bei Schaeffler nicht nur im Unternehmenskodex verankert, sondern auch elementarer Bestandteil der operativ wirksamen Roadmap 2025 [3].

Im Rahmen der Nachhaltigkeitsstrategie richtet Schaeffler konsequent die Produktionsprozesse auf Ressourceneffizienz, Umweltverträglichkeit und Ressourcenschonung aus, siehe Bild 2 [4].



Bild 2: Klimawandel & Nachhaltigkeitstrend

Wie können nun konkret kommerzielle und technische Marktanforderung als auch Nachhaltigkeit im Bereich der Reibsysteme für nasslaufende Anwendungen in Einklang gebracht werden?

Schon so viel im Voraus – es ist machbar und wie genau, sollen die nun folgende Kapitel zeigen.

3. Lösungsansatz – Schaeffler ECO Nassbelag

In Öl laufende Reibsysteme bestehen aus

- dem Nassbelag
- Stahllamelle (Gegenläufer zum Nassbelag)
- Kupplungs-/Getriebe-Öl mit applikationsabhängiger Additivierung

Ein Nassbelag besteht in der Regel immer aus den Komponenten, siehe Bild 3:

- Nasslaufpapier (Reibmaterial)
- Trägerlamelle
- Kleber (verbindet das Nasslaufpapier mit der Trägerlamelle)



Bild 3: Nass-Reibsystem und seine Komponenten

Das Nasslaufpapier bestimmt aufgrund der Materialzusammensetzung, dem Formdesign und den Verarbeitungsbedingungen im Wesentlichen die Reibperformance. Die Trägerlamelle bestehend aus einem bzgl. Festigkeit zum Lamellenträger korrespondierenden Stahlmaterial kann gewellt oder ungewellt sein und beeinflusst damit im Wesentlichen die Trenneigenschaften und damit das Schleppmoment des Reibsystems.

Die heute gängigen Nasslaufpapiere bestehen aus unterschiedlichen Fasern, wie Aramid, Kohle- und/oder Cellulosefaser, Füllstoffe, funktionale Zuschlagstoffe und Bindemittel. Die Bindemittel sind dabei im Wesentlichen basierend auf Phenolharze. Zunächst wird aus den Fasern und Füll-/Zuschlagstoffen unter Einsatz einer für die notwendigen Flächengewichten geeigneten Papiermaschine ein Rohpapier hergestellt. Dieses Rohpapier wird dann in einem separaten Prozessschritt und in einer dafür geeigneten Imprägnier-Anlage mit dem Bindemittel – ein Phenolharz, gelöst in einem organischen Lösemittel – imprägniert. Nachteil dieser Technologie ist – unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit – der generelle Einsatz organischer Lösemittel, die nach dem Imprägnieren in einer Trockenstrecke entfernt werden müssen. Diese können entweder wieder teilweise zurückgewonnen oder aber auch durch eine thermische Abluftbehandlung abgebaut werden.

In allen Fällen stellt dies einen Umwelt-Aspekt mit erheblichen Energieaufwand und Abluftbelastung dar. Auch der Aspekt der Arbeitssicherheit ist in Bezug auf Einhaltung der Luftqualität in Arbeitsumgebung/Abluft und dem Explosionsrisiko nicht zu vernachlässigen und durchaus anspruchsvoll und kostenintensiv.

Dieser Prozess stellt aktuell den Stand der Technik dar. Anspruch von Schaeffler war es, die oben genannte Nachteile durch einen innovativen und nachhaltigen Papierherstellungsprozess zu ersetzen.

Die Lösung ist eine Papierherstellung in einem Schritt, bei dem der Faser-/Füllstoff-Mischung das Bindemittel in Form eines alkalischen Phenolharz-Phenolats bereits zu Beginn des Papierherstellprozesses zugefügt wird, siehe Bild 4. Das bindende Phenolharz wird dabei durch Zugabe einer Säure partikulär ausgefällt und durch die Fasern retentiert. In der Trockenpartie der Papiermaschine wird neben der Trocknung des Papiers auch das Phenolharz entsprechend den technischen Anforderungen chemisch gehärtet.

Dadurch, dass es sich um ein wässriges Bindemittelsystem handelt, sind sowohl die lösemittel-relevanten Arbeitssicherheits-Aspekte als auch die Umwelt-Aspekte bei der Fertigung von Nasslaufpapier deutlich reduziert/eliminiert und ein nachhaltiger Ansatz geschaffen.

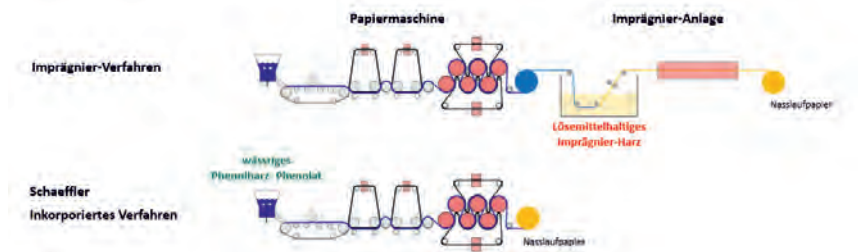


Bild 4: Nasslaufpapier | nachhaltige Fertigung mittels inkorporierten Bindemittels

Die Herstellung der Belaglamelle ist nach dem Stand der Technik die Abfolge folgender wesentlicher Schritte:

- Stanzen der Trägerlamelle
- Wellen der Trägerlamelle
- Oberflächenaktivierung der Trägerlamelle
- Kleberbeschichtung der Trägerlamelle
- Stanzen des Nasslaufpapiers
- Tackern des gestanzten Nasslaufpapiers auf die Trägerlamelle
- Verkleben der Nasslaufpapiers mit der Trägerlamelle (häufig in Kombination mit einem Nut-Präge-Prozess)
- optional abschließender Oberflächenbearbeitungsprozess

Die Prozessschritte mit den intensivsten Umweltauswirkungen sind das Oberflächenaktivieren und das Kleben selbst – hier vor allem durch die Kleberauswahl und die hiermit verbundenen Technologien.

Die Oberflächenaktivierung ist ein üblicher Schritt, um das Klebeergebnis deutlich zu verbessern und robust zu gestalten.

Als Verfahren kommen hier Sandstrahlen, Beizen, Bürsten oder andere mechanische Alternativen zum Einsatz. Sehr verbreitet ist hier vor allem der Prozess des chemischen Beizens. Dabei wird zunächst das zu aktivierende Stahlteil einem meist wässrigen Reinigungsprozess unterzogen, z.B. mit Einsatz eines alkalischen Reinigers bei erhöhter Temperatur. Nach einem wässrigen Spülvorgang wird anschließend unter Einsatz einer Säure – vorzugsweise Schwefelsäure das Stahlteil bei erhöhter Temperatur zur Reduzierung der Behandlungszeit gebeizt. Dadurch wird die Stahloberfläche zum einen von weiteren Oberflächenverunreinigungen wie z.B. Rost, Zunder befreit und zum anderen die Stahllamellenoberfläche aufgeraut sowie aktiviert. Nach dem Beizen sind weitere intensive Spülvorgänge bis zur Neutralität und ein temporärer Korrosionsschutz notwendig, siehe Bild 5.

Aufgrund des Chemikalienbedarfs, der notwendigen höheren Behandlungstemperaturen und den hohen Wasserspülmengen sind mit diesem Prozess, selbst bei Wasserkreislaufführung, hohe Umweltaspekte und arbeitssicherheitsrelevante Aspekte wirksam.

Der Lösungsansatz ist hier die Aufrauung und Aktivierung der Oberfläche durch Einsatz der Lasertechnologie. Es werden durch die Kopplung der Laserenergie in Verbindung mit Hochfrequenztechnologie in einer sehr hohen Geschwindigkeit sogenannte Dots an der Oberfläche erzeugt. Diese Dots entstehen durch das lokale mikroskalige Aufschmelzen des Stahls an der Bauteiloberfläche durch den hochenergetischen Laser-Impuls. Dieser Prozesse benötigt ausschließlich elektrische Energie zur Erzeugung des Laser-Impuls. Mit diesem innovativen und nachhaltigen Ansatz sind die Umweltauswirkungen auf ein minimales Maß reduziert.

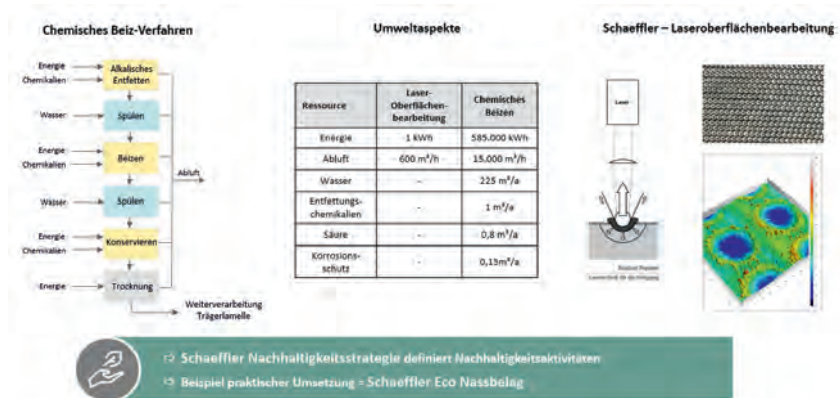


Bild 5: Schaeffler – Laseroberflächenbearbeitung

Die Kleber, die heute zum Verkleben des Nasslaufpapiers mit der Trägerlamelle zum Einsatz kommen, sind ebenso wie das Bindemittel des Nasslaufpapiers auf Phenolharzbasis. Häufig werden hier lösemittelhaltige Kleber eingesetzt, die im Tauch- oder Roller-Coating-Verfahren appliziert werden. Der Einsatz lösemittelhaltiger Kleber steht hier vor allem wegen der Lösemittlemission in der Kritik und im Fokus von entsprechenden Gesetzen und Verordnungen. Zudem wird dem erforderlichen Trocknungsprozess eine große Menge an Trocknungsenergie benötigt.

Schaeffler hat sukzessive den Lösemittelanteil der eingesetzten Kleber reduziert und arbeitet aktuell am Einsatz eines wasserbasierten Systems. In Verbindung mit höheren Luftmengen zur Trocknung besteht die Möglichkeit die Trocknungsenergie signifikant zu reduzieren.

Die Kombination aus

- Fertigung des Nasslaufpapiers mit lösemittelfreiem, inkorporiertem Bindemittel
- dem Einsatz von emissions- und ressourcenarmer Lasertechnologie
- sowie der Verwendung lösemittelarmer Klebstoffe

zeigt, dass Fertigungstechnologie und Nachhaltigkeit keine Widersprüche, sondern mit innovativen Ansätzen eine zukunftsfähige Symbiose umsetzbar ist.

4. Tribologische Performance

Neben dem vorteilhaften Herstellungsprozess hinsichtlich Nachhaltigkeit und Umweltverträglichkeit zeigt der Schaeffler ECO Nassbelag ein robustes und stabiles μ -v Verhalten über Lebensdauer und besitzt eine hohe Resistenz gegenüber Kurzzeitschädigungen wie Hot Spots.

Das Lebensdauerverhalten des Schaeffler ECO Nassbelags wurde exemplarisch mittels eines Hochlastkollektivs untersucht. Die Beanspruchung des Reibsystems innerhalb eines Lastwechsel lag bei einer spezifischen Reibenergie q_A von $3,1 \text{ J/mm}^2$ und einer maximalen Reibleistung p_{A0} von $1,1 \text{ W/mm}^2$. Die Beölung des Reibsystems wurde auf einen spezifischen Volumenstrom von $3,3 \text{ mm}^3/(\text{mm}^2\text{s})$ eingestellt.

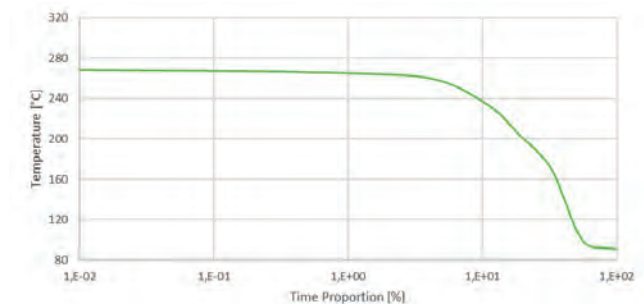


Bild 6: Haltbarkeit Hochlastdauerlauf | Temperatur-Zeitanteil-Verteilung

Aus dem definierten Belastungszyklus erfolgt eine thermische Beanspruchung des Reibsystems mit Reibflächentemperaturen von bis zu 270°C . Die resultierende Temperatur-Zeitanteil-Verteilung des Belastungszyklus ist in Bild 6 dargestellt. Der Hochlastdauerlauf beinhaltet 20.000 Belastungszyklen. Das Reibsystem mit dem Schaeffler ECO Nassbelag zeigt im Dauerlauf ein stabiles und robustes Reibungsverhalten. Dabei ist die Änderung des mittleren Reibwertniveaus des eingelaufenen Reibsystems kleiner 6%, Bild 7.

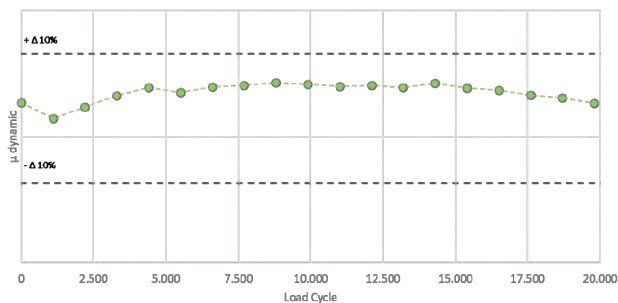


Bild 7: Haltbarkeit Hochlastdauerlauf | Entwicklung mittleres Reibwertniveau

Die μ -v-Charakteristik des Reibsystems ist ebenfalls im Dauerlauf stabil und zeigt einen positiven Reibwertgradienten, Bild 8.

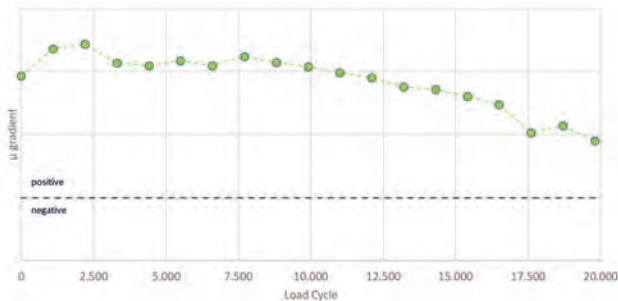


Bild 8: Haltbarkeit Hochlastdauerlauf | Entwicklung Reibwertgradient

Neben dem Lebensdauerverhalten wurde im Rahmen eines Stufentests das Kurzzeitschädigungsverhalten und die Belastungsgrenze eines Reibsystems mit Schaeffler ECO Nassbelag untersucht. Dabei wird in unterschiedlichen Stufentest-Sequenzen sukzessiv die Reibenergie und Reibleistung erhöht. Innerhalb jeder Laststufe werden 10 Schaltungen durchgeführt. Die spezifische Beölung des Reibsystems lag bei $1 \text{ mm}^3/(\text{mm}^2\text{s})$. Eine exemplarische Stufentest-Sequenzen ist in Bild 9 dargestellt.

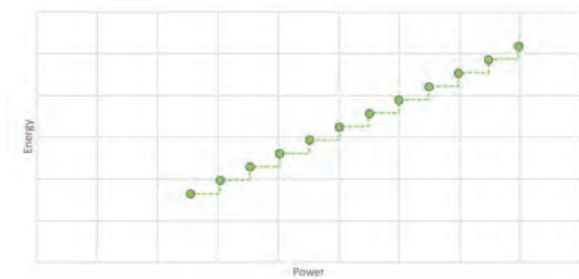


Bild 9: Stufentest Spontanschädigung (Hot Spots)

Das Reibsystem mit dem Schaeffler ECO Nassbelag zeigt eine hohe Belastungsfähigkeit und hohe Robustheit gegenüber dem Auftreten von Hitzefflecken (Hot Spots). Mittels Durchführung von mehreren Treppenstufen-Sequenzen konnte für das Reibsystem ein Grenzbelastungscharakteristik erarbeitet werden, siehe Bild 10. Dies zeigt auf, dass der Schaeffler ECO Nassbelag auch unter hohen Schaltungsbedingungen gut zurechtkommt und das Reibsystem schadensfrei betrieben werden kann.

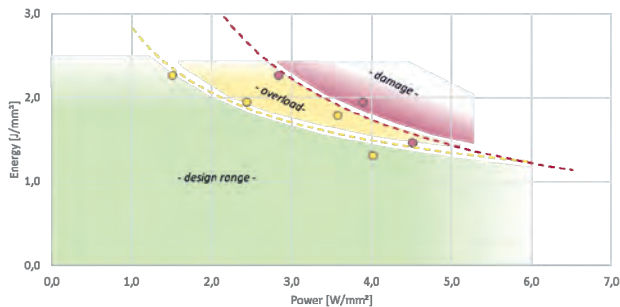


Bild 10: Robustheit Spontanschädigung (Hot Spots)

Die thermische Robustheit des Schaeffler ECO Nassbelags bietet unterschiedliche Einsatzgebiete wie in P2-Hybridsystemen, in dedizierte Hybridgetrieben und als nasse Abkoppel- und Schaltelemente in E-Achsen.

5. Zusammenfassung

Der Klimawandel fordert Unternehmen und Gesellschaft zur Übernahme zur Verantwortung und zu nachhaltigem Handeln. Schaeffler hat zur konsequenten Umsetzung von Nachhaltigkeit neben einer Strategie und Roadmap auch eine Vielzahl realer, praktischer Beispiele. Eines davon ist der Schaeffler Eco Nassbelag. Entlang der Wertschöpfungskette sind das Reibmaterial wie auch die Herstellung der Belaglamelle selbst nachhaltig gestaltet und heben sich vom Markt ab. Die hohe Performance des Reibmaterials beweist, dass hohe technische Anforderungen und nachhaltiges Handeln kein Widerspruch darstellt und einen wichtigen Beitrag zur Erreichung der Klimaziele beitragen kann.

- [1] Gutzmer, P.; Wagner, U.; Zink, M.: Mobility for Tomorrow. Schaeffler Symposium, Baden-Baden, 2018.
- [2] Information für Mitarbeiter, Neuer Unternehmenskodex der Schaeffler Gruppe veröffentlicht, 01. September 2021
- [3] Schaeffler Gruppe | Nachhaltigkeitsbericht 2020
- [4] Schaeffler TODAY: Beim Klimaschutz deutlich besser als der europäische Durchschnitt, 07.06.2021

New semi-dry friction solution for highly integrated active torque-controlled drives

Volker Föge, Stefan Blaschke, Miba Frictec GmbH, Roitham, Austria

Abstract

Increasing attempts towards higher efficiency induce constant improvements in torque-transmission applications in terms of reducing the oil volume and decreasing its viscosity. With our newly developed high-performance materials MC 650 for lubrication deficiency and MF 745 for low viscosity oils Miba could show that it is possible to reconcile these drastic actions towards efficiency enhancement with constant friction performance over a broad range of energy input and usually high level of comfort regarding NVH. These attractive offers to leading OEM and tier one customers worldwide are the consequence of a highly integrated development process from raw materials to the final application within the Miba Friction Division.

1. Introduction

Friction systems have always been key functional elements for active torque management in automotive drivelines. The infinite torque transfer during slippage based on actuation pressure is the essential functionality. Over the last 25 to 30 years many different systems have been developed to transmit torque from the front to the rear axle, from left to right or distribute torque to all wheels. Based on the economic and environmental pressure of the society the trends are following higher efficiency. This trend can be counter by downsizing the application, reducing the oil volume and developing lower viscosity fluids. The high customer expectations concerning comfort do not allow any NVH (Noise Vibration Harsh-ness) and torque oscillation or other restrictions in the performance. Rising weight of HEV and BEV due to modern drive trains and increasing complexity leads to a conflict. Higher torque demand generates bigger clutches which goes against the trend of downsizing. Additional reduction of the oil volume and/or use of new fluid technologies with very low viscosity leads to new challenges in friction technology.

Based on a broad portfolio of material technologies, which Miba has on hand, and intense analyses we decided to focus on our fiber composite technology to keep pace with these new requirements. The main benefits should be various raw materials with different properties and

the paper making process with seemingly endless variances and possibilities to reach the set targets and to be able to generate additional advantages.

2. New requirements towards highly integrated active torque-controlled drives

2.1 What is lubrication deficiency?

Constantly rising pressure towards higher efficiency of torque converting systems leads to more and more customers demanding friction materials that are highly compatible with lubrication deficiency. However, this is quite a vague and general annotation as it does not define how the deficiency is caused. There are applications where the inner shaft flow or the oil sump simply shall be reduced while others want to implement less oil splash. There are further attempts towards lubrication methods of tenuous oil mists, sprinkles or indeed only by dipping into oil before assembly. What all these set-ups have in common is a very high level of uncertainty and unknowingness. In fact, is the way of lubrication mostly not largely understood and explainable. Quantities of oil flow within the application are hardly measurable, centrifugal force prevents oil applied from the outside from migrating into the friction gap. Furthermore, the alignment of the car (uphill/downhill) or load change reactions might influence the oiling situation significantly. Hence the effective lubrication is hard to describe and depends on the customer, application, driving situation, operation area and more. However, let us introduce a very pragmatic approach (see Fig. 1) towards that topic, that we at Miba orient ourselves by.



Fig. 1: Miba's pragmatic approach to estimate the approximate oil availability over lifetime of an application.

Let us assume that the approximate lifetime of a vehicle equipped with a highly integrated active torque-controlled drive is in the range of 250.000 km and the average speed over this whole range is 50 km/h, we obtain an approximate lifetime of 5.000 operating hours. According to that it is possible to give a rough estimate of the total oil availability over the lifetime of the application depending on the oil flow-rate. Respectively we have a wide spread from 6.000.000 L oil flow over lifetime corresponding to the capacity of 300 road tankers in dual-clutch transmission (DCT) applications to deficient lubrication of approximately 5-10 mL over the lifetime in common LSD applications (see Fig. 2).

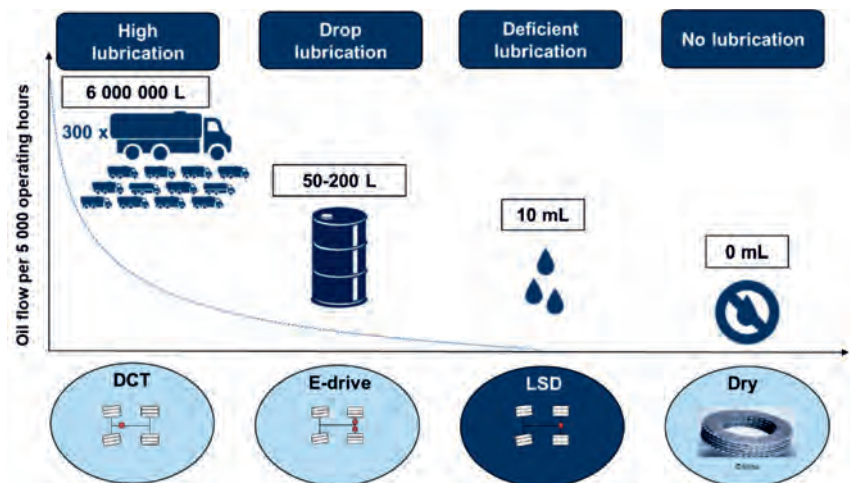


Fig. 2: Descriptive comparison of the approximate oil flow over lifetime (5.000 h) for different categories of applications.

2.2 Material development process for fiber composites at Miba

Constant development of new materials is the stated aim within Miba along with customer and market needs. Due to the fact of having the whole value chain from basic raw materials up to the final engine component under Miba control, it is possible to offer an optimized solution for tough application demands like lubrication deficiency and to react quickly to feedback from customers about prototypes provided.

Material development on lab scale

Target-oriented material development starts with a deliberate selection of raw materials. As Miba has been developing fiber composite friction materials since the 1980s we can choose from a wide list of hundreds of different fibers, fillers and specialty chemicals in our repository. Numerous different synthetic and natural fibers like cotton, cellulose, aramid, carbon and glass fibers in various dimensions can be used together with an even larger range of highly-functional fillers like graphite, coke, silicates and metal oxides, to adjust the correct material performance. The best material composition for each application is hence elaborated via empirical experiments by our researchers together with laboratory technicians and prototyping specialists. Advanced laboratory equipment allows us to simulate the entire industrial process chain from pulping and paper formation to saturation and test rig sample production on a very small scale. By that it is possible to monitor the influence of minimal changes in material composition on the tribological performance under extreme conditions like lubrication deficiency.

Industrialization on serial plant

Successful material development on lab scale is only the first step in the development of new fiber composite friction materials. Transferring the material fabrication onto the serial process plant is a crucial challenge, managed in separate industrialization projects within Miba. Large scale production of fiber composite friction materials basically works on common paper machine production facilities. These kinds of basic processes have been industrially applied since the early 19th century and are subject to continuous improvements and disruptive innovations. Hence 200 years of development have opened up a wide range of possibilities to influence and control material properties – motivation for the Miba Friction Group to make a multi-million strategic upstream investment into an own paper mill. Miba's unique and versatile paper machine arrangement being equipped with both a Fourdrinier flat wire and an inclined wire together with a well-equipped paper laboratory are the ideal tools to offer highly-optimized engineered tribology solutions to customers. In close collaboration of local paper technologists with multi-disciplinary researchers in the cross-locationally active R&D department and experienced specialists in the field digitalization like CFD simulation (see Fig. 3) a narrow targeting and specification of main important parameters like homogeneity, porosity, fiber orientation, pore distribution and mechanical strength can be achieved.

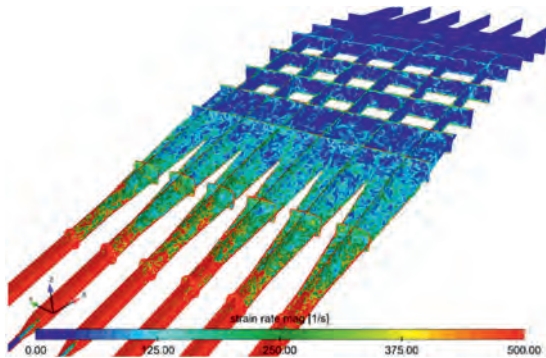


Fig. 3: Extensive CFD simulation (Large Eddy Simulation) of the headbox diffuser onto the Fourdrinier flat wire analyzing the homogeneity of strain rate distribution to control fiber orientation of the paper.

2.3 Appropriate testing devices for semi-dry friction solutions

Highly accelerated stress testing, as done in many other areas of technical systems, is not working for tribological systems. In most cases the failure modes change, and the breakdown becomes a step function. The definition of an appropriate test set-up, correlating from component level towards system and vehicle level, has been successfully developed within the last years.

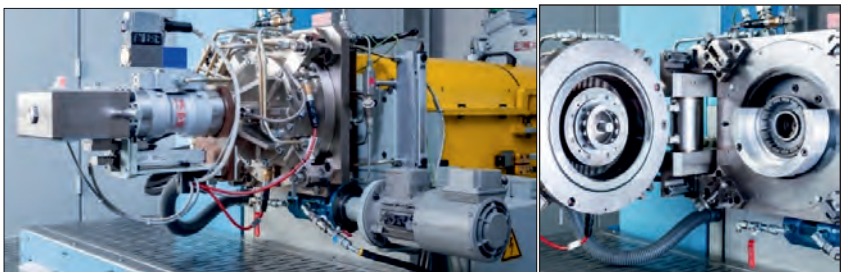


Fig. 4: Active torque management friction system test-bench

Fig. 4 shows the test-bench which has been specifically developed for active torque management friction systems. Beside the parametric capability, key characteristics of these type applications have been considered. The test-bench can operate in poor lubrication

conditions, less than 0.2 L oil volume plus the ability of additional oil flow, which are a given in many cases because of the positive impact to drag loss limitation and efficiency increase. These various possibilities simulating different oiling situations are a main driver behind these projects running successfully.

The natural frequency can be adapted as well. With an extremely high recording rate of 10 MHz the evaluation of torque oscillation at any time is accurately given. Both measures are necessary to evaluate the NVH rating versus durability. The data proceeding is as important as the test set-up and operating profile itself.

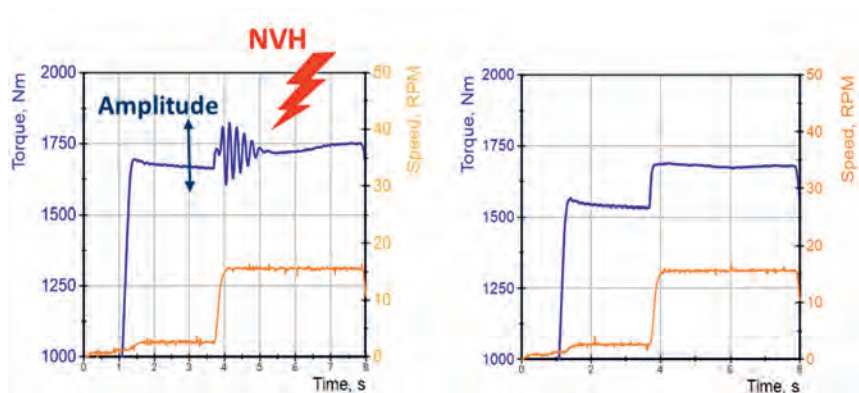


Fig. 5: NVH data analyses of a single engagement

Fig. 5 shows traces of a single engagement, one with a high oscillation during speed increase and one without any oscillation. Based on the recorded data we calculate an amplitude value, which allows a perfect rating and comparison of friction systems concerning NVH.

Another essential feature to be able to evaluate semi-dry friction systems is the ability to measure the temperature of the system, especially both the rotating side and the stationary side. Very important is the temperature level on the friction surface. By implementing a data logger in the rotating shaft, we are able to record the heat level of the friction disc and of the separator plates online.

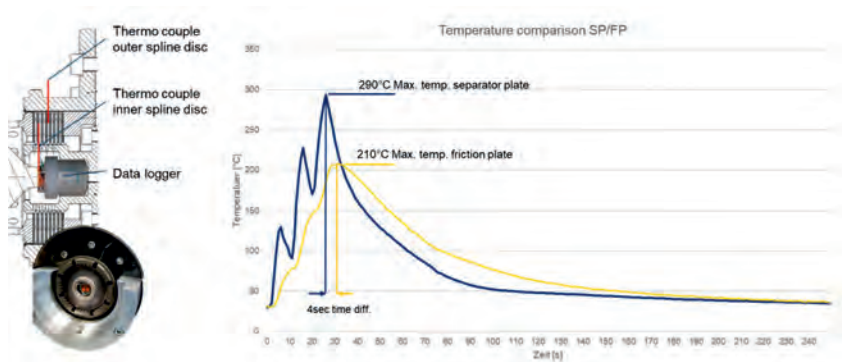


Fig. 6: Temperature data logger and temperature level difference of rotating and stationary plate

By generating the temperature during the single engagement, seen in Fig. 6, we can calculate the thermal transfer and analyze the influence of separator plate thickness, core thickness and the influence of the friction material and its heat conductivity. Also the cooling rate is essential and gives information about the possible maximum load over a certain time in combination with the oil situation. The temperature level difference between the friction and separator plate can be up to one third of the maximum level.

2.4 Solution for lubrication deficiency – MC 650

Already offering the broadest friction material portfolio worldwide to our longstanding and pleased customers, we can report that our newly developed nonwoven carbon fiber composite material MC 650 (see Fig. 7) was designed to meet recent demands towards usages shaped by lubrication deficiency.



Fig. 7: MC 650 on a disc for a rear axle differential including a microscopic image illustrating the high amount of carbon fibers in the material matrix.

It fits especially for applications with poor oil supply in the field of slow-running wet clutches including axle differentials, torque vectoring couplings, center differentials and hang-on clutches for on- and off-highway vehicles. The main advantages of this brand-new high-tech material is its high heat resistance, good ratio between dynamic and static coefficient of friction and a stable coefficient of friction over different pressures, speeds and oil temperatures. However, what we really want to emphasize is its superb NVH performance over time even in semi dry conditions as Fig. 8 shows.

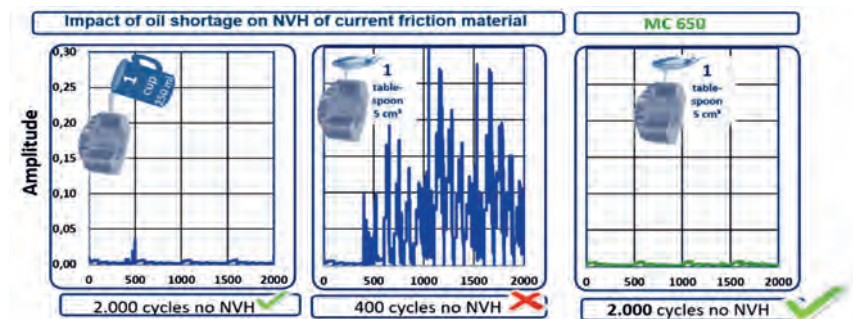


Fig. 8: Comparison of the impact of lubrication deficiency on NVH for current friction material and for newly developed MC 650.

Current fiber composite friction materials are highly sensitive towards oil shortage. As it is our own claim to serve our customers with products of excellent comfort level, also current friction materials from Miba show an NVH free performance during a defined test program under

adequate lubrication. However, when the amount of oil is reduced to a minimum of only 5 mL in the system (which is achieved by dipping the friction discs into oil before assembly), the NVH level increases tremendously after around 400 cycles. This is an energy input of approximately 2.5 MJ. In contrast, the same test with those harsh lubrication conditions is passed by our new MC 650 without any NVH behavior and the energy input was increased to 15 MJ.

2.5 Solutions for low viscosity fluids – MF 745

Besides the trend of reducing the oil volume in wet friction applications for vehicle axels, there has been a constant reduction in viscosity of transmission fluids during the last decades. While early generations of oils showed a kinematic viscosity of 16-25 cSt at 100 °C in the 1990s, current fluids are typically in the range of 9-16 cSt (see Fig. 9). Endeavors of oil producers however are targeting to further reduce that up to 6 cSt and below. Besides these improvements of common oils, some manufacturers are searching for non-oil-based special transmission and axle fluids, that might consist of mixtures of organic solvents and water. These kinds of technologies may open totally new dimensions of efficiency due to radically reduced fluid viscosity and improved heat capacity and conductivity.

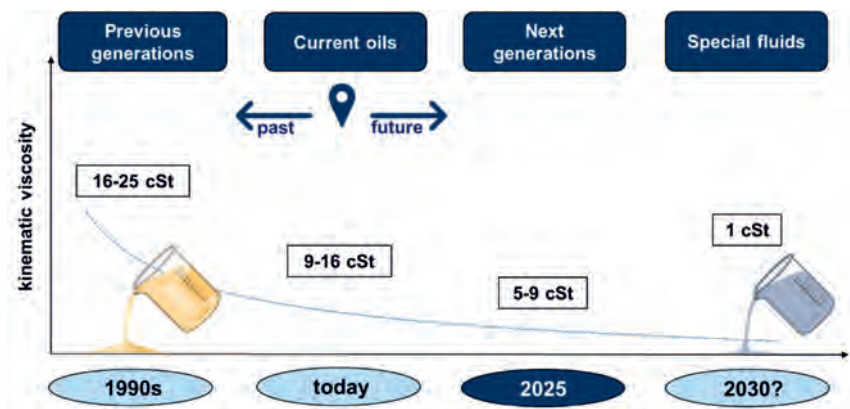


Fig. 9: Overview of the decrease in viscosity of axle oils over time

With the development of our new material MF 745 (see Fig. 10) which has already earned high interest from our customers, we are able to provide the ideal solution for low viscosity fluids.

This friction material has a basic structure of natural and artificial fibers and fillers reinforced by a specifically designed resin binder and is especially designed to hold back as much fluid as possible in the material matrix. The main clue is a specific porosity with a high stiffness, so under high pressure the material does not perform like a sponge. This results in an elaborate combination of special fibers and fillers together with an innovative manufacturing process, providing outstanding energy capacity, good engagement characteristic to control clutches, a high and consistent coefficient of friction, long service life and low wear. MF 745 is typically used in transfer case clutches, torque converter clutches and other applications which require a high level of controllability respective to a positive μ -v-gradient.

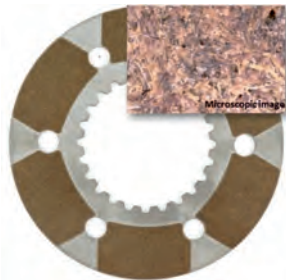


Fig. 10: MF 745 on a disc for a limited slip differential including a microscopic image illustrating the complex material matrix.

Due to their deliberately high porosity and high stiffness MF 745 shows a high oil absorption volume and excellent oil retention capacity. By that we are able to accomplish an excellent NVH performance independent of the viscosity of the oil (see Fig. 11). Furthermore, it could be shown that the materials consistently maintain their tribological performance during an energy input of 50 MJ and more depending on the test conditions.

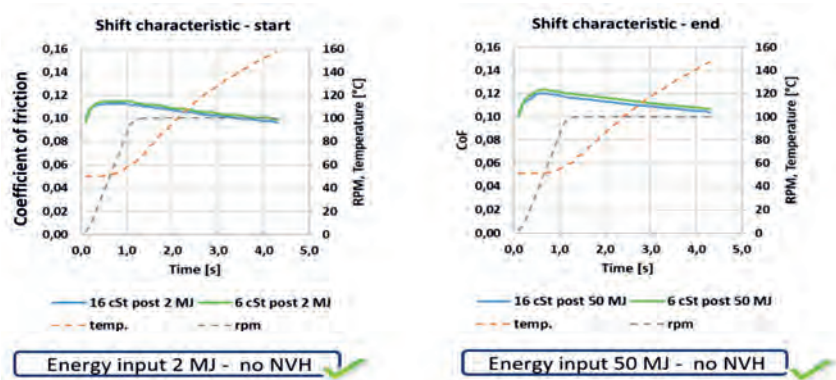


Fig. 11: Comparison of the shift characteristic of MF 745 after 2 MJ and 50 MJ energy input applying a 16 cSt and a 6 cSt transmission oil.

Echtzeit-Temperaturberechnung und Temperaturprädiktion nasslaufender Lamellenkupplungen

Real-Time Temperature Calculation and Temperature Prediction of Wet Multi-Plate Clutches

M.Sc. **D. Groetsch**, Dr.-Ing. **K. Voelkel**, Dr.-Ing. **H. Pflaum**,
Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), Fakultät für
Maschinenwesen, Technische Universität München, Garching

Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenkupplungen sind oft in sicherheitskritischen Anwendungen zu finden in denen Fehlfunktion oder Ausfall der Kupplung mit „Antriebsverlust“ gleichzusetzen ist.

Maßgebliches Kriterium zur Abschätzung der Schädigung und Lebensdauer von nasslaufenden Lamellenkupplungen ist die Temperatur im Reibkontakt. Aufgrund der dünnen, rotierenden Bauteilgeometrie der Lamellen, ist es beinahe unmöglich die relevanten Temperaturen im Betrieb zu bestimmen. Nach Stand der Technik gibt es zudem kein allgemeingültig anwendbares Modell für die echtzeitfähige Temperaturberechnung von Kupplungen im Betrieb.

Dieser Beitrag stellt ein validiertes parametrisches Echtzeit-Temperaturmodell vor, dass auf verschiedene Anwendungsfälle und Betriebsbedingungen anwendbar ist. Das Modell ermöglicht die Berechnung der vorliegenden Kupplungstemperatur im Betrieb und die Prädiktion der Temperaturen für zukünftige Schaltungen.

Das Modell wurde validiert durch den Vergleich von Berechnungsergebnissen mit Temperaturmessungen an einem Komponentenprüfstand und mit Ergebnissen der thermischen Kupplungssimulation KUPSIM. Die Validierung berücksichtigt Serienbauteile aus Industrie- und Fahrzeuganwendungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (Kupplungsbetrieb, Dauerschlupf, Instationärschlupf). Die Abweichung zwischen Messungen und Berechnungen sind typischerweise sehr gering ($< 5\text{K}$). Die Temperaturprädiktion ermöglicht eine hochgenaue (Abweichungen typischerweise $< 5\text{K}$) konservative Vorhersage der thermischen Belastung in zukünftigen Schaltungen.

Das Modell kann somit zu verbesserter Betriebssicherheit von nasslaufenden Lamellenkupplungen beitragen und erleichtert gleichzeitig die optimale Gestaltung von Komponenten, durch die Reduktion der thermischen Überdimensionierung von Kupplungen.

Abstract

Many applications of wet multi-plate clutches are within safety-critical areas since malfunction or failure of the clutch is often equivalent to “loss of drive”.

The main criterion for the estimation of damage and endurance of wet multi-plate clutches is the temperature on the friction interface. Owing to the thin, rotating geometry of the plates, determination of relevant temperatures in operation mode is almost impossible. State of the art is that there is no general applicable model for real-time estimation of clutch temperatures during operation.

This contribution presents a validated parametric real-time temperature model that is applicable to various use cases and operating conditions. The model enables the calculation of the actual clutch temperature during operation and the prediction of temperatures for future shifting operations.

The model is validated by comparing temperature measurements from a component test rig and from the KUPSIM thermal clutch design tool with the developed real-time temperature calculation. The validity of the model for serial parts from industry and automotive applications under various load cases (clutch mode, continuous slip, non-steady slip) is demonstrated. The deviation between measurements and calculations are typically very small ($< 5\text{K}$). The temperature prediction allows a highly accurate (deviations typically $< 5\text{K}$) conservative prediction of the thermal load for future shifting operations.

The model can thus contribute to the increase of operational safety of wet multi-plate clutches while at the same time facilitating optimal component design by reducing thermal over-dimensioning of clutches.

1. Introduction

The service life of and damage to multi-plate clutches is mainly influenced by thermal loads [1–4]. Thermal design and recalculation of clutches is possible with the KUPSIM FVA program in order to estimate thermal load on the clutch under changing operational loads. The calculation models and the results are validated by comparison with test rig results with good agreement [5–7].

In addition to the KUPSIM FVA program, there are other studies dealing with the thermal behavior of wet multi-plate clutches. The emphasis here is usually on a high level of detail and effects such as an investigation of complete three-dimensional oil flow and unequal pressure distribution due to thermal stresses. Thus, complex two- and three-dimensional calculation models are created to estimate temperature distribution as accurately as possible (see a.o. [8–16]).

It is practically impossible to explicitly consider and calculate all load cases during the design process. To protect the powertrain, continuous monitoring of the clutch temperature and prevention of overloading is essential [3, 17].

To enable this monitoring, complex sensor technology can be used. Owing to the thin thicknesses of the plates and the rotation of the components, this is not economically feasible with the required operational reliability. This paper presents a validated real-time temperature simulation that enables calculation of the clutch temperature during operation. Furthermore, the model can predict the temperature rise for the time immediately following shifting processes. The following literature research focuses on the field of real-time temperature calculations. There are very few published models in this area that allow online calculation during operation. Geiger [2] calculates the temperature of a multi-plate clutch using a simple one-dimensional model that is probably real-time capable on today's hardware.

Additional works that can be regarded as the basis of this paper and thermal calculation of wet clutches are the experimental and theoretical investigations of Steinhilper [18–22]. Based on the laws of heat conduction, he developed one- and two-dimensional equations for calculating the temperature in multi-plate clutches.

Seo et.al. [24, 25] developed a simple formula for real-time determination of clutch temperature in an axle drive of a four-wheel drive vehicle. They reduce the clutch to a single thermal mass. G. Chen et al. also worked on the implementation of a virtual temperature sensor for clutches in automotive transmissions [3]. The model should improve shifting quality in online operation, since a strong temperature-dependent friction behavior is assumed. The model is validated on a test rig and in a vehicle transmission on rapid prototyping hardware and shows a correspondence of the calculated maximum temperatures in the range of $\pm 20\text{K}$. The model focuses on the application in automotive gearboxes and a patent application has been filed in this regard [26].

A real-time capable temperature calculation by means of a thermal network for dual clutch transmissions was developed by Wu et. al. [17]. The authors conclude from their experimental investigations that the thermal behavior of a clutch should be part of the control strategy. In addition, they show a strong temperature-dependent friction behavior. The model shows a very good agreement in the field tests (deviations in the range of $1 - 4\text{K}$). Furthermore, it is suggested to protect the clutch against overload with the help of the thermal model. For this purpose, clutch pressure should be reduced automatically when the clutch reaches a temperature of 250°C .

In summary, it can be stated that there is no published parametric model that has been validated for various applications (automotive and industrial). Moreover, the implemented

temperature prediction for subsequent shifting cycles represents an extension of the knowledge about the thermal behavior of wet multi-plate clutches.

2. Method

Software was developed in Matlab/Simulink for real-time thermal calculation and temperature prediction of wet multi-plate clutches. The thermal calculation model is based on the KUPSIM FVA program [5–7]. Furthermore, a method for predicting critical temperatures based on possible subsequent events is presented. The validation of the calculation model is carried out by comparison with calculation results of the KUPSIM thermal clutch design program and by means of experimental investigations on the component test rig with parts from serial production of automotive and industrial multi-plate clutches.

Mathematical Model

The parametric model for calculating clutch temperatures uses input signals provided by sensors. The real geometry of the clutch is transferred into a thermal network [18]. The analogy between electrical and thermal current fields is used for the calculations.

The heat transfer phenomena within the wet multi-plate clutch is solved with the fundamental heat transfer equation. Fig. 1 shows a friction pairing of a wet multi-plate clutch including the radial connecting components (outer carrier (oc) and inner carrier (ic)). The clutch consists of alternately arranged outer plates (here: steel plates (sp)) and inner plates (here: friction plates (fp)). A friction plate typically consists of a friction lining carrier plate with friction lining (fl) on both sides. The illustration corresponds to the spatial system boundaries used for the temperature calculation model. The calculation domain considers the typically thermally most severely loaded inner friction pairing (axial middle of the clutch package). Owing to the thermal symmetry, the calculation domain can be reduced again to the consideration of half the plate width.

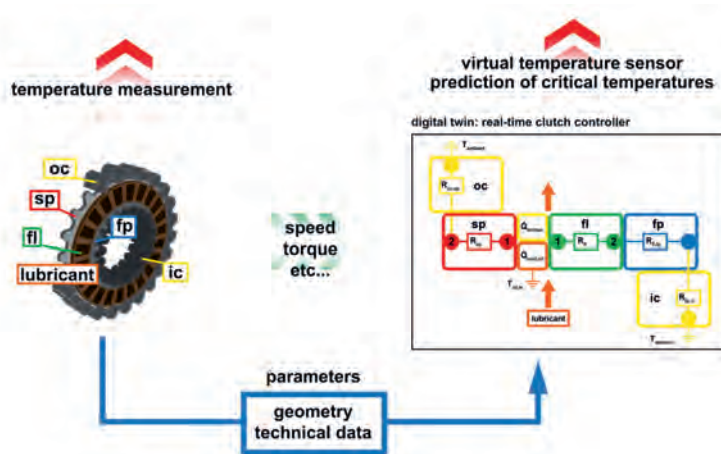


Fig. 1: Visualization of the real-time temperature model

The right side of Fig. 1 shows the thermal network used for the calculations. A thermal network consists in the transient case of areas with concentrated resistances and capacitances. The calculation area, which is composed of different thermal masses, is therefore discretized in nodes. A node is modeled as thermal capacity. In the thermal-electrical analogy, the temperature of the node corresponds to the voltage at the capacitor. Each node has a temperature T . If there is a temperature difference ΔT between two nodes, this results in a compensating heat flow between them. The thermal resistances correspond to the thermal resistances between the thermal masses. These are either convective resistances (R_{conv}) or thermal resistances due to heat conduction (R_{hc}). The reference potential of the network is the oil injection temperature or the ambient temperature of the carriers.

The energy input, the heat conduction between the steel plate and the friction lining as well as the heat dissipation due to the cooling oil at the friction surface are taken into account. Energy input and output are implemented in the source/sink terms ($\dot{Q}_{friction / cool,oil}$).

The thermal resistances in Fig. 1 are calculated for convective heat transfer and for thermal resistances due to heat conduction [27]. The thermal capacities in the thermal network correspond to the product of mass and specific heat capacity [18]. The input parameters for the thermal calculation thus result from the geometry of the calculation domain and the material values of the corresponding material. The energy input on the friction surface corresponds to the friction work performed per unit of time. It can be assumed that the friction work is

completely dissipated as heat [2]. The oil cooling (based on the findings of Hämmerl [5]) is taken into account during the sliding phase by balancing the friction power with the effective power. The friction partners are in contact with each other. This is considered to be a coupling condition. For this purpose, the effective power supplied is split into two components in the further calculations. The components are each supplied to the steel plate (sp) or the friction plate (fp).

Temperature Prediction

The temperature prediction is implemented using a map-based approach to reduce the calculation effort. Fig. 2 shows the steps for the commissioning of the prediction module.

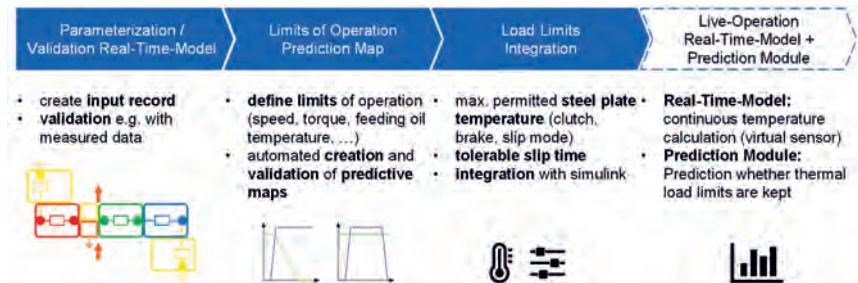


Fig. 2: Schematic diagram of how temperature prediction works

First, the real-time temperature model for the desired clutch application must be parameterized. The calculation model should also be validated, for example by comparing it with existing measurement data. Next, the operating limits must be defined as min./max. and constant values of the clutch. The specification of the operating limits differs depending on the application. After the operating limits have been defined, a map for the prediction module can be generated and validated automatically. The resolution of the map can be influenced by specifying the number of interpolation points between the specified operating limits. To create the map, simulations are performed for all parameter combinations using the validated real-time model of the clutch application. Subsequently, the temperature rise (brake operation, clutch operation) or the maximum tolerable slip time (constant slip) is stored for each operating point. Automated validation is carried out by a subsequent comparison of the central points that are not part of the characteristic map with the result of a simulation.

The prediction module can then be made operational by defining the load limits for the maximum permissible steel plate temperature or tolerable slip time and by integrating the previously

created map into the Simulink model. In live operation, the thermal behavior of the clutch is provided in the form of a virtual temperature sensor by continuous temperature calculation of the real-time model. By interpolating from the prediction map under the current operating conditions and comparison with the defined load limits, it can be predicted whether the permissible load limits will be kept in the subsequent shifting operation.

Experimental Investigations

Extensive measurements for the determination of input variables (speed characteristics, friction coefficient, ...) as well as for the validation of the temperature calculation were carried out on the component test rig ZF/FZG-KLP 260. The design and a classification of the measuring accuracy of the test rig can be found in previous publications [28, 29].

Serial parts of an automotive clutch (BGII $r_m = 43.0$ mm) with carbon fiber friction lining and an industrial clutch (BGII $r_m = 61.3$ mm) with sintered friction lining were used. All investigations were carried out with eight friction interfaces.

The temperature of the middle steel plate (axial in the middle of the steel plate / drill hole depth approx. to mean friction radius) was measured with thermocouples (NiCrNi Type K Class 1, $\varnothing 0.25 / 0.5$ mm) at several points evenly distributed around the circumference. To determine the mass temperature of the steel plate, the signals of the thermocouples distributed around the circumference are averaged.

All test parts are run-in at the beginning to avoid non-linear effects which only occur in the initial cycles during the tests. [30, 31].

After running-in, tests were carried out with the BGII clutches in non-steady slip to characterize the temperature behavior under different operating conditions. During non-steady slip the clutch is first closed by applying an axial force. Then the clutch is accelerated several times cyclically (here within one second) to a maximum differential speed Δn and immediately after reaching this differential speed, it is decelerated again with the same gradient (thus also within one second) to the initial speed of zero. This procedure is repeated several times after a short pause (here five times). After the last deceleration, the clutch is briefly released. In the test sequence, the maximum differential speed, the axial force and the number of cycles are varied. A cooling phase follows to allow the clutch components to cool down. This is defined by a fixed differential speed of $\Delta n = 20$ rpm and an axial force of 100 N which is maintained for a defined time (typically 20 ... 30 s). The low axial force ensures that the cooling oil in the grooves is distributed around the circumference of the clutch, generating a negligible amount of frictional power.

With the BGIII clutches, tests in constant continuous slip were investigated to determine the heat transfer coefficients with KUPSIM according to Wohlleber [6]. Here the differential speed is increased in steps of 10 rpm, while the clutch remains closed owing to the applied constant axial force. The clutch is thus permanently in slip operation and there is a continuous input of frictional power which leads to a heating of the components. The speed stages are held until an almost constant steel plate temperature is reached. When an average steel plate temperature of approx. 200 °C is reached, the tests are stopped in order to prevent damage to the clutch. The clutch pressure is varied between the test runs.

3. Results

The calculations of the real-time model are at first validated using representative load levels for clutch operations in comparison with results of the KUPSIM clutch thermal design program. The calculations are carried out with the same input parameters. Subsequently, a comparison and evaluation of the output parameters are performed.

It can be seen that the temperatures in the real-time model follow the calculation in KUPSIM. The differences for the maximum temperatures are due to the one-dimensional modeling. In the real-time model, the heat is distributed to a larger thermal mass per time step. The mean peak temperatures show good agreement (within +/- 10 K). The cooling in the real-time model is slightly lower compared to the spatial resolved calculation in KUPSIM. The cooling phases in the real-time model would therefore be slightly longer than in KUPSIM until complete recooling. This leads to a slightly higher node temperature in sequential shifting operations with almost the same temperature rise and thus improves the prediction of the local peak temperature.

Fig. 3 shows the comparison of the calculation with the real-time model and a temperature measurement in continuous slip using the heat transfer coefficient determined according to Wohlleber ($\alpha = 8000 \text{ W/m}^2\text{K (sinter)}$) [6].

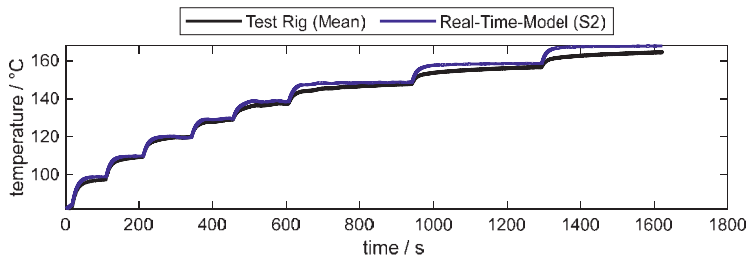


Fig. 3: Temperature curves of the measured steel plate temperature and the node temperature (S2) of the real-time model in continuous slip ($v_{oil} = 1.0 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$, $T_{oil,in} = 80^\circ\text{C}$, $p = 2.0 \text{ N/mm}^2$, Industry, BGIII)

The figure of the temperature curves shows very good agreement. This applies to the dynamic change from one speed plateau to the next higher one as well as to the stability of the calculation while one speed step is held constant.

Fig. 4 shows the comparison of the calculation with the real-time model and a temperature measurement in one non-steady slip test using the heat transfer coefficient determined according to Wohlleber ($\alpha = 2100 \text{ W/m}^2\text{K}$ (carbon)) [6].

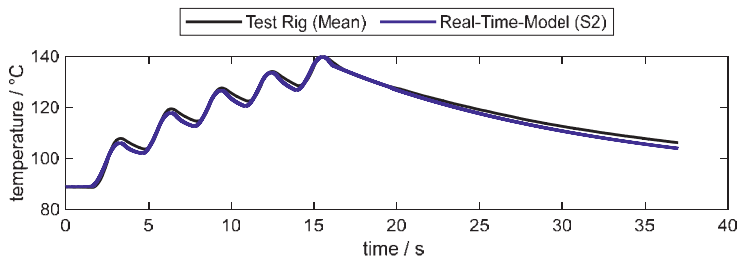


Fig. 4: Temperature curves of the measured steel plate temperature and the node temperature (S2) of the real-time model in non-steady slip ($v_{oil} = 0.25 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$, $T_{oil,in} = 90^\circ\text{C}$, $p = 1.0 \text{ N/mm}^2$, ATF-A, BGII)

Fig. 4 shows that the model also has very good agreement with the measured values in non-steady slip. This is particularly noteworthy since the thermal conditions in the non-steady slip change continuously over the phase of repeated cyclical acceleration and deceleration of the clutch. By changing the differential speed with constant axial force, for example, the supplied

thermal power varies. Furthermore, the continuous heating of the components influences frictional behavior (and thus the energy input) as well as the cooling power by changing, for example, oil viscosity.

To validate the temperature prediction, the points furthest away are selected between the grids stored in the map. There, the inaccuracy that results from interpolation is the greatest. For all these points, a full simulation is used to calculate the required value. The same value is also generated by interpolation from the map. The deviation of the interpolated values from the simulated values gives information about the accuracy of the prediction module.

The deviations between prediction module and real-time model are in the range of 0 ... 4 K. The mean value and the median of the deviations are 3 K. It can furthermore be seen that the prediction is always conservative because it predicts a higher temperature. A high accuracy of the temperature prediction over the given operating range of the clutch is therefore shown.

4. Conclusion

The objective of the development of the model was to calculate the thermal behavior of wet multi-plate clutches during operation in real-time by means of an online simulation and to predict the temperatures for possible subsequent operating states.

Based on the findings on the thermal behavior of wet multi-plate clutches from the literature, a real-time capable calculation model was derived. The model can be parameterized and is based on the physical laws of heat transport. This allows a broad application for arbitrary clutch sizes, applications (industry, automotive, maritime), and load scenarios (e.g. clutch / brake mode, continuous slip, non-steady slip) in contrast to approaches known from the literature, which usually focus on a special application (see for example [3, 17]).

The prediction module distinguishes between critical and non-critical load cases on the basis of definable thermal load limits of the clutch and represents an extension of the previously known model formation.

The results of the prediction for critical states, such as the continuation of the continuous slip load or specific subsequent load shifts, could be transmitted to the powertrain control system via the output interface. The latter can thus prevent thermal overload of the clutch. Furthermore, a recording of thermal loads of the clutch components is possible, which makes temperature-time components accessible for subsequent statistical evaluation.

The development of the model in Matlab/Simulink enables the integration of the model into existing transmission concepts.

By comparing temperature measurements and real-time temperature calculations, the validity of the model formation for various clutch applications and load cases was demonstrated. The

deviation between measurements and calculations are typically very small ($< 5K$). The temperature prediction allows a highly accurate (deviations typically $< 5K$) conservative prediction of the thermal load for future shifting operations.

The model can thus contribute to the increase of operational safety of wet multi-plate clutches, while at the same time ensuring critical component design.

5. Acknowledgments

The presented results are based on the research project FVA no. 413/V; self-financed by the Research Association for Drive Technology e.V. (FVA). The authors would like to thank for the sponsorship and support received from the FVA and the members of the project committee.

6. References

- [1] Hensel, M., "Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen," Dissertation, Technische Universität München, München, 2014.
- [2] Geiger J., "Die Erwärmung von Kupplungen und Bremsen," *Automobiltechnische Zeitschrift* 9(7):34–35, 1937.
- [3] Chen, G., Baldwin, K., and Czarnecki, E., "Real Time Virtual Temperature Sensor for Transmission Clutches," vol. 4, 2011.
- [4] Lingesten, N., Marklund, P., and Höglund, E., "The influence of repeated high-energy engagements on the permeability of a paper-based wet clutch friction material," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 231(12):1574–1582, 2017, doi:[10.1177/1350650117700807](https://doi.org/10.1177/1350650117700807).
- [5] Hämmerl, B., "Lebensdauer-und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung," Dissertation, Technische Universität München, München, 1995.
- [6] Wohlleber, F., "Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen," Dissertation, Technische Universität München, München, 2012.
- [7] Voelkel, K., Wohlleber, F., Pflaum, H., and Stahl, K., "Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen in neuen Anwendungen: Cooling performance of wet multi-plate disk clutches in modern applications," *Forschung im Ingenieurwesen*(82):197–203, 2018, doi:[10.1007/s10010-018-0273-1](https://doi.org/10.1007/s10010-018-0273-1).
- [8] Karamavruc, A., Shi, Z., and Gunther, D., "Determination of Empirical Heat Transfer Coefficients via CFD to Predict the Interface Temperature of Continuously Slipping Clutches," 2011.

- [9] Cho Jungdon, "A Multi-Physics Model for Wet Clutch Dynamics," Dissertation, The University of Michigan, Michigan, 2012.
- [10] Wenbin, L., Jianfeng, H., Jie, F., Liyun, C. et al., "Simulation and application of temperature field of carbon fabric wet clutch during engagement based on finite element analysis," *International Communications in Heat and Mass Transfer* 71:180–187, 2016, doi:[10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.12.026](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.12.026).
- [11] Le Li, Li, H., and Wang, L., "Numerical analysis of dynamic characteristics of wet friction temperature fields," *Advances in Mechanical Engineering* 9(12):168781401774525, 2017, doi:[10.1177/1687814017745252](https://doi.org/10.1177/1687814017745252).
- [12] Park, S.-M., Kim, M.-S., Kim, J.-Y., and Lee, K.-S., "The Heating and Cooling Performance Analysis of Transmission Wet Clutch with Real Shape and Lubricant Condition," *16th International CTI Symposium Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, Berlin*, 2017.
- [13] Lin, T., Tan, Z.-r., He, Z.-y., Cao, H. et al., "Analysis of influencing factors on transient temperature field of wet clutch friction plate used in marine gearbox," *Ind Lubrication and Tribology* 70(2):241–249, 2018, doi:[10.1108/ILT-08-2016-0181](https://doi.org/10.1108/ILT-08-2016-0181).
- [14] Mahmud, S.F., Pahlovy, S.A., and Ogawa, M., "Simulation to Estimate the Output Torque Characteristics and Temperature Rise of a Transmission Wet Clutch during the Engagement Process," SAE Technical Paper Series, WCX World Congress Experience, APR. 10, 2018, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2018.
- [15] Wu, W., Xiao, B., Yuan, S., and Hu, C., "Temperature distributions of an open grooved disk system during engagement," *Applied Thermal Engineering* 136:349–355, 2018, doi:[10.1016/j.applthermaleng.2018.03.016](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.016).
- [16] Yu, L., Ma, B., Li, H., Liu, J. et al., "Numerical and Experimental Studies of a Wet Multi-disc Clutch on Temperature and Stress Fields Excited by the Concentrated Load," *Tribology Transactions* 62(1):8–21, 2019, doi:[10.1080/10402004.2018.1453570](https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1453570).
- [17] Wu, J., Ma, B., Li, H., and Liu, J., "Creeping control strategy for Direct Shift Gearbox based on the investigation of temperature variation of the wet multi-plate clutch," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 233(14):3857–3870, 2019, doi:[10.1177/0954407019836313](https://doi.org/10.1177/0954407019836313).
- [18] Steinhilper, W., "Der zeitliche Temperaturverlauf in Reibungsbremsen und Reibungskupplungen beim Schaltvorgang," @Karlsruhe, Techn. Hochsch., Diss., 1962, Berenz, Karlsruhe, 1962.

- [19] Steinhilper, W., "Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und -bremsen: Teil 2," *Automobiltechnische Zeitschrift* 65(10):326–329, 1963.
- [20] Steinhilper, W., "Ermittlung des Temperaturverlaufs in Reibungsbremsen und -kupplungen mit Hilfe eines Analogieverfahrens," *Automobiltechnische Zeitschrift* 66(8):228–371, 1964.
- [21] Steinhilper, W., "Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und -bremsen: Teil 1," *Automobiltechnische Zeitschrift* 65(8):223–229, 1963.
- [22] Steinhilper, W., "Temperaturverlauf in Lamellenkupplungen beim Schaltvorgang," in: VDI (ed.), *VDI-Berichte Nr. 73*:89–104, 1963.
- [23] Zhigang, Z., Xiaohui, S., and Dong, G., "Dynamic Temperature Rise Mechanism and Some Controlling Factors of Wet Clutch Engagement," *Mathematical Problems in Engineering* 2016(2):1–12, 2016, doi:[10.1155/2016/6530213](https://doi.org/10.1155/2016/6530213).
- [24] Seo, H., Cha, S.W., Lim, W., and Han, S., "Method for estimating temperature of 4WD coupling device wet clutches in severe operating condition," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 16(1):185–190, 2015, doi:[10.1007/s12541-015-0024-2](https://doi.org/10.1007/s12541-015-0024-2).
- [25] Seo, H., Zheng, C., Lim, W., Cha, S.W. et al., "Temperature prediction model of wet clutch in coupling," *2011 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2011 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Chicago, IL, USA, 06.09.2011 - 09.09.2011, IEEE, ISBN 978-1-61284-248-6:1–4, 2011.
- [26] Chen, G. and Jin, Y., "Verfahren zur Bestimmung der Nasskupplungstemperatur," BR112013021491A2; CA2827879A1; CN103459876A; CN103459876B; EP2697531A1; EP2697531B1; MX2013011824A; WO2012142277A1; US2012261228A1; US8600636B2, April 12, 2012.
- [27] Polifke, W. and Kopitz, J., "Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden," Always learning, 2nd ed., Pearson Studium, München u.a, ISBN 978-3-8273-7349-6, 2009.
- [28] Meingaßner, G.J., Pflaum, H., and Stahl, K., "Test-Rig Based Evaluation of Performance Data of Wet Disk Clutches," *14th International CTI Symposium*, 2015.
- [29] Stockinger, U., Groetsch, D., Pflaum, H., Reiner, F. et al., "Friction Behavior of Innovative Carbon Friction Linings for Wet Multi-Plate Clutches," *Forschung im Ingenieurwesen*, 2020.
- [30] Voelkel, K., Pflaum, H., and Stahl, K., "Einflüsse der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen," *Forschung im Ingenieurwesen* 28(7):2148, 2019, doi:[10.1007/s10010-019-00303-2](https://doi.org/10.1007/s10010-019-00303-2).

- [31] Voelkel, K., Pflaum, H., and Stahl, K., "Running-In Behavior of Wet Multi-plate Clutches: Introduction of a New Test Method for Investigation and Characterization," *Chin. J. Mech. Eng.* 33(1):1461, 2020, doi:[10.1186/s10033-020-00450-6](https://doi.org/10.1186/s10033-020-00450-6).
- [32] Wohlleber, F., Pflaum, H., Höhn, B.-R., and Stahl, K., "FVA-Nr. 413 II+III - Heft 985 - Wärmeübergang Lamellenkupplung: Ermittlung von Wärmeübergangsverhalten und Schluckvermögen von Lamellenkupplungen," Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2011.

Analytical modeling and dimensionless characteristics of open wet clutches in consideration of gravity

M.Sc. **R. Leister**, Dr.-Ing. **J. Kriegseis**, Prof. Dr.-Ing. **B. Frohnappel**,
Dr.-Ing. **D. Gatti**, Institute of Fluid Mechanics (ISTM), Karlsruhe Institute
of Technology (KIT);
Associate Prof. Dr. **A. F. Najafi**, School of Mechanical Engineering,
College of Engineering, University of Tehran, Iran

Abstract

Wet clutches are widely used in power transmission, but lack of the fact of an energy loss in open state condition. The flow conditions in the fluid flow of an open wet clutches are analyzed by analytical means. The requisite simplifications that result in an analytically integratable solution are stated in detail. Special emphasis is put on the role of gravitation in the equations of fluid motion. This force component leads to a slightly earlier aeration than stated in earlier conditions. The simplifications and the resultant solutions are considered by means of dimensionless quantities. Despite the actual geometric parameters, the drag torque can be described as $\zeta_m = \pi/Re_l$. An additional aeration condition is introduced, which is based on the back flow of the radial velocity. This quantity can be described as non-dimensional volumetric flow rate Q^* . With these equations at hand the theoretical considerations are transferred to an evaluation with grooves, where a backward curved groove appears as beneficial for further investigations.

1. Introduction

One major trend in recent years is the reduction of energy consumption in the automotive industry due to strict regulations and the constant demand for higher ranges of battery-powered vehicles. One field that still offers a significant potential are wet clutches, which are an integral part of nearly every higher-class automobile. In open clutch state this structural element produces a remaining torque despite its disengaged mode, due to the sub-millimeter spacing of the disks and the presence of cooling oil. This so-called drag torque T_s is a source of energy loss, which motivated various efforts in recent years to predict and consequently minimize this adverse effect.

