

Friedrich Philipp Brezger

**Neue Methoden für die Weiterentwicklung von  
hybriden Triebsträngen zur Steigerung der  
Energieeffizienz**

New methods for the development of hybrid drive  
trains to increase energy efficiency

Band 69

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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



Forschungsberichte

Friedrich Philipp Brezger

**Neue Methoden für die Weiterentwicklung von  
hybriden Triebsträngen zur Steigerung der  
Energieeffizienz**

New methods for the development of hybrid drive  
trains to increase energy efficiency

Band 69

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

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

Alle Rechte vorbehalten

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

ISSN 1615-8113

# **Neue Methoden für die Weiterentwicklung von hybriden Triebsträngen zur Steigerung der Energieeffizienz**

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

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Friedrich Philipp Brezger  
aus Baden-Baden

Tag der mündlichen Prüfung: 17. Oktober 2013

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

Korreferent: Prof. Dr. B.-R. Höhn



## **Vorwort des Herausgebers**

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

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

Albert Albers

---

<sup>1</sup> Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)





## **Vorwort zu Band 69**

In der Antriebstechnik moderner Fahrzeuge sind in den letzten Jahren drastische Veränderungen aufgetreten. Der Zwang zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei gleichzeitigem Erhalt von Fahrkomfort und Fahrspaß in den Fahrzeugen führt zu einer massiven Anstrengung, effizientere Antriebsstrukturen zu definieren und dabei gleichzeitig den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren sowie die Fahrzeugperformance zu erhalten. Designkonzepte sind dabei konsequenter Leichtbau und Reduktion aller Verlustquellen im Triebstrang. Damit soll eine Steigerung der Energieeffizienz erreicht werden. Die Triebstränge, die auf diese Weise definiert werden, sind zumeist hybride Konzepte, wo Verbrennungsmotor und E-Maschinen in mannigfaltigen Variationen miteinander kombiniert werden, oder aber vollelektrische Fahrzeuge, deren breiter Einsatz aber immer noch an den hohen Aufwendungen für die notwendige Fahrbatterie scheitert. Die Unterstützung der Entwicklung dieser komplexen mechatronischen Antriebsstränge durch neue Methoden für die Produktentwicklung ist von entscheidender Bedeutung, da die Komplexität und Kompliziertheit sonst nicht mehr beherrscht werden kann. Auf diesem Gebiet arbeitet das IPEK – Institut für Produktentwicklung des KIT – mit einer großen Forschungsgruppe seit vielen Jahren. Es werden neue Entwicklungsprozessmodelle erforscht, die es erlauben, die Komplexität des Entwicklungsprozesses zu berücksichtigen. Ein zweiter Schwerpunkt sind neue Ansätze zur Unterstützung der Synthese mechatronischer Systeme in der Konstruktion sowie deren Validierung und Erprobung mit neuen Methoden. Zwei zentrale Methodiken sind hierbei der C&C<sup>2</sup>-Ansatz, welcher die in der Konstruktion so zentrale Kopplung von Funktion, Wirkung und Gestalt erstmalig in ganzheitlicher Weise beschreibt, sowie der XiL-Ansatz, mit dem Systeme ganzheitlich im Kontext des Übersystems, hier also Fahrzeugantriebsstrang im Fahrzeug und unter Berücksichtigung von Fahrer und Verkehrssystem durchgängig validiert werden können. Im Rahmen dieser Forschungsarbeiten setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Friedrich Brezger an. Er erforscht auf der Basis des grundlegenden Contact & Channel-Ansatzes C&C<sup>2</sup>-A, neue Methoden für die Weiterentwicklung von hybriden Triebsträngen zur Steigerung der Energieeffizienz.

Herr Dr.-Ing. Brezger hat sich in seiner Arbeit zwei großen Themenkomplexen gewidmet. Der erste Schwerpunkt der Arbeit ist die Entwicklung eines methodischen Ansatzes zur Definition und Bewertung von Hybridkonzepten für Fahrzeuge. Diese sollen den Auswahlprozess unter den Randbedingungen der Energieeffizienz, aber auch des notwendigen Komforts ermöglichen und so eine systematische Bewertung und Auswahl eines geeigneten Hybridkonzeptes erlauben. Ein zweiter Entwicklungsmethodischer Schwerpunkt der Arbeit ist die Weiterentwicklung des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes zur Berücksichtigung von Strömungen und strömungsmechanischen

Effekten an den Wirkflächenpaaren zwischen Festkörpern und Fluiden sowie die erstmalige physikalische Beschreibung des Strömungsverhaltens inkompressibler Flüssigkeiten mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz. Zur Validierung dieses neuartigen methodischen Ansatzes hat Herr Brezger am Beispiel einer nasslaufenden Kupplung aus einem Hybridfahrzeug die Potentiale des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes in der Prinzip- & Gestaltmodellierung von nasslaufenden Friktionssystemen aufgezeigt und daraus neue Designlösungen für diese Komponenten entwickelt. Um hier auch experimentell den Nachweis der Validität der Methode und des Konzeptes zu erbringen, hat er abschließend entsprechende experimentelle Untersuchungen durchgeführt und die dazu notwendigen neuartigen Prüfstandskonzepte und Messmethoden entwickeln und aufgebaut. Die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Brezger leistet einen wichtigen Beitrag zur „Karlsruher Schule für Produktentwicklung“ und wird gleichzeitig wichtige Impulse für die weitere Forschung liefern und auch durch die konsequente Durchdringung der Komponente nasslaufende Kupplung im Fahrzeug nutzbringende Innovationsimpulse setzen.

November, 2013

Albert Albers

## Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der methodischen Weiterentwicklung der Kupplungssysteme am Beispiel des Personenkraftwagens (PKW). Die Kupplungssysteme sind in den verschiedenen neuen Antriebssystemen mit geänderten bzw. erweiterten Aufgabenstellungen erforderlich. Teilweise können Sie die gleichen Aufgaben wie diejenigen im konventionellen Triebstrang besitzen aber zu anderen Betriebspunkthäufigkeiten. Beispielsweise ist bei der Anfahrkupplung im parallelen Hybrid der geöffnete Zustand beim elektrischen Fahren wichtiger geworden. Dadurch sind weitere Potenziale zur Steigerung der Energieeffizienz möglich, die in dieser Arbeit ermittelt und untersucht werden. Unter Anwendung des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM) und des Contact & Channel & Connector - Approaches (C&C<sup>2</sup>-A) werden die neuen Rahmenbedingungen herausgearbeitet und untersucht, um dann die notwendigen Produktentstehungsprozesse (PEP) sowie dessen Ressourcensystem zu synthetisieren. Hier werden neue Methoden entwickelt und exemplarisch bei den gängigen Topologien des parallelen Hybrids angewandt.

Am Beispielsystem der nasslaufenden Lamellenkupplung für den parallelen Hybrid mit einem Elektromotor am Getriebeeingang wird dabei eine neue Validierungsumgebung für CFX-Simulationen der speziellen Kupplungslamellen geschaffen sowie der C&C<sup>2</sup>-Approach um die Möglichkeit zur Abbildung von inkompressible Hydraulik erweitert. Dadurch wird die Weiterentwicklung von Lamellendesigns für nasslaufende Lamellenkupplungen und deren Validierung realisiert.

Die Übertragbarkeit der ermittelten Vorgehensweise auf trockenlaufende, formschlüssige Systeme wird am Beispiel einer rein formschlüssigen, mechanischen unsynchronisierten Kupplung aufgezeigt.

Vor dem Hintergrund des tatsächlichen Nutzerverhaltens werden die Potenziale ermittelt. Um das Nutzerverhalten objektiv in kurzen Prüfzyklen abbilden zu können, wird ein zeiteffizientes Messverfahren auf seine Nutzbarkeit überprüft und die so gewonnenen Daten für Referenzzyklen aufbereitet. Am Ende dieser Ausarbeitung stehen neben der neu entwickelten Untersuchungsmethoden neue Kupplungssysteme und deren ermittelte Potenziale in der Kundenanwendung.



## Abstract

This thesis deals with methodical further development of clutch systems on the example of passenger cars. The clutch systems are needed in various new drive systems with changed or extended tasks. In addition, they often have the same task as clutch systems in conventional drive trains but with a different operating point probability density. For example, the disengaged state of a start clutch in a parallel hybrid has become more important. Thus, further potentials due to increase energy efficiency are possible which are investigated and determined. Using the integrated product development model (Ger. abbr.: iPeM) as well as the Contact & Channel & Connector – Approach (C&C<sup>2</sup>-A) new boundary conditions are identified and investigated due to synthesize the necessary product development processes (Ger. abbr.: PEP) and their resources system. Here, new methods are developed and considerably used for typical topologies of parallel hybrids.

For the start clutch of a parallel hybrid, dividing the electrical engine at the gearbox input from the combustion engine, as an exemplary system a new validation environment for CFX-simulations of special clutch discs is designed and introduced. Furthermore, the scientific language C&C<sup>2</sup>-A is extended in order to use it for incompressible hydraulics. Thereby the further development of clutch discs designs of lubricated clutches and their validation is successfully made.

The assignability of the determined approach on dry dog clutch systems is shown on the example of a new developed mechanical unsynchronized dog clutch.

Against the background of the actual customer behaviour the energy efficiency potentials are determined. In order to represent this customer behaviour in impartial short reference cycles a new measurement method is tested regarding its capability. This gained data is used for creating the reference cycles. As a result of this thesis, new development methods and new clutch systems and their well-known potentials in the customer application are available.



## Danksagung

Für die Entwicklungsmöglichkeiten dieser Arbeit durch die Bereitstellung der Entwicklungsumgebung sowie für die vielen fachlichen Diskussionen und Denkanstöße danke ich den Professoren Albert Albers und Sven Matthiesen sowie den Oberingenieuren Sascha Ott, Dr. Wolfgang Burger und Norbert Burkardt wie auch meinem Gruppenleiter Martin Geier und all meinen Kollegen, die mir ebenfalls mit Rat und Tat zur Seite gestanden haben. Insbesondere danke ich aber den technischen Mitarbeitern, Monika Jans und Dietmar Thöres, die unter anderem die Messtechnik und Prüfstände hervorragend ausgestattet und mitgeplant haben. Darüber hinaus danke ich der Werkstatt, die in unzähligen Arbeitsstunden benötigte Teile gefertigt, eingebaut und die Prüfstände ausgerichtet hat.

Für die Übernahme des Koreferats bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr. Bernd-Robert Höhn.

Des Weiteren danke ich den Projektpartnern, die die Herausforderungen in der Industrie durch Aufgabenstellungen aufgezeigt und damit die spannenden Entwicklungsarbeiten gefördert haben.

Besonderer Dank gilt der Firma Daimler, der Abteilung TP/VEP von Herrn Dold mit meinen Betreuern Markus Zimmer, Ottmar Gehring, Erik Sieglin sowie der Abteilung von Herrn Harald Feuchter RD/RP mit meinen Projektansprechpartnern.

Weiterhin haben die vielen Studien-/Diplom-/Bachelor- und Masterarbeiter sowie Hiwis an der Entwicklung und Umsetzung dieser Arbeit mitgearbeitet und besonderen Dank verdient.

Nicht zuletzt liegt der Grundstein dieser Arbeit in meinem privaten Umfeld. Meinen Eltern danke ich dafür, meinen Weg ermöglicht und mich in meinem Denken und Handeln geprägt zu haben.

Februar 2013

Friedrich P. Brezger





*„sapere aude! – Habe den Mut, dich deines  
eigenen Verstandes zu bedienen!“*

*Interpretation von Immanuel Kant 1784*

Diese wissenschaftliche Ausarbeitung entstand während meiner Tätigkeit am IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Neben den hier behandelten Entwicklungen ist es die Pflicht eines Wissenschaftlers, die extern gegebenen Motivationen und Aufgabenstellungen kritisch zu hinterfragen. Das aktuelle politische Umfeld sowie die wissenschaftlichen Erkenntnisse zur Umwelt, insbesondere die globale Erderwärmung, Feinstaub in Ballungszentren und weitere aktuelle Themen geben viele Anreize, bestehende, hoch entwickelte Technologien noch weiter zu optimieren. Entgegengesetzt den Eindrücken aus Werbung und Medien ist das Hybridfahrzeug zurzeit nicht die geschickteste Lösung zur Reduzierung des weltweiten CO<sub>2</sub>-Ausstoßes und schon gar nicht die wirtschaftlichste, wie die Zahlen der McKinsey Studie [BDI07] belegen. Die politische Förderung ist derzeit eher als eine (Brücken-) Technologie- und Wirtschaftsförderung zu betrachten, die mit diesen Argumenten eher ihre Daseinsberechtigung innehat. Als Ingenieur in der Produktentwicklung ist es umso wichtiger, zu versuchen, die ganzheitlichen, globalen Zusammenhänge zu erkennen und mit den Vorab-Überlegungen die richtigen Impulse zu geben. Daher sei mit dem kurzen Zitat zu Beginn an Immanuel Kant erinnert, der mit seiner Interpretation der Episteln von Horaz dem Wissenschaftler einen Denkanstoß geben kann, sich an seine weiteren gesellschaftlichen Pflichten zu erinnern.

Die hier niedergeschriebene Arbeit dient der Weiterentwicklung von Hybriden und stellt dafür benötigte, neue Methoden bereit. Diese Entwicklungen und Methoden haben den Anspruch der Übertragbarkeit auf andere Problemstellungen im Ingenieursalltag.

Februar 2013

Friedrich P. Brezger

# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>5</b>
2.1	Methodische Problemlösungsstrategien.....	5
2.1.1	Auszug verschiedener Vorgehensweisen zur Problemlösung .....	5
2.1.2	Die Problemlösungsmethode „SPALTEN“ .....	8
2.2	Produktentwicklung .....	10
2.2.1	Modellbildung der Produktentstehung in der Produktentwicklung .....	10
2.2.2	Integriertes Produktentstehungsmodell iPeM.....	11
2.2.3	Validierung als zentrale Aktivität des Handlungssystems .....	14
2.2.4	X-in-the-Loop-framework .....	16
2.2.5	Modellbildung technischer Systeme.....	18
2.2.6	Contact & Channel & Connector – Approach.....	19
2.3	Ausgewählte Getriebe in konventionellen Pkw-Triebsträngen .....	24
2.3.1	Manuelle Getriebe in PKW .....	24
2.3.2	Stufen-Automatikgetriebe in PKW .....	25
2.3.3	Doppelkupplungsgetriebe .....	26
2.4	Hybridfahrzeuge.....	28
2.4.1	Motivation zur Entwicklung alternativer Antriebe.....	28
2.4.2	Klassifikation der Hybride.....	30
2.5	Kupplungen in Fahrzeugen .....	34
2.5.1	Hydrodynamische Kupplungen .....	35
2.5.2	Nasslaufende Lamellenkupplungen .....	36
2.5.2.1	Allgemeine Darstellung von Lamellenkupplungen.....	36
2.5.2.2	Distanzierungsmedien für Lamellen .....	38
2.5.2.3	Bedeutung der Kupplungsschleppmomente im Triebstrang .....	38
2.5.3	Hydrodynamically Cooled Clutch .....	39
2.6	Prüfzyklen / Manöver für Fahrzeug- & Komponentenbewertungen.....	42
2.7	Ausgewählte Grundlagen der Strömungsmechanik .....	44
2.7.1	Strömungswiderstände .....	44
2.7.1.1	Reibungswiderstand .....	44
2.7.1.2	Druckwiderstand.....	44
2.7.1.3	Induzierter Widerstand .....	44
2.7.1.4	Wellenwiderstand .....	45
2.7.2	Beschreibung viskoser Medien .....	45
2.7.3	Fluidströmungen inkompressibler, normalviskoser Fluide.....	47

---

2.7.4	Generische Strömungsmodelle .....	50
2.7.4.1	Poiseuille-Strömung .....	50
2.7.4.2	Couette-Strömung .....	51
2.7.4.3	Wandablösungen.....	52
2.7.4.4	Diffusor .....	52
2.7.4.5	Düse .....	54
2.7.5	Numerische Strömungsmodellierung .....	54
2.7.6	Empirische Formeln zur Ermittlung des Schleppmoments.....	55
2.8	Beschreibung der Prüf- und Messtechnik für Prüfstandsaufbauten .....	59
2.8.1	Drehmomentmessnabe .....	59
2.8.2	Kapazitive Wegaufnehmer .....	59
2.8.3	Thermoelement .....	59
2.8.4	Inkrementalgeber .....	60
2.8.5	Particle Imaging Velocimetry.....	60
<b>3</b>	<b>Motivation und Zielsetzung .....</b>	<b>62</b>
3.1	Motivation .....	62
3.2	Zielsetzung.....	63
<b>4</b>	<b>Beschreibung der Vorgehensweise und behandelte Methoden .....</b>	<b>65</b>
<b>5</b>	<b>Eine Methode zur Potenzialermittlung von Triebstrangkomponenten .....</b>	<b>66</b>
5.1	Ziele der neuen Referenzzyklenmethode.....	67
5.2	Beschreibung der einzelnen Schritte der Methode.....	69
5.2.1	Analyse der einfachen Messmethode .....	69
5.2.2	Schritt 1: Analyse des Fahrerhaltens .....	70
5.2.3	Schritt 2: Synthese von Testmanövern / Referenzzyklen.....	71
5.3	Ermittlung von realen Verlustleistungen in Kupplungssystemen .....	78
5.3.1	Aufbau der generischen Hybrid-Triebstränge.....	78
5.3.2	Implementierung der zu untersuchenden Kupplungen.....	80
5.3.3	Auswertung der Schleppverluste im Hybrid.....	81
<b>6</b>	<b>Weiterentwicklung des C&amp;C<sup>2</sup>-A für inkompressible Fluide .....</b>	<b>84</b>
6.1	Ausgewählte strömungsdynamische Effekte als C&C <sup>2</sup> -Modelle.....	84
6.1.1	Couette-Strömung als C&C <sup>2</sup> -Modell.....	87
6.1.2	Poiseuille-Strömung als C&C <sup>2</sup> -Modell.....	90
6.1.3	Laminare und turbulente Strömung als C&C <sup>2</sup> -Modell.....	93
6.1.4	Strömung in der Querschnittsänderung als ein C&C <sup>2</sup> -Modell.....	93
<b>7</b>	<b>Phänomenbasierte Weiterentwicklung von Kupplungssystemen .....</b>	<b>95</b>
7.1	Vorstellung des Beispielsystems P2-Hybrid .....	95

7.1.1	Situationsanalyse und Problemeingrenzung des Kupplungssystems .	95
7.1.1.1	Kupplungsbeschreibung .....	97
7.1.1.2	theoretische Analyse des Schleppmoments .....	98
7.1.1.3	Experimentelle Analyse des Kupplungssystems .....	100
7.1.2	Alternative Lösungssuche für das Kupplungssystem im Hybrid .....	107
7.1.3	Lösungsauswahl für das Kupplungssystem im Hybrid .....	109
<b>8</b>	<b>Phänomenbasierte Entwicklung einer neuen Validierungsumgebung.....</b>	<b>111</b>
8.1	Zielsetzungen der Entwicklungs- und Validierungsumgebung .....	111
8.2	Entwicklung und Konstruktion des Einzellamellenprüfstands.....	112
8.3	Aufbau der Testuntersuchung der Validierungsumgebung für CFX .....	115
8.4	Erkenntnisse der Testuntersuchungen mit CFX & Messungen .....	116
<b>9</b>	<b>Das Produktentstehungsmodell für Optimierungen im P2-Hybrid .....</b>	<b>120</b>
9.1	Potenzialermittlung der ausgewählten Lösungsansätze.....	121
9.1.1	Entwicklung eines erweiterten Schleppmomentmodells.....	122
9.1.1.1	Situationsanalyse und Problemeingrenzung.....	122
9.1.1.2	Mathematischer Ansatz des Ölerwärmungsmodells.....	124
9.1.1.3	Vergleich zwischen Modellberechnung und Experiment .....	126
9.1.2	Theoretische Untersuchung des Schleppmoments freier Lamellen ..	129
9.1.3	Theoretische Analyse der Lamelleneigenschaften mit dem C&C <sup>2</sup> -A.	130
9.1.4	Experimentelle Analyse der Lamelleneigenschaften.....	133
9.1.4.1	Versuchsbeschreibung .....	134
9.1.4.2	Beobachtungen .....	135
9.1.4.3	Interpretation der Ergebnisse & Hypothesenverifikation.....	141
9.1.5	Bewertung der ausgewählten Lösungsansätze.....	148
9.2	Prinzip- und Gestaltmodellierung der neuen Ideen .....	149
9.2.1	Modellierung der Lösung mit dem C&C <sup>2</sup> -Ansatz .....	149
9.2.1.1	Anpassung des Lamellendesigns zur Optimierung.....	149
9.2.1.2	Entwicklung einer fertigbaren Distanzierung von Lamellen .....	151
9.2.2	Implementierung / Tragweitenanalyse anhand der Modelle.....	160
9.2.2.1	Angepasste Fertigung des neuen Lamellendesigns .....	160
9.2.2.2	Kupplungssystem mit fertigbaren Distanzierungsmedien .....	162
9.3	Validierung des neuen Lamellendesigns.....	163
<b>10</b>	<b>Weiterentwicklung von formschlüssigen Kupplungssystemen .....</b>	<b>167</b>
10.1	Situationsanalyse und Problemeingrenzung für P3 & P4 Hybride.....	167
10.2	Das Produktentstehungsmodell für Kupplungssysteme des P3 & P4 .....	168
10.3	Prinzip und Gestaltmodellierung .....	169

---

10.3.1	Situationsanalyse und Problemeingrenzung .....	169
10.3.2	Alternative Lösungen, Tragweitenanalyse und Lösungsauswahl .....	172
10.3.2.1	Rein formschlüssige Konzepte mit komplexer Zahngeometrie ..	172
10.3.2.2	Rein formschlüssige Konzepte mit zwei Zahnreihen.....	173
10.3.2.3	Reib- und Formschluss ähnlich klassischer Synchronisation.....	174
10.3.2.4	Rein reibschlüssige Kupplung.....	175
10.3.2.5	Vorläufige Lösungsauswahl .....	176
10.3.3	Optimierung des ausgewählten Kupplungsprinzips.....	176
10.3.4	Vordimensionierung des optimierten Kupplungskonzepts.....	182
<b>11</b>	<b>Validierung der Potenziale der entwickelten Kupplungssysteme .....</b>	<b>185</b>
11.1	Nasslaufende Anfahrkupplung als P2-Hybrid-Trennkupplung.....	185
11.2	Mechanisch unsynchronisierte Trennkupplung für P3 & P4 Hybride.....	189
<b>12</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>194</b>
12.1	Zusammenfassung.....	194
12.2	Ausblick.....	196
<b>13</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>197</b>
13.1	Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten.....	209
<b>14</b>	<b>Curriculum Vitae .....</b>	<b>213</b>

## Formelzeichen

Zeichen	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m <sup>2</sup>
$\alpha$	Kontraktionsziffer (Rohrverengung)	-
$d_h$	äquivalenter, hydraulischer Durchmesser	m
$\eta$	Dynamische Viskosität	N s/m <sup>2</sup> = Pa·s
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s <sup>2</sup>
$\dot{\gamma}$	Scherrate	
h	Spalthöhe	m
l	Länge	m
$\lambda$	Widerstandszahl bei Rohren (64/Re)	-
$\nu, \mu$	Kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
p	Druck	Pa
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Schub-/Scherspannung	N/m <sup>2</sup>
u, v <sub>x</sub>	Geschwindigkeit in x-Richtung	m/s
v	Geschwindigkeit in y-Richtung	m/s
w	Geschwindigkeit in z-Richtung	m/s
$\zeta$	Verlustziffer (bei Rohren)	-

## Abkürzungsverzeichnis

Abk.	Beschreibung
ATF	Automatic Transmission Fluid
BF	Begrenzungsfläche
BMS	Batteriemanagementsystem
C&C <sup>2</sup> -A	Contact & Channel & Connector - Approach
C&C <sup>2</sup> -M	Contact & Channel & Connector Modell (C&C <sup>2</sup> -A angewendet auf ein System)
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnmessstreifen

---

DNS	Direct Numerical Simulation
EM	Elektromotor
HCC	hydrodynamically cooled clutch
IPEK	IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe
iPeM	integriertes Produktentstehungsmodell
LSS	Leitstützstruktur
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
NSG	Navier-Stokes-Gleichungen
NVH	Noise Vibration Harshness
OBD	On Board Diagnose
PEP	Produktentstehungsprozess
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	zeitgemittelte Navier-Stokes-Gleichungen oder Reynoldsgleichungen
RS	Reststruktur
SST	Shear-Stress-Transport
SUD	system under development
TD	Torsionsschwingungsdämpfer
TS	Tragstruktur
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WDF	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion
WSP	working surface pair (Wirkflächenpaar)
WÜK	Wandlerüberbrückungskupplung
XiL	X-in-the-loop-framework
ZE	Zero Emission
ZMS	Zweimassenschwungrad

---

## 1 Einleitung

Als mögliche Lösungen der knapper werdenden Erdölrressourcen und zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Äquivalente andere schädliche Gase werden die alternativen Antriebssysteme in den aktuellen Medien und Politik dargestellt. Alternative, elektrische Antriebe sind im Hinblick auf die voranschreitende Batterieentwicklung, die aktuell eine 5-10 Jahre andauernde Entwicklung der Schwefel-Luft-Batterien zur Serienreife und ähnlichen Batterietypen mit einer sehr hohen Energiedichte versprechen, eine mögliche Lösung. Bisher werden Hybridfahrzeuge als Brückentechnologie durch staatliche Förderprogramme in den USA, Europa und weiteren Ländern vorangetrieben. Ziel dieser Maßnahmen bestehen laut Bundesministerium [Bun10] für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung darin, den Verbrauch von fossilen Brennstoffen im Verkehrssektor zu senken.

Die konventionellen Fahrzeugantriebe verbrennen in ihren Motoren meist Diesel und Benzin auf fossiler Basis. Bei der Umwandlung der chemisch gebundenen Energie in mechanische Energie entstehen neben Abwärme auch Luftschadstoffe wie Stickoxide (NO<sub>x</sub>), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) Kohlenmonoxid (CO), Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>) sowie bei Dieselfahrzeugen in erheblicher Menge auch Ruß [Env09], {Sei10}. Kohlenstoffdioxid ist im eigentlichen Sinne eines Luftschadstoffes, welcher einen negativen gesundheitlichen Einfluss aufweisen muss, kein Schadstoff. Diese Komponente entsteht bei jeder Oxidation von Kohlenwasserstoffverbindungen mit dem Luftsauerstoff. Einer Untersuchung des zwischenstaatlichen Ausschuss für Klimaänderung (IPCC) aus dem Jahr 2007 zufolge weist Kohlenstoffdioxid einen positiven Strahlungsabtrieb von etwa +1,66 W/m<sup>2</sup> auf [Sol7] {Sei10}. Unter diesem Begriff wird verstanden, welche anthropogenen Luftschadstoffe was für einen Einfluss auf das Klima haben. Das IPCC unterscheidet zwischen positivem Strahlungsabtrieb (wärmender Einfluss) und negativem Strahlungsabtrieb (kühlender Einfluss).

Gemäß dieser Untersuchung ist Kohlenstoffdioxid das wichtigste anthropogene Treibhausgas. Die beobachteten Einflüsse des Kohlenstoffdioxids und weiterer anthropogener Treibhausgase, wie Methan und Distickstoffmonoxid, führten laut IPCC zu dem Schluss, dass diese zusätzlichen Gase sehr wahrscheinlich (Eintrittswahrscheinlichkeit > 95 %) zur Erwärmung des Klimas beitragen [Sol7] {Sei10}.

Bei der Zuordnung der CO<sub>2</sub> Produzenten fällt auf, dass der gesamte Verkehrssektor mit 19 % einen vergleichsweise geringen Anteil aufweist, siehe Abbildung 1.



### CO<sub>2</sub>-Emissionen im Jahr 2010 818,9 Mio t CO<sub>2</sub>

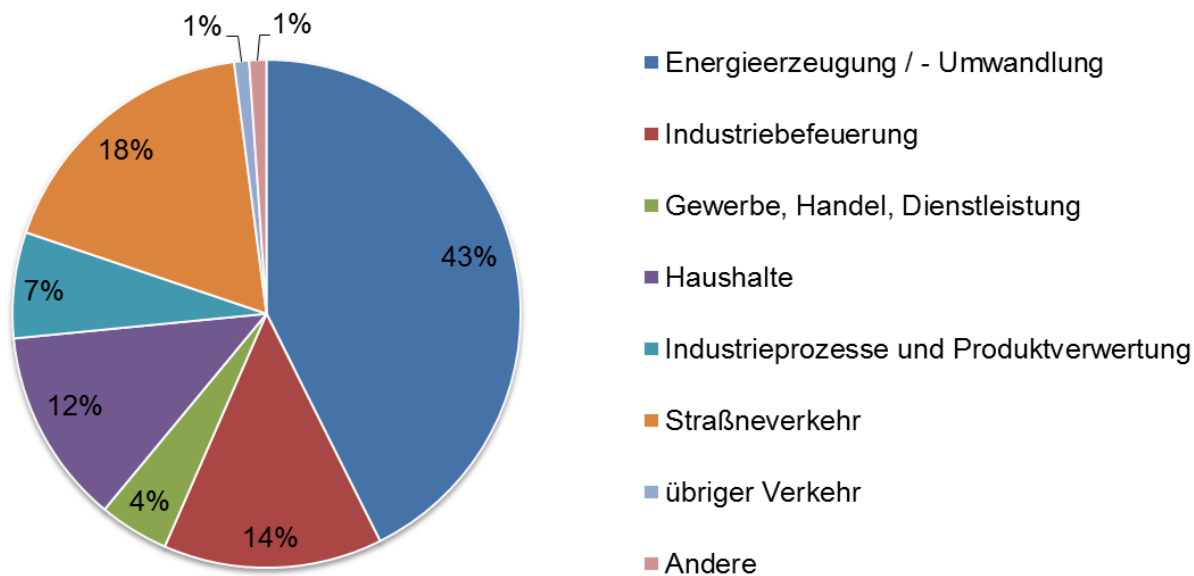


Abbildung 1: Prozentuelle Aufteilung der CO<sub>2</sub>-Emissionen nach [HVV10]

Wird bei der Bewertung der CO<sub>2</sub> – Emissionen die Zusammensetzung der Kraftstoffe sowie die aktuelle Zusammensetzung des deutschen bzw. europäischen Strommix dargestellt, so ergibt sich nachfolgende Tabelle 1:

Eingesetzter Energiespeicher	CO <sub>2</sub> -Emissionen (g/kWh)
Dieselmkraftstoff	2669
Ottokraftstoff	2647
Ethanolkraftstoffe	2546 <sup>2</sup>
Methanolkraftstoffe	25342
Erdgas	2383
Strommix Deutschland	624
Strommix Europa	490

Tabelle 1: CO<sub>2</sub>-Emissionen nach Herkunft [Spi07], [Her09], {Sei10}

Wenn angenommen wird, dass der Verbrauch eines rein elektrisch betriebenen Fahrzeugs ca. 12-20 kWh/100 km beträgt, dann ergeben sich nachfolgende Werte in Tabelle 2 für CO<sub>2</sub>-Ausstoß und Verbrauch.

Antriebskonzept	Verbrauch	CO <sub>2</sub> in g/km	CO <sub>2</sub> Wert (kg/l)
-----------------	-----------	-------------------------	-----------------------------

<sup>2</sup> CO<sub>2</sub>- Neutral, da nachwachsender Rohstoff

Dieselmotor	3,5-10 l/100km	92,4 - 264	2,64
Benzinmotor	5,0-18 l/100km	116,5-419,4	2,33
Ethanolantrieb	5,0 – 12 l/100km	75 - 180	1,50
Methanolantrieb	8 – 20 l/100km	87,2-218	1,09
Gasantrieb	4,72 kg/100km	70	1,64
Wasserstoff	5 kg/100km	0	0,00
Elektromotor (Deutschland)	12-20 kWh	74,88 – 124,8	
Elektromotor (Europa)	12-20 kWh	58,8 - 98	

Tabelle 2: CO<sub>2</sub>-Ausstoß nach Verbrauch [Spi07], [Her09], {Sei10}

Seit Januar 2010 gilt für Pkws die neue gesetzliche Regel der Kraftfahrzeugsteuer, welche einen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von unter 120 g/km im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) fordert, um eine Steuerbefreiung zu erhalten. Unter dieser Betrachtung leiten sich folgende Maßnahmen ab [Foc08], {Sei10}:

- Eine Reduzierung des Zykluskraftstoffverbrauchs bei Verbrennungskraftfahrzeugen
- Eine geänderte Zusammensetzung des Strommixes

Der neue europäische Fahrzyklus setzt sich zusammen aus einem Stadtzyklus („urban driving cycle“ (UDC)) und einem Überlandzyklus („extra urban driving cycle“ (EUDC)), wie Abbildung 2 zeigt.

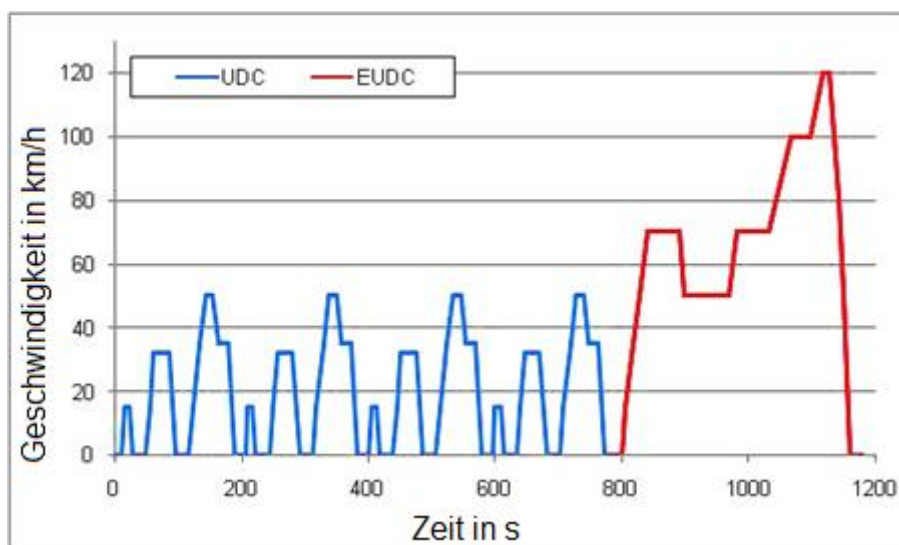


Abbildung 2: neuer europäischer Fahrzyklus [Öst07], {Sei10}

Für den Verbrennungsmotor sind die Teillastbereiche meist wirkungsgradungünstig, wie sie in diesem Zyklus auftreten. Da die Fahrzeuge immer noch nach diesem Zyklus zertifiziert werden, liegt es nahe, dass sie auf diesen Zyklus hin optimiert werden. In

dieser Arbeit soll daher im Hinblick auf den Antriebstrang der alternativen Fahrzeuge das Kupplungssystem unter besonderer Berücksichtigung des realen Kundenverhaltens weiterentwickelt werden.

Die Motivation, spezielle Kupplungssysteme zu optimieren, lässt sich aus der Betrachtung der Verlustleistungen in einem sportlichen PKW im NEFZ ableiten. So ist von Schommers et al. [Sch12] gezeigt worden, dass ein Drehmomentwandler im konventionellen PKW 2 % der Antriebsleistung in Verluste umsetzt, siehe nachfolgende Abbildung 3:

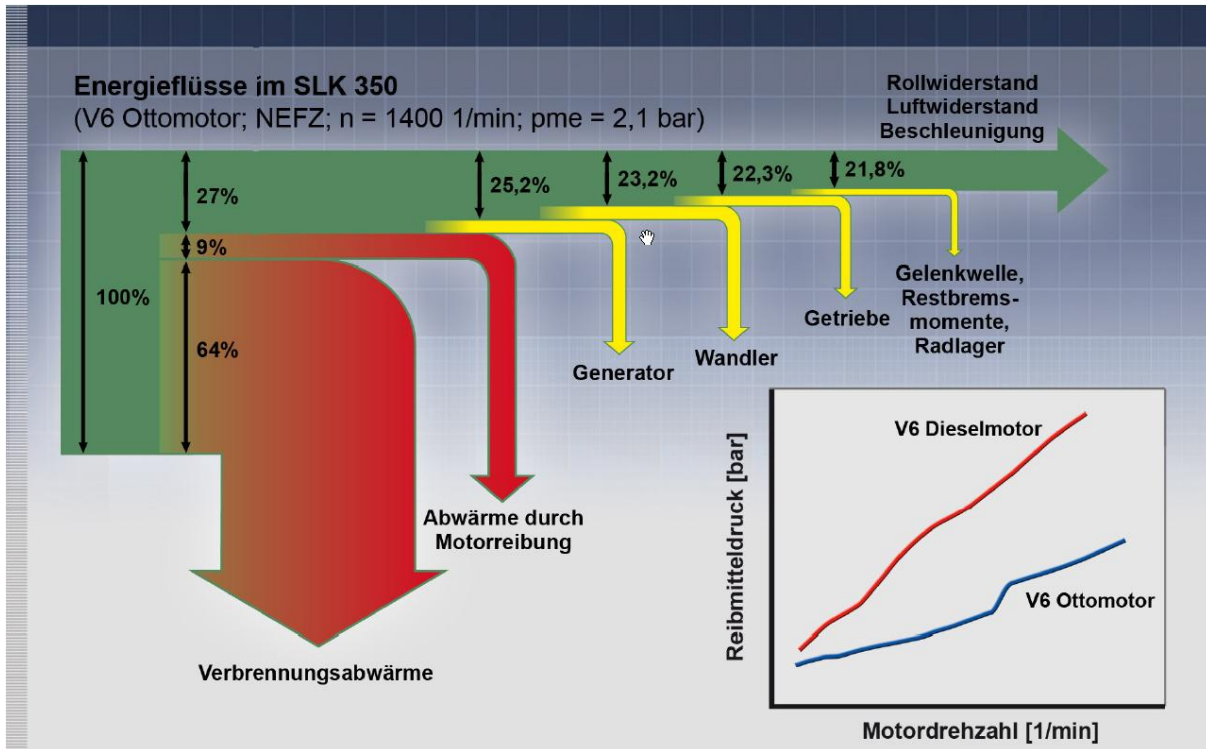


Abbildung 3: Darstellung der Energieflüsse im SLK 350 (V6 Ottomotor; NEFZ) [links] und Reibmitteldruck eines V6 Dieselmotors und eines V6 Ottomotors [rechts] [Sch12]

Bezieht man die Verlustleistung auf die direkt vom Motor anliegende mechanische Leistung, so beträgt der Anteil der Verlustleistung des Wandlers in diesem Beispiel 7,4 %. Wird dieser Wandler des konventionellen PKW durch eine spezielle Kupplung zur energieeffizienten Darstellung der hybriden Funktionen in einem Hybrid ersetzt, so ist auf deren Verlustleistungen in den Zertifizierungs- als auch den kundenrelevanten Zyklen ein besonderes Augenmerk zu legen.

Dazu sollen in dieser Arbeit neue Entwicklungs- und Validierungsmethoden entwickelt, durchgeführt und validiert werden.

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

Um die später angewandten Methoden und verfolgten technischen Sachverhalte ohne weitere Erklärungen darstellen zu können, werden in diesem Kapitel die notwendigen Grundlagen und der Stand der Forschung dargestellt, sowie die ergänzende Literatur benannt.

### 2.1 Methodische Problemlösungsstrategien

In der Produktentwicklung ist auf abstrakter Ebene das zu entwickelnde Produkt immer eine Lösung auf eine gegebene Problemstellung. Um diese „Probleme“ erfolgreich in einer möglichst kurzen Zeit zu lösen – also ein passendes, valides Produkt zu entwickeln –, sind verschiedene Problemlösungsstrategien von Vorteil. Sie schildern in einer möglichst allgemeingültigen Form eine Vorgehensweise. Albers [Alb04] bezeichnet allgemein ein Problem als Abweichung des Ist-Zustandes vom Soll-Zustand. Die Herausforderung liegt darin, den Ist-Zustand effizient in den Soll-Zustand zu überführen.

Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die verschiedenen Ansätze gegeben, um daraus in Kapitel 7 eine passende Problemlösungsstrategie zur Kupplungsweiterentwicklung abzuleiten.

#### 2.1.1 Auszug verschiedener Vorgehensweisen zur Problemlösung

Ein bekannter Ansatz ist der Problemlösezyklus nach Daenzer [Dae02], der als Vorgehensweise bei jeglichen Problemen genutzt werden kann [Mül11]. Dieser Prozess entstand im Zusammenhang mit dem System Engineering und lässt sich in folgende drei Hauptschritte „Zielsuche“, „Lösungssuche“ und „Auswahl“ zusammenfassen. Die Lösungssuche selbst hat einen stark iterativen Charakter, da diese aus Synthese und Analyse besteht, siehe Abbildung 4, links.

In Anlehnung an den Problemlösungszyklus gibt es den Vorgehenszyklus nach Ehrlenspiel [Ehr09]. Hier sind ebenfalls die drei Hauptschritte „Problemklärung“, „Lösungssuche“ und „Lösungsauswahl“. Diese Anordnung lässt ein iteratives Vorgehen ebenfalls zu, siehe Abbildung 4 rechts.

Eine weitere Methode ist die sogenannte TRIZ, die Bezeichnung ist ein Akronym in russischer Sprache und heißt: „Teorija Rezhnija Jzobretatel'skich Zadach“, in Deutsch: Theorie des erfinderischen Problemlösens [Pah07]. Triz ist konzipiert für die

frühe Phase in der Produktentwicklung und hilft beim Planen, Klären und Konzipieren. Sie wurde von Genrich Altschuller entwickelt. Im Allgemeinen werden 40 innovative Grundprinzipien als das Triz bezeichnet [Kle07], [Pah07] und bildet die Methode zum Überwinden technischer Widersprüche, welche das Kernstück von Triz ist.

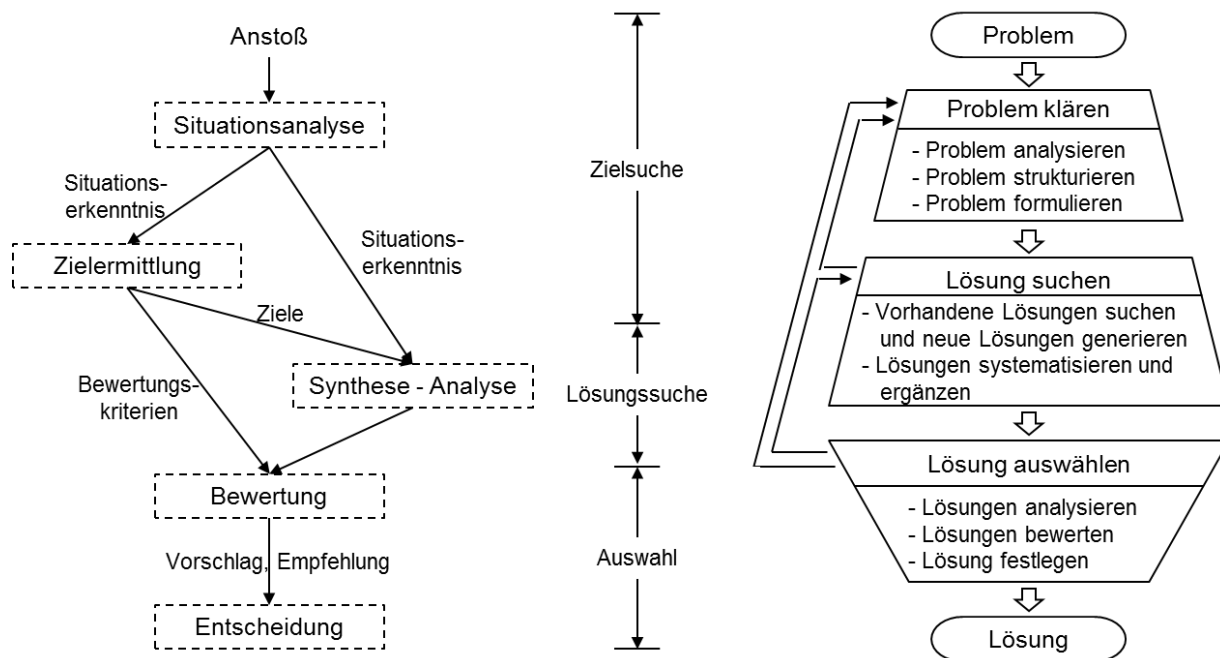


Abbildung 4: links: Problemlösungszyklus nach Daenzer [Dae02]; rechts: Vorgehenszyklus nach Ehrlenspiel [Ehr03]

Ein weiteres „Schrittverfahren zur Lösung von Erfindungsproblemen“ mit Originalnamen: „Алгоритм решения изобретательских задач“ wird mit seinem Akronym ARIZ benannt. Die Methode ist ebenfalls von Genrich Altschuller und besteht aus den Stadien: „analytisches Stadium“; „operatives Stadium“ und „synthetisches Stadium“, welches eine Art Algorithmus zur Ideenfindung in ursprünglich 5 Schritten beinhaltet. Über die Zeit wurden diese Schritte auf 100 erweitert. Der aktuelle Stand wird durch die am Namen angehängte Jahreszahl angezeigt. Kernstück ist hier wieder die Aufhebung technischer Widersprüche durch Veränderung der Gründe, die den Widerspruch hervorheben, wie das Schema der Methode aus dem Jahr 1956 in Abbildung 5 zeigt.



Abbildung 5: Erste Version von ARIZ aus dem Jahr 1956 [Orl11]

Die hier dargestellten Vorgehensweisen beinhalten verschiedene Methoden, die sich in die intuitiv betonten Methoden, die diskursiv betonten Methoden und die Bewertungs- und Auswahlmethoden zusammenfassen lassen. Tabelle 3 fasst beispielhaft Vertreter dieser Klassifikation zusammen.

Intuitiv betonten Methoden	Abstraktion	Diskursiv betonten Methoden	Auswahl- & Bewertungsmethoden
Brainstorming	Black Box	Effektsammlung	Binärer Vergleich
635 Methode	Funktionsstrukturierung	Einflussmatrix	Checkliste
Mind Mapping		Eigenschaftsliste	Entscheidungstabelle
Analogiebildung		Fehlerbaumanalyse	Punktbewertung
		Portfolio	Morphologischer Kasten
		Prinzipien zur Überwindung technischer Widersprüche	
		(Fachdatenbank-) Recherche	
		Konstruktionskataloge	
		Patentrecherche / Analyse bekannter technischer Systeme	
		Sensitivitätsanalyse	
		Systematische Untersuchung des physikalischen Geschehens	

Tabelle 3: Klassifikation und Zuordnung ausgewählter Methoden erstellt aus [Pah07], [Lind06], [Ehr09], {Mül11}

Eine weitere abgeleitete Methode ist die Spalten Methode und soll im folgenden Kapitel gesondert dargestellt werden, da sie in dem später gezeigten integrierten Produktentstehungsmodell eine besondere Rolle spielt.

### 2.1.2 Die Problemlösungsmethode „SPALTEN“

SPALTEN beschreibt eine universell einsetzbare Strategie zum Lösen von Problemen [Alb04]. Dieser Problemlösungsprozess mit fraktalem Charakter wurde durch Zusammenführen bisheriger dokumentierter Beobachtungen VDI 2221 [VDI93] bzw. Beschreibungen nach Ehrlenspiel [Ehr09] und weiteren entwickelt. Der Prozess kann sowohl planend für zukünftige Projekte als auch für akut auftretende Probleme eingesetzt werden {Mül11}. Die Vorgehensweise ist für technische wie nichttechnische Probleme gleichermaßen nutzbar. SPALTEN bedient sich vieler verschiedener Werkzeuge eines Entwicklungsprozesses und verbindet sie zu einer ganzheitlichen Methode. Je nach Aufgabenstellung ist der Konkretisierungsgrad anzupassen. Dies gilt ebenso für die Teilprozesse. Das Wort SPALTEN ist dabei das Akronym der zu durchlaufenden Stationen:

- **S**ituationsanalyse
- **P**roblemeingrenzung
- **A**lternativen aufzeigen
- **L**ösung auswählen
- **T**ragweite analysieren
- **E**inführen und Umsetzen
- **N**achbereiten und lernen

In Abbildung 6 zeigen rückführende Pfeile (IC= Informationscheck) an, dass es sich auch um einen iterativen Vorgang handelt, bei dem beispielsweise der Vorgang „Alternative Lösungen suchen“ mehrmals durchlaufen werden kann. Weiterhin können je nach Problem-/Aufgabenstellung einzelne Schritte übersprungen werden. Dieser Problemlösungsprozess hat in den Aktivitäten des integrierten Produktentstehungsmodells Eingang gefunden, das in Kapitel 2.2.2. vorgestellt wird.

(Vgl. weitere Problemlösungsprozesse, wie Bsp. Problemlösungszyklus nach Daenzer [Dae02], oder das Vorgehensmodell Ehrlenspiel [Ehr09])

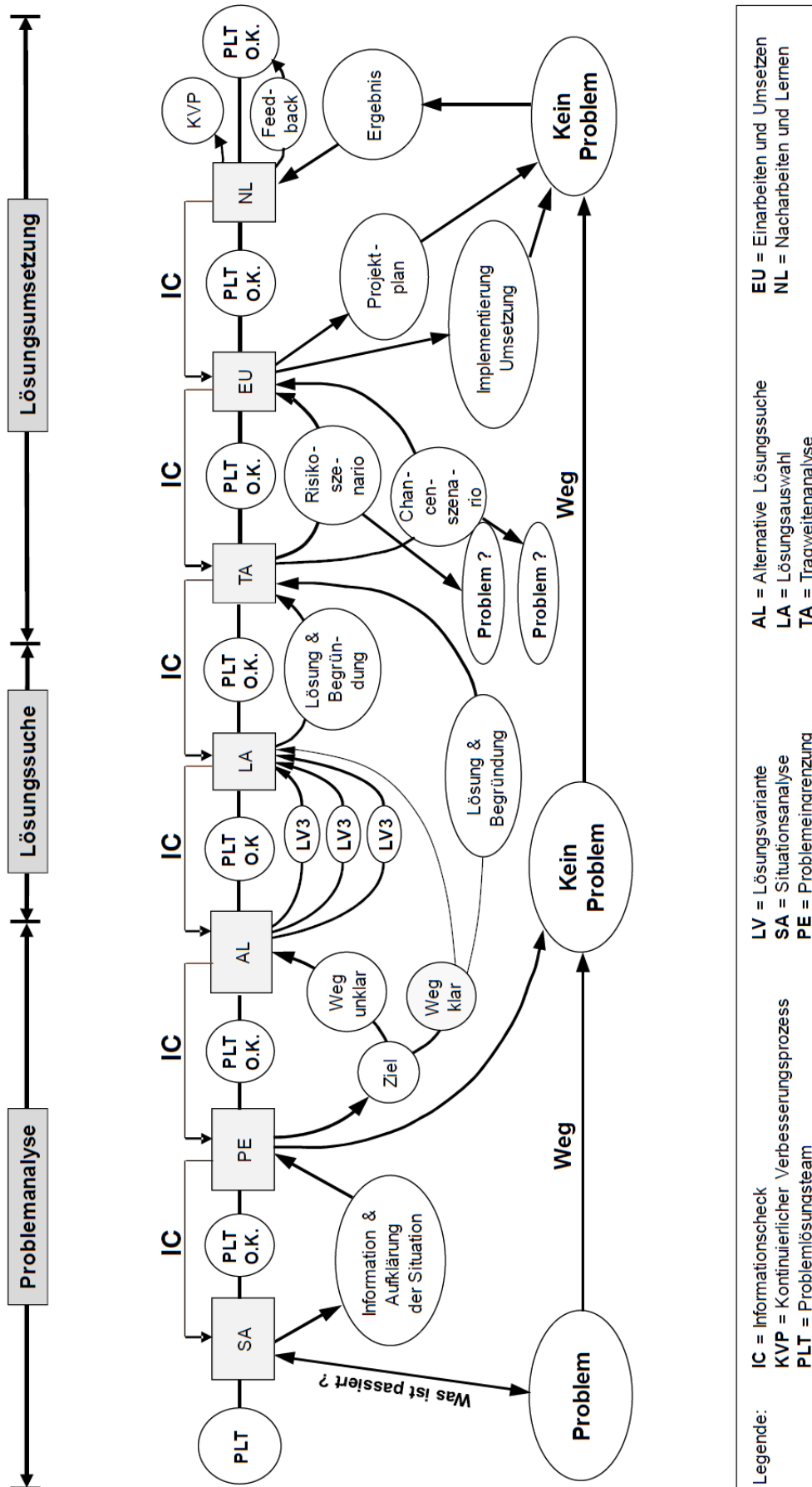


Abbildung 6: Darstellung der fraktalen Methode „SPALTEN“ [Alb11f]



## 2.2 Produktentwicklung

Die Produktentwicklung wird im Allgemeinen als „ein Lösungsprozess für Gestaltungsprobleme angesehen.“ [Ali10] Die Überführung dieser Gestaltungsprobleme<sup>3</sup> in ein Produkt ist meist komplex und wird von Menschen, meist Ingenieuren, durchgeführt. Dieser Prozess lässt sich nicht durch eine Art algorithmischen Vorgehens bewältigen, unter anderem, weil er mit Unsicherheiten und Annahmen beschränkt wird. Die Modellbildung spielt daher aus zweierlei Sichten eine Rolle: Einmal als Entwicklung von Vorgehensmodellen, also Modellen, die helfen, Prozesse zu entwickeln. Die andere Bedeutung liegt in der Modellbildung technischer Systeme um komplizierte Sachverhalte auf ihre wesentlichen Einflussgrößen zu beschränken und damit die Systeme verständlich, analysierbar, zu machen.

### 2.2.1 Modellbildung der Produktentstehung in der Produktentwicklung

Aus der Systemtheorie ist die Beschreibung eines Systems möglich mit unterschiedlichen Formen von Stoff-, Energie- und Informationsflüssen. Ein System kann also allgemein als eine „Blackbox“ dargestellt werden, in der beispielsweise alle drei Flüsse Eingang haben und nach einer Wandlung diese „Blackbox“ wieder verlassen. Dabei kann das System in seine Subsysteme zerlegt werden.