The potential of drag-torque reduction was first discovered in R&D departments of industrial companies, but was soon adopted from universities and research associations with applied scientific issues [10,13]. The introduction of surface grooves on one disk shifts the operation

point at which air is sucked into the gap between the disks to lower velocities. This so-called aeration is a physical key feature for the minimization of energy losses. A profound understanding of the occurrence of aeration for various groove-shaped disks is thus one essential building block for the fundamental scientific analysis of this industry-relevant flow scenario. From an academic point of view the flow occurring in an open wet clutch can be classified as sub-millimeter gap flow scenario with a rotor-stator configuration [6,7].

Figure 1 provides detailed information about the geometrical configuration. For simplicity a two-disk model is considered, in which one disk is at rest, while the other is spinning at an angular velocity Ω . Relevant geometrical quantities are the inner and the outer disk radius R_1 and R_2 , respectively and the gap height h . From a central region the cooling oil volumetric flow rate Q is fed into the system. In order to reach the state, where ambient air is sucked into the system between the two disks, the feeding capacity of the rotating disk must exceed the flow rate Q . Table 1 summarizes all relevant parameters including the corresponding physical units and specified values, which are used throughout the present work.

In general, the flow system can be addressed with analytical, numerical or experimental efforts, while all three have their advantages and drawbacks. The experimental description of the problem is almost exclusively done with torque measurements, such as [5,13,16,21]. The downside of this technique is that no velocity information are incorporated in the process.

The experimental approach typically relies on the acquisition of one integral value only, which renders the elaboration of a detailed cause-effect relation as well as a geometrical scaling difficult. Lately an extraction of volumetric (3D) three-component (3C) velocity information out of a two-disk open clutch model was done by the use of defocusing particle tracking velocimetry (DPTV) [8]. A detailed velocity field and fluid information within the gap flow as yet was mostly obtained via numerical analysis such as [17,19]. Different groove designs were studied by NEUPERT *et al.* [11]. A simulation method, which features short simulation times and thus aims to be used at an early stage of development, was presented by GRÖTSCH *et al.* [2].

However, the technique of numerical analysis inherently is in need of appropriate fluid flow models and the determination of partially unknown boundary conditions, which leads to a limitation of the overall informative value. A suitable and widespread approach to achieve an initial estimation of the drag torque and the start of aeration exploits simplified analytical models. These theoretical descriptions ground on a laminar flow assumption, which is most-likely to occur [1], and on simplifications of the Navier-Stokes equations (NSE), such as those presented by e.g. [3,4,14,15,20]. Due to different underlying assumptions, the resulting simplified governing equations for the velocity field differ slightly in each work. A recent

comparison of the models together with experimental measurements is discussed by NEUPERT *et al.* [12]. A detailed analysis of the different terms in the NSE and their corresponding simplifications is provided by LEISTER *et al.* [9]. The related introduction of dimensionless quantities paves the way for a systematic comparison of different results, which holds likewise for both numerical or experimental data.

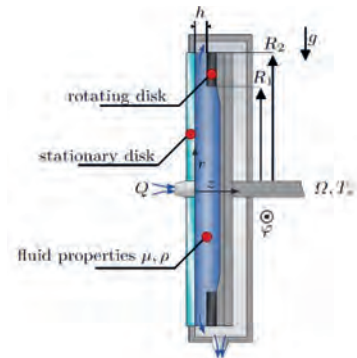


Figure 1: Sketch of an open clutch with all geometrical and operational parameters and fluid properties.

Table 1: Quantities of corresponding physical values for all relevant open clutch parameters.

parameter	symbol	physical value	dimension
inner radius	R_1	$8.25 \cdot 10^{-2}$	[m]
outer radius	R_2	$9.375 \cdot 10^{-2}$	[m]
volume flow rate	Q	$1.667 \cdot 10^{-5}$	[m ³ /s]
density	ρ	850	[kg/m ³]
dyn. viscosity	μ	0.0136	[Pa s]
kin. viscosity	ν	$16 \cdot 10^{-6}$	[m ² /s]
gap height	h	$450 \cdot 10^{-6}$	[m]
angular velocity	Ω	$0 < \Omega < 314$	[1/s]
grav. acceleration	g	9.81	[m/s ²]

In continuation of these recent efforts [9], the present work extends the approach of a dimensionless description of the problem at hand through the considerations of gravitational effects. The governing equations are brought to a dimensionless form and existing aeration conditions are discussed in this context. As a result, a single equation is developed whose solution allows to predict drag torque as well as the start of aeration for test rigs with different geometrical dimensions. This dimensionless setting thus also allows for a direct comparison of results obtained in different test rigs. Finally, in the last part of the paper, a recommended shape orientation of surface grooves is derived from streamline evaluations.

2. Analytical derivation

In cylindrical coordinates the Navier-Stokes equations or momentum conservation for a steady flow of a Newtonian fluid in radial, circumferential and axial direction (r , φ and z component) can be seen in Eq. (1-3). Note that the orientation of gravity is shown in Fig. 1. The order of magnitudes are indicated above each term. The characteristic velocities and length scales are summarized in Table 2. The local disk velocity ΩR is chosen as characteristic velocity along the circumferential direction, while the imposed volume flow rate per unit depth, referred to as q , is the radial velocity scale. The characteristic axial velocity follows from dimensional analysis

of the continuity equation under the assumption that the gravitational force does not cause significant loss of axial symmetry in azimuthal velocity i.e., that the term $\frac{1}{R} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}$ can be neglected.

Table 2: Characteristic velocities and length scales for the order-of-magnitude analysis conducted in Eq. (1-3).

parameter	symbol	characteristic quantity
radial flow rate	u_r	$u_r = \frac{q}{R}$
circumferential velocity	u_φ	ΩR
axial velocity	u_z	$u_z = u_r \frac{h}{R} = \frac{qh}{R^2}$
radial direction	R	$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$
axial direction	h	h

$$\begin{aligned}
 \textcircled{r}: & \underbrace{u_r \frac{\partial u_r}{\partial r}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q^2}{R^3}\right)} + \underbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\Omega q}{R}\right)} - \underbrace{\frac{u_\varphi^2}{r}}_{\mathcal{O}\left(\Omega^2 R\right)} + \underbrace{u_z \frac{\partial u_r}{\partial z}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q^2}{R^3}\right)} \\
 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) \right] + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu q}{R^3}\right)} - \underbrace{\frac{2\nu}{r^2} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu \Omega}{R}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu q}{R h^2}\right)} + g_r,
 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 \textcircled{\varphi}: & \underbrace{u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q \Omega}{R}\right)} + \underbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\Omega^2 R\right)} + \underbrace{\frac{u_r u_\varphi}{r}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q \Omega}{R}\right)} + \underbrace{u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q \Omega}{R}\right)} \\
 &= -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \nu \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_\varphi) \right] + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu \Omega}{R}\right)} + \underbrace{\frac{2\nu}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu \Omega}{R}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu q}{R h^2}\right)} + g_\varphi,
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 \textcircled{z}: & \underbrace{u_r \frac{\partial u_z}{\partial r}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q^2 h}{R^4}\right)} + \underbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\Omega q h}{R^2}\right)} + \underbrace{u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}}_{\mathcal{O}\left(\frac{q^2 h}{R^4}\right)} \\
 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) \right] + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu q h}{R^4}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\nu q}{R^2 h}\right)},
 \end{aligned} \quad (3)$$

In order to obtain the relevant dimensionless numbers, the order of magnitudes of Eq. (1) and (2) are normalized by the order of magnitude of their fifth term of the right hand side of the respective equation and Eq. (3) is divided by the order of magnitude of the fourth term of the equation. The resulting dimensionless numbers are given as order-of-magnitude factors in Eq. (4-6) Here, $\alpha = \frac{q}{\Omega R^2}$, $Re_g = \frac{h^2 \Omega}{\nu}$ and $Fr = \frac{\Omega^2 R}{g}$ were introduced for further simplification. α is the ratio of the characteristic radial and circumferential velocity, while Re_g and Fr are the gap Reynolds number and the Froude number based on the radius as characteristic length, respectively.

$$\begin{aligned}
 \textcircled{1}: \quad & \overbrace{u_r \frac{\partial u_r}{\partial r}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} + \overbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi}}^{\mathcal{O}(Re_g)} - \overbrace{\frac{u_\varphi^2}{r}}^{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{\alpha}\right)} + \overbrace{u_z \frac{\partial u_r}{\partial z}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} \\
 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \underbrace{\nu \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_r) \right]}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} - \underbrace{\frac{2\nu}{r^2} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{\alpha R^2}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}(1)} + \underbrace{\frac{g_r}{g_r}}_{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{Fr \alpha}\right)}, \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \textcircled{2}: \quad & \overbrace{u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} + \overbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}}^{\mathcal{O}(Re_g)} + \overbrace{\frac{u_r u_\varphi}{r}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} + \overbrace{u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} \\
 &= -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \underbrace{\nu \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_\varphi) \right]}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\frac{2\nu}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\alpha h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}(1)} + \underbrace{\frac{g_\varphi}{g_\varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{Fr}\right)}, \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \textcircled{3}: \quad & \overbrace{u_r \frac{\partial u_z}{\partial r}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} + \overbrace{\frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi}}^{\mathcal{O}(Re_g)} + \overbrace{u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}}^{\mathcal{O}(\alpha Re_g)} \\
 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \underbrace{\nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) \right]}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\frac{\nu}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2}}_{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}}_{\mathcal{O}(1)}, \quad (6)
 \end{aligned}$$

Based on the relevant dimensionless numbers in the governing equations, simplifications can now be performed. The following assumptions can be applied to this flow:

- (i) $h/R \ll 1$,
- (ii) $Re_g \ll 1$,

(iii) $Re_g \gg \alpha$.

The first assumption is valid for nearly all gap flow scenarios, especially when considering sub-millimeter gaps. The second assumption can also be considered to be of general validity for the application at hand, since the typical region for an angular velocity ranges at $0 < n < 3000$. The third assumption depends on the magnitude of Ω and can be considered to hold true in the present case since aeration typically occurs at high circumferential speed. The role of the Froude-number Fr deserves a separate consideration. With the three assumptions described above, the three partial differential equations Eq. (4-6) reduce to

$$\underbrace{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{\alpha}\right)}_{\frac{u_\varphi^2}{r}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \underbrace{\mathcal{O}(1)}_{\nu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}} - \underbrace{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{Fr \alpha}\right)}_{g \cos \varphi} \quad (7)$$

$$0 = -\frac{1}{r\rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \underbrace{\mathcal{O}(1)}_{\nu \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2}} + \underbrace{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{Fr}\right)}_{g \sin \varphi} \quad (8)$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \underbrace{\mathcal{O}(1)}_{\nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}}. \quad (9)$$

In order to solve this system of partial differential equations with analytical methods, further assumptions need to be taken. All partial derivatives of the pressure could in theory depend on the other spatial coordinates, which renders an integration impossible. A common way to overcome this issue is the consideration of vorticity transport, which again includes three equations, one for each spatial direction. Considering the already introduced simplifications these equations in r and φ -direction can be written as:

$$0 = \underbrace{\frac{\nu}{r} \frac{\partial^3 u_z}{\partial z^2 \partial \varphi}}_{\mathcal{O}\left(\frac{\alpha h^2}{R^2}\right)} - \underbrace{\nu \frac{\partial^3 u_\varphi}{\partial z^3}}_{\mathcal{O}(1)}, \quad (10)$$

$$\underbrace{\mathcal{O}\left(\frac{Re_g}{\alpha}\right)}_{-\frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi^2}{\partial z}} = \underbrace{\mathcal{O}(1)}_{\nu \frac{\partial^3 u_r}{\partial z^3}} + \underbrace{\mathcal{O}\left(\frac{h^2}{R^2}\right)}_{\nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2 \partial r}}. \quad (11)$$

An order-of-magnitude analysis with the above-listed assumptions (*i-iii*) and a partial integration along z of both equations yields an additional integration term, which is no function of z .

$$0 = -\nu \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} + f_r(r, \varphi) \quad (12)$$

$$\frac{u_\varphi^2}{r} = \nu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} + f_\varphi(r, \varphi) \quad (13)$$

A simple term-wise comparison with Eq. (7-8) yields the conclusion that the pressure gradient in r -direction is not a function of z . The same holds for the pressure gradient in φ -direction. So Eq. (7) and (8) can be integrated over z assuming a constant pressure gradient along z .

Following the initial assumption that $\frac{1}{R} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}$ in the continuity equation can be neglected, the pressure gradient in φ -direction exactly balances with the gravitational force in that direction. In other words, the first term and third term on the right hand side of Eq. (8) are equal and thus cancel in the equation. Overall, the order-of-magnitude analysis along with the introduced assumptions results in a differential system, which can be written as:

$$-\frac{u_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - g \cos \varphi \quad (14)$$

$$0 = \nu \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} \quad (15)$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}. \quad (16)$$

These equations are similar to the earlier findings [9], but the gravitational force in the r -component now appears as additional term. Since the pressure gradient $\frac{\partial p}{\partial r}$ is not a function of z , the equations can be integrated and solved analytically, which yields:

$$u_\varphi(r, z) = \Omega r \frac{z}{h} \quad (17)$$

$$u_r(r, \varphi, z) = \frac{\Omega^2 r h}{12\nu} \left(z - \frac{z^4}{h^3} \right) - \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \left(z - \frac{z^2}{h} \right) - \frac{gh}{2\nu} \cos \varphi \left(z - \frac{z^2}{h} \right). \quad (18)$$

The pressure gradient can be determined due to the fact that the supplied volumetric flow rate Q is a known quantity. An integral of the radial velocity along the axial and circumferential component leads to

$$\begin{aligned}
 Q &= \text{const.} = \int_0^{2\pi} \int_0^h u_r r \, dz d\varphi \\
 &= -\frac{\pi h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\pi r^2 h^3 \Omega^2}{20\nu}.
 \end{aligned} \quad (19)$$

Thus, the pressure component can be determined to

$$\Leftrightarrow \frac{\partial p}{\partial r} = -\frac{6\mu Q}{\pi h^3 r} + \frac{3\rho\Omega^2 r}{10}. \quad (20)$$

3. Dimensionless analysis with gravitation

3.1 Formulation of dimensionless quantities

As shown in Fig. 1 eight parameters influence the flow in an open wet clutch. A dimensional analysis (further explanation e.g. [18]) reduces these interdependencies to six dimensionless quantities, which are namely given as:

$$G = \frac{h}{R_2} \quad \text{gap ratio,} \quad (21a)$$

$$\beta = \frac{R_1}{R_2} \quad \text{radii ratio,} \quad (21b)$$

$$Re_1 = \frac{R_2 h \Omega}{\nu} \quad \text{lubrication Reynolds number,} \quad (21c)$$

$$Q^* = \frac{Q\nu}{\Omega^2 R_2^2 h^3} \quad \text{dimensionless flow rate,} \quad (21d)$$

$$\zeta_m = \frac{T_s}{\frac{\rho}{2} R_2^5 \Omega^2 (1 - \beta^4)} \quad \text{moment coefficient,} \quad (21e)$$

$$Fr = \frac{\Omega^2 R_2}{g} \quad \text{Froude number.} \quad (21f)$$

Small values of G identify flows in the gap flow category. For an open wet clutch, this value is typically in the order of $10^{-3} - 10^{-2}$. The radii ratio β serves as auxiliary parameter for the drag torque calculation, since the most significant amount of torque is generated between these two radii. The lubrication Reynolds number Re_1 is ideally suited to describe the dimensionless torque as discussed in section 3.1.1. The dimensionless flow rate Q^* will serve as key parameter for the aeration condition in section 3.1.2. Finally, the moment coefficient ζ_m

characterizes the drag torque as a function of Ω , or Re_1 in a dimensionless consideration. Here the geometrical parameter β is already added, which reduces the calculation effort later on. With the help of these dimensionless numbers the formulation of the drag torque and aeration condition can be rewritten in a form which does not depend on the physical size and speed of a particular test rig.

3.1.1 Drag torque

The drag torque T_s as key factor for open clutch flow discussion is calculated by

$$T_s = \iint_A \mu \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} r \, dA = 2\pi\mu \int_{R_1}^{R_2} \left(\frac{\Omega r}{h} \right) r^2 \, dr = \frac{\pi\mu\Omega}{2h} (R_2^4 - R_1^4) \quad (22)$$

With the use of this equation the moment coefficient Eq. (21e) can be rewritten to

$$\zeta_m = \frac{\pi}{Re_1}. \quad (23)$$

Thus, the dimensionless reformulation provides a simple formulation to directly estimate the drag torque. This formulation is particularly valuable for the comparison of set-ups with different geometrical dimensions. Instead of using a $T_s - \Omega$ diagram, which is normally done, a dimensionless $\zeta_m - Re_1$ diagram allows a direct comparison of data gained with different geometrical or fluid parameters.

3.1.2 Aeration condition

An aeration condition that is frequently used to mathematically describe the start of aeration is the sign change of the pressure gradient (e.g. [3,4]). This state occurs normally at the outer radius first since the pressure is lower at this point. This condition results in a formulation of the critical angular velocity $\Omega_{c,l}$ for the aeration start.

$$\frac{\partial p}{\partial r} (r = R_2, \Omega = \Omega_{c,l}) \stackrel{!}{=} 0 = -\frac{6\mu Q}{\pi h^3 r} + \frac{3\rho\Omega_{c,l}^2 r}{10} \quad (24)$$

This expression, in which dimensional geometrical and flow parameters appear explicitly, can be further shortened and simplified to one simple equation through the introduction of dimensionless numbers.

The dimensionless formulation is given by

$$Q^* = \frac{Q\nu}{\Omega_{c,l}^2 R_2^2 h^3} = \frac{\pi}{20}. \quad (25)$$

Since now the gravitational force is part of the calculations an additional downside of this aeration condition takes effect. This model can't resolve the role of gravity to a different start of aeration, since the pressure gradient in r -direction is axis symmetric in φ -direction.

An aeration formulation that is more likely from a fluid mechanics perspective is the occurrence of back flow of the radial velocity, which is in a normal pipe flow equal to the sign change of the pressure gradient, but due to additional force components not in this flow case. This condition will be introduced as second aeration model. Given the applied boundary conditions the reverse flow will occur at $z = 0$. The mathematical formulation yields

$$\frac{\partial u_r}{\partial z} (z = 0, r = R_2, \Omega = \Omega_{c,II}) \stackrel{!}{=} 0 = \frac{\Omega_{c,II}^2 R_2 h}{12\nu} - \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{gh}{2\nu} \cos \varphi \quad (26)$$

with the formulation of the pressure gradient (Eq. 20) and the reformulation with the help of the dimensionless flow rate Q^* and the Froude number Fr this equals

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{\Omega_{c,II}^2 R_2 h}{12\nu} - \frac{3Q}{\pi h^2 R_2} - \frac{3\rho\Omega_{c,II}^2 R_2 h}{20\mu} - \frac{gh}{2\nu} \cos \varphi \\ \Leftrightarrow \frac{1}{45} &= \frac{Q\nu}{h^3 R_2^2 \Omega_{c,II}^2 \pi} - \frac{g \cos \varphi}{6\Omega_{c,II}^2 R_2} \\ \Leftrightarrow \frac{\pi}{45} &= Q^* - \frac{\pi}{6} \cos \varphi \frac{1}{Fr}. \end{aligned} \quad (27)$$

This aeration model in fact supports gravitational effects as well as a localization of the aeration start. If a test rig is placed as indicated in Fig. 1 the aeration starts at the highest point of the disk. This might be beneficial information for experimental investigation since a detailed localization can be investigated easier in terms of optical access and image resolution. Fig. 2 shows the radial velocity across the gap for three different angular velocities Ω with an indicated line for the velocity $u_r = 0$ which serves as criterion for a back flow.

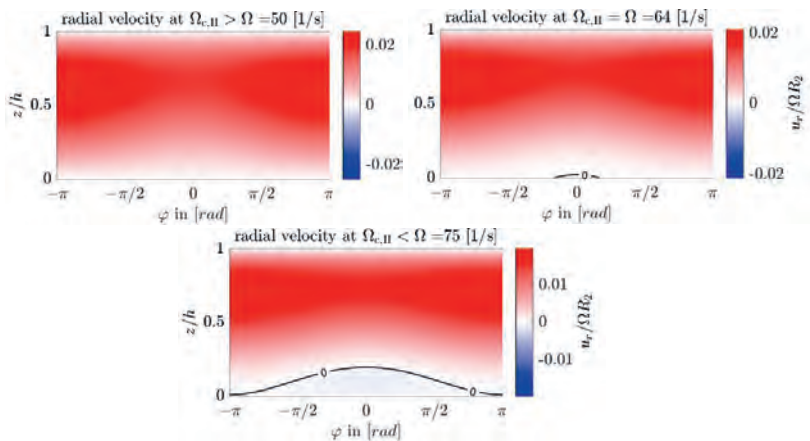


Figure 2: Radial velocity u_r for three different distinct angular velocities Ω for (a)/ at (b) / after (c) a backwards flow occurs. The occurrence of the start of a backwards flow can be located at the stationary disk at $\varphi = 0$, which is the upper side of the open clutch model.

The dimensionless formulation is a useful way of describing the outcomes of the analytical modeling. An immanent advantage is the possibility to transfer experimental and numerical findings to a dimensionless frame of reference, to directly compare and evaluate the quality of the made simplifications or the accordance of the results.

4. Consideration of grooves

The fact that the introduction of grooves on one of the disks lead to an earlier start of aeration at lower circumferential speed has been discussed extensively in literature, lately summarized by NEUPERT *et al.* [11,12] for instance. The shape of the grooves and their specific design did not reach a fundamental understanding from the fluid mechanics point of view and is currently often a choice of experience for a clutch manufacturer. In general, the addition of a groove pattern locally increases the cross section through which the fluid can pass on its way from the inner to the outer radius. The interplay of different force components, like inertia, centrifugal and frictional force is shifted to another equilibrium due to the presence of grooves. The analytical solutions might not be the perfect tool to accurately describe the variety of different groove patterns. To systematically differentiate various groove patterns, experimental and numerical investigations must be carried out. An analytical model cannot describe complex flow phenomena, like e.g. the vortical system found in the cavity of a radial groove [8].

However, the model can lead to basic findings that clarify the effect of grooves for an initial understanding. This holistic view on the groove geometry is discussed under certain aspects in the following, to achieve an insight that seems appropriate to the level of detail of analytical solutions. For the following analysis, it is assumed that the overall flow pattern can be described with the analytical solution derived for a smooth disk even when grooves are applied to the rotating disk. Figure 3 shows the radial and relative circumferential velocity, u_r and u_φ extracted from the analytical solution, where the gravitational term is neglected. Note that for the circumferential velocity a change of the reference frame to a disk-fixed coordinate system took place. Thus, in the figure, the rotating disk features a relative velocity of 0.

Fig. 4 shows the velocity at different heights in the vicinity of the moving disk ($\Omega = 10$), where a potential groove would be placed. For visual aspects a x-y coordinate system is used and only a region of $\varphi \in [-10^\circ; 10^\circ]$ is plotted. Despite the fact that the velocities are localized at \bullet $0.7 z/h$, \bullet $0.8 z/h$, \bullet $0.9 z/h$ all share a similar direction. Thus, when considering a fluid particle, which starts from the inner radius and moves to the outer radius, the actual height does not affect the shape of the streamlines/path lines significantly. This fact is supported by Fig. 5, where the streamlines of the above-stated heights are shown. The streamlines start at $r = R_1$ and the corresponding height. A given angular velocity consequently produces similar streamlines for the near-wall region.

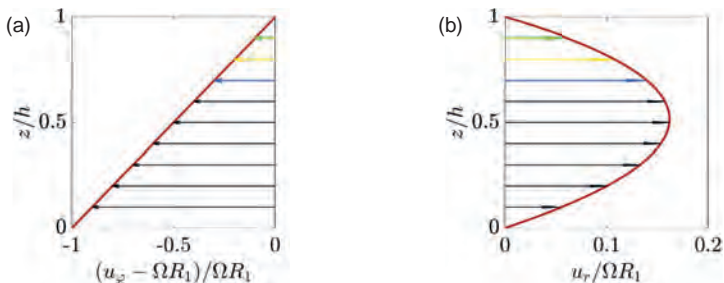


Figure 3: (a) normalized circumferential velocity in a disk-fixed frame of reference (b) normalized radial velocity; The velocity values at $0.7 - 0.9 h$ are color coded to fit to Fig. 4.

Under the assumption that the flow with and without grooves are similar, a potential successful groove shape can be modeled to follow the shape of the streamlines in the disk-near region. An ideally minimum deviation from this path could be reached if the groove shape, that is also moving with the rotating disk, has the same shape than the streamlines/path lines.

This shape has the benefit that the introduction of a groove does not disturb the streamlines, which leads to an outflow without losses and, thus, to an earlier aeration. However, the exact shape is only valid for the considered parameter combination and operating point ($\Omega = 10$). This in fact could be used as benefit, since an accurate fine-adjustment is possible for a desired operating point. For further investigations, into a detailed aeration prediction the analytical concept, with its strong simplifications is not the right concept. Here experimental or numerical tools must take over, especially when the groove height and width changes along the radius to reach a minimum deviation from the streamlines of a disk without grooves.

For future groove design a check of the expected aeration point and the corresponding streamline curvatures might be of interest to reach a drag reduction at the desired operation condition, which is valuable knowledge in early-stage designing process for a clutch disk manufacturer. With this information also already existing groove designs, like waffle, sunburst

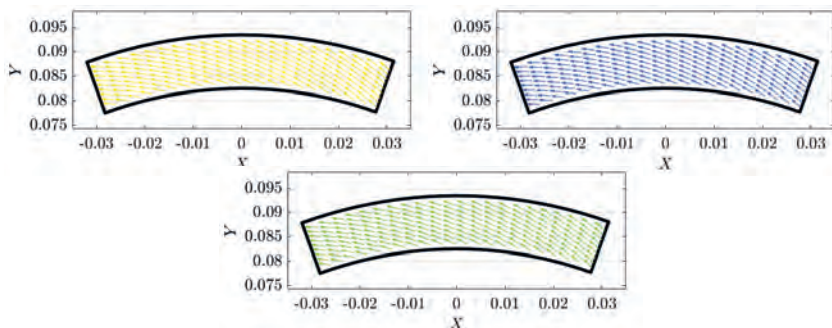


Fig. 4: normalized relative velocity $u_\phi - \Omega r$ and u_r for different heights above the rotating disk • $0.7 z/h$, • $0.8 z/h$ and • $0.9 z/h$. The colors correspond to the z/h -levels in Fig. 3.

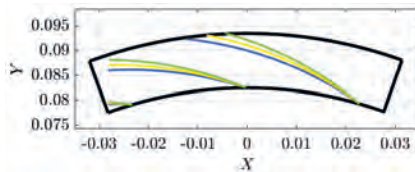


Fig. 5: streamlines originating at $r = R_1$ and the corresponding normalized height ● $0.7 z/h$, ● $0.8 z/h$ and ● $0.9 z/h$.

or group-parallel, can be cross-checked of their suitability in each specific scenario of application with its individual needs. The general groove design of a backward curved groove, however, serves as starting point for a future in-depth analysis.

5. Conclusion

The simplifications required to reach an analytically integrable partial differential system for open wet clutch flows in consideration of gravitational forces have been outlined in detail. Two dimensionless key factors are the gap Reynolds number Re_g and the ratio of radial flow compared to circumferential flow α . Both quantities need to be small in order to reach the concluded simplifications. The consideration of the gravitational force impacts only the radial velocity component. With this force component an aeration will occur earlier, based on the aeration condition of a reverse flow at the stationary disk. Six dimensionless numbers are identified, that enable a fast calculation of drag torque and aeration without solving complex equations. The dimensionless drag torque can be rewritten to $\zeta_m = \frac{\pi}{Re_1}$, while the aeration onset based on a reversed flow at the stationary disk can be described via $Q^* - \frac{\pi \cos \varphi}{6 Fr}$. The aeration thus starts at $\varphi = 0$ when gravitation acts on a test rig in upright position. This knowledge might be particular beneficial for future experimental investigations. The consideration of grooves on the surface of the rotating disks is done via a holistic view by means of streamlines in the vicinity of $z/h = 1$. A backward curved along the radius r is suggested, since the groove shape follows the streamlines in this case. This information, despite the simplicity of the considered approach, provides a valuable guideline for clutch pattern design beyond existing engineering tools.

References

- [1] Daily, J.W., Nece, R.E.: Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. In: Journal of Basic Engineering 82(1), 217-230 (1960).
- [2] Grötsch, D., Niedenthal, R., Völkel, K., Pflaum, H., Stahl, K.: Effiziente CFD-Simulationen zur Berechnung des Schleppmoments nasslaufender Lamellenkupplungen im Abgleich mit Prüfstandmessungen. In: Forschung im Ingenieurwesen 83, 227-237 (2019).

- [3] Huang, J., Wei, J., Qiu, M.: Laminar flow in the gap between two rotating parallel frictional plates in hydroviscous drive. In: Chinese Journal of Mechanical Engineering 25(1), 144-152 (2012).
- [4] Iqbal, S., Al-Bender, F., Pluymers, B., Desmet, W.: Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches. In: Journal of Fluids Engineering 136(2), 021103 (2013).
- [5] Jibin, H., Zengxiong, P., Chao, W.: Experimental research on drag torque for single-plate wet clutch. In: Journal of Tribology 134, 014502 (2012).
- [6] Lance, G.N., Rogers, M.H.: The axially symmetric flow of a viscous fluid between two infinite rotating disk. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences 266(1324), 109-121 (1962).
- [7] Launder, B., Poncet, S., Serre, E.: Laminar, transitional, and turbulent flows in rotor-stator cavities. In: Annual Review of Fluid Mechanics 42(1), 229-248 (2010).
- [8] Leister, R., Fuchs, T., Mattern, P., Kriegseis, J.: Flow-structure identification in a radially grooved open wet clutch by means of defocusing particle tracking velocimetry. In: Experiments in Fluids 62(2), Article: 29 (2021).
- [9] Leister, R., Najafi, A.F., Gatti, D., Kriegseis, J., Frohnäpfel, B.: Non-dimensional characteristics of open wet clutches for advanced drag torque and aeration predictions. In: Tribology International 152, 106442 (2020).
- [10] Lloyd, F.: Parameters contributing to power loss in disengaged wet clutches. In: SAE Technical Paper Series. SAE International (1974).
- [11] Neupert, T., Bartel, D.: High-resolution 3d cfd multiphase simulation of the flow and the drag torque of wet clutch discs considering free surfaces. In: Tribology International 129, 283-296 (2019).
- [12] Neupert, T., Benke, E., Bartel, D.: Parameter study on the influence of a radial groove design on the drag torque of wet clutch discs in comparison with analytical models. In: Tribology International 119, 809-821 (2018).
- [13] Oerleke, C., Funk, W.: Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen - Abschlußbericht (2000). Berichtszeitraum 1995 - 1998
- [14] Pahlovy, S., Mahmud, S., Kubota, M., Ogawa, M., Takakura, N.: Prediction of drag torque in a disengaged wet clutch of automatic transmission by analytical modeling. In: Tribology Online Japanes Society of Tribologists 11(2), 121-129 (2016).
- [15] Rao, G.: Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden (2010)
- [16] Takagi, Y., Okano, Y., Miyayaga, M., Katayama, N.: Numerical and physical experiments on drag torque in a wet clutch. In: Tribology Online 7(4), 242-248 (2012).
- [17] Wu, W., Xiong, Z., Hu, J., Yuan, S.: Application of cfd to model oil-air flow in a grooved two-disc system. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 91, 293-301 (2015).

- [18] Yarin, L.P.: The Pi-theorem: applications to fluid mechanics and heat and mass transfer. Experimental Fluid mechanics. Springer, Berlin (2012).
- [19] Yuan, Y., Attibele, P., Dong, Y.: Cfd simulation of the flows within disengaged wet clutches of an automatic transmission. In: SAE 2003 World Congress & Exhibition. SAE International (2003).
- [20] Yuan, Y., Liu, E.A., Hill, J., Zou, Q.: An improved hydrodynamic model for open wet transmission clutches. In: Journal of Fluids Engineering 129(3), 333-337 (2006).
- [21] Zhou, X., Walker, P., Zhang, N., Zhu, B., Ruan, J.: Numerical and experimental investigation of drag torque in a two-speed dual clutch transmission. Mechanism and Machine Theory 79, 46-63 (2014).

Modellierung und Bewertungsansatz für das tribologische Systemverhalten zur Vorhersage der Schaltqualität der Kegelkupplung in elektrifizierten Antriebssträngen

M.Sc. **S. Chen**, Dipl.-Ing. **K. Bause**, M. Sc. **C. Mandel**,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **A. Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe;
Dr.-Ing. **K. Erdmann**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

In elektrifizierten Antrieben können, aufgrund der Schwungmasse samt E-Motor oder der hohen anzugleichenden Drehzahl, erhöhte Performanceanforderungen für Synchronisierungssysteme auftreten. Der Schwerpunkt dieses Beitrags liegt auf einem Ansatz zur Modellierung und Bewertung der Beziehungen zwischen den Auslegungs- und Verhaltensparametern eines Synchronisierungssystems, um das tribologische Systemverhalten vorherzusagen. Durch den beschriebenen Ansatz kann das Systemverhalten bereits in frühen Entwicklungsphasen, bzw. schon auf der Ebene des Subsystems – Synchronisierungsentwicklung – vorhergesagt, und nicht erst nach der Integration der Getriebesystemebene erkannt und bewertet werden. Der durch die Autoren entwickelte Ansatz zur Bewertung des Systemverhaltens des Synchronisierungssystems basiert auf der Analyse und Modellierung der systemischen Wechselwirkungen. Im Fokus stehen hierbei der Einfluss der Drehzahl und Energie auf Temperaturen und Reibungszahlen der Reibfläche sowie die Stabilität der Schaltvorgänge.

Abstract

In electrified drive trains, there are often increasing requirements on system performance, because of either the flywheel mass including the electric motor or the high speed to be adjusted. The focus of the article is an approach for modeling and evaluating the relations between design and behavior parameters of the synchronization system in order to predict the tribological system behaviors. In this way, the system behavior will be predicted already in the early phase of synchronization development and not just be recognized and evaluated after the transmission system has been assembled. The evaluation approach for system behavior of the synchronization is based on the analysis and modeling of the systemic interactions. The focus

here is on the influence of speed and energy on temperatures and coefficients of friction on the friction surface as well as the stability of the shifting processes.

1. Problemstellung und Motivation

Im Synchronisierungssystem versteht man die Kegelkupplung üblicherweise als Zusammenbau der Schiebemuffe, der Druckstücke, des Kupplungskörpers mit einer kegelförmigen Reibungsfläche und des Synchronrings mit Reibmaterial (s. Abbildung 1, Beispiel einer Einfachkonus-Synchronisierung). Ein typischer Synchronisierungsvorgang kann folgendermaßen aufgeteilt werden: Vorsynchronisieren, (Haupt-) Synchronisieren, Entsperren, Einspuren und Überschieben. In der Hauptsynchronisierungsphase wirkt die Reibung zwischen den konischen Flächen (jeweils auf Synchronring und Kupplungskörper) bis zum Erreichen des Gleichlaufs des Synchronrings und des Kupplungskörpers. Danach trifft die Verzahnung der Schiebemuffe auf die Verzahnung des Kupplungskörpers. Die Hauptfunktionen der Synchronisierung ist die Drehzahldifferenzangleichung und die Drehmomentübertragung zwischen dem auf das Losrad geschweißten Kupplungskörper und dem mit der Getriebewelle drehfest verbundenen Trägerkörper. [1]



Bild 1: Explosionsdarstellung der Baugruppe der Einfachkonus-Synchronisierung [2]

Des Weiteren spielt das tribologische Verhalten für den Betrieb des Systems eine entscheidende Rolle. Neben Erscheinungen wie Blockieren der Schaltbewegung, kann beim Versagen der Reibung durch Beschädigung der Verzahnung und Verschleiß auftreten. Da das tribologische Verhalten die Drehmomentübertragung und Drehzahlangleichung beeinflusst, kann dies in der Folge zum Ausfall des Synchronisierungssystems im Fahrzeug führen.

In diesem Beitrag wird die Kegelkupplung bzw. Synchronisierung nicht nur als Element zur Drehzahldifferenzangleichung und Übertragung von Drehmoment in konventionellen Anwendungen, sondern auch als Trennkupplung in elektrifizierten Antriebssträngen betrachtet. Der Zielkonflikt zwischen der steigenden Leistung moderner Antriebssysteme, Gewichtsreduzierung sowie der kleiner werdenden Bauräume durch die Elektrifizierung stellt höhere

Anforderungen an etablierte Systeme wie das Synchronisierungssystem. Daraus resultiert die Forderung nach einer Steigerung der Leistungsdichte der Synchronisierungssysteme und insbesondere deren Funktionsreibflächen. Wie sich diese geänderten Randbedingungen und Anforderungen auf das tribologische Verhalten zwischen den drehenden Kontaktflächen auswirken, ist derzeit unzureichend erforscht.

Es bedarf daher neuer Ansätze zur Unterstützung der Entwicklung zukünftiger Synchronisierungssysteme für den Einsatz in elektrifizierten Antriebssträngen, um die Komplexität neuer Anforderungen und Wechselwirkungen beherrschbar zu machen und eine effiziente Auslegung funktionssicherer Systeme zu unterstützen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt dabei auf der Betrachtung des thermomechanischen Verhaltens des Synchronisierungssystems und dessen Auswirkungen auf die Funktionszuverlässigkeit - ein Teil der Schaltqualität. Das konventionelle Vorgehen zur thermischen Auslegung von Synchronisierungssystemen ist iterativ [1]. Basierend auf der einfachsten Lösung einer Einfachkonus-Synchronisierung, wird in einem iterativen Vorgehen Bauart, Bauform und weitere Parameter zum Teil mehrfach variiert, bis die spezifizierten Anforderungen erreicht werden [1]. Die Entwicklungsschleifen, die in der Praxis mit aufwendigen simulativen Berechnungen und Untersuchungen sowie Prüfstandversuchen verbunden sind, erfordern einen hohen Ressourceneinsatz [3]. Dies liegt darin begründet, dass das Systemverhalten und die Auswirkungen der Änderung jeder Iteration und beim Anfang jeder Schleife in Bezug auf die thermische Auslegung unklar und nur schwer bzw. nicht vorhersagbar sind [3]. Die Güte der Entwicklungen wird von den wirtschaftlichen Randbedingungen begrenzt und die Gültigkeit für einen elektrifizierten Antriebsstrang wird noch unzureichend betrachtet [1].

2. Grundlagen und Stand der Forschung zur Erstellung des zu entwickelnden Ansatzes

Dieser Beitrag beschreibt einen Ansatz zur Modellierung und Bewertung des Systemverhaltens eines Synchronisierungssystems zur Vorhersage der Schaltqualität. Die für den Modelaufbau erforderliche Analyse im Sinne der experimentellen Ermittlung von Eigenschaften und Wechselwirkungen der Friktionspaarung, basiert auf Elementen eines Referenzsystems. Diese sind dabei Synchronisierungssysteme der Produktgeneration G_{n-1} (s. Abschnitt 2.1). Die experimentelle Analyse des Friktionskontakts und die daran anknüpfende Modellbildung erfolgt dabei unter Anwendung des IPEK-X-in-the-Loop-Frameworks (IPEK-XiL-Frameworks) [4]. Die Modellierung des Friktionskontaktes und der gesamtsystemischen Wechselwirkungen sowie deren Korrelation mit den systemischen Anforderungen und Eingangsgrößen, wird

durch Methoden, Modellierungssprachen und Tools aus dem modellbasierten Systems Engineering (MBSE, siehe Abschnitt 2.3) umgesetzt.

2.1 Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung

Im Verständnis des Modells der PGE-Produktgenerationsentwicklung sind die meisten Entwicklungsprozesse keine reinen Neukonstruktionen, sondern eine Kombination aus Prinzip-, Gestalt-, aber eben auch Übernahmevariationen auf Basis eines Referenzsystems [4]. Die Identifikation und Beschreibung geeigneter Elemente des Referenzsystems ist dabei eine grundlegende Aufgabe und dient als Basis für die weitere Modellierung im Produktentstehungsprozess. Das Referenzsystem in diesem Beitrag enthält insbesondere Elemente vorhandener Synchronisierungssysteme aus Vorgängerproduktgenerationen G_{n-1} , die aktuell im Markt oder in der Serienproduktion sind [5]. Referenzsystemelemente können dabei, neben gesamten Synchronisierungssystemen, auch einzelne Subsysteme, Komponenten und Wirkflächenpaare (s. Abschnitt 2.2) dieser sein. Die Modellierung für die aktuell in der Entwicklung befindliche Produktgeneration G_n , wird auf Basis und als Abstraktion unterschiedlicher Referenzsystemelemente aufgebaut. In diesem Beitrag wird aus Gründen der Übersichtlichkeit lediglich das Synchronisierungssystem der Vorgängerproduktgeneration G_{n-1} als ein zu untersuchendes System (Sul, in engl.: System-under-Investigation [4]) zur Gewinnung von Wissen für die weitere Beschreibung und Modellierung verwendet. Das Sul kann zum Erkenntnisgewinn über tribologisches Verhalten des Synchronisierungssystems innerhalb des zu entwickelnden System im Sinne des IPEK-XiL-Framework validiert werden [4].

2.2 Beschreibung des Sul im IPEK-XiL-Framework

Die Systemebenen in der Modellierung orientieren sich an Beschreibungen des IPEK-XiL-Frameworks. Unter Nutzung des IPEK-XiL-Frameworks ist es möglich, bestehende Wechselwirkungen zwischen den interagierenden Systemen zu beschreiben und in der Modellbildung im Kontext der Validierung zu berücksichtigen [4]. Im Verständnis des IPEK-XiL-Ansatz wird ein Synchronisierungssystem stets im Kontext weiterer Modelle zur Abbildung des Restsystems, des Fahrers bzw. Anwenders des Systems und der Systemumwelt beschrieben und validiert [4]. Das Sul kann prinzipiell auf unterschiedlichen Systemebenen untersucht werden: vom Gesamtsystem über Teilsysteme bis hin zum einzelnen Funktionskontakt auf Wirkflächenpaar-Ebene. Je nach gewählter Systemebene sind entsprechend passende Modelle bzw. Modellumfänge von Restsystem, Fahrer und Umwelt zu verwenden [4]. Zudem ist der Umfang und die Abbildungen der zu berücksichtigenden Wechselwirkungen zwischen den Modellen der beteiligten Systeme in der Validierungsumgebung, in Abhängigkeit zum vorliegenden

Verifizierungs- bzw. Validierungsziels spezifisch zu bestimmen [4]. So können rein virtuelle, rein physische oder auch gemischt physisch-virtuelle Ausprägungen entstehen [4].

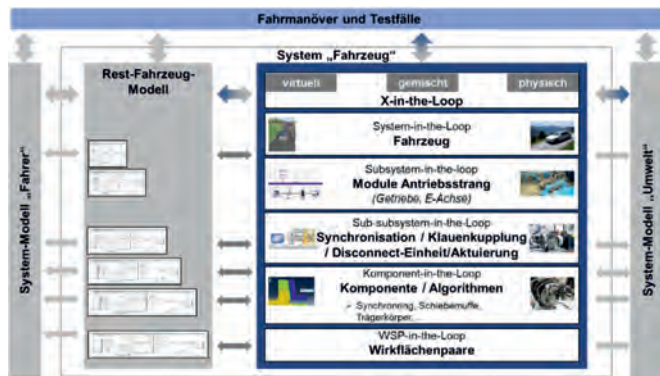


Bild 2: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (modifiziert zur Validierung der Synchronisierungsentwicklung) [6]

Abbildung 2 zeigt das IPEK-XiL-Framework für das hier vorliegende Sul. Folgende Ebenen werden durch die Autoren als für die Modellbildung zur Entwicklung des Ansatzes als relevant eingestuft: L_1 : Getriebe/ Antriebsstrang, L_2 : Synchronisierungssystem, L_3 : Komponenten des Synchronisierungssystems, L_4 : Wirkflächenpaare (in der Abbildung WSP – Working Surface Pair).

Das untersuchte Wirkflächenpaar auf Ebene L_4 ist in diesem Beitrag auch als Tribosystem bezeichnet. Ein Tribosystem beinhaltet die Wirkflächen – die konische Fläche des Kupplungskörpers und die Innenfläche des Reibbelags auf dem Synchronring – und das Fluid dazwischen. Die Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Ebenen werden durch die Zusammenhänge der Anforderung, des Verhaltens der Friktionspaarung, und der Parameter (z. B. Drehmoment, Kraft, usw.) abgebildet. Die Elemente und das Verhalten auf L_i (wobei $i=1, 2, 3, 4$) sollte die Anforderungen von L_{i-1} erfüllen. Innerhalb der L_i wiederum wechselwirken verschiedene Elemente und deren Parameter untereinander, was zum beobachtbaren Verhalten führt und eine notwendige Voraussetzung zur Erfüllung der Anforderungen darstellt.

2.3 Modellbasiertes Systems Engineering (MBSE)

Das modellbasierte Systems Engineering (MBSE) ist eine Ausprägung des Systems Engineerings, bei der die Informationen über Systeme mit Hilfe von Modellen dargestellt werden. Die Definition lautet folgend:

„MBSE ist die formalisierte Anwendung der Modellierung zur Unterstützung von Systemanforderungen, Design, Analyse, Verifizierung und Validierung, die in der Konzeptionsphase beginnt und sich über die gesamte Entwicklung und die späteren Lebenszyklusphasen erstreckt.“ (übersetzt aus dem Englischen nach [7])

Im Kontext des MBSE müssen stets die drei Aspekte Modellierungsmethode, Modellierungssprache und Modellierungstool integriert betrachtet werden [8]. Die gewählte Modellierungsmethode beschreibt dabei Aktivitäten und Schritte die Modellierung durchzuführen. Es existiert dabei eine Vielzahl von Methoden für verschiedene Anwendungsbereiche (vgl. z. B. [9]). Im Kontext des MBSE existieren zudem spezialisierte Modellierungssprachen, wie die Systems Modeling Language (SysML), um damit Modelle zu formulieren. Nach gezielter Formalisierung können mit Hilfe der SysML Informationen zu den „vier Säulen“ Anforderungen, Verhalten, Struktur und Parameter eines Systems [10] in einem zentralen Repository verwaltet, jedoch konsistent in unterschiedlichen Diagrammen dargestellt werden. Hierfür sind spezialisierte Modellierungstools notwendig. Im Kontext dieses Beitrags wird das Tool Cameo Systems Modeler zur Modellierung genutzt.

Gestützt durch die Sprache und die Tools des MBSE, wird ein Modell über verschiedene Diagramme bzw. Sichten auf unterschiedlichen Systemebenen aufgebaut. Damit können Wirkzusammenhänge beschrieben und die Zusammenhänge, beginnend beim Wirkflächenpaar über den tribologischen Kontakt auf den konischen Reibflächen, über das Synchronisierungssystem bis hin zum Antriebssystem, expliziert und modelliert werden.

3. Forschungsziel

Um die Entwicklung zukünftiger Synchronisierungssysteme bestmöglich zu unterstützen, gilt es die zukünftigen Beanspruchungskollektive im Kontext elektrifizierter Antriebsstränge sowie das Verhalten des Tribosystems mit den Anforderungen des Antriebssystems zu korrelieren und die Zusammenhänge so beschreibbar zugänglich zu machen. Ausgehend von der Analyse der Vorgehensweisen zur Auslegung von Synchronisierungssystemen für konventionelle Antriebssysteme, soll daher ein Modell aufgebaut werden, das die skizzierten Wechselwirkungen und Anforderungen im Kontext elektrifizierter Antriebssysteme beschreibt. Hierfür werden Ansätze aus dem MBSE verwendet. Der Schwerpunkt der Forschung in diesem Beitrag liegt auf der Modellierung des thermomechanischen Verhaltens eines Synchronisierungssystems und der Analyse der Schaltqualität. Das Modell soll dabei sowohl die aus der Literatur bekannten und ermittelbaren Beziehungen als auch die nicht explizit ermittelbaren und nur aus Versuchen gemessenen Beziehungen zwischen Elementen und Parametern des Systems mittels MBSE und auf Basis des IPEK-X-in-the-Loop-Frameworks abbilden.

Auf Basis des erstellten Modells wird ein Ansatz zur Verhaltensvorhersage und -bewertung entwickelt, damit vor allem für die Entwicklung zukünftiger Produktgeneration bereits früh und kontinuierlich im Entwicklungsprozess die Auswirkungen von Entwicklungsentscheidungen und deren Einfluss auf Schaltqualität und die Erfüllung von Anforderungen abgeschätzt werden können. Somit sollen die Sicherstellung der Funktionssicherheit und Berücksichtigung aller Anforderungen unterstützt werden. Der Beitrag fokussiert hierbei die Analyse und Beschreibung der Funktionserfüllung des erforderlichen Friktionskontaktes auf den konischen Wirkflächen.

4. Modellierung der Systemstruktur und der Parameterbeziehungen des Synchronisierungssystems

Die Anwendung und der Nutzen des modellbasierten Ansatzes zur Vorhersage der Schaltqualität wird nachstehend an einem Element des Referenzsystems – die Einfachkonus-Synchronisation – beschrieben.

4.1 Modellierung über unterschiedliche Systemebenen hinweg

Das Synchronisationssystem erhält die direkten Anforderungen von seinem oberen System: dem Getriebe respektive dem Antriebsstrang. Um die Anforderungen zu erfüllen, müssen alle Subsysteme und Komponenten der Synchronisierung zusammenwirken. Relevant für das Verhalten des Tribosystems sind dabei Belastungen und das Zusammenspiel der Wirkflächen zwischen Synchronring, dem Konus des Kupplungskörpers sowie dem Fluid. Die Dekomposition des Synchronisierungssystems über unterschiedlichen Systemebenen wird mit Hilfe der SysML modelliert (s. Abbildung 4). Das in Abbildung 4 als *„Tribosystem“* ist dabei, anders als bspw. der *„synchronizer ring“* nicht als eine Komponente der Aufbauhierarchie zu verstehen, wodurch sich auch die andere Art der modellierten Beziehungen zu *„synchronizer ring“* und *„friction cone of clutch body“* erklärt (vgl. Abbildung 3). Vielmehr steht das Tribosystem hier als zusätzliche Strukturierungskomponente, die als Ausgangsbasis für eine zusätzliche thematische Strukturierung der Einzelblöcke genutzt wird (vgl. Beschreibungen zu „Multi-View Modeling in SysML“ nach Munker et al. [11]).

In der dargestellten hierarchischen Struktur (s. Abbildung 3) liefert das Tribosystem die Verhaltensparameter in die Ebene L3, die sich über die Ebenen nach oben fortpflanzen. In der umgekehrten Richtung liefert das Getriebe die Betriebsbedingungen und Anforderungen für L2. Diese wirken auf das Verhalten der untenliegenden Ebenen L3 und L4 weiter ein. So wird beispielsweise das zu übertragende Drehmoment von L3 basierend auf dem Getriebedesign

auf L1 und dem Design des Synchronisationssystems auf L2 angegeben. Das Drehmoment beeinflusst den Friktionskontakt also das Wirkflächenpaar auf L4.

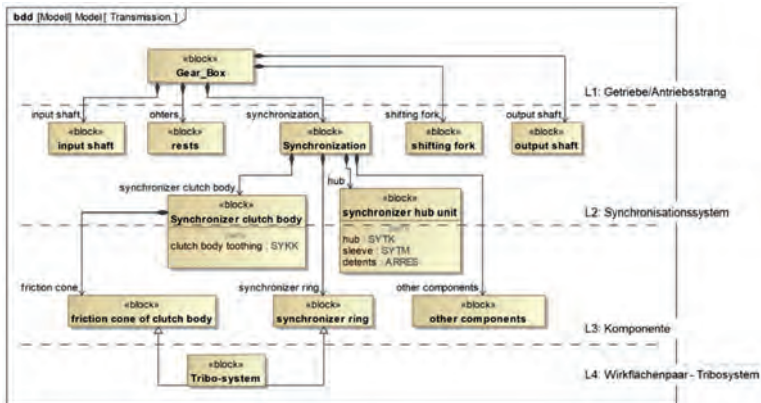


Bild 3: SysML Block-Definition-Diagramm des Synchronisierungssystems relevanter Elemente auf über- und untergeordneten Systemebenen

Die Anforderungen von L4 werden in unterschiedlichen Synchronisierungsphasen wieder auf unterschiedlichen Komponenten aufgeteilt. Im Rahmen des Beitrags betrachten die Autoren zunächst nur das thermomechanische Verhalten. Die Analyse des Schaltvorgangs zeigt, dass die für die Funktionserfüllung relevanten Komponenten in der Hauptsynchronisierungsphase aktiv sind. In der Phase wirken sich die Kontaktflächen von Synchronring und Kupplungskörper auf die Drehzahldifferenzangleichung aus. Deshalb werden nur der Synchronring und Reibkonus des Kupplungskörpers in L3 explizit dargestellt (s. Abbildung 3).

Im folgenden Abschnitt wird die Modellierung des Tribosystems im Sinne des MBSE weiter detailliert. Die Zusammenhänge zwischen Gestaltparametern, Anforderungen, und Größen zur Beschreibung des Systemverhaltens werden aufgebaut.

4.2 Aufbau der Beziehungen der Parameter

Die zu modellierenden Parameter werden nach unterschiedlichen Aspekten klassifiziert:

- Getriebeinput: die Parameter, die die Synchronisierung beeinflussen und im Umfang der Synchronisationsentwicklung nicht verändert werden, z. B. Drehzahldifferenz, Schaltkraft.
- Auslegungsparameter: die Geometrie und Materialien, die von Entwickelnden des Synchronisationssystems beeinflusst werden können, z.B. Materialien, max. Schaltweg.
- Verhaltensparameter: die Parameter, die sich während des Synchronisierungsprozesses verändern, z.B. Axialkraft, Reibmoment.

- Anforderungsparameter: die Parameter, die basierend auf Anforderungen von Kunden/ bzw. des Supersystems objektiviert vorgegeben werden, z.B. Synchronzeit, Reibleistung. Mit Hilfe der SysML werden die Parameter in internen Block Diagrammen (engl. ibd) dargestellt und deren Beziehungen aufgebaut (s. Abbildung 4). Inputs sind die Drehzahldifferenz und die Axialkraft, die von angrenzenden Komponenten übertragen werden. Die Outputs aus den Verhaltensparametern können gemäß den Anforderungen an das tribologische Verhalten bestimmt werden.

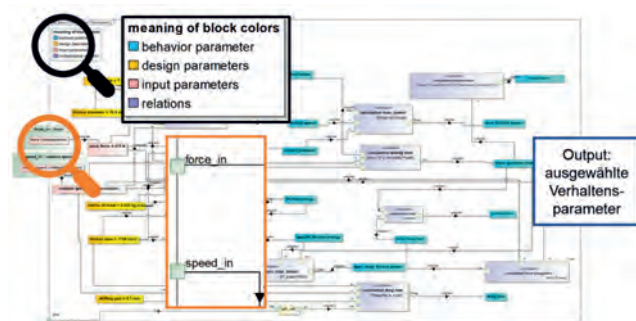


Bild 4: internes Block Diagramm (ibd) mit vergrößerten Details

4.3 Nutzung der Parameter in der Modellierung

Zur Modellierung werden die Parameter von Getriebeinput sowie die Auslegungsparameter im Modell mit den gegebenen Werten modelliert. Daneben werden mathematische Zusammenhänge (s. „relations“ in Abb. 4) der Verhaltensparameter und der Inputs modelliert. Diese Zusammenhänge sind als SysML constraint blocks modelliert, die jeweils mit einem oder mehreren Parametern als In- und Outputs für den entsprechend modellierten mathematischen Zusammenhang verknüpft sind. Durch die konsequente Nutzung dieser Modellierung können über mehrere Systemebenen, bzw. von Supersystem bis zu Wirkflächenpaar-Ebene, Verhaltensparameter berechnet werden. Zur Beschreibung der Zusammenhänge kann dabei einerseits auf bekannte mathematische Beschreibungen aus der Literatur zurückgegriffen werden. Neben diesen Zusammenhängen (z. B. die max. Reibungsenergie und Drehzahldifferenz), die sich durch bekannte Formeln beschreiben lassen, existieren jedoch einige Parameterbeziehungen (z. B. Reibungszahl und Axialkraft), die durch Nachschlagen in Tabellen oder durch Messen bzw. Tests ermittelt werden. In diesem Fall sollten die Beziehungen der Parameter nach der Analyse und Abstraktion von Messdaten des untersuchten Referenzsystemelements ebenfalls als constraint blocks modelliert (angenommene Berechnungsmodelle) und so für das

Modell zur Verfügung gestellt werden. Die Anforderungen im Modell werden je nach Fokus der angestrebten Nutzung des Modells (z.B. Analyse thermomechanischer Aspekte) im Modell abgebildet. Auf Basis der Ergebnisse der Berechnungen mit Hilfe der modellierten Verbindung, stehen die bestimmten Verhaltensparameter somit den Anforderungsparameter am Ausgang zum Vergleich gegenüber. Somit kann mit Hilfe des Modells eine Abschätzung der eingestellten Parameter hinsichtlich der Erfüllung von (Kunden-) Anforderungen getroffen werden.

5. Ansatz zur Bewertung des Systemverhaltens mit Hilfe des Modells

Ausgangspunkt zum hier vorgestellten Ansatz ist die Untersuchung eines Synchronisierungssystem der G_{n-1} als Referenzsystemelement in einem Versuch. Dadurch können die Auslegungsparameter und Inputparameter des Referenzsystemelements ermittelt werden. Gemäß des beschriebenen Modellierungsvorgehens (siehe Kapitel 4) wird ein SysML-Modell des Referenzsystemelements, inklusive der durch bekannte Formeln beschreibbaren Beziehungen (modelliert als Constraint blocks) entwickelt. Aus Versuchen werden die Verhaltensparameter gemessen. Die gemessenen Verhaltensparameter werden in das Modell eingesetzt, um die nicht direkt ermittelbaren Beziehungen im Modell zu vervollständigen (s. blau in Abbildung 5). Für die Entwicklung einer neuen Generation ändern sich für gewöhnlich Auslegungs- und Inputparameter. Durch das Ändern der betroffenen Parameter im SysML-Modell des Referenzsystemelements, können die Auswirkungen auf Verhaltensparameter und Anforderungen abgeschätzt werden (s. grün in Abbildung 5). Um das so aktualisierte Modell zu validieren und es weiter gezielt zur Abschätzung des Systemverhaltens für Produktvarianten und zukünftige Produktgenerationen verwenden zu können, werden Messungen mit dem System der G_n durchgeführt und wieder mit der Abschätzung verglichen.

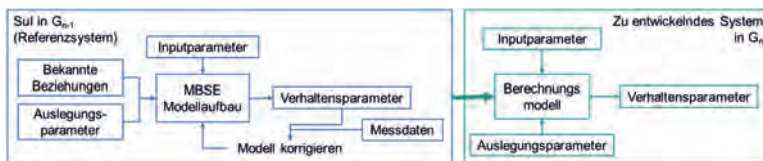


Bild 5: Darstellung des Ansatzes zur Anwendung des Modells

Im erstellten Modell können nun einzelne Parameter verändert und deren Auswirkungen auf weitere Parameter und insbesondere die Anforderungen, untersucht werden. So können durch Variation der Auslegungsparameter bspw. verschiedene Design-Alternativen untersucht und initial, basierend auf dem Vergleich der berechneten Verhaltensparameter und den gegebenen Anforderungen, gegeneinander bewertet werden. Zusätzlich können Parameter des

Getriebeinputs variiert werden, um Abschätzungen über die Robustheit eines gewählten Designs hinsichtlich sich ändernder Randbedingungen und hinsichtlich gegebener Anforderungen zu treffen. Zudem können bei Änderungen von Anforderungen schnell Einschätzungen zur Erfüllung der Anforderungen bei den gewählten Auslegungsparametern und gegebenem Getriebeinput getätigt werden.

Die Validierung des SysML-Modells erfolgt durch die Kombination rein virtueller Tests (z. B. FEM-Berechnungen) und Versuche auf einem Prüfstand, wobei beispielsweise die Drehzahl und Energiezufuhr auf Wirkflächenpaar- und Synchronisierungssystemebene variiert wird. Die Outputs aus dem SysML-Modell werden mit den Messdaten der gleichen Parameter verglichen. Das tribologische Systemverhalten, beschrieben über Verhaltensparameter (z. B. Reibungszahl, spezifische Reibleistung, Temperaturen) kann somit auf Basis des SysML-Modells bereits früh in der Entwicklung einer neuen Produktgeneration abgeschätzt und die Planung von Entwicklungsaktivitäten gezielt unterstützt werden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Autoren stellen in diesem Beitrag einen Ansatz zur Modellierung und Bewertung des Systemverhaltens eines Synchronisierungssystems vor. Basierend auf der Analyse von Elementen eines Referenzsystems werden Modelle zur Prädiktion des Schaltverhaltens aufgebaut. Der Aufbau der Modelle, insbesondere die Modellierung der Wechselwirkungen zwischen Anforderungen und Systemverhalten in Bezug auf das Tribosystem, werden dabei durch Ansätze des MBSE unterstützt. Die so erstellten Modelle werden durch Prüfstandsversuche validiert und sind in der Entwicklung der nächsten Generation von Synchronisierungssystemen nutzbar.

Mit der Vorhersage und den in der Forschung erhaltenen Erkenntnisgewinnen über tribologisches Systemverhalten des Synchronisierungssystems, kann die Entwicklung schon in frühen Entwicklungsphasen effizienter gestaltet werden. Dabei können die Kosten und Zeit der Entwicklungsprozesse, auf Grund der Reduzierung der Auslegungs- und Validierungsiterationen, deutlich reduziert werden.

Die Autoren widmen sich in den weiteren Forschungsarbeiten der Fragestellung, unter welchen Randbedingungen die Modelle gültig sind. So lässt sich im Modell der PGE zwischen Übernahmevariation, Prinzipvariation und Gestaltvariation unterscheiden. Das Verhältnis dieser Variationsarten bestimmt den Neuentwicklungsanteil und hat damit direkten Bezug zur Gültigkeit und Einsatzmöglichkeiten der hier beschriebenen Modelle. Ziel ist es, basierend darauf Handlungsempfehlungen zum Einsatz der entwickelten Modelle zu geben.

Die Beziehungen, die aus Messdaten analysiert und induziert werden, sollten in weiteren Arbeiten nicht nur statistisch und mathematisch, sondern auch immer mit den physischen

Randbedingungen zusammen analysiert werden. Damit werden die Modelle nachvollziehbarer und die Plausibilität der Vorhersage erhöht. Zur Bewertung der Vorhersagegenauigkeit über tribologisches Systemverhalten sollten klare Toleranzen in weiteren Forschungen noch angegeben werden. So kann die Anwendung des beschriebenen Ansatzes immer im Bewusstsein möglicher Ungenauigkeit stattfinden.

Danksagung und Interessenkonflikt

Die Autoren bedanken sich bei der Schaeffler Technologies AG & Co. KG für die Bereitstellung der in dieser Arbeit verwendeten Synchronisierungssysteme. Die korrespondierende Autorin ist als Spezialistin in der Produktgruppe Shift Systems & Synchronisation bei Schaeffler Technologies AG & Co. KG beschäftigt.

Literaturangaben

- [1] Lechner, G., Naunheimer, H. u. Bertsche, B.: Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer 2007
- [2] Produktgruppe Shift Systems & Synchronisation: intern. Schaeffler Technologies AG & Co. KG
- [3] Chen, S., Erdmann, K., Bause, K. u. Albers, A.: Tribological performance descriptions of friction system in synchronization for E-powertrain. 22. International Colloquium Tribology. 2020, 271-272
- [4] Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. u. Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Lindemann, U. (Hrsg.): Handbuch Produktentwicklung. München: Hanser 2016, S. 541–569
- [5] Albers, A., Bursac, N. u. Wintergerst, E.: Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung. 2015, S. 1–10
- [6] Chen, S.: Tribological performance descriptions of friction system in synchronization for E-powertrain. Presentation in 22nd International Colloquium Tribology. Esslingen 2020
- [7] International Council on Systems Engineering: INCOSE Systems Engineering Vision 2020. 2007
- [8] Delligatti, L.: SysML distilled: a brief guide to the systems modeling language. Upper Saddle River, NJ, Munich [u.a.]: Addison-Wesley 2014
- [9] Estefan, J. A.: Survey of Model-Based Systems Engineering (MBSE) Methodologies. INCOSE MBSE Initiative, USA: Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology 2008
- [10] Object Management Group: OMG Systems Modeling Language (OMG SysML) - Version 1.5. 2007
- [11] Munker, F., Albers, A., Wagner, D. u. Behrendt, M.: Multi-View Modeling in SysML. Thematic Structuring for Multiple Thematic Views. PROCS, CSER Conference on Systems Engineering Research. 2014

Weiterentwicklung des Konzepts einer schnell schaltenden Kupplung im Hinblick auf die technische Anwendung

Jens Selzam, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **Michael Fister**,
Dr.-Ing. **Christian Spieker**,
Universität Kassel, Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik

Kurzfassung

Die sich während des Synchronisationsvorgangs innerhalb einer Reibkupplung ergebenden Verluste können durch Realisierung eines mechanischen Tiefsetzstellers verringert werden, was durch Prüfstandserprobungen eines Prototyps nachgewiesen werden konnte. In diesem Artikel wird der Einfluss des in der Topologie enthaltenen Energiespeicherelements auf die prinzipbedingten lastseitigen Drehzahl- und Drehmomentschwankungen, sog. Rippel, näher betrachtet. Es wird ein Ansatz zur Reduzierung der Rippel durch Integration einer hydropneumatischen Torsionsfeder in das System vorgestellt und das Potenzial des Konzepts anhand von Simulationsergebnissen aufgezeigt.

Abstract

The losses that occur within a friction clutch during the synchronization process can be reduced by implementing a mechanical step-down converter, which has been proven by testing a prototype on a test bench. This article takes a closer look at the influence of the energy storage element, contained in the topology, on the principle-related load-side rotational speed and torque oscillations, so called ripples. An approach to the reduction of the ripples by integrating a hydropneumatic torsional spring into the system is presented and the potential of the concept is demonstrated on the basis of simulation results.

1. Motivation und Vorstellung der Topologie eines mechanischen Tiefsetzstellers

In konventionellen PKW-Antriebssträngen dient eine Reibkupplung zum Trennen sowie Verbinden und zur Drehzahlsynchronisation von Verbrennungsmotor und Getriebe. Die Drehmomentübertragung erfolgt hierbei kraftschlüssig. Während eines Synchronisationsvorgangs entstehen im Schlupfzustand der Kupplung prinzipbedingt hohe Reibverluste, sodass dabei näherungsweise 50 % der Antriebsenergie in Wärme umgewandelt werden. In [1] wird eine neuartige Topologie vorgestellt, mit der die Dauer des Schlupfzustands der Kupplung und damit die Reibverluste während der Drehzahlsynchronisation nachweislich reduziert werden können. Die Topologie wird in Anlehnung an das Vorbild aus der Elektrotechnik als mechanischer Tiefsetzsteller bezeichnet. Das Konzept basiert auf dem

aus der Leistungselektronik bekannten Prinzip, eine Eingangsgröße mittels eines periodisch schaltenden Wandlers in eine niedrigere Ausgangsgröße zu transformieren.

Tabelle 1: Analogien zwischen elektrischen und mechanischen Systemen [vgl. 2]

Elektrisches System	Mechanisches System (rotatorisch)
Strom I	Drehmoment M
Spannung U	Winkelgeschwindigkeit ω / Drehzahl n
Induktivität $L \rightarrow 1/L$	Federsteifigkeit c
Kapazität C	Massenträgheitsmoment J
(Last-)Widerstand $R \rightarrow 1/R$ bzw. Ohm'sche Last	Dämpfungsgrad d bzw. drehzahlabhängige Last
Schalter S	Kupplung K
(Freilauf-)Diode D	Mechanischer Freilauf F

Auf Basis bekannter Analogien zwischen elektrischen und mechanischen Schwingkreisen lassen sich sowohl die jeweiligen Bauelemente als auch die einzelnen systembeschreibenden Größen beider Strukturen ineinander überführen. Die Analogien nach [2] sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Pendants innerhalb eines elektrischen und eines mechanischen Tiefsetzstellers sind in dem vergleichenden Bild 1 entsprechend farblich markiert.