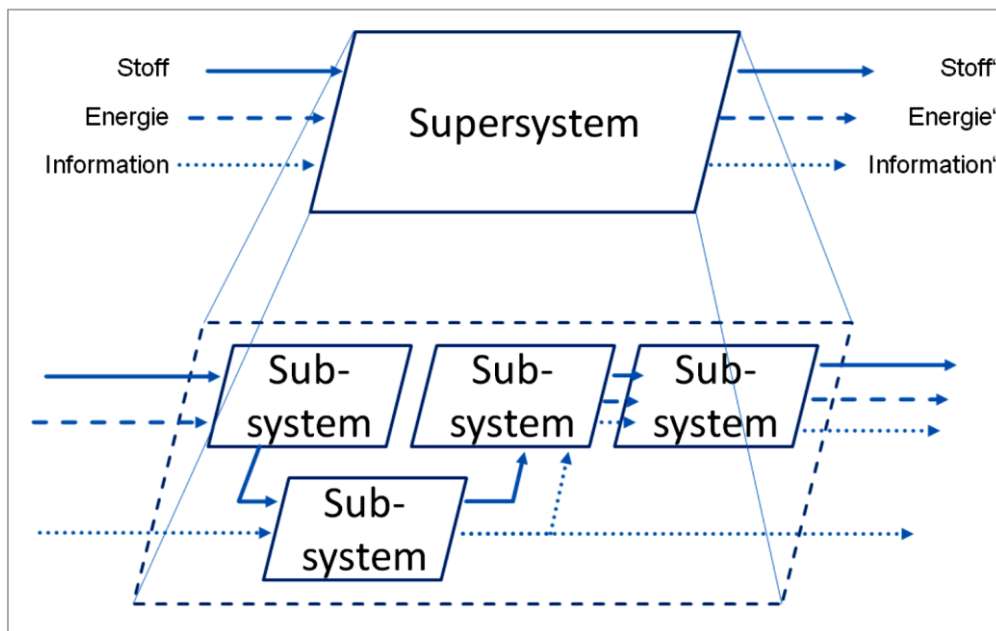


Abbildung 7: Blackbox Darstellung eines Systems mit Subsystemen [Ehr09]

Neben technischen Systemen können auch Produktentstehungsmodelle als Systeme verstanden werden, die „eine Summe von Eingangsgrößen in eine Summe von

<sup>3</sup> Als Gestaltungsproblem wird in Anlehnung an Alink et al. eine Aufgabenstellung betrachtet, deren Ergebnis ein technisches System darstellt [Ali10].

Ausgangsgrößen überführen, wobei eine dieser Ausgangsgrößen das eigentliche Produkt darstellt“ [Alb11a]. Diese Modelle sind notwendig, um die Produktentstehung beschreiben zu können. Es existieren verschiedene Ansätze/Modelle, die unterschiedlich stark in der Industrie Anwendung finden, da sie in der industriellen Praxis nicht oder nur unzureichend angewendet werden können [Meb08]; eine Auswahl gängiger Modelle ist in Tabelle 4 dargestellt.

Modellnamen	Entwickler/Autor
VDI-Richtlinie 2221	
Stage-Gate-Model	Cooper
V-Modell der VDI-Richtlinie 2206	
Fuzzy-Stage-Gate-Ansatz	Cooper
Produktentstehung als Netzwerk verschiedener Zyklen	Gausemeier
Systems Engineering Ansatz	Züst

Tabelle 4: Zusammenstellung bekannter Produktentstehungsmodelle nach [Meb08]

### 2.2.2 Integriertes Produktentstehungsmodell iPeM

Den zuvor aufgezählten Produktentstehungsmodellen / Richtlinien ist gemein, dass sie nur unflexibel auf Änderungen reagieren [Alb11f]. Oftmals gewährleisten diese Modelle nur eine Sicht auf den Vorgang.

Nach Albers et al. [Alb11f] ist jeder Produktentstehungsprozess (PEP) einzigartig und individuell. Um die Vielfalt der PEPs abbilden zu können, ist am IPEK ein Metamodell formuliert worden, das sogenannte integrierten Produktentstehungsmodell (iPeM). Dieses Metamodell hat den Anspruch, alle PEPs abbilden zu können. [Alb11f]

Jeder Produktentstehungsprozess besteht im Allgemeinen aus den 3 wichtigen Bestandteilen: Zielsystem (ZS), Handlungssystem (HS), Objektsystem (OS) nach [Rop09] (ursprüngliche 1. Auflage von 1979), vgl. Abbildung 8: Das initiale Zielsystem beschreibt zu Beginn das zu entwickelnde Produkt. Dieses wächst im Produktentstehungsprozess durch erweiterte Kenntnisse an. Bei der Konkretisierung des ZS können sich Anforderungen ändern / hinzukommen oder neue Zielsysteme entstehen, die weitere „Objekte“ beschreiben. Bei diesen Objekten kann es sich auch um neue Anforderungslisten / Lastenhefte handeln. Das Zielsystem wird während der Produktentwicklung konkretisiert. Das Objektsystem enthält alle „Produkte“ die für die Produktentstehung benötigt werden und natürlich auch letztendlich das entwickelte Produkt.

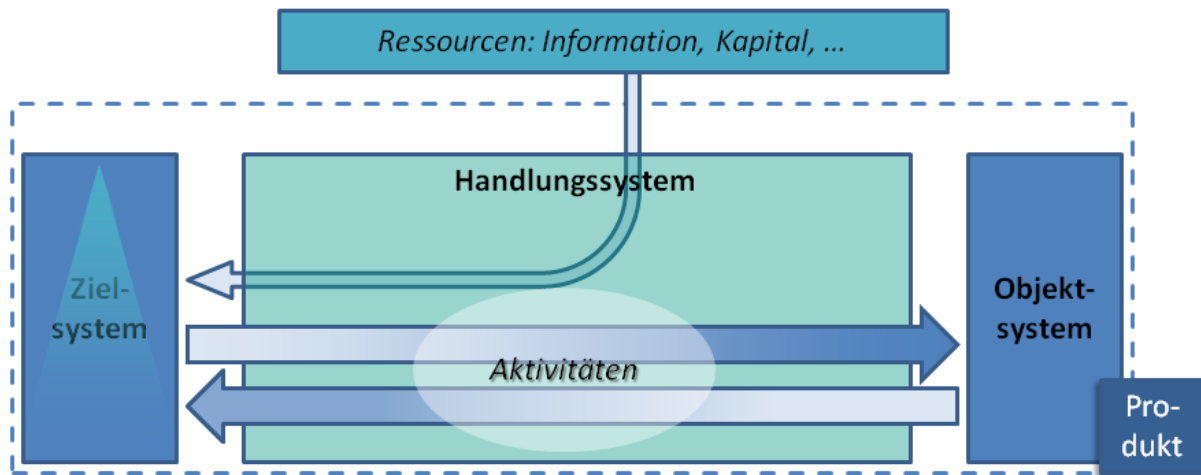


Abbildung 8: Das System der Produktentstehung [Alb11f]

Die Überführung vom Zielsystem in ein Objektsystem und die Konkretisierung des Zielsystems aus den Objektsystemen wird Handlungssystem genannt; hier stehen ZS und OS in Wechselwirkung. Das Handlungssystem beinhaltet alle möglichen Aktivitäten und Ressourcen, die dafür erforderlich sind.

#### Projektierung / Projekt planning and controlling:

Beinhaltet die Aktivitäten beginnend beim Kick-off (Initial System der Anforderungen) bis hin zur Implementierung, wie beispielsweise die Definition des gesamten Handlungssystems. Da Entwicklungsprozesse dynamisch sind, können auch die Aktivitäten des Monitorings und Controllings während des andauernden Projekts angepasst werden [Alb11c].

#### Profilfindung / Profile detection:

Definition der strategischen Möglichkeiten und Aktivitäten am Markt, um die Szenarios bzw. die Kundenanforderungen zu identifizieren und zu analysieren [Alb11c].

#### Ideenfindung / Idea detection:

Intuitive, diskursive wie auch deduktive Methoden werden angewandt, um die technischen Lösungen für die Marktnische, die in der Profilfindung aufgedeckt wurde, zu finden [Alb11c].

#### Modellierung von Prinzip und Gestalt / Modelling of principal solution and embodiment:

Es werden ausführbare, konkrete technische Lösungen entwickelt. In dieser Aktivität werden typischerweise Objekte wie Skizzen, Berechnungen, CAD-Modelle erzeugt [Alb11c].

### Validierung / Validation:

Dies ist die zentrale Aktivität der Produktentwicklung [Alb10d]. Es gibt zwei verschiedene Aspekte der Validierung mit unterschiedlicher Zielsetzung. Während die Durchführung der Validierung bezüglich des Soll-Ist-Vergleichs notwendig für den Ablauf und Steuerung des Entwicklungsprozesses ist (diese sind streng verbunden mit den Aktivitäten der Projektplanung), beschäftigt sich die andere mit der Durchführung der Validierungsaktivitäten mit den produktbezogenen Objekten (z. B. Simulation mit virtuellen oder physischen Prototypen).

Die Validierung generiert Einblicke und Wissen außerhalb der Informationsträger. Durch die Rückführung des erhaltenen Wissens in das Zielsystem gleicht die Validierung das Zielsystem permanent mit dem Objektsystem ab, sodass das Ziel- oder das Objektsystem sinnvoll geändert werden kann.

Durch die Validierung (der zweckmäßig festgelegte „objektorientierte“ Kurs des Entstehungsprozesses) können Entscheidungen getroffen werden und dadurch kann das Handlungssystem kontinuierlich angepasst werden [Alb11c].

### Produktionssystem Entwicklung / Production system engineering:

Produktionsplanung kann wiederum ein gesamter Produktentstehungsprozess sein, da die Anlagen für die Herstellung und der Montage vorbereitet und eingerichtet werden müssen. Hier wird der fraktale Charakter des abzuleitenden Produktentstehungsprozesses besonders deutlich [Alb11c].

### Produktion / Production:

Alle Aktivitäten, die zur Realisierung des Produkts beitragen, wie beispielsweise die Herstellung und die Montage [Alb11c].

### Einführung / Market launch:

Hierzu zählen die notwendigen Aktivitäten zur Einführung und Lieferung des Produkts an den Markt. Diese Aktivität verläuft meist parallel zu den bereits genannten [Alb11c].

### Nutzungsanalyse / Analysis of utilization:

Diese Aktivität kann bereits a priori während der Konzepterstellung oder nach der Markteinführung durchgeführt werden. Dies dient dem gezielten Sammeln von Informationen für die spätere Optimierung des Produkts oder für weitere Produktentstehungsprozesse [Alb11c].

### Abbauanalyse / Analysis of decommission:

Die Produktentwicklungen müssen für ökologische und ökonomische Aspekte ihre Nachhaltigkeit garantieren. Dafür müssen die systematischen Aktivitäten für die

Nachhaltigkeit bereits im Produktentstehungsprozess mit aufgenommen werden [Alb11c].

Damit kann das vollständige Metamodell mit seinen Makro- und Mikroaktivitäten in der nachfolgenden Abbildung 9 dargestellt werden:

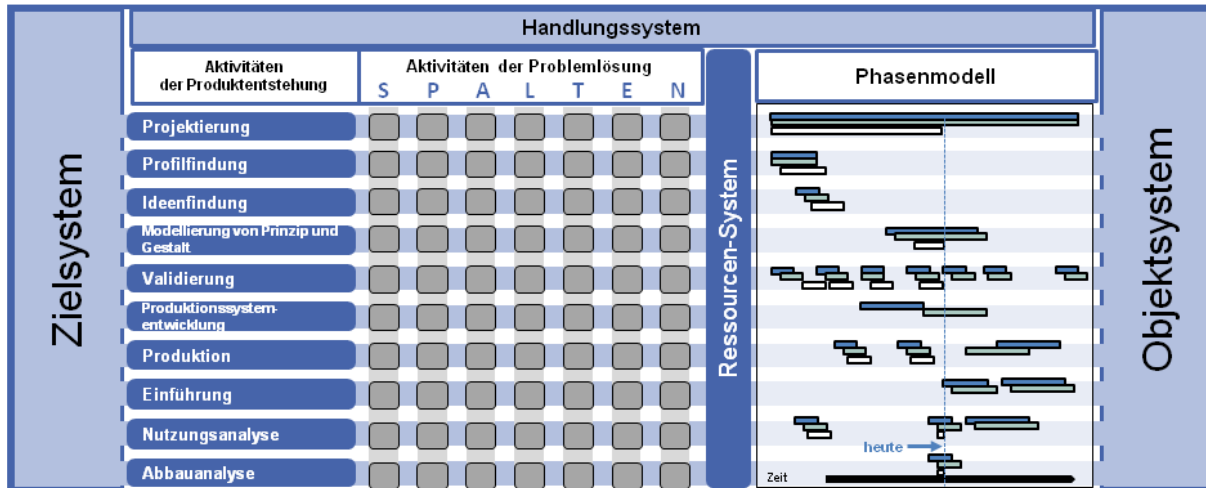


Abbildung 9: Das integrierte Produktentstehungs-Modell [Alb11f]

Auf die Aktivität Validierung wird im Folgenden näher eingegangen, weil hier entgegen der weitverbreiteten Auffassung unter Validierung mehr verstanden wird, als die bloße Summe der Verifikationen am Produkt.

### 2.2.3 Validierung als zentrale Aktivität des Handlungssystems

Der Begriff Validierung wird nicht immer einheitlich verwendet. Der bloße Abgleich zwischen einer Anforderungsliste oder des weiter konkretisierten Zielsystems mit dem erhaltenen Produkt ist eine Verifikation. Diese stellt sicher, dass „ein System richtig entwickelt wurde“ [Alb11a]. Albers et al bezeichnen dies als formalen Abgleich der spezifischen Anforderungen. In dieser Arbeit soll jedoch die Validierung als die Überprüfung betrachtet werden, ob „das richtige Produkt entwickelt wurde“ [Alb11a].

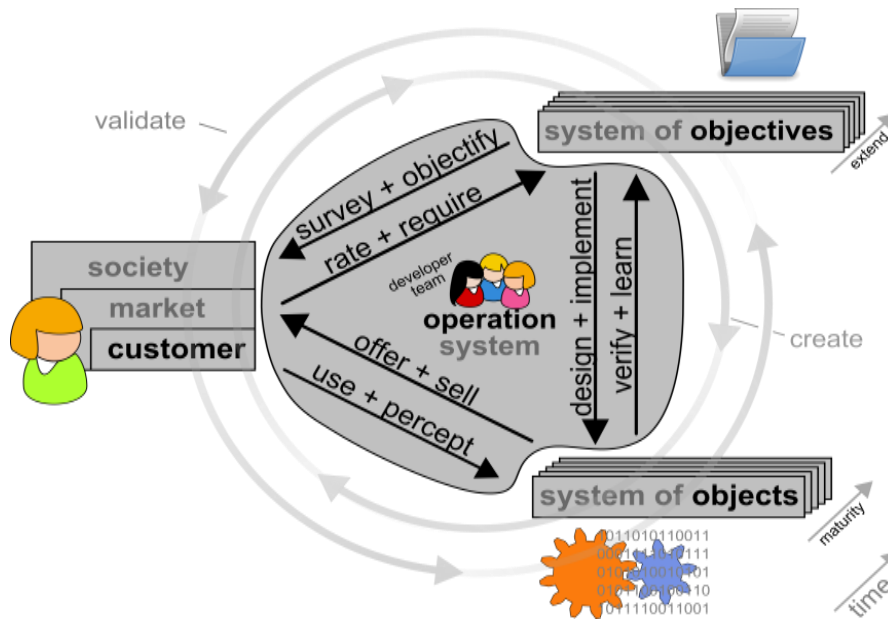


Abbildung 10: Die Validierungsprozesse des Entwicklerteams im Umfeld des Kunden, des Zielsystems und des Objektsystems [Alb11e]

Dabei muss der Kunde mit in den Validierungsprozess einbezogen werden, da neben der Verifikation geprüft wird, ob der Kunde durch seine gegebenen Anforderungen das richtige Produkt in Auftrag gegeben hat. D. h., es wird der Nutzen der Produkteigenschaften beim Kunden geprüft. Abbildung 10 zeigt die Interaktionen zwischen dem Kunden und dem Entwicklerteam. Der Kunde legt die Anforderungen fest und fordert diese ein „rate + require“. Das Entwicklerteam konstruiert und implementiert die Anforderungen und führt diese damit in ein Produkt über „design + implement“. Danach kann das Entwicklerteam dem Kunden das Produkt anbieten und verkaufen „offer + sell“. Diese Richtung der Interaktionen ist der kreative Schaffensprozess. Der Kunde kann ebenfalls als Markt bzw. Gesellschaft gesehen werden. Dem Entwicklerteam werden diese Interaktionen durch ein Handlungssystem ermöglicht. Das Handlungssystem ist in Kapitel 2.2.2. beschrieben.

Werden die Interaktionen gegen den Uhrzeigersinn in Abbildung 10 durchlaufen, wird ein Validierungsprozess wie folgt beschrieben: Die vom Kunden gestellten Anforderungen werden geprüft und objektiviert „survey + objectify“. Das dadurch erhaltene Zielsystem dient dazu, die Objektsysteme zu verifizieren und aus den bisherigen Handlungen zu lernen, wie beispielsweise das wachsende Systemverständnis; „verify + learn“ Der Kunde nutzt am Ende die ihm zur Verfügung gestellten Produkte und nimmt diese wahr. Die Wahrnehmung des Produkts lässt ihn das Produkt in seinen Eigenschaften subjektiv bewerten.

### 2.2.4 X-in-the-Loop-framework

Eine mögliche Entwicklungs- und Validierungsumgebung stellt das am IPEK entwickelte X-in-the-Loop-framework (XiL) dar. Die Motivation am XiL ist, die Lernkurve bei der Produktentwicklung möglichst nach vorne zu schieben und so Kosten und Aufwand einzusparen. Damit dies möglich wird, wird eine Art Prüfkette geschaffen, die von den relevanten Wirkflächenpaaren, über Subsysteme, über die Komponente, bis hin zum Gesamtsystem eine Entwicklung und Validierung zulässt. Für die Anwendbarkeit in den frühen Phasen der Produktentwicklung (vgl. iPeM) sind dazu Modellbildungen notwendig, um ein simuliertes Restsystem je nach Bedarf in Wechselwirkung zur „System Under Development“ (SUD) zu untersuchen. [Alb10b], [Alb11e], [Alb11g]. Die SUD stellt dabei den Designraum dar, an dem entwickelt werden kann.

Damit wird ein ganzheitlicher Ansatz geschaffen, mit dem unter ständiger Einbeziehung der Systeme „Fahrer“, „Umwelt“ und „Testfälle / Manöver“ geeignete Untersuchungen durchgeführt werden können. Abbildung 11 zeigt den XiL-Approach: Im System „Fahrzeug“ sind die verschiedenen Ebenen dargestellt. Als Wirkflächenpaar (WFP) ist zum Beispiel ein Kupplungsbelag mit Gegenreibpartner zu verstehen. Dabei muss es sich nicht um die komplette Kupplungsscheibe handeln, sondern es kann eben die Werkstoffpaarung unter verschiedenen dazu simulierten Rahmenbedingungen untersucht werden. Wird eine Ebene höher gewählt, so wäre in diesem Beispiel eine Kupplungsscheibe mit Gegenreibplatte möglich. Diese Subsysteme lassen sich je nach Untersuchungsziel erweitern bis hin zum Antriebsstrang. In der darüber liegenden Ebene befindet sich das Fahrzeug „in-the-loop“, zum Beispiel auf einem Rollenprüfstand (virtuelle Umgebung), einer Teststrecke oder in der realen, physischen Umgebung.

Dabei kann im System Fahrzeug immer zwischen real und virtuell unterschieden werden. Die SUD ist also beispielsweise als Simulationsmodell oder als physische Komponente auf dem realen bzw. virtuellen Prüfstand. Daher hat der XiL-Approach seinen Namen: Die Übergänge zwischen dem realen (physischen) und virtuellen System sind fließend.

Je nach Untersuchungsziel lassen sich das System und Restsystem entweder einfacher als Simulationsmodell oder als reales Modell auf dem Prüfstand einbinden. Ein Beispiel dafür ist die Untersuchung eines zu entwickelnden Getriebes bezüglich seiner Neigung zum Phänomen Getrieberasseln. Dieses Phänomen kann gut als Simulationsmodell in Software dargestellt werden, jedoch ist das Verhalten der Kupplung in Schlupfphasen äussert schwierig bezüglich seines Reibwertverhaltens und des Phänomens Rupfen. Daraus folgt, dass diese als reale Komponente auf den

Prüfstand gebracht wird, ohne dass sie die SUD ist, sondern ein notwendiges Restsystem für diese Untersuchung.

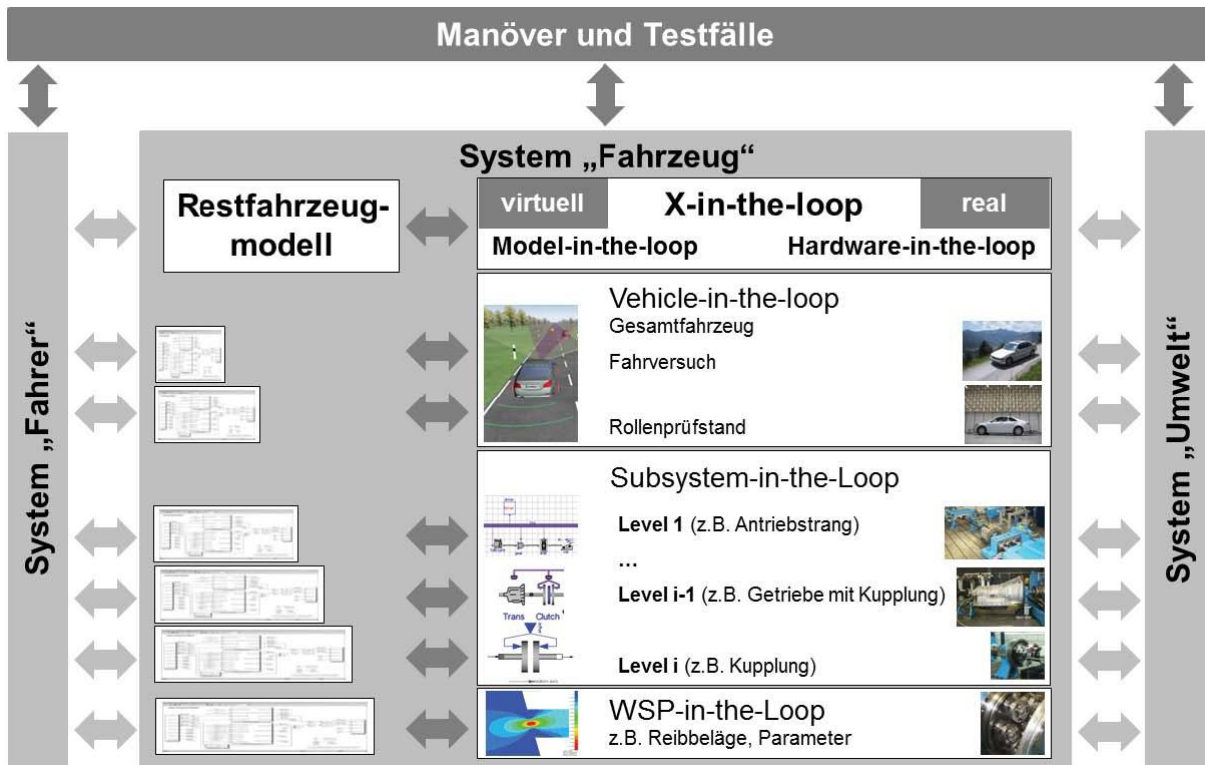


Abbildung 11: Das XiL-framework und seine durchgängige Prozesskette [Alb11g]

Die Modelle für diese Entwicklung sind immer für bestimmte Untersuchungszwecke entwickelt und haben daher nur Aussagekraft bezüglich der betrachteten Fragestellungen. Dabei lassen sich verschiedene Abstraktionsgrade, verschiedene Genauigkeitsgrade und Reifegrade unterscheiden.

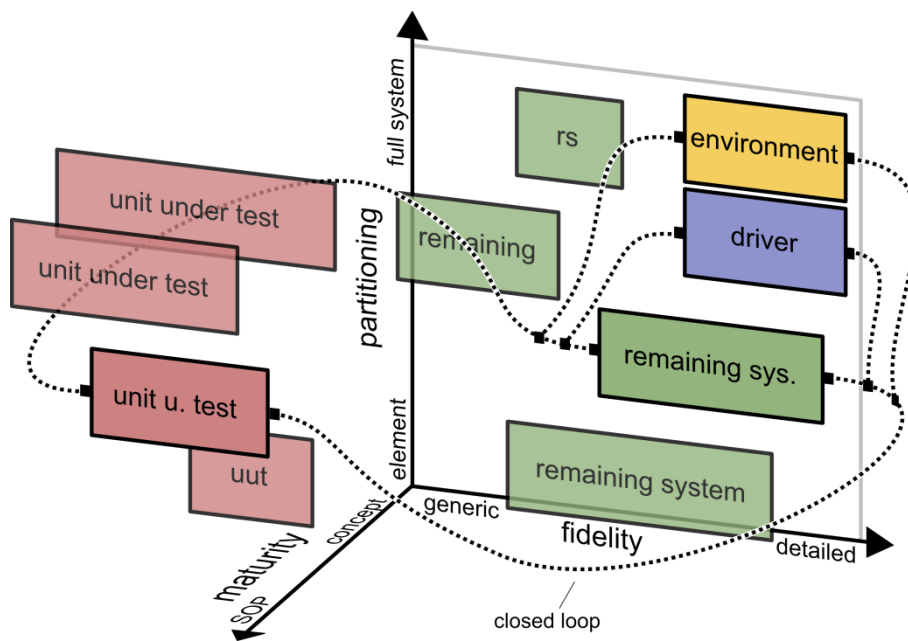


Abbildung 12: Das XiL-framework in 3D-Darstellung [Alb11e]



Ein einfaches Beispiel dafür ist die Entwicklung eines neuen Reibbelages einer Kupplung. Dafür ist zunächst nicht die Gesamtkupplung oder Kupplungsscheibe notwendig. Erste Rückschlüsse können aus einem Reibwertverhalten der Reibpartner unter verschiedensten Rahmenbedingungen aus dem Gesamtsystem gezogen werden. Ein Modell der Kupplung bezüglich des Reibwertverhaltens ist also die einfache Darstellung der Reibpartner über umgerechnete Schlupfzustände des realen Fahrzeugbetriebes sowie Berücksichtigung von Triebstrangelastizitäten und -Lasten. Diese Beispiel SUD liegt damit als Konzept vor und wird als generisches makroskopisches WSP abgebildet. Die Elastizität des Restantriebstranges könnte als drehweicher Torsionsstab auf die Kupplungsebene umgerechnet und in den Prüfstand eingebaut werden. Damit wären das Restsystem in ein generisches reales Modell und weitere Effekte als Simulationsmodell der An- und Abtriebsmaschine des Prüfstandes dargestellt. Abbildung 12 zeigt den somit entstehenden 3D-XiL, um die verschiedenen, notwendigen Reifegrade, Wiedergabetreue und Aufteilungsgrade darzustellen. Dabei sind ebenfalls bereits die Einflüsse der Umwelt und des Fahrers eingebettet. Die Wechselwirkung der SUD zum Rest kann dabei als closed loop dargestellt werden.

### **2.2.5 Modellbildung technischer Systeme**

Die Motivation der Modellbildung ist nach Ehrlenspiel [Ehr09] die Erleichterung von Planung, Entwicklung, Konstruktion und nicht zuletzt der Bau des technischen Systems. Weiterhin können durch die gedanklich, grafisch bzw. mathematisch dargestellten Modelle die Eigenschaften der zu untersuchenden oder zu entwickelnden technischen Systeme früh erkannt und oder simuliert werden. Von Wagner [Von12] formuliert die Notwendigkeit von Rechenmodellen vor dem Prototypenbau. Dazu führt er die Begriffe der induktiven und der deduktiven Modellbildung ein. Bei der induktiven Modellbildung wird ein Modell mit Mindestanforderungen (wichtigste Phänomene) erstellt und über eine Modellerweiterung um weitere Phänomendarstellungen erweitert. So entsteht ein komplexeres Modell. Bei der deduktiven Modellbildung wird von einer Art „Maximalmodell“ ausgegangen, das alle denkbaren physikalischen Phänomene erfüllt, und reduziert dieses auf einige wenige Phänomene.

Stachowiak unterscheidet die physikotechnischen Modelle in statisch-mechanische Modelle, dynamisch-mechanische Modelle, elektromechanische Modelle, elektronische Modelle und elektrotechnische Modelle.

Stachowiak [Sta73] schreibt, dass der Mensch gemeinsame Modelle zur Modellbildung benötigt. Dabei muss das Modell selbst eindeutig und bestimmt sein. Die Modellbildung hingegen sei nie eindeutig und ist zum Teil unbestimmt.

Als eine mögliche Modellsprache zur Analyse und Synthese mechanischer Systeme wird im nächsten Kapitel der am IPEK entwickelte Contact & Channel & Connector – Approach (C&C<sup>2</sup>-A) vorgestellt.

### 2.2.6 Contact & Channel & Connector – Approach

Ziel des Contact & Channel & Connector - Approachs (C&C<sup>2</sup>-A) ist eine einheitliche Modellsprache für technische Systeme. Sie vereint verschiedene Arbeiten aus der Systemtheorie und hat den Anspruch durchgängig zu sein.

Der C&C<sup>2</sup>-A dient der Beschreibung des Zusammenhangs von beobachteter Funktionsweise und Ausprägung von Gestalt, der Analyse bzw. der beabsichtigten Funktion und Gestalt, der Synthese technischer (bisweilen mechanischer) Systeme und besteht aus den Modellelementen [Alb04], [Alb11h], [Alb13a]:

- Wirkflächenpaar (WFP)
- Leitstützstruktur (LSS)
- Begrenzungsfläche (BF)
- Tragstruktur (TS)
- Reststruktur (RS)
- Connector (C)

Dabei wird in [Alb04] definiert:

- *„Wirkflächen (WF) sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und am Energie-, Stoff- und/oder Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.“*
- *„Begrenzungsflächen (BF) sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die nie Wirkflächen sind.“*
- *„Wirkflächenpaare (WFP) werden gebildet aus zwei beliebig geformten Wirkflächen, die in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen werden.“*
- *„Leitstützstrukturen (LSS) sind gestaltungsrelevante Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Kraft, Energie, Stoff oder Information zwischen den WFP eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen“*
- *„Tragstruktur (TS) ist die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen“*
- *„Reststruktur (RS) sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die nie Tragstruktur werden.“*
- *„Connectoren...“*

- ...integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die ausserhalb des Betrachtungsbereichs liegen in die Systembetrachtung
- ...sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumwelt
- ...liegen nicht im betrachteten System und somit nicht im Gestaltungsraum“
- (...)

Die in dieser Arbeit vorgestellten technischen Systeme werden mit diesem Ansatz beschrieben werden. Es sollen nachfolgend die wichtigsten Hypothesen dargestellt werden [Ali10]:

„Grundhypothese 1:

*Ein Effekt (z. B. Reibung, Keileffekt, Kraftübertragung, Informationsübertragung, ...) kann nur dann stattfinden, wenn eine Wirkfläche (WF) in Kontakt mit einer weiteren Wirkfläche steht, d. h. ein Wirkflächenpaar bildet.*

Grundhypothese 2:

*Die Funktion eines technischen Systems wird durch mindestens 2 WFP und die sie verbindende Leitstützstruktur (LSS) erfüllt*

Grundhypothese 3:

*Ein technisches System ist beschreibbar durch eine Struktur von WFP und LSS“*

Eine Wirkung findet zwischen den in Eingriff stehenden Wirkflächen statt, welche an Connectoren angeschlossen sind. Eine Funktion benötigt zur Darstellung nicht nur zwei wechselwirkende Wirkflächenpaare, sondern auch eine sie verbindende Leitstützstruktur, wie Abbildung 13 darstellt.

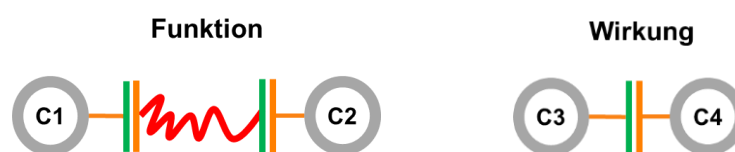
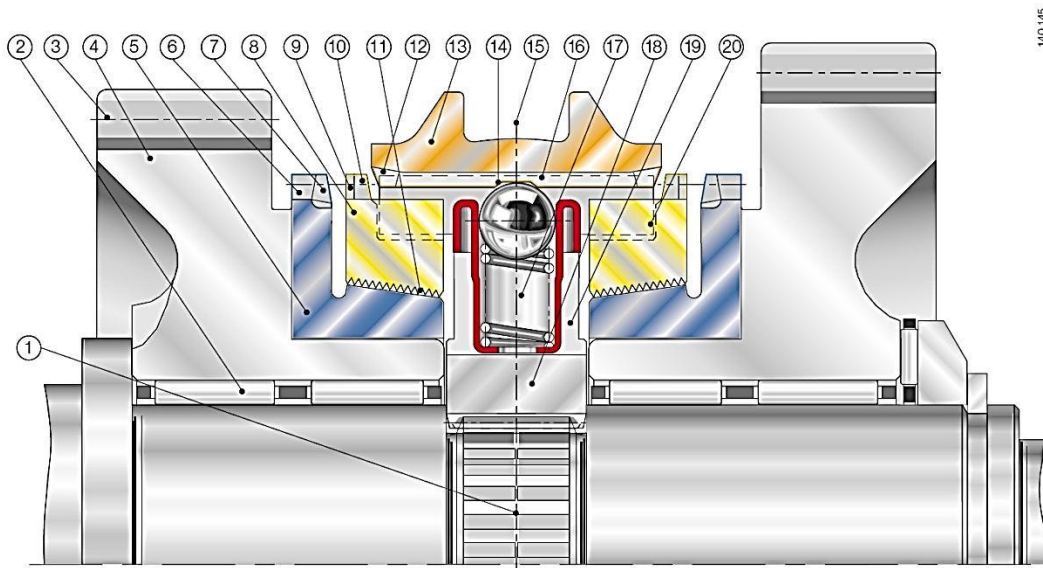


Abbildung 13: Funktion (links) und Wirkung (rechts) im C&C<sup>2</sup>-A [Ali10]

Die Funktion wird weiterhin als „Wirk-Net“ bezeichnet, welches Eingangs- und Ausgangsgrößen speichern, umwandeln und diese austauschen kann. Dabei bilden mehrere Wirk-Nets eine „Wirk-Structure“; beispielhaft werden in einem komplexen System mehrere Betriebszustände möglicherweise durch verschiedene Wirk-Nets dargestellt. [Alb13a]. Dabei entspricht die einfachste Wirk-Structure einem Wirk-Net.

Die Modellsprache wurde an vielen technischen Systemen validiert (Bsp.: [Albe10e]); als Beispiel soll hier im Hinblick auf Kapitel 10.3.2 eine schematische Getriebesynchronisierung dienen. Die Abbildung 14 zeigt einen Ausschnitt aus einem

Getriebe mit zwei Schalträdern (Gangräder), eine sogenannte Einkonus-Synchronisation (ZF-B-Sperrsynchrisation [INA02]).



1) Getriebehauptwelle	8) Synchronring	15) umlaufende Nut
2) Lagerung	9) Sperrverzahnung	16) Verzahnung
3) Evolventenverzahnung	10) Dachwinkel	17) Bauteile zur Vorsynch.
4) Schaltrad	11) Aussenkonus	18) Muffenträger
5) Kupplungskörper	12) Dachwinkel	19) Aussparung
6) Schaltverzahnung	13) Schiebemuffe	20) Nuten (drei am Umfang)
7) Dachwinkel	14) Aussparung	

Abbildung 14: typische Einkonus-Synchronisation [INA02]

Für die Analyse des Leistungsflusses der in Abbildung 14 dargestellten Einkonus-Synchronisation wird der C&C<sup>2</sup>-Approach angewandt. Das System wird direkt hinter den relevanten Wirkflächen freigeschnitten, sodass die wirkungsrelevanten Eigenschaften (hier: Kraft-/Drehmoment-/Drehzahlübertragung) durch die Connectoren (0.1-0.5) dargestellt werden können, wie Abbildung 15 zeigt. Die dargestellten Wirkflächenpaare sind aufgrund der Ansicht nur in den obersten zwei groben Ebenen (0.X und 1.X) dargestellt und reichen zur Erklärung der Drehmomentübertragung aus; dabei wurden axiale Wirkflächenpaare nicht mit den notwendigen LSS verbunden, um die Übersichtlichkeit wahren. Diese Stellen sind mit grünen Ellipsen markiert. Für detailliertere Betrachtungen der weiteren Teilfunktionen (z. B.: Synchronsperre) müssen weitere Unterebenen (2.X und weitere) eingeführt werden, wie beispielsweise die federgelagerten Druckstücke und die eingebrachten Nutungen zur ausreichenden Schmierung usw.

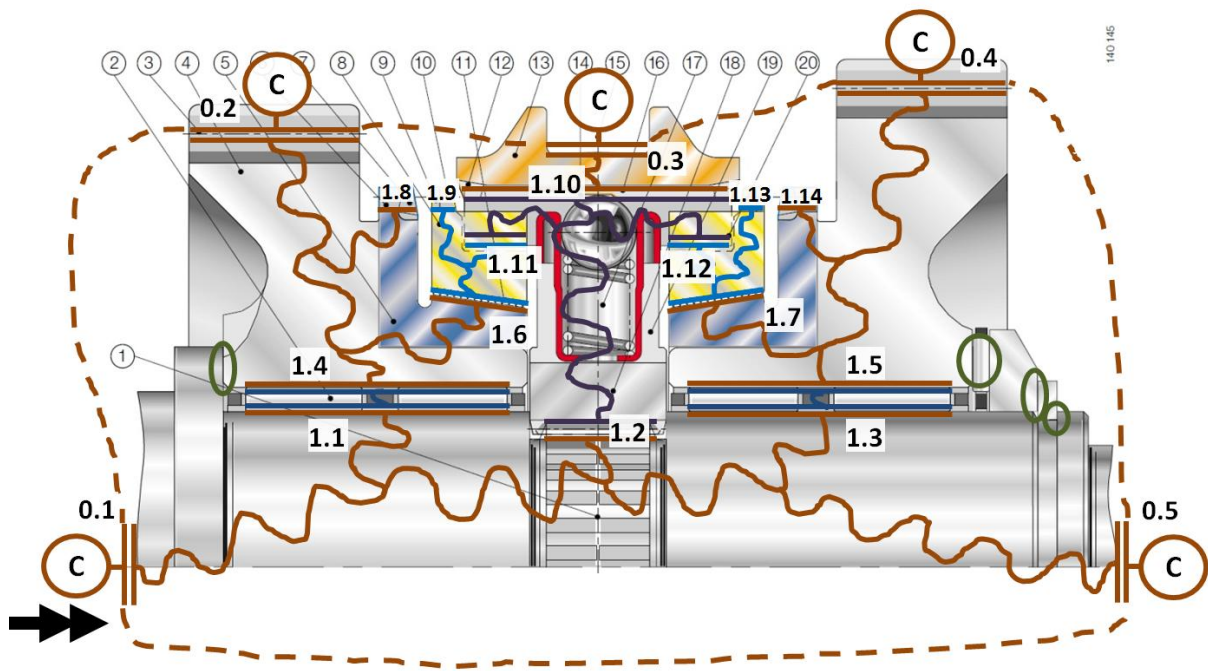


Abbildung 15: C&C<sup>2</sup>-M zur Analyse der in Abbildung 14 gezeigten Einkonus-Synchronisation

Folgt man nun dem am Connector 0.1 eingeleiteten Drehmomentfluss entlang der Leitstützstruktur, endet diese in den Wirkflächenpaaren an der Lagerung der Losräder (1.1 & 1.2), der Keilwelle zur Schiebemuffe sowie dem gegenüberliegenden Connector 0.5 am Ende des Systemausschnitts. Für die nicht im System liegenden weiteren Zahnräder, die mit den dargestellten über die Wirkflächenpaare 0.2 & 0.4 in Eingriff sind, sind die Connectoren 0.2 & 0.4 an der Systemgrenze eingebracht. Für eine Differenzdrehzahl in der dargestellten Neutralstellung fällt ein Verlustmoment an den Wirkflächenpaaren der Lagerung ab. Einmal an der radialen Lagerung 1.1, 1.4, 1.3 und 1.5 sowie an den axialen Lagerungen, grün markiert, außerdem über die zugehörigen gleitenden Wirkflächenpaare am Synchronkonus 1.6 & 1.7. Weiterhin dreht über das Wirkflächenpaar 1.10 die Schiebemuffe mit, sodass am Wirkflächenpaar 0.3 zur nicht rotierenden Schaltklaue -vorgegeben durch Connector 0.3- ebenfalls ein Verlustmoment abfällt.

Durch diese Darstellung lassen sich je Betriebssituation, also andere Funktionen (Gangwechsel), die durch Wirk-Nets beschrieben werden, in einer Wirk-Structure darstellen. In dieser werden Wirk-Nets, aufgehoben (nicht geschalteter Gang: z. B. WFP 1.8 & 1.9 mit 1.10 aufgehoben) Wirk-Nets verändert (Relatvdrehzahl zwischen WFP 1.1 und WFP 1.4) und neue Wirk-Nets (WFP 1.13 & 1.14 mit 1.10) gebildet.

Mit dieser Analyse sind bereits relevante Einflussparameter auf die Verlustleistungen im Getriebe möglich. Für die Analyse der Funktionsweise wurde herausgestellt, dass die Schiebemuffe mit der Eingangsdrehzahl wegen der normalen Wirkflächenpaare 1.2 und 1.10 mitdrehen muss. Soll nun ein Zahnrad geschaltet werden, muss am

Connector 0.3 eine axiale Kraft eingeleitet werden, die zunächst über das nicht weiter eingezeichnete Wirkflächenpaar des Druckstücks auf den Synchronring übertragen wird, solange die Axialkraft über die Umwandlung der schrägen Ebenen (Wirkung: Keileffekt) die Vorspannung der Feder nicht überschreitet.

Danach stößt die Schiebemuffe auf die (noch) formschlüssig stehende Sperrverzahnung an der Stelle 1.13 und führt so die Axialkraft in den Sperring ein. Dieser drückt an der Stelle 1.7 solange auf den Reibkonus (Wirkung: Reibung, Kraftübertragung), bis der torsionsfedergelagerte (nicht dargestellte) Synchronring sich gegenüber der Schalmuffe verdreht, was bei richtiger Auslegung der Reibkräfte erst genau dann passieren kann, wenn das Zahnrad die Synchrondrehzahl des Synchronringes erreicht hat. Damit wird der Formschluss am Wirkflächenpaar 1.13 aufgehoben und die Schiebemuffe befindet sich im sogenannten Freiflug, wenn sie am Sperring vorbei gleitet. Wegen der vorherrschenden Synchrondrehzahl und einer spezifischen Zahngeometrie kommt die Schiebemuffe an den konisch geformten Wirkflächenpaaren 1.14 des Zahnrades in Kontakt und schiebt dieses gegebenenfalls in die vollständige Einspurposition, sodass im Wirkflächenpaar 1.14 der Formschluss ausgebildet werden kann und damit das System zur Drehmomentübertragung bereit ist. Die Analyse ist damit noch keineswegs vollständig (Schmierung, Phänomen Zahnradrasseln, usw. wurden bisher nicht erklärt), aber die Anwendung des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes zur Analyse ist demonstriert worden.

Diese Forschungssprache wurde an unzähligen Beispielen für mechanische Vorgänge validiert [Ali10]. Im Weiteren dieser Arbeit soll erstmalig gezeigt werden, dass diese Sprache auch für inkompressible Fluide eingesetzt werden kann.

## 2.3 Ausgewählte Getriebe in konventionellen Pkw-Triebsträngen

Die Notwendigkeit der Getriebe an der Verbrennungskraftmaschine liegt in der Zugkrafthyperbel und dem Motorkennfeld begründet [Nau07], [Fis12]. Daher werden seit der Entwicklung von Kraftfahrzeugen die Getriebe und notwendigen Kupplungen entwickelt. In den nachfolgenden Kapiteln sollen drei der verschiedenen Pkw-Getriebe mit Fokus auf die verbauten Kupplungen und Bremsen kurz vorgestellt werden.

### 2.3.1 Manuelle Getriebe in PKW

Ein modernes manuelles Pkw-Getriebe hat immer eine Kupplung als Anfaehrelement, meist eine sogenannte Einscheiben-Trockenkupplung [Nau07.] Danach können verschieden geartete Getriebe (einstufig, zweistufig, mehrstufig, siehe Abbildung 16) folgen, die durch die manuelle Betätigung geschaltet werden. Dabei werden im Allgemeinen sogenannte Losräder auf der An- oder Abtriebswelle über eine Synchronisiereinheit mit darauf folgender normalkraftschlüssiger Verzahnung festgesetzt, wie im vorangegangenen Kapitel 2.2.6. In Abbildung 15 dargestellt. Das festgesetzte Zahnrad mit dem es treibenden Zahnrad bestimmt dann das Übersetzungsverhältnis. Während des manuellen Schaltens wird eine Kupplung, die auch als Anfahrkupplung dient, geöffnet, um die Antriebswelle auf die entsprechende Drehzahl der Abtriebswelle bringen zu können. Durch diese Mechanik ist eine Zugkraftunterbrechung beim Schalten der Gänge erforderlich. In der Regel bestimmt der Fahrer dann die Schaltzeitpunkte. Daneben gibt es auch automatisierte Schaltgetriebe, die aber wegen der natürlichen Zugkraftunterbrechung von Fahrern normalerweise als weniger komfortabel bewertet werden. [Kir07] Dies liegt daran, dass der Fahrer sensibel auf die nicht von ihm eingeleitete Schaltung reagiert.

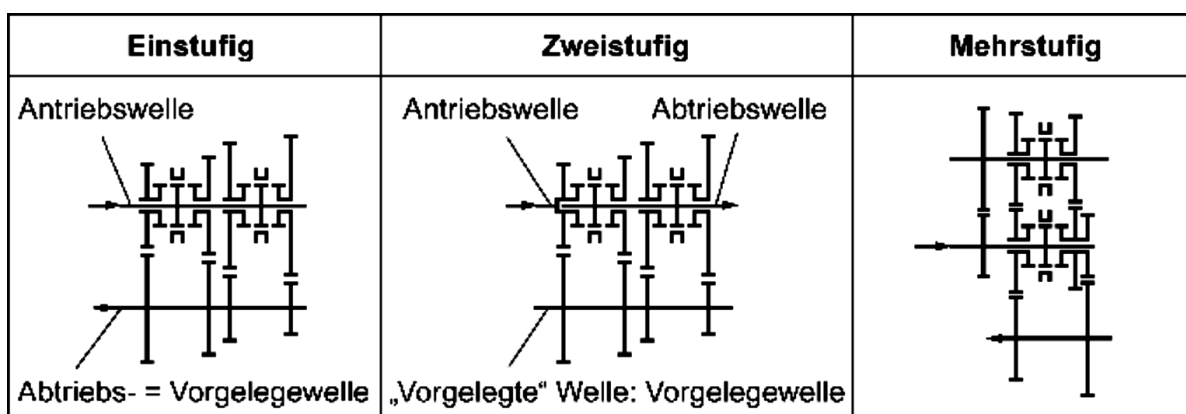


Abbildung 16: Typische manuelle Getriebetypen [Nau07]

Das manuelle Getriebe besitzt einen guten Wirkungsgrad, weil der eingelegte Gang kraftlos gehalten werden kann und Wirkungsgradverluste im Wesentlichen nur von der

drehmoment-führenden Zahnradpaarung sowie den Lagern und Dichtungen mit Relativedrehzahl verursacht werden.

### 2.3.2 Stufen-Automatikgetriebe in PKW

Das Automatikgetriebe bietet den Komfort des automatischen Schaltens, das bei richtiger Abstimmung und Auslegung kaum merklich für den Fahrer ist. Ermöglicht wird dies durch verschiedene Planetenradsätze (Simpson, Ravigneaux, Wilson, ...) bei denen durch Kupplungen und Bremsen verschiedene Übersetzungsverhältnisse realisiert werden können. Dabei sind durch die hier eingesetzten Lamellenkupplungen schlupfende Betriebszustände möglich, um insgesamt zugkraftunterbrechungsfrei schalten zu können. Als Anfahrlement dient hier meist ein sogenannter Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung („Trilok-Wandler“). Dieser arbeitet zur Synchronisation im Prinzip wie eine hydrodynamische Kupplung, siehe Kapitel 2.5.1. Die vielen Kupplungen und Bremsen der Planetenradsätze tragen zu einem verringerten Wirkungsgrad bei, da sie auch im geöffneten Zustand Drehmoment durch Mischreibung übertragen. Abbildung 17 zeigt ein Beispielgetriebe mit den Bremsen B1-B3 und Kupplungen K1-K3 sowie den 2 Freiläufen F1 und F2 und einem Torsionsschwingungsdämpfer (TD). [Nau07]

Der Wandler selbst überträgt das Drehmoment dämpfend in das Getriebe, da es über das hydrodynamische Prinzip transportiert wird. Nach dem Anfahrvorgang wirkt die Überbrückungskupplung, sodass dieses dämpfende Element wegfällt. Allerdings wird der Verbrennungsmotor dann bei höheren Drehzahlen betrieben, wo die Schwingungsanregung reduziert ist.

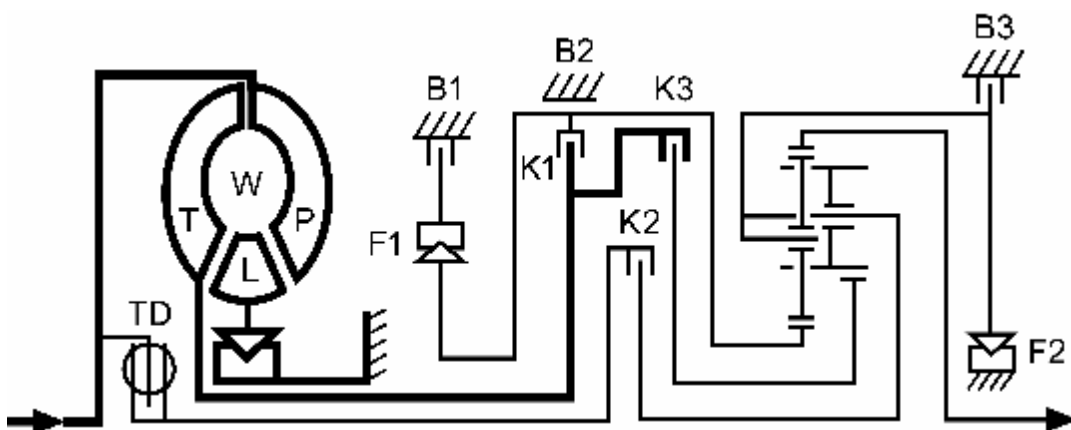


Abbildung 17: Beispiel-Automatik-Getriebe mit 4 Gängen und Ravigneaux-Radsatz von ZF [Nau07]

Moderne Stufen-Automatikgetriebe von PKW verwenden bis zu 8 Gänge (z. B.: ZF 8HP Getriebe) um den Gesamttriebstrang wirkungsgradoptimal betreiben zu können. Anlaufende Serien von ZF haben 9 Gänge [ZF12]. Dies erfordert mehr Kupplungen



und Bremsen, die insbesondere in ihren Schleppmomenten weiter reduziert werden sollen, um den Wirkungsgradzugewinn durch angepasste Gänge nicht wieder zu verlieren.

### **2.3.3 Doppelkupplungsgetriebe**

Die Doppelkupplungsgetriebe bestehen aus zwei Teiltriebsträngen, die mit jeweils einer Kupplung automatisch geschaltet werden. Dabei wird zuvor auf dem nicht im Leistungsfluss liegenden Teiltriebstrang die richtige Übersetzung vorgewählt, sodass beim Schaltvorgang die bisher geschlossene Kupplung geöffnet und die des vorgewählten Ganges geschlossen wird. Dieser Vorgang ist geregelt, sodass eine Überschneidungsregelung des Drehmoments möglich ist. Dadurch erfolgt keine Zugkraftunterbrechung und die Kupplungen werden zum Schaltzeitpunkt schlupfend betrieben. Dies zieht Leistungseinträge in das System in Form von Reibungswärme nach sich. Abbildung 18 zeigt ein Doppelkupplungsgetriebe mit dem Drehmomentfluss im ersten Gang beim Anfahren.

Prinzipiell werden trockenlaufende Einscheiben-Kupplungen hier für geringe Drehmomente eingesetzt [Nau07]. Sie haben durch ihre Bauweise ein höheres Massenträgheitsmoment als die nasslaufenden Systeme [Kir07], was sich auf das theoretische Beschleunigungsvermögen bei einem Kick-down auswirkt. Im Umkehrschluss werden nasslaufende Doppelkupplungen bei höheren Drehmomenten eingesetzt. Dies hat wiederum Auswirkungen auf das auftretende Schleppmoment der geöffneten Kupplung [Kir07]. Der Schwellenwert des Drehmomentes, ab dem das eine oder andere Kupplungssystem eingesetzt wird, hängt von den in der Serie gewählten Werkstoffe sowie der Konstruktion und der Betriebsstrategie ab.