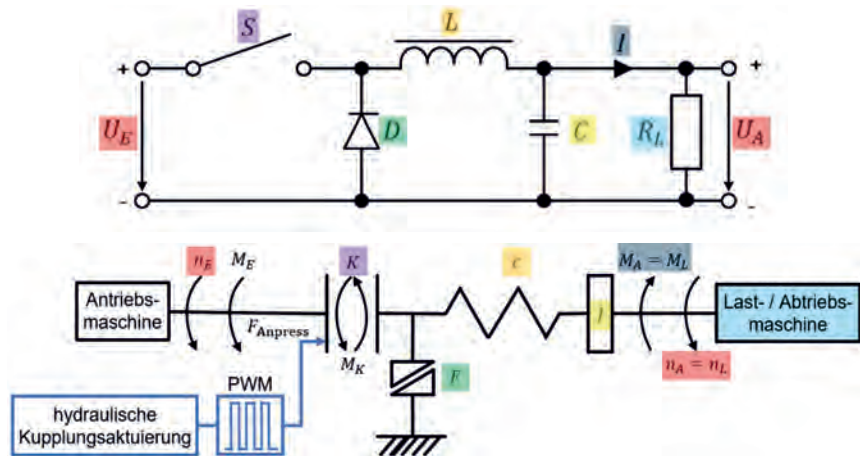


Bild 1: Elektrischer Tiefsetzsteller (oben [vgl. 3]) und mechanischer Tiefsetzsteller (unten [vgl. 1])

Folgerichtig lässt sich auch die Funktionsweise des mechanischen Tiefsetzstellers von seinem elektrotechnischen Vorbild ableiten [1]:

An die Stelle der Spannungsquelle U_E tritt für die Energieversorgung des Systems die elektrische Antriebsmaschine, welche ein Eingangs Drehmoment M_E bei einer bestimmten Eingangs drehzahl n_E bereitstellt. Der Schalter S bzw. die Kupplung K wird über eine Regelung mit einem pulsweitenmodulierten Signal periodisch angesteuert, wobei das zeitliche Verhältnis zwischen geöffnetem und geschlossenem Schaltelement innerhalb einer Periode als Tastgrad T bezeichnet wird.

Ist der elektrische Schalter geschlossen, wird in der Kapazität C und in der Induktivität L durch Aufbau eines jeweiligen Feldes Energie gespeichert. Entsprechend erfolgt die Energiespeicherung beim Schließen der mechanischen Kupplung durch Spannen der Torsionsfeder mit der Steifigkeit c und durch Rotation der Schwungmasse mit der Massenträgheit J .

Bei geöffnetem Schalter S bzw. geöffneter Kupplung K erfolgt die Energieversorgung der jeweiligen Last durch Nutzung der zuvor in die entsprechenden Speicherelemente eingebrachten Energie. Im elektrischen System stellt ein mit dem Strom I durchflossener Ohm'scher Widerstand R_L , über dem die Ausgangsspannung $U_A = U_L$ abfällt, die Last dar. Im mechanischen System bedingt die Abtriebsmaschine ein von der Drehzahl $n_A = n_L$ abhängiges Lastmoment M_L . Die Freilaufdiode D bzw. der mechanische Freilauf F sorgt für einen Strom- respektive Drehmomentfluss in Richtung des Lastwiderstands bzw. des Abtriebs. Im linearen Betriebszustand bestimmt neben der Eingangsgröße lediglich der Tastgrad T die Ausgangsgröße, sodass für die Spannung am Lastwiderstand bzw. für die Lastdrehzahl am Abtrieb gilt:

$$U_A = U_L = T \cdot U_E \quad (1)$$

$$n_A = n_L = T \cdot n_E \quad (2)$$

Der entscheidende Vorteil des dargestellten Ansatzes ist, dass die in der Kupplung entstehenden Verluste in Analogie zur Leistungselektronik maßgeblich durch die Güte des Schaltvorgangs bestimmt werden. [5]

2. Ausgangslage und Problemstellung

Die vorgestellte Topologie eines mechanischen Tiefsetzstellers wird in [1] zunächst durch Aufbau eines umfangreichen Mehrkörpersimulationsmodells eingehend untersucht. In [4] werden die konstruktiven und regelungstechnischen Herausforderungen bei der Umsetzung des Konzepts zur Übertragung von 100 Nm und zu synchronisierenden Drehzahldifferenzen von bis zu 1.500 min^{-1} aufgeführt. Eine Zusammenfassung des gesamten Vorgehens bei der Entwicklung des Prototyps einer schnell schaltenden Kupplung zur Realisierung eines

mechanischen Tiefsetzstellers bietet die Dissertation [5]. Die hierin beschriebene Umsetzung des Konzepts erfolgt mittels einer hochdynamisch hydraulisch aktuierten Einscheibentrockenkupplung und einem Torsionsfeder-Rotationsmassenträgheits-Element als mechanischem Energiespeicher. Den gesamten Aufbau des in [5] entwickelten Prototyps, mit dem bisher Schaltfrequenzen von bis zu 17 Hz erreicht werden konnten, zeigt Bild 2.

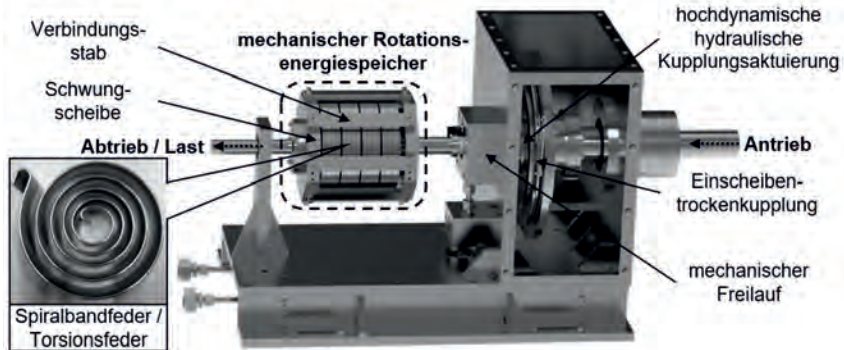


Bild 2: Prototyp des in [5] entwickelten mechanischen Tiefsetzstellers [vgl. 5]

Das Element zur Speicherung von Rotationsenergie setzt sich zum einen aus vier parallel angeordneten Spiralfedern mit annähernd linearer Kennlinie und einer Gesamtfedersteifigkeit von $c_{mech} \approx 34 \text{ Nm/rad} \approx 0,6 \text{ Nm/}^\circ$ bei einem maximal zulässigen Drehmoment von $M_{Fm,max} \approx 200 \text{ Nm}$ zusammen. Zum anderen erzeugen zwei Schwingscheiben, die über acht Stahlstäbe am Umfang miteinander verbunden sind, auf der Lastseite ein Gesamt-massenträgheitsmoment von $J = 0,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Die innenliegenden Enden der Spiralfedern sind mit der Zwischenwelle der Kupplungssekundärseite verbunden, wohingegen die äußeren Windungen mit einem der lastseitigen Schwungmassenstäbe verschraubt sind. [5]

Die in [5] beschriebenen Prüfstandsversuche weisen die prinzipielle Funktion des Konzepts und die Gültigkeit der in Gleichung (2) formulierten linearen Beziehung zwischen Eingangs- und Ausgangsdrehzahl bei konstantem Tastgrad nach (siehe Bild 3).

Durch Anhebung des Tastgrads von $T_{Start} = 0$ auf $T_{Ende} = 1$ während des periodischen Schaltens der Kupplung kann eine Drehzahlsynchronisation zwischen Antrieb und zu Beginn ruhendem Abtrieb erreicht werden (siehe Bild 4). Die Auswertung der während der Synchronisationsvorgänge aufgezeichneten Messdaten zeigt eine Steigerung des Wirkungsgrads von 50 % einer klassischen Reibkupplung auf 66 bis 74 % durch Realisierung eines mechanischen Tiefsetzstellers. [5]

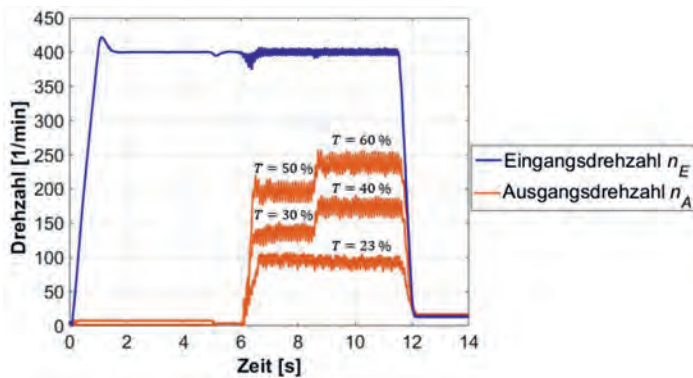


Bild 3: Funktionsnachweis des Systems am Prüfstand durch Variation des Tastgrads [vgl. 5]

Demgegenüber stellen die in den Bildern 3 und 4 bei beiden Versuchsszenarien deutlich erkennbaren prinzipbedingten ausgangs- bzw. lastseitigen Drehzahl- und Drehmoment-schwankungen für technische Anwendungen zumeist eine nachteilige Systemeigenschaft dar. Folglich ist die Reduzierung der sog. Drehzahl- und Drehmomentrippel Δn_{ripp} bzw. ΔM_{ripp} am Abtrieb eines der zentralen Ziele bei der Weiterentwicklung des Konzepts.

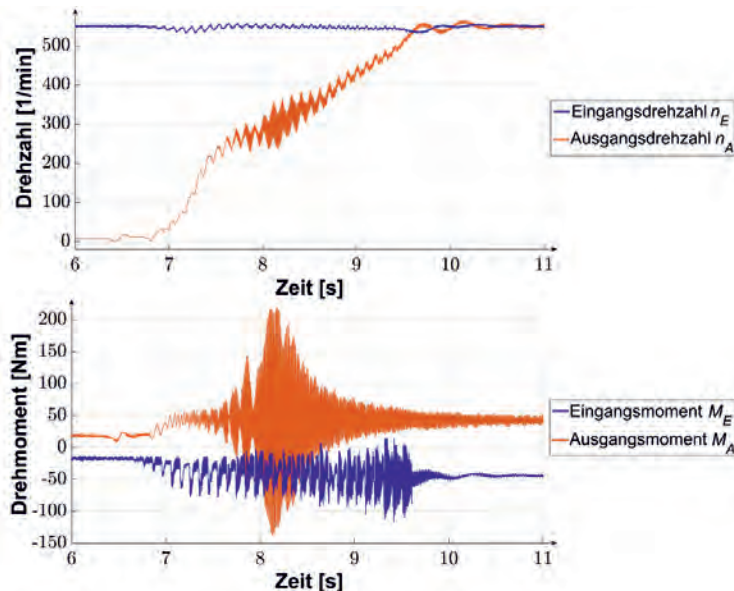


Bild 4: Synchronisationsvorgang am Prüfstand bei ansteigendem Tastgrad [vgl. 5]

In Analogie zur Elektrotechnik können die Einflussgrößen auf die im betrachteten mechanischen System entstehenden Rippel auf Basis folgender Gleichungen identifiziert werden [2, 5]:

$$\Delta n_{ripp} = \frac{n_E \cdot (1 - T) \cdot T \cdot c}{8 \cdot J \cdot f^2} \quad (3)$$

$$\Delta M_{ripp} = \frac{2\pi \cdot n_E \cdot (1 - T) \cdot T \cdot c}{f} \quad (4)$$

Die Eingangs-drehzahl n_E und der Tastgrad T sind abhängig von dem jeweiligen Betriebspunkt des mechanischen Tiefsetzstellers. Insofern gibt es drei Möglichkeiten, mit denen zur Reduzierung der Drehzahl- und Drehmomentrippel grundlegend Einfluss auf das Systemverhalten genommen werden kann:

- **Anhebung der Schaltfrequenz f**

Naheliegender ist, dass höhere Schaltfrequenzen aufgrund des kontinuierlicheren Energieflusses zu einer Verringerung der Drehzahl- und Drehmomentschwankungen am Abtrieb führen. Diesen Umstand verdeutlicht Gleichung (4) durch das umgekehrt proportionale Verhältnis zwischen den auftretenden Drehmomentrippeln und der Schaltfrequenz. Noch ausgeprägter wirkt sich aufgrund des quadratischen Zusammenhangs in Gleichung (3) eine Schaltfrequenzerhöhung auf die Drehzahlrippelhöhe aus.

Während elektrische Tiefsetzsteller mit Schaltfrequenzen im Kiloherz- bis Megaherzbereich arbeiten, stellt die Anhebung der Schaltfrequenz bei dem betrachteten mechanischen System auf über 17 Hz bereits ausgesprochen hohe Anforderungen an die Prüfstandssteuerung sowie an die Regelung des Kupplungsdrucks. Generell bedingen die Massenträgheiten der Kupplungsaktuierung und der Kupplungssekundärseite bei der Realisierung des beschriebenen hochdynamischen mechanischen Systems spezielle Herausforderungen.

- **Erhöhung des Massenträgheitsmoments J**

Währenddem die angesprochene Massenträgheit der bei einem Schaltvorgang direkt zu beschleunigten Bauelemente für die Erreichung einer hohen Systemdynamik möglichst gering zu halten ist, wirkt sich nach Gleichung (3) eine hohe Massenträgheit im Anschluss an das Federelement reduzierend auf die entstehenden Drehzahlrippel aus. Die Umsetzung ist trivial und kann in dem prototypischen Aufbau realisiert werden, indem die Verbindungsstäbe der Schwungmasse innerhalb des Energiespeicherelements ersetzt werden, sodass sich die

rotatorische Gesamtmassenträgheit entsprechend erhöht. In [5] dargestellte Vergleichsmessungen bestätigen den erwarteten Effekt.

• Verringerung der Federsteifigkeit c

Eine Reduzierung der Federsteifigkeit bewirkt gemäß Gleichungen (3) und (4) eine Reduzierung der entstehenden Drehzahl- und Drehmomenttrippel in gleichem Maße. Die Realisierung durch Integration eines weicheren Federelements in das System bedingt allerdings einen Zielkonflikt: Einerseits wird eine geringe Federsteifigkeit zur Reduzierung der unerwünschten Drehzahl- und Drehmomenttrippel benötigt, andererseits ist eine ausreichende Festigkeit des Federelements zur Aufnahme von Drehmomenten bis zu 200 Nm notwendig (siehe Bild 4 unten).

Da die beschriebene Anordnung für einen mechanischen Energiespeicher bestehend aus Torsionsfeder und Rotationsmassenträgheit strukturell einen Tiefpass zweiter Ordnung darstellt, wird die Forderung nach einer möglichst geringen Federsteifigkeit und zugleich hoher Massenträgheit auf der Ausgangsseite durch die Empfehlung aus der Elektrotechnik bekräftigt, wonach die Eigenfrequenz des Tiefpassfilters f_{TP} um den Faktor 100 kleiner als die Schaltfrequenz f sein soll [5]:

$$f_{TP} = 0,01 \cdot f = 0,17 \text{ Hz} = f_{cJ,soll} \quad (5)$$

Für die Eigenfrequenz des in [5] betrachteten mechanischen Energiespeichers gilt:

$$f_{cJ,ist} = \frac{1}{2\pi \cdot \sqrt{\frac{J}{c}}} \approx 2,2 \text{ Hz} \gg 0,17 \text{ Hz} = f_{cJ,soll} \quad (6)$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung (6) wird die Notwendigkeit eines Torsionsfederelements mit geringerer Steifigkeit noch einmal verdeutlicht. Deshalb wird im Folgenden ein neues Konzept für das Energiespeicherelement vorgestellt und dessen Potenzial anschließend anhand erster Simulationsergebnisse dargestellt.

3. Vorstellung des Konzepts für ein neuartiges Energiespeicherelement

Der beschriebene Zielkonflikt zwischen geringer Federsteifigkeit bei zugleich hohem Drehmomentübertragungspotenzial lässt sich mittels klassischer mechanischer Federelemente nicht unmittelbar lösen. Eine zusätzlich erschwerende Randbedingung für das Federsystem stellt das vollständig rotatorische System, in dem der Differenzwinkel aufgenommen werden muss, dar. Aus diesen Gründen wird die Konzeptidee einer (hydro-) pneumatischen Federung aufgegriffen, bei welcher die federnde Wirkung durch Kompression und Expansion eines Gases erzielt wird. Mit einem solchen Prinzip geht in der Regel zugleich der Vorteil einher, eine betriebspunktabhängige Einstellung des Systemverhaltens

vornehmen zu können. Translatorische Systeme der beschriebenen Art sind im Kraftfahrzeugbereich zur Aufbaufederung im Nutzfahrzeug-, Sport- oder Premiumsegment zu finden. Das Konzept einer einstellbaren pneumatischen Torsionsfeder findet in [6] im Rahmen der Forschung bezüglich Bewegungsunterstützungssystemen Anwendung.

Grundlegende Simulationen eines Systems, das lediglich aus einem pneumatischen Schwenkflügelzylinder besteht und bei dem der Gasinhalt einer verschlossenen Kammer komprimiert bzw. expandiert wird, zeigen aufgrund des stark progressiven Verhaltens eine unzureichende Reduzierung der Torsionsfedersteifigkeit über weite Arbeitsbereiche des betrachteten mechanischen Tiefsetzstellers hinweg. Zudem sind die an den Dichtflächen zu erwartenden Gasverluste hinsichtlich der Kontrollierbarkeit des Systems unter Berücksichtigung von dessen Dynamik als kritisch zu bewerten. Diese Erkenntnisse bilden die Basis für den nachfolgend beschriebenen Lösungsansatz.

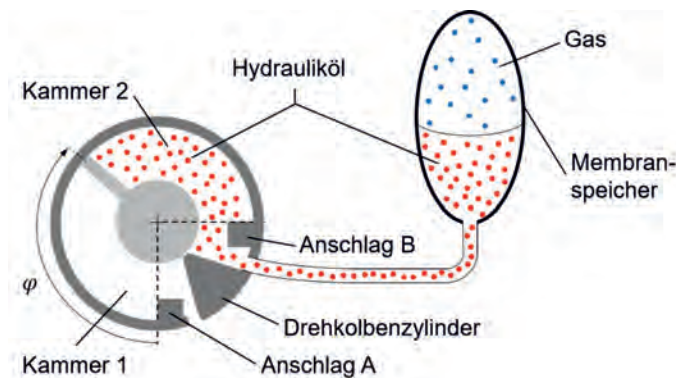


Bild 5: Schematische Darstellung des Konzepts einer hydropneumatischen Torsionsfeder

Das Hauptelement des neuartigen Konzeptes bildet ein Drehkolbenzylinder (auch Schwenkflügelzylinder genannt) wie in Bild 5 schematisch dargestellt. Der drehbar gelagerte Flügel teilt den Zylinder in zwei Bereiche. Kammer 1 ist nicht verschlossen und dementsprechend mit Umgebungsluft gefüllt, sodass hier stets der Atmosphärendruck p_{atm} herrscht. Kammer 2 ist mit Hydrauliköl gefüllt. Von diesem wird bei Verdrehung des Flügels um den Winkel φ in positiver Richtung ein entsprechendes Volumen $V(\varphi)$ verdrängt, das über eine Drehdurchführung in einen ruhenden Druckspeicher mit dem Volumen V_{Sp} geleitet wird. Daraufhin wird das durch eine Membran von der Hydraulikflüssigkeit abgetrennte Gasvolumen komprimiert, wodurch der Systemdruck von ursprünglich p_0 auf $p(\varphi)$ steigt. Hieraus resultiert eine von dem Verdrehwinkel abhängige rückstellende Kraft auf den Drehflügel. Die federnde Wirkung wird in diesem System somit durch Verdrängung eines

Hydraulikölvolumens infolge der Verdrehung des mit der Kupplungssekundärseite verbundenen Flügels innerhalb des abtriebsseitigen Zylinders und entsprechende Kompression bzw. Expansion eines Gases in dem angeschlossenen Druckspeicher erzielt. Die thermodynamische Zustandsänderung bei der Kompression bzw. Expansion des Gasvolumens innerhalb des Druckspeichers kann mittels des Polytropenexponenten n wie folgt dargestellt werden [7]:

$$p(\varphi) = p_0 \cdot \left(\frac{V_{Sp}}{V_{Sp} - V(\varphi)} \right)^n \quad (7)$$

Da der Prozess zur Speicherung und Abgabe der Energie durch das Federelement mit der Kupplungsschaltfrequenz erfolgt, kann eine Wärmeübertragung während der Prozessführung aufgrund der hohen Systemdynamik und bei ausreichender Isolierung zur Umgebung zunächst vernachlässigt werden. Insofern kann näherungsweise von einer isentropen bzw. adiabaten Zustandsänderung ($n = \kappa$) ausgegangen werden. Zur späteren Berücksichtigung von Verlusten auf Basis von Erfahrungswerten und Versuchsergebnissen kann der Polytropenexponent im Bereich von $1 < n < \kappa$ angepasst werden. [7]

Zur weiteren Beschreibung des grundlegenden Systemverhaltens werden folgende geometrische Größen des Drehkolbenzylinders benötigt:

- die Flügelradien (innen r_i , außen r_a)
 - die Flügelänge l
 - der aktuelle sowie der maximale Schwenk- / Verdrehwinkel φ bzw. φ_{max}
- } \rightarrow Flügelfläche

Auf dieser Basis lässt sich das von dem Verdrehwinkel abhängige verdrängte Hydraulikölvolumen unter Einführung des konstruktionsspezifischen Parameters k_V wie folgt berechnen:

$$V(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot l \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot \varphi = k_V \cdot \varphi \quad \text{mit:} \quad k_V = \frac{1}{2} \cdot l \cdot (r_a^2 - r_i^2) \quad (8)$$

Für das durch den Drehflügel in Abhängigkeit des Systemdrucks erzeugte Drehmoment gilt:

$$M_{hp}(\varphi) = \int_{r_i}^{r_a} (p - p_{atm}) \cdot l \cdot r \, dr = (p - p_{atm}) \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot (r_a^2 - r_i^2) = (p - p_{atm}) \cdot k_V \quad (9)$$

Durch Kombination der Gleichungen (7) bis (9) erhält man das Federmoment des hydropneumatischen Elements in Abhängigkeit des Verdrehwinkels:

$$M_{hp}(\varphi) = k_V \cdot \left[p_0 \cdot \left(\frac{V_{Sp}}{V_{Sp} - k_V \cdot \varphi} \right)^n - p_{atm} \right] \quad (10)$$

Hieraus ergibt sich für die Federsteifigkeit des hydropneumatischen Elements:

$$c_{hp}(\varphi) = \frac{dM_{hp}(\varphi)}{d\varphi} = \frac{n \cdot V_{Sp}^n}{(V_{Sp} - k_V \cdot \varphi)^{n+1}} \cdot p_0 \cdot k_V^2 \quad (11)$$

Aufgrund des maximal zulässigen Druckverhältnisses eines Membranspeichers und des maximal möglichen Schwenkwinkels (Begrenzung durch Anschlag B in Bild 5) des Drehkolbenzylinders ist es unvermeidbar, ein Vorspannmoment

$$M_{Vor} = M_{hp}(\varphi = 0) = (p_0 - p_{atm}) \cdot k_V \quad (12)$$

zu implementieren, um den geforderten Drehmomentbereich abdecken zu können. Das hydropneumatische System wird demnach mit einem Vorspanndruck p_0 beaufschlagt, der abhängig von den Betriebsbedingungen gewählt wird. Erst bei Überschreiten des aus diesem Druck resultierenden Vorspannmoments löst sich der Drehflügel von Anschlag A (siehe Bild 5), weshalb erst ab diesem Punkt eine federnde Wirkung durch das hydropneumatische Element erzielt werden kann. Bei Federmomenten, die geringer sind als das Vorspannmoment, wird die hydropneumatische Feder nicht ausgelenkt und das System verhält sich wie eine torsionssteife Welle. Um während dieses Zustands weiterhin eine federnde Wirkung beizubehalten, ersetzt das hydropneumatische Element nicht die bisherige mechanische Feder, sondern ergänzt diese. Bei Wirkung beider Federn ergibt sich außerdem der Vorteil, dass die resultierende Gesamtfedersteifigkeit zusätzlich sinkt, da diese aufgrund der Reihenschaltung stets kleiner als die kleinste Federsteifigkeit der einzelnen Federn ist. Damit gilt für den Gesamtverdrehwinkel:

$$\varphi_{ges}(M) = \begin{cases} \frac{M}{c_{mech}} + \frac{V_{sp}}{k_V} \left[1 - \left(\frac{k_V \cdot p_0}{M + p_{atm} \cdot k_V} \right)^{\frac{1}{n}} \right], & M > M_{Vor} \\ \frac{M}{c_{mech}}, & \text{sonst} \end{cases} \quad (13)$$

Auf Basis der dargestellten grundlegenden Zusammenhänge wird zunächst ein Modell des hydropneumatischen Energiespeichersystems in MATLAB Simulink erstellt und dieses anschließend in das bestehende Gesamtmodell des mechanischen Tiefsetzstellers aus [5] integriert.

4. Simulationsergebnisse

Durch Anpassung des initialen Systemdrucks p_0 innerhalb der hydropneumatischen Feder kann deren Federkennlinie, also die $M(\varphi)$ -Kennlinie, auf den jeweiligen Betriebspunkt angepasst werden. Bild 6 zeigt neben dem linearen Zusammenhang der mechanischen Torsionsfeder aus Spiralbandfedern beispielhaft einige Kennlinien der Reihenschaltung aus mechanischer und hydropneumatischer Torsionsfeder für verschiedene Vorspanndrücke p_0 . In diesem Diagramm entspricht die Steigung der Graphen der Federsteifigkeit. Es lässt sich eine betriebspunktabhängige Abflachung der Graphen bei Wirkung der hydropneumatischen

Torsionsfeder und damit eine über weite Betriebsbereiche hinweg deutlich verringerte Gesamtfedersteifigkeit erkennen.

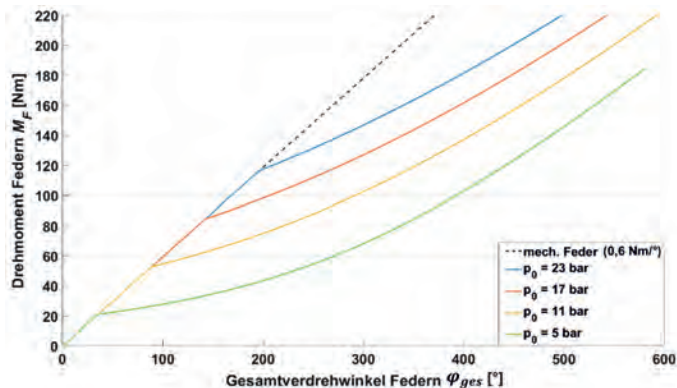


Bild 6: Vorspanndruckabhängige Kennlinien der idealen Federreihenschaltung

Bei Betrachtung einer idealen Reihenschaltung aus einer mechanischen und einer hydropneumatischen Torsionsfeder wird die zwischen den beiden federnden Elementen liegende Rotationsmassenträgheit zunächst vernachlässigt und vereinfachend lediglich eine ausgangsseitige Gesamtträgheit $J_{ges} = J$ betrachtet (siehe Bild 7 links), sodass durch das Modell weiterhin wie in [5] ein Einmassenschwinger abgebildet wird. Unter Berücksichtigung der realen Verhältnisse kann die Gesamtmasenträgheit hingegen gemäß

$$J = J_1 + J_2 \quad (14)$$

auf die beiden Federelemente aufgeteilt werden, wodurch sich das Modell eines Zweimassenschwingers ergibt (siehe Bild 7 rechts).

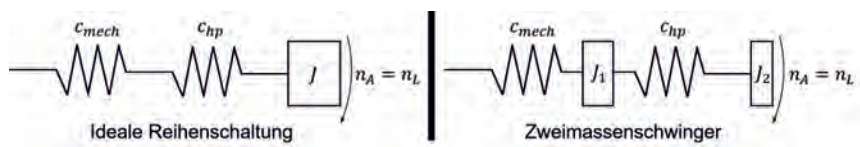


Bild 7: Varianten für die Modellierung der Federreihenschaltung

Beide in Bild 7 dargestellten Varianten für die Modellierung der Federreihenschaltung werden in MATLAB Simulink umgesetzt und in das Gesamtmodell des mechanischen Tiefsetzstellers integriert. Anschließend wird jeweils mit beiden modellierten Systemen und zusätzlich für das Modell des prototypischen Aufbaus mit einer rein mechanischen Torsionsfeder eine vergleichende Simulation eines Synchronisationsvorgangs bei gleichbleibender Gesamtrotationsmassenträgheit durchgeführt. Dabei wird der zunächst

stillstehende Abtrieb durch kontinuierliche Anhebung des Tastgrads sukzessive mit einer Kupplungsschaltfrequenz von $f = 20 \text{ Hz}$ auf die Antriebsdrehzahl von $n_E = 1.000 \text{ min}^{-1}$ beschleunigt. Die zeitlichen Verläufe der Ausgangsdrehzahl n_A für die Synchronisationsvorgänge zeigt das obere Diagramm in Bild 8. Die auf Basis einer schnellen Fouriertransformation ausgewerteten Zeitverläufe für die Rippelhöhen der Ausgangsdrehzahl am Abtrieb sind im mittleren Diagramm dargestellt. Abschließend wird im unteren Teil von Bild 8 der jeweilige Mittelwert der Rippelhöhen während des Synchronisationsvorgangs zum direkten Vergleich der Systeme ausgewiesen.

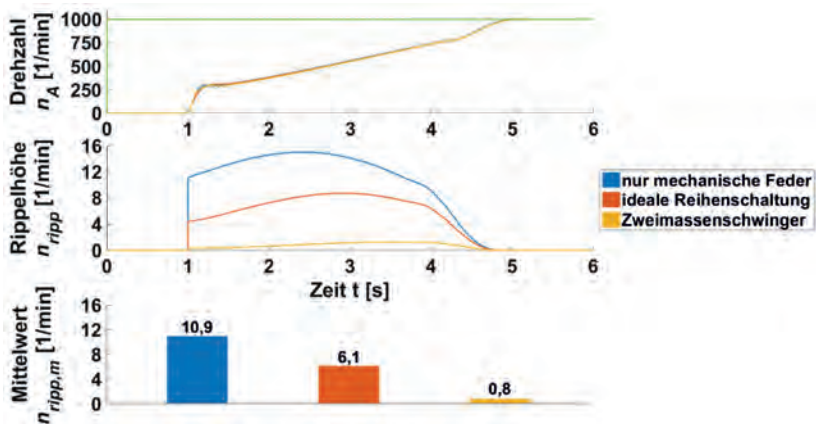


Bild 8: Vergleichende Auswertung des Ausgangsdrehzahlverlaufs

Es zeigt sich erwartungsgemäß eine deutliche Verringerung der entstehenden Drehzahlrippe infolge der Federsteifigkeitsreduzierung. Durch Einstellung eines geeigneten Vorspanndrucks ist die hydropneumatische Torsionsfeder aufgrund des schnellen Drehmomentanstiegs nahezu von Beginn des Synchronisationsvorgangs an wirksam.

Bei Modellierung einer idealen Reihenschaltung aus der bisherigen mechanischen Torsionsfeder und der zusätzlichen hydropneumatischen Torsionsfeder sinken die entstehenden Drehzahlrippe im Vergleich zur aktuellen prototypischen Umsetzung mit einer rein mechanischen Torsionsfeder im Mittel um etwa 44 %. Noch deutlicher fällt der Effekt mit fast 93 % bei Modellierung eines Zweimassenschwingers aus. Für die hier nicht dargestellten Drehmomentrippelhöhen gelten größenordnungsmäßig die gleichen Aussagen. Die Ursache für die deutlich ausgeprägtere Reduzierung der Rippelhöhen bei Realisierung eines Zweimassenschwingers ist in der damit einhergehenden strukturellen Umsetzung eines doppelten Tiefpassfilters zweiter Ordnung zu sehen.

5. Fazit und Ausblick

Die durchgeführten Simulationen zeigen, dass sich die prinzipbedingten abtriebsseitigen Drehzahl- und Drehmomentschwankungen, sog. Rippel, eines mechanischen Tiefsetzstellers durch Integration eines hydropneumatischen Federelements in das System reduzieren lassen. Nach Überschreitung des an die jeweiligen Betriebsbedingungen angepassten Vorspannmoments bzw. -drucks wird infolge der entstehende Federreihenschaltung eine Reduzierung der Gesamtfedersteifigkeit erreicht, wodurch sich auf Basis von Analogien zwischen elektrischen und mechanischen Schwingkreisen die geringere resultierende Rippelhöhe nachvollziehen lässt. Weiterhin deuten die Simulationen darauf hin, dass eine Aufteilung der Schwungmassen auf beide Federelemente und die damit einhergehende Realisierung eines Zweimassenschwingers zu einer weiteren deutlichen Reduzierung der Drehzahl- und Drehmomentrippel beiträgt, da hierdurch strukturell ein kaskadierter Tiefpassfilter zweiter Ordnung entsteht.

Zur tatsächlichen Umsetzung des Konzepts einer hydropneumatischen Torsionsfeder stellen die finale Detailauslegung des Systems und die entsprechende Konstruktion bzw. Beschaffung aller erforderlichen Komponenten die nächsten Schritte dar. Hierbei sind die mit der Kupplungsschaltfrequenz einhergehenden besonderen Anforderungen, insbesondere an das Dichtungssystem des Drehkolbenzylinders, zu berücksichtigen. Nach der Einzelinbetriebnahme muss die Funktion des Konzepts im Gesamtsystem anhand von Prüfstandsversuchen abschließend bewertet werden. Aufgrund der vorgesehenen Drehdurchführung ist eine Anpassung des Vorspanndrucks bzw. -moments an das jeweilige Lastmoment nicht nur vor Beginn eines Synchronisationsvorgangs sondern auch während des Betriebs des mechanischen Tiefsetzstellers denkbar. Hieraus ergibt sich die Möglichkeit, den Betriebspunkt der hydropneumatischen Feder so anzupassen, dass diese stets optimal zur Reduzierung der Drehzahl- und Drehmomentrippel wirksam ist.

Neben der Verringerung der Federsteifigkeit stellt die Erhöhung der Kupplungsschaltfrequenz ein weiteres Hauptziel bei der Optimierung des vorgestellten mechanischen Tiefsetzstellers dar. Hierzu ist eine Weiterentwicklung der hochdynamischen hydraulischen Kupplungsaktuierung und der prüfstandsseitigen Kupplungsdruckregelung vorgesehen.

Literatur

- [1] Wintersperger, H.; Fister, M.; Spieker C.: Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des Synchronisationsvorgangs. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017
- [2] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2009
- [3] Specovius, J.: Grundkurs Leistungselektronik. Wiesbaden: Springer Fachmedien 2018
- [4] Wintersperger, H.; Fister, M.; Spieker C.: Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des Synchronisationsvorgangs. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2019
- [5] Wintersperger, H.: Schnell schaltende Kupplung zur Realisierung eines mechanischen Tiefsetzstellers. Universität Kassel Dissertation 2019
- [6] Misgeld, B.; Stille, J.; Pomprapa, A.; Leonhardt, S.: EPAIA: Design, modelling and control of a novel electro-pneumatic adaptable impedance actuator. IFAC Proceedings Volumes 47, Nr. 3 (2014), S. 6599-6605
- [7] Bauer, W.: Hydropneumatische Federungssysteme. Berlin: Springer-Verlag 2008

Vorkonditionierung trockenlaufender Reibpaarungen für eine stabile Reibfunktion im Feld

Erweiterung der Beurteilung von Vorkonditionierungsprozessen mit Oberflächentopografieuntersuchungen

M.Sc. **R. Fehrenbacher**, Dipl.-Ing. **K. Bause**, Dipl.-Ing. **S. Ott**,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

In der Industrie basiert die Fortschrittsbewertung des Vorkonditionierungsprozesses hauptsächlich auf dem Verlauf der Reibungszahl und der Anzahl der durchgeführten Schaltvorgänge. In dieser Forschungsarbeit wird die Bewertung auf dieser Grundlage um die Beurteilung von Oberflächeneigenschaften erweitert. Hierzu werden verschiedene Reibpaarungen einer Vielzahl von Bremsschaltungen mit unterschiedlichen Lastsätzen unterzogen und an mehreren Stellen der Reibfläche zyklisch eine detaillierte 3-D-Aufnahme der Oberflächentopografie durchgeführt. Die daraus gewonnenen Informationen bilden die Grundlage, um aus Oberflächendaten gängige Profilparameter abzuleiten und deren Relevanz für das Reibverhalten zu bewerten. Des Weiteren wird das Fundament zum Aufbau neuer Beurteilungskriterien einer erfolgreichen Vorkonditionierung aufgezeigt und somit Möglichkeiten zur Beschleunigung des Verfahrens erbracht.

1. Einleitung

Der Bedarf an kompakten Kupplungs- und Bremssystemen steigt. Diese Systeme sorgen beispielsweise bei Werkzeugmaschinen, Fertigungsstraßen, im Bergbau und vor allem im Bereich der Personenbeförderung für Sicherheit und Zuverlässigkeit. Auch in Ressorts wie der Energiewandlung durch Windkraft, der Abwassertechnik oder in der Medizintechnik gewinnen Kupplungs- und Bremssysteme an Bedeutung.

Eine wichtige Eigenschaft dieser Systeme neben der Zuverlässigkeit ist ein über die Betriebsdauer gleichbleibendes Reibverhalten. Ein berechenbares respektive vorhersagbares Reibverhalten ist aber gerade bei fabrikneuen Reibpaarungen durch Toleranzen und inhomogene Belastung der Reibflächen, hervorgerufen durch Fertigung, Lagerung sowie Transport und die Umgebungs konstruktion nicht gegeben. [1] Diese Aspekte machen

Vorkonditionierungsprozesse aus funktionaler Sicht erforderlich. Die Bewertung solcher Prozesse wird im Allgemeinen jedoch nur undurchsichtig durch Beurteilungen anhand von Reibungszahlverläufen über verschiedene Formen des Energieeintrages (Anzahl Schaltungen) in die Reibpaarung angegeben. Diese Energieeinträge können durch mehrere hintereinandergeschaltete Bremszyklen oder Dauerschlupf erfolgen. Eine Standardisierung existiert weder bei Art oder Höhe des Energieeintrags noch im Hinblick auf der Beurteilung einer erfolgreich beendeten Vorkonditionierung.

Bei der Schätzung des Prozessfortschrittes hat sich dennoch die Bewertung des Verlaufs der Reibungszahl sowie dessen Annäherung an einen konstanten Wert über die Schaltungsanzahl etabliert. Dies jedoch ohne Darlegung auftretender Mechanismen auf den Reiboberflächen. Diese Forschungsarbeiten zielen daher darauf ab, einen ersten Schritt zur Untersuchung der auf den Reiboberflächen stattfindenden Vorgänge während der Vorkonditionierung zu begehen. Es werden dabei die Zusammenhänge der Verläufe von Reibungszahl, Topologie-Änderungen und den daraus berechneten Werten von Oberflächenparametern gezogen, indem die Reibflächen mehrerer Systemvarianten unter unterschiedlichen Belastungskollektiven während eines typischen Einlaufvorganges analysiert werden.

2. Untersuchungsumgebung, Methodik und Tools

Zur Vorkonditionierung wird während dieser Forschungsarbeiten eine speziell konstruierte Untersuchungsumgebung an einem Prüfstand des IPEK - Institut für Produktentwicklung verwendet (Bild 1). Zur Untersuchung der Reibflächen und deren Topografie kam ein Weißlichtinterferometer mit hoher Auflösung zum Einsatz. Die so gewonnenen Daten wurden als Grundlage für verschiedene Auswertungsmethoden und Berechnungen von Oberflächenprofilparametern verwendet.

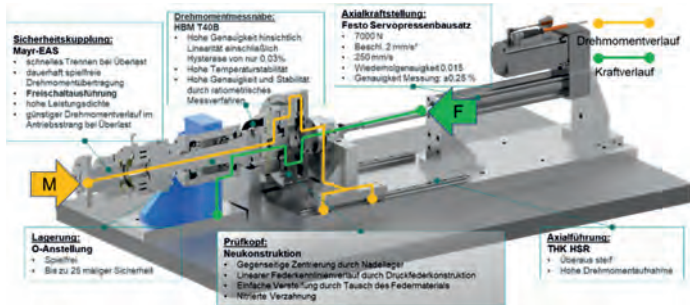


Bild 1: Untersuchungsumgebung zur Vorkonditionierung der ausgewählten Frikionspaarungen

Zudem wurden anhand der aufgenommenen Details FEM-Simulationen aufgebaut, die mit weiteren Materialdaten eine In-Situ-Betrachtung des Reibkontaktes ermöglichen, um somit Traganteile und deren Änderungen während der Vorkonditionierung zu beobachten. Aufgrund der großen Datenmenge und der angestrebten Korrelation zwischen den Reibungszahlen der Oberfläche sowie entsprechenden Kennwerten wurde von den Autoren eine passende Methode zur Visualisierung der Messergebnisse erarbeitet. (Bild 2) Um eine niederschwellige Anwendbarkeit zu ermöglichen, wurde diese in einem Softwaretool mit einer hinterlegten Datenbank zur Speicherung der Oberflächendaten und den daraus abgeleiteten Profilparameter operationalisiert. Es besteht hierbei die Möglichkeit zur Animation der 3-D-Oberflächendaten verschiedener Messpunkte und einer darauf aufbauenden chronologischen Abfolge der Oberflächenstrukturen. Zudem können Oberflächenkennwerte und deren Relationen zu den Minimal- und Maximalwerten begutachtet werden. Das Softwaretool verfügt weiter über eine Eingabemaske, über die sich der Bediener Aufnahmen unter Berücksichtigung der Position und des Fortschritts des Vorkonditionierungsprozesses anschauen und analysieren kann. Gleichzeitig ist dieses Werkzeug in der Lage, relevante Oberflächenkennwerte über Messwolken zu berechnen und Abottkurven (Materialanteilskurven) der gemessenen Bereiche aufzuzeigen.

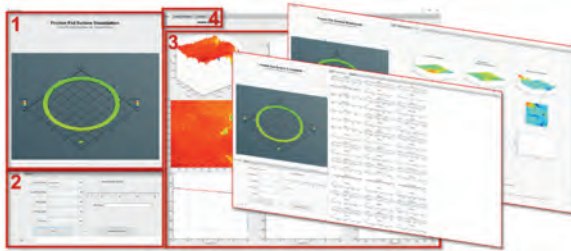


Bild 2: Topografiedarstellung dreier Messflächen einer Belagsprobe

(1: Gesamtdarstellung des Belages, 2: Auswahlbereich der Messung, 3: Anzeige der Oberflächen (Innen, Mitte, Außen), 4: Ansichtswechsel über Registerkarten (Oberfläche, Oberflächenkennwerte, Animation)

Die Untersuchungsmethodik teilt sich in mehrere Teilgebiete. Zunächst erfolgt die tatsächliche Vorkonditionierung durch Bremserschaltungen am Prüfstand. Da zu Beginn des Einlaufes an einer fabrikneuen Paarung starke Änderungen und hoher Verschleiß zu beobachten sind, werden zu Beginn des Prozesses die Reibpartner in kurzen Messabständen untersucht. [2] Dieses Intervall wird mit zunehmender Bremszyklenanzahl verlängert. Nach jedem Versuchsintervall folgen hochauflösende Messungen mit Punktabständen von 2 µm am Weißlichtinterferometer. Bei diesen Untersuchungen werden unterschiedliche Positionen der Oberflächen des Belages und der Gegenreibscheibe aufgenommen. Die Lokalisierung der Messflächen erfolgte hinsichtlich erwartbarer inhomogener Belastungszustände über die komplette Reibbelagsbreite [3]. Die Punkte sind dabei so gewählt, dass die Radien der Messfelder des Belages mit denen der Gegenreibscheibe exakt übereinstimmen. Untersucht wurden unterschiedliche Reibmaterialien mit identischen geometrischen Abmessungen.

Ergebnisse:

Eine wichtige Erkenntnis dieser Forschung zeigt sich bei den sich different ausbildenden Oberflächentopografien. Je nach Leistungsstufe sind ausgeprägte Unterschiede zu verzeichnen. Während sich bei niedrigeren Reibleistungen über den kompletten Versuchsverlauf steigende Reibungszahlen und Einglättungen der Topografien zeigen, kann bei geringer Steigerung der Reibleistung von gegenteiligem Verhalten ausgegangen werden. Dieses Auftreten ist jedoch nicht bei allen Versuchsreihen mit gleichem Belastungskollektiv wiederholbar. Ein weiterer Leistungsanstieg lässt die Reibungszahl bei gleichbleibenden Topografiekennwerten auf niedrigem Niveau verharren. (Bild 3)

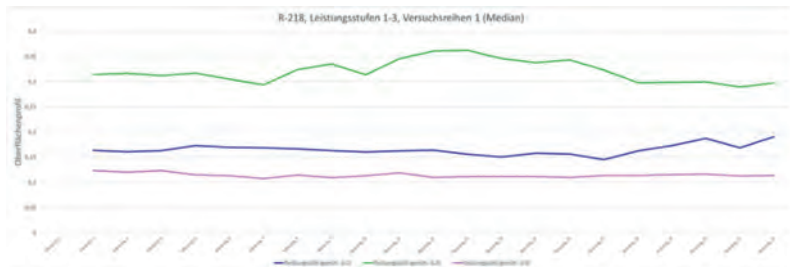


Bild 3: Arithmetische Mittenrauwerte (R_a) bei unterschiedlichen Energieeinträgen pro Schaltung (Blau < Grün < Lila)

Der Einfluss der Temperatur auf eine sich ausbildende Reibschicht ist den Ergebnissen zufolge von Bedeutung. Durch die während des Versuchsverlaufes getätigten Oberflächentopografieaufnahmen, welche nach unterschiedlichen Betriebstemperaturen durchgeführt wurden, zeigen sich Anpassungen der Oberflächentopografie an äußere Bedingungen. Diese Beobachtungen für ein Belastungskollektiv veranschaulicht Bild 4.

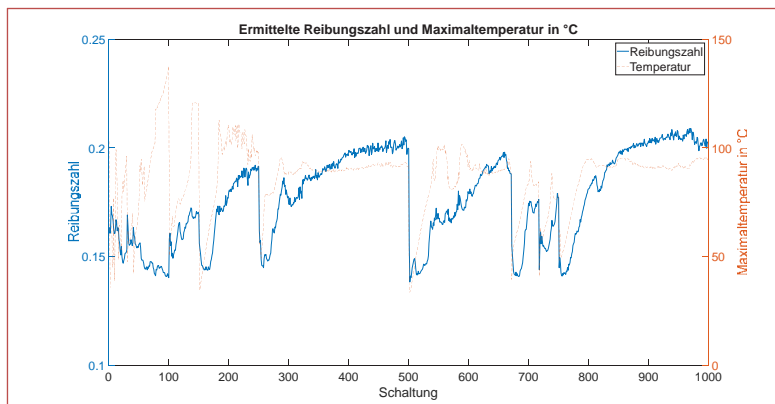


Bild 4: Reibungszahlverlauf über die Anzahl an Schaltungen einer Versuchsreihe

Das obige Diagramm zeigt anhand des Reibungszahl- und Temperaturverlaufes über die Anzahl an durchgeführten Schaltungen den oben erwähnten Abfall der Reibungszahl bei Halten einer definierten Starttemperatur. Auch in den Oberflächenkennwerten werden die beschriebenen Anpassungen der Reibschicht sichtbar. Während der Durchführung des Versuches unter dem Belastungskollektiv mit der geringsten Reibleistung zeigen sich bei einigen Oberflächenkennwerten steigende Tendenzen. Ein Wert, dessen Geltung für die

Bewertung des Einlaufes höher anzusetzen ist, ist die reduzierte Spitzenhöhe Rpk, (Bild 5) sie bietet eine gute Aussagekraft bezüglich der Spitzkämigkeit eines Profils, was Aufschluss über den Traganteil geben kann [4]. Es konnte festgestellt werden, dass die Verläufe der reduzierten Spitzenhöhe mit denen der Reibungszahl weitgehend korrelieren. Jedoch sind Unterschiede zwischen den Reihen mit unterschiedlich hohen Energieeinträgen zu sehen. Der Rpk Wert der beiden niedrigen Energieeinträgen zeigt bei Beginn der Versuchsreihe bei größeren Temperaturen ausgeprägtere lokale Maxima. Dies bekräftigt die Annahme der sich ändernden und an die Umgebungsbedingungen anpassende reibaktiven Schicht. [5].

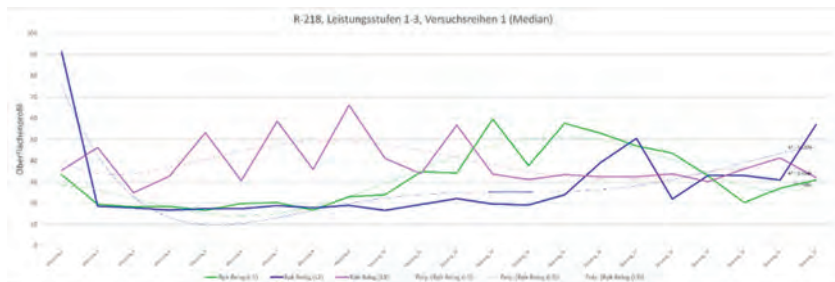


Bild 5: Reduzierte Spitzenhöhe Rpk bei unterschiedlichen Energieeinträgen pro Schaltung (Blau < Grün < Lila)

Auch bezüglich unterschiedlich steifer Beläge konnten Unterschiede im Reibverhalten festgestellt werden: Neben einem erhöhten Verschleiß sind ebenfalls leichte lokale Maxima bei einem Temperaturanstieg sowie ein stetiger, gegen Ende stagnierender Reibungszahlanstieg zu verzeichnen.

Diskussion:

Die Autoren stellen neue Ansätze einer Beurteilungsmethode zur Bewertung des Vorkonditionierungsprozesses vor. Die Erweiterung durch neue Beurteilungskriterien für den Erfolg von Vorkonditionierungen um Oberflächenkennwerte zeigt Korrelationen mit dem Reibungszahlverlauf. Hierbei werden erste Erfahrungen zur Beurteilung von Mechanismen auf der Reibfläche, die den Verlauf der Reibungszahlen beeinflussen, aufgezeigt. Darüber hinaus bietet die parallele Aufnahme der Oberfläche in 3-D die Möglichkeit, die berechneten Oberflächenparameter zu verifizieren und Einblicke in die Oberflächentopografie und deren Veränderungen zu gewinnen.

Quellen:

- [1] Albers, A., Ott, S., Kniel, J.: Kupplungsmodell 2: Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das tribologische Verhalten. Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben 607 II. Karlsruhe 2015.
- [2] Tsang, P., Jacko, M., Rhee, S.: Comparison of chase and inertial brake dynamometer testing of automotive friction materials, Artikel. Wear 103. Detroit 1985
- [3] Albers, A., Ott, S., Merkel, P.: Kupplungsmodell zur Beschreibung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag- auf Bauteiluntersuchungen. Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben 607. Karlsruhe 2013
- [4] Mahr GmbH. 2015. MarSurf. Oberflächenkenngrößen.
- [5] Severin, D., Musiol, F.: Der Reibprozess in trockenlaufenden mechanischen Bremsen und Kupplungen, Artikel. Konstruktion 47. Berlin 1995

NVH-optimization for drivetrains of commercial vehicles with a newly slipping absorber

Dipl.-Phys. **Jürgen Seiter**, Dipl.-Ing. **Christophe Acker**,
Dipl.-Ing. **Tino Cassiani**, Dipl.-Ing. **Andreas Grossmann**,
Tanja Kubicek, Dipl.-Ing. **Sébastien Morel**,
Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Um Lebensdauer und Wartungsintervalle zu erhöhen und steigende Komfortansprüche zu erfüllen, werden auch für Nutzfahrzeuge zunehmende Anforderungen an die Schwingungsisolierung von Antriebssträngen gestellt.

Insbesondere der Nebenabtrieb, der für den Antrieb von Anbaugeräten genutzt wird, ist eine Herausforderung für die Schwingungsisolierung: Der Fahrer nimmt bei geringer Last Geräusche aus diesem Antriebsstrang als störend wahr. In Situationen mit großer Last oder blockierendem Anbaugerät muss der Triebstrang robust und lebensdauerfest sein.

Daneben ist der Fahrtrieb als eigenständiger Triebstrang zu betrachten, der durch die Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung am Nebenabtrieb nicht negativ beeinflusst werden darf, sondern idealerweise davon profitiert.

Durch den Einsatz eines Rutschtilgers (Rutschkupplung mit Zusatzmasse) können diese Anforderungen erfüllt werden: Ein erhöhtes Massenträgheitsmoment auf der Sekundärseite des Dämpfers kann die Schwingungsisolierung im Triebstrang verbessern. Bei Momentenspitzen wird die Zusatzmasse durch die Rutschkupplung vom Triebstrang entkoppelt und sorgt so für eine verringerte Rückwirkung auf diesen. Es wird der gesamte interdisziplinäre Entwicklungsprozess über Kundenanforderung, Konstruktion, Simulation und Versuch für dieses Produkt vorgestellt.

Abstract

To enhance lifetime and service interval and to fulfill increasing comfort demands, the requirements for vibration isolation of commercial vehicles' drivetrains are increasing. The Power-Take-Off (PTO), powering implements, is challenging for vibration isolation. At small loads the noises from PTO-drivetrain are disturbing. At high loads or with blockading implement the PTO-drivetrain must be robust and fatigue endurable. The main-drivetrain is considered as second drivetrain that should not suffer from the actions to reduce vibrations at the PTO-drivetrain but benefit from these.

By usage of a slipping absorber these demands can be fulfilled. An increased inertia on the secondary side of the damper is improving the vibration isolation in the drivetrain. For impacts the additional inertia is decoupled from the drivetrain by a slipping clutch and creates less feedback towards it. The interdisciplinary process of customer requirement, design, simulation and testing is presented.

1. Introduction

For commercial vehicles with Power-Take-Off (PTO), in most cases tractors, customers have a growing demand for comfort and less audible noises. A main component of the drivetrain, influencing these parameters, is the torsional damper between combustion engine and transmission (Figure 1). For most present tractors, the transmission of the main-drivetrain and the PTO-drivetrain are mechanical connected and therefore influencing each other in any NVH issue (Figure 1). A versatile torsional damper concept needs to fit to various drivetrain-designs (e. g. Powershuttle, Powershift, Full Powershift, Continuous variable transmission). With PTO-drivetrain, used to power implements, the number of operating conditions, to be improved by the torsional damper, is increasing with number of available PTO speeds and implements with their operation purpose. Generally, we can consider two boundary conditions for the implement:

- Low torque: PTO is activated with low implement inertia or implement is standby.
- Impact, high torque: The implement powered by the PTO is blocked and induces an impact on the torsional damper. E. g. a big baler that is blockaded.

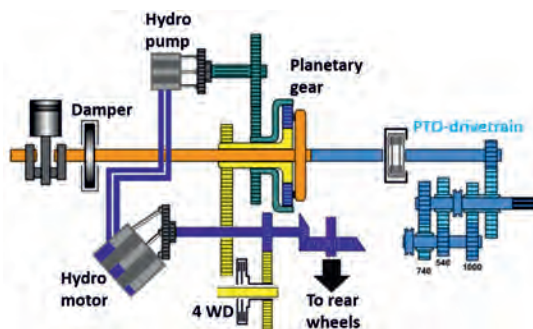


Fig. 1: Illustration of a modern tractor drivetrain [1].

With the Torque-Limiter-Absorber (TLA) we want to introduce an add-on for torsional dampers which meets the demands and conditions of up-to-date commercial vehicles with PTO:

- Various operating conditions of the implements
- No disturbing noises and vibrations from the drivetrains at any driving condition
- Loss of function of the TLA does not lead to a dead vehicle

2. Principle of the TLA and installation in the drivetrain

The well-known principle of dual mass flywheel [2] was adopted to commercial vehicles. In Figure 2 two simplified drivetrains are shown to illustrate the position of the TLA within the assembly.

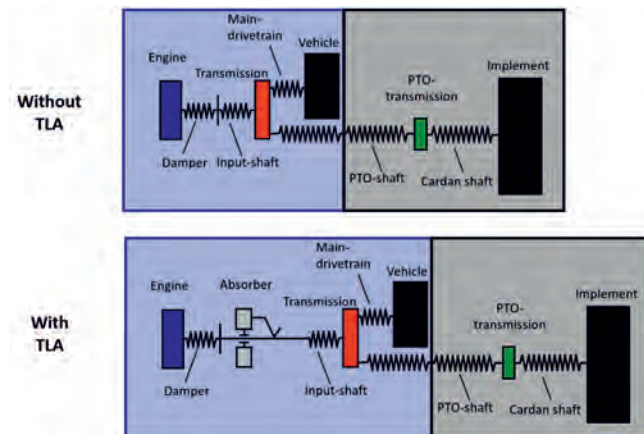


Fig. 2: Comparison of a drivetrain with and without absorber mass.

On the top a torsional damper is the isolating connection element between combustion engine and transmission. The PTO-shaft is the connection element between transmission and PTO-transmission. The implement is mostly the biggest inertia in the drivetrain if we consider the common ratios for PTO-drivetrains which are in the range of $i = 1,5$ to 4 from engine to implement. For PTO-work typical ratios for main-drivetrain are in the range of $i = 40$ to 200 from engine to wheels. On the bottom an absorber mass ("Absorber") is added to the sketch. This additional inertia is located between damper and input shaft, resulting in a flywheel divided into two inertias. If we assume a blocking implement, the induced angular acceleration into

the main- and PTO-drivetrain is dominated by the inertia of the implement. The resulting torque at the damper is proportional to main- and PTO-drivetrain inertia and angular acceleration. A friction between absorber mass and drivetrain defines if there is a rigid coupling or a slippage between absorber mass and drivetrain. If the absorber mass is decoupled from the excited drivetrain its inertia does not amplify the impact on the damper. A typical reduction of the main-drivetrain inertia by a decoupled absorber mass is in the range of 30 % to 50 %. This is an effective improvement of the impact behavior of a divided flywheel which is in discussion since this concept is established in the market [3].

The TLA is a component which can be integrated in various drivetrain- and damper-concepts. The geometry of the absorber mass, to reach the required inertia, is flexible. Figure 3 illustrates the integration of an TLA within an arc spring damper. The TLA has two main components: The absorber mass and the torque limiter which is the connection element between absorber mass and drivetrain. The torque limiter is a package of friction and steel rings, defining the slipping torque of the absorber mass. Figure 4 shows the assembly with transmission for a series project.

To summarize the main characteristics of the TLA concept:

- Enhanced isolation performance of current dampers by increased inertia on the secondary side of the damper
- Idle speed can be further lowered with better isolation by increased inertia on the secondary side of the damper
- Significant reduction of the PTO rattle noise by increased inertia on the secondary side of the damper
- The TLA is not embedded in the engine torque flow
- Slipping absorber mass reduces the negative effect of impacts

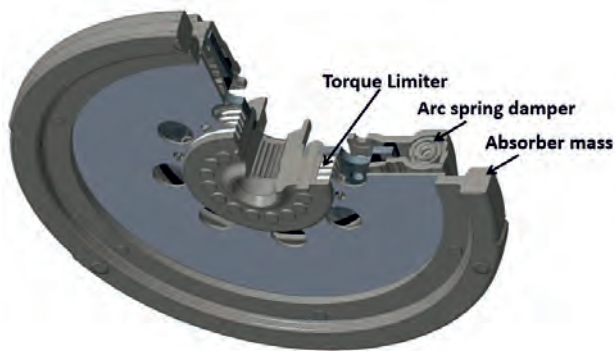


Fig. 3: TLA integrated into an arc spring damper.

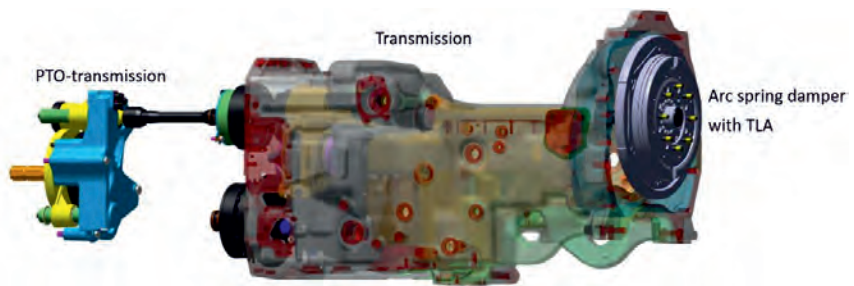


Fig. 4: Damper with TLA, installed in transmission [4].

3. Design

The main requirements from customer side for design are that the TLA together with arc spring damper is still one single component, the compatibility with the series flywheel for bolting and centering and no changes in installation space. For this purpose, all components of the TLA were newly designed to meet customer demands. In Figure 5 the integration of the TLA in the arc spring damper is shown. The only changes in major parts of the arc spring damper are the hub and the damper cover that needs some enhanced inner radius to enable the riveting of the torque limiter components. The torque limiter consists of four plastic rings, two steel friction control plates, which are form-locked with the hub and a friction retainer plate that interferes in the retainer plate. A single diaphragm spring controls the slipping torque by its clamping force.

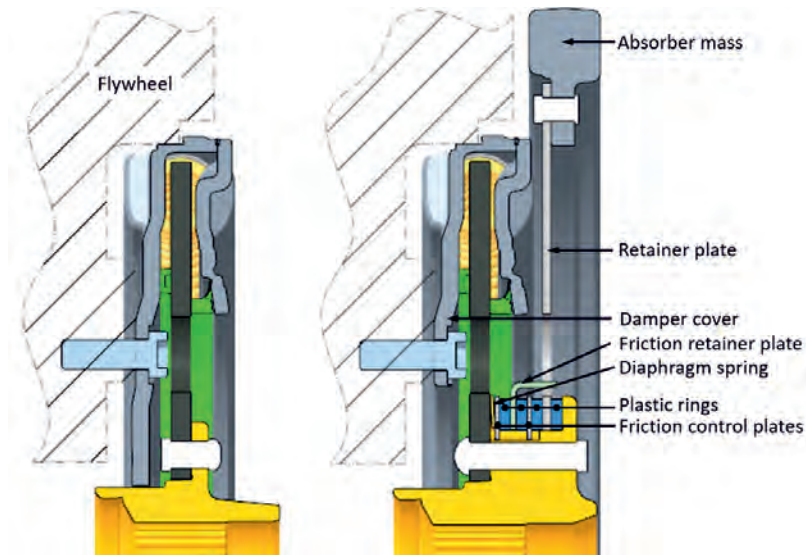


Fig. 5: Comparison of a single arc spring damper (left) and one with attached TLA (right).

4. Simulation

Drivetrain simulation is crucial to define the required slipping torques of the torque limiter and the inertia of the absorber mass. The boundary conditions are first defined by impacts applied into the drivetrain by PTO. At any situation the behavior with TLA should be better or at least equal in comparison to the optimum of no applied TLA or a rigid coupled additional inertia. In Figure 6 simulation results are shown. An impulse, defined as % of the maximum engine torque, is induced into the PTO-drivetrain. Different slipping torque (R) ranges of the torque limiter (in % of maximum engine torque) with absorber mass, in comparison to an assembly without (w/o) TLA, were evaluated. As result the torque in the damper (in % of maximum engine torque) is shown as mean value for the rated slipping torque range. The rigid coupling of the absorber mass is the most critical situation. For impulse torque 3 and 4 times of the maximum engine torque, the best results are without TLA and slipping torque range $R = (10 \pm 5) \%$.

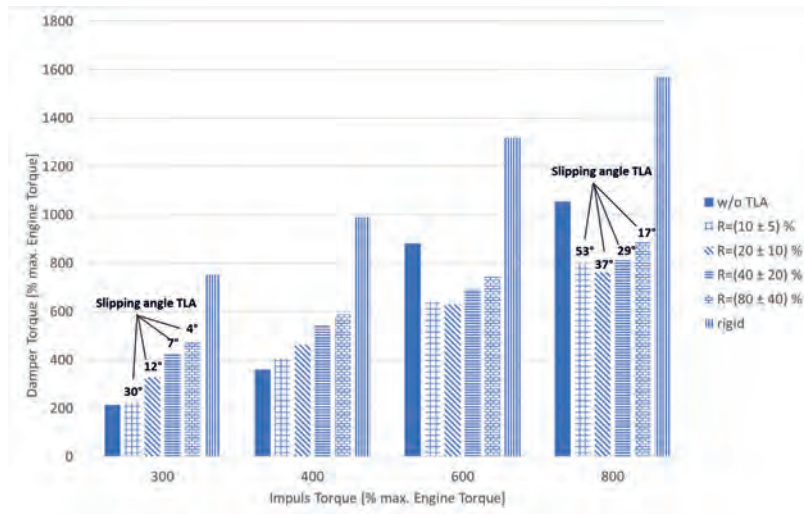


Fig. 6: The slipping torque (R) at the TLA is varied as % of maximum engine torque.

Different torque impulses are induced into the PTO-drivetrain within a time of 0,2 s.

The reason for this is, that for the higher slipping torque values the absorber mass is not slipping any time as the damper is reaching its blocking torque. The effective inertia on the secondary side of the damper is then increased and the effect of impulse on the damper is bigger. For impulse torques 6 times the maximum engine torque a permanent slipping is also realized for higher slipping torque values. Additionally, the friction in the torque limiter is removing dissipative energy from the oscillating drivetrain. The system without TLA does not provide this friction and is the second worst solution for increasing impulses. The best compromise is the slipping torque range $R = (20 \pm 10) \%$. But as a result, it also gets clear that the difference between the slipping torque values is not exceedingly if the absorber mass is slipping and the effective secondary inertia acting on the damper is reduced. Engine start must be checked for the chosen range of TLA slipping torque. In Table 1 the results are summarized for 3-cylinder Diesel engine with 3,3 liter displacement; the damper torque is a function of maximum engine torque, given as mean value for the rated slipping torque range. A rigid coupling of the absorber mass is the worst situation, the additional inertia amplifies the irregularities of engine to non-acceptable torques at the damper. With decreasing slipping torque R the slipping angle gets bigger and the maximum torque at the damper is reduced.

Within the range of mean value $\pm 1/2 \cdot \text{mean value}$, the slipping torque value can be steady reached within the series production.

Table 1: Results for engine start. Resulting damper torque and slipping angle of the absorber mass as a function of TLA slipping torque (R). Torques are given as % of maximum engine torque, respecting the mean value of the rated slipping torque range.

	W/o TLA	$R=(10 \pm 5) \%$	$R=(20 \pm 10) \%$	$R=(40 \pm 20) \%$	$R=(60 \pm 40) \%$	Rigid
Max. damper torque	27 %	49 %	73 %	97 %	509 %	1684 %
Slipping angle [°]	-	240	115	68	35	-

In Figure 7 a variation of TLA inertia between 10 % and 30 % of the sum of the inertias of engine, flywheel and damper in the system without TLA is shown. The simulation was performed with 1 Nm load at the PTO-transmission. This is the most critical situation for annoying rattle noises from the PTO-drivetrain.

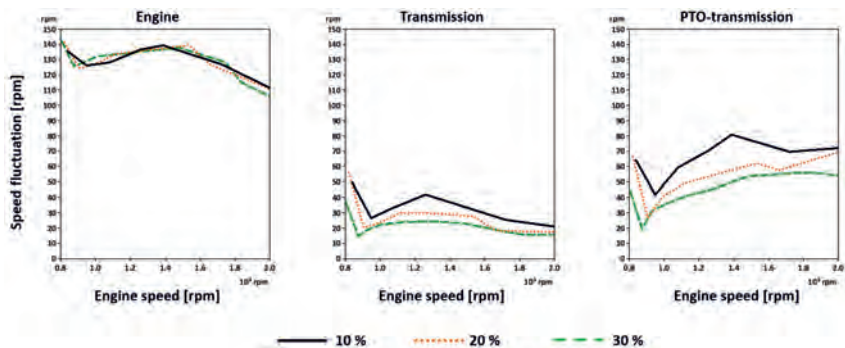


Fig. 7: Excitation of engine, transmission and PTO-transmission over the common engine speed range. Comparison of different absorber mass inertias (% of the sum of the inertias of engine, flywheel and damper in the system without TLA).