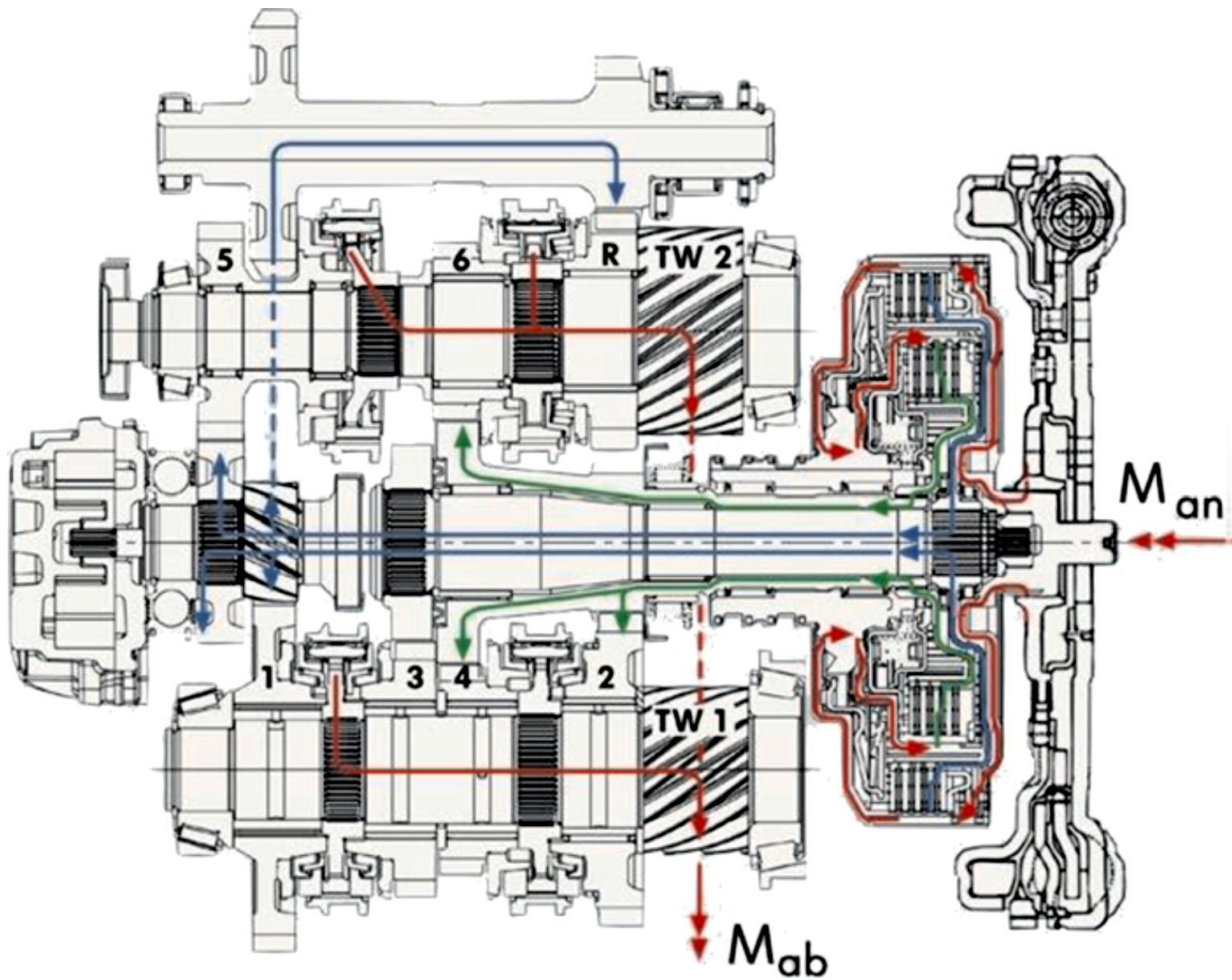


Abbildung 18: Direktschaltgetriebe mit Doppelkupplung von Volkswagen [Kir07]

Die wird auch in der radialen Baugröße der Kupplung unterschieden. Hier wird zwischen radial geschachtelt, und axial gestaffelt eingeteilt, wie Abbildung 19 zeigt:

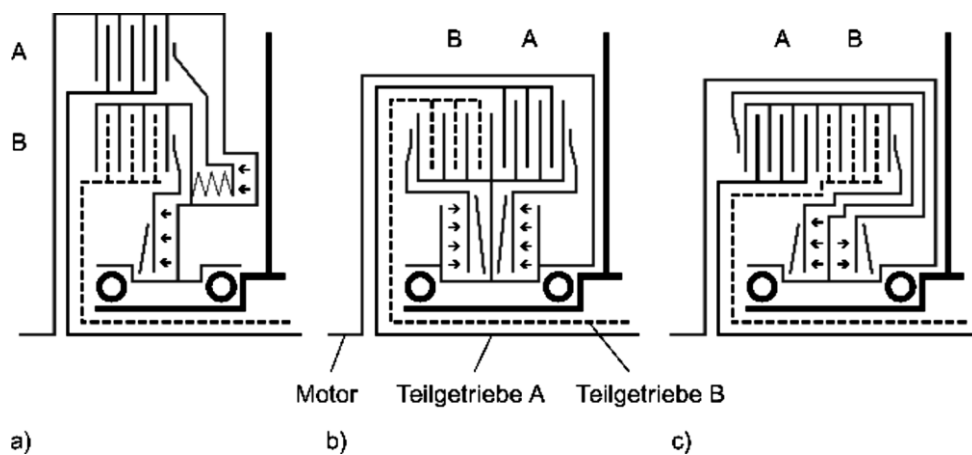


Abbildung 19: Schematische Anordnung der Lamellenpakete: a) radial geschachtelt (konzentrisch), b) und c) axial gestaffelt (parallel) (Ausführungen nicht maßstäblich) [Nau07]

## 2.4 Hybridfahrzeuge

Unter Hybrid versteht man bei Straßenfahrzeugen die Kombination von mindestens zwei unterschiedlichen Energiespeichern und zwei Energiewandemaschinen, um das Fahrzeug anzutreiben. [Spö96] Diese können auf unterschiedliche Arten miteinander vereint werden. Es gibt die klassische Einteilung der Antriebskonzepte nach Triebstrangtopologie in seriell, parallel, leistungsverzweigt und gemischten Varianten oder nach Leistung in Mikro-, Mild- sowie Vollhybrid.

Damit stellen hybride Systeme verschiedene Kombinationen zwischen den konventionellen Verbrennungskraftmaschinen (VKM) und den möglicherweise zukünftigen elektrisch betriebenen Antrieben dar, siehe Abbildung 20.

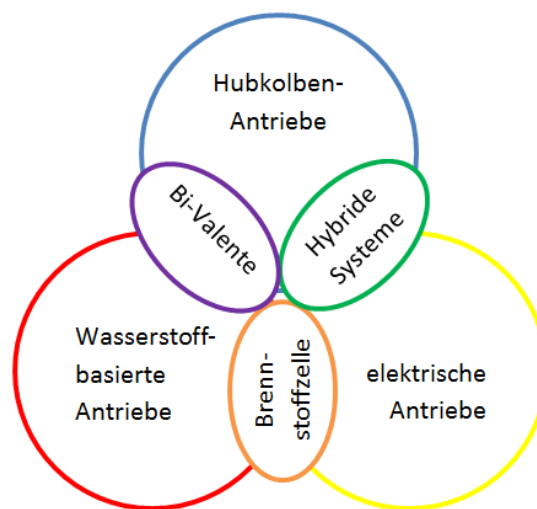


Abbildung 20: Antriebe und mögliche hybride Varianten nach {Sei10}

Wichtig bei allen Kombinationen der hybriden Antriebskonzepte ist das sogenannte Energiemanagement. Dieses zeigt auf, welcher Energiepfad für das entsprechende Lastprofil gerade günstig ist. Bekannte Verbrennungskraftmaschinen, sowohl Diesel- als auch Ottomotoren, sind dadurch gekennzeichnet, dass sie im transienten sowie im Leichtlastbereich (Bremsen, Beschleunigen) sehr schlechte Wirkungsgrade aufweisen [Ker05].

Bezüglich eines optimalen Wirkungsgrads und folglich eines geringen spezifischen Kraftstoffverbrauchs, verbunden mit geringen Schadstoffemissionen zeichnen sich die VBKs vor allem im Stationärbetrieb bzw. Generatorbetriebs aus [Spi07].

### 2.4.1 Motivation zur Entwicklung alternativer Antriebe

Verbrennungskraftmaschinen arbeiten in den verschiedenen Drehzahl- und Lastbereichen mit unterschiedlichen Wirkungsgraden. Diese wirken sich direkt auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch und daran gekoppelt an die Abgasemissionen aus.

Verglichen zum transienten Betrieb können dieselben Maschinen bei stationärem Betrieb sehr verbrauchs- und somit emissionsgünstig betrieben werden [Sch96].

Im Rahmen der zunehmenden Urbanisierung stehen vor allem die emissionskritischen Innenstädte der Welt im Fokus für Weiterentwicklungen. Einige hybride Konzepte (Vollhybrid) sind in der Lage, lokal emissionsfreies Fahren zu ermöglichen. Darüber hinaus steht beim E-Motor bereits ab Start das volle Drehmoment zur Verfügung. Weiterhin ist es möglich, die Bremsenergie zurückzugewinnen sowie durch die Lastpunktverschiebung ungünstige Motorbetriebspunkte der VKM zu vermeiden.

In Europa und den USA werden begünstigt durch staatliche Förderungen und bestehender Infrastruktur (Tankstellennetz) nachfolgende Trends aufgezeigt {Sei10}:

- Trend in Europa: Mild-Hybrid Konzepte: Optimierung der Anfahrleistung: Rekuperation
- Trend in USA: Split Hybrid, Strong Hybrid; begr. Zero Emission (ZE) Vorschrift

Daher werden im nachfolgenden vor allem die hybriden Konzepte in Bezug auf ihre Eignung für die unterschiedlichen Fahrzeugklassen, Fahrertypen sowie Fahrprofilen, ausgehend vom Stand, der Technik vorgestellt und bewertet werden.

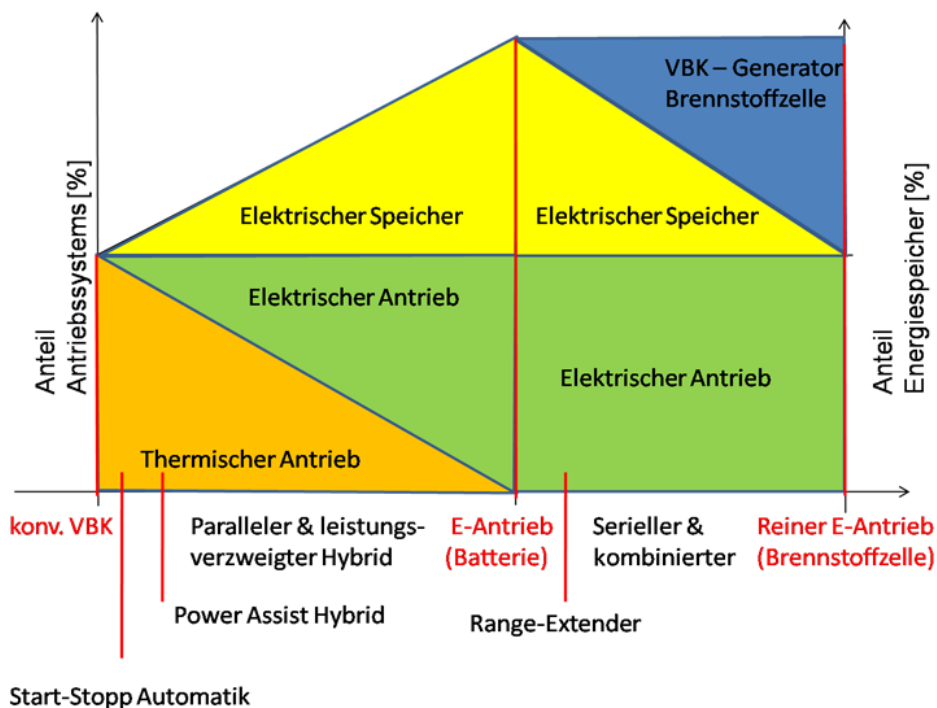


Abbildung 21: Übersicht und Einteilung der Fahrzeugantriebe nach Leistungen {Sei10} nach [Kir07]

### 2.4.2 Klassifikation der Hybride

Hybridfahrzeuge können zunächst nach ihrer Triebstrangtopologie in den seriellen Hybrid, den parallelen Hybrid sowie den leistungsverzweigten bzw. den kombinierten Hybrid unterteilt werden [Hof09], siehe auch Abbildung 22:

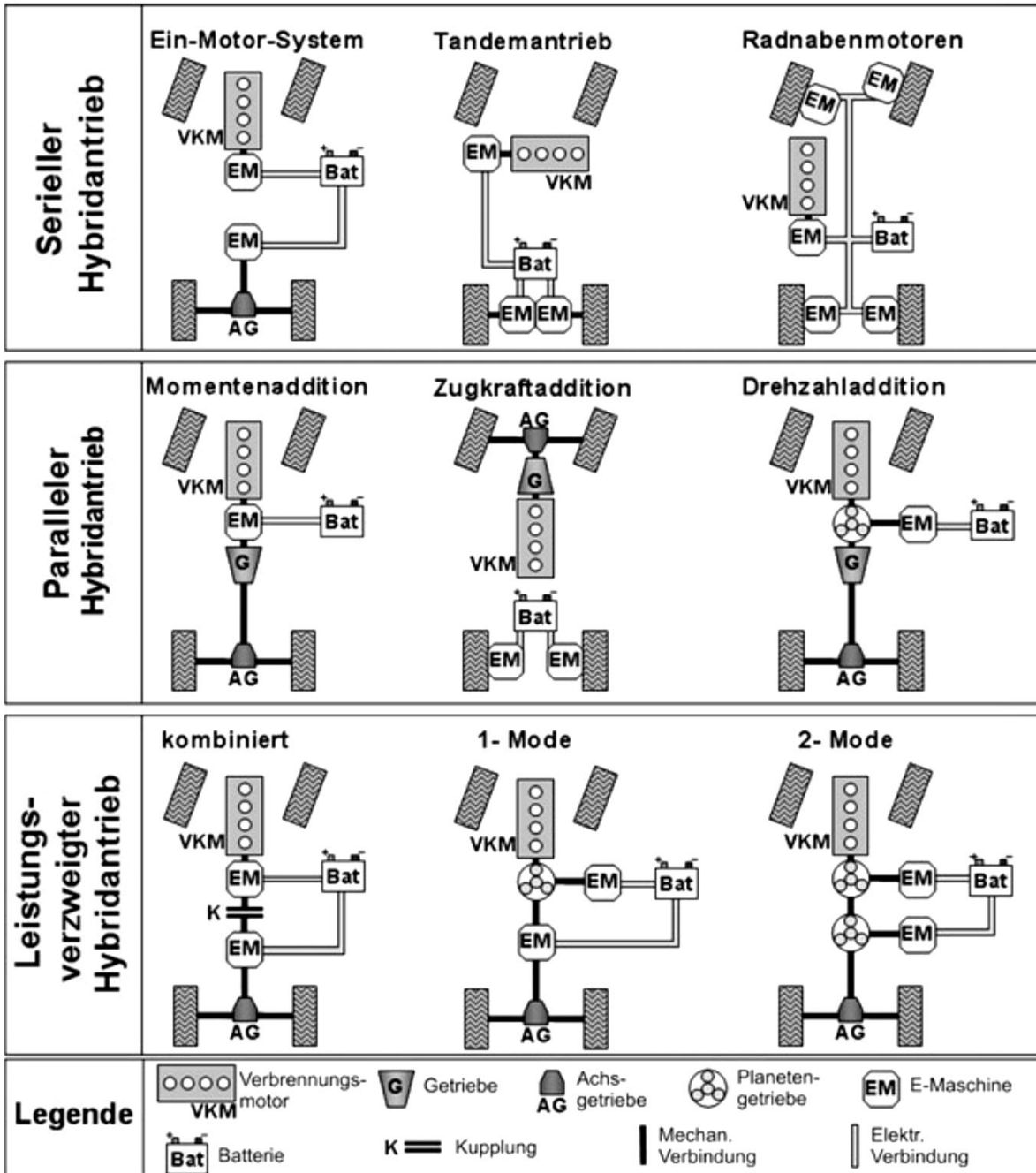


Abbildung 22: Klassifikation der Hybride nach Triebstrangtopologie [Hof09]

Beim seriellen Hybrid besteht keine Verbindung des Verbrennungsmotors zu den Rädern. Er erzeugt über einen Generator Strom, der die Batterie lädt und/oder den oder die Traktionselektromotoren mit Strom versorgt. Dabei kann es einen Elektromotor geben, dessen Drehmoment über das klassische Differenzial an die links- und rechtsseitigen Antriebsräder abgegeben wird oder es bestehen zwei oder

vier Elektromotoren, die über die Stromaufteilung die Differenzialfunktionen bzw. Torque Vectoring abbilden können. Dabei können die Elektromotoren auch als Radnabenmotoren im Rad untergebracht sein [Hof09], {Goh12}.

Beim parallelen Hybrid ist der direkte Durchtrieb des Verbrennungsmotors auf die Räder möglich und der elektrische Traktionsmotor kann zu oder abgeschaltet werden. Je nach Auslegung des Elektromotors kann auch der Verbrennungsmotor betrieben oder deaktiviert werden. Hofmann [Hof09] unterscheidet dabei in der Drehzahladdition, der Momentenaddition oder der Zugkraftaddition. Zusätzlich gibt es beim parallelen Hybrid die Unterscheidungen nach Einbaulage im Triebstrang des Elektromotors [Sch09]; die Nomenklatur ist in Abbildung 23 dargestellt.

- P0: Riemen-Starter-Generator
  - P1: E-Maschine auf Kurbelwelle
  - P2: E-Maschine auf Getriebeeingangswelle
  - P3: E-Maschine auf der Getriebeausgangswelle / im Getriebe
  - P4: E-Maschine auf der Achse
- mit K0: Trennkupplung; K1: Anfahrkupplung (auch Wandler, etc.)

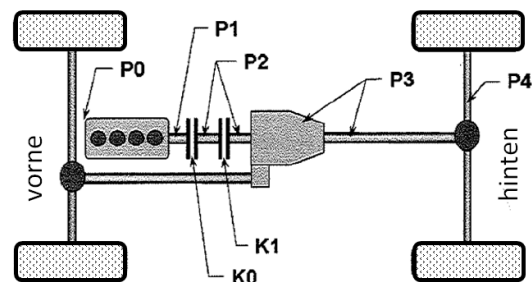


Abbildung 23: mögliche Einbausituationen des Elektromotors im Parallelhybrid [Sch09]

Daneben existiert der leistungsverzweigten Hybrid, bei dem die Leistung in einen elektrischen und mechanischen Leistungspfad aufgeteilt werden kann. So sind je nach Betriebsmodus und ausgeführter Topologie verschiedene Darstellungen der Traktionsleistung möglich [Hof09], {Goh12}. Ein recht komplexer Vertreter ist beispielsweise der Opel Ampera. Möglich wird dies durch eine geschickte Abfolge von Planetenradgetrieben, Kupplungen und Bremsen. Streng genommen bleibt dieses Fahrzeug damit ein leistungsverzweigter Hybrid, dessen Leistungsfluss über verschiedene Wege geschaltet werden kann. Beispielsweise wird beim zusätzlichen verbrennungsmotorischen Betrieb ein Teil des Drehmomentes über den ersten Planetenradsatz an die Räder weitergeleitet und ein Teil an den Generator [Aut11].

Zusätzlich werden die Hybridfahrzeuge nach ihren darstellbaren Funktionen klassifiziert. Diese Definitionen sind nicht allgemeingültig und werden je nach Fahrzeughersteller anders benannt. Daher soll hier eine für diese Arbeit eingesetzte Definition verwendet werden.

### Micro-Hybrid:

Bei diesem Typ bestehen wenige Unterschiede zum konventionellen Triebstrang. Hier ist der bisherige Starter durch einen leistungsstärkeren Starter bzw. Starter/Generator ersetzt worden. Dieser ermöglicht zusammen mit einer Betriebsstrategie, den

Verbrennungsmotor beim Stillstand (Ampel, Stau, ...) unter bestimmten Bedingungen abzuschalten und bei Bedarf sehr schnell wieder zuzuschalten. Je nach Ausführung kann bei Bremsungen etwas Energie rekuperiert werden. Die Rekuperation ist wegen der geringen elektrischen Leistung des Generators beschränkt [Hof09], {Goh12}. Die Leistung beträgt meist um 2-5 kW bei einer Spannungslage von 14 V.

#### Mild-Hybrid:

Im Allgemeinen sitzt hier der Elektromotor auf der Kurbelwelle zwischen Motor und Getriebe [Sch09]. Außer der Start-Stopp-Funktion kann hier geboostet und besser rekuperiert werden. Damit ist auch eine Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors möglich. Die hier erzeugbare elektrische Leistung kann bis 20 kW betragen bei einer Spannungslage von 48V-150V [Hof09] {Goh12}. Hier ist bereits ein elektrischer Fahrbetrieb bei schwachen Leistungsanforderungen möglich. Häufig muss dennoch der Verbrennungsmotor wegen der Architektur der Nebenaggregate mit betrieben werden.

#### Full-Hybrid

Bei diesem Hybrid kann das Fahrzeug vollelektrisch gefahren werden. Dazu müssen die notwendigen Nebenaggregate anders als in konventionellen Fahrzeugen oder Mild-Hybriden untergebracht werden, um ein Abschalten des Verbrennungsmotors zu ermöglichen. Weiterhin sind im Allgemeinen weitere oder andere Kupplungssysteme notwendig, damit dieser Triebstrang effizient betrieben werden kann. Dabei muss der Energiegehalt der Batterie entsprechend hoch sein, sodass hier nur Hochvoltbatterien mit üblicherweise 200V-400V infrage kommen. Zusätzlich kann das Bordnetz eine noch höhere Spannungslage haben, um möglicherweise Wirkungsgrad- und Regelungsvorteile der Leistungselektronik des Traktionselektromotors zu nutzen. {Düt13}

Eine Sonderform des Full-Hybrid stellt der Plug-in Hybrids dar, der zusätzlich über eine Steckdose geladen werden kann. [Hof09]

Im Bereich der hybriden Antriebskonzepte werden nachfolgende wichtige Begriffe verwendet und wie folgt definiert {Goh12}, {Sei10}, [Nau07], [Kir07], [Sch09]:

1. Fahrt mit **Primärtrieb**: meist Verbrennungsmotor
2. Fahrt mit **Sekundärtrieb**: meist Elektromotor, Emissionsfreiheit möglich
3. **Boosten**: der Elektromotor unterstützt den Verbrennungsmotor
4. **Lastpunktverschiebung** zur Verbesserung des Wirkungsgrades oder Reduzierung der Emissionen:

- a. Anhebung: der Elektromotor dient als Generator, um die Batterien aufzuladen. Dem Verbrennungsmotor wird mehr Drehmoment abgefordert. Ein weiterer Grund kann die notwendige Aufladung der Batterie sein.
  - b. Senkung: der Elektromotor wird vom Drehmomentbedarf durch den Elektromotor entlastet. Ein weiterer Grund für diesen Betriebsmodus kann eine volle Hybridbatterie und zusätzlich „kostenlose“ Energiequellen wie Strom aus einer Abgas-Energie-Rückgewinnungsanlage sein.
5. **Rekuperation:** Wiedergewinnung von Bremsenergie durch Generatorbetrieb
  6. **Start-Stopp-Automatik** (Motor ist im Leerlauf abgeschaltet)
    - a. **Change of Mind:** der Wiederstart des Verbrennungsmotors aus dem noch ausdrehenden Betrieb heraus
    - b. **Stop on the Move:** bei noch sich bewegendem Fahrzeug kann der Motor abgeschaltet werden
  7. **Segeln:** Rollen des Fahrzeugs mit höheren Geschwindigkeiten bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor, ohne über den Elektromotor Moment einzuleiten

Zur Darstellung dieser Funktionalitäten werden besondere Anforderungen an die Topologie und die Kupplungssysteme gestellt. Die Kupplungssysteme werden nachfolgend vorgestellt.



## 2.5 Kupplungen in Fahrzeugen

Kupplungen und Bremsen sind prinzipiell gleiche technische Systeme, bei denen unter Vernachlässigung der Massenkräfte gilt, dass das Eingangsdrehmoment  $M_{\text{Ein}}$  dem Ausgangsdrehmoment  $M_{\text{Aus}}$  entspricht. D. h., das Kupplungsmoment ist in diesem idealisierten Fall  $M_K = M_{\text{Ein}} = M_{\text{Aus}}$ .

Im Weiteren wird daher nur von „Kupplungen“ gesprochen, auch wenn dies für Bremsen gleichermaßen gilt. Als Grundfunktionen sind das Verbinden von Bauelementen (Wellen) sowie das sichere Übertragen von Drehmoment und Drehzahl zu nennen. Je nach Kupplungsbetrieb besitzen Kupplungssysteme eine Reihe verschiedenster Nebenfunktionen, wie beispielsweise den Ausgleich von Wellenversätzen, Ändern der Dynamik, Schaltbarkeit und viele mehr, diese sind in [Alb08a] zusammengestellt.

Nach der VDI 2240 können Kupplungen in schaltbare und nicht schaltbare Kupplungen klassifiziert werden. Die weitere Unterteilung zeigt Abbildung 24. Prinzipiell kann bei Kupplungen nach Schlussart zusätzlich unterschieden werden: formschlüssige Kupplungen, wie beispielsweise die Klauenkupplung, reibkraftschlüssige Kupplungen wie beispielsweise die Einscheibentrockenkupplung im Automobil oder auch feldkraftschlüssige Kupplungen wie die Magnetkupplung. In manuell geschalteten Fahrzeugen sind häufig die Kombinationen aus Reibkraftschluss und Formschluss zu finden, nämlich in den Synchronisationsgetrieben, die zur Synchronisation den Reibkraftschluss nutzen und zur vollständigen Drehmomentübertragung den Formschluss eingehen.

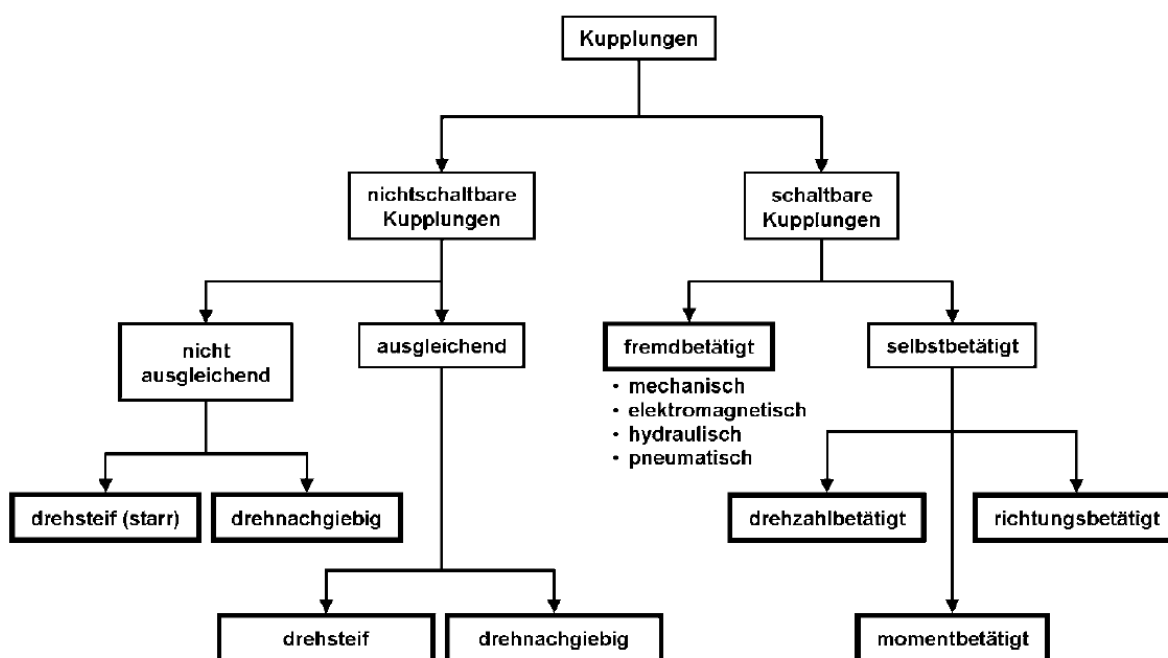


Abbildung 24: Klassifikation von Kupplungen nach VDI2240 [Alb08a]

Ein Beispiel dafür ist in Kapitel 2.2.6. vorgestellt worden. In Automatikgetrieben werden häufig reibkraftschlüssige Kupplungen eingesetzt. Neuerdings finden aber auch rein formschlüssige Kupplungen (ZF 8HP Getriebe) Anwendung [ZF12]. Dem Fokus dieser Arbeit entsprechend wird nur auf die schaltbaren Kupplungen im Automobil eingegangen. Weitere Sonderformen der reibkraftschlüssigen Kupplungen sind hydrodynamische Kupplungen.

### 2.5.1 Hydrodynamische Kupplungen

Hydrodynamische Kupplungen übertragen Leistung nach einem indirekten Wirkprinzip [Sas95]. Die mechanisch eingeleitete Leistung wird dabei auf ein (idealerweise inkompressibles) Fluid übertragen und somit in einen Fluidstrom umgewandelt. Anschließend wird über ein Turbinenrad der Fluidstrom wieder in mechanische Energie gewandelt. Da es sich um ein hydrodynamisches Prinzip handelt, ist zur Übertragung von Leistung immer Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad erforderlich. Durch die stufenlose Drehzahlwandlung eignet sich die hydrodynamische Kupplung besonders als Anfahrerelement in industriellen und automobilen Antrieben. Durch den schlupfenden Betrieb und die Einbringung des Fluides als weiteren Energiespeicher können sich hydrodynamische Kupplungen hervorragend als Schwingungsisolatoren eignen. In [Höl] sind die hydrodynamischen Kupplungen nach VDI 2153 zusammengefasst und können nach Abbildung 25 klassifiziert werden.

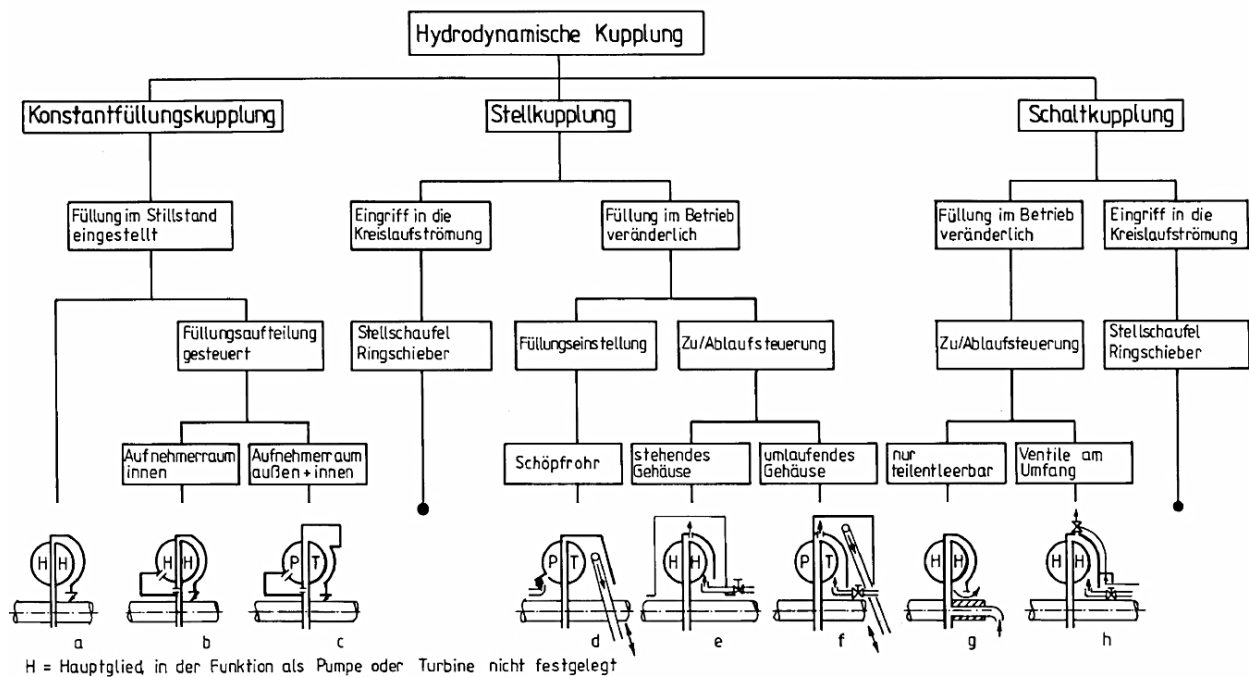


Abbildung 25: Gliederung hydrodynamischer Kupplungen nach VDI 2153 [Höl]

Für die automobilen Anwendung der hydrodynamischen Kupplung als Anfahrerelement sind die einfache Föttinger Kupplung und der Drehmomentwandler zu nennen [Nau07].

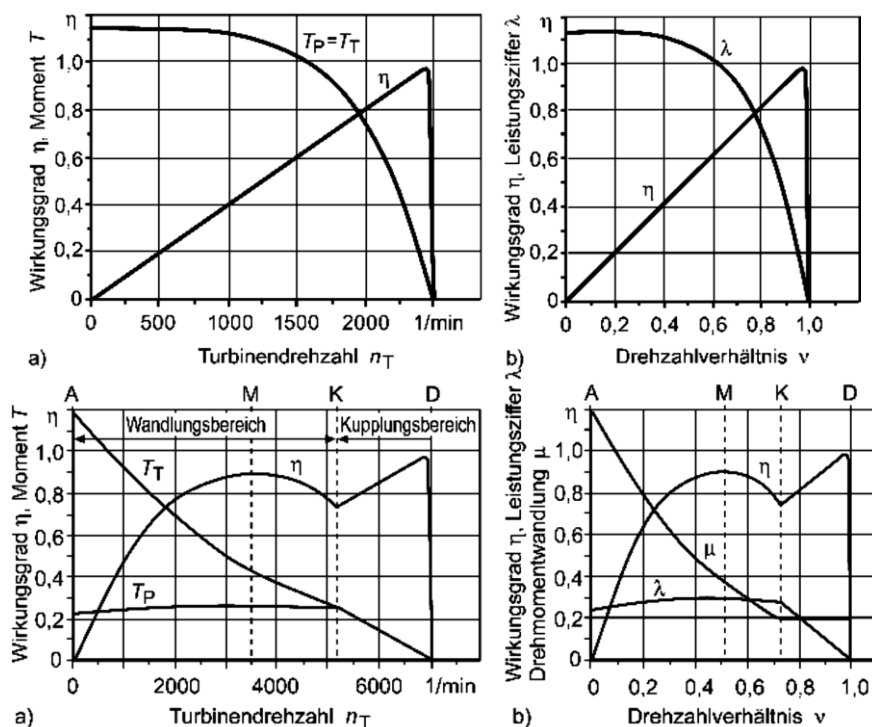


Abbildung 26: oben: Kennfeld einer Föttinger Kupplung im Unterschied zu einem Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung unten [Nau07]

In Automatikgetrieben werden häufig Drehmomentwandler angewandt, da diese ein zusätzliches Leitrad eingebracht haben, über das die Fluidströmung zusätzlich Drehmoment abstützt. Dadurch wird am Turbinenrad eine Drehmomentüberhöhung erreicht, die das Drehmoment am Pumpenrad übertreffen kann. [Nau07] Bei annähernder Synchrodrehzahl wird eine Wandlerüberbrückungskupplung (WüK), - meist Einscheiben-Reibschluss- geschlossen, da nur bei Differenzdrehzahl des Pumpen- und Turbinenrades Drehmoment übertragen werden kann. [Dub11]

## 2.5.2 Nasslaufende Lamellenkupplungen

### 2.5.2.1 Allgemeine Darstellung von Lamellenkupplungen

Nasslaufende Lamellenkupplungen sind eine häufige Bauform in Pkw-Automatikgetrieben. Sie dienen zum Schalten des Drehmoments bei Planetenradsätzen; sie werden dabei als Kupplungen und Bremsen gleichermaßen eingesetzt. Damit gehören sie zur Gruppe der schaltbaren, fremd betätigten Reibkupplungen [VDI82]. Das Öl dient als Kühllöl zwischen den Lamellen, um die Reibleistung als Wärme aus dem System zu führen, damit eine Schädigung der Reibpartner vermieden wird [Hab07]. Dabei wird über den Kühllölvolumenstrom die Menge des Öls im Reibspalt bestimmt.

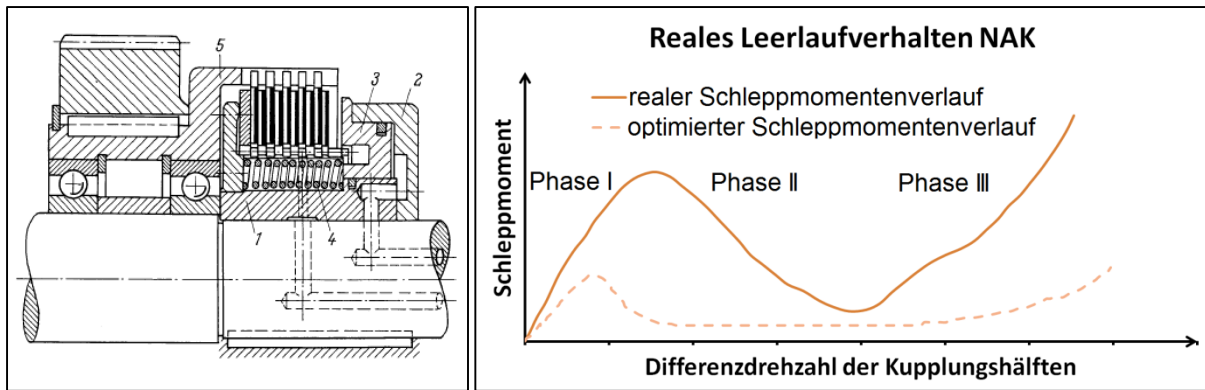


Abbildung 27: links: nasslaufende Lamellenkupplung, Drucköl betätigt [Hab07]; rechts: typischer Schleppmomentenverlauf über der Drehzahl nach [Oer98]

Die geöffnete wie auch die geschlossene Kupplung baut bei geringen Umdrehungen nicht ausreichend Zentripetalkräfte auf, um das Öl schnell genug durch die Pumpwirkung in radialer Richtung aus dem Reibkontakt hinaus zu fördern. Steigt die Drehzahl, so wird bei nicht steigendem Kühlölvolumenstrom von aussen Luft einziehen. Die Reibpartner sind dann nicht mehr vollständig mit Öl gefüllt, sodass man hier von einem „Freischleudern“ spricht. Im geöffneten Zustand bei Differenzdrehzahl wird das Öl herausgeschleudert und Öl zieht zwischen die Kupplungsplatten ein. Es bestehen durch zufälliges Anliegen und eventuell auftretendes Taumeln verschiedene Mischreibungskontakte, siehe auch [Oer98]. Der charakteristische Schleppmomentenverlauf solcher Kupplungen kann in drei Phasen eingeteilt werden, siehe Abbildung 27, rechts:

- Phase 1: annähernd linearer Anstieg des Schleppmoments über der Drehzahl, anschließend Plateaubildung
- Phase 2: steiler Abfall des Schleppmoments durch Einziehen von Luft. Tiefes, ausgeprägtes Plateau
- Phase 3: leichtes Ansteigen des Schleppmoments über weiterer Drehzahlzunahme durch Lamellentaumeln

Das Schleppmoment  $M_{Schlepp}$  in Phase 1 kann allgemein beschrieben werden durch [Hol97] {Ebl11}:

$$M_{Schlepp} = \frac{825 \cdot 10^{-10} \cdot (\eta \cdot \Delta n \cdot b \cdot z \cdot (d_m)^3)}{h_l}$$

Formel 1: Schleppmoment einer nasslaufenden Lamellenkupplung bei gleichmäßig verteilten Lamellen

Dabei ist:  $\eta$  die dynamische Ölviskosität in  $c_P$ ,  $\Delta n$  die Differenzdrehzahl in  $min^{-1}$ ,  $b$  die Belagbreite in mm,  $z$  die Anzahl der Reibflächen,  $d_m$  der mittlere Reibdurchmesser in mm und  $h_l$  das Lüftspiel pro Reibfläche in mm. Bei dieser Formel wird davon ausgegangen, dass die Lamellen homogen im Lüftspiel verteilt sind. Daher gibt es eine Erweiterung nach [Oer98] {Ebl11}:

$$M_{Schlepp} = 825 \cdot 10^{-10} \cdot (\eta \cdot \Delta n \cdot b \cdot z \cdot (d_m)^3) \cdot \left( \frac{H_{ges}}{h1} + \frac{H_{ges}}{h2} + \dots \right)$$

Formel 2: Schleppmoment einer nasslaufenden Lamellenkupplung bei ungleichmäßig verteilten Lamellen

Durch die Ölkühlung und mehrere Wirkflächen kann die nasslaufende Kupplung im Allgemeinen vergleichsweise kompakter ausgeführt werden als andere reibkraftschlüssige Kupplungen [Nau07]. Die Eigenschaften der Kupplung im geöffneten Zustand hängen von vielen Einflüssen ab wie: Nutdesign, Fertigungsverfahren, Material, Durchmesser / Größe, Anzahl der Lamellen, Viskosität des Öls, Kühlölvolumenstrom, Eintritts- und Austrittsflächen des Volumenstroms, Differenz- und Absolutdrehzahlen, usw. Diese Einflüsse wurden umfassend in [Oer98], [Bei81], [Kla91], [Sto85] untersucht.

Einflüsse auf die Lebensdauer und das Verhalten während der Synchronisierung durch verschiedene Faktoren wie Schiefstellung, Ölalterung, Belagsmaterial, usw. ist beispielsweise bei [Fri91], [Häm95], [Hau06], [Wim02], [Wim05], [Hen10] dargestellt worden.

#### 2.5.2.2 Distanzierungsmedien für Lamellen

In Kapitel 2.5.2.1. konnte anhand der Formel 2 der Einfluss des Lüftspiels auf das Schleppmoment gezeigt werden. Verschiedene Forschungsaktivitäten beschäftigen sich mit einer in Serie anwendbaren gleichmäßigen Distanzierung. Mögliche Lösungen können durch sinusförmige Lamellen (also mit Reibkontakt zwischen Innen- und Außenlamelle), aufgenietete Blattfedern, Federringe oder aus der Lamelle geformte Federzeuge dargestellt werden. Auch magnetische Distanzierungen nach [Str10] sind bekannt. Teilweise zeigen diese Konzepte also keine Reibkontakte zwischen Innen- und Außenlamelle aber sie sind zueinander orientiert [Ort04], [Hoe11], [Sch11], [Ebl11].

#### 2.5.2.3 Bedeutung der Kupplungsschleppmomente im Triebstrang

Wie in Kapitel 2.5.2.1 vorgestellt erzeugen nasslaufende Lamellenkupplungen im geöffneten Zustand Schleppmomente. Diese können durch verschiedene Reibsysteme auftreten. Je nach Systemausführung sind es Festkörper-Festkörper-Reibungen oder Mischreibungs- als auch Fluidreibungsgebiete. Die Zuordnung als auch deren Größenordnungen sind abhängig von den geometrischen Abmessungen sowie von der Anzahl der Lamellen und von den Oberflächen als auch dem eingesetzten Fluid und dem gegebenenfalls existierenden Volumenstrom.

Für den Triebstrang bedeutet dies typische Schleppmomente bei sich frei schleudernden, betriebswarmen Lamellenkupplungen um die 0,5 - 2 Nm [Sch11] [Hol97]; bei zusätzlicher Kühllölaufuhr sind die Schleppmomente beträchtlich höher, vgl. Höhn et. al. [Höh10]. In Abhängigkeit der Betriebsstrategie und Einbaulage können hier typischerweise Differenzdrehzahlen von 500 bis 6000 min<sup>-1</sup> herrschen. Damit reicht die Verlustleistung bei diesen Zahlenbeispielen von 0,03 bis 1,26 kW. Bei einem Fahrzeug mit 74 kW mechanischer Leistung am Motorausgang bedeutet dies eine Verlustleistung von bis zu 1,7 %. Betrachtet man dabei ein Automatikgetriebe können Verlustleistungen an mehreren Stellen wegen der verschiedenen Kupplungen und Bremsen je nach gewähltem Gang entstehen.

### 2.5.3 Hydrodynamically Cooled Clutch

Von besonderem Interesse ist eine spezielle Form der nasslaufenden Kupplung, weil diese ein Beispielsystem für die später gezeigten Methoden zur Weiterentwicklung von Kupplungssystemen für hybride Antriebe darstellt. Es handelt sich um eine nasslaufende Lamellenkupplung, deren Gehäuse geschlossen ist, um einen geschlossenen Kühllölvolumenstrom zu realisieren.

Dieses Kupplungssystem wurde speziell für die Anwendung in PKW mit hohen Leistungseinträgen und fehlendem Drehmomentwandler konzipiert. Bei vollen, parallelen Hybridfahrzeugen sollen der Drehmomentwandler und eine zusätzlich erforderliche Kupplung durch dieses neuartige Kupplungssystem ersetzt werden können. Dadurch kommen weitere spezielle Aufgaben auf das Kupplungssystem zu: Trennen des Verbrennungsmotors vom Triebstrang, komfortables Einkuppeln und Ermöglichen von längeren Schlupfphasen. Aufgrund ihrer Aufgaben und ihrer Position im Triebstrang wird dieses System als eine „Mischung des Drehmomentwandlers und einer nasslaufenden Kupplung“ bezeichnet [Sas09], [Sas09-2].

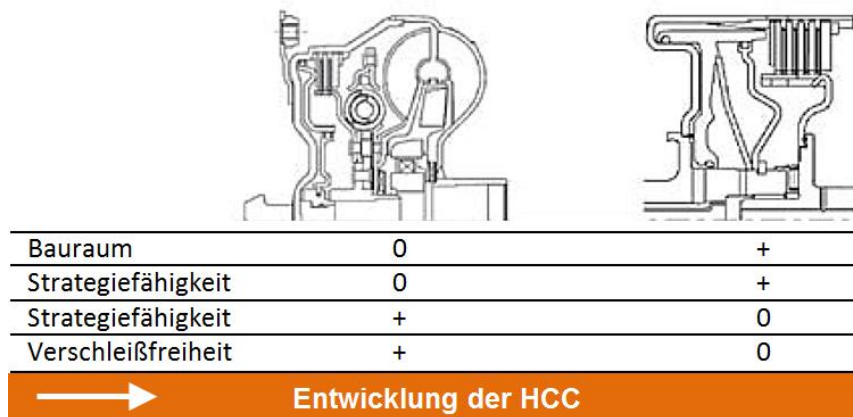


Abbildung 28: Wandler und nasslaufende Kupplung in generischer Gegenüberstellung nach [Sas95]

Dabei soll durch die in Umfangsrichtung schraubenförmige turbulente Ölströmung für eine sehr effektive Kühlung während des Synchronisiervorganges dienen. Mit diesem hydrodynamischen Effekt (Hydrodynamically Cooled Clutch, HCC) soll es möglich sein, die von außen angelegten Kühlölströmung geringer als bei vergleichbaren nasslaufenden Kupplungssystemen zu halten.

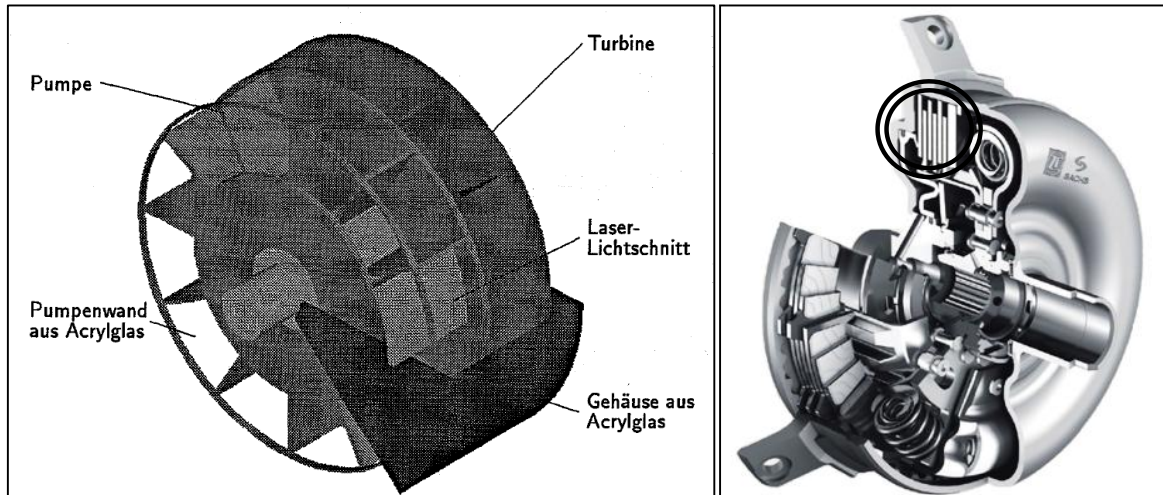


Abbildung 29: links: Versuchsaufbau für das Lichtschnittverfahren an der Eulerkupplung [Sas95]; rechts: Kupplungssystem für P2-Hybride von ZF Sachs mit HCC-Effekt [Sas09-2]

Die Grundlagen dazu erforschte C. Sasse in seiner Dissertation. Er wandelte das Prinzip der Eulerkupplung in eine hydrodynamische Kupplung mit radialen Schaufelradgittern um. Dieses System wurde bezüglich seiner Ölströmung mit dem Lichtschnittverfahren untersucht, siehe Abbildung 29, links [Sas95].

Für diese Abwandlung von der radialen Eulerkupplung in ein nasslaufendes Kupplungssystem, wie in Abbildung 29 rechts, ist ein spezielles Lamellendesign patentiert worden, um die auftretenden Schleppmomente auf ihre notwendige Größe zu reduzieren und gleichzeitig lokale Spannungsspitzen an den Kanten zu vermeiden. Dabei ist aber davon auszugehen, dass die Schleppmomente um ein Beträchtliches ansteigen werden, da ein Freischleudern des Kupplungssystems zur Sicherstellung des HCC vermieden wird.

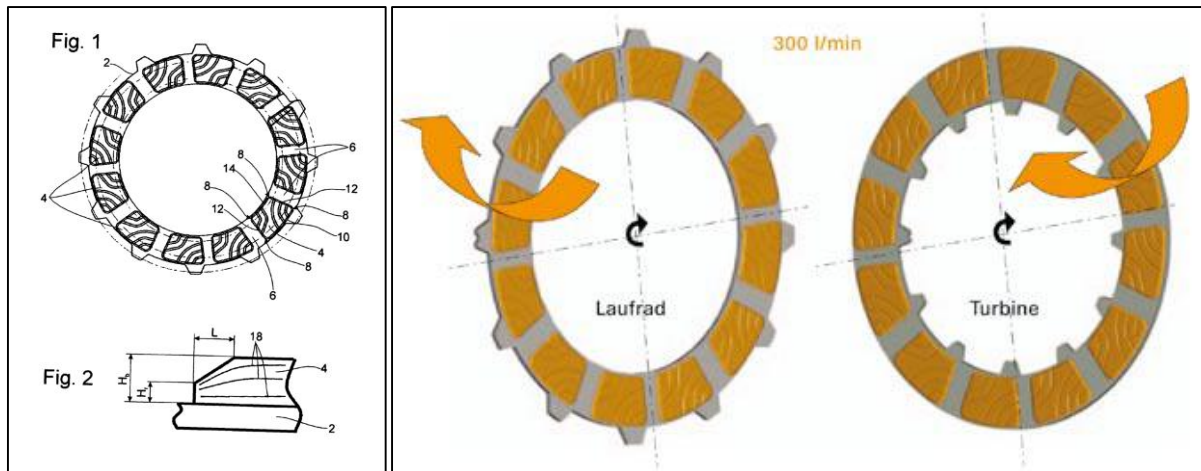


Abbildung 30: links: Design der patentierten Lamelle [Kne09]; rechts: Darstellung des Pumpen und Turbinenrades [Sas09-2]

Mit diesem Design sollen innere Strömungen mit bis zu 300l/s erreicht werden, sodass dementsprechend ein äußerer Kühlölvolumenstrom von 11 l/min in dieser Kupplung eine bessere Kühlung erreiche als ein vergleichbares Kupplungssystem ohne HCC-Effekt mit 22 l/min [Sas09]. Seit 2008 ist dieses System mit einem Drehmoment von bis 700 Nm im Einsatz. Diese Kupplung ist im Weiteren ein Beispielsystem der Ausarbeitung in Kapitel 7.1.





Für einzelne Fragestellungen existiert die einfache Häufigkeitsermittlung, beispielsweise die Häufigkeit der Lenkungsbetätigung und Amplitude oder Bremsbetätigung und Amplitude. Daneben gibt es Ansätze zur Simulation von Verbrauchswerten, die auf einer statistischen Erhebung der Betriebszustände mit einer Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion beruhen. Ein Beispiel aus dem Nutzfahrzeuggestrich ist durch Oberfell et al. [Obe11a, Obe11b] gegeben. Ein durchgängiger Ansatz für einen komplexen Prüfzyklus, der mehrere kombinierte Betriebszustände miteinander vereint, ist jedoch nicht bekannt. Daher wird ein Ansatz in Kapitel 5 hergeleitet.

## 2.7 Ausgewählte Grundlagen der Strömungsmechanik

Für die spätere Erläuterung der spezifischen Ausprägung des „Contact and Channel and Connector Approach“ für Fluide und deren Anwendung auf Lamellen nasslaufender Kupplungen sollen hier die wichtigsten Grundlagen dargestellt werden.

### 2.7.1 Strömungswiderstände

Zwischen umströmten Körpern und dem strömenden Fluid entstehen immer Wechselwirkungen. Die Körper erfahren einen Strömungswiderstand: entweder werden sie oder das strömende Fluid (je nach Bezugssystem) durch eine entstehende Widerstandskraft in ihrer Bewegung gehindert. Es wird dabei grundsätzlich zwischen voluminösen (Kugeln, Fahrzeuge, ...) und schlanken Körpern (Tragflächen, längs angeströmte Platten,...) unterschieden. Der Strömungswiderstand wird dabei prinzipiell in die folgenden vier verschiedenen Hauptwiderstandsarten unterteilt [Sur07] {Kup11}:

#### 2.7.1.1 Reibungswiderstand

entsteht durch die Reibkraft  $F_{WR}$  in der Grenzschicht zum umströmten Körper. Je geringer die Rauigkeit – also je hydraulisch glatter die Oberfläche – ist, desto geringer wird der Reibungswiderstand der Strömung. In Wandnähe kann der Widerstand mathematisch über die Newton'schen Schubspannungen beschrieben werden. Diese sind die Ursache für den Reibungswiderstand, der bei flachen Oberflächen dominiert.

#### 2.7.1.2 Druckwiderstand

wird durch die unterschiedliche Druckverteilung vor bzw. hinter dem umströmten Körper hervorgerufen. Es bilden sich dabei Ablösungen der Grenzschicht, die mit einem Druckabfall einhergehen. Durch die entstehende Druckdifferenz tritt eine Widerstandskraft  $F_{WP}$  hervor. Diese Ablösungen sind bei voluminösen Körpern deutlich stärker ausgeprägt, weshalb dort der Druckwiderstand der dominierende Widerstand ist.

#### 2.7.1.3 Induzierter Widerstand

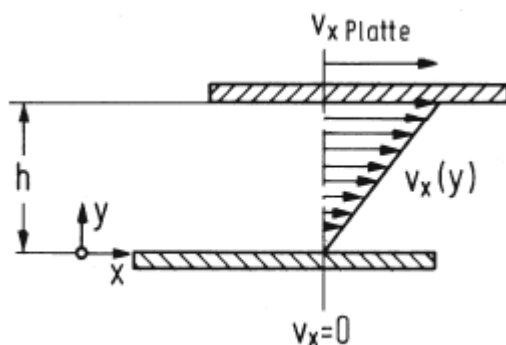
entsteht durch Wirbelbildung an umströmten Kanten. Beispiele dafür sind die Ränder der Tragflügel eines Flugzeugs oder Papierfliegers. An den Kanten bilden sich sogenannte Wirbelzöpfe oder Wirbelschleppen, die einen Widerstand an der Tragfläche selbst verursachen. Im Allgemeinen ist dieser Widerstand klein.

2.7.1.4 Wellenwiderstand

wird durch die Wellenbildung an der Oberfläche eines Fluids hervorgerufen. Ein einfacher und bekannter Fall ist das Schiff, das durch seine Fortbewegung an der Wasseroberfläche Wellen verursacht. Diese Wellen benötigen Energie zu ihrer Entstehung, die sich als Widerstand am fahrenden Schiff niederschlägt. Ein anderes Beispiel sind die Mach'schen Wellen, also die Druckwellen, die ein Flugzeug in der Luft verursacht.