It becomes obvious that the speed fluctuations at PTO can be reduced with increasing inertia of the absorber mass. Also, for the transmission, a reduction of the excitation can be realized. How to define the inertia of the absorber mass? One boundary condition is the sum of the inertias of engine, flywheel and damper in the system without TLA ($= 1,032 \text{ kgm}^2$). To maintain the reactivity of the engine the inertias of these three components should decrease on the

same scale as absorber mass inertia is increasing. The second boundary condition is that flywheel inertia cannot be minimized randomly as the engine excitation has to be controlled. The third boundary condition is defined by a failure of the slipping clutch: If the slipping torque is dropping to zero and the absorber mass is slipping in all operation conditions, there should not be too much disturbing changes in NVH behavior, leading to tremendous customer complaints. In our case absorber mass inertia is, as a compromise of efficiency and safety in case of failure, 20 % the sum of inertia for engine, flywheel and damper in the system without TLA. The comparison between two drivetrains with ($R = 20\%$) and without TLA are pointed out in Figure 8 with 1 Nm load at the PTO-transmission. The advantages of TLA for idle get visible. Even for an idle speed of 650 rpm, the speed fluctuations can be minimized without further reduction of the damper stiffness. The idle situation might be the most critical for customer satisfaction as the driver is largely not distracted by any other actions from hearing annoying noises. Typically, up to 25 % of the operating time of a tractor are at idle speed. TLA generates further potential for fuel saving and NVH-improvement at idle.

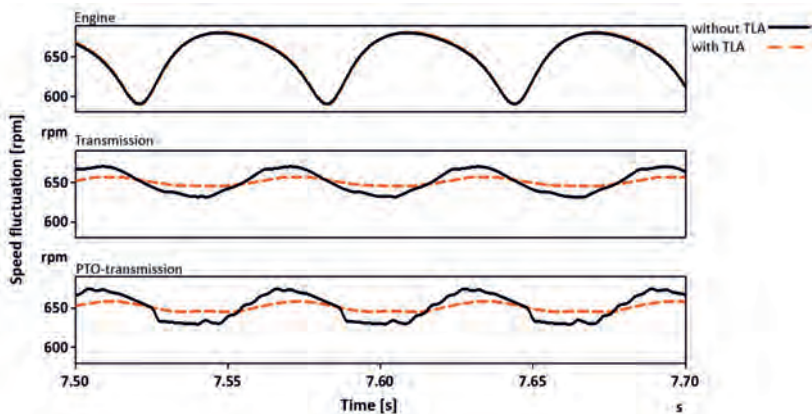


Fig. 8: Simulation of Idle with 650 rpm.

5. Vehicle Measurements and Testing

To confirm the positive effects of the TLA, measurements with a comparable tractor configuration were taken.

Speed signals were recorded at the flywheel, the transmission input shaft and the PTO output. Measurements were taken with (w/) and without (w/o) activated PTO. The measurement results are prepared as speed fluctuation (peak-peak values). The non-stationary operation conditions were evaluated at 1500 rpm engine speed. The left columns (dark) are results for arc spring damper with TLA, the right columns (light) for arc spring damper without TLA. The sum of inertia for engine, flywheel, damper and TLA is 1,058 kgm². In the configuration without TLA the flywheel is heavier, and the sum is 1,032 kgm². Respecting PTO and hydraulics there are many operating conditions that need to be evaluated for a tractor regarding NVH. The activated PTO is without implement, the only load is drag torque of the PTO-drivetrain. This is the most critical situation for rattle noises from the PTO-drivetrain. Exception are the last two columns in Figure 9 and Figure 10, showing full load at the PTO. The data in Figure 9 indicates that with added TLA the speed fluctuations at the flywheel are increasing. The reason for this: To keep the same response characteristic for the driver, the flywheel inertia was reduced 0,17 kgm² to compensate the TLA inertia. This compromise is overcompensated by the TLA if we look at Figure 10. At the transmission input shaft, the improvement with TLA is, for most situations, between 20 and 70 %. For 40 km/h the performance with TLA is worse than without, but in tractor applications this speed is not the focus for PTO applications. The key benefit is visible in Figure 11: The speed fluctuations at the PTO output are reduced up to 68 % in comparison to systems without TLA. The measurements confirm the tendencies of the simulations.

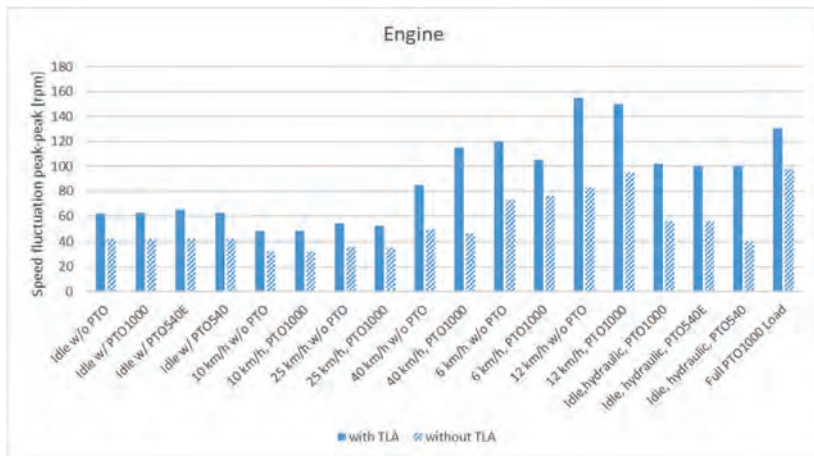


Fig. 9: Speed fluctuation at the flywheel with and without TLA for different operating conditions of the tractor.

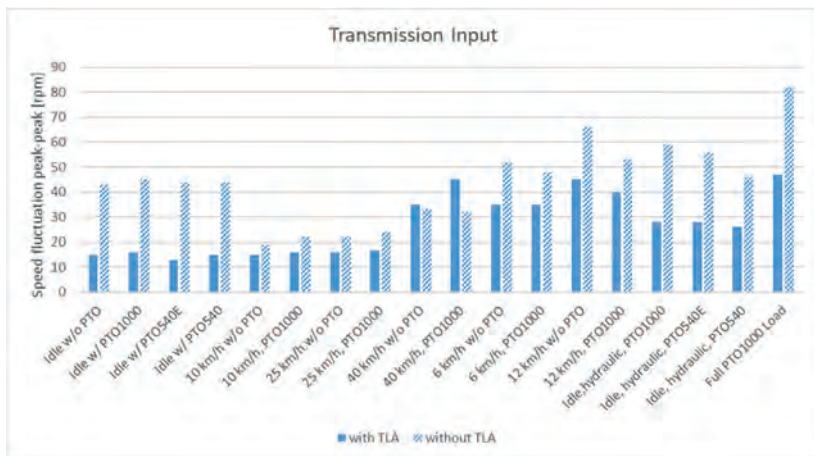


Fig. 10: Speed fluctuation at the transmission input with and without TLA for different operating conditions of the tractor.

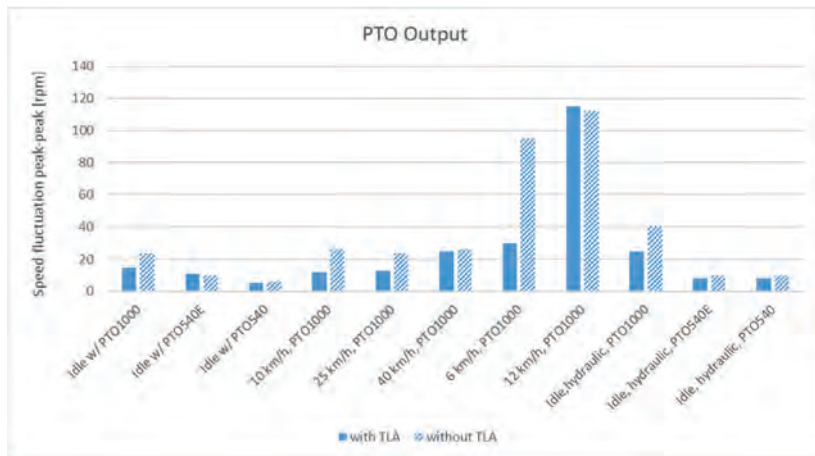


Fig. 11: Speed fluctuation at the PTO output with and without TLA for different operating conditions of the tractor.

By evaluation of long-term vehicle measurements, the cumulated slipping angle of the absorber mass is estimated to be 2 to 3 million degrees for 10.000 hours operating time of the vehicle. A realistic testing of the TLA slipping function outside the vehicle is possible with a combustion engine simulation test rig. This is a highly dynamic electric engine that forces the absorber mass to slip by inducing angular accelerations. It is possible to simulate 10.000 hours vehicle lifetime within 24 hours.

Furthermore, the TLA was tested on a static torsional lifetime test rig, burst speed was evaluated and a corrosion test was performed to ensure the function of the torque limiter in a salty and humid environment. Slipping torque and wear of the torque limiter were inside the defined targets at all conditions. Figure 12 shows the torque limiter after a static lifetime test with a slipping angle of 10 million degrees.

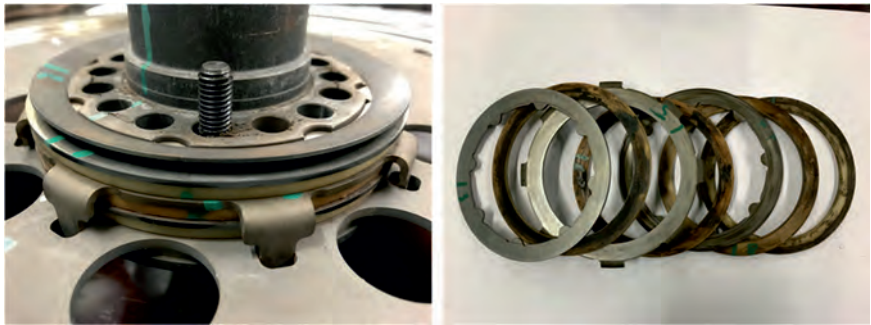


Fig. 12: Torque limiter assembly (left) and components (right) after static lifetime test.

6. Summary and Conclusion

With the TLA it is possible to adopt the well-known principle of dual mass flywheel to commercial vehicles with Power-Take-Off (PTO). The slipping absorber mass reduces the negative effects of impacts on arc spring damper and drivetrain. Several advantages could be realized for customer, including better isolation of the damper and reduced noises from PTO-drivetrain. Simulations and Measurements in the vehicle confirm the improvement with applied TLA in almost every operating condition.

Literature

- [1] Fendt, AGCO GmbH. Own editing.
- [2] Schulte, L. F.:
Das Zweimassenschwungrad. LuK-Kolloquium 1986.
- [3] Reik, W.; Seebacher, R.; Kooy, A.:
Das Zweimassenschwungrad. LuK-Kolloquium 1998.
- [4] Fendt, AGCO GmbH.

Hydraulische Lamellenkupplungen in Schiffsantrieben – aktuelle Tendenzen in der Baureihenentwicklung

M.Sc. K. Leicht, Stromag GmbH – Altra Industrial Motion, Unna

Kurzfassung

Diese Ausarbeitung befasst sich mit der technischen Weiterentwicklung der Schiffskupplungs-Baureihen der Stromag GmbH. Die vielfältigen Kupplungsanforderungen steigen stetig und können auf die Hauptanforderungen der Drehmomenten- und Drehzahlübertragung sowie der thermischen Belastbarkeit eingegrenzt werden. Die bisherigen Baureihen werden durch den Parameter der Drehzahl begrenzt, da die hieraus entstehende Fliehkraft in Verbindung mit dem Restöl im Kolbenraum zum unerwünschten Einschalten der Kupplung führt.

Die neue KMS-CC-Baureihe zeichnet sich durch eine neue Schalteinheit aus, die eine Fliehkraftkompensation beinhaltet. Hierzu wird ein Teil des Kühllöses, dass über eine Ölbrause im Innenmitnehmer an die Lamellen geleitet wird, mittels einer Axialbohrung in die Schalteinheit geführt. Diese Funktionalität wird innerhalb der internen Versuchsabteilung validiert. Fokussiert wird die Optimierung der Ölzuführung zur Schalteinheit und der Einfluss auf die Kühlmöngen. Die Funktion einer manuellen Nothandschaltung sowie die aktuelle Montagefreundlichkeit bleiben weiterhin bestehen. Somit ist die KMS-CC der erste Schritt in Richtung eines modularen Baukastensystems, welches in Zukunft weiter ausgebaut wird.

Abstract

This paper focuses on the technical development of serial clutches for ship by Stromag. The requirements for these clutches are constantly increasing and are narrowed down to the main requirements of torque and speed transmission as well as a high thermal load capacity. The previous series of clutches are limited by the parameter of speed, as the result of centrifugal force in combination with the residual oil in the piston area, which leads to an undesired engagement of the clutch.

The KMS-CC includes a new actuating unit which is filled by a part of the cooling oil from the innerbody. This oil compensates the engagement process by the residual oil. Inside the internal test department the functionality has been validated, the oil supply has been optimized and the influence on the required cooling oil flow has been researched.

Despite the new actuation unit, the ease of assemble and the manual emergency handset could be retained. The new standard unit is the first step towards a modular system, which will be further expanded in the future.

1. Hintergrund der Entwicklung

Die Stromag GmbH, als Hersteller von schaltbaren Kupplungen und Bremsen sowie elastischen Kupplungen, setzt eine Vielzahl von Antriebskomponenten im Sektor der Schiffsantriebe ein.

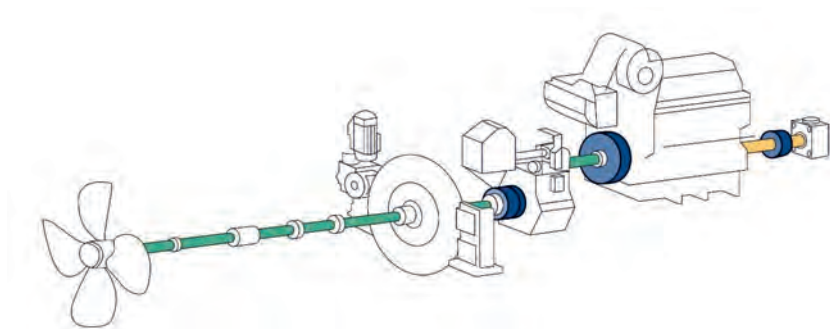


Bild 1: Schematisch Abbildung eines Schiffsantriebsstranges

Zur Veranschaulichung der eingesetzten Antriebskomponenten dient die schematische Illustration eines Schiffsantriebes in Abbildung 1. Dieser Abbildung ist zu entnehmen, dass vom Dieselmotor sowohl der Hauptantriebsstrang in Richtung der Schiffsschraube, in grün dargestellt, als auch der Nebenantrieb (PTO), in gelb dargestellt, angetrieben wird. Die hierzu integrierten Kupplungen sind in blau hervorgehoben. Bei der am Dieselmotor angeflanschten Kupplung handelt es sich um eine elastische Kupplung, die insbesondere als Dämpfer zur Drehschwingungsreduzierung fungiert.

Im Bereich des Nebenantriebes handelt es sich um eine Kupplungskombination aus einer schaltbaren Lamellenkupplung in Verbindung mit einer elastischen Kupplung, die den PTO zu- und abkuppelt und gleichzeitig die Schwingungen dämpft.

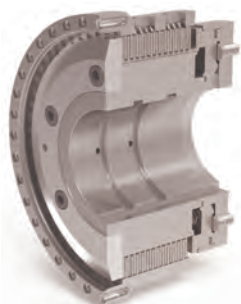
Der Fokus dieser Ausarbeitung bezieht sich auf die Schaltkupplung, die vor oder innerhalb des Getriebes angeordnet ist (vgl. Abb. 1). Bei derartigen Kupplungen handelt es sich um hydraulisch geschaltete und mittels Federkraft gelüftete Kupplungen der Stromag-Baureihe KMS oder KMS-AV.

Die Anforderungen an derartige Kupplungen sind abhängig von den vorliegenden Betriebszuständen. Im Allgemeinen wird zwischen den vier Betriebszuständen des Offenlaufs, Synchronisierens, geschlossenen Kupplungslaufes und dem Öffnen unterschieden.

Während im Zustand einer geschlossenen Kupplung die Übertragung einer Drehbewegung gefordert ist, liegt der Fokus beim Synchronisieren u.a. in der thermischen Belastbarkeit sowie der Übertragung des dynamischen Drehmomentes. Auf Basis der vier Betriebszustände, können die folgenden drei Hauptanforderungen an Kupplungen abstrahiert werden:

1. Drehmomentübertragung
2. Thermische Beanspruchbarkeit
3. Drehzahlübertragung

Trotz unterschiedlicher Anwendungsfelder von Kupplungen steht insbesondere die Anforderung an die Übertragung von Drehmomenten und -bewegungen zwischen Maschinenkomponenten im Vordergrund. Des Weiteren charakterisieren sich u.a. Schiffsantriebe durch hohe zu übertragene Energien und Leistungen. Infolge dieser Energien entsteht für die Schiffskupplungen die Anforderung einer hohen thermischen Beanspruchbarkeit.



a) KMS-Baureihe
(Hohe Drehmomente)



b) KMS-AV-Baureihe
(Hohe thermisch Beanspruchbarkeit)

Bild 2: Abbildung der bisherigen KMS-Baureihen und deren Hauptanforderung

Basierend auf den Hauptanforderungen der Drehmomentübertragung (KMS) und der hohen thermischen Beanspruchbarkeit (KMS-AV) bestehen bereits zwei Kupplungsbaureihen, die in Abbildung 2a) und 2b) dargestellt sind. Diese weisen zueinander technische Abgrenzungen auf, welche auf der zugehörigen Hauptanforderung basieren.

So weist beispielsweise die KMS-AV-Baureihe einen größeren Lamellenquerschnitt auf, wodurch die thermische Speichermasse im Friktionsbereich und damit zusammenhängend die thermische Belastbarkeit erhöht wird.

Die Drehzahl wird von den bestehenden Baureihen nicht fokussiert, sodass keine Baureihen-Modifikation für diese Hauptanforderung existiert. Zudem stellt die Drehzahl im Offenlauf derzeit einen begrenzenden Parameter dar, da der aus der Drehzahl resultierende Fliehkrafteffekt auf das im Kolbenraum befindliche Restölvolumen wirkt (vgl. Abb. 3).

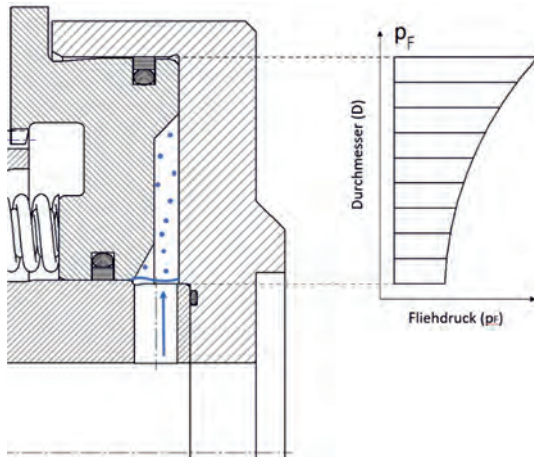


Bild 3: Prinzipskizze des Fliehkrafteffektes

Die Fliehkraft drückt das vorhandene Restöl an den Außendurchmesser des Pleuellageres. Der daraus entstehende Öldruck (p_f) wirkt auf die angrenzenden Flächen und erzeugt Kraftkomponenten, die in radialer und in axialer Richtung (nach rechts) durch Schraubenverbindungen aufgenommen werden. Die axial nach links gerichtete Kraftkomponente wirkt gegen den Pleuellager und somit gegen die Federkräfte. Wird, bedingt durch eine zu hohe Drehzahl, die Axialkraft des Restöles größer als die entgegenwirkende Federkraft, kommt es zu einer Axialbewegung des Pleuellagers, was zu einem ungewünschten Zuschalten der Kupplung führen kann. Dieser Effekt wird innerhalb der Abbildung 3 dargestellt. Hierbei wird die Ölzuführung und das Restöl in blau visualisiert. Das nebenstehende Diagramm zeigt die Korrelation zwischen dem Fliehdruk und dem Pleuellagerdurchmesser. Diesem Fliehkrafteffekt wird derzeit mit einer anwendungsbezogenen Sonderkonstruktion entgegengewirkt. Hierbei werden die Federkräfte und Pleuellagerflächen variiert und somit die Kupplung optimal für den Anwendungsfall ausgelegt.

Vor diesem Hintergrund zeigen die bereits bestehenden Konstruktionen ein Weiterentwicklungspotenzial hinsichtlich der Reduzierung von erforderlichen Sonderkonstruktionen auf.

2. Innovative Weiterentwicklung der Schiffskupplungen

Diese Weiterentwicklung spiegelt sich in der neuen KMS-CC wider. Mit dieser neuen Kupplungsbaureihe bietet das Produktportfolio nun 3 verschiedene Schiffskupplungsvarianten, wodurch alle Hauptanforderungen optimal abgedeckt werden. Im Fokus der neuen Baureihe steht insbesondere die unter Kapitel 1 angedeutete Fliehkraftkompensation, mittels einer modifizierten Schalt- bzw. Betätigungseinheit.

Im Gegensatz zu den bestehenden Baureihen, fungieren die Federn nicht als Hauptkomponente zur Lüftung der Kupplung, sondern als unterstützende Maschinenelemente. Somit ist eine Auslagerung der Federn aus dem Innenmitnehmer (vgl. Abb. 2b) in die neue Betätigungseinheit möglich (vgl. Abb. 4).

Die neue Schalteinheit beinhaltet weiterhin die Ölzuführung zum Einschalten der Kupplung (vgl. Abb. 4a, obere Schnittansicht). Hinzukommend wird ein Teil des Kühllöses aus der Ölbrause des Innenmitnehmers durch eine Axialbohrung in den hinteren Teil der Schalteinheit geleitet (vgl. Abb. 4a, untere Schnittansicht).

Die im Offenlauf verbleibenden Restmengen an Öl werden aufgrund gleicher Flächen zur Fliehkraftkompensation verwendet, wie Abbildung 4b detailliert darstellt. Innerhalb dieser Abbildung sind die Ölmengen in blau und deren Kraftkomponenten aufgrund des Fliehkrafteffektes in grün visualisiert. Die flächengleichen Druckbereiche sind wiederum in rot hervorgehoben.

Wird die KMS-CC-Kupplung geöffnet, verbleibt die links in der Betätigungseinheit sichtbare Ölmenge im Kolbenraum. Diese Ölmenge sorgt in Verbindung mit der Drehzahl für das unerwünschte Zuschalten der Kupplung. Parallel dazu wird der Fliehkraftausgleich mit Öl versorgt.

Die auf den Zylinder wirkenden Kraftkomponenten reduzieren sich gegenseitig. Die verbleibenden Kräfte werden durch die Verschraubung zwischen Innenmitnehmer und Zylinder aufgenommen. Die radiale Kraftkomponente wird wiederum durch die Schrauben zwischen Kolben und Kolbenscheibe aufgenommen. Es verbleibt somit der Druck des Öles aus der Ölzuführung, mit der Kraftkomponente zum Zuschalten der Kupplung und der Druck des Kühllöses mit dessen Kraftkomponente, die diesem entgegensteht. Wie zuvor beschrieben, sind die zu diesen Kraftanteilen zugehörigen Flächeninhalte identisch, was eine Kompensation des Einschaltvorganges bei gleichem Ölvolumen gewährleistet (vgl. Abb. 4b).

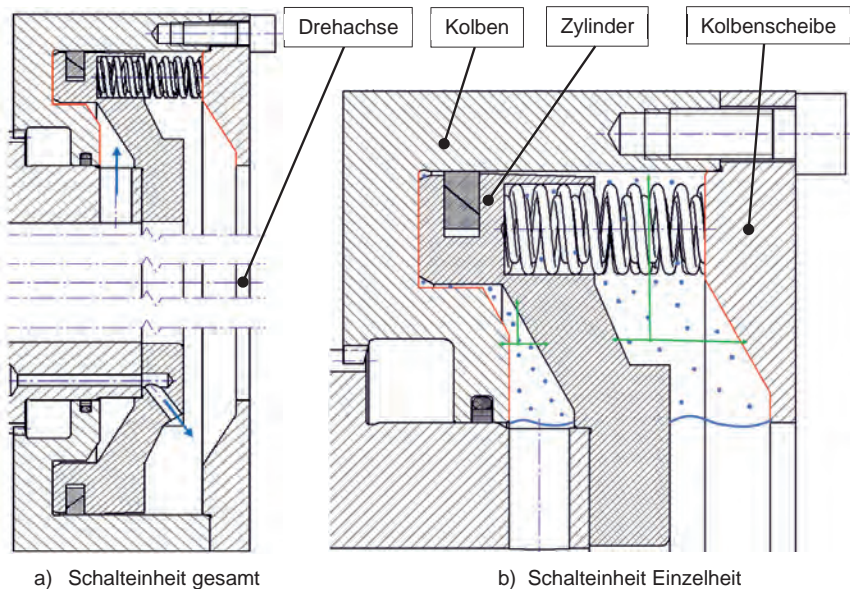
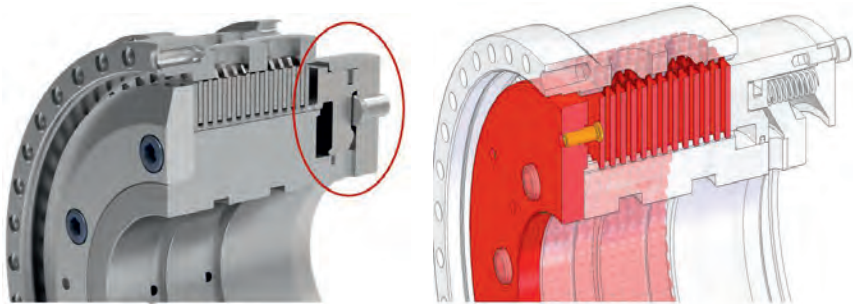


Bild 4: Schalteinheit der neuen KMS-CC-Baureihe

Im Falle des Offenlaufes können zwei Szenarien auftreten, bei denen jedoch stets die Ölzuführung in den Kolbenraum abgeschaltet ist. Im ersten Szenario wird die Ölbrause weiterhin betrieben, sodass zusätzliches Kühlöl in den Raum zwischen Kolbenscheibe und Zylinder strömt. In diesem Fall steigert sich das vorhandene Ölvolumen und der dadurch entstehende Druck. Durch das steigende Ölvolumen wird somit das Zuschalten weiter verhindert. Im zweiten Szenario wird auch die Lamellenkühlung im Offenlauf ausgeschaltet und das Ölvolumen im Bereich des Kolbenraumes ist größer als das kompensierende Ölvolumen. In diesem Fall wird das Zuschalten des Kolbens durch die zusätzlichen Kräfte der Federn verhindert (vgl. Abb. 4).

Kommt es innerhalb des Betriebes zu einem Ausfall des Hydrauliksystems, werden die Schiffskupplungen im Notbetrieb manuell über Nothandschrauben zugeschaltet. Diese befinden sich bei den bisherigen Ausführungen im Zylinder. Die Schrauben werden durch das Durchgangsgewinde des Zylinders gegen den Kolben gedreht. Die erzeugte Axialkraft verfährt den Kolben und schaltet die Kupplung manuell zu (vgl. Abb. 5a).



a) Nothandschaltung KMS-Baureihe

b) Nothandschaltung KMS-CC-Baureihe

Bild 5: Vergleich der manuellen Notschaltssysteme

Zur Gewährleistung eines Notbetriebes, in Verbindung mit der überbauten Betätigungseinheit der KMS-CC-Baureihe, wird die Nothandschraube auf die Druckscheibenseite verlegt. Die Funktionsweise ist hierbei identisch und eine manuelle Notschaltung ist in Verbindung mit der Fliehkraftkompensation gewährleistet (vgl. Abb. 5b).

Neben den passgenauen und kundenorientierten Lösungen zeichnen sich die Schiffskupplungen der KMS- und KMS-AV-Baureihe durch eine einfache Montierbarkeit aus. Diese wird insbesondere dadurch gewährleistet, dass der Außenmitnehmer von beiden Seiten über die Kupplung gezogen werden kann. Vor diesem Hintergrund können die Antrieb- und Abtriebseite separat montiert und anschließend zueinander geführt und verbunden werden.

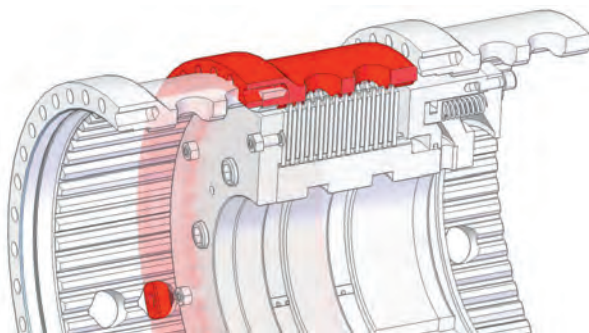


Bild 6: Montagefreundlichkeit durch überziehbaren Außenmitnehmer

Aufgrund der kompakten Bauweise der neuen Betätigungseinheit ist der Vorteil der einfachen Montierbarkeit auch bei der neuen KMS-CC-Baureihe gegeben (vgl. Abb. 6).

Es ist zu erkennen, dass die Tendenz der Baureihenentwicklung die Integration von technischen Innovationen, wie der Fliehkraftkompensation, ohne Einbußen von anderen funktionalen Merkmalen fokussiert. Dies konnte vor dem Hintergrund der KMS-CC erfolgreich durchgeführt werden, da die Vorteile der einfachen Montierbarkeit und der möglichen manuellen Nothandschaltung weiterhin gewährleistet sind.

3. Kupplungsperformance auf dem Prüfstand

Zur Sicherstellung und zur Optimierung der Funktionsfähigkeit wird die neue Schalteinheit der KMS-CC-Baureihe hinreichend innerhalb der werkseigenen Versuchsabteilung validiert. Die Zielsetzung des Versuches ist im Allgemeinen die Validierung der Fliehkraftkompensation. Im Detail werden, neben der grundsätzlichen Funktionalität, die optimalen Bohrungsdurchmesser als Ölzuführung für die Fliehkraftkompensation, der Einfluss auf die erforderlichen Kühltölmengen sowie die maximalen Drehzahlen untersucht.

Der Versuchsaufbau besteht aus einer abgelagerten Welle, die über einen Motor angetrieben wird und zwei separate Axialbohrungen zur Ölzuführung beinhaltet. Durch die eine Axialbohrung wird das Öl in den Kolbenraum geleitet, wohingegen die andere Bohrung das Öl zur Ölbrause im Innenmitnehmer und somit auch in den Fliehkraftausgleich leitet (vgl. Abb. 7).

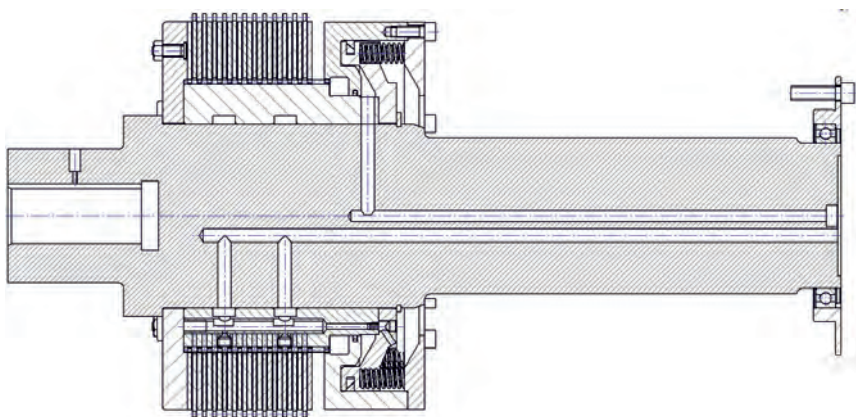


Bild 7: Prüfaufbau der KMS-CC

Die Prüfung wird sowohl im Stillstand als auch unter Drehzahl durchgeführt. Zunächst wird der Ölvolumenstrom am Fliehkraftausgleich gemessen. Die Korrelation zwischen dem eingeleitetem Gesamtvolumenstrom (V_{ges}) und der Größe der Axialbohrung im Innenmitnehmer wird untersucht und die Auswirkungen auf den Kühltölvolumenstrom am Fliehkraftausgleich (V_1) ermittelt. Hierzu werden der eingeleitete Ölvolumenstrom sowie der Bohrungsdurchmesser der Ölzuführung variiert.

Die Korrelation wird mittels Abbildung 8 verdeutlicht. Basierend auf der Variation der Bohrungsdurchmesser ist die Gesamtquerschnittsfläche unterschiedlich. Bei den qualitativen Bezeichnungen in den folgenden Diagrammen steht der Querschnitt Q1 für den kleinsten getesteten Querschnitt. Q3 bezeichnet hingegen die größte Gesamtquerschnittsfläche und Q2 liegt zwischen Q1 und Q3. Die genannten Volumenströme (V_{ges} , V_1) werden um den Volumenstrom der Ölbrause erweitert. Dieser entspricht der Differenz von Gesamt- und Fliehkraftvolumenstrom und ist mit V_2 bezeichnet.

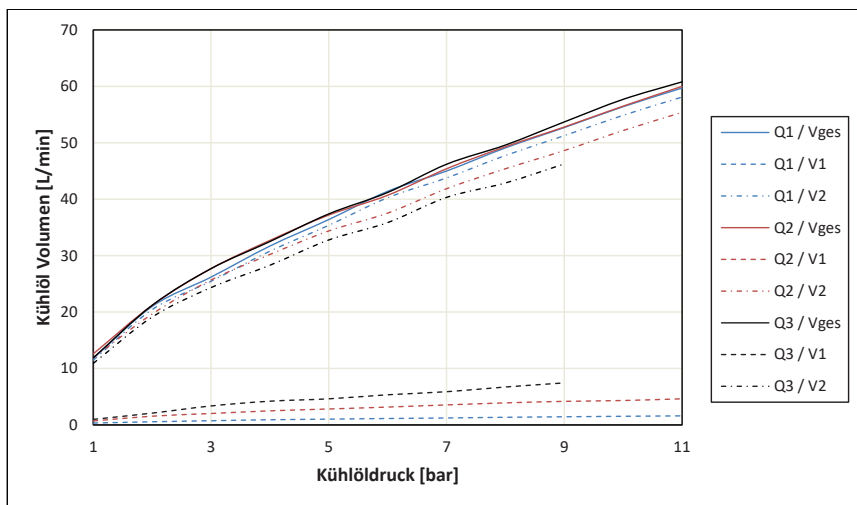


Bild 8: Kühltölvolumenverteilung innerhalb der KMS-CC

Es ist zu erkennen, dass die Einzelvolumenströme V_1 und V_2 proportional zum Gesamtvolumenstrom (V_{ges}) ansteigen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Größe des Bohrungsdurchmesser zum Fliehkraftausgleich mit den zugehörigen Volumenströmen korreliert, sodass Q3 einen größeren Volumenstrom V_1 bei gleichem V_{ges} aufweist, wie Q1 oder Q2.

Innerhalb des weiteren Versuches wird die Funktionalität unter Drehzahl untersucht. Hierbei werden die Erkenntnisse aus dem ersten Versuch integriert, sodass die Fliehkraftkompensation unter der Variation der Drehzahl, des Bohrungsdurchmessers und des eingeleiteten Kühlölvolumenstromes validiert wird. Die Drehzahlen werden auf der jeweiligen Stufe beibehalten und das axiale Zuschalten des Kolbens mittels Wegaufnehmer detektiert. Die maximale Versuchsdrehzahl lehnt sich aufgrund der Fliehkraftunabhängigkeit an der maximal zulässigen Reibgeschwindigkeit an.

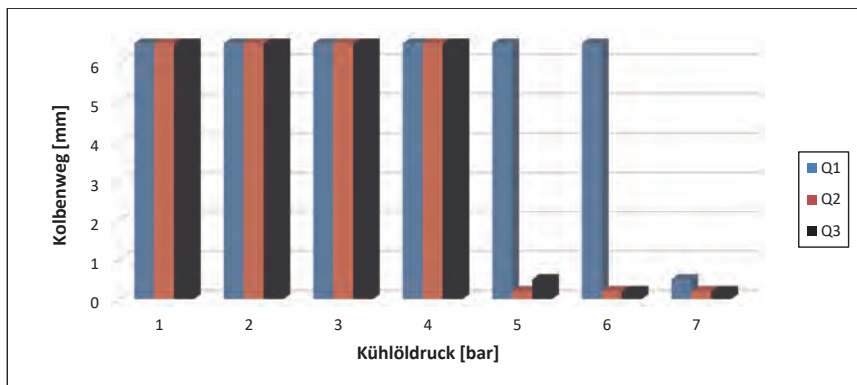


Bild 9: Funktion der Fliehkraftkompensation

Abbildung 9 stellt den Kolbenweg in Abhängigkeit der jeweiligen Querschnittsfläche und dem anliegenden Druck dar. Die Farbgebung des Diagrammes ist analog zur Kühlölverteilung gewählt (vgl. Abb. 8).

Es ist zu erkennen, dass die Funktionalität der Fliehkraftkompensation vor dem Hintergrund des kleinsten Querschnittes (Q1) mit einem Systemdruck von 7bar gegeben ist. Die 7bar entsprechen hierbei einem Gesamtvolumenstrom von 45 Liter/min. Die Querschnitte Q2 und Q3 weisen die Funktionalität ab einem Druck von 5bar und den Gesamtvolumenströmen von 37,5Liter/min auf.

Die Ergebnisse der Validierung bestätigen die Funktion der Fliehkraftkompensation der KMS-CC-Baureihe unter Drehzahl. Weiterhin ist eine Korrelation zwischen Bohrungsdurchmesser, Kühlölverteilung und Funktionalität erkennbar, wodurch sich ein Optimierungspotenzial charakterisiert. Diese Optimierung wird innerhalb weiterer Versuche angestrebt.

4. Tendenzen der Baureihenentwicklung heute und zukünftig

Die Anforderungen, die an Schiffsantriebe und somit auch an die verbauten Kupplungen gestellt werden, steigen stetig. Trotz vieler kundenspezifischer Lösungen zeigt die Tendenz der Baureihenentwicklung, insbesondere vor dem Hintergrund einer kosteneffizienten und möglichst schnellen Fertigung, in Richtung standardisierter Komponenten.

Bei den bisher bestehenden Schiffskupplungsbaureihen der Stromag GmbH handelt es sich nach Kapitel 1 um Kupplungen, die optimal auf das Drehmoment bzw. die thermische Belastbarkeit ausgelegt sind. Abweichend von den Standardkupplungen werden Sonderkonstruktionen erzeugt, die entweder auf kundenseitigen Spezialanforderungen und/oder auf hohen Drehzahlenanforderungen basieren.

Die Sonderkonstruktionen werden zu großen Teilen (85 – 90%) auf Grundlage von Spezialanforderungen, z.B. besondere geometrische Anschlüsse oder eingebaute Sensoren, erstellt. Diese können zusätzlich mit speziellen Drehzahlenanforderungen zusammenhängen. Derartige Sonderkonstruktionen sind seitens des Kupplungsherstellers nicht standardisierbar. Die restlichen 10 – 15% der Sonderkonstruktionen basieren ausschließlich auf besonderen Drehzahlenanforderungen, die eine Umgestaltung der Federkräfte, Kolbenflächen etc. erfordern. Diese Art der Sonderkonstruktionen können nun mit der neuen KMS-CC-Baureihe sowie der neuen Schalteinheit standardisiert werden. Die Drehzahl hat bei der KMS-CC lediglich als begrenzender Parameter hinsichtlich der erzeugten Reibgeschwindigkeit einen Einfluss, nicht jedoch vor dem Hintergrund des Fliehkrafteffektes. Hierdurch steigt die maximal mögliche Drehzahl um bis zu 30%. Gleichzeitig sind keine Sonderkolben oder Innenmitnehmer mehr erforderlich. Somit sind die erforderlichen Bedarfe der einzelnen Bauteile, sowie deren Beschaffung und Fertigung, kosten- und zeittechnisch besser kalkulierbar.

Weiterhin ist die KMS-CC-Baureihe mit den thermisch hochbelastbaren Eigenschaften der KMS-AV-Baureihe kombiniert worden. Beispielsweise erhält die höhere Speichermasse der Lamellen ebenfalls in der neuen Baureihe Einzug. Auf Grundlage der Baureihenweiterentwicklung ergeben sich somit insgesamt mehr Gleichteile für die interne Fertigung, ebenso wie für den Einkauf.

Neben den positiven Einflüssen auf die Herstellkosten sowie die Lieferzeiten, wird hiermit auch die Kupplungsselektion des Kunden im Vorfeld einer Anfrage erleichtert und die Selektionszeit verkürzt. Des Weiteren wird durch den kompensierten Einfluss der Fliehkraft, eine bessere Drehmomenten-Regelung gewährleistet. Eine besondere Bedeutung für die Drehmomenten-Regelung findet sich in Dauerschlupfkupplungen, die mit niedrigen Drehmomenten-Niveaus betrieben werden.

Gleichzeitig bildet die neue Schalteinheit die erste Komponente eines modularen Baukastensystems, welches zukünftig weiter ausgebaut wird. Hierbei wird ein System angestrebt, bei dem die Kupplungen aus einem definierten Portfolio an Einzelteilen bestehen. Diese Einzelteile orientieren sich an den Hauptanforderungen und decken damit nahezu jegliche Anwendungsfälle ab. Der Idealfall stellt lediglich die Kundenanschlussmaße, wie beispielsweise den Nabendurchmesser, die Ölzuführung oder den Anschluss des Außenmitnehmers als variabel dar.

Die KMS-CC-Schalteinheit zeigt damit den zukünftigen Weg auf, da innerhalb dieser Baureihe nun stets die identischen Kolben, Kolbenscheiben, Zylinder und Normteile je Baugröße verbaut werden.

Ein weiterer Schritt in Richtung des Baukastensystems wird die Ausweitung der KMS-CC-Schalteinheit auf die Baureihe der KMS-Kupplungen sein, die insbesondere die Eigenschaften zur Übertragung hoher Drehmomente beinhalten. Bei weiteren Standardisierungsprozessen können anschließend die drei KMS-Baureihen innerhalb eines Baukastens zusammengefasst werden.

Literaturhinweise:

- [1] Dr.-Ing. Pahl, G. ; Dipl.-Ing. Harmuth, H. ; Ing. (grad.) Winkelmann, S.: Schaltbare Reibkupplungen: Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktionen
Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag 1985

Trockene Kupplungen für hybride Antriebsstränge

Dr.-Ing. **Johannes Bernhardt**, Dipl.-Ing. **Florian Vogel**,
Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Buhl

Kurzfassung

Die Hybridisierung von Pkw-Antriebssträngen ist eine Antwort auf die Forderung nach Reduzierung von CO₂-Emissionen. Basierend auf der Analyse hybrider Antriebsstränge, werden Anforderungen an Kupplungen insbesondere hinsichtlich Effizienz/Verbrauch, NVH, sowie Bauraum/Integration, abgeleitet und in innovative Systemlösungen überführt.

- K0 als integrierte Lösung bestehend aus einer Baugruppe von trockenem Dämpfer und Kupplung mit erheblichem Bauraumpotenzial, insbesondere zur P2-Hybridisierung bestehender Antriebsstränge;
- rotorintegrierte Ein- und Mehrscheibenkupplungen, inklusive neuartiger trockener Lamellenkupplungskonzepte mit hoher Leistungsdichte bei minimalen Schleppverlusten für große elektrische Reichweiten und guter Ansteuerbarkeit;
- trockene Dämpfer mit Torque-Limiter insbesondere für DHTs zum Schutz des Antriebsstrangs mit hoher Genauigkeit des Auslösemoments.

Abstract

Hybridization of passenger cars powertrains is one answer on the demand concerning reduction of CO₂-emissions. Based on an analysis of hybrid powertrains requirements for clutch systems are derived, focusing aspects such as efficiency/fuel consumption, NVH and installation space/integration and are transferred into innovative clutch system solutions:

- C0 as integrated solution consisting out of an assembly of dry damper and clutch with significant potential concerning installation space, especially for P2 hybridization of existing powertrains;
- rotor integrated single and multi-plate clutch, including new dry lamella clutch concepts with high power density combined with minimal drag torque for high electrical range and good controllability;
- dry damper with torque-limiter especially for DHTs to protect the powertrain with high accuracy of slipping torque.

1. Einleitung

Im Pariser Klimaabkommen formulieren 196 Staaten inklusive der EU das Ziel, die Erderwärmung auf deutlich unter 2 °C zu begrenzen. Eine wesentliche Maßnahme ist die Reduzierung der CO₂-Emissionen. Laut statistischem Bundesamt ist in Deutschland der Verkehr nach der Energieerzeugung und der Industrie der drittgrößte Verursacher von CO₂-Emissionen. Eine zentrale Maßnahme zur Reduzierung der CO₂-Emission von Fahrzeugen ist deren Elektrifizierung. Hybride Antriebsstränge kombinieren Verbrennungskraft- und Elektromaschinen in einem Antriebssystem. Abhängig von der Fahrsituation und dem Antriebsstranglayout gibt es verschiedene Betriebsmodi mit Nutzung von Elektro- und/oder Verbrennungsmotor. Aus der größeren Anzahl an Betriebsmodi und den Charakteristika der Antriebsmaschinen resultieren neue Anforderungen für Schalt- und Kupplungselemente.

2. Klassierung hybrider Antriebsstränge

Die in Bild 1 dargestellte Klassierung stellt relevante Hybridtopologien insbesondere aus Sicht der Getriebekomponenten dar, um darauf basierend wesentliche Anforderungen an darin verbaute Kupplungssysteme abzuleiten.

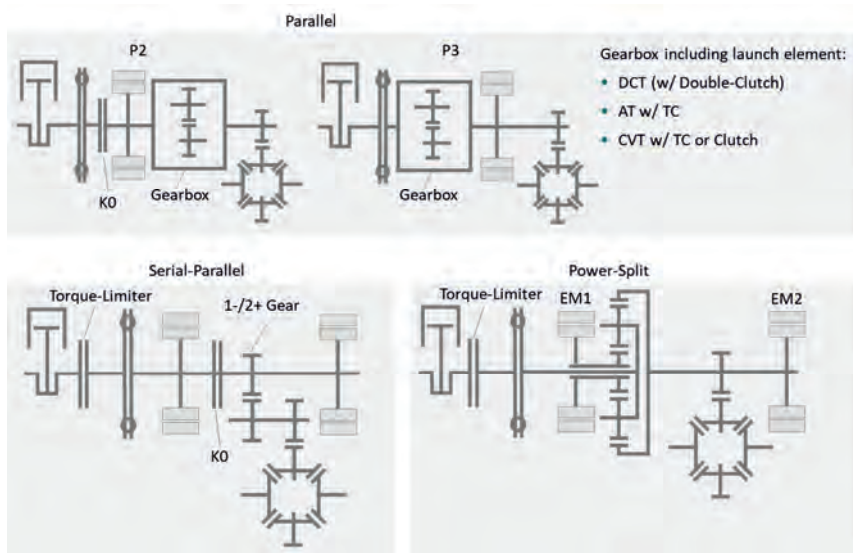


Bild 1: Klassierung Hybridantriebsstränge

Im Fokus sind Parallelhybride in P2 und P3 Konfiguration sowie Hybride mit Seriell-Parallel und Power-Split-Layout.

P0- und P1-Hybride, deren Getriebe sich sowohl bezüglich Aufbau als auch den Anforderungen an die verbauten Anfahrerelemente nur unwesentlich von Getrieben konventionell angetriebener Fahrzeuge unterscheiden, sollen an dieser Stelle nicht näher betrachtet werden. Ebenso Hybride, die über einen konventionellen Antriebsstrang in Kombination mit einer P4-E-Achse verfügen.

3. Kupplungssysteme für P2-Hybride

Bild 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Antriebsstrangs von P2-Hybriden. Im Wesentlichen sind zwei Betriebsmodi relevant:

- Hybridisches Fahren: Die Leistung des Verbrennungsmotors wird für den Vortrieb des Fahrzeugs genutzt. Der E-Motor wird zur Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors eingesetzt. Durch Lastpunktanhebung kann elektrische Energie erzeugt und in der Batterie für nachfolgendes elektrisches Fahren gespeichert werden. Darüber hinaus kann durch Boosten das dynamische Ansprechen und die Fahrzeugbeschleunigung verbessert werden.
- Elektrisches Fahren: Beim elektrischen Fahren wird der E-Motor zur Bereitstellung der am Rad benötigten Leistung genutzt. Der Verbrennungsmotor steht still und wird mit der K0 abgekoppelt.

Aus Kupplungssicht ist darüber hinaus der Wechsel zwischen den beiden Betriebsmodi relevant. Insbesondere beim Wechsel von elektrischem zu hybridischem Fahren wird der Verbrennungsmotor (VKM) in der Regel mit Hilfe der K0 gestartet.

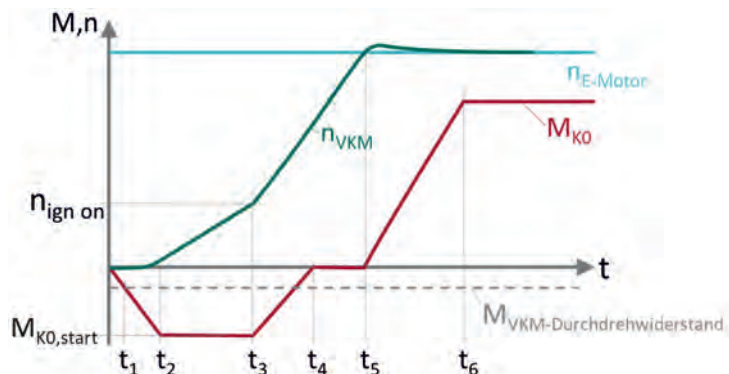


Bild 2: Verbrennungsmotorstart über K0

Bild 2 zeigt schematisch einen Verbrennungsmotorstart über die K0 während einer Fahrt mit nahezu konstanter Geschwindigkeit und E-Motordrehzahl. Initial steht der Verbrennungsmotor still, die K0 ist geöffnet und überträgt somit kein Drehmoment ($M_{K0} = 0$). Um den Verbrennungsmotor zu starten, wird die K0 angelegt, bis ein Zieldrehmoment erreicht wird. Der Verbrennungsmotor wird beschleunigt, sobald das Kupplungsdrehmoment den Durchdrehwiderstand, verursacht durch die innere Reibung und die Verdichtungsarbeit des Verbrennungsmotors, übersteigt (ab Zeitpunkt t_1). Bei Erreichen der Zündrehzahl wird die K0 geöffnet, der dann befeuerte Verbrennungsmotor beschleunigt sich weiter auf die E-Motordrehzahl. Bei Erreichen der Zieldrehzahl wird die K0 erneut geschlossen, um den Verbrennungsmotor an den Antriebsstrang anzukoppeln. Der Verbrennungsmotorstart soll aus Komfortgründen ohne Ruck aber in kurzer Zeit erfolgen, um eine schnelle Verfügbarkeit der Zugkraft sicherzustellen.

Einige wesentliche Anforderungen an die K0 werden im Folgenden erläutert.

Lebensdauer - Energieeintrag durch Verbrennungsmotorstarts:

Während eines Verbrennungsmotorstarts wird im Reibkontakt der schlupfenden Kupplung Energie dissipiert. Die Reibleistung ist proportional zur Differenzdrehzahl und dem übertragenen Drehmoment. Das zu übertragende Drehmoment hängt maßgeblich vom Durchdrehwiderstand inkl. Verdichtungsarbeit und der zu beschleunigenden rotatorischen Massenträgheit des Verbrennungsmotors inkl. Schwungrad und Dämpfer ab (Bild 3).

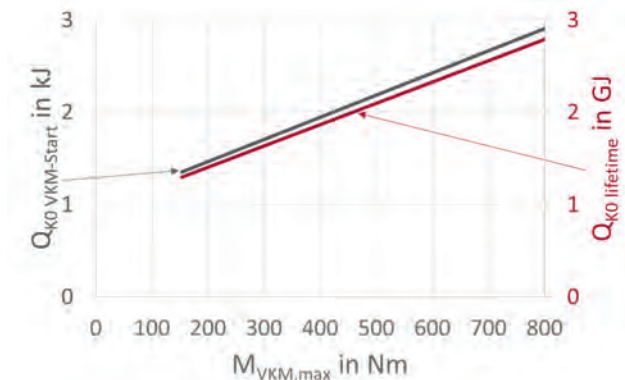


Bild 3: Energieeintrag normales Fahren; für den Einzelstart als typischer Wert für moderate Drehzahlen angegeben

Die Differenzdrehzahl ist im Wesentlichen abhängig von der E-Motordrehzahl während des elektrischen Fahrens und damit von der Fahrgeschwindigkeit und dem aktuellen Gang.

Die über der Fahrzeuglebensdauer in die K0 eingetragene Energie ergibt sich aus der Summe aller Energieeinträge der einzelnen Verbrennungsmotorstarts.

Über den Verbrennungsmotorstart bei normalem Fahren hinaus können in Einzelfällen (special-case) auch Verbrennungsmotorstarts bei sehr hoher E-Motordrehzahl, z.B. bei sportlichem Fahren, auftreten. Der Verbrennungsmotorstart entspricht qualitativ dem in Bild 2 gezeigten. Lediglich die E-Motordrehzahl ist deutlich höher, was zu einem entsprechend höheren Reibleistungs- und Reibenergieeintrag führt (Bild 4).

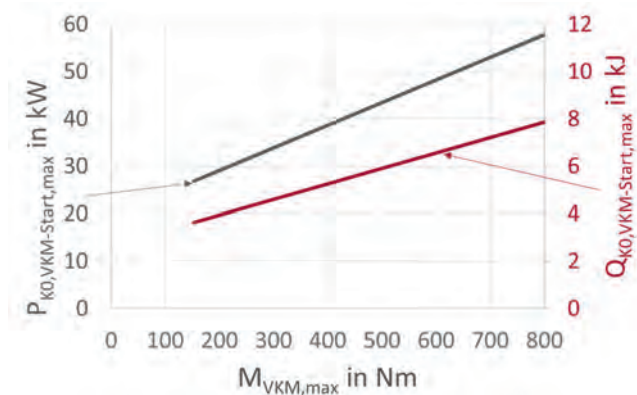


Bild 4: Special-case VKM-Start 4000 1/min

Dieser Lastfall ist bei der Kupplungsauslegung zu berücksichtigen, um eine Schädigung insbesondere des tribologischen Kontakts zu vermeiden.

NVH/Regelbarkeit:

Bild 5 zeigt den Verbrennungsmotorstart über die K0 eines P2-Hybriden mit Doppelkupplungsgetriebe. Ausgehend von elektrischem Fahren, wird zunächst auf der geschlossenen Teilkupplung (K1) des Doppelkupplungsgetriebes eine Differenzdrehzahl zwischen Getriebeeingang und E-Motor eingeregelt, um eine Entkopplung des Raddrehmomentes von Abweichungen des K0-Drehmomentes zu erreichen. Analog zum Drehmomentenaufbau an der K0 wird das E-Motordrehmoment erhöht, so dass im Fall einer ausgeglichenen Drehmomentenbilanz die Elektromotordrehzahl konstant bleibt. Liefert die Kupplung ein zu hohes Drehmoment, ist die Drehmomentenbilanz nicht ausgeglichen, was zu

einer Reduzierung der E-Motordrehzahl führt. Verschwindet die Differenz von Elektromotor- und Getriebeeingangswellendrehzahl entsteht daraus eine Drehmomentenänderung am Getriebeeingang. In der Folge entsteht eine Drehmomentänderung am Rad und damit auch eine für den Fahrer spürbare, ungewünschte Änderung der Fahrzeugbeschleunigung. Bei hoher Genauigkeit des in der K0 übertragenen Drehmoments, kann die Differenzdrehzahl zu Gunsten einer reduzierten Energiedissipation in der schlupfenden K1 reduziert werden.

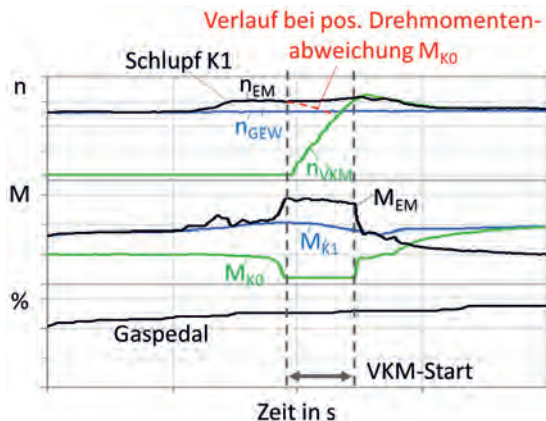


Bild 5: Fahrzeugmessung Verbrennungsmotorstart

Bild 6 zeigt exemplarisch den Zusammenhang der Drehmomentabweichung der K0 und der Komfortnote während des Verbrennungsmotorstarts unter der Annahme einer schlupffrei geschlossenen K1.

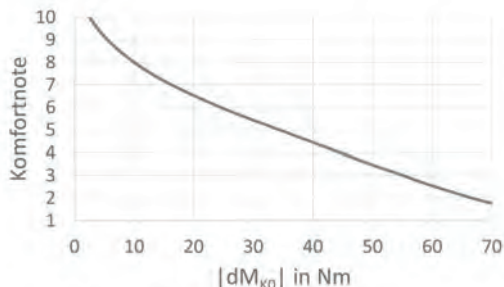


Bild 6: Subjektive Bewertung des Verbrennungsmotorstarts über der Drehmomentabweichung

Hierbei zeigt sich, dass bei einem Drehmomentfehler von $< 10 \text{ Nm}$ eine geringe Beschleunigungsänderung im untersuchten Fahrzeug auftrat. Der resultierende Ruck wurde mit einer subjektiven Note > 8 bewertet.

Effizienz:

Bei P2-Hybriden treten Fahranteile mit Nutzung des Verbrennungsmotors und rein elektrische Fahranteile auf. Beim rein elektrischen Fahren steht der Verbrennungsmotor still und ist abgekoppelt, die K0 ist geöffnet. In der K0 entsteht eine aus der Elektromotordrehzahl resultierende Differenzdrehzahl. Aus Effizienzgründen müssen Schleppverluste in der geöffneten Kupplung vermieden werden.

Systemlösungen

Kupplungskonzepte:

Um ein möglichst kompaktes Design aus Dämpfer und K0 zu realisieren, ist es von Vorteil, wenn die Baugruppen möglichst gut integriert und Bauteile mit mehreren Funktionen versehen werden. Aufgrund der reduzierten Energieeinträge für K0-Kupplungen, können geringere thermische Massen gegenüber Anfahrkupplungen verwendet werden. Mit der Annahme, dass es in einem P2-Hybriden einen Dämpfer im Trockenraum gibt, kann eine K0 mit geringem zusätzlichen Bauraumbedarf integriert werden. Bild 7 zeigt eine mögliche Variante dieser Integration und das Bauraumpotenzial.

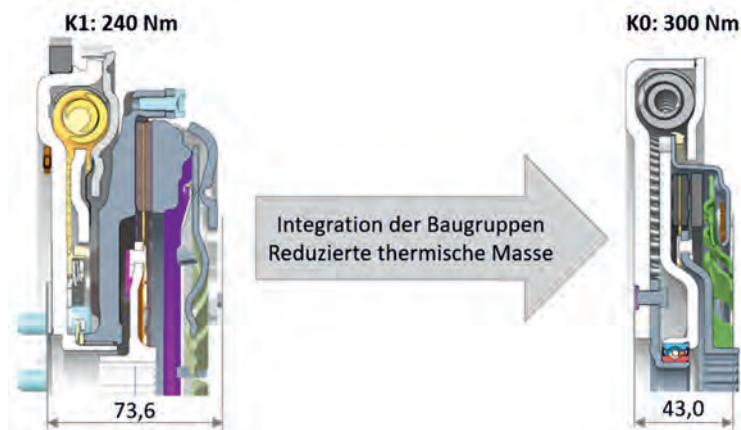


Bild 7: Integration der Baugruppen Dämpfer und K0

Mit dieser Baugruppe wird eine Hybridisierung insbesondere für vorhandene Antriebsstränge realisiert. Dabei kann mit der K0 ein Verbrennungsmotormoment von bis zu 300 Nm übertragen werden.

Um die Schwingungsisolationsanforderungen des Hybridantriebsstranges zu erfüllen, kann ebenfalls der Einsatz eines Fliehkraftpendels notwendig sein. Bild 8 zeigt eine K0 integriert in einen Bogenfederdämpfer und mit kleinen Anpassungen eine Baugruppe mit einem vollintegrierten Fliehkraftpendel.

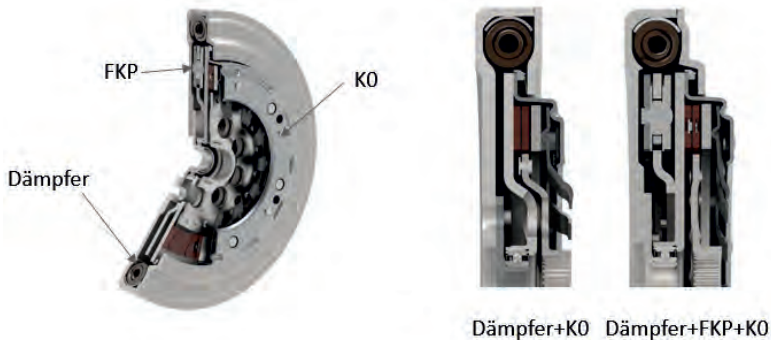


Bild 8: Baukasten Dämpfer und K0 mit optionalem Fliehkraftpendel

In Bild 9 ist eine mögliche Integration in ein P2-Hybridmodul in Kombination mit einer trockenen Doppelkupplung als Triple-Kupplung dargestellt.

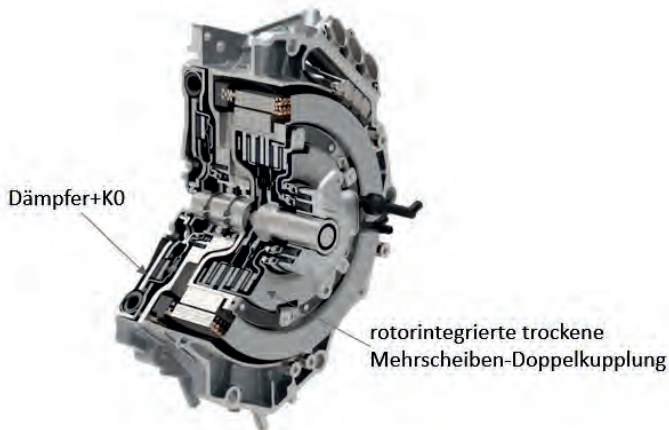


Bild 9: P2-Hybridmodul mit trockener Triple-Kupplung

Für Verbrennungsmotordrehmomente von bis zu 1.000 Nm können trockene, rotorintegrierte Lamellenkupplungskonzepte Anwendung finden. Diese eignen sich besonders gut für hohe Drehmomente, da die Anzahl der Reibflächen vergrößert und somit das Drehmoment in einer radial kompakten Bauweise übertragen werden kann. In Bild 10 ist der Aufbau einer Lamellenkupplung dargestellt. Diese besteht im Wesentlichen aus mehreren Stahl- und Belaglamellen und jeweils einem Außen- und Innenlamellenträger.



Bild 10: Trockene Lamellenkupplung

Zur Vermeidung von Anpresskraftverlusten werden die Stahl- und Belaglamellen mit einer axial nachgiebigen Anbindung zum Lamellenträger versehen. Damit können hohe Anforderungen an die Momentengenauigkeit und Regelbarkeit während des Verbrennungsmotorstarts erfüllt werden. Die weiche Anbindung federt beim Schließen der Lamellenkupplung ein und ermöglicht eine gute Regelbarkeit und einen sehr kleinen Anpresskraftverlust gegenüber einem konventionellen Lamellendesign. Beim Öffnen der Kupplung unterstützt die axiale Federwirkung das gleichmäßige Lüften aller Reibflächen, was sehr geringe Schleppmomente ermöglicht.

Weiterhin ist es aus NVH Gründen sinnvoll eine homogene Flächenpressungsverteilung im Reibkontakt zu realisieren. Die Umsetzung erfolgt über ein Federsegment als Zwischenlage, das in einer geteilten Stahllamelle platziert wird (Bild 11).



Bild 11: Geteilte Stahllamelle mit Federsegment als Zwischenlage

Das Federsegment erfüllt eine vergleichbare Funktion wie eine Belagfederung in einer klassischen Kupplungsscheibe. Die Belaglamellen werden aus Kostengründen massiv ausgeführt und mit der axial weichen Anbindung vernietet. Mit einem einzelnen Lamellenpaket können in üblichen Rotorabmessungen eines Elektromotors für ein P2-Hybridmodul bis zu 250 Nm realisiert werden. Bild 12 zeigt beispielhaft ein rotorintegriertes Design einer Lamellenkupplung mit 4 Lamellen für ein Drehmoment von 1.000 Nm in einem P2 Hybridmodul.

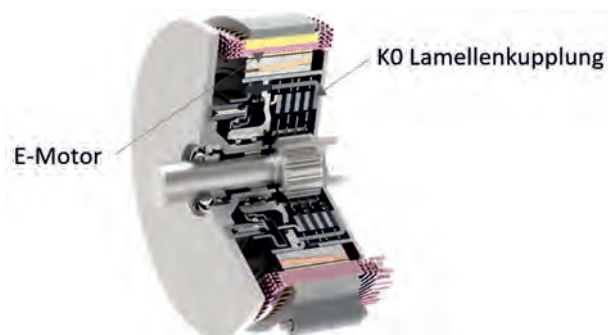


Bild 12: Rotorintegrierte trockene Lamellenkupplung

Die Betätigung der Kupplung kann sowohl hydraulisch, mechanisch als auch elektrisch erfolgen. Die Lamellenkupplung gibt es dabei in den Ausführungsformen mit und ohne Hebelfederübersetzung.

4. Kupplungssysteme für Power-Split Antriebsstränge

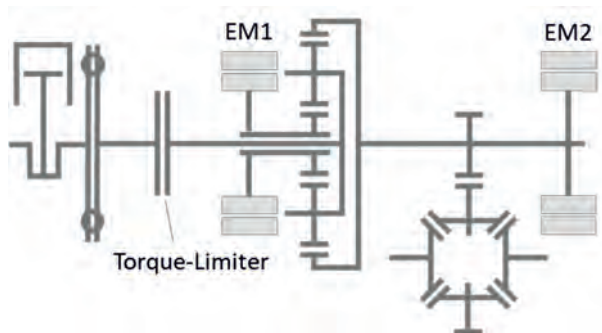


Bild 13: Layout Power-Split Getriebe

Leistungsverzweigte Hybridgetriebe, analog Bild 13, basieren in der Regel auf einem Planetenradgetriebe. Der Verbrennungsmotor ist mit dem Steg, der Elektromotor 1 (EM1) über das Sonnenrad angebunden. Der Abtrieb erfolgt über das Hohlrad, an dem der Elektromotor 2 (EM2) angebunden ist.

Im Wesentlichen gibt es zwei Betriebsmodi, die zu unterscheiden sind:

- **Hybrides Fahren:**
Der Verbrennungsmotor treibt den Steg an, über die Drehzahl des EM1, der als Generator betrieben wird, kann die Verbrennungsmotordrehzahl in weiten Bereichen variiert werden. Die vom Verbrennungsmotor gelieferte mechanische Leistung wird direkt mechanisch über das Hohlrad zu den Antriebsrädern geleitet, andererseits mit Hilfe des EM1 in elektrische Energie gewandelt, um über den EM 2 an das Rad abgegeben oder in der Batterie zwischengespeichert zu werden.
- **Elektrisches Fahren:**
Der Verbrennungsmotor steht still, die für das Fahren notwendige Antriebsleistung wird über den EM2 bereitgestellt.

In bestimmten Fahrsituationen können Drehmomentänderungen an den Antriebsrädern zu einer Anregung von Schwingungen im Antriebsstrang führen. Insbesondere im Resonanzfall können sehr hohe Drehmomentspitzen auftreten, die zu einer Schädigung von Getriebekomponenten führen können.