2.7.2 Beschreibung viskoser Medien

Einer der wichtigsten Parameter hydraulischer Flüssigkeiten ist die Viskosität oder Zähigkeit. Die Viskosität ist ein Maß für die innere Reibung und wechselwirkt mit der Fähigkeit, mit ihr hydrodynamische Tragfelder erzeugen zu können. Bei idealen Flüssigkeiten, sogenannte „Newton'sche Flüssigkeiten“ ist die Reibungsschubspannung  $\tau$  proportional zur Schergeschwindigkeit im Spalt zweier Flächen, wobei eine auf der anderen abgeleitet [Mat11].



$$\frac{v_x(y)}{y} = \frac{v_{xPlatte}}{h} \rightarrow \tau = -\eta \cdot \frac{dv_x}{dy}$$

Formel 3: Schubspannung

Abbildung 32: Geschwindigkeitsverteilung in einer „Newton'schen Flüssigkeit zwischen zwei parallel zueinander bewegten Platten [Mat11]

Dazu zählen Wasser und Mineralöle [Mat11]. Die Proportionalitätskonstante  $\eta$  ist die dynamische Viskosität. Eine weitere wichtige Größe zur Beschreibung viskoser Medien ist die kinematische Viskosität  $\mu$ , die von der Dichte  $\rho$  des Mediums zusätzlich abhängt:

$$\mu = \frac{\eta}{\rho}$$

Formel 4: Kinematische Viskosität

Daneben gibt es Einflüsse durch Druck und Temperatur auf das viskose Medium: Für Mineralöl bei atmosphärischem Druck wurde von H. Vogel [Mat11] bereits 1921 für die dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur publiziert:

$$\eta(\mu) = k \cdot e^{\frac{b}{c+\mu}}$$

Formel 5: Dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur

mit  $k$  in  $\text{Ns/m}^2$  und  $b$  sowie  $c$  in  $^\circ\text{C}$  als Konstanten. Daneben gibt es noch den Ansatz nach Ubbelohde auf den hier nicht weiter eingegangen wird.

Für den Einfluss des Drucks gilt nach [Mat11]:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha(p-p_0)}$$

Formel 6: Dynamische Viskosität in Abhängigkeit des Drucks

mit  $\eta_0$  der dynamischen Viskosität bei Referenzdruck  $p_0 = 1,013$  bar und dem Viskositäts-Druck-Koeffizient  $\alpha$ .

Nicht nur die dynamische Viskosität ändert sich unter Temperatur und Druckänderungen sondern auch die Dichte  $\rho$ . Das isobare Dichte-Temperatur-Verhalten ist definiert als [Mat11]:

$$\rho(\mu) = \frac{\rho_0}{1 + \gamma(\vartheta - \vartheta_0)}$$

Formel 7: Dichte-Temperatur-Verhalten

mit Referenzdichte  $\rho_0$  in  $\text{kg/m}^3$ , und der Bezugstemperatur in  $^\circ\text{C}$  und dem Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\gamma$  in  $1/\text{K}$ . Daneben ist das isotherme Dichte-Druck-Verhalten beschrieben als [Mat11]:

$$\rho(p) = \frac{\rho_0}{1 - \kappa \cdot (p - p_0)}$$

Formel 8: Dichte-Druck-Verhalten

mit der Referenzdichte  $\rho_0$  in  $\text{kg/m}^3$ , und der Bezugsgröße  $\kappa$  in  $1/\text{bar}$  für die Kompressibilität.

Neben der hier vorgestellten Newton'schen Flüssigkeit gibt es weitere, verschiedene viskose Verhalten, die sogenannten anomalviskose Fluide oder auch nicht-newton'sche Fluide [Tru08]:

- Bingham: mit Fließfestigkeit
- strukturviskos: bei wachsender Scherung Verkleinerung der effektiven Viskosität
- dilatant: bei wachsender Scherung Vergrößerung der effektiven Viskosität

Siehe auch Abbildung 33:

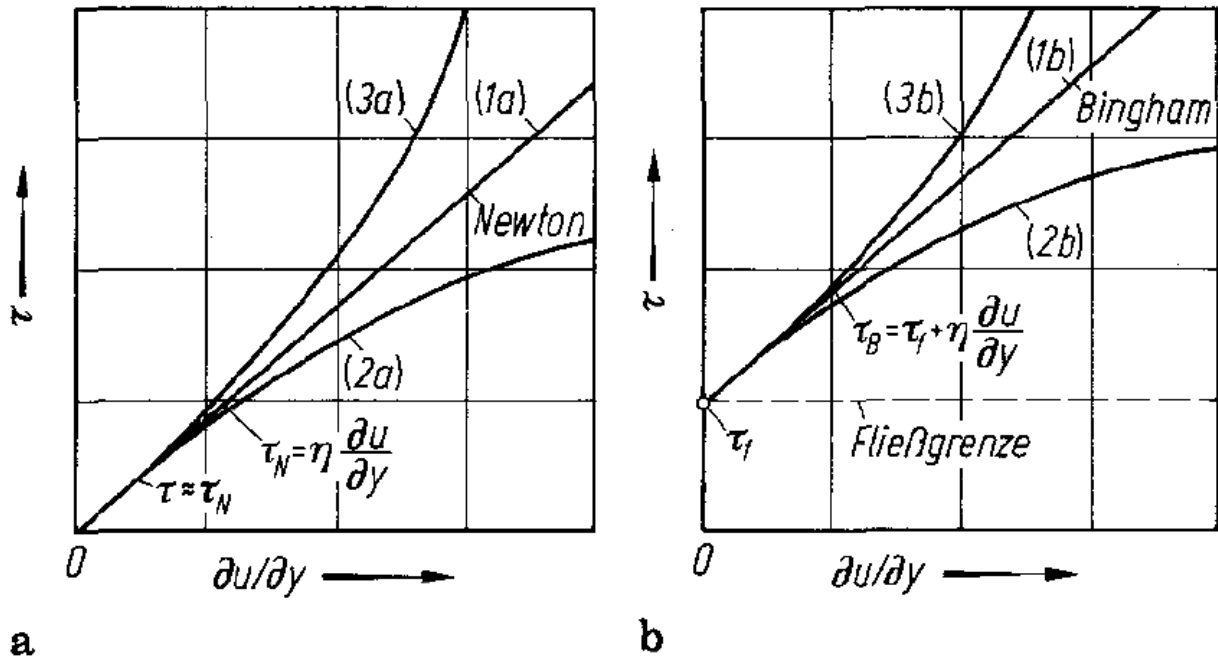


Abbildung 33: Verschiedene zeitunabhängige Reibungsverhalten anomalviskoser Fluide: a) ohne Fließfestigkeit, b) mit Fließfestigkeit, 2a)+2b) strukturviskos, 3a)+3b) dilatant; nach [Tru08]

Schließlich können Fluide auch mit zeitabhängigem Schubspannungsgesetz auftreten. Bei andauernder Schubbelastung ändern sie ihre effektive Viskosität. Sie heißen thixotrop und rheopekt [Tru08].

### 2.7.3 Fluidströmungen inkompressibler, normalviskoser Fluide

Es existieren die Bewegungsgleichungen der laminaren Strömung normalviskoser Fluide und diese werden beschrieben durch die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen (NSG). Sie berücksichtigen die Reibung im Fluid, die Kontinuität sowie die Impulsgesetze. Die Herleitung kann in [Tru08] nachgelesen werden; folgendes Volumenelement und seine Schnittfläche werden dort wie Abbildung 34 zeigt definiert:

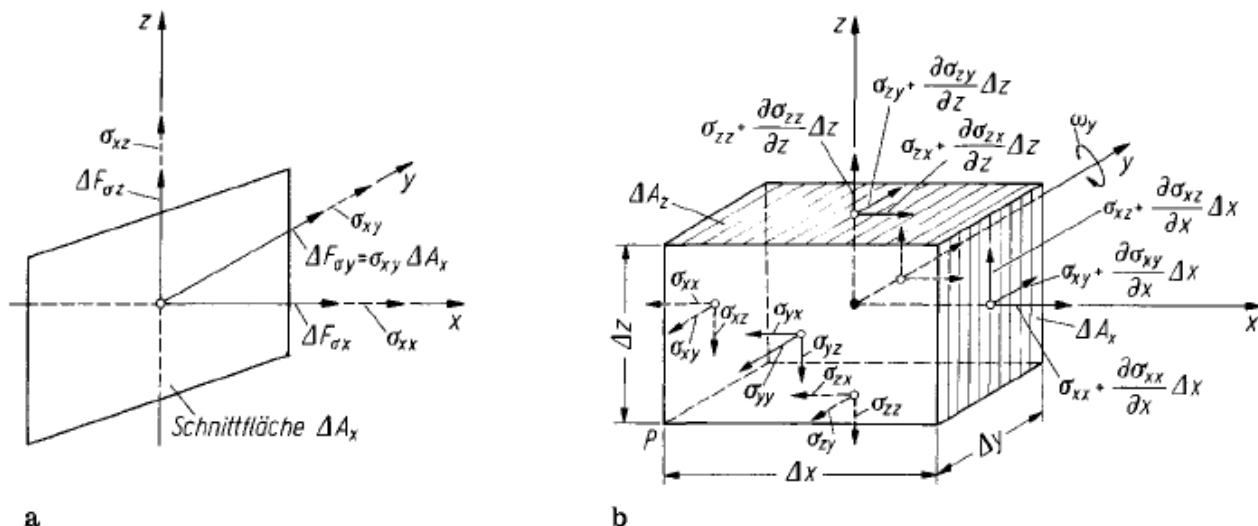


Abbildung 34: Spannungszustände an einem Fluidelement: a) an der Schnittfläche, b) an einem herausgeschnittenen Raumelement [Tru08]

Die Tangentialspannung an solch einem Raumelement wie in Abbildung 34 ist definiert als [Tru08]:

$$\sigma_{xy} = \frac{\text{Spannungskraft}}{\text{Schnittfläche}} = \lim_{\Delta A_x \rightarrow 0} \frac{\Delta F_{\sigma_{xy}}}{\Delta A_x} = \frac{dF_{\sigma_{xy}}}{dA_x}, \quad \sigma_{ij} = \frac{dF_{\sigma_{ij}}}{dA_i}$$

Formel 9: Tangentialspannungen

Gleichermaßen sind die am Flächenelement  $\Delta A_x$  die Komponente der Tangentialspannung in z-Richtung  $\sigma_{xz}$ , sowie die Normalspannung in x-Richtung  $\sigma_{xx}$  zu definieren [Tru08].

Für die ebene (x-, y-Richtung) laminare Strömung sind folgende Gleichungen aus den Impulsgleichungen und Kontinuitätsgleichungen gegeben [Tru08]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Formel 10

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

Formel 11

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)$$

Formel 12

Sie beinhalten die Differenziale der Geschwindigkeitsvektoren nach der Zeit und der Richtung sowie gegebene Druckänderungen über die geströmte Strecke  $dp/dx$ . Bernoulli hat die Energiegleichung bei instationärer Strömung aufgestellt mit:

$$\int \frac{\partial v}{\partial t} ds + \frac{v^2}{2} + gz + \int \frac{dp}{\rho} = C(t)$$

Formel 13

Sie beinhaltet die spezifische Druckenergie, die kinetische und die potenzielle Energie als auch die hier vernachlässigte Schwingungsenergie [Sur07]. Für stationäre inkompressible Strömungen wird die Gleichung in Formel 13 zu null.

Bei der turbulenten Strömung herrscht ähnlich der laminaren Strömung eine übergeordnete Strömungsrichtung. Jedoch befinden sich innerhalb dieser Strömung verschieden große Molekülansammlungen, die ständig entstehen und wieder zerfallen, um verschiedene Bewegungsrichtungen, also Schwankungen, der vorherrschenden Strömung zu überlagern. Dabei wird stochastisch die sogenannte turbulente Schwankungsenergie in Wärme umgewandelt [Tru08].

Die NSG können um die turbulenten Anteile erweitert werden, sodass sechs weitere Unbekannte in das Gleichungssystem einfließen. Jedoch kommen keine neuen Bedingungen hinzu [Tru08, S. 127]:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0$$

Formel 14

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \vartheta \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{(u'^2)}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial y} \right)$$

Formel 15

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \vartheta \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{(v'^2)}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial x} \right)$$

Formel 16

Für turbulente Strömungsgrenzschichten können die beiden Impulsgleichungen auf die Hauptstromrichtung reduziert werden:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \vartheta \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial y} \right)$$

Formel 17



Mit  $\bar{p} = p(x)$  für die Randschicht lässt sich die in Formel 17 gezeigte Gleichung auf die drei Unbekannten  $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$  und  $\overline{(u'v')}$  reduzieren. Für diesen Fall lässt sich das Gleichungssystem schließen, indem für die Reynoldssche Schubspannung  $\bar{\tau}' = -\rho \overline{u'v'}$  ein algebraischer Ausdruck eingesetzt wird.

Reynoldsgleichung:

An einer zwei-dimensionalen Fluidströmung im engen Spalt soll die Reynoldsgleichung wie folgt erläutert werden. Abbildung 35 zeigt einen sich verengenden Spalt mit der Spalthöhe  $h(x,z)$ .

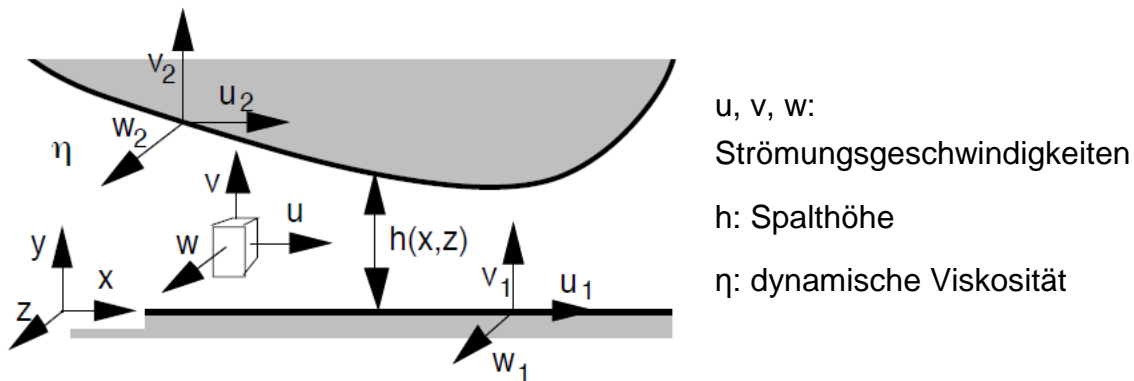


Abbildung 35: Definition der Geschwindigkeiten und Randbedingungen im Spalt [Mül08]

Die Reynoldsgleichung zu diesem Spalt ist in [Mül08] hergeleitet und in Formel 18 als Ergebnis dargestellt:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{u_1 + u_2}{2} h \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{w_1 + w_2}{2} h \right) + u_2 \frac{\partial h}{\partial x} + w_2 \frac{\partial h}{\partial z} - v_2 + v_1 = 0$$

Formel 18: Reynoldsgleichung für den in Abbildung 35 dargestellten Spalt

## 2.7.4 Generische Strömungsmodelle

Die in Kapitel 2.6.3. vorgestellten NSG können für einfache Fälle auf einfache Lösungen geführt werden. Im Folgenden werden für diese Beispiele die Couette- und die Poiseuilleströmung nach [Tru08], [Spu06], [Zie10], [Sur07], [Jir07] kurz zusammenfassend dargestellt.

### 2.7.4.1 Poiseuille-Strömung

Diese Strömung ist die einfache laminare Spaltströmung. Sie tritt in dünnen Spalten bei mittlerer Reynoldszahl und einer stationären und ebenen Strömung (also  $d/dt = 0$ ,

$v = 0$ ) ein. Es gelte weiterhin die Haftbedingung ( $u(\pm a) = 0$ ), sowie die Rohrströmung in x-Richtung ( $u = f(x,y)$  und  $p = f(x,y)$ ). Siehe dazu Abbildung 36 a).

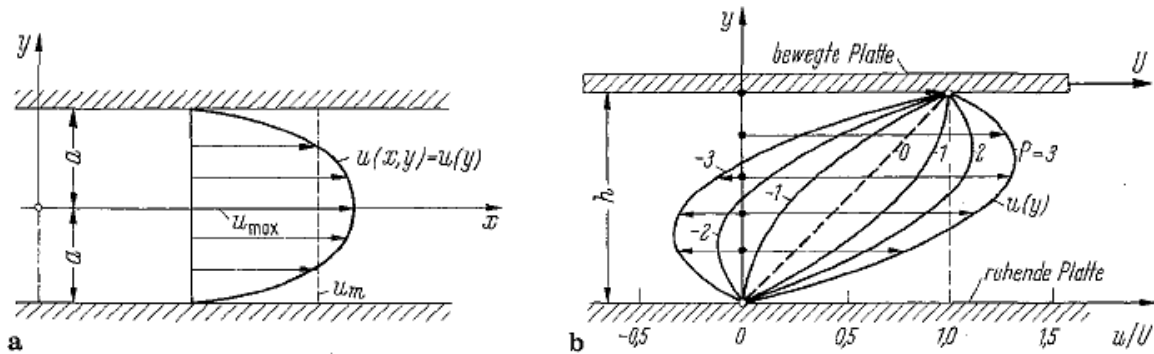


Abbildung 36: Einfache Lösungen der Navier-Stokesschen Bewegungsgleichung. a) Poiseuille-Strömung b) Couette-Strömung [Tru08]

Die Lösungen der NSG für die Poiseuille-Strömung lauten damit [Tru07]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad 0 = -\frac{\partial p}{\partial y}$$

$u = u(y) \rightarrow$  unabhängig von  $x$ ;  $p = p(x) \rightarrow$  Druck nur abhängig von der Rohrlänge  $x$  und es gilt:  $\eta(d^2u/dy^2) = dp/dx = \text{const}$ . Somit ergibt sich für die Strömungsgeschwindigkeit die Lösung [Tru08]:

$$u(y) = -\frac{1}{2\eta} (a^2 - y^2) \frac{dp}{dx}, \quad \text{sowie für } u_{max} = -\frac{a^2}{2\eta} \frac{dp}{dx}$$

### 2.7.4.2 Couette-Strömung

Eine stationäre Scherströmung wird in diesem Beispiel erzeugt, in dem eine in räumlicher Tiefe unendlich ausgedehnte Platte über eine andere parallel (Abstand  $h$ ) mit der Geschwindigkeit  $U$  gezogen wird, wie in Abbildung 36 b) gezeigt. Auch hier gelte die Haftbedingung und mittlere Reynoldszahl; damit wird:  $u = f(x,y)$ ;  $v = 0$ ;  $u(x,0) = 0$ ;  $u(x,h) = U$ .

So gilt auch hier:  $\eta(d^2u/dy^2) = dp/dx = \text{const}$ . [Tru08] hat dadurch die Lösungen für zwei unterschiedliche Fälle (mit Druckgefälle über der Länge  $x$  und ohne Druckgefälle) dargestellt:

$$u(y) = \frac{y}{h} \cdot \left[ U - \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \cdot \frac{h^2}{2 \cdot \eta} \frac{dp}{dx} \right], \quad \text{wenn } \frac{dp}{dx} = \text{const.} \neq 0$$

$$u(y) = \frac{y}{h} U, \quad \text{wenn } \frac{dp}{dx} = 0$$

Existiert kein Druckgefälle, sondern eine Druckzunahme in Bewegungsrichtung  $x$ , so kann sich eine Rückströmung einstellen, wie Abbildung 36 b) zeigt. Die verschiedenen Parameterkurven sind für verschiedene dimensionslose Druckgefälle der Form  $P = -(h^2/2\eta U)(dp/dx)$  dargestellt. Die lineare Überlagerung der beiden Strömungen (Poiseuille und Couette) gilt [Tru08].

### 2.7.4.3 Wandablösungen

Bei in Flussrichtung ansteigendem Druck können sich Wandablösungen mit Rückströmgebieten ausbilden, da die kinetische Energie nicht ausreicht, in die Bereiche höheren Drucks einzudringen [Sur07]. Dabei ist ein Ablösepunkt A definiert, an dem die Tangentialspannung  $\tau$  zu Null wird. Dies bedeutet einen Wendepunkt des Geschwindigkeitsprofils, wie Abbildung 37 zeigt:

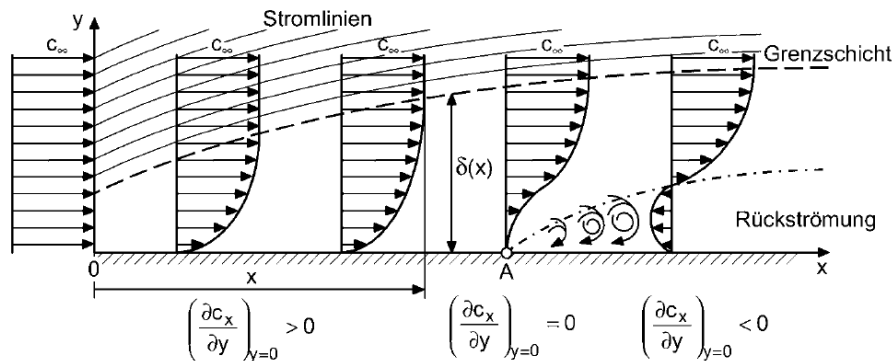


Abbildung 37: Grenzschichtströmung mit Ablösung [Sur07]

Ab dieser Stelle A dürfen die Prandtlischen Grenzschichtgleichungen (Spezialfall der Navier-Stokesschen Gleichungen) nicht mehr eingesetzt werden, da sie hier nicht mehr zutreffen [Sur07].

### 2.7.4.4 Diffusor

Die Strömungsvorgänge in Diffusoren können ebenfalls über die Stromfadentheorie und die Kontinuitätsgleichungen beschrieben werden. In [Spu06] ist die Herleitung dargelegt und es sind Wirkungsgrade um 85% bei relativ kleinen Öffnungswinkel zwischen  $5^\circ < \delta < 10^\circ$  genannt. Bei kleineren Winkeln dominieren die Rohrreibungsverluste und bei größeren Öffnungswinkeln kann es zu Grenzschichtablösungen kommen, wie in Abbildung 38 links dargestellt. Der Druckverlust am Diffusor kann beschrieben werden durch [Spu06]:

$$\Delta p_v = \zeta \rho \frac{u_1^2}{2}$$

Formel 19: Druckverlust am Diffusor

Mit der Verlustziffer  $\zeta$

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d_h}$$

Formel 20: Verlustziffer am Diffusor

Der Druckverlust wird also durch Geschwindigkeit unmittelbar am Ende des Diffusors, der Dichte und der Widerstandszahl  $\lambda$  (bei Rohrströmung:  $64/Re$ ), Länge  $l$ , sowie dem äquivalenten hydraulischen Durchmesser  $d_h$  beeinflusst.



Abbildung 38: links: Diffusor mit großem Winkel und entstehender Wandablösung, rechts: plötzliche Rohrquerschnittserweiterung [Spu06]

Als „ideal schlechter Diffusor“ bezeichnet [Spu06] eine plötzliche Rohrquerschnittserweiterung. Zur Beschreibung wird die Stelle (1), an der die Stromlinien noch nahezu parallel verlaufen und die Stelle (2), an der die Stromlinien wieder parallel verlaufen unterschieden, siehe Abbildung 38, rechts. Die Kräftebilanz in diesem gezeigten Kontrollvolumen lautet hier:

$$F = \rho u_1^2 A_1 - \rho u_2^2 A_2 + p_1 A_1 - p_2 A_2$$

Formel 21: Kräftebilanz am Diffusor

Unter Zuhilfenahme der Bernoullischen Gleichung für verlustfreie Strömung lässt sich auch hier der Druckverlust formulieren, der auch als „Carnotscher Stoßverlust“ bezeichnet wird. Dabei wird in dieser Geometrie ebenfalls wie im Diffusor der Druck erhöht.

Jirka [Jir07] stellt aus Beobachtungen fest, dass die Länge des sich einstellenden Rückströmgebietes  $5 \times (D_2 - D_1)$  beträgt. Diese Beobachtung ist, wenn die Medien und Fließgeschwindigkeiten sich ändern, anzuzweifeln. Dennoch ist dies ein erster Anhaltspunkt für zu erwartende Größenordnungen und wird im späteren Kapitel 7.4.4.3. diskutiert werden.

#### 2.7.4.5 Düse

Bei einer „ideal schlechten Düse“ entstehen aufgrund der scharf konvexen Kanten ebenfalls erhebliche Druckverluste [Spu06]. Die Hypothese dazu ist, dass die Strömung den scharfen Kanten nicht unmittelbar folgen kann und daher Ablösegebiete entstehen. Die Hauptströmungsrichtung fließt dann durch die sogenannte „Strahlkontraktion“, d. h. durch eine Engstelle, die geometrisch noch kleiner ist als die durch die Rohrverengung vorgegebene. [Spu06] Die Hauptverluste entstehen somit hinter der Kontraktionsstelle, durch das wieder Aufweiten der Strömung und sind damit ebenfalls durch den Carnoschen Stoßverlust abschätzbar.

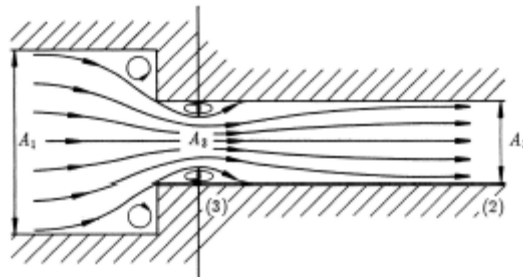


Abbildung 39: Plötzliche Rohrverengung, „ideal schlechte Düse“ [Spu06]

Dabei lässt sich eine Kontraktionsziffer definieren als [Spu06]:

$$\alpha = \frac{A_3}{A_2}$$

Formel 22: Kontraktionsziffer

Mit  $A_3$  dem Querschnitt der virtuellen Einschnürung des Strahls.

### 2.7.5 Numerische Strömungsmodellierung

Für die reibungsbehafteten Strömungsprobleme werden die NSG als Grundlage verwendet. Dabei werden zeitgemittelte und zeitabhängige Vorgänge unterschieden, siehe auch Tabelle 5. Es werden die in Formel 10 - Formel 12 vorgestellten Gleichungen der inkompressiblen stationären Strömung auf die dritte Dimension erweitert [Bös07], [Küm07]. Die NSG eignen sich primär zur Berechnung laminarer Strömungen, wenn die Stoffwerte der dynamischen Viskosität bekannt sind. Da es sich um partielle, nicht laminare Differenzialgleichungen handelt, sind bis auf wenige stark vereinfachte Sonderfälle diese nicht analytisch lösbar [Küm07]. Unter Verwendung der Kontinuitätsgleichung und Vereinfachung der turbulenten Anteile in Mittelwerte für jeden Raumpunkt können die vollen, instationären NSG vereinfacht werden. Dies gilt für homogene Fluide, d. h.  $\rho = \text{const.}$ ,  $\eta = \text{const.}$ . Dabei werden die turbulent schwankenden Werte der Geschwindigkeit, des Drucks in zeitunabhängige, stationäre Mittelwerte sowie in kleine zeitabhängige Schwankungswerte gespalten [Bös07].

Diese Gleichungen werden als zeitgemittelte NSG, oder Reynoldsgleichungen (kurz: RANS) bezeichnet.