Bild 14 zeigt exemplarisch eine Eisüberfahrt ohne (links) und mit (rechts) Torque-Limiter. Ausgehend von einer Fahrt auf ebener Fahrbahn, nimmt die in der Reifenaufstandsfläche

übertragbare Reibkraft durch eine vereiste Fahrbahn zunächst ab. Dabei kommt es zum Durchrutschen der Antriebsräder. Endet die Eisfläche steigt die im Reifen-Fahrbahnkontakt übertragbare Reibkraft wieder auf das Ausgangsniveau an. Der während der Eisüberfahrt aufgebaute Radschlupf wird instantan abgebaut und der Antriebsstrang abgebremst. Dabei können dynamisch sehr hohe Drehmomentspitzen (Bild 14, links) auftreten, die zu einer Schädigung von Getriebekomponenten führen können.

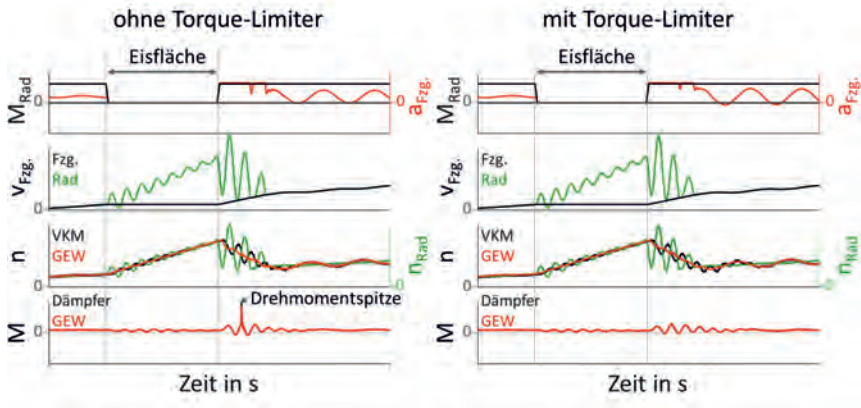


Bild 14: Eisüberfahrt ohne bzw. mit Torque-Limiter

Zur Begrenzung der maximalen Drehmomente werden Torque-Limiter eingesetzt, die typischerweise auf einem vorgespannten Reibkontakt basieren, der bei Überschreiten eines Grenzdrehmoments durchrutscht.

Wesentliche Anforderungen:

- Min. Rutschmoment: Der Drehmomentbegrenzer muss die im normalen Fahrbetrieb auftretenden Drehmomente sicher übertragen, ohne durchzurutschen
- Max. Rutschmoment: Der Drehmomentbegrenzer muss die in Impactsituationen auftretenden Spitzendrehmomente zuverlässig begrenzen, um einen adäquaten Schutz des Antriebsstrangs sicherzustellen

Um die genannten Anforderungen über Lebensdauer erfüllen zu können, muss eine stabile Drehmomentübertragung sichergestellt werden. Während des Rutschvorgangs treten hohe Reibleistungen über kurze Zeiträume im tribologischen Kontakt auf. Im Rahmen der thermischen Auslegung muss beispielsweise sichergestellt werden, dass die tribologische Belastung keine Schädigung des Reibkontakts zur Folge hat.

Zu diesem Zweck werden die Impactsituationen simulationsgestützt untersucht (Bild 14). Im Rahmen einer thermischen Simulation werden die transienten Reibleistungsverläufe und die daraus resultierende thermische Belastung des Reibkontakts bewertet. Dabei werden sowohl einzelne Impacts als auch der über die Lebensdauer zu erwartende Gesamtenergieeintrag detailliert berechnet.

Systemlösungen

Um ein möglichst kompaktes Design des Torque-Limiters zu realisieren, ist es von Vorteil, wenn der Torque-Limiter möglichst gut mit dem Dämpfer in einer Baugruppe integriert ist und Bauteile mit mehreren Funktionen versehen werden. Der Torque-Limiter besteht aus zwei Teilen. Der eine Teil wird schwungradseitig, der andere Teil getriebeseitig befestigt. Die Massenträgheitsverteilung kann je nach Anforderungen aus der Simulation berücksichtigt werden. Die benötigte Anpresskraft wird mit einer Tellerfeder erzeugt. Grundsätzlich gibt es derzeit zwei mögliche Bauarten von Rutschkupplungen, die je nach Bauraum- und Drehmomentanforderungen Verwendung finden.

Der Einscheiben-Torque-Limiter (Bild 15) wird üblicherweise bei ausreichend großem mittlerem Reibdurchmesser eingesetzt. Er besteht aus einem Mitnehmerblech, das den einen Teil des Torque-Limiters bildet und einer Baugruppe aus Seitenblechen, Tellerfeder und Belägen, die den anderen Teil bildet. Das erforderliche Rutschmoment wird über die axiale Vorspannkraft der Tellerfeder auf die Reibflächen erzeugt.

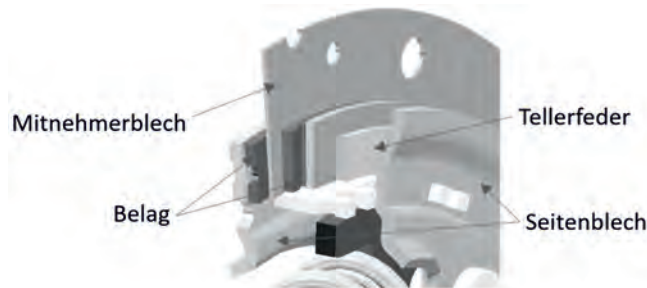


Bild 15: Torque-Limiter mit 2 Reibflächen

Bei der Überschreitung des Rutschmoments verdrehen sich die beiden Teile des Torque-Limiters zueinander und das Drehmoment im gesamten Antriebstrang wird begrenzt. Für die Integration mit dem Dämpfer gibt es je nach Anforderung aus der Schwingungssimulation, die Möglichkeit den Torque-Limiter zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Dämpfer oder

zwischen dem Dämpfer und der Getriebeeingangswelle anzuordnen. In Bild 16 ist jeweils ein Beispiel für die beiden Anordnungen zu sehen. Ein Kostenvorteil wird erzielt, wenn Bauteile des Dämpfers gleichfalls als Bauteile des Torque-Limiters Verwendung finden.

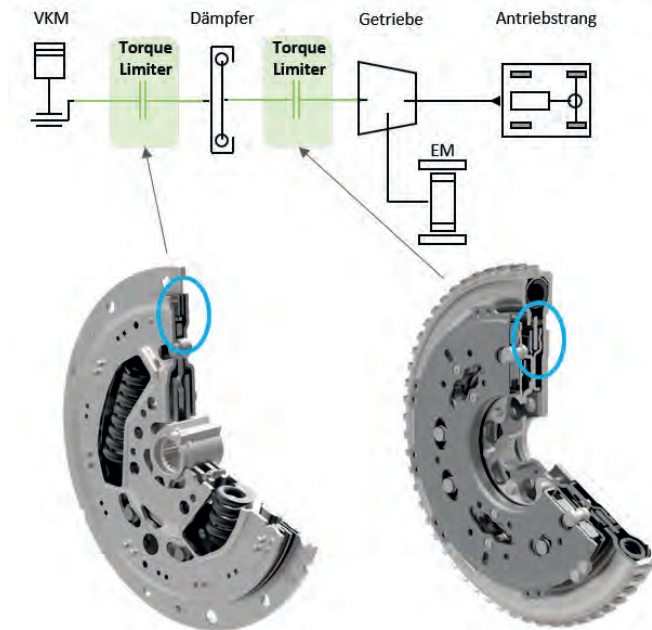


Bild 16: Mögliche Einbauorte von Einscheiben-Torque-Limitern mit Dämpfer und ggf. Fliehkraftpendel

Bei radial begrenztem Bauraum werden Torque-Limiter in Lamellenbauweise eingesetzt (Bild 17). Das geforderte Rutschmoment wird hauptsächlich über die Erhöhung der Anzahl der wirksamen Reibflächen gewährleistet. Das zu übertragende Drehmoment wird über den Außenlamellenträger in die Belaglamellen, von dort über den Reibkontakt und die Stahllamellen, in den Innenlamellenträger geleitet. Bei der Überschreitung des eingestellten Rutschmoments verdrehen sich die äußeren und inneren Lamellen zueinander.



Bild 17: Lamellen-Torque-Limiter

Aufgrund der radialen Kompaktheit eignet sich der Lamellen-Torque-Limiter besonders gut für den Einsatz in unmittelbarer Nähe zur Getriebeeingangswelle, zwischen Dämpfer und Getriebe innerhalb der Druckfederpakete des Dämpfers (Bild 18). Diese Anordnung ermöglicht neben Bauraumvorteilen einen verbesserten Schutz der Getriebeeingangswelle.

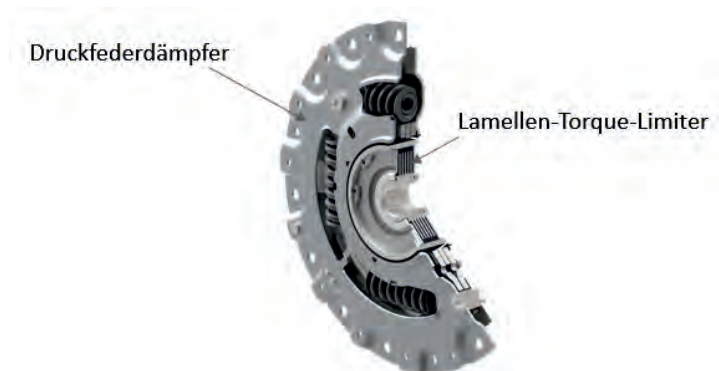


Bild 18: Druckfeder-Dämpfer mit innenliegendem Lamellen-Torque-Limiter

5. Zusammenfassung

Die Analyse der Hybridantriebsstränge zeigt die aus Systemsicht relevanten Anforderungen an Kupplungssysteme am Beispiel von K0-Kupplungen für P2-Hybride und Torque-Limiter für Dedicated Hybrid Transmissions (DHT), wie z.B. Power-Split-Getriebe. Bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen werden Kupplungen im Wesentlichen zum Anfahren und für die Gangwechsel genutzt. Insbesondere beim Anfahren können sehr hohe Energieeinträge

entstehen, die bei der Dimensionierung der Kupplung zu berücksichtigen sind. Der für Anfahrkupplungen aus thermischer Sicht kritische Lastfall, z.B. wiederholte Berganfahrten mit Anhänger, tritt bei K0 und Torque-Limiter nicht auf. Die stattdessen relevanten Lastfälle Verbrennungsmotorwiederstart bei der K0 bzw. Impact beim Torque-Limiter führen zu deutlich reduzierter thermischer Belastung. Hieraus resultieren erhebliche Potenziale zur Bauraumreduzierung, insbesondere durch die Integration von trockenen Kupplungen bzw. Torque-Limiter und Dämpfer in kompakten Systemlösungen.

Erhebliche Potenziale, insbesondere für radial begrenzte Bauräume, bieten trockene Lamellenlösungen. Die hier gezeigten K0s zeichnen sich durch die gute Regelbarkeit bzw. Drehmomentgenauigkeit und geringe NVH-Anfälligkeit aus, die durch abgestimmte Federelemente sowohl im Bereich des Reibkontakts als auch der Anbindung der Lamellen an den Lamellenträger erreicht werden.

Lamellen-Torque-Limiter können aufgrund der Kompaktheit radial innerhalb des Dämpfers angeordnet werden. Durch die radiale Schachtelung wird ein axial kleiner Bauraum realisiert. Darüber hinaus kann der Wirkradius der Federpakete des Dämpfers möglichst groß ausgeführt werden, mit dem Ziel optimaler Isolation.

Die im Rahmen des Beitrages gezeigten ausgewählten Ausführungen und deren spezifischen Vorteile verdeutlichen die vielfältigen Einsatzpotenziale.

6. Ausblick

Hybride Antriebsstränge zeigen im Vergleich zu konventionell angetriebenen Fahrzeugen geänderte Anforderungen an Schaltelemente und Kupplungen. Analog dazu sind im Kontext von E-Achsen bei Elektrofahrzeugen ebenfalls Anwendungspotenziale zu erwarten. Beispielsweise kann die Abkopplung von Elektromotoren durch Disconnect Units (DCU) bei Mehrachsantrieben in bestimmten Fahrsituationen zu einer erheblichen Steigerung der Effizienz führen. Damit kann die Reichweite von Fahrzeugen mit E-Achsantrieben wie EV-Allrad oder P4-Hybriden erhöht werden.

Innovative Schaltelemente für elektrische und hybride Antriebsstränge

Zwei Schaltelemente mit geringen Schleppverlusten, hoher Aktuierungsenergieeffizienz und integriertem Überlastschutz

Dr.-Ing. **T. Skubacz**, M.Sc. **Ch. Burkhardt**, Dipl.-Ing. **S. Krischke**,
Diehl Metall Stiftung & Co. KG, Röthenbach

Zusammenfassung

Es werden zwei neue Lösungen für Kupplungs- und Schaltfunktionen in elektrischen und hybriden Antriebssträngen vorgestellt. In Abgrenzung zu existierenden Lösungen wird neben einer hohen Energieeffizienz für das Halten und Wechseln des Zustands und niedrigen Schlepp- und Reibungsverlusten in beiden Zuständen (offen/geschlossen) auch die spezielle Anforderung eines Überlastschutzes (Drehmomentbegrenzung) erfüllt. Beide Lösungen basieren auf einem bistabilen Verhalten („stable state“) und benötigen sowohl im geschlossenen als auch im offenen Zustand keine Aktuierungskraft. Bei Überlast nimmt das System einen Schlupfzustand mit begrenztem Moment ein und kehrt selbsttätig in den geschlossenen Zustand zurück. Dadurch wird ein Beitrag zu Fahrzeug-Sicherheitsanforderungen geleistet und die Überdimensionierung von Umgebungskomponenten kann reduziert werden. Durch den Einsatz von Reibelementen statt formschlüssiger Verbindungen wird auch das Schalten unter Differenzdrehzahl ermöglicht. Der Einsatz von Konuskupplungen erhöht die Drehmomentkapazität.

Beide Lösungen basieren auf innovativen Mechanismen zur internen Kraftaufbringung: Die erste Lösung basiert auf einer speziellen bistabilen Tellerfeder, die zweite Lösung nutzt Federvorspannung mit Änderung der Federausrichtung.

Abstract

Two new solutions for clutch and shift functions in electric and hybrid powertrains are presented. In contrast to existing solutions, the special requirement of overload protection (torque limitation) is also satisfied in addition to high energy efficiency for holding and changing the state and low drag and friction losses in both states (open/closed). Both solutions are based on a bistable behavior ("stable state") and require no actuation force in both closed and open state. In the event of an overload, the system automatically enters a slip state with limited torque and then automatically returns to the closed state. This contributes to vehicle safety

requirements and allows the oversizing of surrounding components to be reduced. The use of friction elements instead of positive engagement connections also enables shifting under differential speed. The use of cone clutches increases torque capacity.

Both solutions are based on innovative internal force application mechanisms: The first solution is based on a special bistable diaphragm spring, while the second solution uses spring preload with a change in spring alignment.

1. Motivation

Hybridisierung und Elektromobilität sind aktuelle Trends in der Antriebsstrangentwicklung moderner Kraftfahrzeuge. Das Ziel besteht in der Regel in der energieeffizienten Gestaltung des Antriebsstrangs. Es besteht eine Vielzahl von Hybridisierungskonzepten (seriell, parallel, Mischformen). Bei Parallelhybriden ist eine Positionierung des Elektromotors vom Riemenstartergenerator (P0), am Verbrennungsmotor (P1), zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe (P2), am Getriebe (P3), achsnah (P4) bzw. radintegriert (P5) denkbar. Diese ermöglichen je nach Position Boosten, Segeln, Rekuperation, Laden beim Fahren, rein verbrennungsmotorisches oder elektrisches Fahren. Serielle Hybridkonfigurationen ermöglichen rein elektrisches Fahren, Rekuperation, aber auch ein Laden im Stillstand sowie den Rangeextenderbetrieb. Mischformen, wie zum Beispiel ein kombinierter Seriell-Parallel-Hybrid (vgl. Bild 1) vereinigen die genannten Betriebsmodi unter Realisierung einer kleinstmöglichen Batterie und möglichem Einsatz von regenerativen Brennstoffen (bio/e-Fuels).

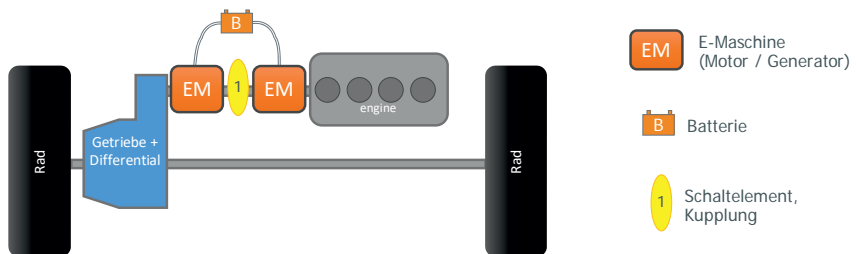


Bild 1: Konfiguration eines kombinierten Seriell-Parallel-Hybrid-Antriebsstranges mit Position des Schaltelements

Je nach Topologie des Antriebsstranges ist es erforderlich oder sinnvoll, Schaltelemente zum Trennen oder Verbinden von Antriebsstrangteilen einzusetzen. Schaltelemente realisieren hierbei entweder unterschiedliche Lastpfade, z.B. Übersetzungswege oder dienen der Energieeffizienz, indem nicht benötigte Antriebsstrangteile abgekuppelt werden. Im gezeigten Bei-

spiel (Bild 1) kommt dem Schaltelement eine essentielle Funktion der Umschaltung der seriellen und parallelen Betriebsmodi zu. Naheliegender wäre der Einsatz eines klassischen Schaltelements, z.B. Lamellenkupplung, mit Nutzung vorhandener Komponenten. Nachteilig ist hierbei die monostabile Ausführung (NC = normally closed oder NO = normally open), d.h. in jeweils einem der beiden Schaltzustände muss Kraft auf das rotierende Bauteil aufgebracht werden, um den Zustand zu halten. Da beim dargestellten Konzept beide Zustände nennenswerte Anteile an der Betriebsdauer einnehmen, sind die dadurch entstehenden Reibverluste der Aktuierungskraft relevant. Zudem wird für die Erzeugung der Aktuierungskraft dauerhaft Leistung benötigt (Hydraulik, elektrischer Antrieb, ...).

Weiterhin ist bezüglich der Auslegung/Dimensionierung von benachbarten Antriebsstrangkomponenten ein Überlastungsschutz bzw. Dämpfungselement sinnvoll, um die Lastspitzen in speziellen Fahrsituationen (dynamische Änderung der Radkraftverteilung, z.B. Bordsteinabfahrt, Bahnübergänge, einseitig Radschlupf) zu begrenzen bzw. ein Aufschwingen des Antriebsstranges zu verhindern. Zudem wird aus Gründen der funktionalen Sicherheit eine Trennfunktion benötigt.

Diese und noch weitere modulare Produktprofilanforderungen für Schaltelemente in zukünftigen Antriebssträngen wurden im Rahmen einer systematischen, szenariobasierten Produktentwicklung mit Unterstützung des IPEK (Karlsruhe Institut für Technologie) herausgearbeitet:

Wir benötigen ein System, welches ...

- ... den Energiefluss im Antriebsstrang begrenzt oder trennt.
- ... hohe Energieeffizienz sowie geringe Schleppverluste bietet.
- ... unauffällig bezüglich NVH, Energie- und Zugkraftunterbrechungen ist.
- ... Dreh(moment)schwingungen und Überlasten aus und in die Aggregate reduziert.

Es ist zu erwarten, dass sich in den nächsten Fahrzeuggenerationen weitere Bedarfe für entsprechende Schaltelemente ergeben. Weitere Anwendungsmöglichkeiten sind Schaltfunktionen für rotierende Komponenten oder Aggregate, auch im industriellen Umfeld, welche ähnliche Anforderungen aufweisen.

Im Folgenden werden zwei innovative, in Entwicklung befindliche Lösungen für Schaltelemente Diehl ecoClutch DS („disc spring“) und Diehl ecoClutch FM („force modulation“) vorgestellt (Bild 2).



Bild 2: Schaltelemente Diehl der ecoClutch Reihe

Beide Lösungen nutzen das Funktionsprinzip der Bistabilität, welche auch in anderen Anwendungen bekannt ist (z.B. Kugelschreiber, Lichtschalter, Rastierungen, Seilbahnklemmen). Durch die Bistabilität kann die Aktuierungsenergie optimiert werden, da nur für den Wechsel, aber nicht zum Halten des Zustands Energie benötigt wird.

2. Diehl ecoClutch DS

Aufbau

Eine Reibkupplung überträgt im geschlossenen Zustand das Drehmoment zwischen den beiden Wellen zum Beispiel zur Ankopplung einer elektrischen Maschine (vgl. Bild 3). Eine konusförmige Reibkupplung, z.B. von Synchronisierungen bekannt, erreicht durch die Konusverstärkung eine höhere Kapazität (Quotient übertragbares Drehmoment / Anpresskraft). Dennoch wäre das Prinzip auch mit einer Lamellenkupplung anwendbar. Bei Bedarf kann das übertragbare Reibmoment durch die Anzahl der Reibflächen sowie den Reibdurchmesser oder Konuswinkel angepasst werden. Die Mitnehmer des äußeren Konus greifen in eine axial verschiebbare Verzahnung an der zweiten Welle ein.

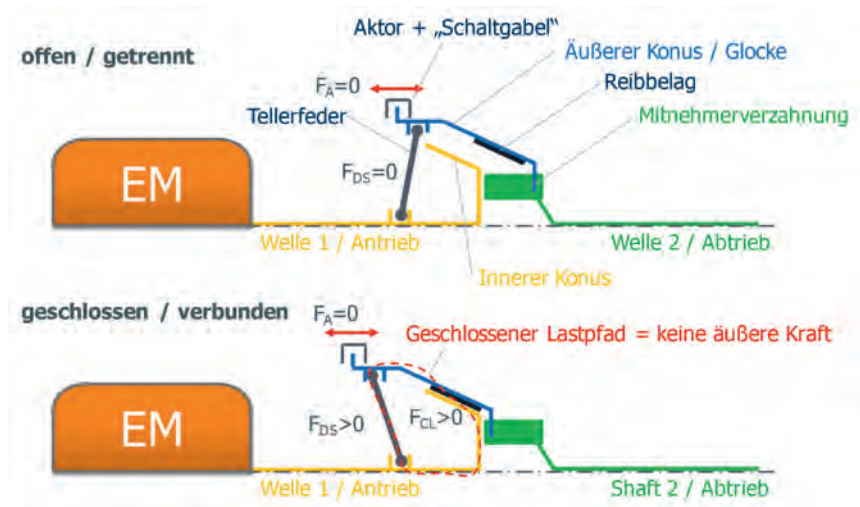


Bild 3: Prinzipschaubild Diehl ecoClutch DS

Das zweite zentrale Element des Schaltelements Diehl ecoClutch DS ist eine bistabile Tellerfeder mit einer Kennlinie wie in Bild 4 gezeigt. Die Bistabilität („stable state“) wird durch geeignete geometrische Gestaltung erreicht, vgl. [1].

Im geschlossenen Zustand wird die Reibkupplung durch die gespannte Tellerfeder im Bereich ihres ersten Kraftmaximums angepresst. Dabei stützt sich die Tellerfeder auf der Welle ab und es entsteht ein geschlossener, interner Kraftfluss auf der rotierenden Welle, d.h. es wird keine äußere Kraft benötigt, den geschlossenen Zustand zu halten.

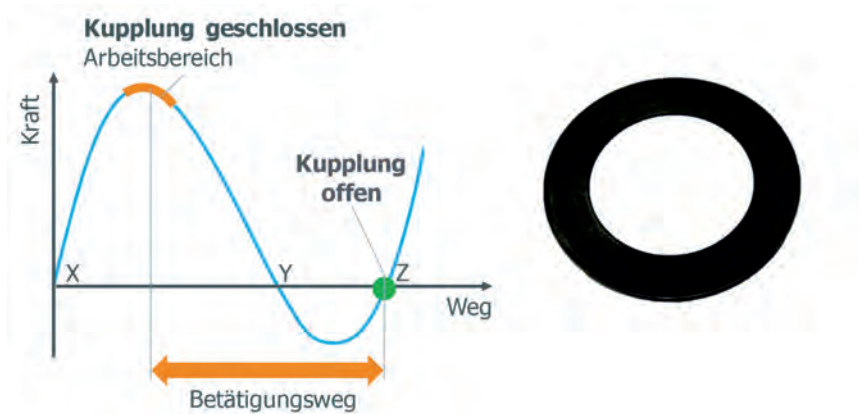


Bild 4: Kennlinie bistabile Tellerfeder und Betriebspunkte

Wird der äußere Konus (Kupplungsglocke) unter Krafteinsatz geführt bewegt, erreicht die Tellerfeder schließlich den zweiten stabilen Punkt Z der Kennlinie. Dies ist gleichzeitig der geöffnete bzw. gelüftete Zustand der Kupplung. Auch in dieser Stellung ist keine äußere Kraft nötig um den Zustand zu halten. Ein eigenständiges Verlassen dieses Zustands wird durch die Krafthürde der Tellerfeder zuverlässig verhindert. In beiden Zuständen sorgt ein geringes Spiel im Aktuierungseingriff für geringe Schleppverluste und Axialkraftfreiheit.

Die Reibkupplung in Verbindung mit der Tellerfeder ermöglicht die Realisierung einer selbst-reversiblen Überlastsicherung bezüglich Lastspitzen: Ist das an der Kupplung anliegende Moment größer als das mit dem Haftreibwert maximal übertragbare Moment, rutschen die Reibflächen ab und limitieren das Moment auf das mit dem dynamischen Reibwert übertragbare Moment. Sobald das anliegende Moment wieder unter das übertragbare Moment fällt, endet der Schlupf und die Kupplung bleibt geschlossen. Bei langanhaltenden Überlasten oder kritischen Zuständen kann die Kupplung selbstverständlich unabhängig davon zusätzlich aktivisch geöffnet werden.

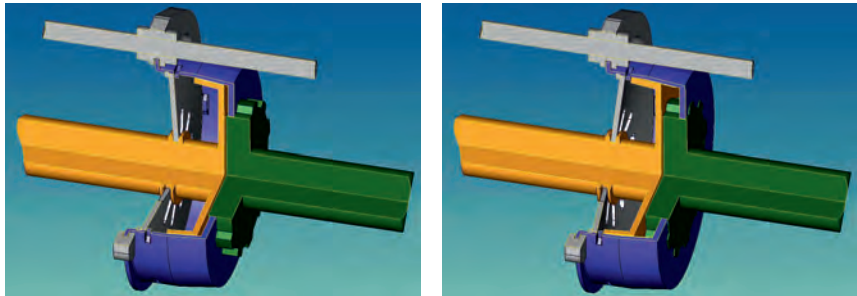


Bild 5: Schaltelement Diehl ecoClutch DS im geschlossenen (links) und geöffneten (rechts) Zustand

Eine Eigenschaft und zugleich Vorteil der Reibkupplung ist die Möglichkeit, bei Differenzdrehzahl zu schließen. In diesem Fall übernimmt oder unterstützt die Reibkupplung die Synchronisierung der beiden Wellen. In der Regel wird eine äußere elektrische/motorische Synchronisierung die Synchronisationszeit signifikant verkürzen und das Reibsystem entlasten, so dass der Reibvorgang nur bei geringerer Differenzdrehzahl oder bei Synchronlauf einsetzt. Lastschaltungen sind daher zunächst nicht vorgesehen, können aber bei geeigneter Dimensionierung möglich sein. Die Dimensionierung des Reibsystems erfolgt nach den bekannten Berechnungsformeln für Synchronisierungen und (Konus-)Kupplungen, entsprechend werden die Reibflächen mit auch zur Drehmomentübertragung geeigneten Reibbelägen beschichtet. Auch bei üblichem Verschleiß der Reibkupplung bleibt das System uneingeschränkt funktionsfähig, da die Tellerfeder im flachen Bereich des Kraftmaximums betrieben wird.

Im Übrigen ermöglicht die Reibkupplung das Öffnen unter anstehendem Drehmoment – im Gegensatz zu formschlüssigen Elementen mit Hinterschnitt, z.B. Klauenkupplungen.

Kernelement Tellerfeder: Versuche zu Funktion und Lebensdauer

Die Hauptherausforderung der Entwicklung lag in der Auslegung der Tellerfeder als Kernelement der Lösung. Daher wurde dieses Thema als zentrales Stop/Go-Kriterium vor allen weiteren Aktivitäten geprüft. An Hand von Musterteilen in der realen Baugröße konnte die Kennlinie sowie die Lebensdauernanforderung bzw. -hypothese bestätigt werden sowie schon eine erste Geometrieoptimierung vorgenommen werden. Zudem konnten funktionsrelevante Änderungen der Kennlinie der Tellerfeder über die Lebensdauer ausgeschlossen werden.

Für die Tests wurde eine Adaptierung für eine elektrodynamische Prüfmaschine aufgebaut. Hierbei wurde eine Einspannung der Prüfteile wie im späteren System gewählt. Mit der Vorrichtung können durch den Umgriff auch die Federkennlinien im kompletten Auslenkungsreich vermessen werden. Unterkritische Prüffrequenzen bis knapp 18 Hz im weggeregelten Betrieb ermöglichen eine enorme Zeitraffung der Versuche. Als Horizonte zur Ermittlung der Lebensdauerkennlinien wurden die Wegpositionen um das Kraftmaximum der Tellerfederkennlinie gewählt, Umkehrpunkt war die zweite stabile Lage Z der Tellerfeder.

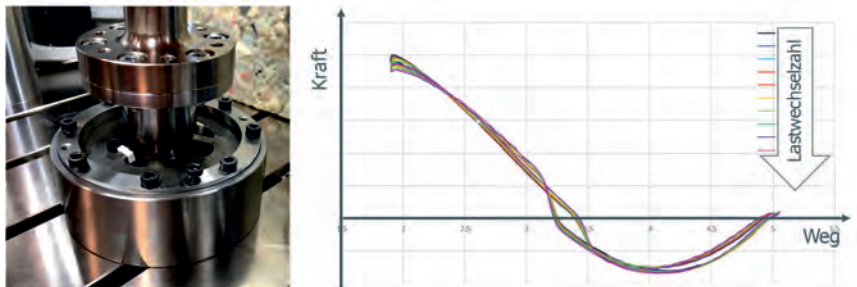


Bild 6: Prüfvorrichtung Tellerfeder und Kennlinie über Lebensdauer (exemplarisch)

3. Diehl ecoClutch FM

Aufbau und Funktion

Auch diese Lösung basiert auf einer (Konus)-Reibkupplung, die im geschlossenen Zustand das Drehmoment zwischen den beiden Wellen überträgt. Es gilt auch hier das Prinzip der Konusverstärkung und Drehmomentanpassung durch Reibflächenanzahl und -durchmesser. Die Mitnehmer des äußersten Konus greifen in eine axial verschiebbare Verzahnung am mit der zweiten Welle verbundenen Gehäuse ein, vergleichbar dem Kupplungskorb bei den bekannten Lamellenkupplungen.

Die Anpresskraft für die Kupplung wird durch eine vorgespannte Federanordnung (Schraubenfeder oder Tellerfederanordnung) über ein Druckstück und eine Bahn aufgebracht.



Bild 7: Schaltelement Diehl ecoClutch FM im geschlossenen Zustand

Im geschlossenen Zustand drückt das Druckstück über die Bahn des Druckelements die Kupplung an. Bei Überlast kann die Kupplung gegen die Federkraft durchrutschen und geht wie auch bei der ersten Lösung nach Abfall der Überlast reversibel in den geschlossenen Zustand über.



Bild 8: Schaltelement Diehl ecoClutch FM im Zwischenzustand

Zum Öffnen der Kupplung wird die Feder mitsamt ihrer Führung und dem Druckstück geschwenkt. Somit verschieben sich der Druckwinkel und der Druckpunkt auf der Bahn, so dass die Axialkraft auf die Kupplung abnimmt und schließlich die Richtung wechselt (Bild 8 links). Dadurch bewegt sich das Druckelement axial und die Kupplung öffnet (Bild 8 rechts). Durch die Reibung und die Form der Bahn wird in beiden Endstellungen die Bistabilität erreicht.



Bild 9: Schaltelement Diehl ecoClutch FM im geöffneten Zustand

Auch bei diesem Schaltelement ergibt sich ein geschlossener Lastpfad innerhalb der ersten Welle, so dass das System im offenen und geschlossenen Zustand nach außen axialkraftfrei ist (Bild 7 und 9).

Der Energieaufwand zum Öffnen und Schließen ist vergleichsweise niedrig, da nur die Reibung des angespressten Druckstücks überwunden werden muss und nur minimale Kompressionsarbeit an der Feder verrichtet wird. Die Schaltkraft kann gegenüber der Kupplungskraft um etwa eine Größenordnung kleiner ausfallen, wodurch der Aktor kleiner dimensioniert werden kann.

Prinzipbedingt wäre für spezielle Situationen bei temporären Verzicht auf die bistabile Lage sogar eine dynamische Einstellung des maximal übertragbaren Kupplungsmoments möglich.

4. Einordnung, Ausblick, weitere Vorgehensweise

Beide vorgestellten Lösungen ermöglichen das An- und Abkoppeln von Antriebsstrangkomponenten. Sie erreichen durch die Bistabilität und die Kraftfreiheit in beiden Schaltzuständen eine hohe Aktuierungsenergieeffizienz sowie niedrige Schlepp- und Reibungsverluste. Im Gegensatz zu formschlüssigen Schaltelementen ermöglichen sie das Schalten unter signifikanter Differenzdrehzahl mit einer Unterstützung bei der Synchronisation der Wellen. Zudem bieten sie einen selbst-reversiblen, sensorfreien Überlastschutz für Nachbarkomponenten im Antriebsstrang im Sinne einer Drehmomentbegrenzung und als Beitrag zur funktionalen Sicherheit. Bild 10 zeigt hierzu eine tabellarische Einordnung der beiden Lösungen und existierender Schalt- bzw. Überlastschutzelementen mit einer qualitativen Bewertung der Erfüllungsgrade der Anforderungen (Ampelsystem: grün = vollständig; gelb = mit Einschränkungen; rot = nicht erfüllt). Es ist zu sehen, dass die zwei Lösungen Diehl ecoClutch DS und Diehl ecoClutch FM in der Gesamtkombination der Eigenschaften Vorteile für die Anwendung bieten.

Aktuell sind Prototypen im Aufbau mit anschließender Versuchsdurchführung an Komponenten- und Systemprüfständen. Im weiteren Projektverlauf ist vorgesehen, dass ab Anfang 2022 Funktionsmuster an interessierte Kunden bereitgestellt werden.

Nächste Seite:

Bild 10: Erfüllungsgrad von Anforderungen an Schaltelemente: Diehl ecoClutch im qualitativen Vergleich zu etablierten Systemen

- [1] Almen, J. O., László, A.: The Uniform-Section Disk Spring, Transactions ASME 58 (1936) S. 305-314

	Kupplung (manuell, NC)	Kupplung (DCT, NO)	Klauen- kupplung	Synchroni- sierung	Sicherheits- kupplung	Scher- element (Schmuckstiele)	Diehl ecoClutch DS	Diehl ecoClutch FM
reversibel	ja	ja	ja	ja	ja/nein	nein	ja	ja
Äußere Kraft / Leistung zum Halten des Zustands	monostabil geschlossen	monostabil offen	Stabil durch Raste/Hin- terschnitt	Stabil durch Raste/Hin- terschnitt	mono-/ bistabil abhängig von Bauart	keine	bistabil	bistabil
Zustand nach Energieausfall	geschlossen	offen	stabil	stabil	geschlossen	geschlossen	stabil	stabil
Schaltung bei höherer Differenzdrehzahl								
Lastschaltfähigkeit								
Schleppmoment								
Betätigungskraft								
Nennmoment (abhängig von Bauraum)	mittel-hoch	mittel-hoch	klein-hoch	klein-mittel	klein-hoch	klein-hoch	klein-mittel	klein-mittel
Drehmomentdichte								
Überlastschutz	ja	ja	nein	nein	ja	irreversibel	ja	ja
nach Überlast	vorheriger Zustand	vorheriger Zustand	---	---	offen oder vorheriger Zustand	offen	vorheriger Zustand	vorheriger Zustand

Potenziale von Trennkupplungen als Kombination aus Konus- und Klauenkupplungen mit hydraulischer Betätigung

Dipl.-Ing. (FH) **Sebastian Honselmann**,
Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl;
Dr.-Ing. **Knut Erdmann**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Zusammenfassung

Ein Megatrend am aktuellen Automobilmarkt ist ohne Frage die CO₂-Reduktion. Darauf haben gesetzliche Vorgaben genauso wie die Erwartungen der Verbraucher den größten Einfluss. Omnipräsent am Markt ist daher die Elektrifizierung bzw. Hybridisierung der Pkws bzw. deren Triebstränge. Mit der Elektrifizierung des Triebstrangs ändert sich dessen Architektur, welche neue Herausforderungen an die Komponenten stellt. Sehr weit vorne bei den Herausforderungen stehen die Themen Bauraum und Kosten.

Trennkupplungen in Hybrid- bzw. Elektroantrieben können an verschiedensten Stellen im Triebstrang integriert werden, z.B. als K0 nach dem Verbrennungsmotor (VKM) eines Hybridfahrzeuges, um das Trennen der VKM zu ermöglichen oder in Achsantrieben von Elektrofahrzeugen, um Schleppverluste in Getrieben oder von ggf. antriebslos mitdrehenden E-Motoren zu vermeiden. Je nach Position und/oder Anwendung werden entsprechende Anforderungen an diese Trennkupplungen gestellt. In Abhängigkeit dieser Anforderungen kann es Sinn machen, über Alternativen zu den bekannten, reibschlüssigen Kupplungen nachzudenken. In einigen Anwendungsfällen kann eine Konuskupplung rein reibschlüssig oder auch in Kombination mit einer Klauenkupplung Vorteile haben. Durch ihren kompakten Aufbau und den Verstärkungseffekt kann sich ein Vorteil hinsichtlich der Integrierbarkeit und des Bauraums ergeben. Um im Gesamtkontext des Triebstrangs innovative Lösungen zu finden, gilt es, das Gesamtsystem und seine Komponenten zu betrachten und dabei ebenfalls Themen wie NVH und Komfort mit in den Fokus zu rücken.

1. Einleitung

Die derzeit betrachteten Triebstrangarchitekturen von Hybridantrieben können z.B. P2-Hybride, Hybride mit Seriell-Parallel-Getrieben oder P4-Hybride sein. Für Pkws mit reinem Elektroantrieb könnte eine oder beide Achsen angetrieben werden. Für Hybrid-Pkws ist es der Wechsel zwischen den Betriebsmodi, während es für Elektro-Pkws die Effizienz- oder

Reichweitensteigerung sein kann, die den Einsatz einer Trennkupplung notwendig macht [1]. Die technischen Herausforderungen an Trennkupplungen in diesen hybriden oder elektrischen Fahrzeugen werden insofern immer komplexer, dass der zu Verfügung stehende Bauraum, immer kleiner wird [2]. D.h. es kann ein Bedarf an kleineren Kupplungskonzepten bestehen, um die Integration der Trennkupplung anforderungsgerecht zu ermöglichen.

Im Nachfolgenden wird auf die Möglichkeiten und Potenziale von Konuskupplungen bzw. Klauenkupplungen eingegangen, wie diese in verschiedenen Triebstrangarchitekturen integriert und hydraulisch betätigt werden können. Dabei wird in diesem Bericht einerseits auf die konzeptionelle Gestaltung des Kupplungskonzepts und den damit verbundenen Systemansatz sowie auf die Eigenschaften und Möglichkeiten der Kupplung eingegangen.

2. Synchroneinheit als Trennkupplung

In Handschalt- und Doppelkupplungsgetrieben sorgen mehrere Konuskupplungen in Synchronisationseinheiten für die richtige Synchrondrehzahl während des Schaltvorgangs, bevor eine Klauenkupplung die Drehmomentübertragung formschlüssig übernimmt, Bild 1.

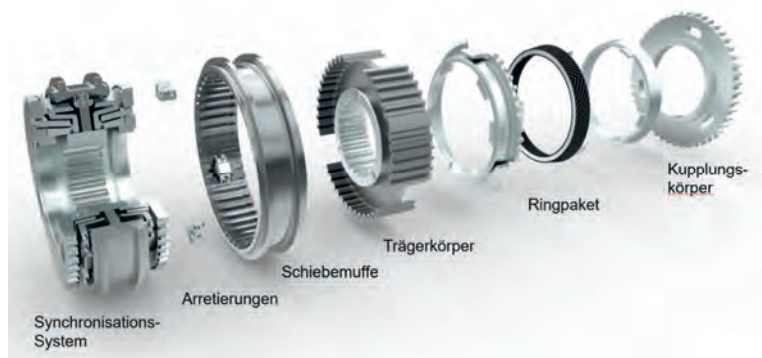


Bild 1: Schaeffler Synchroneinheit

Dieser Synchronisierungsvorgang und die damit verbundene Schlupfphase, ist verhältnismäßig kurz und der Energieeintrag entsprechend klein. Vergleicht man energetisch diesen Vorgang mit dem Motorwiederstart eines P2-Hybriden durch den E-Motor, ergeben sich nicht völlig unterschiedliche Größenordnungen. Die Schlupfphase beim Wiederstart des Verbrennungsmotors ist mit ca. 0,2 s vergleichbar. Das benötigte Startmoment liegt mit ca. 90 Nm teilweise höher als bei üblichen Synchronisierungen, der Leistungseintrag ist dafür aber begrenzt bzw. hat weniger Varianz, z.B.: keine Hochlasten wie Anfahren am Berg mit Anhänger.

Daraus lässt sich ableiten, dass die Konuskupplung einer Synchroneinheit das Potenzial hat, z.B. als reibschlüssige K0-Kupplung eingesetzt zu werden, wenn bzgl. der Reibleistung, also auch der notwendigen thermischen Massen, keine hohen Anforderungen gestellt werden. Dabei gibt es einige Randbedingungen bezüglich der Kupplung und des Kupplungsbelages zu beachten. Da eine Synchroneinheit neben der reibschlüssigen Konuskupplung noch aus der formschlüssigen Klauenkupplung besteht, ergeben sich weitere, einzelne oder kombinierte Anwendungsmöglichkeiten.

3. Stand der Technik von Trennkupplungen im P2-Hybrid

Für eine erste Analyse dieser Potenziale wird beispielhaft ein P2-Hybrid-Aufbau mit Automatikgetriebe als Vergleichskonzept ausgewählt. Bei P2-Hybriden ist die E-Maschine zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe angeordnet. Da dieser zu schaffende Mehr-Bauraum möglichst klein bleiben soll, liegt die Herausforderung nicht nur in der Breite der E-Maschine, die leistungs- bzw. momentenabhängig ist, sondern im Gesamtaufbau der P2-Einheit mit der dazugehörigen Trennkupplung und deren Betätigungseinheit [2].

In diesem Vergleichskonzept wird die nasse K0-Lamellentrennkupplung in einem Normally-Open-Design durch einen mitdrehenden Zylinder betätigt, Bild 1. Die Betätigung könnte aber auch über einen konzentrisch angeordneten Betätigungszyylinder mit einem entsprechenden Betätigungslager erfolgen. Der mitdrehende Betätigungszyylinder benötigt kein Lager, was in dem Hybridmodul zusätzlich Bauraum spart. Die Ölzuführung erfolgt allerdings über die Antriebswellen und eine nachgeschaltete Drehdurchführung. Sitzt diese auf einem kleinen Durchmesser, ist der Wirkungsgradverlust gegenüber einem Betätigungszyylinder mit einem entsprechenden Lager bei verbrennungsmotorischem Fahren mit < 15 W gering. Der Wirkungsgradverlust ist vom Druck, der Drehzahl, der Baugröße, etc. abhängig [3], [4]. Durch die Adaptierbarkeit der Kupplung, z.B. durch mehr Lamellen mit mehr Reibflächen und mehr thermischer Masse, lassen sich breitgefächerte Anwendungen bezüglich des Drehmoments darstellen.

In Bild 2 ist auch zu erkennen, dass nach der P2-Einheit noch ein zweiter Torsionsdämpfer (TD2) integriert ist. Dieser ist speziell für P2-Anwendungen in Verbindung mit Automatikgetriebe erforderlich. Der Grund hierfür ist eine durch die Drehschwingungen des Verbrennungsmotors angeregten Eigenform, bei welcher die E-Maschine gegen das Getriebe schwingt. Ohne den Einsatz eines TD2 läge diese Eigenfrequenz durch die entsprechenden Massenträgheitsmomente der beiden Komponenten im kritischen Fahrbereich. Der TD2 lässt auch eine einfache hydraulische Konnektierung mittels einer Leitung nicht zu. Daher werden K0-Betätigungszyylinder mit Lager typischerweise von der Motorseite in das P2-System integriert.

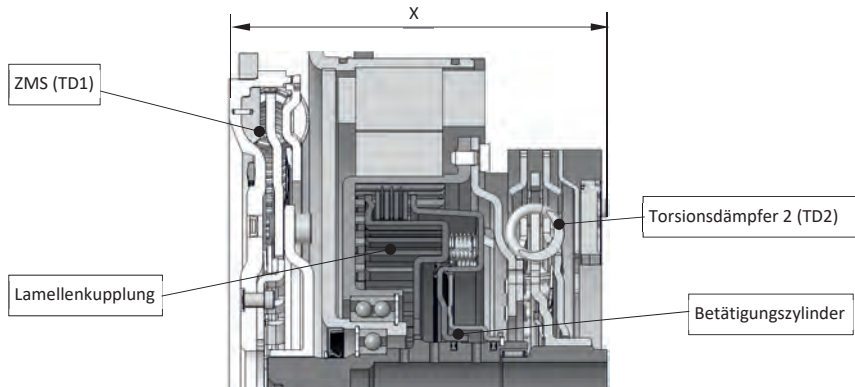


Bild 2: Beispiel einer P2-Einheit mit Lamellenkupplung und nachgeschaltetem Dämpfer

4. Konuskupplung als K0 im P2-Hybrid

Da eine Synchroneinheit üblicherweise im Nassraum betrieben wird, wird hier die nasse Lamellenkupplung ersetzt. In Bild 3 ist der Aufbau dargestellt. Um ein vergleichbares Niveau bezüglich der Anforderungen an die Spielfreiheit der Drehmomentübertragung vorauszusetzen, wird nur die reibschlüssige Konuskupplung einer Synchroneinheit in Betracht gezogen. Auch diese Konuskupplung wird mittels eines einfachwirkenden, mitdrehenden Hydraulikzylinders betätigt. Wird dieser Zylinder von einer Pumpe, beispielsweise von einem Schaeffler Smart Hydraulic Actuator (SHA) mit dem notwendigen Druck versorgt, kann die entsprechende Betätigungskraft dauerhaft aufgebracht werden. Damit muss, anders als in der Synchroneinheit, die Reibeinrichtung (die Konuskupplung) dauerhaft die Drehmomentübertragung beim verbrennungsmotorischen Fahren übernehmen. Zum einen entspricht diese Ansteuerung dem aktuellen Stand der Technik, zum anderen kann der Kupplungsbelag der Konuskupplung diese auch im Hinblick auf die Flächenpressung leisten. Ziel ist es den benötigten Bauraum zu verkleinern. Durch die pure Substitution lässt sich noch kein axialer Bauraumgewinn erzielen, Bild 3. Allerdings ist zwischen Rotor und Konuskupplung in dieser Untersuchung ein großer Leerraum mit großem mittlerem Durchmesser entstanden.

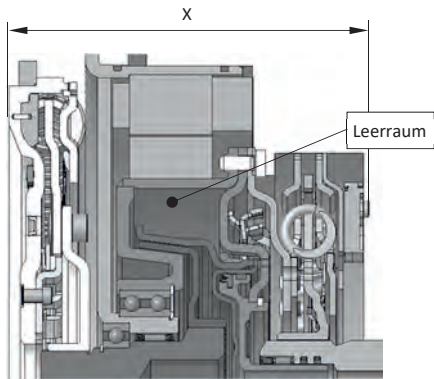


Bild 3: Konuskupplung als P2-Trennkupplung

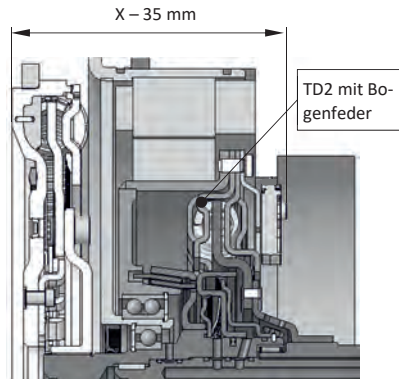


Bild 4: verkürzter P2 Bauraum durch Systemintegration mit dem Dämpfer

Verändert man diesen Leerraum durch die Optimierung der Konuskupplung hinsichtlich des Durchmessers, der axialen Länge und der Anzahl der Reibflächen so, dass für den Anwendungsfall die benötigte Leistungsfähigkeit entsteht bzw. gegeben ist, kann der Schaeffler Torsionsdämpfer TD2 zusammen mit der K0 in den Rotorträger des E-Motors integriert zu werden, Bild 4. In dieser Studie ergibt sich eine Bauraumoptimierung von ca. 35 mm gegenüber der ursprünglichen axialen Länge. Eine solche Verschachtelung ist mit konventioneller K0 nur mit erheblichen Kapazitäts- und somit Isolationseinbußen des Torsionsdämpfers 2 realisierbar.

Mit dem Bauraumgewinn und mit dem entsprechenden Potenzial den TD2 um einen Dreh-schwingungsdämpfer in Fliehkraftpendelbauweise (FPK) zu erweitern, ergibt sich die Möglichkeit kundenoptimal auf die Isolationsgüte/-anforderung einzugehen, Bild 5. Der Ansatz bei der Applikation einer Konuskupplung in den Triebstrang verfolgt wird, ist ein integrativer Gesamtsystemansatz.

Die Simulation in dem Bauraum macht den Bedarf eines TD2s, seinen enormen Isolationsgewinn und die gleichwertige Performance trotz kleineren Durchmessers deutlich, Bild 6. Dieser Gewinn wird aufgrund der Verschiebung der P2-typischen Eigenform aus dem Fahrbereich durch den TD2 erzielt.

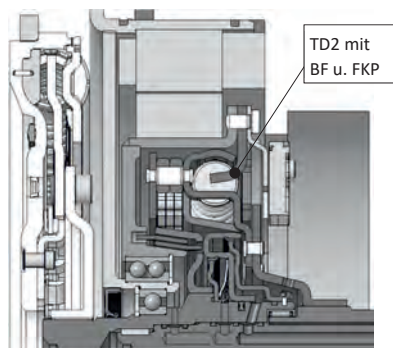


Bild 5: P2-Modul mit Konuskupplung und integriertem Bogenfeder- und Fliehkraftpendeldämpfer

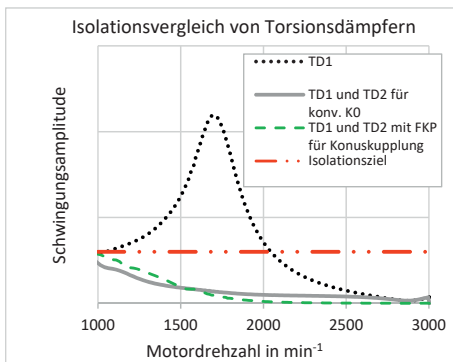


Bild 6: Simulation von Torsionsdämpfern (4-Zyl., 300 Nm Motormoment und AT)

4.1 Hydraulische Betätigung der Konuskupplung

Der Betätigungszyylinder besteht aus vier Blechumformteilen, Bild 7. Aus drei Teilen werden die Hydraulikräume gebildet, die die Betätigung der Konuskupplung bzw. die Fliehölkompensation übernehmen. Die Rückstellfeder ist als Tellerfeder ausgeführt. Die notwendigen Dichtungen sind in Form von Lippendichtungen an die Blechteile anulkanisiert.

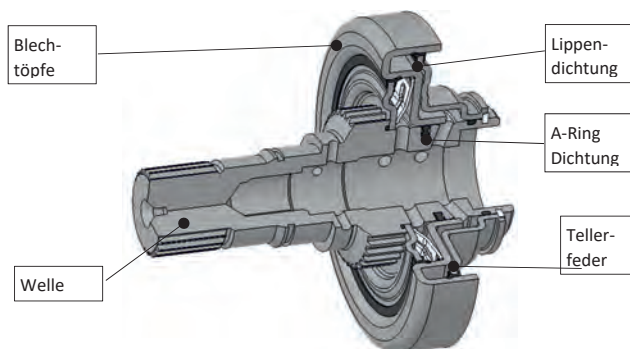


Bild 7: Hydraulisches Betätigungselement

Die dynamische Dichtung in der Welle kann als taillierte A-Ringdichtung gestaltet werden. Die kurzen, axialen Dichtungsbreiten verhelfen ebenfalls zu einem kurzen, axialen Bauraum. Dieser Aufbau vom hydraulischen Betätigungselement in Blech ist am Markt, z.B. für Betätigungen

für Stufenautomaten, bekannt. Werden diese Elemente auf der Welle mit den im Weiteren notwendigen, statischen O-Ringen montiert und mittels eines Sicherungsringes fixiert, entsteht eine in sich geschlossene und prüfbare Einheit. Bezogen auf die Schaeffler Fertigungskompetenzen kann auch die komplette Welle Bestandteil eines Gesamtdesigns sein. Die hydraulische Betätigung hat grundsätzlich den Vorteil, dass sie eine hohe Leistungsdichte aufweist; d.h. sie kann in einem kleinen Bauraum hohe Kräfte über einen bestimmten Weg erzeugen. Dieser bauraumtechnische Vorteil der Hydraulik resultiert aus der externen Energieerzeugung, z.B. mittels des Schaeffler SHA. Für den betrachteten Anwendungsfall wurde das Betätigungselement für 10 bar so ausgelegt, dass die Konuskupplung ein entsprechendes Motormoment von bis zu 400 Nm zu übertragen kann. Um die während des Startvorgangs des Verbrennungsmotors entstehende Wärmeenergie besser aus der Konuskupplung ableiten zu können, kann in diesem Design Kühlöl mittels einer Ölversorgungsbohrung innerhalb der Welle bereitgestellt werden.

5. Synchronseinheiten als Disconnect Unit

Die Analyse der Möglichkeiten einer Synchronseinheit bzw. einer auf den Reibschluss reduzierten Synchronseinheit zeigt ein erstes Potenzial auf. Da nicht nur die Position P2 in den verschiedenen Triebstrangarchitekturen für den Einsatz einer Trennkupplung in Frage kommt, werden im Nachfolgenden weitere Konzepte von Synchronseinheiten als DisConnect Unit (DCU) aufgezeigt.

Eine Form der Adaptivität in andere Systeme, kann z.B. der Einsatz in ein P2-Modul mit Doppelkupplungsgetriebe, auch Triple-Clutch genannt, als K0-Kupplung mit einer hydraulischen Betätigung mit Betätigungslager (CSC) sein, Bild 8.

In elektrischen Achsantrieben mit mehreren angetriebenen Achsen, sprich AWD-EV oder P4-Hybriden, kann die Abkopplung eines Aggregats mittels einer DCU zu einer Erhöhung der Reichweite führen. Das gilt insbesondere bei der Anwendung von permanentenregten Synchronmotoren, die bei hohen Drehzahlen auch bei lastlosem Mitdrehen durch nennenswerte Verluste gekennzeichnet sind. Auch hier kann ein reibschlüssiges System durch kurze Schaltzeiten, Komfort beim Schaltvorgang und die einfache selbstöffnende Eigenschaft eine Lösung darstellen, Bild 9. Durch die Möglichkeit, einen Teil der Synchronisierungsleistung durch den Elektromotor zu erbringen, sind hier ähnliche Bedingungen an begrenzte Reibleistung bei kompakter Drehmomentübertragungsfähigkeit gegeben.

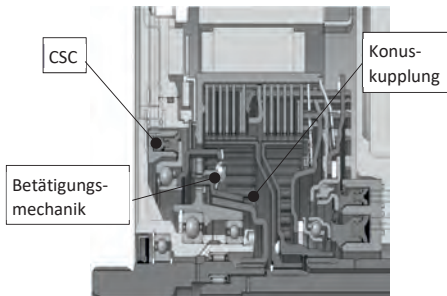


Bild 8: Triple-Clutch-Konzept mit K0 Kupplung auf Konuskupplungsbasis

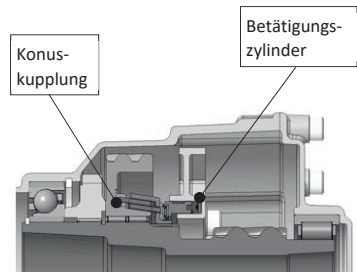


Bild 9: Konuskupplung als Disconnect Unit

Die Abkopplung in einem elektrischen Achsantrieb kann ebenfalls mittels einer formschlüssigen Klauenkupplung erfolgen, Bild 10. Bei der Verwendung einer Klauenkupplung ist es notwendig die Vorsynchronisation über den E-Motor zu realisieren. Die Ansteuerung der Klauenkupplung kann auf zwei Arten erfolgen. Mit einem einfachwirkenden Zylinder und Rückstellfeder. Dies entspricht einem Normally-Open-Design. Aufgrund des Einflusses einer federrückgestellten DCU auf das Öffnungsverhalten, z.B. bezüglich Öffnungskräfte/-geschwindigkeit oder bezüglich des Fahrverhalten bei einem ungewollten Energieabfall, kann es sinnvoll sein, alternativ einen doppeltwirkenden Zylinder einzusetzen. Das bistabile Verhalten und das Power-On-Demand-Konzept kann vorteilhaft sein. Grundsätzlich ist der Einsatz einer hydraulischen Betätigung in diesen Konzepten von Vorteil, da die Betätigungsenergie in einem kompakten Bauraum dargestellt wird und oftmals bereits eine hydraulische Pumpe mit einem Ventilblock, wie der Schaeffler SHA, in Achsantrieben für die Schmierung und die Kühlung des Getriebes und des E-Motors vorhanden ist. Somit ist eine zusätzliche Antriebseinheit, wie beispielsweise ein Elektromotor, nicht notwendig.

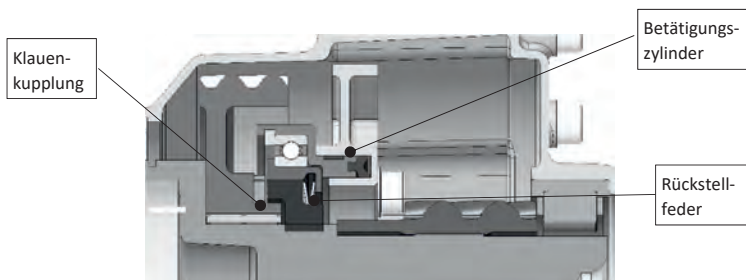


Bild 10: Disconnect Unit mittels Klauenkupplung

Eine Kombination aus Beidem, um die entsprechenden Vorteile kürzerer Schaltzeiten und formschlüssige Drehmomentübertragung zu nutzen, ist natürlich auch darstellbar. Damit ähnelt die DCU wieder mehr einer bekannten Synchroneinheit.

6. Konuskupplung

Zur funktionalen Realisierung des dargestellten Konzepts wird die Konuskupplung sowohl für den Startvorgang des Verbrennungsmotors als auch für die Eignung zur dauerhaften Drehmomentübertragung ausgelegt.

Konische Reibringe in Synchronisierungen haben eine hohe Leistungsfähigkeit. Im Pkw-Bereich treten Reibmomente von typischerweise 50 bis maximal 90 Nm zur Erreichung kurzer Schaltzeiten in niedrigen Gängen bei Doppelkupplungsgetrieben auf, Reibenergien von 8 kJ können bei Angleich hoher Differenzdrehzahlen bei Mehrfachrückschaltungen umgesetzt werden. Es stehen leistungsfähige, spezifisch für die Anwendung für konische Reibsysteme entwickelte Reibmaterialien und tribologische Modelle zur Auslegung zur Verfügung.

6.1 Lastbedingungen der Konuskupplung als K0

Im Diagramm (Bild 11) ist vereinfacht ein Anlassvorgangs eines hybridisierten Verbrennungsmotors in mehrere Phasen unterteilt dargestellt.

1. die K0-Kupplung ist geöffnet, die Getriebewelle dreht
2. Hydraulisches Anlegen der Kupplung → Motor wird auf Zünddrehzahl hochgeschleppt
3. der Motor zündet
4. der Hydraulikdruck wird reduziert, der Motor läuft bis auf Leerlaufdrehzahl hoch
5. die K0-Kupplung ist offen
6. der Motor wird bis zur Synchrondrehzahl beschleunigt
7. bei Erreichen der Synchrondrehzahl wird die K0 geschlossen, in dem der höhere Druck zur Übertragung des Motorenmoments aufgebracht wird
8. Die K0-Kupplung ist geschlossen

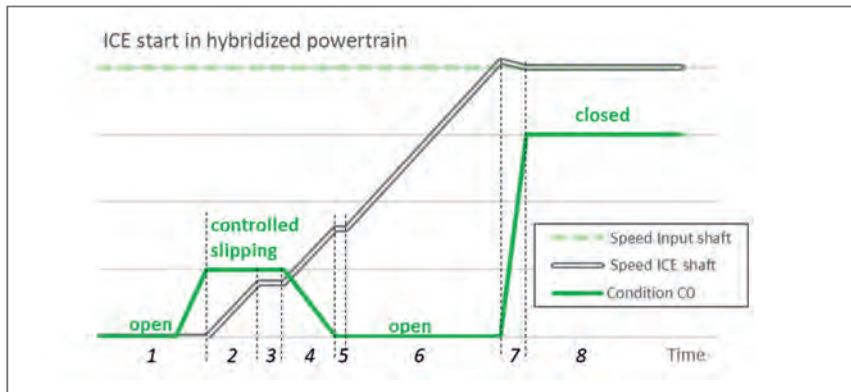


Bild 11: Prinzipdarstellung der Lastphasen eines Anlassvorganges

Die in diesem Szenario auftretenden Lasten sind im folgenden Diagramm dargestellt. In dem Fall, dass der Verbrennungsmotor bereits bei niedrigen Drehzahlen bzw. bei der ersten Verdichtung ein hohes Schleppmoment aufweist, führt zu einer Erhöhung des Reibleistungsmaximums am Beginn von Phase 2, Bild 12. Im Vergleich sind die Lasten beim Schließen der Kupplung in Phase 7 gering.

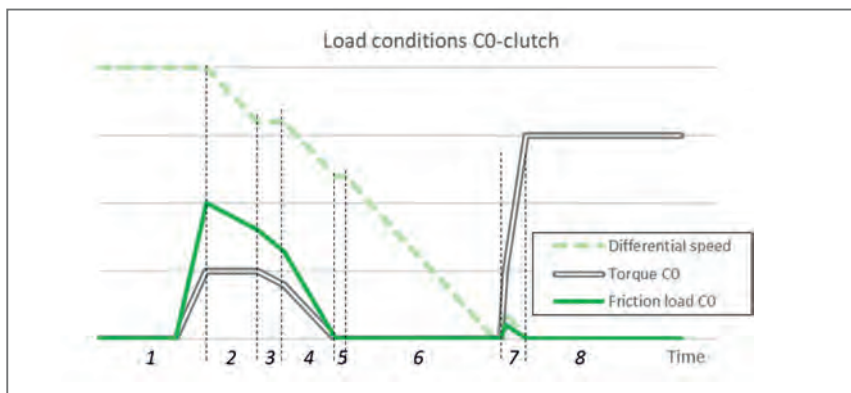


Bild 12: Tribologische Lasten beim Anlassvorgang (schematisch)

6.2 Ausführung einer Konuskupplung als K0

Ein typischer Anlassvorgang für ein Mittelklassefahrzeug wird angenommen mit:

- Rutschzeit: 0,15 s
- Drehmoment: 90 Nm
- Differenzdrehzahl:
1100 bis 1800 min⁻¹

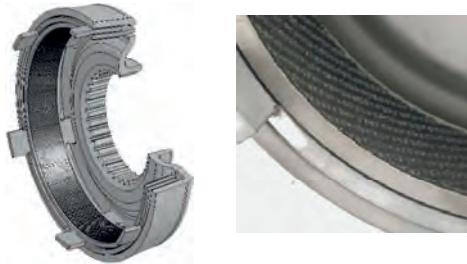


Bild 13: Konuskupplung und Prototypfoto

Diese Anforderungen sind durch Mehrfachkonus-Synchronisierungen mit einem mittleren Reibflächendurchmesser von 80 mm erreichbar, stellen aber bereits ein erhöhtes Lastniveau gegenüber normalen Schaltvorgängen in einem Getriebe dar. Gleichzeitig muss berücksichtigt werden, dass ebenso Anlassvorgänge, mit einem geringen Anteil am Lastkollektiv, mit höheren Drehzahldifferenzen auftreten können. Eine Erhöhung der Reibflächenzahl ist aufgrund einer Zunahme von leistungsmindernden Effekten, u.a. Verzahnungsreibung, kein geeignetes Mittel, wie Untersuchungen bei Synchronisierungen gezeigt haben [5], [6].

Zur Erreichung des Moments ist konstruktiv der Durchmesser und der auf das Reibwertverhalten abgestimmte Konuswinkel maßgeblich. Für das Verschleißverhalten ist neben tribochemischen Effekten und der mechanischen Beanspruchung des Reibmaterials die thermische Belastung ausschlaggebend, was in diesem Fall zur bestimmenden Auslegungsgröße wird. Die Erhöhung der Reibflächenbreite ändert die mechanische Leistungsfähigkeit des Systems im Sinne des durch eine axiale Betätigungskraft erreichten Moments nicht; es reduziert sich aber die flächenbezogene thermische Last, so dass in diesem Fall u.a. die Beständigkeit gegenüber Verschleiß verbessert wird.

Zur funktionalen Überprüfung des Kupplungskonzept wurde auch die Eignung der Konuskupplung und dessen Belag für Anfahrvorgänge mit deutlich höherer Differenzdrehzahl in Betracht gezogen.

6.3 Versuche mit Prototypen

Entsprechend der versuchsbasierten Auslegung wurden Prototypen der K0-Kupplung ausgeführt. Die damit durchgeführten Versuche bilden das Reibsystem unter den tribologischen Bedingungen einer Getriebeanwendung ab. Dazu wurde eine entsprechende Leistungscharakteristik erzeugt und das Verhalten hinsichtlich der Steuerung des Drehmoments unter niedrigen, mittleren und hohen Lasten, sowie im Temperaturbereich von 20 bis 120 °C, untersucht.

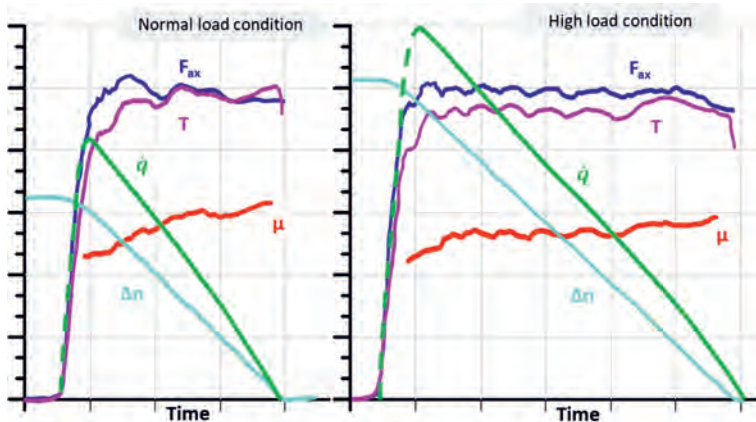


Bild 14: Reibvorgang mit Prototypsystem mit niedriger und Hochlast-Bedingung

Die Ergebnisse bestätigten die Leistungsfähigkeit. Zur Ermittlung des Lebensdauerverhaltens wurden simulierte Startvorgänge mit einem gemischten Lastkollektiv, in dem auch Hochlastvorgänge mit 7,4 kJ vorhanden waren, getestet. Das Einlaufverhalten stabilisierte sich, wie für das verwendete Karbonreibmaterial typisch, nach ca. 6.000 Schaltungen. Im nachfolgenden Diagramm sind die erreichten Wirksamkeitsgrade in Form des auf 1000 N bezogenen Reibmoments dargestellt. Es traten max. Reibleistungen von 12 bis 24 kW auf, die durch die Auslegung beherrschbar sind. Der Lebensdauereffekt liegt im Bereich der Erwartungen und ist einfach für eine entsprechende Ansteuerung parametrisierbar; die Auswirkungen eines Hochlastvorganges auf nachfolgende Vorgänge sind <4 %. Das Verschleißverhalten entspricht einer sicheren Auslegung für 1×10^6 Startvorgänge.

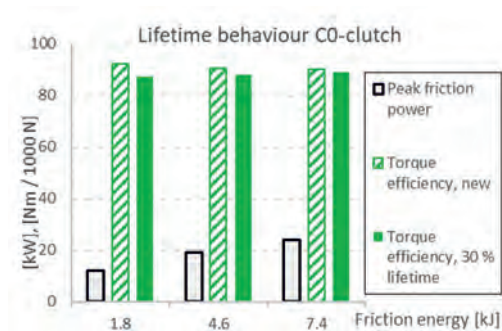


Bild 15: Stabilität der Drehmomentbereitstellung; Lebensdauer bei unterschiedlichen Lastzuständen

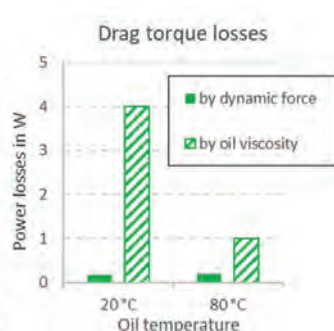


Bild 16: Verlustleistung der Dreifachkonus-K0 Kupplung durch Schleppmoment pro 1000 min⁻¹

Die während eines Startvorganges umgesetzte Reibarbeit kann vom tribologischen System beherrscht werden. Die Häufigkeit von Startvorgängen über die Fahrzeuglebensdauer lässt sich in eine mittlere Reibleistung von ca. 120 W umrechnen; in diesem Bereich erwärmt sich die Kupplung je nach Ölmanagement der Applikation um 10-20 K gegenüber der mittleren Temperatur des Getriebes. Im Beispielfall kann die angewandte Konstruktion beibehalten werden; weitere Maßnahmen zur Kühlung der K0-Konuskupplung sind im Anwendungsfall zu betrachten und bei Anwendungen mit höheren Drehmomenten vorgesehen.

Die am betrachteten System durchgeführten Messungen des Schleppmoments zeigen den bereits von Synchronisierungen bekannten, starken Einfluss des Lüftspiels. Messungen bestätigen die viskose Reibung im Schmierspalt als hauptsächlichen Anteil am Schleppmoment. Massenkräfte durch die radiale Anordnung der Reibflächen wirken sich aufgrund der größeren Bauform stärker aus als bei bekannten Pkw-Synchronisierungen. Wird die Leistungsfähigkeit einer Konus- und einer Lamellenkupplung im dynamischen (Anlassvorgang) und Reibzustand ohne Gleiten (dauerhafte Drehmomentübertragung) verglichen, wie in nachfolgender Abbildung dargestellt, ergibt sich eine ambivalente Interpretation: Liegt eine Anforderung vor, bei der das zu übertragende Moment höher als das dynamische Reibmoment ist und die Anforderungen an die Reibleistung thermisch beherrschbar sind, kann die Konuskupplung mit einem kleineren Bauraum und moderatem Axialkraftbedarf ausgeführt werden. Die beispielhafte Vergrößerung der Konuskupplung („Cone Clutch II“) auf den Durchmesser der Lamellenkupplung zeigt den Zusammenhang Bauraum-Reibperformance. Damit decken beide Lösungen

idealisiert unterschiedliche Anforderungsbereiche ab, wobei durch entsprechende gestalterische Maßnahmen und Werkstoffauswahl die Lösungen ineinander übergehen können.

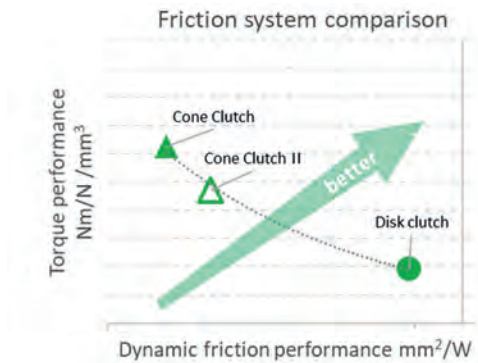


Bild 17: Gegenüberstellung der Leistungsfähigkeit Konus- zu Lamellenkupplung

Insgesamt hat sich das Konzept als leistungsfähig erwiesen. In den durchgeführten Versuchen (Zielmoment 90 Nm) konnte das gewünschte Momentniveau des Anlassvorgangs mit einer Abweichung $< \pm 5\%$ angesteuert werden. Diese Genauigkeit ist gleichzusetzen mit einem $\Delta M < 10$ Nm, was nach der ATZ-Skala einer Bewertung von Note 8 entspricht [1]. Die gesamte Regelfähigkeit muss in der Auslegung unter Einbeziehung einer hydraulischen Betätigung applikationsabhängig bewertet werden. Optionen liegen in der einfachen Adaptivität für einen erweiterten Leistungsbereich und der Integration in moderne Getriebestrukturen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Integration der Konuskupplung mit oder ohne Klauenkupplung in moderne Getriebestrukturen ist dann möglich, wenn ein ganzheitlicher Systemansatz genutzt wird. Ein Vorteil ergibt sich vor allem dann daraus, wenn Bauraum durch die hohe Leistungsdichte (Drehmoment/Volumen) einer Konuskupplung, z.B. als K0-Kupplung und durch eine innovative Funktionsintegration von weiteren leistungsfähigen Schaeffler Komponenten wie der hydraulischen Betätigung und des Torsionsdämpfers, eingespart wird. Aus der geringeren Komplexität des Kupplungskonzepts kann ebenfalls ein Kostenvorteil resultieren.

Das Potenzial, das die Analyse der Konuskupplung z.B. an der Position P2, durch den Bau- raumgewinn und damit der Funktionsintegration des TD2s aufgezeigt hat, kann für einige Applikationen neue Möglichkeiten bieten. Gleiches gilt auch an den anderen Stellen im

Triebstrang. So ist eine Disconnect Unit zur Reichweitenoptimierung in elektrischen Achsantrieben ebenfalls ein potenzielles Einsatzgebiet einer Klauen- und/oder Konuskupplung.

Entscheidend für die Umsetzung des Systemansatzes für derartige Trennkupplungskonzepte ist, dass sowohl das Schaeffler System-Know-How bezüglich der Komponenten aber auch des NVH-Verhaltens und der Ansteuerbarkeit miteingezogen wird. Gleichmaßen ist es entscheidend, die Kenntnis über weitere, notwendige Anforderungen an eine Trennkupplung an den verschiedenen Positionen im Triebstrang sowie das spezifische Verhalten dieser Trennkupplungen als solches, als auch auf das spätere Fahrzeugverhalten, zu haben.

8. Literatur

- [1] Bernhardt, J.; Vogel, F. Trockene Kupplung für hybride Antriebstränge, VDI Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2021, Ettlingen
- [2] Hoffmann, J.; Kimmig, K.; Baumgartner, A.; Erdmann, K.; Haas, W.; Wagner, P. Schaeffler Kolloquium 2018, Mobility for tomorrow: 20. Die Top 3 vom P2, Baden-Baden
- [3] Frietsch, F.; Wolf, B. Hydraulische Betätigungssysteme für nass laufende Kupplungen – Vorhandene Potenziale nutzen, VDI Fachtagung Kupplungen und Kupplungssystem in Antrieben 2017 VDI Bericht 2309, Ettlingen
- [4] Rathke, G.; Grethel, M.; Baumgartner, A.; Kimmig, K.; Steinmetz, S. Schaeffler Kolloquium 2018, Mobility for tomorrow: 13. Doppelkupplungssysteme nach Maß, Baden-Baden
- [5] Erdmann, K. Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfach-synchronisierungen, Dissertation 2008
- [6] Spreckels, M. Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen, Dissertation, 2001

Moderne Kupplungstechnologie in hybridisierten Industrieanwendungen

B.Eng. **Christian Knüppel**, M.Sc. **Michael Frank**, Stromag GmbH, Unna

Kurzfassung

Der Klimaschutz als aktuelles, politisches sowie gesellschaftliches Thema rückt immer mehr in den Fokus. Infolgedessen sind auch Industrieunternehmen aufgefordert entsprechende, zukunftsorientierte Produkte zu entwickeln und bereitzustellen. Resultierend aus der Weiterentwicklung klassischer Verbrennungsmotoren und der Ausreizung deren Effektivität findet aktuell ein Umdenken in der Gestaltung von Antriebskonzepten, hinsichtlich der Kombination von unterschiedlichen Motoren statt. Aus dieser Entwicklung ergeben sich neue Anforderungsprofile für die zugehörigen Systemkomponenten. Ein Kernelement von hybriden Antrieben stellen moderne Kupplungstechnologien dar, welche nun die verschiedenen Funktionen hinsichtlich der neuen Anforderungen erfüllen müssen. Erst die Kupplung als Verbindungselement bietet die Möglichkeit das volle Potenzial verschiedener Motorenkonzepte optimal zu kombinieren. Auf diese Weise können Hybride Technologien in der Antriebstechnik einen positiven Betrag zur Unterstützung der geforderten Klimaziele leisten.

Abstract

Climate protection as a current political and social issue is increasingly coming into focus. As a result, industrial companies are also called upon to develop and provide appropriate, future oriented products. As a result of the further development of classic combustion engines and the exploitation of their effectiveness, a rethink is currently taking place in the design of drive concepts with regard to the combination of different engines. This development has resulted in new requirement profiles for the associated system components. Modern clutch technologies represent a core element of hybrid drives, which must now fulfil the various functions with regard to the new requirements. Only the clutch as a connecting element offers the possibility to optimally combine the full potential of different engine concepts. In this way, hybrid technologies in drive technology can make a positive contribution to supporting the required climate targets.

Notwendigkeit von Hybridtechnologie

Hybride Antriebstechnologie bezeichnet im Allgemeinen die Kombination verschiedener Antriebstechniken. Diese können auf unterschiedlichste Weisen zusammenarbeiten, wie z.B. parallel geschaltete Motoren, die zeitgleich Leistung abgeben oder seriell geschaltete Motoren, bei denen lediglich ein Motor antreibt, die Leistung des anderen umgewandelt und dem antreibenden Motor zugeführt wird. Auch ist Umschalten während des Betriebs oder Mischformen möglich und heute gängig.

Die Notwendigkeit der Hybridtechnologie beruht hauptsächlich auf zwei zentralen Grundsätzen. Der erste ist der Umweltschutz und der zweite ist die Effizienzsteigerung. Beides ist heute von zentraler Wichtigkeit, da lediglich effiziente Antriebe die Basis für eine umweltgerechte Industrie und Fortbewegung darstellen.

Hinsichtlich des Umweltschutzes steht das Kyoto Protokoll von 2002 mit dem generellen Ziel der Reduktion von Treibhausgasen um 80 % bis 95 % bis zum Jahre 2050 im Mittelpunkt. Bezogen auf Deutschland ist von der Bundesregierung das generelle Ziel abgeleitet worden, die aktuelle Emissionsmenge von 800 Millionen Tonnen auf ca. 160 Millionen Tonnen zu reduzieren. Im maritimen Bereich liegt der Fokus auf dem der Schutz der Meere. Dieser wurde z.B. im MARPOL 1973/78 (International Convention for the Prevention of Marine Pollution from Ships), einem Internationalen Übereinkommen von 1973 zur Verhütung der Meeresverschmutzung durch Schiffe, festgehalten. Dieses Umweltübereinkommen beinhaltet die Verhütung der Verschmutzung durch Öl, schädliche, flüssige Stoffe, Schadstoffe, die in verpackter Form befördert werden, Schiffsabwasser, Schiffs Müll und die Verhütung der Luftverunreinigung durch Schiffe.

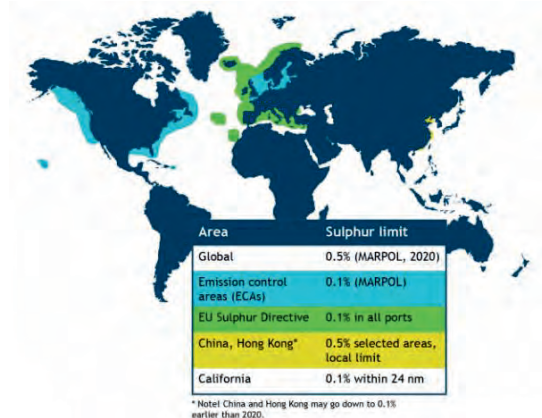


Bild 1: Emission Control Areas

Besonders in der Anlage VI, der Verhütung der Verschmutzung der Luft durch Seeschiffe, sind Grenzwerte für Stickoxide und Schwefeloxide festgelegt. Diese gelten in Verschiedenen küstennahen Regionen weltweit und werden stetig erweitert (vgl. Bild 1). Aufgrund dieser Regelungen sind Schiffsbetreiber verpflichtet den Emissionsausstoß in Küstengebieten zu reduzieren. Bezogen auf die Antriebstechnik können hybride Schiffsantriebe einen entsprechenden Mehrwert leisten. Mit fortschreitender Entwicklung und Einsatz hybrider Technologien reduziert sich sowohl der Kraftstoffverbrauch als auch der Emissionsausstoß. Weiter sind circa 25 % der weltweiten Emissionen auf den Transportbereich zurückzuführen, bei dem die Schiffsindustrie einen entsprechenden Anteil hat.

Die Effizienzsteigerung zeigt sich am deutlichsten beim Wirkungsgrad. Dieser steigt sich bei hybriden Systemen, z.B. im Baumaschinenbereich, um ca. 15 bis 25 % bezogen auf den gesamten Antrieb. Der Wirkungsgrad klassischer Verbrennungsmotoren liegt bei rund 35 bis 45 %. Dieser sinkt aber im Teillastbereich schnell um rund 50 % ab. Im Gegensatz dazu haben Elektromotoren mit Umrichtern einen Wirkungsgrad von bis zu 95 % im Teillastbereich. Trotz der notwendigen Umwandlung von elektrischer in mechanischer Energie bleibt noch ein Wirkungsgrad von rund 85 %. Durch den Einsatz beider Motoren in einem Antrieb ist es möglich deren spezifische Vorteile zu kombinieren. Einerseits kann ein Antrieb so auf eine höhere Maximalleistung ausgelegt werden, dem Boost-Modus (vgl. Bild 2). Andererseits ist auch der Leistungserhalt beim Einsatz von kleineren Verbrennungsmotoren möglich, was den Verbrauch von Kraftstoff und somit auch den Emissionsausstoß erheblich reduzieren kann.

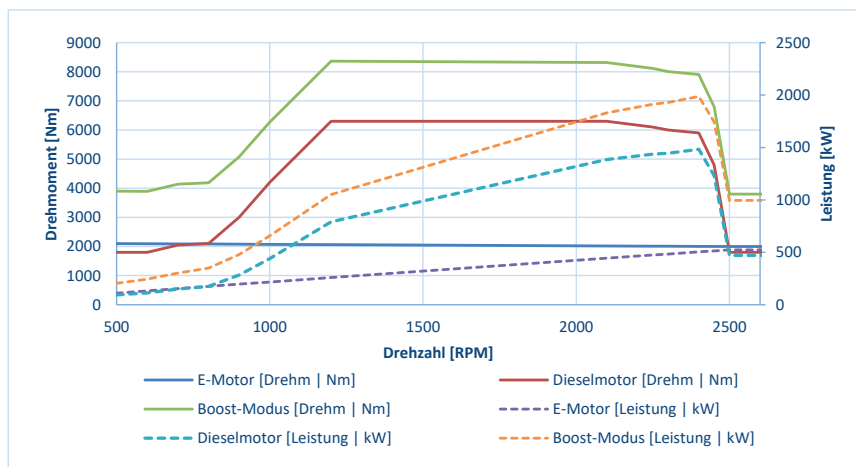


Bild 2: beispielhaftes Leistungsdiagramm hybrider Motoren

Einsatzformen

Im industriellen Bereich zeigen sich für hybride Antriebe aktuell drei gängige Grundprinzipien. Erstens der Aufbau der Komponenten in Reihe, zweitens die Verbindung über ein zusätzliches Getriebe und drittens der getrennte Aufbau von Verbrennungs- und Elektromotor in jeweils eigenen Antriebssträngen. Jedes Konzept bietet unterschiedliche Vorteile, sowie Defizite, die berücksichtigt werden müssen. In nachstehender Tabelle sind die wesentlichen Punkte zusammengefasst.

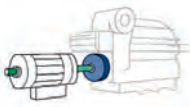
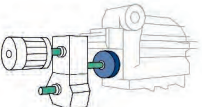
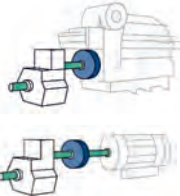
Aufbau in Reihe 	Verbindung über Getriebe 	Parallele Antriebe 
Vorteile: <ul style="list-style-type: none"> • Kein zusätzliches Getriebe notwendig • Generatorbetrieb • Geringere Bauteilanzahl 	Vorteile: <ul style="list-style-type: none"> • Platzsparender Aufbau möglich • Nachrüstung bestehender Systeme • Generatorbetrieb • Kombination unterschiedlicher Eingangsdrehzahlen 	Vorteile: <ul style="list-style-type: none"> • Ausfallsicherer, da separate Antriebsstränge
Zu berücksichtigen: <ul style="list-style-type: none"> • Evtl. Blockierung des Antriebs bei Ausfall des E-Motors • Große axiale Erstreckung 	Zu berücksichtigen: <ul style="list-style-type: none"> • Zusätzliches Getriebe notwendig 	Zu berücksichtigen: <ul style="list-style-type: none"> • Kein Generatorbetrieb möglich • hohe Bauteilanzahl • hoher Platzbedarf

Tabelle 1: gängige Grundprinzipien hybrider Systeme

Ausgehend von diesen drei generellen Prinzipien kann die Stromag GmbH verschiedene Kupplungskombinationen bereitstellen. Diese bestehen aus einer schaltbaren und einer elastischen Kupplung und kombinieren somit die Eigenschaften beider Typen in einem Produkt für den Einsatz in hybriden Antrieben. Es können verschiedene Schaltkupplungstypen zum Einsatz kommen, welche entweder elektromagnetisch, hydraulisch oder pneumatisch aktuiert werden. Alle lassen sich dann mit verschiedenen elastischen Kupplungstypen kombinieren, um die gewünschten Eigenschaften zu erzielen. Nachfolgend sind zwei unterschiedliche Lösungsvarianten beispielhaft aufgeführt.

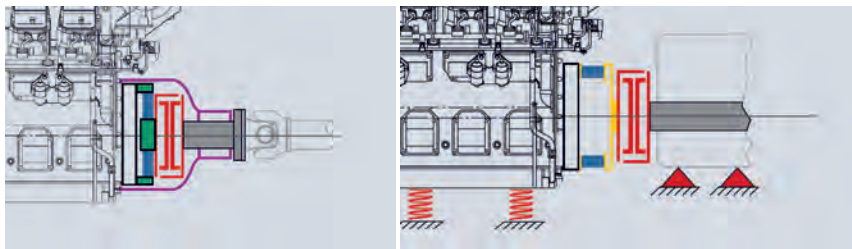


Bild 3: Varianten von 2in1-Kupplungslösungen

Links ist schematisch dargestellt eine geglockte Ausführung. Bei dieser Variante sind sowohl die Schaltkupplung als auch die elastische Kupplung in einem Gehäuse vereint, welches zur direkten Montage an Verbrennungsmotoren geeignet ist. Das rechte Beispiel zeigt einen elastisch aufgestellten Dieselmotor bei einem starr aufgestellten Getriebe. In dieser Konstellation sind geglockte Ausführungen nicht möglich und erfordern spezielle elastische Kupplungen, welche zuzüglich zu der Drehschwingungsdämpfung, auch die radialen und axialen Schwingungen des Dieselmotors kompensieren können.

Spezielle Anforderungen

Hybride Konzepte bieten aktuell eine sehr hohe Variantenvielfalt, wie schon im vorigen Abschnitt erläutert. Die verschiedenen Konzepte in Kombination mit den unterschiedlichen Aufstellmöglichkeiten der Antriebs- und Arbeitsmaschine führt dazu, dass die Anforderungen ebenfalls extrem vielfältig sind. Jedes System wird für den jeweiligen Einsatzzweck angepasst. Beispielhaft sind leistungsstarke Elektro- und verhältnismäßig leistungsschwache Dieselmotoren für die Binnenschifffahrt zu nennen, da hier übermäßig viel elektrisch gefahren wird, um möglichst Emissionsfrei und geräuscharm zu fahren. Die konkreten Anforderungen an das benötigte Kupplungssystem sind somit sehr individuell und erfordern häufig maßgeschneiderte

Lösungen. Reduziert auf die allgemeinen Kernpunkte besteht die Projektierung aus drei maßgeblichen Phasen:

- 1) Geometrie und Bauraum
- 2) Ansteuerung und Energieversorgung
- 3) Betriebsmodi der Kupplung

Aufgezeigt an einem Schiffs-Hybridantrieb, bei dem der Elektromotor über ein Getriebe in den Antriebsstrang integriert wird, ergibt sich beilspielfhaft folgende Situation (Bild 4). Die Kombination aus Elektromotor und Getriebe wird direkt mit dem Dieselmotor verbunden.

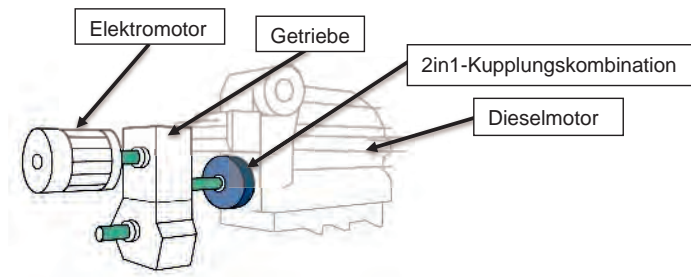


Bild 4: schematischer Aufbau eines hybriden Antriebs

Um nun die Leistung des E-Motors möglichst komplett für den Schiffsantrieb zu nutzen, wird eine Kupplung zwischen Dieselmotor und Getriebe benötigt. Hierdurch kann bei elektrischer Fahrt der Dieselmotor abgekuppelt werden, um diesen nicht unnötig mitzuschleppen. Leistungsverluste werden so minimiert und der Gesamtwirkungsgrad erhöht. Dem entgegengesetzt kann bei zugeschalteter Kupplung der Dieselmotor seine volle Leistung in den Antrieb abgeben, wodurch die volle Leistung nutzbar bleibt. Weiter ist auch ein Betrieb des E-Motors als Generator möglich, um elektrische Energie ins Bordnetz einzuspeisen oder vorhandene Batterien zu laden. Bezogen auf die o.g. Auslegungspunkte bedeutet dies für die Projektierung der Kupplungskombination folgendes:

- 1) Geometrie und Bauraum

Da die Kupplung zwischen Dieselmotor und Getriebe platziert werden muss, ergeben sich einige Beschränkungen, die zu berücksichtigen sind. Der grundsätzlich begrenzte Platz auf einem Schiff führt dazu, dass die Systemkomponenten möglichst klein und kompakt sein

müssen, um möglichst viel Platz für z.B. Arbeitsgeräte, Ladung oder Komfort bereitstellen zu können. Die jeweiligen Kupplungskomponenten müssen daher an die vorhandenen Kundenanschlüsse, sowohl vom Getriebe als auch vom Dieselmotor, welche häufig, aber nicht immer dem SAE-Standard entsprechen, angepasst werden. Dies unter Berücksichtigung des reduzierten Bauraumes in axialer und radialer Richtung führt dazu, dass individuelle Lösungen benötigt werden (vgl. Bild 5).

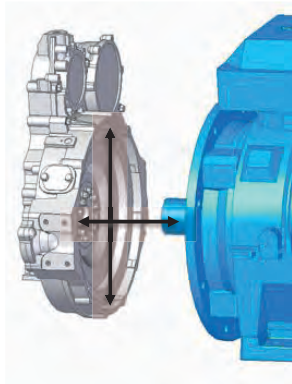


Bild 5: vorgegebener Bauraum

2) Ansteuerung und Energieversorgung

Die Standardbordspannung auf Schiffen beträgt 24 Volt-DC; 110 Volt-DC oder 230 Volt-AC. Dabei gilt jedoch zu beachten, dass die zur Verfügung stehende Leistung beschränkt ist. Alternativ, wenn ein Hydrauliksystem bereits an Bord vorhanden ist und für die Kupplung ebenfalls verwendet werden kann, liegt der Betriebsüberdruck im Regelfall bei 20 bar bis 30 bar. Hier ist der Volumenstrom häufig ein begrenzendes Kriterium. Bei der Auslegung der Kupplungskombination ist dies entsprechend zu berücksichtigen.

3) Betriebsmodi der Kupplung

Grundlegend sind hier vier verschiedene Zustände der Kupplung zu betrachten: das Zuschalten, evtl. unter Differenzdrehzahl, der geschlossene Lauf, das Öffnen der Kupplung und der Lauf im geöffneten Zustand. Jeder dieser Zustände, sowie etwaige Sonderformen sind separat zu betrachten und hinsichtlich der vorhandenen Gegebenheiten zu bewerten. Jeder Zustand muss vom Kupplungssystem sicher umgesetzt werden, um dauerhaft einen sicheren Betrieb zu gewährleisten.

Die Betriebs- bzw. Fahrmodi des hybriden Schiffsantriebs unterscheiden sich von den Zuständen der Schaltkupplung und sollten nicht verwechselt werden. Für die einzelnen Fahrmodi gilt es die jeweils auftretenden Zustände der Kupplung zu bewerten. Je nach Fahrmodus können auch mehrere, unterschiedliche Kupplungszustände auftreten.

Konzeptionelle Umsetzung

Für die zuvor aufgeführten Randbedingungen ist unsere Kupplungskombination, bestehend aus einer Polreibungskupplung und elastischer Kupplung eine mögliche Lösungsvariante (vgl. Bild 6). Die Polreibungskupplung bietet den Vorteil der elektrischen Aktuierung, sowie der nahezu spielfreien Drehmomentübertragung im geschlossenen, synchronisierten Zustand und der vollständigen, reifungsfreien Trennung im geöffneten Zustand. Weiter wird diese Art der Schaltkupplung im Trockenlauf betrieben, wodurch keine weiteren Aufwendungen, wie z.B. eine abgedichtete Umhausung oder Schmier- / Kühllözlufungen notwendig sind. Die elastische Kupplung reduziert die vom Dieselmotor generierten Drehschwingen und schützt somit die Schaltkupplung und die weiteren Komponenten des Antriebstranges.

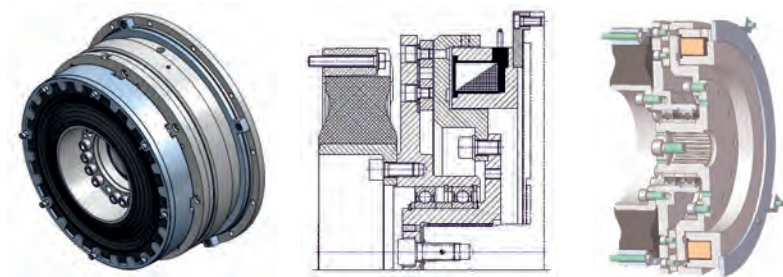


Bild 6: elektromagnetische 2in1-Lösung bestehend aus MWU und PVN

Da die Stromag GmbH beide Kupplungstypen im Hause entwickelt und fertigt, können diese optimal miteinander kombiniert werden, um eine möglichst kompakte Einheit bereitzustellen. Die Auswahl des für den Antrieb korrekten Kupplungstyps und -größe der elastischen Kupplung erfolgt durch die Drehschwingungsberechnung, welche auf dem Massensystem des kompletten Antriebstrangs basiert. Bei der Schaltkupplung müssen die bereits genannten Betriebsmodi gesondert betrachtet werden. Bedingt durch das Hybridsystem müssen beginnend bei dem Zuschalten der Kupplung unterschiedliche Möglichkeiten betrachtet werden. Im weiteren Verlauf werden lediglich die kritischen Punkte aufgeführt und keine vollumfängliche Kupplungsauslegung dargestellt. In den folgenden Darstellungen ist der jeweilige Kraftfluss im

System auf skizziert. Weiter ist die zugeschaltete Kupplung in grün und die getrennte Kupplung in rot dargestellt.

Als erstes wird das Zuschalten der Kupplung im so genannten „Diesel-Mode“ betrachtet. Die Zuschaltung erfolgt unter Drehzahl. Das bedeutet der Dieselmotor läuft mit mindestens seiner Leerlaufdrehzahl. Der Abtrieb wird durch den E-Motor, über das Getriebe auf nahezu gleiche Drehzahl gefahren, wodurch die Kupplung nur geringe Drehzahldifferenzen synchronisieren muss. Entscheidend für die Kupplungsauswahl ist daher das maximale Motordrehmoment, welches vollständig von der Kupplung im geschlossenen Zustand übertragen werden muss (vgl. Bild 7).

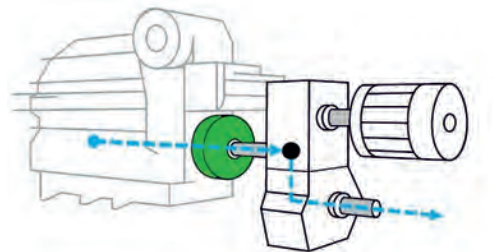


Bild 7: Kraftfluss im Diesel-Mode

Ein weiterer Betriebspunkt ist der „Diesel-Mode / No-Batterie“. Die Kupplung muss unter Differenzdrehzahl den stehenden Abtrieb zuschalten und synchronisieren. Hierbei muss die Kupplung entsprechend der thermischen auftretenden Belastung und der dabei entstehenden Einzelschaltarbeit ausgelegt werden. Begrenzend sind hierbei die zugeführte Energie durch eine einmalige Schaltung, sowie die Schalthäufigkeit. Weiter gilt es die Lebensdauererwartung hinsichtlich des zu erwartenden Verschleißes pro Schaltung zu prüfen.

Bei zugeschalteter Kupplung gibt es dann zwei Fahrmodi zu betrachten. Der erste ist der rein diesel-motorische Antrieb, welcher gleichzusetzen ist mit dem geschlossen Zustand der Kupplung des zuvor beschriebenen „Diesel-Mode“. Als zweiten Fahrmodus muss hier noch der „Boost-Modus“ (vgl. Bild 8) betrachtet werden. Diese Besonderheit des Hybridsystems bietet die Möglichkeit die Leistung des Dieselmotors und E-Motors zu kombinieren. In diesem Fall wird der Antrieb mit einer höheren Drehzahl gefahren, welche auch die geschlossene Kupplung sicher gewährleisten muss.

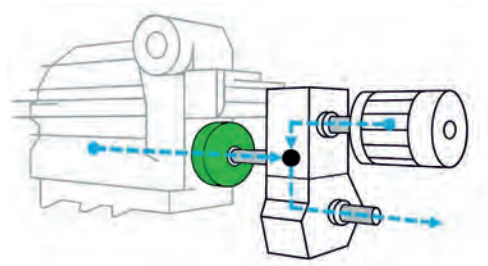


Bild 8: Kraftfluss im Boost-Mode

Wie eingangs erwähnt, steht ein Hybrid-System ebenfalls unter der Zielsetzung der Reduzierung von Emissionen. Daher gibt es abschließend noch den zentralen Punkt „ECO-Mode“. Hierbei wird variabel zwischen den Antriebsmaschinen gewechselt. Das Anfahren läuft über den E-Motor, da dieser bereits bei geringen Drehzahlen ein hohes Drehmoment aufbringt. Anschließend wird der Dieselmotor hinzugeschaltet, um so das optimale Leistungsfenster von jeder Antriebseinheit abzurufen. Entweder unterstützt der E-Motor den Dieselmotor im Antrieb oder kann als Generator genutzt werden und in das Boardnetz einspeisen (vgl. Bild 9). In diesem Fahrmodus ist das Schaltverhalten inkl. auftretender Differenzdrehzahlen beim Umschalten, die Grenzdrehzahl im offenem und geschlossenem Lauf, sowie die Gesamtleistung des Systems inkl. geplanter Schalthäufigkeit zu betrachten. Die Leistungsgrenzen der Schaltkupplung dürfen hierbei nicht überschritten werden.

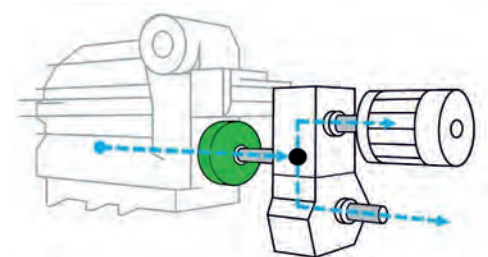


Bild 9: Kraftfluss im Generator-Mode

Das System ermöglicht maximale Leistung bei minimalem Verbrauch und somit eine Reduzierung der Emissionen. Um die Emissionen insbesondere in Hafengebieten weiter reduzieren zu können, bietet der „Electric-Mode“ (vgl. Bild 10) eine nahezu emissionsfreie Möglichkeit.

Hierbei wird der Antrieb rein durch den Elektromotor angetrieben und die Kupplung trennt hier den Dieselmotor komplett vom Antriebsstrang. Die sichere Trennung muss hier gewährleistet werden, ebenso wie die zulässige max. Drehzahl im Offenlauf der Kupplung.

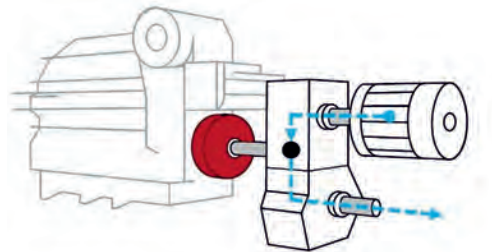


Bild 10: Kraftfluss im Electric-Mode

Die Kombination einer Polreibungskupplung, Typ MWU, und einer elastischen PeriflexVN-Kupplung bietet hier die Möglichkeit einer anforderungsgerechten Lösung. Als elektromagnetische Kupplung ist diese optimal für Hybridantriebe geeignet, da kein Medienwechsel, z.B. zur Hydraulik oder Pneumatik, stattfinden muss und die Kupplung direkt angesteuert werden kann. Als Einflächenskupplung und über membrangestützte Reibelemente ist dieser Kupplungstyp nahezu spielfrei und trennt so gut wie Restmomentfrei. Weiter können durch diese Bauweise hohe Drehzahlen und eine hohe Schaltheufigkeit realisiert werden. Durch ein spezielles 4-poliges Design, bei dem der Magnetfluss direkt durch die Reibelemente geleitet wird, ist eine sehr kompakte Bauweise möglich. Besonders durch diesen speziellen Aufbau erhält man, bei korrekter Auslegung, ein sehr stabiles Betriebsverhalten, sowie eine anforderungsgerechte Lebensdauer. In Kombination mit einer elastischen Kupplung bietet dieses System zudem eine ideale Dämpfung der Drehschwingungen, welche vom Dieselmotor ausgehen und schützt so den kompletten Antriebsstrang. Der Ausgleich von bauartbedingten Versätzen kann zudem einen weiteren Vorteil darstellen und den Aufbau erleichtern.

Als Hersteller eines solchen Kupplungssystems unterstützen wir fachgerecht die Auslegung und Auswahl der Einzelelemente und sind in der Lage diese abgestimmt auf den jeweiligen Einsatzfall zu kombinieren. Zudem können weitere Elemente wie Umhausungen, Sensorik oder Standfüße mitberücksichtigt werden. Alle notwendigen und auftretenden Betriebszustände/-modi können abgedeckt und der Antriebsstrang optimal genutzt werden.

Bezogen auf den Sektor der Antriebstechnik und hinsichtlich des spezifischen Einsatzfalls finden auch hydraulische oder pneumatische 2in1-Lösungen entsprechende Anwendung. Diese,

oft als Lamellen- oder Mehrscheibenkupplungen ausgeführten Varianten, kommen im Regelfall in Anwendungen zum Einsatz, wo eine hydraulische oder pneumatische Versorgung bereits gegeben ist. Auch hier bietet die Stromag GmbH maßgeschneiderte Lösungen für nahezu jedes Antriebskonzept.

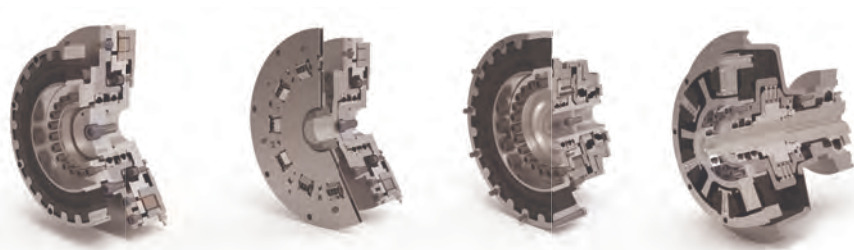


Bild 11: moderne 2in1-Kupplungskombinationen

Fazit und Entwicklungstendenzen

Resultierend aus den gesetzlichen Rahmenbedingungen hinsichtlich des Umweltschutzes ist die Umsetzung Hybrider Antriebskonzepte ein wichtiger Baustein zur Schonung der vorhandenen Ressourcen. Der Einsatz von diesel-elektrischen Konzepten im Schiffsbereich bietet hier die Möglichkeit einen großen Schritt zur Reduzierung der akuten Umweltbelastung beizutragen, da der Transportsektor einen maßgeblichen Anteil an den ausgestoßenen Emissionen hat. Ebenso wichtig ist die Weiterentwicklung bestehender oder neuer Antriebskonzepte in allen Bereichen, um diese effizienter zu gestalten. Effizientere Antriebe bedeuten einerseits mehr Leistung bei gleichem Ressourceneinsatz. Andererseits kann die gleiche Leistungsklasse mit weniger Ressourceneinsatz und daraus resultierend auch geringen Emissionsausstoß umgesetzt werden.

Nicht ganz losgelöst von bewährten Antriebsmotoren schafft die Hybridisierung Möglichkeiten in der Antriebstechnik. So ermöglicht die Hybridtechnik die Entwicklung neuer, effizienterer Antriebe. Ebenso ist die Ergänzung oder Umrüstung vorhandener klassischer Systeme hin zu Hybriden Antireben möglich. Wie zuvor vorgestellt ist die Kupplungstechnik ein wesentlicher Bestandteil dieser Transformation. Als Verbindungselement zwischen den verschiedenen Motoren ist die Kupplung das Element, welches das Zusammenspiel der eingesetzten Motoren optimal gewährleistet. Klassische Dieselantriebe, welche bei Schiffen eingesetzt werden, erfordern lediglich eine elastische Kupplung. Diese, am Schwungrad des Dieselmotors montiert dient hauptsächlich zu Drehmomentübertragung und Drehschwingungsdämpfung. Die Varianz

bei den modernen, hybriden Schiffsantrieben erfordert aktuell für jeden Antriebsstrang eine individuelle Kupplungslösung bestehend aus elastischer und schaltbarer Kupplung mit notwendigem Zubehör. In kompakterster Form ausgeführt verbinden diese Kupplungskombinationen die Vorteile der unterschiedlichen Kupplungstypen und erfüllen dadurch die hohen Anforderungen hybrider Schiffsantriebe. Aufbauend auf den Individuallösungen entwickeln wir bei der Stromag GmbH ein modulares System, welches zukünftig die verschiedenen Antriebskonzepte in jeglicher Hinsicht bedienen kann. Die Kombination der verschiedenen Schaltkupplungen und elastischen Kupplungen, in verschiedensten Drehmomentabstufungen, aufgebaut mit den unterschiedlichsten Optionen, untergebracht in einem modularen Baukastensystem zeigt die fortschreitende Entwicklung im Kupplungsbereich.

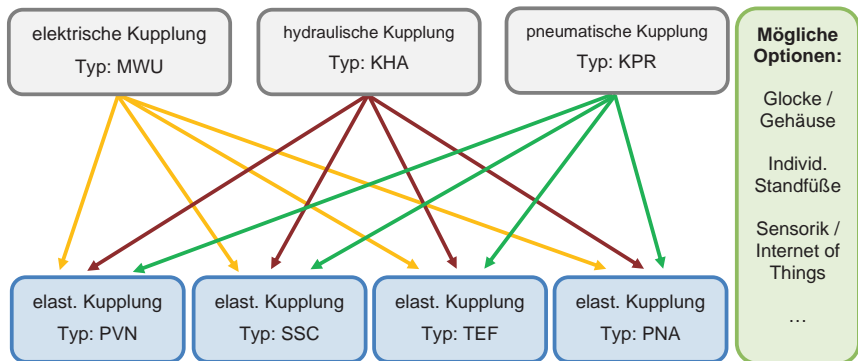


Bild 12: Variationsmöglichkeiten im Baukasten

Neben den Schiffsanwendungen gibt es weitere Anwendungsbereiche für diese Kupplungskombinationen. Es werden Hybridantriebe bereits im Automobilbereich, im Baumaschinensektor oder im industriellen Bereich eingesetzt. Ein standardisierter, modularer Baukasten bildet so die Basis für zukünftige Antriebe in den verschiedensten Bereichen.

Literaturhinweise:

- [1] <https://www.bsh.de>
- [2] <https://deltamarin.com>
- [3] Prof. Dr.-Ing. Schreiner, K.: Basiswissen Verbrennungsmotor.
Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2011
- [4] 2in1 Lösungen - Die kompakte Kupplungskombination, Broschüre,
Stromag GmbH, Unna 2021

Experimental characterization and modeling of dry clutch wear with emphasis on fading effect

Wear modeling and Fading characterization

Doc. Dr.-Ing. **M. Hoić**, Dr.-Ing. **B. Škugor**,
Mag.-Ing. **A. Miklik**, Prof. Dr.-Ing. **J. Deur**,
University of Zagreb, Zagreb, Croatia;
Dipl.-Ing. **Andreas Tissot**, Ford-Werke GmbH, Cologne, Germany

Abstract

The paper presents results of experimental characterization and modeling of dry clutch material wear, which concerns four input parameters (temperature, slip speed, torque, and closing time) and relies on using a custom-made disc-on-disc tribometer machine. A clutch closing cycle-wise cubic model is proposed, where for the sake of model compactness and least-square parameter identification method straightforwardness the torque and slip speed inputs are lumped into a surrogate power input. Finally, the characterization study is extended to concern the fading effect occurring at high clutch temperatures, including the wear restoration dynamics. The high-temperature results are employed to verify model extrapolation capability.

1. Introduction

Dry clutches are credited with a higher cost efficiency and better fuel economy when compared to their wet clutch counterparts [1], while their weaknesses include lower thermal capacity and less stable coefficient of friction [2]. While typically associated with manual transmissions (MT), automated dry clutches have also been introduced in clutch-by-wire (E-clutch) [3, 4], Automated Manual Transmissions (AMT), Dual Clutch Transmissions (DCT) [5], Continuously Variable Transmission (CVT) systems [6], and various hybrid [7] and fully electric [8] vehicles.

Different model-based control strategies have been proposed for automation of dry clutches, with the goal of increasing the driving comfort while compensating for the aforementioned weaknesses, which results, among others, in the increase of the clutch durability by avoiding operating conditions that would result in excessive wear [2]. The accuracy of clutch models

required for the development of the control strategies significantly relies on two basic features of friction material: the coefficient of friction (COF) [9, 10] and wear [11]; both of which are typically experimentally characterized [9, 10] due to complex physical backgrounds. A dry clutch wear model is presented in [12], albeit for a single torque level and within normal range of operating temperatures.

Extremely high temperatures should be avoided due to occurrence of fading effect, which is manifested in a significant COF drop [13], thus resulting in the loss of clutch torque capacity [14, 15]. The occurrence of fading has been reported for temperatures in excess of 250 °C [16], 300 °C [17], or even above 450 °C [18] depending on friction material and on the clutch operation scenario [19], and it is explained by evaporation or melting of the organic compound of the friction material [14, 15]. After the temperature falls from the excessive levels, the COF is reported to restore with some dynamics, where a fast restoration of COF (within a few closing cycles) from significantly low fading levels is observed for a friction brake material in [18], while a slow restoration from a mild fading-related COF drop is documented for a dry clutch friction material in [20]. It is reasoned that the melted organic material creates a low friction “film” on the surface [21, 22], and the restoration is then contributed to the removal of the “film” and reestablishing nominal friction contact [21]. The data on conditions under which the fading effect occurs and related restoration dynamics behavior can be used to expand a wear model with fading effect dynamics. The model-based transmission control and/monitoring system can then either avoid fading conditions or, if they are unavoidable, it can properly adjust transmission control and or driver-warning actions during fading and restoration phases.

The paper firstly presents the custom-made disc-on-disc type tribometer machine revealed in [23] and used therein to characterize wear for a wide range of temperature, slip speed, and closing time inputs. Next, the recent upgrade of the said machine which has enabled stable operation for a wider range of clutch torque levels is presented herein, including experimental characterization and updated wear model when concerning, the additional, clutch torque input. Also, the upgraded test machine has been used to investigate the conditions under which the fading effect occurs and with what dynamics it restores. The main contribution of the fading characterization presented is that the fading and restoration phases' dynamics are investigated both for COF and wear. Finally, the high-temperature wear data are used to verify the wear model extrapolation ability/accuracy.

2. Disc-on-disc tribometer and organization of experiments

2.1. Tribometer design

The tribometer is of disc-on-disc type (Fig. 1), where the entire (original) clutch friction plate is placed on a servomotor-driven rotary table and engaged as a single-side sample. Assembly of non-rotating pressure plate, cut from the original clutch flywheel, and the accompanying cooling disc are connected to a source of varying normal force solely via multi-axis and stiff torque/normal force piezoelectric sensory equipment. Cooling fluid which flows through the cooling disc and the rotary table removes excess heat flux, thus facilitating fast execution of wear characterization experiments. A custom leaf spring-based suspension system of the vertical axis is designed to ensure a uniform contact between sliding surfaces and provide torque transfer from the pressure plate and the cooling disc towards the normal force/torque sensory equipment.

The original tribometer design presented in [12, 23] included a single two-axis (normal force and torque) sensor positioned between the linear guide at the upper side and the assembly of pressure plate and cooling disc on the lower side. This arrangement enabled a straightforward and cost-efficient measurement of both torque and normal force without parasitic transfer of normal force/torque towards the surrounding. However, the same arrangement resulted in a large mass (pressure plate and cooling disc) being connected to the fixed point (linear guide) via a link with a relatively low lateral/bending stiffness and relatively great length (force/torque sensor). It was found that such a system was prone to shudder occurrence under the conditions of normal force/torque and friction materials prone to shudder (i.e. for materials characterized by a negative COF vs. slip speed curve, see [24] for illustration).

The tribometer machine has been redesigned with the goal of increasing the system natural frequency, which was achieved through increase of lateral stiffness and decrease of sprung mass (Fig. 1). The former was implemented through (i) setting of three circumferentially distanced linear guides, (ii) reducing the length of bending force cantilever through placing the linear guides and the leaf springs in the same horizontal plane with the friction contact surface, and (iii) applying three circumferentially-distanced 3axial force sensors. The latter was achieved by (i) reduction of the cooling disc radius and thickness and (ii) redesign of the thermal insulation element by means of reducing contact surfaces between the cooling disc and the vertical axis.

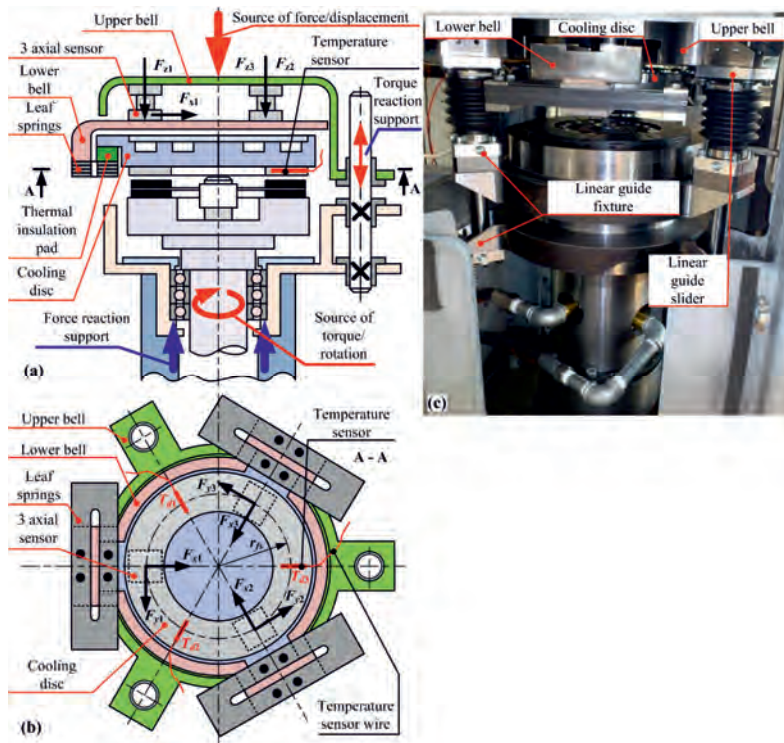


Fig. 1: Functional schematics (a, b) and photograph (c) of redesigned disc-on-disc tribometer machine.

2.2. Organization of experiments

Experiments are organized to mimic the regular clutch operation. Each experiment consists of a large number of clutch closing cycles (Fig. 2) under a given combination of model input parameters (temperature, slip speed, torque, and closing time). Each test cycle consists of the following phases (see Fig. 2b): 1) ramping up the slip speed ω , to the target level (ω_{r0}) under idling operation (no clutch friction load), 2) bottoming the vertical axis, 3) ramping up the normal force F_z (interval t_1), 4) keeping the normal force at the target level F_{z2} (related to target torque level M_{z2}) until the slip speed drops to zero (interval t_2), and 5) lifting up the vertical axis and imposing a cooling delay needed to control the friction interface temperature at the target level (interval t_3). The wear rate is measured from the difference in friction plate

mass before and after each experiment. Static wear characterization experiments are recorded after the wear rate stabilizes at the end of the run-in phase. For more details on the organization of experiments and wear measurement procedure, see [12, 23, 25].

It should be noted that the wear model input parameters, which are referred to in the following sections, correspond to parameter target values within a closing cycle (e.g., temperature target), while the actual values may vary somewhat around those target values (see Fig. 2). When parameterizing the wear model, the actual parameter values are used. If they vary within the cycle (e.g. temperature), the mean parameter value is considered.

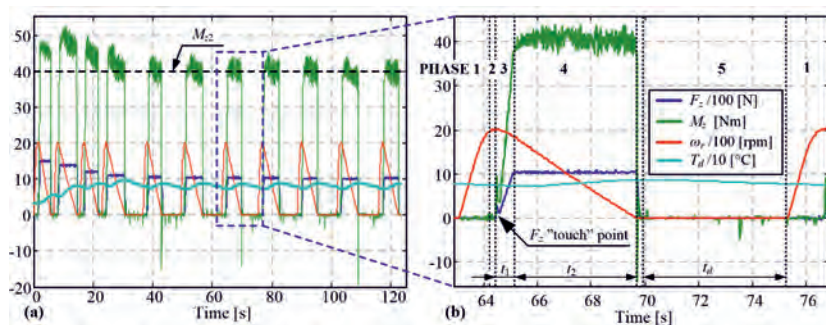


Fig. 2: Experimental responses illustrating organization of experiments (particular operating point is: $\omega_0 = 2000$ rpm, $M_{z2} = 40$ Nm, $t_2 = 5$ s).

3. Four-input wear modeling

3.1. Characterization results

The three-inputs wear characterization experiments from [23] have been expanded to concern the additional, torque input. For a single pair of mid-level temperature (T_0) and mid-level closing time values (t_2), it has been found the torque (M_{z2}) and initial slip speed (ω_0) (four levels each) impose qualitatively similar influence on wear (as in Fig. 3), where the influence of initial slip speed is quantitatively stronger. Preliminary, good correlation was observed when referring the wear rate to the input parameter named initial surrogate power defined as a product of torque and square of initial slip speed (see solid line in Fig. 3). Note that the diagram in Fig. 3, as well as those given in the subsequent figures, are given in a normalized (per unit, p.u.) form, where the input parameters and the wear rate output are normalized with respect to corresponding maximum values considered and average stabilized (i.e. run-out) wear rate of various plates, respectively. The dissipated energy is

normalized with respect to cumulative energy required to wear down single friction disc (close to the groove-edge boundary) under the combination of operating parameters used during run-in phase.

Characterization was repeated for two additional temperature levels (low and high) and the same combinations of torque and slip speed. The results shown in Fig. 3 by dashed lines indicate similar trends and fitting quality of wear rate vs. surrogate power dependence, while the wear rate vs. temperature dependence reflect the well-known progressively rising trend (particularly at low-mid surrogate power levels). Finally, characterization for the mentioned torque, slip speed, and temperature level combinations were repeated for low and high closing time levels. The closing time itself showed to be the least influential parameter, with respect to which the wear rate has approximately linear dependence.

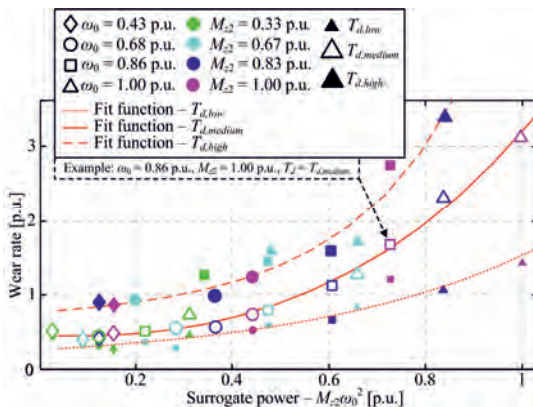


Fig. 3: Characterized wear rate vs. surrogate power for various temperature, initial slip speed, and torque levels (represented by size, shape, and color of symbols, respectively), and medium-level closing time.

3.2. Static wear model

The structure of three-input model from [23] was represented by a full cubic static equation. The model was linear in parameters (20 in total), and it was parameterized by applying least-square approach on all of 220–1 possible sub-models (the approach known as best subset selection method). When adding the torque as an additional model input, the full cubic model would contain 236–1 possible sub-models, which would make the full 'search' for the best model unfeasible. To overcome this problem and having in mind the characterization results

from Fig. 3, the clutch torque and initial slip speed inputs are merged into a surrogate power input defined as $M_{zz}^p \omega_0^r$ thus preserving the three-input model structure. The optimal surrogate power exponents $p=1.4$ and $r=3.8$ have been determined through the following steps: (i) for each temperature level the best subset method is run within a loop of optimizing the exponents p and r by using a search-type optimization algorithm, (ii) the exponents obtained for different temperature levels are averaged to give the final values of p and r . It should be noted that lumping the initial slip speed and closing time in a surrogate travelled distance, as well as lumping the clutch torque, initial slip speed, and closing time into a surrogate energy were considered, as well. The finally selected surrogate power input was shown to be the best candidate in terms of minimizing the modelling error.

Performance of different sub-models of the full, three-input cubic model is quantified by using R^2 value, which is often interpreted as a variance in input-output data which can be explained by the model. It takes values between 0 and 1 ($0 \leq R^2 \leq 1$), where larger value means better performance. In order to avoid model overfitting to data, R^2 value is calculated on the predicted data instead on the data included into the model parameterization. The prediction is iteratively made for each experimental data point, where the model is repeatedly re-parameterized on the remaining data points (see [23] for details; this is also known as a cross-validation in literature).

The final model structure involves a trade-off between model complexity (number of model terms) and, model accuracy (R^2 predicted value), and a criterium on normality of model residuals, and it reads:

$$\hat{y} = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_{23} x_2 x_3 + \beta_{123} x_1 x_2 x_3 + \beta_{112} x_1^2 x_2 + \beta_{113} x_1^2 x_3 + \beta_{233} x_2 x_3^2 + \beta_{222} x_2^3, \quad (1)$$

where x_1 is the normalized surrogate power ($M_{zz}^{1.4} \cdot \omega_0^{3.8}$), x_2 is the normalized clutch temperature (T_d), x_3 is the normalized closing time (t_c), \hat{y} is the estimated wear rate, and β are the model parameters determined by the least squares method. It should be noted that apart from the main, single input terms $\beta_1 x_1$ and $\beta_{222} x_2^3$, the final model also involves different interaction terms.

The model has been parameterized based on 107 experimental data points (can be denoted as training dataset), while it is validated on additional 28 interpolation data points. Distributions of the corresponding model residuals (i.e., model errors) are shown in Fig. 4a, where it can be observed that both distributions are similar and well balanced around 0 mm³/MJ. Fig. 4b shows normal plots of these distributions, which fit well to the straight lines, thus indicating their normality (exceptionally, there are several training points that do not fit to normal distribution and they could be outliers). This is confirmed by the normality test

(calculated by Matlab function *lillietest(.)*), which yields p values that are significantly larger than typical normality threshold of 0.05. The normal distributions of both training and validation residuals indicate that their cause is not of systematic nature, but rather emerges from stochastic influences of numerous sources.

The final model visualization is shown in Fig. 5 for a wide range of inputs. Based on visual inspection, it can be concluded that the model behavior is very smooth, which is a preferable feature from the perspective of model application, e.g. in terms of interpolation and extrapolation accuracy.

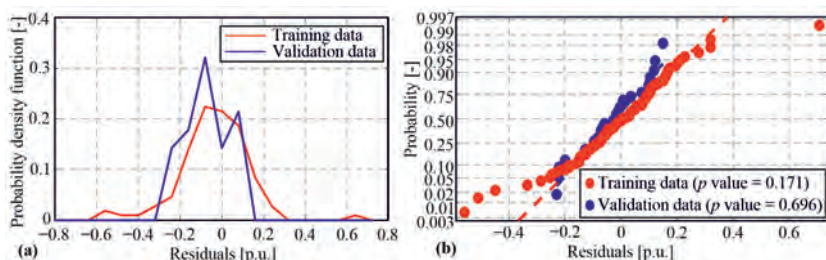


Fig. 4: Histogram plot of four-input model residuals (i.e. difference between model-predicted and recorded wear rate) for training and validation data (a), and corresponding normal plots including p -values.

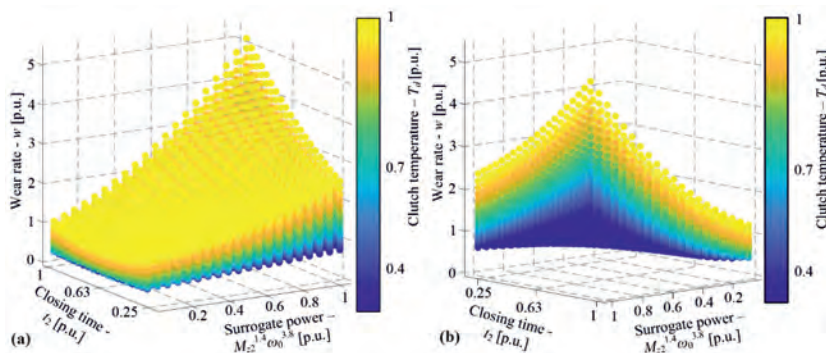


Fig. 5: Four-input wear rate model response surface.

4. Fading effect

4.1. Experimental characterization

The series of characterization experiments used for parametrization of the static wear model has been further extended by increasing the temperature range well in excess of temperature levels occurring during regular clutch operation and used in model parameterization. The experiments were organized into three distinct stages: reference, fading, and restoration ones (Fig. 6). The reference stage section is aimed at initially obtaining regular COF and wear; for this purpose, the combination of inputs corresponding to run-in experiments was used. The fading stage includes wear and COF characterization experiments recorded for high-power combinations of inputs (torque and slip speed values used for run-in while closing time (t_{2RI}) was increased). The restoration stage involves the same (run-in) inputs as the reference stage, in order to facilitate characterization of wear rate and COF restoration dynamics.

A series of fading experiments was executed, where each successive experiment had a higher target temperature level during the fading stage. This test organization enabled achieving three goals within the same set of experiments: (i) to determine the temperature level at which fading effect occurs based on detecting sudden drop of COF, (ii) to investigate the influence of fading on wear rate, and (iii) to investigate the wear and COF restoration transient behaviors.

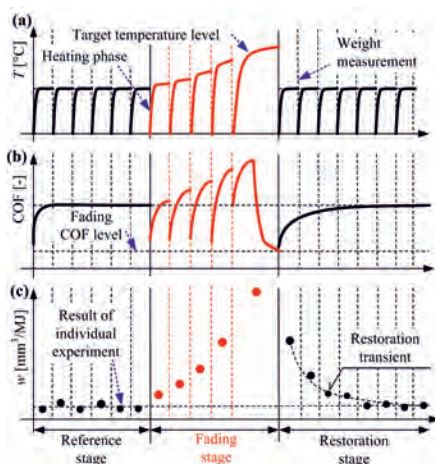


Fig. 6: Qualitative illustration of fading characterization experiment organization.

4.2. Analysis of experimental results

When referring below to the target fading temperature $T_{d,high}$, it relates to the highest temperature used in wear characterization experiments in Section 3 (see Fig. 3). The first fading experiment, where the target temperature is $1.4T_{d,high}$ (Fig. 7a-b) does not exhibit fading, as the COF remains stable. A significant growth of the wear rate is due to the influence of temperature. Experiments at $1.55T_{d,high}$ (Fig. 7c-d) and $1.7T_{d,high}$ (Fig. 7e-f) show a modest drop of COF below reference value in the interval around the peak temperature. Although the average COF drop (averaged over 100 cycles, as shown in the figure) was modest, there were a couple of individual cycles with very low COF (approx. 50% of the nominal one), thus indicating that the boundary fading likely occurred. For the highest temperature level considered (above $1.8T_{d,high}$), the average COF sharply drops by approximately 30% compared to the reference level (Fig. 7h), while the peak wear rate increases by the factor of 2 compared to wear rate at the level of $1.7T_{d,high}$ (Fig. 7g). The COF was very low (50% of the nominal one) for around 10 consecutive cycle, thus indicating deeper, although still potentially boundary fading.

From the standpoint of restoration dynamics, Fig. 7 does not indicate clear restoration lag in the wear rate response, i.e. the wear rate swiftly returns to reference values after the fading stage ends. This is particularly evident for the most emphasized fading case related to Fig. 7g. However, some mild restoration dynamics may be observed for the boundary fading case in Fig. 7e, and its duration (i.e. the dissipated energy interval) is comparable to run-in transient duration observed in [23]. Similar modest restoration transient is observed in the COF responses in Figs. 7f and 7h. The restored COF levels may be somewhat different than the corresponding COF values before fading experiments, which is in agreement with the findings in [19].

The temperature range of up to $1.4T_{d,high}$ is considered regular based on the finding that the COF remains stable in that range (no signs of fading). The corresponding wear rate values show fairly good correlation with the wear rate values predicted by the model (Fig. 8), with noticeable differences present for maximum temperature and closing time (note that the dissipated initial power level $M_{22}\omega_0$ is the same for all experiments, while the dissipated energy per cycle increases with increasing the closing time t_2). This indicates the ability of model to provide reasonably accurately predictions in a wide extrapolation range in terms of temperature and closing time. For better overall accuracy, the fading test results may be used to reparametrize the model in the high temperature and long closing time region.

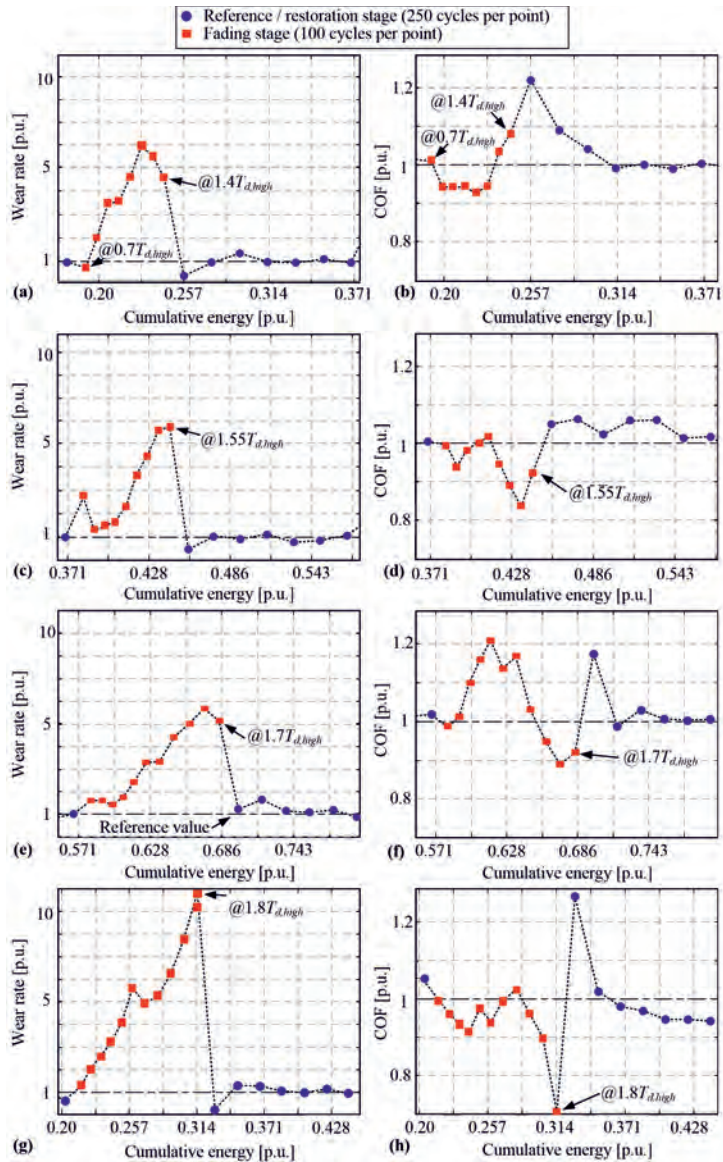


Fig. 7: Main results of fading characterization experiments.

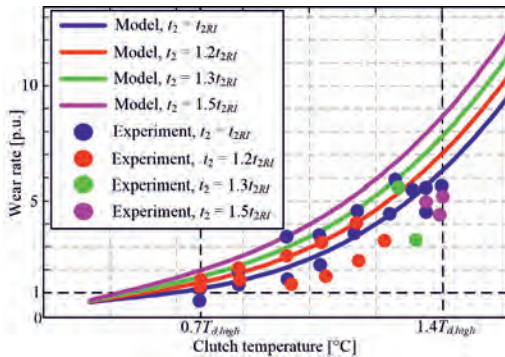


Fig. 8: Model validation results related to extrapolation region with respect to temperature and closing time, and based on fading test results.

5. Conclusion

Custom made disc-on-disc type tribometer machine has been redesigned with the goal of increasing the stability of the machine against shudder vibrations for high torque levels and particular shudder sensitive friction material. Stability of the redesigned machine was demonstrated through wear characterization experiments over a wide range of temperature, torque, slip speed, and closing time. The previously proposed cubic model structure and least square method-based parameter identification procedure have been extended to encompass the influence of torque, where the model order is maintained by combining the torque and slip speed into a single input denoted as a surrogate power.

Also, the upgraded tribometer has been employed to investigate the conditions under which the fading effect occurs. At maximum reached temperature level (80% higher than the highest level of regular wear characterization tests), a significant drop of COF (30% for averaged COF and 50% for cycle-wise COF) was detected, and it was accompanied by a substantial increase of the wear rate (around 10 times higher than the regular value). After the fading conditions ceased, the wear rate swiftly returned to regular values, i.e. noticeable restoration dynamics were not observed.

ACKNOWLEDGMENT - It is gratefully acknowledged that this work has been supported by Ford Motor Company.

CONFLICT OF INTEREST - On behalf of all authors, the corresponding author states that there is no conflict of interest.

References:

- [1] Tripathi K.: A novel approach for enhancement of automobile clutch engagement quality using mechatronics based automated clutch system. J Inst Engrs India, Ser C 2013; 94: pp 9–20
- [2] Della Gatta A, Iannelli L, Pisaturo M, Senatore A, Vasca F.: A survey on modeling and engagement control for automotive dry clutch. Mechatronics 2018; 55: pp 63–75
- [3] Salem A. Haggag, Fady Ibrahim. Dual Mode Control of an Automotive Clutch-By-Wire System. SAE 2013-01-0484
- [4] Hoić M., Hrgetić, M., Deur J., Tissot, A.: Design of a test rig in support of E-clutch dynamics characterization, modelling, and control, Powertrain Modelling and Control Conference PMC 2018, Loughborough, UK, 2018
- [5] Moon, S.E.; Kim, M.S.; Yeo, H.; Kim, H.S.; Hwang, S.H.: Design and implementation of clutch-by-wire system for automated manual transmissions, Int. J. Vehicle Design 36/1 (2004)
- [6] Che Kob, M.S.; Supriyo, B.; Tawi, K.B.; Mazali. I.I.: Engagement slip controller development based on actuator displacement for an electro-mechanical friction clutch system. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering 11 (2015) pp. 2664-2674,
- [7] Sim, K., Oh S.M., Namkoong C., Lee J.S., Han K.S.: Hwang S.H. Control strategy for clutch engagement during mode change of plug-in hybrid electric vehicle, International Journal of Automotive Technology 18/5 (2017) pp 901-909
- [8] Liauw Y.D.S.; Roozegar, M.; Zou T.; Morozov A.; Angeles J.: A topology-change model of multi-speed transmissions in electric vehicles during gear-shifting. Mechatronics 55 (2018) pp. 151–161
- [9] Foulard, S.; Rinderknecht, S.; Ichchou, M.; Perret-Liaudet J.: Automotive drivetrain model for transmission damage prediction. Mechatronics 30 (2015) pp. 27–54
- [10] Bachinger M., Stolz M., Horn M. A novel drive train modelling approach for real-time simulation. Mechatronics 32 (2015) pp. 67–78
- [11] Deur J., Ivanović V. Clutch actuation. In: Crolla D., Foster DE, Kobayashi T, Vaughan N, editors. Encyclopedia of Automotive Engineering, Online © 2014 John Wiley & Sons, Ltd., 2014
- [12] Hoić, M.; Hrgetić, M.; Kranjčević, N.; Kostelac, M.; Deur, J.; Tissot, A.: Design of a disc-on-disc-type cnc tribometer targeted at dry clutch friction plate wear characterization type, International Journal of Automotive Technology, under review
- [13] Bezzazi, M.; Khamlichi, A.; Jabbouri, A.; Reis, P.; Davim. J.P.: Experimental characterization of frictional behaviour of clutch facings using Pin-on-disk machine. Materials and Design 28 (2007) pp 2148–2153

- [14] Fidlin, A.; Bäuerle, S.; Boy, F.: Modelling of the gas induced fading of organic linings in dry clutches. *Tribology International* 92 (2015), pp 559–566
- [15] Clausnizer, H.; Fidlin, A.; Figuli, R.; Jehle, G.; Wilhelm, M.; Keller, J.S.: Experimental investigation of the permeability of a tribo-contact in dry friction clutches. *Tribology International* 118 (2018), pp 157–16
- [16] Senatore, A.; D'Auria, C.; Pisaturo, M.: Frictional Behaviour and Engagement Control in Dry Clutch Based Automotive Transmissions, *Vehicle Engineering* 4 (2017)
- [17] Klotz, T.; Albers, A.: Analyse des Schadigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2019, 26 – 27 March 2019, Ettlingen bei Karlsruhe
- [18] Satapathy, B.K.; Bijwe, J.: Performance of friction materials based on variation in nature of organic fibres Part I. Fade and recovery behavior. *Wear* 257 (2004), pp 573–584
- [19] Ma, X.; Luan, C.; Fan, S.; Deng, J.; Zhang, L.; Cheng, L.: Comparison of braking behaviors between iron- and copper-based powder metallurgy brake pads that used for C/C–SiC disc, *Tribology International* 154 (2021)
- [20] Strommenger, D.; Gühmann, C.; Knoblich, R.; Beilharz, J.: Wear Modelling for Remaining Lifetime Prediction of Dry Clutches. Simulation and Testing for Vehicle Technology, 7th Conference, Berlin, May 12–13, 2016
- [21] Albers A., Klotz, T., Fink, C., Ott, S.: Investigation of the heat distribution in dry friction systems during fade and recovery using fiber-optic sensing and infrared technology, *Friction* (2021)
- [22] Tavangar. R., Moghadam, H.A., Khavandi, A., Banaeifar, S.: Comparison of dry sliding behavior and wear mechanism of low metallic and copper-free brake pads, *Tribology International* 151 (2020)
- [23] Hoić M., Škugor B., Deur J., Tissot A. Experimental characterization and modeling of automotive dry clutch friction lining wear. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2019, 26 – 27 March 2019, Ettlingen bei Karlsruhe C.
- [24] Hoić, M., Hrgetić, M., Deur, J.: Design of a pin-on-disc-type CNC tribometer including an automotive dry clutch application. *Mechatronics* 40, (2016), pp 220–232.
- [25] Hoić, M., Miklik A., Deur J., Tissot A., Analysis of moisture content influence on the accuracy of mass difference-based measurement of dry clutch friction material wear, submitted for the Powertrain Modelling and Control Conference PMC 2020

Gezielte Variation des Beanspruchungskollektivs zur Verbesserung des Einlaufverhaltens im Trockenlauf

M.Sc. **Thomas Klotz**, Dipl.-Ing. **Katharina Bause**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Präzise steuer- und regelbaren Kupplungen wird eine Schlüsselrolle in der Transformation der Automobilwirtschaft zugesprochen. Als Grundlage der präzisen Übertragung des Drehmoments sind zuverlässig gleichbleibende Reibeigenschaften der in der Kupplung verbauten Friktionspaarungen von großem Vorteil. Diese Reibeigenschaften können sich jedoch unter entsprechenden Randbedingungen, wie beispielsweise während des Einlaufs, bei erhöhten Temperaturen und bei stark erhöhten Beanspruchungen, äußerst volatil verhalten. Dieses Verhalten kann durch die Auswahl der Friktionswerkstoffe verbessert werden. Jüngste Forschungsergebnisse zeigen, dass das Erholungsverhalten nach einer Schädigung durch zum Beispiel eine Notfallbremsung ebenso wie durch das Beanspruchungskollektiv beeinflusst wird und durch dessen Variation nachweislich verbessert werden kann. [1] Es bleibt zu zeigen, inwiefern die Variation des Beanspruchungskollektiv auch in anderen Situationen dazu beitragen kann, die gewünschten Reibeigenschaften zu erreichen.

Diese Studie dient dazu, dieses Potenzial anhand des Einlaufverhaltens einer trockenlaufenden Friktionspaarungen mit organischen Reibbelägen aufzuzeigen. Um Beanspruchungskollektive abzuleiten, welche den Einlauf verkürzen, werden Erklärungsmodelle sowie Methoden, experimentelle Ergebnisse und Erkenntnisse aus vorangegangenen Forschungsarbeiten [1, 2] genutzt. Die experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit zeigen auf, dass eine Verkürzung des Einlaufs und eine Stabilisierung der Reibeigenschaften durch veränderte Beanspruchungskollektive erzielt werden können. Folglich ist es denkbar, in zukünftigen Anwendungen die Reibeigenschaften zu überwachen und bei Bedarf durch die Variation des Beanspruchungskollektiv gezielt zu regeln.

1. Einleitung

Anwendungen, welche auf reibschlüssiger Kraftübertragung basieren, stellen verschiedenste Anforderungen an das tribologische Verhalten ihrer Friktionspaarungen. Die Erfüllung dieser Anforderungen ist essenziell für die Funktionserfüllung und den Komfort dieser Anwendun-

gen. Hierzu müssen beispielsweise die Reibungszahl, der Reibungszahlgradient und der Verschleißkoeffizient innerhalb zuvor spezifizierter Grenzwerte liegen. [3] Hierbei ist zu beachten, dass die in trockenlaufenden, schaltbaren Kupplungen und Bremsen eingesetzten Friktionspaarungen einem sogenannten Einlaufprozess unterliegen, der erst nach einer Vielzahl von Anfahr- beziehungsweise Bremsvorgängen beendet ist. Die Reibeigenschaften verändern sich während dieses Einlaufprozesses, sodass sich erst nach diesem ein quasistationärer Reibungszustand einstellt. Das heißt, dass sich die Reibeigenschaften bei gleicher Beanspruchung nicht mehr verändern. [4] Das Ziel des Einlaufs ist es, die Friktionspaarung auf ein konstantes und stabiles Reibungszahlniveau zu bringen [2] oder zumindest einen näherungsweise linearen Verlauf des Reibungszahlrends zu erreichen. [5] Des Weiteren muss das dabei erzielte tribologische Verhalten nach wie vor die zu Beginn beschriebenen Anforderungen erfüllen. Die Dauer des Einlaufs und die darin erzielten Reibeigenschaften variierten in Abhängigkeit der Beanspruchung. MUSIOL [4] stellt beispielsweise fest, dass der daran beteiligte Aufbau der Reibschicht durch die Auswahl der Versuchsparameter beschleunigt oder verlangsamt werden kann. Welche Mechanismen dabei im Detail wirken können, beschreibt der Stand der Forschung unter anderem anhand dieser Erklärungsmodelle:

- Zunahme der Eisenkonzentration und Oxidation der Reibschicht sowie die Schädigung und Regeneration von Volumenelementen nach MUSIOL [6],
- Bildung von primären und sekundäre Plateaus nach ERIKSSON [7],
- Wachsen von Kontaktplättchen und Verschleißdynamik nach OSTERMEYER [8],
- Entstehung von Reibschichten nach POESTE [9],
- Bildung von Platten aufgrund lokaler Temperatur- und Druckunterschiede nach CRISTOL-BULTHÉ [10].

Reibungsverluste können des Weiteren durch folgende Modelle erklärt werden:

- Schmierwirkung von Harzersetzungprodukten nach TANAKA [11],
- Verschiebung des Bremskraftradius nach LÜHRSEN [12],
- Wandern des mittleren Reibradius durch die Deformation der Bremsscheibe infolge der Temperatureinwirkung nach GAUGER [13],
- Bildung eines Gaskissens nach FIDLIN [14].

Auf Basis dieser Erklärungsmodelle und einer durch die Autoren entwickelten methodischen Vorgehensweise konnte gezeigt werden, dass es durch eine vorübergehende Variation des Beanspruchungskollektivs möglich ist, das Erholungsverhalten nachweislich zu verbessern. Durch die Anpassung der Temperatur oder auch der Gleitgeschwindigkeit in wenigen ersten

Zyklen nach einer Notfallbremsung ist es möglich, die Reibeigenschaften schneller, mit geringerer Streuung oder auch mit erhöhter Reibung zu erholen. [1]

Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen ist es denkbar, dass ähnliche Verbesserungen auch hinsichtlich des Einlaufverhaltens erzielt werden können. Eine solche systematische Variation fehlt jedoch bisher. Daher ist es das Ziel dieser Arbeit, weitere Nutzungsmöglichkeiten der zum Erholungsverhalten entwickelten und gewonnenen Methoden und Erkenntnisse am Beispiel des Einlaufverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen aufzuzeigen.

2. Methode zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf

Um das Potenzial einer Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf beispielhaft aufzuzeigen, werden in dieser Arbeit vier verschiedene Varianten erzeugt und erprobt. Das Ziel ist es, eine Variante zu finden, welche bei einer gegebenen Friktionspaarung im Vergleich zum bestehenden Einlauf zu einem schnelleren und zuverlässigeren Anstieg der mittleren Reibungszahl führt. Dieser bestehende Einlauf wird als Referenz herangezogen. Ausgehend von diesem wird je einer der Beanspruchungsparameter, Gleitgeschwindigkeit oder Flächenpressung, variiert. Alle weiteren Beanspruchungsparameter wie die Temperatur und das Massenträgheitsmoment werden zunächst nicht verändert. Abbildung 1 veranschaulicht schematisch diese Variationen im Diagramm der spezifischen Reibarbeit über der Reibleistung. Durch Absenkung und Erhöhung von Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung werden vier Laststufen erzeugt, welche Varianten des bestehenden Einlaufs sind. Dessen Beanspruchungskollektiv wird mittig durch die Referenzstufe markiert.

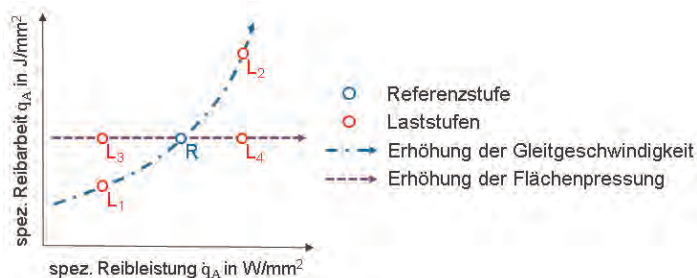


Abbildung 1 Variation der Gleitgeschwindigkeit und der Flächenpressung ausgehend von der Referenzstufe

Sobald weitere Beanspruchungsparameter variiert werden sollen oder weitere Faktorstufen hinzukommen, steigt die Anzahl der Varianten schnell an. Wenn dann noch entsprechend

viele Wiederholungen der einzelnen Varianten durchgeführt werden sollen, folgt daraus, dass entsprechend viel Zeit und Versuchsmaterial für die Untersuchungen notwendig ist. Es wird im Folgenden ein Kurzzeittest vorgeschlagen, welcher es ermöglicht, das Potenzial der Varianten innerhalb von kurzer Zeit und mit nur einem Exemplar der Friktionspaarung abzuschätzen. Der Wechsel zu einer fabrikneuen, nicht eingelaufenen Friktionspaarung nach jeder der Einlaufvarianten wird dabei durch ein spezielles Beanspruchungskollektiv zur Reibungsminderung ersetzt. Dieses senkt die Reibung auf ein Niveau, welches dem einer fabrikneuen, nicht eingelaufenen Friktionspaarung ähnlich ist. Auf Basis von Untersuchungen zum Schädigungs- und Erholungsverhalten trockenlaufender Friktionspaarungen liegen Erfahrung sowie Messdaten aus Untersuchungen vor, in welchen die Beanspruchung während der Schädigung und der Erholung variiert wird. Daraus ist bekannt, dass die Reibung nicht nur unter hohen Beanspruchungen absinken kann. Hierzu zählen auch gewisse Bestandteile des Beanspruchungskollektivs wie unter anderem die Richtungsumkehr und ebenso das unvollständige Abbremsen, welche zu Einbrüchen der Reibung von organischen Friktionspaarungen führen können. [15] Der Versuchsablauf ist in Abbildung 2 dargestellt.



Abbildung 2 Versuchsablauf des Kurzzeittest

Innerhalb des Kurzzeittests wird die Friktionspaarung somit immer wieder unter verschiedenen Varianten eingelaufen, welche zu verschiedenen Reibeigenschaften führen. Nach jeder dieser Einlaufvarianten wird die Reibung wieder gemindert. Neben der Variation werden die einzelnen Varianten mehrfach wiederholt. Auf Basis der Ergebnisse wird in kurzer Zeit anhand von vielen verschiedenen Varianten abgeschätzt, welche dieser Varianten zu Verbesserungen des Einlaufverhaltens hinsichtlich des schnellen und sicheren Erreichens der ge-

wünschten Reibeigenschaften führt. Inwieweit dies auch unter den Einlaufbedingungen der realen Anwendung – mit einer neuen Friktionspaarung – gelingt, wird in einem weiteren Versuch überprüft. Hierzu werden zwei weitere Friktionspaarungen dem bisherigen Einlauf sowie der neuen Einlaufvarianten unterzogen, um diese erneut zu vergleichen.

3. Trockenreibprüfstand

Für die Untersuchungen wird der TRP - Trockenreibprüfstand des IPEK - Institut für Produktentwicklung in der Konfiguration mit Schwungmassenmodul eingesetzt. Dieser ist in Abbildung 3 dargestellt.

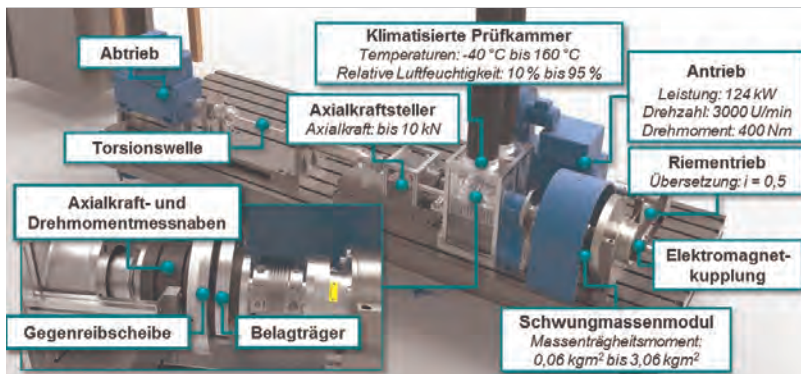


Abbildung 3 Trockenreibprüfstand in der Konfiguration mit Schwungmassenmodul [16]

Der TRP ermöglicht es, die im Friktionskontakt wirkende thermomechanische Beanspruchung verschiedener Anwendungen und der damit inbegriffenen Wechselwirkungen mit dem Restsystem abzubilden. Der Antrieb realisiert durch die Übersetzung mittels Riementrieb Drehzahlen von bis zu 6000 U/min an der Schwungmasse. Die Elektromagnetkupplung ermöglicht beim Schalten die Entkopplung der Schwungmasse vom Antrieb. Die nominelle Flächenpressung im Prüfkopf wird über den Axialkraftsteller und die Axialkraftmessnabe geregelt. Die klimatisierte Prüfkammer, welche den Prüfkopf umschließt, dient der Vorgabe konstanter und reproduzierbarer Umgebungsbedingungen. Für die hier gezeigten Versuche wurde eine gleichbleibende Lufttemperatur von 20°C und eine relative Luftfeuchtigkeit von 30 % eingestellt. In den Bremsversuchen dieser Arbeit beschleunigt der Antrieb die über den Riementrieb zunächst die Schwungmasse samt dem Belagträger auf die vorgegebene Drehzahl. Anschließend wird die Schwungmasse durch das Öffnen der Elektromagnetkupplung vom Antrieb entkoppelt, bevor der Prüfkopf über den Axialkraftsteller belastet wird. Der Ab-

trieb des Prüfstands wird für die Bremsversuche nicht benötigt und ist daher verblockt. Der Prüfkopf wird geöffnet, sobald die Antriebsseite vollständig abgebremst wurde. Die nächste Schaltung beginnt, sobald die Messwerte aller in der Gegenreibscheibe integrierten Thermo-elementen eine zuvor definierte Starttemperatur unterschreiten. Der Prüfkopf ist im unteren linken Teil von Abbildung 3 dargestellt. Die Messnaben zur Erfassung der Axialkraft und des Drehmoments befinden sich auf der Seite des Abtriebs. In der Gegenreibscheibe sind bis zu 16 Thermo-elemente radial und zirkular verteilt in Bohrungen eingebracht. Diese befinden sich in Tiefen von 0,2 mm und 4 mm unterhalb der Reibfläche. Über diese können Rückschlüsse auf die örtliche Verteilung der thermomechanischen Beanspruchung geschlossen werden. [17]

5. Experimentelle Ergebnisse und Diskussion

Die untersuchte Friktionspaarung besteht aus einem gewickelten, organischen Reibbelag und einer Gegenreibscheibe aus GGG40, Gusseisen mit Kugelgraphit. Die Armierung des Reibbelags besteht aus Glasfasern. Zudem enthält der Reibbelag Füllstoffe wie unter anderem Kupfer, Zink, Eisen, Niob und Schwefel. Kohlenstoff liegt sowohl im Bindemittel als auch in Form von Graphit im Füllstoff vor. Ähnlich wie in einer seiner Anwendungen, in Kuppelungsscheiben für trockenlaufenden Anfahrkupplungen von PKW, wird der Reibbelag über Federbleche angebunden. Der Reibbelag wird außerdem auf den Innen- beziehungsweise Außendurchmesser 158 mm und 182 mm gedreht. Diese Reduzierung der nominellen Reibfläche hat den Vorteil, dass bei gleichen Kräften höhere nominelle Flächenpressungen gefahren werden können. Das Wandern des mittleren Reibradius wird zudem eingeschränkt, wodurch die Streuung der Reibeigenschaften reduziert wird. [18] Wie in seiner typischen Anwendung verfügt der Reibbelag zudem über Radialnuten. Gemäß der Methode zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf wird diese Friktionspaarungen unter verschiedenen Beanspruchungskollektiven untersucht. Der Parameter sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Abbildung 4 zeigt zudem Einläufe des Reibbelags mit der Referenzstufe sowie zwei verschiedenen Gegenreibscheiben. Mit einer Gegenreibscheibe aus C45, unlegiertem Stahl, werden bereits nach wenigen Bremszyklen mittlere Reibungszahlen von circa 0,4 erreicht. Mit GGG40 steigen die Reibungszahlen dagegen vergleichsweise langsam über mehrere hundert Bremszyklen hinweg und erreichen Werte von knapp unter 0,3. Folglich liegen Unterschiede im Einlaufverhalten der beiden Friktionspaarungen vor, wenn beide mit der gleichen Referenzstufe beansprucht werden. Aus weiteren Untersuchungen zum Schädigungs- und Erholungsverhalten ist zudem bekannt, dass die beiden Friktionspaarungen je nach Beanspruchungskollektiv sehr unterschiedliche Reibeigenschaften aufweisen können. Im Fol-

genden wird die Friktionspaarung mit GGG40 unter Anwendung des Kurzzeittest untersucht, wie das Einlaufverhalten verbessert werden kann.

Tabelle 1 Parameter der Beanspruchungskollektive

Parameter	T_{Start}	p_{Nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_{Rutsch}
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Referenzstufe	80	0,31	9	1,4	1,0	-
Laststufe 1	80	0,31	6	0,7	0,7	-
Laststufe 2	80	0,22	12	2,4	1,3	-
Laststufe 3	80	0,22	9	1,4	0,7	-
Laststufe 4	80	0,41	9	1,4	1,3	-
Dauerschleupf	80	0,31	-9	2,9	1,0	3

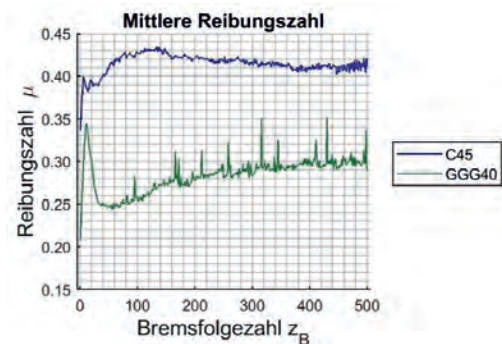


Abbildung 4 Vergleich der beiden Friktionspaarungen im Einlauf mit der Referenzstufe

Abbildung 5 zeigt die Reibungszahlen aus jeweils der zweiten der insgesamt vier Wiederholungen aus dem Kurzzeittest. Die Reibungszahlen liegen bei allen vier Varianten zu Beginn, in der Referenzstufe R bei einem Zahlenwert von circa 0,3. Je nach Variante zeigen sich anschließend unter den veränderten Beanspruchungen in den Laststufen L_x Zu- und Abnahmen der Reibungszahlen. Zunahmen zeigen sich beispielsweise in der Laststufe L_2 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit und in der Laststufe L_3 mit abgesenkter Flächenpressungen. Darüber hinaus zeigen sich in der drauffolgenden Referenzstufe R noch weitere Unterschiede. Hier finden sich ebenso Zu- und Abnahmen der Reibungszahl. Die größten Zunahmen liegen bei den Laststufen L_2 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit und in L_4 mit erhöhter Flächenpressungen vor. Der Referenzstufe R folgt nun der Dauerschleupf. Dieser sorgt dafür,

dass die Reibungszahlen wieder auf ein Niveau von circa 0,3 fallen. Abbildung 6 zeigt beispielhaft einen Messschrieb mit einem solchen Dauerschlupf DS. Während diesem steigt die Reibungszahl deutlich an. Der Vergleich der beiden Referenzstufen R vor und nach diesem zeigt, dass hierdurch die Reibungszahl gemindert werden kann. Der Einlauf scheint der Frikationspaarung dagegen eine Ausrichtung aufgeprägt zu haben. So erfolgt die Bildung der sekundären Plateaus laut ERIKSSON [7] beispielsweise nur entgegen der Reibrichtung. Durch deren Umkehr auf eine Gleitgeschwindigkeit von -9 m/s, siehe Tabelle 1, könnten sich die zuvor entstandenen sekundären Plateaus durch die Schubspannung der Reibung von den primären Plateaus gelöst werden.

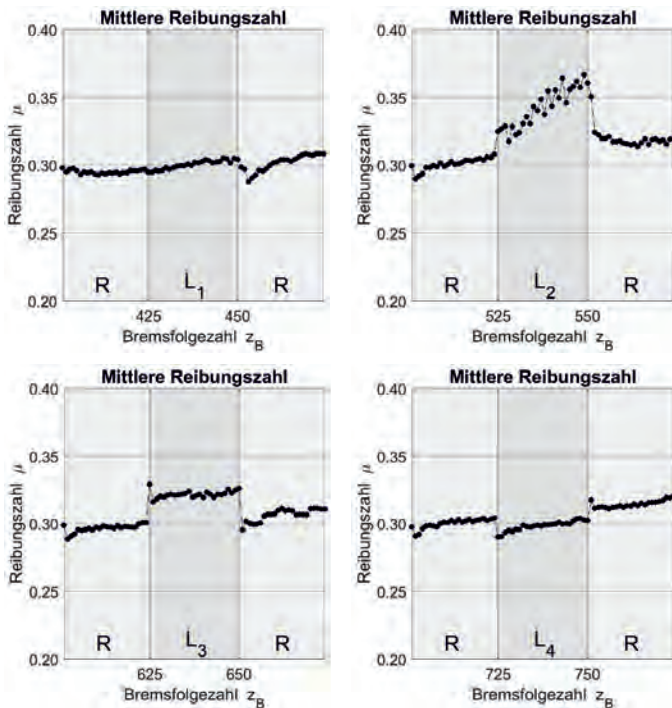


Abbildung 5 Vergleich der vier Varianten im Kurzzeittest

Durch die Änderung der Reibrichtung könnten sich des Weiteren die Fasern aufstellen und so die Reibung während des Dauerschlupfs DS erhöhen. Diese Effekte sind jedoch schwer anhand von Oberflächenanalysen nachzuweisen. Anhand der Analyse der Reibeigenschaf-

ten wird jedoch deutlich, dass sowohl eine Reibungserhöhung als auch die gewünschte Reibungsminderung vorliegen, siehe Abbildung 6.

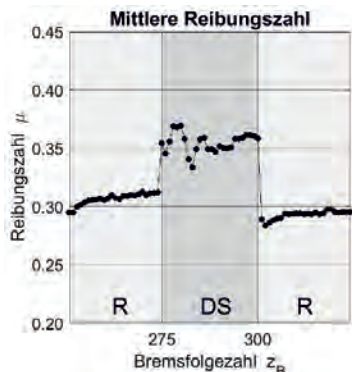


Abbildung 6 Reibungsminderung nach abgeschlossenem Dauerschleif

Aufgrund der Reibungszunahme, welche bei der Laststufe L_2 sowohl in der Laststufe als auch in der darauffolgenden Referenzstufe in allen Wiederholungen zu beobachten ist, wird beschlossen, diese Laststufe für den Einlauf eines weiteren Exemplars der Friktionspaarung zu verwenden. Die Bremszyklen Nr. 25 bis Nr. 125 dieses neuen Einlaufs weisen das Beanspruchungskollektiv der Laststufe L_2 auf. Alle weiteren Bremszyklen weisen, wie bisher die Parameter der Referenzstufe R auf. Abbildung 7 zeigt den Vergleich des bisherigen Einlaufs mit dem neuen, optimierten Einlauf.

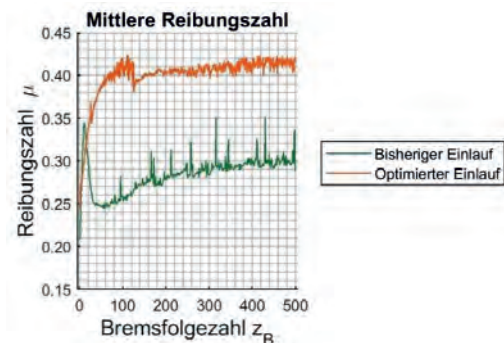


Abbildung 7 Vergleich des bisherigen Einlaufs mit der Referenzstufe mit dem optimierten Einlauf mit den 100 Bremszyklen (26 bis 125) bei der Laststufe L_2

Obwohl nur 100 der 500 Bremszyklen verändert wurden, weist dieser deutlich schneller deutlich höhere mittleren Reibungszahlen von circa 0,41 auf. Dieses Beispiel zeigt somit auf, dass solche Verbesserungen durch vorübergehende Veränderungen des Beanspruchungskollektivs erzielt werden können. Dies wird durch die Anwendung der Methode zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf unterstützt, welche es ermöglicht solche Beanspruchungskollektive in kurzer Zeit zu finden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Methode beschreibt die Vorgehensweise zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf. Der darin enthaltene Kurzzeittest ermöglicht es, in vergleichsweise kurzer Zeit und mit wenigen Proben viele Einlaufvarianten zu testen. Mit diesem gelingt es, wie anhand von exemplarischen Ergebnissen aufzeigt, eine Variante zu finden, welche Verbesserungen hinsichtlich des Einlaufverhaltens erzielt. Hierzu zählt der beschleunigte Anstieg auf höhere mittlere Reibungszahlen, welcher ebenso bei der Wiederholung mit einer neuen Friktionspaarung auftritt. Dies gelingt durch eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit. Somit kann eine Erhöhung der Beanspruchung im Einlauf sinnvoll sein, um diesen zu verkürzen. Die vielversprechenden Ergebnisse motivieren zu weiteren Untersuchungen. In diesen sollen weitere Friktionspaarungen untersucht werden. Eine gezielte Einstellung der Reibeigenschaften durch bedarfsgerechte Reibungserhöhung und -minderung ist ebenso denkbar.

Danksagung

Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts. Das IGF- Vorhaben 19377-N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Ihr Dank gilt zudem der Firma Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG für die Unterstützung und die Bereitstellung des Gusswerkstoffs.



Literaturverzeichnis

- [1] Klotz, T., Bauer, T., Ott, S. u. Albers, A.: Synthese von Beanspruchungskollektiven zur Erholung trockenlaufender Friktionspaarungen und -systeme. 60. Tribologie-Fachtagung 2019. Reibung, Schmierung und Verschleiß. 2019, S. 182–190
- [2] Klotz, T., Ott, S. u. Albers, A.: Analyse des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen. Forschung im Ingenieurwesen (2019)
- [3] Albers, A., Ott, S., Basiewicz, M., Schepanski, N. u. Klotz, T.: Methode zur Ermittlung der zulässigen thermomechanischen Beanspruchbarkeit trockenlaufender Friktionspaarungen. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag 2017
- [4] Musiol, F.: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß, TU Berlin Dissertation. Berlin 1994
- [5] Völkel, K., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Einflüsse der Stahllamelle auf das Einlaufverhalten von Lamellenkupplungen. Forschung im Ingenieurwesen 83 (2019) 2, S. 185–197
- [6] Musiol, F.: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß, TU Berlin Dissertation. Berlin 1994
- [7] Eriksson, M. u. Jacobson, S.: Tribological surfaces of organic brake pads. Tribology International 33 (2000) 12, S. 817–827
- [8] Ostermeyer, G.-P.: Dynamik der Reibung in Bremsen. Braunschweig 2002
- [9] Poeste, T.: Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse, Dissertation. Berlin 2005
- [10] Cristol-Bulthé, A.-L., Desplanques, Y. u. Degallaix, G.: Coupling between friction physical mechanisms and transient thermal phenomena involved in pad–disc contact during railway braking. Wear 263 (2007) 7-12, S. 1230–1242
- [11] Tanaka, K., Ueda, S. u. Noguchi, N.: Fundamental studies on the brake friction of resin-based friction materials. Wear 23 (1973) 3, S. 349–365
- [12] Lühsen, B.: Wirkung der thermischen Belastung auf die Reibpaarung großer Trommel- und Scheibenbremsen, Technische Universität Berlin, Dissertation. Berlin 1987
- [13] Gauger, D.: Wirkung der thermischen Belastung auf die Reibpaarung großer Trommel- und Scheibenbremsen, Technische Universität Berlin, Dissertation. Berlin 1998
- [14] Fidlin, A., Bäuerle, S. u. Boy, F.: Modelling of the gas induced fading of organic linings in dry clutches. Tribology International 92 (2015), S. 559–566

- [15] Albers, A., Ott, S. u. Klotz, T.: Kupplungsmodell III: Erholung Trockenlauf. Reib- und Verschleißverhalten während der Erholung trockenlaufender Friktionspaarungen nach thermomechanischer Überlastung, Karlsruher Institut für Technologie Abschlussbericht FVA 607 III. Karlsruhe 2020
- [16] Klotz, T., Ott, S. u. Albers, A.: Experimentelle Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V 2018, P2/1-10
- [17] Klotz, T., Ott, S. u. Albers, A.: Eine Methode zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. Forschung im Ingenieurwesen (2018)
- [18] Albers, A., Ott, S. u. Kniel, J.: Kupplungsmodell Trockenlauf II. Einfluss der Reibringgeometrie auf das tribologische Verhalten, Karlsruher Institut für Technologie Abschlussbericht FVA 607 II. Karlsruhe 2015

Aufbau eines Vorgehensmodells zur Analyse von Haft-Gleit-Übergängen trockenlaufender Friktionspaarungen

Entwicklung einer statistisch abgesicherten Prüfmethode zur Ermittlung des statischen Reibmomentes (Losreißmoment) trockenlaufender Kupplungen und Bremsen

M.Sc. **R. Fehrenbacher**, Dipl.-Ing. **K. Bause**, Dipl.-Ing. **S. Ott**,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **A. Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Die Auslegung des Kraftschlusses und der entsprechenden Haftreibung ist für die Funktionserfüllung trockenlaufender Kupplungen und Bremsen von grundlegender Bedeutung. Bei Systemen, in denen das Drehmoment möglichst ohne Relativbewegung der Reibpartner übertragen wird, ist das statische Reibmoment die maßgebende Auslegungsgröße. Grundlage bildet das Verständnis des Haft-Gleit-Übergangs, wobei dieser im System von vielen situationsvariablen Größen wie Temperatur, Axialkraft und Drehmomentgradient sowie Eigenschaften wie der Belagsart und Reibfläche beeinflusst wird.

Den Schwerpunkt der Untersuchungen stellt die Sensitivitätsanalyse oben beschriebener Größen auf Basis von Messungen dar. Um die Einflüsse zu untersuchen, werden statische und quasistatische Versuchsverfahren unter Variation von Beanspruchungskollektiven anhand verschiedener Reibpaarungen unterschiedlicher Zustände analysiert. Hieraus ergeben sich Erkenntnisse hinsichtlich der verfahrensinduzierten sowie der tribosystemischen Einflüsse auf die Haft-Gleit-Übergänge der untersuchten Paarungen, welche für das Losbrechverhalten ausschlaggebend sind. Auf Basis der Untersuchungen werden Sensitivitäten in Bezug auf die Ermittlung des Losbrechens identifiziert und Methoden zur Messung und Auswertung des statischen Reibmoments abgeleitet, die unter den beschriebenen Voraussetzungen in Vorgehensmodelle integriert werden können. [1, 2]

Abstract

The dimensioning of the forced closure is of fundamental importance for the functional performance of dry-running clutches and brakes. The static friction torque determines the compo-

ment's design and dimension for systems without any friction partners' relative movement. Understanding the adhesion-sliding transition is the basis for this parameter and is influenced by many variables and properties. Some of these are situation variables like Temperature, axial force, or torque gradient.

The main focus of the investigations is the sensitivity analysis of the above-described quantities based on measurements. To investigate the influences, static and quasi-static test procedures are analyzed under various stress collectives based on different friction pairings. The measures provide information about the tribology system's process-induced effects on the investigated pairings' adhesion-sliding transitions. Thus, sensitivities regarding the determination of the breakaway behavior are identified, and methods for measuring and evaluating the static frictional torque are generated, which can be integrated into process models under the described conditions. [1, 2]

1. Einleitung

Für trockenlaufende Kupplungen und Bremsen gibt es keine genormte Vorgehensweise zur Messung des statischen Reibmomentes [3, 4]. Die Reibbelagshersteller nutzen sehr spezifische, hausinterne Prüfverfahren, um ihr Material zu charakterisieren. Der Komponentenhersteller hat wiederum ein davon abweichendes Messverfahren, um sein komplettes System zu testen. Letztlich wird diese Komponente im Gesamtsystem verbaut und muss dort die festgelegten Anforderungen erfüllen.

In der industriellen Praxis werden häufig die folgenden Messverfahren verwendet:

- Quasistatische Messungen bei konstanter Differenzdrehzahl (nahe Haften) sowie
- Winkelabhängige Messung (Messung des Verdrehwinkels des geschlossenen Systems bei Einleitung eines Drehmomentes).

Beim zweiten Verfahren werden zwei Arten der Drehmomenteinleitung unterschieden:

- Aufbringen des Drehmoments mit kontinuierlichem Anstieg über der Zeit,
- Aufbringen des Drehmoments in Stufen (Stufen mit variabler Haltezeit).

Abhängig vom jeweilig gewählten Messverfahren werden teilweise stark abweichende Messergebnisse generiert. In der Diskussion mit Kunden und Komponentenlieferanten existiert nicht selten Unklarheit über die Art und Weise der Ermittlung der Messwerte. Abhilfe schaffen hier nur eine Analyse und ein Vergleich der unterschiedlichen Messverfahren. Die notwendigen Vergleichsmessungen sind jedoch sehr zeit- und arbeitsintensiv. Zudem ist die Interpretation der Ergebnisse nur langjährigen Mitarbeitern mit großem Erfahrungswissen möglich.

Letztendlich besteht der Bedarf nach einer vereinheitlichten Messmethode oder einem standardisierten Messverfahren unter identischen äußeren Einflüssen und gleichem Verhalten von Schnittstellen. Dieses Messverfahren soll eine geringe Streuung aufweisen, belastbare und

reproduzierbare Messergebnisse generieren und robust gegenüber äußeren Störgrößen sein. Die Akzeptanz soll durch einen möglichst einfachen Aufbau sichergestellt werden, was vor allem für einige kleine und mittlere Unternehmen (KMU) eine notwendige Bedingung darstellt. Die Autoren konzentrieren sich in den Untersuchungen vor allem auf die Form der Drehmomentaufbringung in Kombination mit unterschiedlichen Flächenpressungen und Temperaturen, um die daraus resultierenden Unterschiede des Losbrechverhaltens verschiedener Reibpaarungen zu analysieren und somit die beste Methode zur Bestimmung des statischen Reibmomentes zu erarbeiten.

Ziel ist, aus den Untersuchungen des Friktionskontakts Erkenntnisse über den Haft-Gleit-Übergang und deren Einflussfaktoren zu gewinnen. Der zeitliche Verlauf der Reibungszahl während eines Versuchs in Verbindung mit den parallel aufgezeichneten Entwicklungen der Gleitgeschwindigkeit, des Verdrehwinkels und des Drehmomentes eröffnen neue Möglichkeiten bei der Beurteilung von Haft-Gleit-Übergängen. Es hat sich gezeigt, dass die zeitlichen Verläufe dieser Messgrößen gegenseitiger systemischer Wechselwirkungen unterliegen und von vielen weiteren (äußeren) Parametern abhängig sind, weshalb hier weitere Auswerte- und Bewertungskriterien erarbeitet werden.

2. Vorgehensmodell, Methoden und Auswertetools

Bild 1 stellt das erarbeitete Vorgehen dar und beschreibt die Methodenbausteine zur systematischen Untersuchung des statischen Reibmoments. Nachfolgend wird auf die einzelnen Bausteine eingegangen. [5]

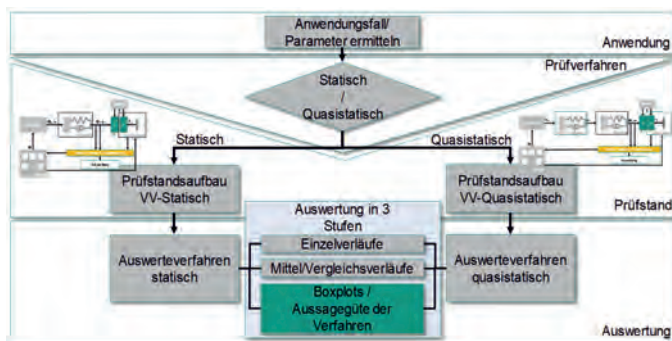


Bild 1: Vorgehensmodell und Methoden zur Ermittlung des statischen Reibmoments

2.1 Prüfstands Aufbau

Die in Bild 2 dargestellte Prüfumgebung bietet Möglichkeiten, die in der Industrie gebräuchlichen Messmethoden gänzlich durchzuführen und bildet das zentrale Element zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit auf physischer Ebene. Umgesetzt ist dies durch ein Umbaukonzept, das bei einem Verfahrenswechsel lediglich die Integration eines Maschinenelementes benötigt. Bei allen anderen Wechslen zwischen unterschiedlichen Prüfmethoden ist kein physisches Eingreifen erforderlich. Die Anforderungen an die auszuführenden Leistungen der Prüfinfrastruktur sind durch die Testmethoden der Industrie vorgegeben. Hierzu zählen die kontinuierliche und stufenartige Erhöhung des Drehmoments bis zum Losbrechen des verpressten Kontakts, das Aufprägen eines konstanten Minimalschlupfes über mehrere Minuten sowie die mehrere Tage andauernde Belastung des Friktionspaares mit einem konstanten Drehmoment nahe am zuvor ermittelten Losbrechmoment.

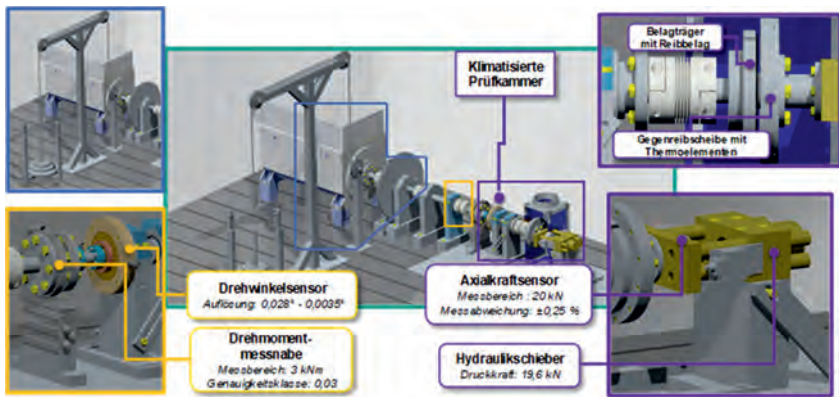


Bild 2: Prüfinfrastruktur zur Ermittlung des statischen Reibmoments in unterschiedlichen Verfahren

Der zentrale Aspekt ist die Integration des Reibkontakts. Daher ist die physische Modellierung des tribologischen Systems von besonderer Bedeutung. Um möglichst wenig Einflüsse des Prüfstandes auf die Messdaten zu haben, sollten die Messgrößen so nah wie möglich am Funktionskontakt abgegriffen werden. Die konstruktive sowie softwaretechnische Umsetzung muss es ermöglichen, unterschiedliche Drehmomentcharakteristiken einzustellen und Relativbewegungen zwischen Reibbelag und Gegenreibeisbe zuzulassen.

Bild zeigt das auf Basis der Zielsetzung, Anforderungen und Randbedingungen erarbeitete Prinzip des Aufbaus zur Durchführung statischer Versuche. Der Prüfkopf umfasst die Anbindung der Reibbeläge und der Gegenreibeischeibe mit direkt unter der Reibfläche angebrachten Temperatursensoren. Der Reibbelag ist an eine Synchronmaschine gekoppelt, die Gegenreibeischeibe weist keinen rotatorischen Freiheitsgrad auf. Die Flächenpressung im Kontakt wird durch eine axiale Bewegung der gesamten Gegenreibeischeibe über einen hydraulischen Zylinder aufgebracht und das Drehmoment über den Rotationsfreiheitsgrad des Reibbelags in den Friktionskontakt eingeleitet. [6] Der Messbereich des Axialkraftsensors liegt bei 20 kN, die Maximalkraft in dieser Versuchsreihe beträgt 7 kN, was einer Abweichung von max. $\pm 17,5$ N entspricht.

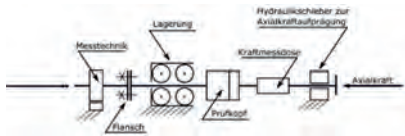


Bild 3: Prinzipskizze des statischen Vorgehens [6]

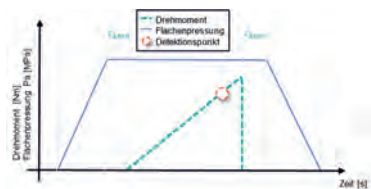


Bild 3: Schematischer zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen im statischen Verfahren

2.2 Relevante Größen

Der zeitliche Verlauf der Reibungszahl während eines Versuchs erlaubt Rückschlüsse auf das Verhalten der Reibpaarung während der Haft-Gleit-Übergänge. Bei der Reibungszahl handelt es sich um eine berechnete Größe, welche wiederum aus errechneten Werten wie dem mittleren Reibradius der Friktionspaarung sowie dem aktuell gemessenen Drehmoment ermittelt wird. So wird die Reibungszahl und vor allem deren zeitlichen Verlauf u. a. von der Flächenpressung, dem Zustand des Belags (Topografie, Belastungshistorie, ...), Feuchtigkeit, Temperatur aber auch durch die Eigenschaften des Restsystems und v. a. der Systemreaktion beeinflusst. [7, 8] Wie zuvor ausgeführt genügt die Angabe eines Wertes für das statische Reibmoment nicht, um die komplexen Vorgänge im Haft-Gleit-Verhalten zu beschreiben. Neben dem Drehmomenten- und dem Reibungszahlverlauf über der Zeit werden somit weitere Größen und deren Korrelationen zur Analyse des Losbrechverhaltens herangezogen. Die dafür zu messenden Systemgrößen sind Axialkraft sowie der Abstand der beiden Reibflächen zueinander, Drehmoment und der Relativwinkel sowie die Temperatur, welche permanent über 3 x 4 Messstellen direkt unter der Reibfläche der Gegenreibeischeibe aufgezeichnet wird. Die berechneten Größen sind Gleitgeschwindigkeit, Reibungszahl und Flächenpressung.

2.3 Beschreibung des statischen Versuchsverfahrens

Im statischen Versuchsverfahren wird der Aufbau gemäß Bild 2 und Bild 3 verwendet. Gemäß dem Versuchsablauf (Bild 3) werden zwei Reibpaarungen untersucht. Hierbei wird das Material (C45) der Gegenreibeischeibe beibehalten und mit einem *organischen, ringförmigen, massegepressten* sowie mit einem *metallischen, segmentierten, gesinterten Belag* gepaart.

Um auch die Richtungsabhängigkeit des Haft-Gleit-Überganges zu untersuchen, werden in jedem Betriebspunkt 19 Schaltungen im Linkslauf gefahren sowie eine Schaltung im Rechtslauf. Die Axialkraft wird aufgebaut und verpresst die Gegenreibeischeibe mit dem Reibbelag. Hat die Axialkraft den zuvor definierten Wert erreicht, wird an der E-Maschine mit der im Steuer- und Regelmodell hinterlegten Dynamik solange eine Drehmomentsteigerung bewirkt, bis

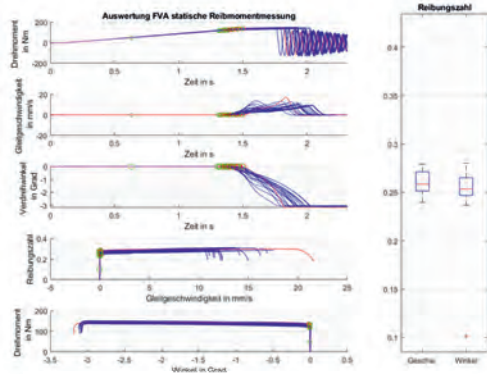


Bild 1: Vergleich der Abbruchkriterien

der Reibkontakt losbricht. Der Versuchslauf ist beendet, wenn eine zuvor definierte Gleitgeschwindigkeit von 1,3 mm/s detektiert wird (Bild 3, Kreis). Bild 4 zeigt eine Untersuchung unterschiedlicher Abbruchkriterien. Hierbei wird deutlich, dass die Verwendung des Winkels als Abbruchkriterium zu geringeren berechneten Reibungszahlen führt, jedoch mit einer höheren Streuung einhergeht. Letzteres begründet sich in der Anfälligkeit, Messrauschen als Bewegung fehlzuinterpretieren. Im Anschluss wird die Axialkraft abgebaut und der Reibbelag stochastisch lastfrei relativ zur Gegenreibeischeibe verdreht. Damit wird sichergestellt, dass bei der nächsten Schaltung nicht lokal dieselben Reibkontakte aufeinandertreffen und den Funktionskontakt bilden.

2.4 Beschreibung des quasistatischen Versuchsverfahrens

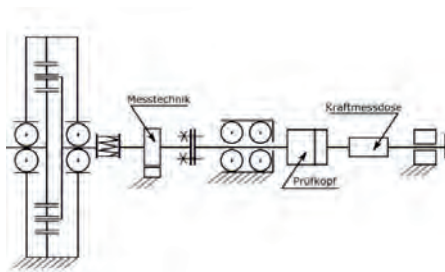


Bild 6: Prinzipskizze des quasistatischen Versuchsvorgangs [6]

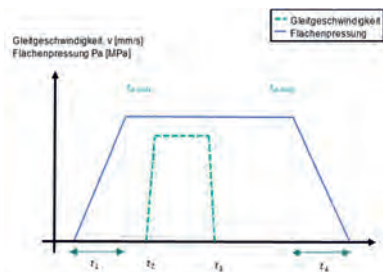


Bild 5: Schematischer, zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen im quasistatischen Verfahren

Bild zeigt den schematischen Aufbau, der für die Versuche im quasistatischen Versuchsvorgang genutzt wird. Zur Aufprägung der Gleitgeschwindigkeit wird die E-Maschine drehzahlgesteuert betrieben. Um die zu untersuchenden, sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten darstellen zu können, wird ein spielfreies Getriebe mit der Untersetzung von 1:100 eingesetzt. Dieses wird, ohne weitere Änderungen des Restsystems, anstelle der Überbrückungswelle (vgl. Bild 2 und Bild) integriert.

Der Ablauf einer quasistatischen Schaltung (Bild 5) ist wie folgt umgesetzt: Der Aufbau der Flächenpressung entspricht dem des statischen Verfahrens. Nach Erreichen der geplanten Axialkraft wird an der E-Maschine die Drehzahl und somit die dem Kontakt aufzuprägende Gleitgeschwindigkeit gestellt. Sobald sich diese stabilisiert hat, wird der Wert über 5 Sekunden gehalten.

2.5 Beschreibung der Stichversuche mit reduziertem Parameterraum

In einem *ersten Stichversuch* werden die Verfahren statisch und quasistatisch mit reduziertem Parameterumfang bei drei höheren Temperaturen von 40, 60 und 70° C wiederholt. Die Steuerung der Eingangsparameter ist identisch zu den Grundverfahren. In einem *zweiten Stichversuch* wird das Drehmoment nicht kontinuierlich, sondern sprunghaft, stufenförmig in einem Abstand von mehreren Sekunden erhöht. In einem *dritten Stichversuch* wird jedem Drehmomentsprung (*Stichversuch II*) eine zusätzliche Drehmomentschwingung überlagert. Das Halten der Eingangsgrößen über mehrere Sekunden schafft die Möglichkeit der genaueren Haft-

Gleit-Übergangsbeurteilung. Eine derartige Anregung kann entweder zum Losbrechen mit anschließender Stabilisierung (Haften) oder zur Weiterbewegung (Gleiten) des Systems führen. Gleichsam dienen die Ergebnisse der beiden letzteren Versuche dem Abgleich mit den Ergebnissen aus den *Stichversuchen IV*. Hierdurch soll gezeigt werden, dass es möglich ist, den Einfluss einer stufenartigen Drehmomenterhöhung mit überlagerter Schwingung auf das Verhalten des Funktionskontakts ohne zusätzliche Einflüsse des Versuchsdurchführenden (vgl. *Stichversuch IV*) automatisiert nachzubilden. Der vierte Stichversuch bildet eines der gängigen Verfahren in der industriellen Praxis ab. Über Massen respektive Hebel wird ebenfalls eine stufenartige Beanspruchungserhöhung des Kontakts bis zum Losbrechen erwirkt. Diese Prüfung dient dazu, das Zeitverhalten einer auf Dauer geschlossenen Sicherheitsbremse abzubilden. Indem der Kontakt mit einem Drehmoment nahe an der zuvor ermittelten Rutschgrenze über Stunden respektive Tage beaufschlagt wird, um so das Kriechen eines Funktionskontakts über der Zeit festzustellen. Hierbei wird beobachtet, dass in dem Kontakt eine sehr geringe Relativbewegung stattfindet. Das hierfür verwendete Modul ist in Bild 2 (blauer Bereich) dargestellt.

2.6 Auswertemethoden

Die Analyse der Messdaten erfolgt über drei erarbeitete Auswertungsstufen (Bild), deren Ergebnisdarstellung **verfahrensübergreifend** vergleichbar ist. *Ebene 1* schafft hierbei den Vergleich zwischen den einzelnen Schaltungen eines Betriebspunktes des Versuchsplans. *Ebene 2* fasst die Schaltungen pro Betriebspunkt für die einzelnen Messgrößen zu einem Median zusammen und ermöglicht so die Einflussanalyse der variierten Parameter über mehrere Messungen hinweg, indem über diese gefiltert wird. *Ebene 3* ermöglicht mit Boxplots eine unkomplizierte Beurteilung der Streuung der Mittelwerte und Trends innerhalb der Verfahren, aber auch über die Verfahren hinweg. Die Visualisierung kann über wenige Handgriffe per GUI erstellt werden. Hierzu greift eine eigens implementierte Software auf die hinterlegten Messdaten zu und operationalisiert Auswertung und Interpretation der Messdaten.

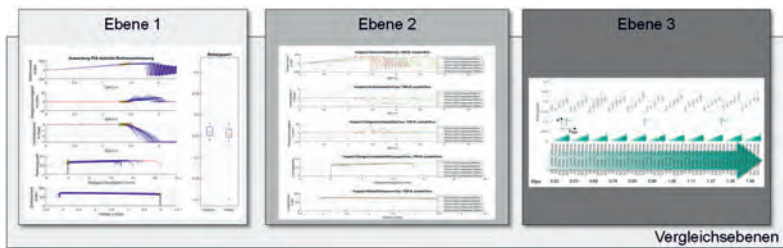


Bild 8: Exemplarische Darstellung der Auswertung

3. Ergebnisse

3.1 Statisches Verfahren

Da in den zukünftigen Anwendungen die Systemeigenschaften wie Bauraum oder auch Axialkraft festgelegt sind, liegt der Fokus der zu beurteilenden Größen vor allem auf den Rampen des Drehmoments und der Temperatur. Der *organische Belag* zeigt in neuem Zustand über alle gefahrenen Drehmomentrampen hinweg ein gleiches Losbrechverhalten (Bild 6, links). Die Zunahme der Reibungszahl mit Erhöhung der Drehmomentrampe zeigt sich ebenfalls bei den Versuchen mit Belägen, welche eine *Belastungshistorie* aufweisen.

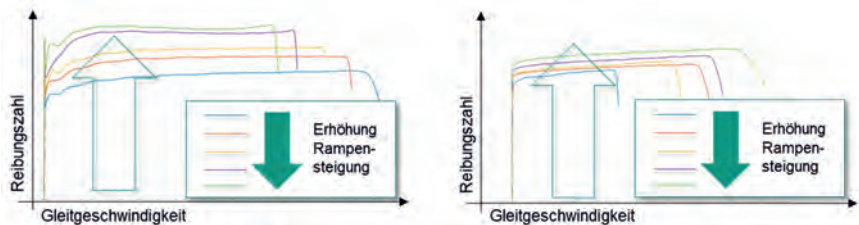


Bild 6: Reibungszahlverläufe bei steigenden Drehmomentrampen
(links: *organischer*; rechts: *metallischer Belag*)

Die Verläufe der Paarung mit *metallischem Belag* (Bild 6, rechts) zeigen ein für die spätere Anwendung wünschenswertes Verhalten. Der Haft-Gleit-Übergang unterscheidet sich vom *organischen Belag* durch einen weiteren, leichten Anstieg der Reibungszahl unmittelbar nach dem Losbrechen. Durch dieses Verhalten wird ein starker Drehzahlsprung unterbunden.

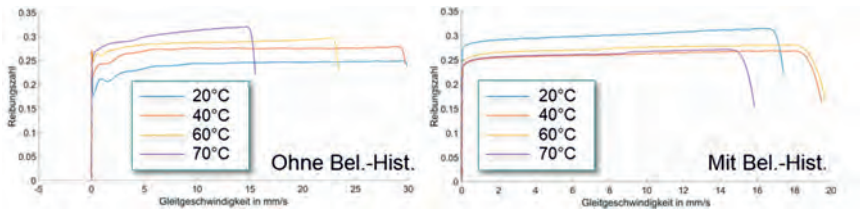


Bild 7: Reibungszahlverlauf bei verschiedenen Temperaturen des organischen Belages (links: ohne; rechts: mit Belastungshistorie)

Ein anderes Verhalten zeigt sich bei der Auswertung der Versuche mit Erhöhung der Temperatur. Betrachtet man zunächst nur den Einfluss der ins System eingebrachten Wärmemenge, steigt die mittlere Reibungszahl beim organischen Belag ohne Belastungshistorie an. (Bild 7, links) Weiter zeigt sich bei allen Temperaturstufen ein starker Abfall der Reibungszahl unmittelbar nach dem Losbrechen. Interessant ist das Verhalten des Belages nach einem verkürzten Einlauf. (Bild 7, rechts) Der hier beobachtete Haft-Gleit-Übergang ist geprägt durch eine weitere leichte Zunahme des Drehmomentes unmittelbar nach dem Losbrechen. Es gibt zwischen dem organischen und den metallischen Belag Parallelen bei einer Temperaturerhöhung. In neuem Zustand steigt die Reibungszahl mit der Temperaturerhöhung an, jedoch ist ein abweichendes Losbrechverhalten zu erkennen.

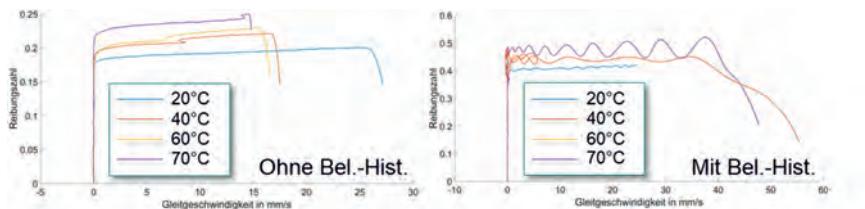


Bild 8: Reibungszahlverlauf bei verschiedenen Temperaturen des metallischen Belages (links: ohne; rechts: mit Belastungshistorie)

Der Reibungszahlverlauf der metallischen Paarung ohne Belastungshistorie gleicht dem des organischen Belages mit Belastungshistorie und steigt auch unmittelbar nach dem Losbrechen leicht an. (Bild 8, links) Die Verläufe mit Belastungshistorie weisen jedoch einen starken Rückgang während des Übergangs vom Haften ins Gleiten auf. (Bild 8, rechts) Der Einfluss der Temperaturerhöhung ist bei dieser Reibmaterialkombination weniger deutlich als bei der Paa-

rung *ohne Belastungshistorie*. Jedoch treten vor allem bei 70 °C durch die hohen Reibungszahlen beim Belag mit Belastungshistorie Wechselwirkungen mit dem Testsystem (hier: Prüfumgebung) auf, die zu ausgeprägteren Schwingungen führen.

Die maßgebenden Parameter, welche Sensitivitäten bezüglich Streuung und Reibungszahlniveau begünstigen, sind im statischen Verfahren die oftmals durch die Anwendung vorgegebenen Parameter Axialkraft sowie Temperatur. Messungen bei hohen Axialkräften sind tendenziell weniger streuungsbehaftet.

3.2 Quasistatisches Verfahren

Bei dem quasistatischen Verfahren werden vorrangig die Eingangsparameter, Drehzahl und Flächenpressung respektive Axialkraft variiert. Auffällig hier ist die mit Drehzahlerhöhung einhergehende Frequenzsteigerung des Drehmomentverlaufes beim *organischen Belag*. (Bild 9) Eine Veränderung des mittleren Drehmoment- und somit Reibungszahlverlaufes ist nicht beobachtbar.

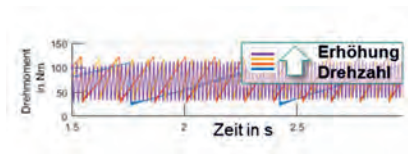


Bild 9: Zeitlicher Drehmomentverlauf eines *organischen Belages*

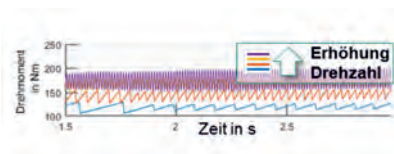


Bild 10: Zeitlicher Drehmomentverlauf eines *metallischen Belages*

Ein anderes Verhalten lässt sich beim *metallischen Reibbelagmaterial* feststellen. Hier ist ersichtlich, dass eine Zunahme der Drehzahl eine Erhöhung des resultierenden Drehmomentes bewirkt. (Bild 10) Der Frequenzbereich unterliegt jedoch einer geringeren Spreizung. Die Werte der Amplituden steigen mit höheren Drehzahlen geringfügig.

Im stabilen Gleitbereich stellen sich teils starke Amplitudenausschläge ein, die um ein sich ausbildendes mittleres Drehmoment schwingen. Bestimmt wird dieses durch die eingestellten Größen Axialkraft und Gleitgeschwindigkeit. Die Gleitgeschwindigkeit beeinflusst dabei die Frequenz der Schwingung. Die Amplitude resultiert aus der Wechselwirkung der Belagseigenschaften (Belagzustand, -geometrie, -steifigkeit) mit den Steifigkeiten des Restsystems (hier Prüfstand). [9, 10].

4. Diskussion

Die verfahrensimmanente Herausforderung besteht in der Detektion und Beschreibung des Haft-Gleit-Übergangs. Die in diesem Vorhaben entwickelten Methoden und Vorgehensmodelle versuchen dem Rechnung zu tragen. Die durchgeführte Analyse der Charakteristik zeigt, dass neben den Belagseigenschaften auch das Beanspruchungskollektiv sowie der Belagszustand einen Einfluss darauf nimmt, ob die Haftreibungszahl im Losbrechen exponentiell abfällt, sich nach dem linearen Anstieg direkt auf Gleitreibungsniveau stabilisiert oder im weiteren Verlauf leicht steigt. Hieraus wird die Schlussfolgerung abgeleitet, dass eine Festlegung des statischen Moments auf das maximal auftretende Moment nur teilweise zutrifft.

Eine Einflussnahme bezüglich des Zeitpunktes des Losbrechens kann auch durch Bild des Systembilds veranschaulicht werden. (Bild 11) Wechselwirkungen mit Eigenschaften des Restsystem wie Steifigkeit oder Trägheit können zum Beispiel zu höheren Schwingungsamplituden bei geringerer Rampensteigung führen. (Bild 12)

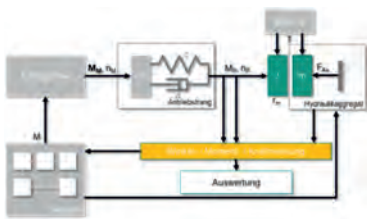


Bild 11: Systembild der Prüfinfrastruktur im statischen Vorgehen

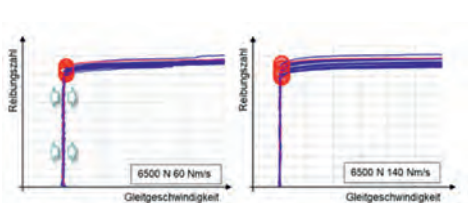


Bild 12: Vergleich sich ausbauender Schwingungen durch Reduzierung der Drehmomentrampen

Darüber hinaus nimmt die Prüfstandsintegration sowie in der späteren Anwendung die Umgebungsstruktur des Reibkontakts beim **statischen Verfahren** einen großen Einfluss. Dies zeigt sich insbesondere bei Versuchen mit einem *metallischen, segmentiert angebrachten Belag*. Neben der Form des Belages, seiner Oberflächentopografie sowie dessen Steifigkeit (Bild 11) wirken sich darüber hinaus etwaige Schiefstellungen oder Achsfehler aus, die dazu führen, dass der tatsächliche Wert des Reibradius vom theoretischen abweicht und während des Haft-Gleit-Übergangs sowie über die Schaltungen und Belastungshistorie schwankt.

Ein weiterer Einflussfaktor auf die Streuung ist der Belagszustand, d. h. die während des Betriebes entstandene respektive gezielt hergestellte reibaktive Schicht, die nach Musiol [11] die bestimmende Größe der Eigenschaften einer Reibpaarung darstellt. Vor allem bei den Versu-

chen mit dem *metallischen Belag* zeigt sich eine Verbreiterung des Streubandes nach verkürzten Vorkonditionierungsprozessen. Auch im **quasistatischen Verfahren** wirken sich anwendungsspezifische Parameter auf die Aussagegüte des Verfahrens aus, wobei insbesondere der Einfluss der Axialkraft sich nicht oder nur geringfügig auf die Streuung auszuwirken scheint.

Die maßgebende Steuergröße des quasistatischen Verfahrens (Gleitgeschwindigkeit) scheint in Wechselwirkung mit dem Friktionskontakt, dessen Eigenschaften und dem Restsystem der Haupteinfluss auf die ermittelten Reibungszahlen und deren Streuung zu sein. Die Wechselwirkung zwischen dem Friktionskontakt und dem Restsystem existiert sowohl in der Anwendung als auch in der Prüfstandsintegration, sodass darauf zu achten ist, die Steifigkeit sowie Dämpfungseigenschaften des Prüfaufbaus nahe dem der späteren Anwendung zu wählen. Eigenfrequenzanalysen, wie die in diesem Projekt herangezogene (FFT-Analyse, Fast-Fourier-Transformation) (Bild 13) können hierbei gute Anhaltspunkte liefern und zukünftig in der Entwicklung unterstützen.

Des Weiteren wurden hochdynamische PMSM (Permanentmagnet-Synchronmotoren) mit einer maximalen Anregungsfrequenz von 500 Hz als Antriebsmaschinen verwendet. Diese besitzen eine maximale Leistung von 300 kW bei einer Nenndrehzahl von 1000 1/min. Basierend auf einer Rotorträgheit von 0,75 kgm² können in der Kombination mit dem verwendeten Echtzeitsystem Beschleunigungen von bis zu 3.800 rad/s² abgebildet werden.

Es ist zu verifizieren, ob auch Standard-E-Maschinen in der Lage sind, Drehmomentrampen dieser Präzision aufzubauen. Gerade im Bezug zu den Stufenversuchen konnte keine Verifizierung einer Standardantriebsmaschine unternommen werden. Die in diesem Projekt untersuchten Beläge mit ihren Eigenschaften unterscheiden sich bezüglich des Losbrechverhaltens teilweise deutlich voneinander. Daher ist es empfehlenswert, zusätzlich andere Belagsmaterialien und Bauformen zu untersuchen.

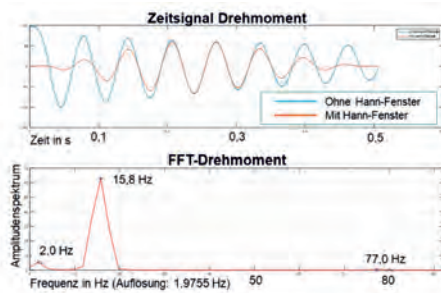


Bild 2: FFT-Analyseergebnisse der Prüfstandsschwingung

Literaturangaben

- [1] Richtlinie VDI 2241; 1982. Blatt 1 - Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen
- [2] Richtlinie VDI 2241; 1982. Blatt 2 - Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen
- [3] 0580:2011-11. VDE 0580: Elektromagnetische Geräte und Komponenten - Allgemeine Bestimmungen.
- [4] 2010-06. DIN EN 81-1: Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen - Teil 1: Elektrisch betriebene Personen- und Lastenaufzüge
- [5] Fehrenbacher, Rüdiger; Ott, Sacha; Bause, Katharina (09.2019): Entwicklung einer Prüfmethode zur Ermittlung des statischen Reibmomentes (Losreißmoment) trockenlaufender Kupplungen und Bremsen auf Komponentenebene. Göttingen.
- [6] Mandel, Constantin; Wolter, Kai; Bause, Katharina; Behrendt, Matthias; Hanf, Maximilian Marius; Albers, Albert (2020): Model-Based Systems Engineering methods to support the reuse of knowledge within the development of validation environments. In: IEEE (Hg.): SysCon 2020. 14th Annual IEEE International Systems Conference.
- [7] Kniel, Jonas: Potentiale der Temperaturverteilungsmessung zur Analyse trockenlaufender Friktionssysteme auf Basis neuer Messtechnik, Karlsruhe.
- [8] Behrendt, Matthias: Entwicklung eines Systemtribometers mit Bild mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT, Karlsruhe.
- [9] Fehrenbacher, Rüdiger; Ott, Sacha; Bause, Katharina (2019): Statische Reibmomentmessung. Entwicklung einer Prüfmethode zur Ermittlung des statischen Reibmomentes (Losreißmoment) trockenlaufender Kupplungen und Bremsen auf Komponentenebene. Abschlussbericht FVA-Nr. 806 I. Frankfurt a. M.: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA-Heft, 1373).
- [10] Fehrenbacher, Rüdiger; Ott, Sascha; Albers, Albert (2019): Entwicklung einer Prüfmethode zur Ermittlung des statischen Reibmomentes (Losreißmoment) trockenlaufender Kupplungen und Bremsen auf Komponentenebene. In: Tagungsband FVA Informatikonstagung.
- [11] Musiol, F. (1994): Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß, Berlin

Modellierung einer Einscheibentrockenkupplung mithilfe des C&C²-Ansatzes zur Identifikation von kritischen Gestalt-Funktion-Zusammenhängen bezüglich des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen

M.Sc. **Peter M. Tröster**, M.Sc. **Thomas Klotz**, M.Sc. **Simon Rapp**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Dieser Beitrag basiert auf dem gleichnamigen Beitrag in der Sonderedition der Zeitschrift Forschung im Ingenieurwesen [1]. Darin wird am Beispiel einer Einscheibentrockenkupplung ein systematisches Vorgehen zur Identifikation kritischer Gestalt-Funktion-Zusammenhänge mit Einfluss auf zwangserregtes Kupplungsrupfen mit dem C&C²-Ansatz entwickelt, wodurch Entwickler bei der Auswahl kritischer Einflussfaktoren unterstützt werden. Hierzu werden C&C²-Modelle zur Erklärung dieser Wirkzusammenhänge über verschiedene Systemebenen hinweg gebildet und Einflussfaktoren aus der Systemumgebung konsistent in die erstellten Modelle integriert, um die Wirkzusammenhänge systemebenenübergreifend darzustellen. Auf Basis der Modelle werden Hypothesen zu den Wirkzusammenhängen der Einflussfaktoren gebildet und mit einem Prüfaufbau die qualitativen Modelle validiert und im weiteren Verlauf des Forschungsvorhabens quantifiziert.

Motivation

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Identifizierung und Teilquantifizierung von Einflussfaktoren auf das Phänomen des zwangserregten Kupplungsrupfens. Durch strenger werdende Umweltauflagen und stetige Weiterentwicklung, werden Antriebssysteme zunehmend komplexer, was zu weiteren Einflussfaktoren führt, welche zum Teil stark wechselwirken. Da eine Vielzahl an tribologischen, thermischen und schwingungsdynamischen Effekten zu berücksichtigen sind, stellen schalbare Kupplungen eine besonders große Herausforderung sowohl in der Analyse als auch der Synthese dar.

Stand der Forschung

Analyse von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen mit dem C&C²-Ansatz

Zur Entwicklung von Variationsideen muss zunächst der Gestalt-Funktion-Zusammenhang verstanden sein, wofür der C&C²-Ansatz (Contact&Channel-Ansatz) als Unterstützung der Denkprozesse von Konstrukteuren verwendet werden kann [2]. Den Konstrukteuren stehen die drei Kernelemente **Wirkflächenpaar (WFP)**, **Leitstützstruktur (LSS)** und **Connector (C)** zur Verfügung mit welchen unter Berücksichtigung der drei Grundhypothesen der Gestalt-Funktion-Zusammenhang analysiert werden können [3]. Dazu werden für eine umfassende Analyse eine Vielzahl von C&C²-Modellen aus unterschiedlichen Perspektiven, Detaillierungsgraden und zu unterschiedlichen Zeitpunkten modelliert. Dem Anwender stehen vier Aktivitäten zur Verfügung [4]: **1) Zoom-In und Zoom-Out:** Fokussierung der Analyse auf einen Ausschnitt des Modells, wodurch eine detailliertere Darstellung der Zusammenhänge ermöglicht wird sowie Erweiterung der Systemgrenze, um die Wechselwirkungen zur Systemumgebung zu analysieren. **2) Shift:** Verschiebung des Analysefokus auf benachbarte Subsysteme. **3) C&C²-Sequenzmodell:** Darstellung und Analyse zeitlicher Veränderungen im Wirknetz. **4) Perspektivenwechsel:** Überwindung von Beobachtungsbarrieren durch Änderung der Betrachtungsrichtung.

Forschungsbedarf

Um schaltbare Kupplungen in Zukunft sicher gegen zwangserregtes Rupfen auslegen zu können, müssen sowohl noch nicht berücksichtigte Einflussfaktoren identifiziert als auch die bereits bekannten Einflussfaktoren quantifiziert werden. Zur Quantifizierung von Einflussfaktoren ist es erforderlich, zunächst die Wirkzusammenhänge dieser auf das zwangserregte Kupplungsrupfen zu verstehen, um sie durch geeignete Methoden auszuwählen und als Ausgangspunkt für Variationsideen zu nutzen sowie ihre Einflusstärke zu quantifizieren.

Forschungsfragen

In diesem Beitrag werden zur Schließung des Forschungsbedarfs zunächst die folgenden Forschungsfragen beantwortet werden:

- Wie können relevante Einflussfaktoren und deren Wirkzusammenhänge auf das Kupplungsrupfen systematisch identifiziert werden?
- Wie können identifizierte Einflussfaktoren quantifiziert werden?

Ergebnisse

C&C²-Systemebenenmodell zur Identifikation von Einflussfaktoren und Erklärung ihrer Wirkzusammenhänge

Zur Identifikation von Einflussfaktoren sowie zur Erklärung deren Wirkzusammenhänge, wurde ein C&C²-Systemebenenmodell erstellt (siehe Bild 1) [5]. In Ebene 0 ist der Untersuchungsgegenstand, die Kupplung, dargestellt. Mit der Aktivität Shift werden die angrenzenden Systeme in der Umgebung der Kupplung analysiert. Die Modellierung der angrenzenden Subsysteme entlang der Kraftflüsse ermöglicht die Analyse potenzieller Einflussfaktoren auf das Kupplungsrupfen. Zu dieser näheren Umwelt und den angrenzenden Systemen gehören unter anderem das Getriebe bis hin zu den Wirkflächenpaaren zwischen den Reifen und der Fahrbahn sowie die Eingaben des Fahrers. Diese werden durch die Aktivität Zoom-Out in Ebene -1 betrachtet. In der Ebene +1 werden schließlich die Subsysteme der Kupplung selbst modelliert

und analysiert. Für jedes durch die Modellierung und Analyse des C&C²-Modells identifizierten Subsystems, werden mögliche geometrische und physikalische Einflussfaktoren identifiziert.

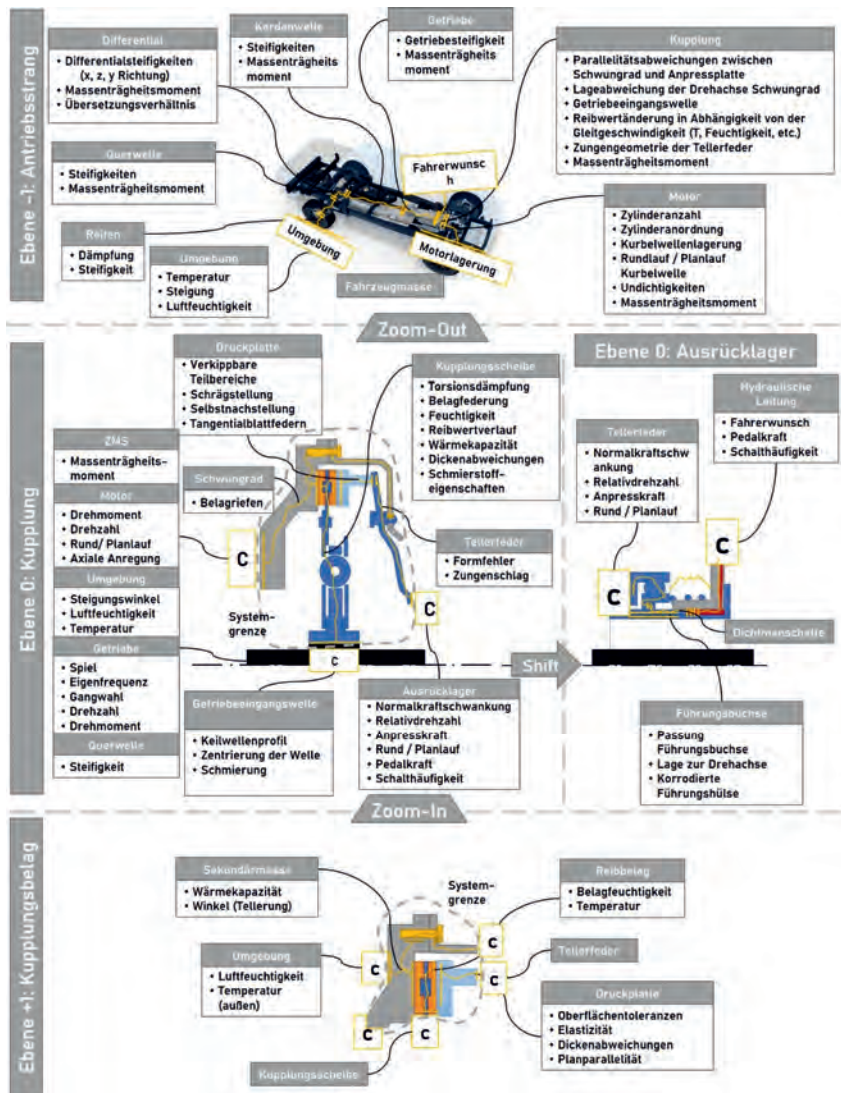


Bild 1: Ausschnitt des C&C²-Systemebenenmodells [1]

Hypothesen zur Erklärung des Wirkzusammenhangs von Einflussfaktoren auf zwangs-erregtes Kupplungsrupfen

Zur Erklärung der Wirkzusammenhänge und als Grundlage für eine spätere Bewertung, werden Hypothesen zu den bekannten und potenziellen Einflussfaktoren formuliert (siehe Bild 2). Diese beschreiben als Leitsätze, wie sich Einflussfaktoren auf Kupplungsrupfen auswirken und begründen den vermuteten Wirkmechanismus mit C&C²-Modellen. Zudem wird ein Ansatz zur Validierung der Hypothese beschrieben. Die Ergebnisse der Prüfung werden im Anschluss an die Prüfung in das Feld Ergebnis eingetragen.

Hypothese: Luftfeuchtigkeit erhöht Rupfneigung			
Leitsatz	Wenn	...die Luftfeuchtigkeit erhöht ist,	Relevante Zustände: 1 (offen), 2 (Schlupphase)
	Dann	Kann dies zu verstärkter Neigung zu Rupfen führen	
	Weil	Die Luftfeuchtigkeit kondensiert und dadurch <ul style="list-style-type: none"> Als Zwischenstoff den Reibkoeffizienten beeinflusst Es zu lokalen Gaskissen kommen kann, die ebenfalls den Reibkoeffizienten lokal beeinflussen 	Modellzweck: Erklärung für verstärktes Rupfen bei hoher Luftfeuchtigkeit erklären
Prüfung:	Anfahrversuche bei unterschiedlicher Luftfeuchtigkeit (5% und 50%)		
Ergebnis:	Kupplung trocken (1,5h 150° C): 2420,56g, 9,217mm Kupplung feucht (1,5h mit Wasser benetzt in Folie): 2425,08g, 9,33mm → Masse + 0,17% → Dicke + 1,27% → Drehmoment + 45 – 60%		
			

Bild 2: Beispiel einer Hypothese zum Einfluss der Luftfeuchtigkeit

Ableitung erster Variationsideen und erste Untersuchungsergebnisse

Als eine der ersten Untersuchungen wurde mit dem virtuellen Modell einer Verbrennungskraftmaschine und der gezielten Schwächung der Kraftstoffzufuhr (100%, 80% und 0% Kraftstoffzufuhr) eines einzelnen Zylinders bei unterschiedlichen Drehzahlen (800 U/min und 1500 U/min) Versuche durchgeführt. Dabei zeigte sich, dass die maximale Drehmomentdifferenz ΔM_{max} als Indikator für Rupfen zunahm [5].

Bei der Untersuchung des Einflusses der Luftfeuchtigkeit zeigte sich beispielsweise, dass die Umgebungsbedingungen einen großen Einfluss auf die Neigung zum Rupfen haben. Steigerungen der Differenz vom Soll- und Ist-Drehmoment von bis zu 65% in den ersten Anfahrvorgängen waren Folge einer Zunahme der Dicke der Kupplungsscheibe vom 0,117mm (+1,27%) durch das Quellen des Kupplungsbelags [5].

Diskussion

C&C²-Systemebenenmodell zur Identifikation von Einflussfaktoren und Erklärung ihrer Wirkzusammenhänge

Zur Erklärung des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen, sind die im bisherigen C&C²-Modell modellierten drei Ebenen möglicherweise nicht ausreichend, da das tribologische System noch nicht mitbetrachtet wird. Dieses ändert als dynamisches System kontinuierlich durch äußere Einflüsse seine für das Rupfen relevanten Eigenschaften, weshalb diese mitmodelliert werden sollten [6]. Es ergibt sich daher ein erweiterter Modellierungsbedarf.

Hypothesen zur Erklärung des Wirkzusammenhangs von Einflussfaktoren auf zwangserregtes Kupplungsrupfen

Die Bildung von Hypothesen unterstützt bei der schnellen Dokumentation potenzieller Einflussfaktoren und ihres vermuteten Gestalt-Funktion-Zusammenhangs. Durch die Formulierung der Hypothesen als Leitsatz wird die übersichtliche Darstellung vieler Hypothesen in einer Tabelle ermöglicht, die für eine anschließende Bewertung und Priorisierung verwendet werden kann.

Ableitung erster Variationsideen und erste Untersuchungsergebnisse

Die Aufteilung der Untersuchungen in virtuelle und physische Variationsideen ermöglicht die frühzeitige Durchführung der Untersuchungen, da erste Versuche zeitgleich zur Fertigung der Prototypen erfolgen. Hierbei zeigt sich die Stärke des IPEK XiL-Framework [7] mit den Koppsystemen. In den bereits durchgeführten Untersuchungen zu einer reduzierten Kraftstoffzufuhr eines einzelnen Zylinders zeigen, dass auch Mängel an der Gemischbildung und Selbstzündung (wie z.B. durch Rußablagerungen in der Ansaugbrücke (bei Dieselmotoren mit Abgasrückführung), Fehlansteuerung oder schwergängige Einspritzventile) für eine ganzheitliche Untersuchung des Phänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen berücksichtigt werden müssen. Die Notwendigkeit einer ganzheitlichen Betrachtung der Kupplung, der angrenzenden Teilsysteme sowie den Umweltbedingungen wird auch durch die Versuche zum Einfluss der Luftfeuchtigkeit bestätigt.

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird die Analyse von Gestalt-Funktion-Zusammenhänge mit dem C&C²-Ansatz am Beispiel einer Einscheibentrockenkupplung beschrieben. Damit kann das zwangserregte Kupplungsrupfen besser verstanden und dadurch auch reduziert werden. Im Beitrag wird eine Möglichkeit gezeigt, wie potenzielle Einflussfaktoren auf zwangserregtes

Kupplungsrupfen systematisch durch die Bildung logischer Hypothesen sowie durch C&C²-Modelle identifiziert werden können.

Ausblick

Zur Erklärung des Wirkzusammenhangs von Einflussfaktoren auf selbsterregtes Kupplungsrupfen muss das C&C²-Modell um weitere Ebenen und Perspektiven sowie um die Zeit durch Sequenzmodelle erweitert und weiter verfeinert werden. Zudem sollen weitere Einflussfaktoren quantifiziert werden, um eine sichere Auslegung gegen Rupfen erarbeiten zu können.

Danksagung

Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts „Erarbeitung einer Methodik zur Ableitung von Variationen in der PGE auf der Basis teilquantifizierter Gestalt-Funktionsmodelle am Beispiel zwangserregten Kupplungsrupfens“ – AL 533/39-1 mit der Projektnummer 416374536 durch die Förderung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG).

Literaturverzeichnis

- [1] Tröster, P. M., Klotz, T., Rapp, S., Wessels, H., Ott, S. u. Albers, A.: Modellierung einer Einscheibentrockenkupplung mithilfe des C&C²-Ansatzes zur Identifikation von kritischen Gestalt-Funktion-Zusammenhängen bezüglich des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen. Forschung im Ingenieurwesen 2021 (2021), In Print
- [2] Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells „Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen“ zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme, Matthiesen, S., 2002
- [3] Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese, Matthiesen, S., Grauberger, P., Hölz, K., Nelius, T., Bremer, F., Wettstein, A., Gessinger, A., Pflegler, B., Nowoseltschenko, K. u. Voß, K., KIT Scientific Working Papers 2018
- [4] Matthiesen, S.: Prozess und Methoden der Gestaltung. In: Bender, B. u. Gericke, K. (Hrsg.): Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag GmbH 2021
- [5] Tröster, P. M., Klotz, T., Rapp, S., Xiao, Y., Ott, S. u. Albers, A.: Erweiterte Analyse ausgewählter Schwingungsphänomene mit dem C&C²-Ansatz am Beispiel einer Einscheibentrockenkupplung. Entwerfen, Entwickeln, Erleben in Produktenentwicklung und Design (EEE2021) 2021 (2021)
- [6] Klotz, T., Ott, S. u. Albers, A.: Analyse des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen. Forschung im Ingenieurwesen 83 (2019) 2, S. 209–218
- [7] Albers, A., Dietmayer, K., Bargende, M., Behrendt, M., Yan, S., Buchholz, M., Zaiser, S., Rößler, A. u. Bernthaler, T. (Hrsg.): XiL-BW-e – Laboratory Network Baden-Württemberg for Electric Mobility. The 30th International Electric Vehicle Symposium & Exhibition. 2017

Hochaufgelöste, optische Geschwindigkeitsmessungen in einer radialgenuteten, offenen, nasslaufenden Lamellenkupplung

M.Sc. **R. Leister**, M.Sc. **S. Pasch**, Prof. Dr.-Ing **B. Frohnäpfel**,
Dr.-Ing **J. Kriegseis**,
Institut für Strömungsmechanik (ISTM), Karlsruher Institut für
Technologie (KIT);
Dr.-Ing. **P. Mattern**, Leibniz-Institut für Plasmaforschung und
Technologie e.V.;
Dr.-Ing **T. Fuchs**, Universität der Bundeswehr München,
Institut für Strömungsmechanik und Aerodynamik

Kurzfassung

Aktuelle Berechnungsmodelle für offene, nasslaufende Lamellenkupplungen beruhen auf Geschwindigkeitsannahmen, die aktuell noch keine experimentelle Bestätigung erfahren haben. Aus diesem Grund wurden zwei Geschwindigkeitsmesstechniken eingesetzt, um zuvor unbekannte Strömungen im Sub-Millimeterspalt eines Ein-Lamellen-Prüfstandes einer offenen, nasslaufenden Lamellenkupplung zu messen. Als Beispiel diente eine radialgenutete Lamelle. Als erste Messtechnik fand ein neuentwickelter LDV-Profilsensor (LDV-PS) Anwendung, welcher phasenaufgelöste 1D3C-Geschwindigkeitsinformationen des Lamellenspaltes liefern kann und alle relevanten Strömungsstrukturen auflösen vermag. Als zweite Messtechnik wurde die Defocusing Particle Tacking Velocimetry (DPTV) verwendet. Diese Technik lieferte wertvolle Informationen innerhalb des Nutbereiches, wie die Stärke der Radialströmung in diesem Bereich und die genaue Lage des Nutwirbels. Beide Techniken bieten das Potential bedeutsame Informationen über die Kupplungsströmung zu liefern und bieten sich an, Teil des Konstruktions- und Auslegeprozesses im frühen Entwicklungsstadium eines solchen Bauteils zu werden.

Abstract

Recent modelling approaches for open wet clutches fail yet to experimentally proof the underlying velocity assumptions. Therefore, two velocity measurement techniques were used to measure the unknown velocity field in a submillimeter gap of an open wet clutch one-disk model. An exemplary radial grooved disk was used. As first technique a newly developed LDV profile sensor was employed, which renders a phase resolved 1D3C velocity field of the gap and was able to resolve all relevant flow structures. As second measurement principle the method of defocusing particle tracking velocimetry (DPTV) was used. This technique

delivers valuable information within the groove, as the strength of the radial outflow and the precise position of the groove vortex. In summary, both techniques candidate as potential measurement principles to achieve meaningful information of the clutch flow and offer the potential to be part of design and construction process at an early stage of such devices.

1. Einleitung

Die kontinuierliche Nachfrage nach CO₂-reduzierenden Techniken fordert neue Entwicklungen im Automobilbereich. Eine Facette dieses Trends ist das Leerlaufverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. Die Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtrieb in Kombination mit dem Kühlöl und einen submillimeter-großen Spalt führen zu betragsmäßig großen Wandschubspannungen, welche sich zu einem unerwünschten Moment aufsummieren, dem sogenannten Schleppmoment. Das verlustverursachende Moment wurde zuerst in den F&E-Abteilungen der Automobilunternehmen erkannt und beschrieben [1-2] und anschließend ebenfalls von Forschungseinrichtungen und Universitäten bearbeitet, wobei neben experimentellen Untersuchungen, wie Drehmomentmessungen und Strömungsvisualisierungen auch numerische Strömungssimulationen Einsatz fanden [3-4]. Die experimentellen Methoden liefern hierbei bestenfalls integrale Werte, was eine genaue Analyse der Einflussfaktoren bei unterschiedlichen Nutgeometrien schwierig erscheinen lässt. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Bewertung zweier experimenteller, laser-optischer Messtechniken hinsichtlich ihrer Eignung zur Vermessung des Strömungsfeldes einer offenen, nasslaufenden Lamellenkupplung.

2. Versuchsaufbau

Der schematische Aufbau des Ein-Lamellen-Prüfstandes, an dem beide Techniken Einsatz finden, ist in Abb. 1 zu erkennen. Das für alle Darstellungen verwendete $\{r, \varphi, z\}$ -Koordinatensystem ist ebenfalls in dieser Abbildung zu sehen. Wichtige Parameter stellen die Umfangsgeschwindigkeit Ω , der mittlere Radius der Lamelle R_m und die Spalthöhe h dar. Die radiale Nutgeometrie ist in Abb. 2 (a) zu erkennen. Die Breite W der Nut beträgt 1,35 mm, die Höhe $H = 0,97$ mm.

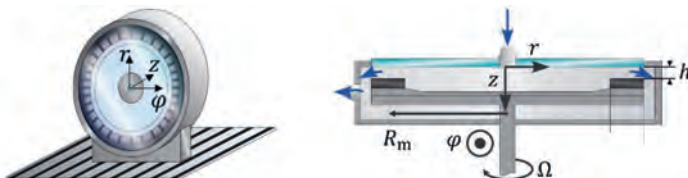


Abbildung 1: Schematischer Aufbau des offenen Lamellenkupplungsprüfstandes mit Koordinatensystem und relevanten Parametern.

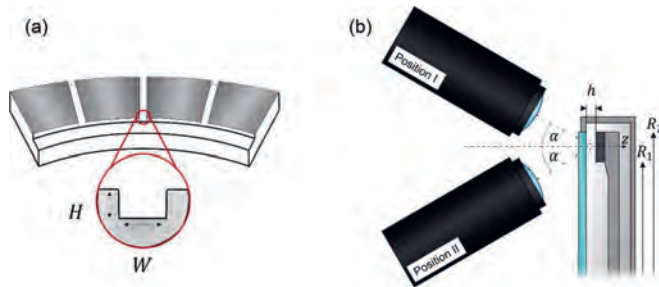


Abbildung 2: (a) Schematische Darstellung der Radialnut mit der Erläuterung der relevanten Geometrieparametern. (b) Positionierung des LDV-Profilsensors in Relation zur Kupplung zur Möglichkeit der Vermessung des 1D3C-Geschwindigkeitsfeldes ($\alpha = 30^\circ$).

3. LDV-Profilsensor (LDV-PS)

In einem gewöhnlichen LDV-System werden zwei Laserstrahlen in ihrer Strahltaile gekreuzt und bilden ein Interferenzmuster mit parallelen Streifen des Abstandes d . Partikel, die dieses sogenannte Messellipsoid kreuzen, streuen Licht mit der Dopplerfrequenz $f = u/d$, wobei u die Partikelgeschwindigkeit senkrecht zu den Interferenzstreifen darstellt. Der Unterschied des neuentwickelten LDV-Profilsensors [5] liegt in der Verwendung von zwei sich überlappenden Interferenzstreifensystemen außerhalb der Strahltaile. So ist der Streifenabstand d beider Systeme eine Funktion des Ortes im Messgebiet. Das Verhältnis beider gemessenen Frequenzen liefert eine eindeutige Bestimmung der Ortskoordinate und der Partikelgeschwindigkeit. Für die Messung fand ein *ILA R&D 1D2C-LDV Profilsensor* mit Nd:YAG Lasern ($\lambda = 532 \text{ nm}$ und $\lambda = 553 \text{ nm}$) in Kombination mit einer gewöhnlichen LDV-Komponente ($\lambda = 561 \text{ nm}$) zur Vermessung einer zweiten Geschwindigkeitskomponente Anwendung. Für die retroaktive Berechnung der phasenaufgelösten dritten Geschwindigkeitskomponente wurde der Sensor jeweils um $\alpha = 30^\circ$ geneigt, wie in Abb. 2 (b) erkenntlich. Die Ergebnisse der durchgeführten Messungen sind in Abb. 3 grafisch aufgeführt. Wobei jeweils die normierte Umfangs-, Radial- und Axialgeschwindigkeit als Flächendiagramm dargestellt ist. Die Überhöhung der Umfangsgeschwindigkeit in der Nut, was sich als Teil des Nutwirbelsystems darstellt (weiterführende Details hierzu in [6]), ist deutlich zu erkennen. Im restlichen Bereich herrscht eine Couetteströmung vor. Die betragsmäßig größte Radialströmung ist innerhalb der Nut zu finden.

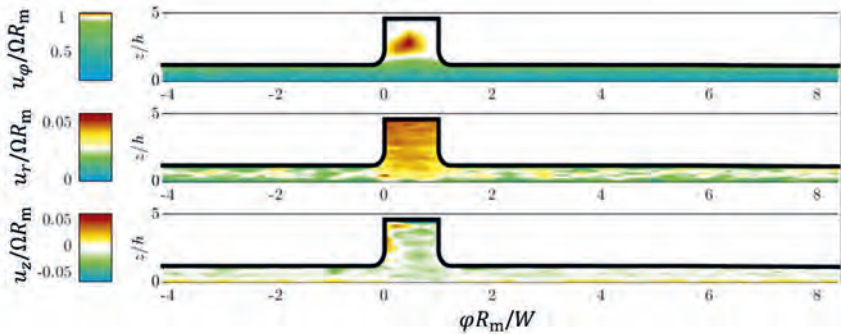


Abbildung 3: Ergebnisse der Geschwindigkeitsmessungen mittels des LDV-PS für alle drei Komponenten als Funktion des Phasenwinkels φ und der Spalthöhe h in normierter Darstellung.

4. Defocusing Particle Tracking Velocimetry (DPTV)

Der Aufbau der DPTV-Technik ähnelt der Geschwindigkeitsmesstechnik *particle image velocimetry* (PIV). Das Abbild der Partikel wird jedoch absichtlich aus der Fokusebene herausverschoben, um jedes Partikel als Unschärfering abzubilden. Die Größe dieser Ringe liefert die fehlende Ortsinformation in axialer Richtung und mittels eines Doppelbildes ebenfalls die axiale Geschwindigkeit. Zur Übertragung der Ringdurchmesser auf physikalische Koordinaten wurde die in-situ Kalibration nach [7] verwendet. Ein Überblick der DPTV-Ergebnisse sind in Abb. 4 zu finden.

Zwei verschiedene Bereiche wurden genauer betrachtet. FOV I (*field of view*) zeigt den Bereich in ausreichender Entfernung zur Nut. Hier herrscht eine laminare Couetteströmung in Umfangsrichtung vor. Der Nutbereich (FOV II) lässt die Überhöhung der Umfangsgeschwindigkeit deutlich zu Tage treten, welche bei 5 % von ΩR_m liegt. Die Ortslokalisierung des Nutwirbelzentrums ist durch die höhere Genauigkeit der Ortskomponenten möglich und liegt bei $(\varphi R_m / W, z / h) = (0,33; 1,5)$.

5. Schlussfolgerung

Die Vermessung der Strömung innerhalb einer offenen, nasslaufenden Lamellenkupplung konnte mit beiden Messtechniken erfolgreich durchgeführt werden. Während die Vorteile des LDV-PS in der detaillierten Auflösung der gesamten Phasenlage und der einfachen Anwendbarkeit des kommerziell-verfügbaren Systems liegen, kann der Messansatz mittels

DPTV mit einer höheren Ortsgenauigkeit und präziser Vermessungen der Submillimeter großen Strömungsstrukturen aufwarten.

Abschließend bleibt zu sagen, dass beide Techniken in dem Forschungsbereich der nasslaufenden Lamellenkupplung ihre erfolgreiche Anwendbarkeit zeigen konnten und sich eignen, ähnlich gelagerte Spaltströmungen hochauflösend zu vermessen.

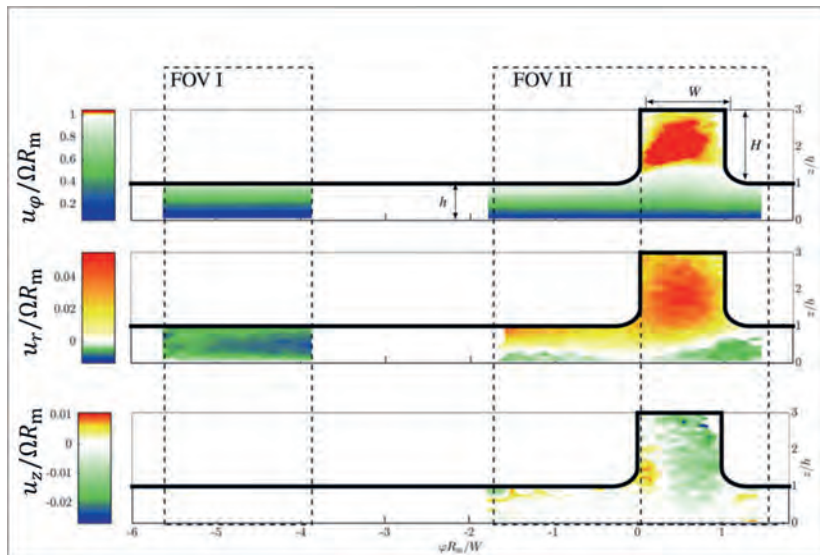


Abbildung 4: Ergebnisse der DPTV-Messung für alle drei Geschwindigkeitskomponenten für beide verwendete fields of view (FOV). Adaptierte Abbildung nach [6]

Literatur

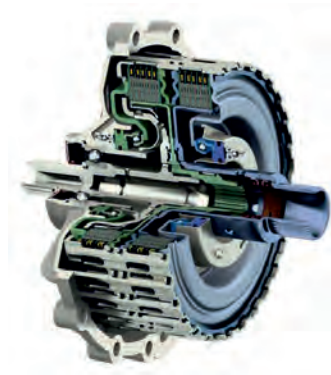
- [1] Lloyd F.: *Parameters contributing to power loss in disengaged wet clutches*. In: SAE technical paper series. SAE International (1974)
- [2] Oerleke, C., Funk, W.: *Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen*. In: FVA-Forschungsreport, Berichtszeitraum 1995 – 1998, (2000)
- [3] Neupert T., Benke E., Bartel D.: *Parameter study on the influence of a radial groove design on the drag torque of wet clutch discs in comparison with analytical models*. In: Tribology International 119:809–821 (2018)

- [4] Grötsch D., Niedenthal R., Völkel K., Pfaum H., Stahl K.: *Effiziente CFD-Simulationen zur Berechnung des Schleppmoments nasslaufender Lamellenkupplungen im Abgleich mit Prüfstandmessungen*. In: Forschung im Ingenieurwesen 83, 227-237 (2019)
- [5] Czarske J., Büttner L., Razik T., Müller H.: *Boundary layer velocity measurements by a laser doppler profile sensor with micrometre spatial resolution*. In: Measurement Science and Technology 13(12):197 (2002)
- [6] Leister, R., Fuchs, T., Mattern, P., Kriegseis, J.: *Flow structure identification in a radially grooved open wet clutch by means of defocusing particle tracking velocimetry*. In: Experiments in Fluids 62(2), 29 (2021)
- [7] Fuchs T., Hain R., Kähler C.J.: *In situ calibrated defocusing ptv for wall-bounded measurement volumes*. In: Measurement Science and Technology 27(8):084005 (2016)

Defektselektive Bauteilprüfung mithilfe der akustischen Resonanzanalyse an einem rotationssymmetrischen Außenlamellenträger einer Doppelkupplung

Eine Betrachtung des fertigungsbedingten Toleranzeinflusses auf das Schwingverhalten des Außenlamellenträgers

Regina Giese, Dr. Hendrik Frisch, Laura Longobardi,
Volkswagen AG, Baunatal;
Prof. Dr. Ralf Kiran Schulz, Universität Kassel



1. Einführung

Um dem hohen Anspruch der Kundenzufriedenheit gerecht zu werden, legt die Volkswagen AG in ihren Fertigungsprozessen höchsten Wert auf umfangreiche Produktkontrollen. Oberste Priorität hat an dieser Stelle die Sicherstellung der Bauteilqualität. So können Mängel und ihre Ursachen so früh wie möglich erkannt und durch präventive Maßnahmen vermieden werden.

In diesem Zusammenhang bietet die akustische Resonanzanalyse ein hohes Potenzial. Sie zeichnet sich nach Hertlin [1] durch folgende Eigenschaften aus:

- Vollumfänglichkeit → gesamtes Bauteil
- Reproduzierbar und objektiv
- Hohe Sensitivität
- Automatisierbar
- Umweltfreundlich
- Schnell → kurze Prüfzyklen
- Preiswert

Da die akustische Resonanzanalyse auf einem vergleichenden Verfahren basiert, muss zunächst eine Art „Datenbank“ geschaffen werden, die anschließend zur Definition eines Prüfmerkmals herangezogen werden kann. Ein Prüfmerkmal mit akustisch relevanter Veränderung zu ermitteln, ist die Voraussetzung für eine Differenzierbarkeit zwischen defektbehafteten und defektfreien Bauteilen.

Das Herausarbeiten eines akustischen Merkmals ist umso schwieriger, je komplexer die Geometrie des Prüfkörpers ist, da hiermit die Anzahl der Resonanzfrequenzen ansteigt. Daraus abgeleitet ergeben sich unter Umständen höhere Modenkopplungen, wodurch eine Merkmalsdefinition erschwert wird. In diesem Artikel wird ein rotationssymmetrischer Außenlamellenträger einer Doppelkupplung der Volkswagen AG hinsichtlich des Geometrieinflusses auf das Schwingverhalten betrachtet.

Der Außenlamellenträger ist durch eine hohe Anzahl von Loch- und Beschnittoperationen gekennzeichnet. Darüber hinaus erfährt der Werkstoff während der Herstellung einen hohen Umformgrad durch einen Tiefziehprozess. Außerdem erfährt die Wandung des Außenlamellenträgers mittels nachgelagerter Abstreck- und Rollprozesse eine hohe Kaltverfestigung. Insgesamt werden 22 Arbeitsstufen bis zur Fertigstellung des Außenlamellenträgers benötigt. Abbildung 1 zeigt den fertig bearbeiteten Außenlamellenträger. Relevante Bauteilbereiche sind gekennzeichnet.

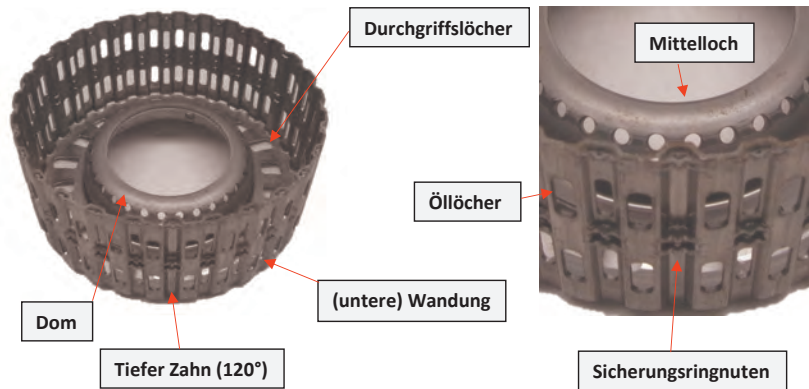


Abbildung 1: fertig bearbeiteter Außenlamellenträger, gekennzeichnet sind relevante Bauteilbereiche

2. Voruntersuchungen zur Detektion von Defekten mithilfe der akustischen Resonanzanalyse

Die Parameter Bauteilanregung, Bauteillagerung und Messung des Antwortverhaltens beeinflussen das Messergebnis maßgeblich. Mit dem Ziel, einen möglichst einflussarmen Messaufbau zu generieren, sind diese Parameter in diversen Versuchsreihen mittels Simulation und Experiment eingehend untersucht worden [2]. Die Ergebnisse der Versuchsreihen sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Parameterwahl für den Messprozess der akustischen Resonanzanalyse

Messparameter	Differenzierung	Messprozesseignung
Bauteillagerung	punktförmig	x
	linienförmig	x
	flächig	
Bauteilanregung	Dom_Fläche	
	Dom_Radius	x
	Wandung_oben	
	Wandung_Mitte	
	Wandung_unten	x
Messung des Antwortverhaltens	Mikrofon	
	Beschleunigungssensor	x

Abbildung 2 zeigt den Prüfstand mit punkt- und linienförmiger Auflage des Prüfobjekts. Gelb markiert sind die zwei möglichen Anregungspunkte.

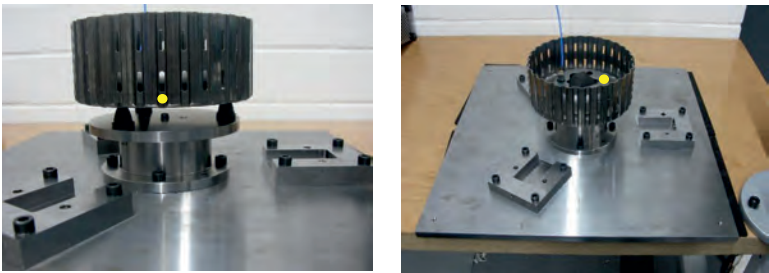


Abbildung 2: a) Punktförmige und b) linienförmige Bauteillagerung des Außenlamellenträgers

3. Einfluss des Fertigungsprozesses auf das Schwingverhalten

Während des Fertigungsprozesses werden am Außenlamellenträger verschiedenartige Bearbeitungen vorgenommen. Die Umform- und Beschnittoperationen verändern Bauteilmasse und Elastizitätsmodul. Unter Umständen kann die Folge ein verändertes Resonanzverhalten unter Anregung sein. In welchem Umfang dies erfolgt, skizzieren die folgenden Versuche. Sie sind unter Verwendung der punktförmigen Lagerung durchgeführt worden, da diese Lagerungsform den geringsten Einfluss auf das Schwingverhalten des Bauteils gezeigt hat.

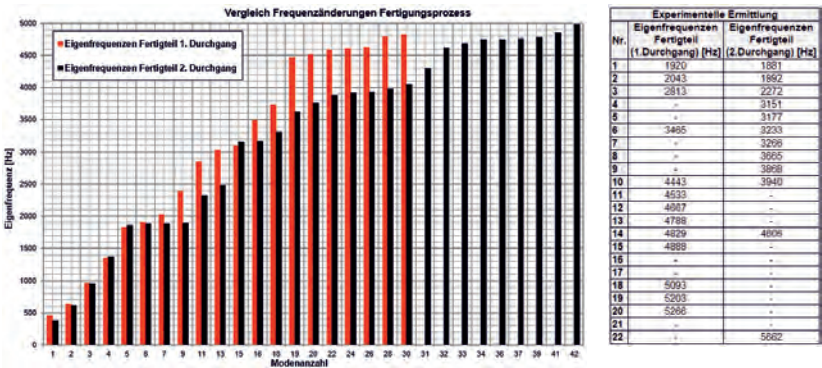


Abbildung 3: Eigenfrequenzen des Fertigteils im 1. und 2. Durchgang, a) FEM und b) Experiment

Abbildung 3 stellt die Eigenfrequenzlage in Abhängigkeit der Modenanzahl dar. Dabei zeigt sich deutlich, dass sich durch die verschiedenen Bearbeitungsstufen die Anzahl der

Eigenfrequenzen im Bereich bis 5 kHz deutlich erhöht. Die experimentelle Ermittlung kann dieses Ergebnis zunächst nicht bestätigen. Eine bessere Übersicht liefert an dieser Stelle Abbildung 4. Es sind einzelne Eigenfrequenzen entlang ihres Fertigungsprozesses dargestellt.

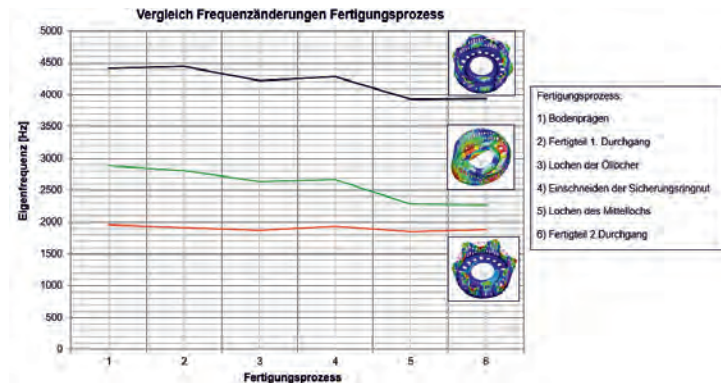


Abbildung 4: Experimentelle Ermittlung der Frequenzänderung über den Fertigungsprozess

Abbildung 4 zeigt, dass einzelne Frequenzen eine Tendenz zur Verschiebung der Schwingungen in Richtung niedrigere Frequenzwerte aufweisen. Dennoch gilt diese Aussage nicht allgemein. Die Frequenz bei 2000 Hz bleibt nahezu unverändert während des Fertigungsprozesses. Somit lässt sich festhalten, dass der Fertigungsprozess nicht zwangsläufig jede Eigenfrequenz beeinflussen kann [3]. Ändern sich Bauteilsteifigkeit und Masse durch einen Fertigungsschritt gleichartig, so kommt es zu keiner Frequenzbeeinflussung.

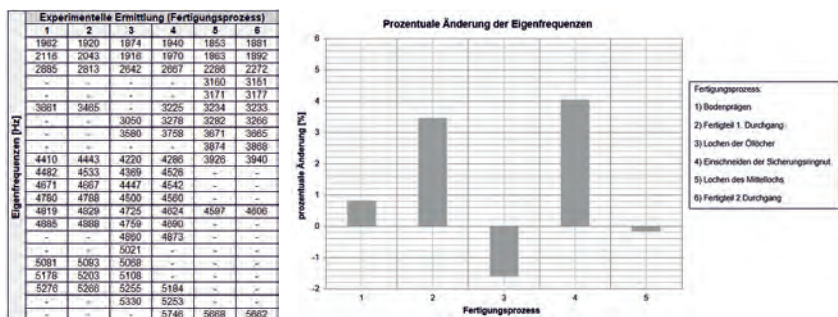


Abbildung 5: Experimentelle Ermittlung der Eigenfrequenzen a) nominell und b) gemittelt in Prozent

Bei der Betrachtung der experimentell ermittelten Messwerte fällt auf, dass mit fortgeschrittenem Fertigungsprozess die Anzahl der Eigenfrequenzen zunimmt. Die maximale Verschiebung der Frequenzen in Richtung niedriger Frequenzbereich erfolgt im Durchschnitt beim Lochen der Öllöcher in der Wandung [über 100 Hz]. Hier erfolgt ein deutlicher Steifigkeitsverlust in der Wandung.

Die Fertigung der Sicherungsringnut bewirkt eine Steifigkeitserhöhung in der Wandung. Das Einschneiden der Sicherungsringnut ergibt eine prozentuale, durchschnittliche Änderung der Eigenfrequenzen in Höhe von 4 % und nimmt somit als Fertigungsstufe den höchsten Einfluss auf die Eigenfrequenzen des Bauteils.

4. Fazit

Im Rahmen der Versuche konnte der Fertigungseinfluss auf die Ausprägung der Eigenfrequenzen analysiert werden. Grundsätzlich lässt sich festhalten, dass Eigenfrequenzen nicht zwangsläufig durch Fertigungsschritte beeinflusst werden müssen. So zeigt die Eigenfrequenz bei 2 kHz in Abbildung 4 kaum eine Änderung. Ob ein Fertigungsschritt die Eigenfrequenz beeinflusst, ist somit von folgenden Punkten abhängig:

- Lage des lokalen Bearbeitungsbereichs am Bauteil
- Der Einfluss fällt höher aus, wenn der zu bearbeitenden Bauteilbereich schwingungsfreudiges Verhalten zeigt.
- Veränderung der Bauteilmasse durch den Fertigungsschritt (Verhältnis Bauteilsteifigkeit zur Bauteilmasse)

Tendenziell verschieben sich die Schwingungen des Außenlamellenträgers über den Fertigungsprozess in Richtung niedrigere Frequenzbereiche, wodurch im betrachteten Frequenzbereich bis 5 kHz immer wieder Eigenfrequenzen aus dem höheren Frequenzspektrum „nachrutschen“. Dieses Ergebnis wird auch durch die Simulationen bestätigt.

Um die Erkenntnisse zu vertiefen und hinsichtlich eines Einsatzes der akustischen Resonanzanalyse zur defektselektiven Bauteilprüfung zu nutzen, sollten die Schwankungen in der Fertigungsgenauigkeit während des Herstellungsprozesses untersucht werden. Diese Ergebnisse sollten dem Frequenzspektrum defektbehafteter Bauteile gegenübergestellt werden. Mithilfe dieser Ergebnisse könnte eine Klassifizierung hinsichtlich der Bauteilbeschaffenheit erstellt werden.

5. Literaturverzeichnis

- [1] Hertlin, I.: „Informationsschriften zur zerstörungsfreien Prüfung – ZfP – kompakt und verständlich“, Castell-Verlag, Wuppertal, 2003
- [2] Vieland, M.: „Entwicklung eines Prüfstands zur akustischen Resonanzanalyse und Grundlagenversuche zur Rissdetektion“. Masterarbeit, Universität Kassel, 2019
- [3] Longobardi, L.: „Untersuchungen des Einflusses der Bauteilgeometrie auf das Schwingungsverhalten des Außenlamellenträgers mittels akustischer Resonanzanalyse“. Masterarbeit, Universität Kassel, 2020

High Performance Ausrücklager für hochbelastete Kupplungssysteme in mobilen und stationären Anwendungen

Lebensdauererhöhung durch optimiertes Dicht- / Schmiersystem und Schmutzabfuhr

Dr.-Ing. **Khalid Abu-Snima**, KAS-CLUTCH, Grettstadt

Kurzfassung

Das Ausrücklager an der Schnittstelle zwischen drehender Kupplung-Membranfeder und der statischen Ausrückgabel ist eines der am stärksten belasteten Bauteile im Kupplungssystem. Zusätzlich zu der Aufnahme der axialen Ausrückkraft wird das Ausrücklagersystem stark vom Staub aus mechanischem Abrieb und anderen Schmutzpartikeln aus der Umgebungsluft belastet, welche die Lebensdauer des Ausrücklagers sehr stark beeinflussen. Durch die oben erwähnten extremen Bedingungen werden die meisten bisherigen Ausrücklager zerstört. In Folge des Ausfalls eines Ausrücklagers wird bei der Instandsetzung die komplette Kupplung ausgetauscht, was erhebliche Kosten verursacht:

- Lohnkosten
- Ersatzteilekosten
- Stillstand des LKW

Abstract

The release bearing at the interface between the rotating clutch diaphragm spring and the static release fork is one of the most heavily loaded components in the clutch system.

In addition to absorbing the axial release force, the release bearing system is heavily loaded by dust from mechanical abrasion and other dirt particles from the ambient air, which have a very strong influence on the life-time of the release bearing. Most of the common release bearings will be destroyed by the extreme conditions mentioned above. As a result of the failure of a release bearing, the entire clutch is replaced during repair, which causes considerable costs:

- labor costs
- Spare parts costs
- Truck standstill costs

1 Problembeschreibung

Das Ausrücklager bzw. die LKW-Kupplung haben in extremen Anwendungen, wie z.B. Bergbau- und Baustellen-Kipper eine kurze Lebensdauer. Die Ursache für den relativ frühen Ausfall der Kupplung bzw. des Ausrücklagers ist hauptsächlich die Staubbelastung.

Das Ausrücklager wird mit staubförmigem Kupplungsabrieb sowie Schmutzpartikeln aus der Umgebungsluft belastet. Die rotierenden Kupplungsbauteile, wie z.B. Kupplungsdruckplatte und Kupplungsscheibe erzeugen eine Luftströmung, welche den Kupplungsabrieb sowie Schmutzpartikel zum Kupplungsausrücklager transportieren.

Die Schmutzpartikel lagern sich an den Oberflächen des Wälzlagers und den Dichtelementen ab. Aufgrund der Betriebsbedingungen wandern auch Schmutzpartikel unter die Dichtlippe und gelangen anschließend auf die Lagerlaufbahn. Diese Kontamination führt zu einer Verminderung der Lebensdauer.

KAS-CLUTCH hat ein Kupplungsausrücklager mit einem einzigartigen Abdichtungsprinzip für alle moderne Nutzfahrzeug-Kupplungssysteme entwickelt, welches eine wesentlich höhere wirtschaftliche Lebensdauer gewährleistet.

Das patentierte Ausrücksystem mit dem Abdichtungsmechanismus von KAS-CLUTCH kann in den verschiedenen Nutzfahrzeugkupplungen von kleinen und großen Verteiler-Lkw über Stadt- und Reisebusse bis hin zu Baustellen-Kippern und in Landwirtschaftsmaschinen eingesetzt werden. Im Vergleich zu den bisherigen Ausrücksystemen eignet sich das KAS-CLUTCH Ausrücksystem durch seine innovative und robuste Lösung insbesondere auch in extremen Anwendungen, wie z.B. Bergbau- und Baustellen-Kippern.

2 Wirksame Schmutzabfuhr

Handelsübliche NKW-Ausrücklager verfügen über ein geschlossenes Gehäuse. Hierin sammelt sich über die Zeit Abrieb und andere Partikel an.

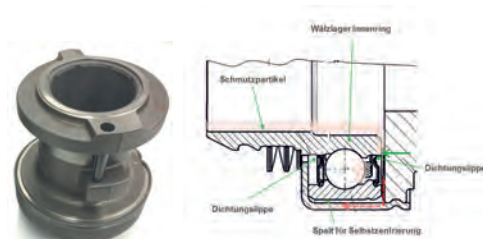


Bild 1: Marktübliche NKW-Ausrücklager

Im Gegensatz zu diesen handelsüblichen Ausführungen weist die patentrechtlich geschützte Weiterentwicklung radiale Öffnungen auf, über die Schmutzpartikel während des rotierenden Betriebs aus dem Gehäuse herausgeschleudert werden.

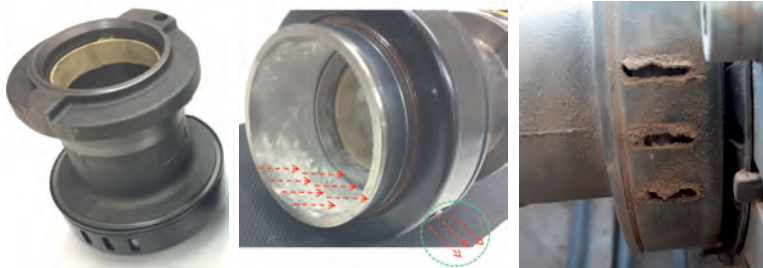


Bild 2: Weiterentwickeltes NKW-Ausrücklager, gezielte Schmutzabführung durch radiale Aussparungen



Bild 3: Schmutzablagerung in weiterentwickeltem KAS - (links im Bild) . konventionellem NKW-Ausrücklager (rechts im Bild)

3 Verbesserte Wärmeabfuhr

Während bei konventionellen Ausrücklagern die Wärmeabfuhr allein durch Strahlung erfolgt, wird diese bei dem weiterentwickelten System durch Konvektion ergänzt, was einen weiteren Beitrag zur Lebensdauererhöhung des Ausrücklagers liefert.



Bild 3: Wärmeabfuhr bei weiterentwickeltem KAS-(links). Konventionellem NKW-Ausrücklager(rechts)

4 Verbesserte Lagerschmierung

Durch Verwendung eines speziellen Hochleistungsfettes und ein vergrößertes Fettreservoir wird ein Beitrag zur Erhöhung der Lebensdauer geleistet.

5 Versuchsergebnisse und erste Feldtests

Prüfstand Versuchsergebnisse

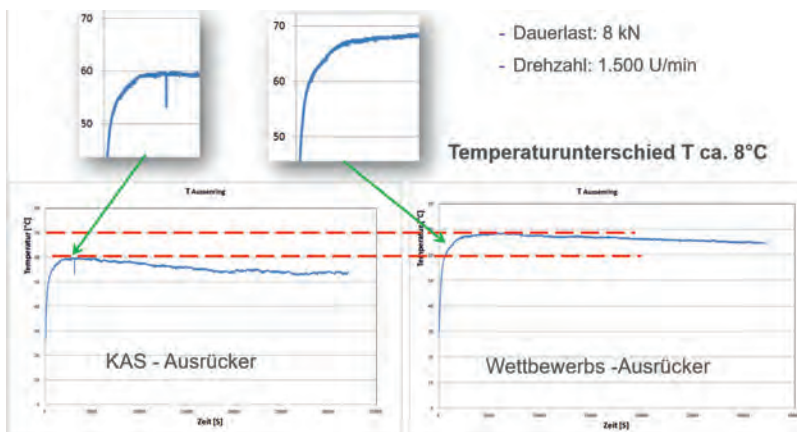


Bild 4: Versuchsergebnisse Betriebstemperatur

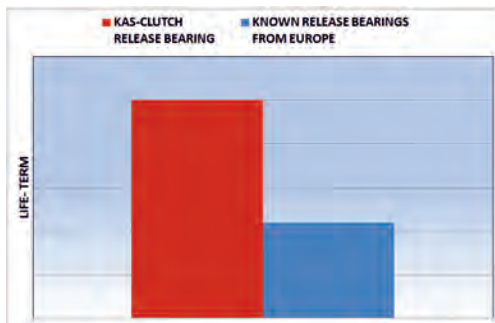


Bild 5: Versuchsergebnisse Lebensdauervergleich, weiterentwickeltem KAS-(links).. konventionellem NKW-Ausrücklager(rechts)

Feldversuchsergebnisse

1- Fahrzeugtyp: ACTROS 1841 LS

- Kupplungslebensdauer: ca. 800.000 km
- Kupplungstyp: Zwei-Scheiben-Kupplung
- LKW-Anwendung: Spedition-Langstrecken Fahrt

2- Fahrzeugtyp: ACTROS 2448, Staub und Fahrsituation

- Kupplungslebensdauer: ca. 600.000 km
- Kupplungstyp: Ein-Scheiben-Kupplung
- LKW-Einsatzbereich: staubige und warme Umgebung - hier wird die Kupplung relativ stark belastet.

6. Zusammenfassung

Durch die beschriebenen Maßnahmen kann die Lebensdauer eines NKW-Ausrücklagers deutlich erhöht werden, in einem Maße, dass die Lebensdauer des gesamten Kupplungssystems durch die Lebensdauer der Kupplungsscheibe bestimmt wird. So kann die Laufleistung eines Fahrzeuges im Langstreckenbetrieb von heute ca. 300-900 Tkm auf ca. 900-1200 Tkm, je nach Einsatzbedingungen, gesteigert werden, bis eine Reparatur des Kupplungssystems erforderlich wird. Hierdurch können die Betriebskosten entsprechend gesenkt werden.

Adaptation of a Wet Clutch Torque Model in Electrified Drivelines

Dr. rer. nat. **G. Göppert**,

Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

In elektrifizierten Antriebssträngen ist die Kenntnis des übertragbaren Kupplungsmomentes unabdingbar für eine komfortable Lastschaltung bzw. einen ruckfreien Verbrennerstart. Mechanischer Verschleiß, Setzen und insbesondere Alterungseffekte der Reibpartner führen zu Änderungen der Übertragungsfunktion, die zur Laufzeit angepasst werden müssen. In diesem Beitrag wird der Schaeffler Ansatz zur Adaption der Momentenübertragungsfunktion im Entwicklungsprozess dargestellt.

Abstract

In electrified drivelines the knowledge of the transferable clutch torque is necessary for comfortable load shifts or jerk less combustion engine starts. Mechanical wear, setting and especially aging effects of friction partners lead to changes in the torque transfer function which must be adapted over life. This work presents the Schaeffler approach for adapting the torque transfer function in the development process.

1. Torque Model

In order to control a clutch to a desired torque the knowledge of the transfer function from torque to pressure $T \rightarrow p$ is necessary, see Fig 1. The key to this transfer function is the knowledge of the forward transfer function model $T^m(p, n, k)$ which maps pressure to torque $p \rightarrow T$ for noise factors n , like temperature, slip speed, pressure history or loads. Further, the parameters k being adjustable quantities like hysteresis width which might change from piece to piece or over lifetime. Once knowing the forward transfer function, the inverse can be utilized to determine the target pressure out of the requested torque.

The forward torque model is based on the simple relation $T = m \mu r F$, comprising the number of friction elements m , friction coefficient μ , effective radius r , and the applied normal force F , see [1]. Whereas the radius r is fairly constant, the other quantities might change with usage. The effective number m of friction elements is depending on history of torque transfer which limits axial movement leading to a dynamic hysteresis at closing branch of clutch. The friction coefficient μ depends mainly on slip, temperature and pressure but also changes via degradation over lifetime. Finally, the apply force $F = (p - p_0 + p_{hyst}) \cdot A$ needs to be

determined out of a pressure signal p which includes hydraulic cylinder area A , lift off spring characterized by an offset pressure p_0 and sealing friction leading to hysteresis p_{hyst} depending on temperature and pressure which also might change with usage.

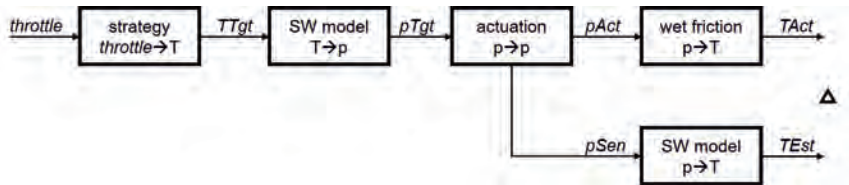


Fig 1: Effect chain from *throttle* to clutch torque T_{Act} with *SW* estimation T_{Est} , necessary for adapting the *SW model* such that torque accuracy $\Delta = T_{Act} - T_{Est}$ meets specification. Here, input of the *SW model* is the sensor pressure p_{Sen} .

After all, the forward model $T^m(p, n, k)$ depends on the direct input: pressure p and indirect dependencies or noise factors n , denoting temperature, slip and pressure. The parameters k , on the other hand, represent gains or thresholds to dynamic hysteresis width, sealing hysteresis as well as static and dynamic friction coefficient.

2. Variations of Parameters

Once a physical system is described under all relevant conditions and usages, manufacturing limitations and aging effects are the main drivers for variations which cannot be compensated directly. In general, this approach is described in parameter-diagram [2] where noises are classified into: piece to piece, lifetime, customer usage, system interaction and environment such as climatic conditions etc. Typically, the piece to piece variations such as effective radius, pressure sensor linearity and offset error as well as hydraulic hysteresis p_{hyst} should be learned end of line in a commissioning process, aging effects such as friction coefficient modifications and dynamic hysteresis must be learned additionally online in the vehicle during normal operation.

First, the friction coefficient variations are considered exemplarily. Whereas, the general form might depend on temperature, slip and pressure, here, only a 1-dimensional approximation – the Stribeck curve as a function of the so called Gumbel number $G = \text{viscosity} \cdot \text{slip} / \text{pressure}$ is considered. Depending on customer usage, oil contamination, and environment such as climatic conditions, the friction system is subject of degradation reflecting in a change of μ -characteristics. Very often an increase of static friction coefficient μ_0 is observed whereas the total or dynamic friction coefficient is still monotonously increasing. In order to

describe this behavior a simple scaling approach $\mu = \mu_0 + \mu_v f_v(G \cdot \mu_s)$ of the Stribeck curve f_v might be applied, see Fig 2. Here, μ_0 represents static friction, μ_v the viscose scaling factor, and μ_s the Stribeck scaling factor. This scaling approach ensures the monotonic increase and variations can be learned cumulatively and robust against outliers. This simple approach can be utilized when the residual deviations in tests are within the required accuracy.

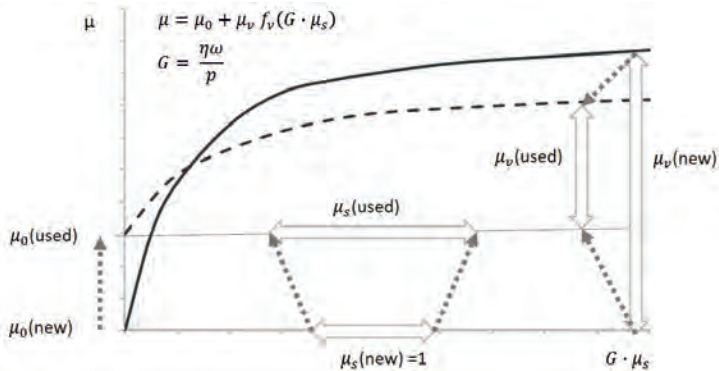


Fig 2: Friction coefficient represented as function of Gumbel number G in new (solid) and used (dashed) condition. The different scaling factors are: μ_0 the static friction, μ_v the viscose scaling factor, and μ_s the scaling factor to the Gumbel number

Similar simplifications are applied to the dynamic and static hysteresis models as well as the offset pressure finally leading to a parametric model for the forward transfer function $p \rightarrow T$.

2. Adaptation Algorithm and Sample Statistics

The term *adaptation* describes the process to adjust a parametric model $T^m(p, n, k)$ with parameters k , to match a reference T^r such that residual $\varepsilon = T^r - T^m$ meets specification.

The model itself is then used to compensate noise factors n such that the higher level strategy becomes independent on piece to piece or lifetime variations.

By adapting T^m to a given reference T^r we can directly influence the feed forward accuracy of the mechatronic system. Here, the reference system might be the real physical system under investigation in vehicle or at a test rig, or a more elaborate, microscopic model with a higher accuracy than the model to be adapted.

On the test rig T^r is given by a torque sensor and in a model to model comparison the reference is given by a master model. On the other hand, in the vehicle application the

reference for a double clutch system is typically the engine or e-motor torque T_E including dynamic and driveline losses.

The adjustment of the parameters k is typically executed by solving the corresponding optimization problem of minimizing ε^2 . Here, the simplest algorithm, the gradient decent method is utilized exemplarily leading to the governing equation: $\partial_t k = \varepsilon \partial_k T^m(p, n, k) \cdot \text{gain}$ where the time derivative ∂_t is used to represent the update equation and k could be one of the friction factors μ_o , μ_v , μ_s or pressure factors p_{hyst} , p_o . The overall *gain* is essentially a rate correlating the parameter changes with deviations.

A difference in vehicle application is the limited access to information. In order to follow the rate of physical change the imposed rate of adaptation of parameter k at the specification limit must be larger when taking into account times of non-observability. This means the gain has to be scaled with the inverse probability of observability. Further, the time between two adaptation events must be smaller than the rate of physical change necessary to violate specification. In return this means that the time evolution of the physical change must be reflected in an adaptation strategy: piece to piece variations must be learned end of line. Instantaneous changes must be coupled on a trigger event such as hydraulic refill. Finally, lifetime changes have to be learned in normal operation, possibly equipped with a learning on demand mechanism to achieve a learning rate necessary for compensating the physical rate of change.

3. Adaptation in the development process

In typical development processes, hardware (*HW*) development and software (*SW*) development are related via a set of requirements. Considering torque accuracy, the functional model can be used to require an accuracy on *HW* side and *SW*, on the other hand, must be able to adjust to this model with a certain accuracy.

From *HW* dimensioning (*dim*) a principle *HW* model structure $T^m(p, n, k)$ is determined. Applying the update rules for the parameters k with the rig torque measurement as a reference T^r the parameter set k can be adjusted to each sample i . This yields to an optimal parameter set k_i and a torque accuracy measure in terms of confidence interval for the residuals ε_i , which correspond to left vertical bar in Fig 3. Taking into account measurement uncertainties and the sum of all samples from test *rig*, combined confidence intervals for the parameter sets $k_l < k < k_u$ and accuracy $\varepsilon_l < \varepsilon < \varepsilon_u$ to be used in the subsequent virtual development steps can be derived. The lifetime variations on the other hand will be determined on durability samples following the same adaptation procedure.

After development of the functional *HW* model a functional *SW* model for the adaptation in vehicle shall be developed. The *HW* model could serve as a basis for the online simplifications necessary for the usage in embedded *SW*.

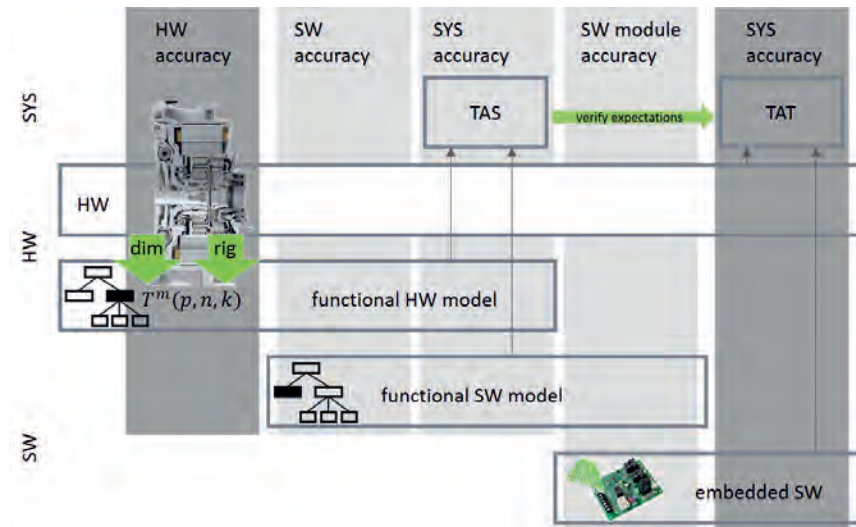


Fig 3: Possible torque accuracy test scenarios, explanation see text.

Following the same steps as before utilizing the functional *HW* model as a given reference for the functional *SW* model one could determine *SW* parameters as well as *SW* accuracy, see second bar from left in Fig 3. Combining both functional models *HW* and *SW* by employing Monte Carlo methods to generate a stochastic propagation of the parameters k in a dynamic vehicle simulation one is able to determine the system torque accuracy in the torque accuracy simulation (*TAS*), see third bar from left in Fig 3. Following the same lines utilizing the *SW* model as reference to test the embedded code we get another *SW* accuracy in a pure *SW* module test. Finally, the real *HW* can be put on the rig to compare to control unit leading to the desired torque accuracy in a torque accuracy test (*TAT*) which is essentially a verification of the previously determined torque accuracy simulation.

- [1] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. and Fietkau P.: Fahrzeuggetriebe. Berlin: Springer 2019
- [2] Fritzsche R.: Using Parameter-Diagrams in Automotive Engineering. ATZ Worldwide, vol. 108 (6/2006) pp. 17-21