<b>Strömungsart</b>	reibungslos	reibungsbehaftet			
<b>Gleichung</b>	Potentialtheorie	Navier-Stokes-Gleichung			Kinetische Gastheorie
		zeitgemittelt	zeitabhängig		
<b>Verfahren</b>	Panelverfahren	RANS-Verfahren (engl. RANS = Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equ.)	LES-Verfahren (engl. LES = Large Eddy Simulation)	DNS-Verfahren (engl. DNS = Direct Numerical Sim.)	Lattice-Boltzmann-Verfahren

Tabelle 5: CFD-Ausgangsgleichungen und Verfahren [Bös07]

Für die turbulenten Anteile gibt es verschiedene „empirische Turbulenzmodelle“ zur Auswahl:

- k-ε-Modell: direkt an den Wandoberflächen wird Wandhaftung angenommen, die von einer laminaren Unterschicht gefolgt wird. Danach schliesst nach logarithmischem Gesetz der Bereich der Turbulenz an.
- Shear-Stress-Transport-Modell (SST-Modell)

Die Schwierigkeit der RANS-Methoden liegt in der Wahl der richtigen Turbulenzmodelle: Die Auswahl kann derzeit nur durch Erfahrungswerte aus Vergleich von Simulations- und Versuchsergebnissen getroffen werden [Bös07]. Kümmel [Küm07] schreibt, dass die Turbulenzmodelle, die nach partiellen Differenzialgleichungen in Null-Gleichungsmodelle, Ein-Gleichungsmodelle, Zwei-Gleichungsmodelle sowie Reynolds-Spannungs-Modelle klassifiziert werden können, empirische Daten erfordern und dann ausschließlich für spezielle Strömungsbedingungen gelten. Auf die weiteren in Tabelle 5 genannten Verfahren wird hier nicht weiter eingegangen, können aber in [Bös07] und [Küm07] nachgelesen werden.

### 2.7.6 Empirische Formeln zur Ermittlung des Schleppmoments

Typische nasslaufende Lamellenkupplungen haben ein offenes Gehäuse, siehe Abbildung 27, links. Je nach Anwendung ist der äußere Lamellenträger mit Löchern versehen, oder die Außenlamellen sind auf Stäben aufgereiht. Dadurch kann eine Mischung von Kühllöl und Luft im Kupplungssystem -je nach Betriebsbedingungen veränderlich- existieren, wie in Kapitel 2.5.2 beschrieben.

Einen empirischen Ansatz zur Beschreibung des Schleppmoments, direkt auf plane Kupplungsscheiben bezogen, verfolgen verschiedene Autoren wie Kitabayashi und später Yuan. Sie verwenden direkt die Newton'schen Scherspannungen und gehen von laminaren Strömungen, die für höhere Drehzahlen mit turbulenten Anteilen überlagert werden, und Haftbedingungen aus.

Hashimoto et al. [Has84] haben dabei die analytische Formel des Schleppmoments im Spalt zwischen zwei Scheiben an eine Rotation angepasst und einen empirischen Korrekturfaktor eingeführt, der die turbulenten Schleppmomentanteile berücksichtigen soll:

$$T = 2\pi N \int_{r_1}^{r_2} \frac{\mu \omega r^3}{h} (1 + 0.0012 Re^{0.94}) dr$$

Formel 23: Empirische Schleppmomentformel nasslaufender befüllter Lamellenkupplungen mit Anzahl der beteiligten Scheiben  $N$ , dem Innenradius  $r_1$ , dem Außenradius  $r_2$ , der dynamischen Viskosität  $\mu$ , der relativen Drehzahl  $\omega$ , dem Abstand  $h$  zwischen den Platten und der Reynoldszahl  $Re$ .

In Formel 23 ist sowohl der Innen- als auch der Außenradius konstant. Der Abstand der planen Lamellenscheiben  $h$  ist gleich und ebenfalls konstant.

Kato et al. [Kat93] erweiterten Hashimotos Modell, um bei höheren Drehzahlen die Einflüsse der Kavitation berücksichtigen zu können. Dazu wird der Druck berechnet und es wird angenommen, dass die Kavitation am Innenradius wegen des Drucks startet. Damit erhält man die Formel 24 für die Druckverteilung  $p(r)$ :

$$p(r) = p(r_2 + \frac{\mu \cdot Q_s}{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot h^3 \cdot N \cdot G_r} \cdot (r_2 - r) - \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot (r_2^2 - r^2) \cdot (f + \frac{1}{4}))$$

Formel 24: Druckverteilung in Abhängigkeit des Radius

Jedoch widerlegen Yuan et al. [Yua07] Katos Theorie der hier eintretenden Kavitation als Ursache der Schleppmomentabnahme und stellen fest, dass für den höheren Drehzahlbereich Luft von außen in die Spalte der Kupplungsscheiben einzieht. Die Ursache ist die nicht ausreichend aufgebaute Zentripetalkraft, die für ein „Freischleudern“ der Scheiben von Öl sorgt. Daher definieren Yuan et al. [Yua07] einen resultierenden Radius  $r_0$ , der sich aufgrund des Effekts einstellt, wie Abbildung 40 zeigt:

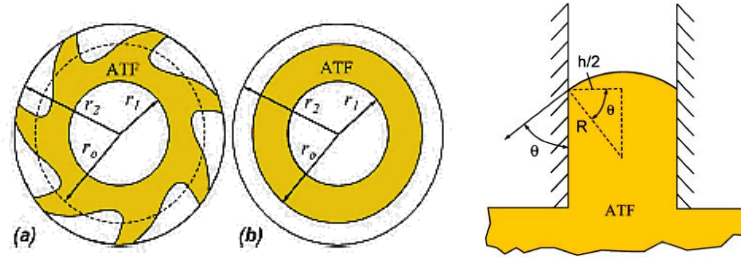


Abbildung 40: Schemadarstellung des sich einstellenden Ölfilms (links a) und der gemittelte, resultierende Radius (links b), sowie weiterhin ein Kontaktierungswinkel des Fluides zwischen den Kupplungsscheiben (rechts) [Yua07]

Darüber hinaus kritisieren Yuan et al., dass die Oberflächenspannungen des Mediums vernachlässigt werden. Die geometrischen Ausmaße des Effekts sind in Abbildung 40 rechts dargestellt. Um diese zu berücksichtigen, werden die

- Capillar-Nummer (Verhältnis der viskosen Kraft zur Oberflächenspannung:  $Ca_r = \frac{\mu V}{\sigma}$ )
- die Weber-Nummer (Verhältnis der hydrodynamischen Kraft zur Oberflächenspannung  $We = \frac{\rho L V^3}{\sigma}$ )
- die Bond-Nummer (Verhältnis der Zentrifugalkraft zur Oberflächenspannung  $Bo = \frac{\rho \omega^2 r (r_2 - r_1) h}{\sigma}$ )

verwendet und in folgender Formel 25 festgehalten [Yua07]:

$$\frac{p \cdot \omega^2}{2} \left( f + \frac{1}{4} \right) \cdot r_0^2 - \frac{\mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot h^3 \cdot G_r} r_0 + \frac{\mu \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot h^3 \cdot G_r} r_1 - \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos(\theta)}{h} - \frac{p \cdot \omega^2}{2} \left( f + \frac{1}{4} \right) \cdot r_1^2 = 0$$

Formel 25

Ist der zugeführte Kühlölvolumenstrom bekannt, lässt sich die Formel 25 für den sich einstellenden resultierenden Radius  $r_0$  lösen. Damit kann das Integral der ursprünglichen Formel 23 geändert werden zu:

$$T = 2\pi \int_{r_1}^{r_0} \frac{\mu \omega r^3}{h} (1 + 0.0012 Re^{0.94}) dr$$

Formel 26: Empirische Schleppmomentformel nasslaufender, frei schleudernder Lamellenkupplungen

Sowohl die Validierung der vorgestellten Formel als auch die Ergebnisse der Vorgänger-Formeln sind in [Yua07] für verschiedene Testfälle dargelegt. Zwei der Ergebnisse sind in Abbildung 41 dargestellt. Die verwendeten Parameter zeigt Tabelle 6:

Case No.	$r_1$ (mm)	$r_2$ (mm)	$h$ (mm)	$Q/\text{facing}$ (cm <sup>3</sup> /s)	$T$ (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (Pa s)	$\sigma$ (N/m)
1	52.6	66.9	0.2	1.07	104	790.8	0.015	0.026
2	52.6	66.9	0.2	3.44	104	790.8	0.015	0.026

Tabelle 6: Parameter der in vorgestellten Testfälle [Yua07]



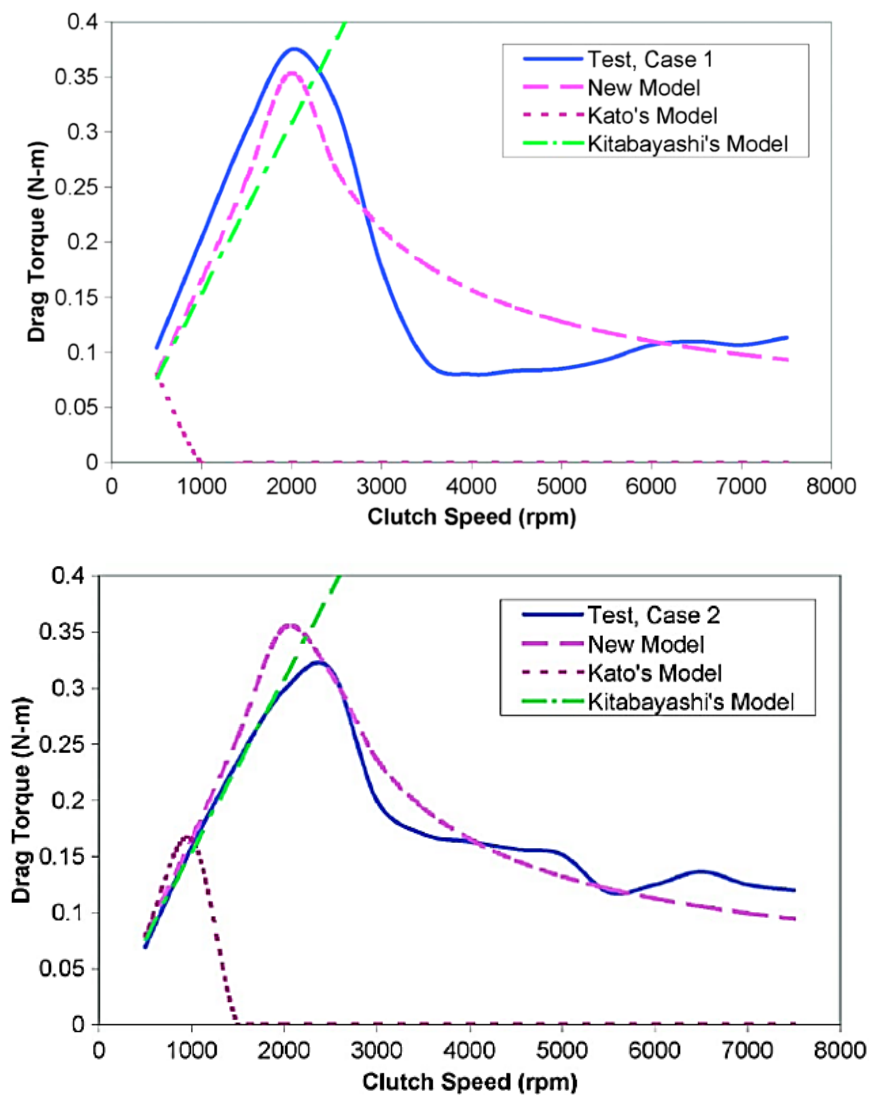


Abbildung 41: Vergleich der Ergebnisse zwischen Messung und Berechnung des Schleppmoments für plane Lamellenscheiben [Yua07]

Diese typischen Schleppmomentverläufe von nasslaufenden Kupplungssystemen für Lamellen mit Belägen unterschiedlichster Ausführungen sind umfassend in [Oer98] dargelegt.

Nach G. Rao [Rao11] existiert ein weiterer Ansatz, der versucht, die Lüftung der Lamellen und die damit sich ändernden Scherkräfte darzustellen. Er berechnet ebenfalls den Befüllungsgrad und führt für verschiedene Einflussfaktoren, wie Nuten, Porosität, Oberflächenrauigkeit, Wellung, Lamellenträger und weitere, Korrekturfaktoren ein, die ein repräsentatives Modell ergeben sollen. Er empfiehlt, dieses Modell experimentell abzustimmen.

## 2.8 Beschreibung der Prüf- und Messtechnik für Prüfstands-aufbauten

Im weiteren Verlauf der Arbeit werden im Rahmen der Entwicklungs- und Validierungsumgebung im XiL-framework verschiedene Prüfaufbauten notwendig, deren Messtechnik hier im Folgenden nach dem Stand der Technik beschrieben werden.

### 2.8.1 Drehmomentmessnabe

Die beiden verwendeten Drehmomentmessnaben arbeiten nach dem DMS Prinzip. (DMS = Dehnmessstreifen): diese werden auf eine Welle aufgebracht. Verformt sich die Welle aufgrund des Drehmoments, verformen sich auch die DMS. Dabei verändern diese ihren elektrischen Widerstand, der dann gemessen werden kann. Um Temperatureinflüsse zu vermeiden, werden im Allgemeinen Referenz-DMS aufgebracht, die keine Verformung aber die gegebenenfalls auftretende Temperaturänderung mit erfahren. Die Genauigkeitsklasse der verwendeten Drehmomentmessnabe betrug 0,5 mit einem Messbereich bis 50 Nm [Kis13].

### 2.8.2 Kapazitive Wegaufnehmer

Kapazitive Wegaufnehmer arbeiten mit einem elektrischen Feld ähnlich dem Kugelkondensator. Die Luft bildet dabei ein sehr schwaches Dielektrikum. Bringt man nun einen Gegenstand in das Feld ein, so ändert sich wegen des neuen Dielektrikums die Kapazität des Kondensators. Damit ändert sich die Spannung am Kondensator gemäß Formel 27 [Tip94]:

$$Q = C U$$

Formel 27: elektrische Ladung am Kondensator

### 2.8.3 Thermoelement

Thermoelemente bestehen im Allgemeinen aus der Kontaktierung unterschiedlicher Metalle. Bei einer Temperaturdifferenz stellen sich über den Kontakt verschiedene Spannungen ein. Ein typischer Vertreter ist das Thermoelement des Typs J [Jum12]:

- Eisen-Kupfer/Nickel -50 bis 760 °C (Typ J): mit Thermospannungen zwischen -8095 µV bei -210 °C und 42919 µV bei 760 °C
- -40°C bis 333°C Genauigkeit von: **+/- 2,5 K**

### 2.8.4 Inkrementalgeber

Inkrementalgeber erfassen mittels Sensoren Bewegungen und geben diese als „Inkmente“ an. In der Regel sind das Rechteck- oder Sinussignale die als Stromsignal an die Elektronik übermittelt werden. Erzeugt werden können sie über verschiedene Sensoren, wie beispielsweise über einen fotoelektrischen Widerstand, der ein Signal einer „Schwarz-Weiß“ gemusterten Scheibe in ein elektrisches Signal umsetzt. Die Auflösung hängt dann von der mitdrehenden, Signal gebenden Scheibe ab. Bezieht man die Auflösung pro Zeiteinheit und nicht pro Umdrehung, so vergrößert sich die Auflösung mit der Zunahme der Drehzahl. [Hei12]

### 2.8.5 Particle Imaging Velocimetry

Um das 2D-Geschwindigkeitsvektorfeld in der Ölströmung zu messen, kommt die sogenannte Particle Image Velocimetry (PIV) zum Einsatz. Dazu muss das Medium, hier das Öl ATF 134, Daten siehe Tabelle 7, mit besonderen Partikeln versehen werden, die dann mit einem Laser belichtet werden können.

Shell ATF 134			
Kinematische Viskosität		ISO 3104	
bei 40°C	mm <sup>2</sup> /s		29
bei 100°C	mm <sup>2</sup> /s		6,2
Dynamische Viskosität (Brookfield)		DIN 51398	
bei -40°C	mPa s		9.000
Viskositätsindex		ISO 2909	180
Dichte bei 15°C	kg/m <sup>3</sup>	ISO 12185	847
Flammpunkt nach Cleveland (COC)	°C	ISO 2592	202
Pourpoint	°C	ISO 3016	-51

Tabelle 7: typische Kennwerte ATF 134 [She07]

Die Partikelbezeichnung ist: „Monodisperse Melaminharz-Forschungspartikel, Rhodamin B markiert (MF-RhB-S896; 1,05 µm). Diese bewegen sich annähernd schlupffrei mit dem Öl mit. Der belichtende Laser ist ein Festkörperlaser, um die hohe Leistungsdichte des Laserstrahls gewährleisten zu können [Sur07]. In dieser Arbeit wird ein YAG-Laser eingesetzt [Lav10]. Eine spezielle Kamera nimmt die fluoreszierenden Strahlen in Bildern sehr kurzer Folge auf. Dabei wird das Zeitintervall  $\Delta t$  zwischen beiden Aufnahmen so gewählt, dass die Verschiebung der schnelleren Partikel bei einer vermuteten Geschwindigkeit (Drehzahl + Umfang der Lamelle) zwischen den beiden Bildern deutlich (~0,5 mm) sichtbar ist. Über eine Korrelation werden dann die beiden Bilder ausgewertet und über das  $\Delta t$  die Geschwindigkeit bestimmt. Das Prinzip ist in Abbildung 42 dargestellt.

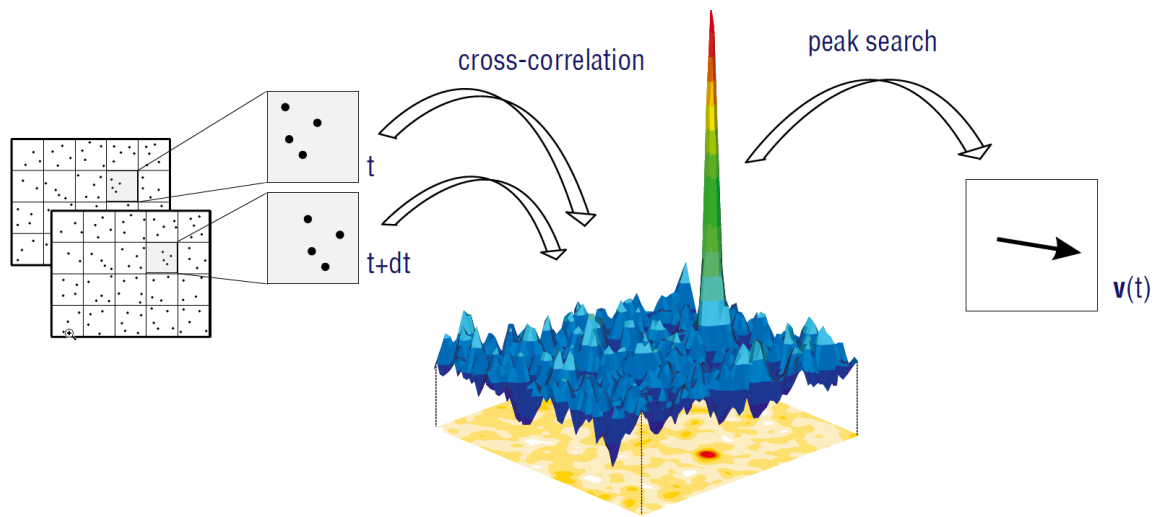


Abbildung 42: Prinzip des Korrelationsverfahrens zweier in kurzer Folge aufgenommener Bilder [LaV10]

## 3 Motivation und Zielsetzung

### 3.1 Motivation

Aus den in der Einführung genannten Rahmenbedingungen lassen sich verschiedene Motivationen ableiten. Im Hinblick auf die Triebstrangentwicklung sind die Herausforderungen weiter gewachsen. Zum einen sind durch Downsizing- und Downspeeding-Maßnahmen die Schwingungen, die vom Verbrennungsmotor herrühren, stärker geworden. Dies erfordert bessere Schwingungsisolationsmaßnahmen, wie die Weiterentwicklung von ZMS bzw. die Entwicklung hin zu Schwingungstilgern, die möglichst ohne Energieverlust die Anregungen, die auf den Triebstrang wirken, verringern. Des Weiteren können die erwähnten wirkungsgradungünstigen Teillastbereiche durch den Einsatz von Elektromotoren – Hybridisierung – vermindert werden. Durch die Einbringung des Elektromotors, also einer zweiten mechanischen Leistungsquelle, müssen diese beiden im Hybridfahrzeug in mechanischer Weise miteinander gekoppelt werden. Dieser Zusammenschluss muss zu einer Weiterentwicklung der Getriebe und Kupplungselementen führen, um die Wirkungsgradvorteile wirksam nutzen zu können. Dabei sollen diese Kupplungs- und Getriebeleistungen selbst effizient und von hoher Leistungsdichte sein, um den Hybrid als effizienteres Fahrzeug darstellen zu können, ohne signifikant mehr Bauraum zu benötigen. Zusätzlich müssen die bisher erreichten Komfortstandards mindestens beibehalten werden.

Diese Arbeit beschäftigt sich daher mit der methodischen Weiterentwicklung von den bisherigen Komponenten im Kontext der Gesamtfahrzeugentwicklung. Für ein komfortables, effizientes Fahrzeug reicht die bloße Weiterentwicklung von Teilsystemen nicht aus. Den Komfort mindernde Phänomene und Effizienzsteigerungen hängen nicht nur von Teilsystemen ab, sondern sind ein Produkt der Wechselwirkungen des Gesamtsystems Fahrzeug sowie der darauf weiter Einfluss nehmenden Wechselwirkungen von Fahrer, Fahrmanöver und Umgebung. Wichtig für die Effizienz sind weiterhin geeignete Systeme, wie Kupplungen, die diese erforderliche Regelbarkeit ermöglichen.

Die Weiterentwicklung von Kupplungssystemen erfordert neue methodische Werkzeuge, wie Analyse- und Synthesemethoden wie auch geeignete Entwicklungs- und Validierungsumgebungen. Weitere Motivation der Arbeit ist es daher, den Ingenieur mit weit anwendbaren Entwicklungsmethoden zu unterstützen. Dabei werden die genannten Kupplungssysteme als Beispielsysteme eingeführt, um die neuen Methoden in Ihrer Anwendbarkeit zu validieren und aufzuzeigen.

### 3.2 Zielsetzung

Für bestimmte Szenarien sind hinsichtlich der Energieeffizienz nur bestimmte hybride Triebstrangtopologien sinnvoll. Die vielerlei am Markt bestehenden oder in Prototypen aufgebauten Hybride und elektrischen Fahrzeuge zeigen unter unterschiedlichen Rahmenbedingungen unterschiedliche Qualitäten. Ziel muss es sein, den unterschiedlichen Kundenanforderungen und –Streuungen ein möglichst gutes Hybridkonzept bieten zu können. Dazu soll gezeigt werden, wie unter Entwicklung und Anwendung verschiedener Werkzeuge eine bestimmte Topologie bewertet und ausgewählt werden kann. Anschließend müssen die in der Topologie angewandten Systemkomponenten ganzheitlich die Vorteile dieses gewählten Triebstrangkonzpts herausstellen können. Dafür werden exemplarisch Hybridkonzepte vorgestellt und die Einflüsse der gewählten Komponente am Beispiel eines Schaltelements analysiert und die Hypothesen zur Weiterentwicklung aufgestellt. Aufbauend darauf soll ein dem hybriden Triebstrang angepasstes, optimiertes Schaltelement vorgestellt werden, welches auch eine neue Validierungsumgebung erfordert.

Dabei soll die Analyse des Triebstrangs und des Schaltelements sowie die Synthese des optimierten Schaltelements als auch die dafür notwendige Validierungsumgebung in einer einheitlichen Systemsprache geschehen, dem Contact & Channel & Connector –Approach (C&C<sup>2</sup>-A). Dafür wird die Forschungssprache auf inkompressible Fluide erweitert.

Daraus leiten sich folgende Hypothesen ab:

Es ist möglich, bereits in der Konzeptphase kundenorientierte Hybridtopologien zu wählen und deren Kupplungssysteme auf den späteren Kundengebrauch energieeffizient auszulegen. Für nasslaufende Kupplungssysteme kann der C&C<sup>2</sup>-A auf inkompressible Fluide erweitert und mithilfe neuer Modelle zur Analyse und Synthese angewandt werden.

Das bedeutet im Einzelnen:

- 1.) Entwicklung einer Methode zur Ermittlung und Bewertung von energieeffizienten (Hybriden) Triebstrangkonzpten für verschiedene Kundenbedarfe im PKW und NKW Bereich
- 2.) Weiterentwicklung des am IPEK existierenden Forschungsansatzes C&C<sup>2</sup>-A für inkompressible Fluide

- 3.) Eine Methode zur Weiterentwicklung von Triebstrangkomponenten für die alternativen Triebstränge am Beispielsystem einer speziell eingesetzten nasslaufenden Kupplung
- 4.) Entwicklung von Untersuchungsmethoden und Modellbildung zur Phänomen-Beschreibung, Entwicklung und Validierung eines optimierten Kupplungssystems

## 4 Beschreibung der Vorgehensweise und behandelte Methoden

Um die Einflüsse und Potenziale der Kupplungssysteme in den betrachteten Beispielsystemen analysieren zu können, sind verschiedene Aktivitäten notwendig. Zum einen ist das Ressourcensystem des iPeM (siehe Kapitel 2.2.2) nach dem Stand der Technik noch nicht ausreichend, um einen möglichst effizienten und validen Produktentwicklungsprozess darstellen zu können. Es fehlt eine durchgängige, kundennahe Bewertungsmethode für die tatsächliche vom Kunden „erfahrene“ Effizienz der Kupplungssysteme im Hybrid, die hier als Werkzeug in Kapitel 5 vorgestellt und am Beispiel eines konzeptionellen P2-Hybrides in Kapitel 7.1. angewendet werden wird.

Weiterhin muss zur Ausschöpfung von Potenzialen in nasslaufenden Kupplungssystemen aus Produktentwicklungssicht diese durchgängig beschrieben werden können, sodass idealer Weise die Schnittstellen ebenfalls in einer Forschungssprache dargestellt werden können. Dazu wird zunächst in Kapitel 6 das C&C<sup>2</sup>-A, auf inkompressible Fluide erweitert, mit dem Ziel, eine ganzheitliche Beschreibung technisch komplexer Systeme in einer Sprache weiter auszubauen. Dieses stellt in der Entwicklung dieser Arbeit eine weitere Methode im Ressourcensystem dar.

Mit diesen zwei neu generierten Werkzeugen wird zuerst eine Kupplung im P2-Hybrid auf Ihre Potenziale hin untersucht und ihr Verhalten dann analysiert. Der Produktentstehungsprozess für die Weiterentwicklung dieses Kupplungssystems wird in Kapitel 7.3 dargestellt und wird in den nachfolgenden Kapiteln durchgeführt.

Bei der Öffnung des Lösungsraumes wird auch ein Topologiewechsel in Betracht gezogen werden. Die dafür synthetisierten Beispielsysteme sind die Weiterentwicklungsansätze für ein erforderliches Kupplungssystem bei P3 und P4 Hybriden in Kapitel 7.7. Anhand dieser Änderung der Topologie soll die Übertragbarkeit des ermittelten Produktentstehungsprozesses gezeigt werden können. Zwar ist jeder Produktentstehungsprozess einzigartig und individuell [Alb11f] doch durch die hier aufgezeigte Ausschöpfung von Gemeinsamkeiten kann eine effiziente Produktentwicklung dargestellt werden.

Am Ende stehen die Validierung der weiter- bzw. neu entwickelten Kupplungssysteme sowie die Validierung der vorher aufgezeigten Potenziale unter der voraussichtlichen Kundennutzung in Kapitel 8.



## 5 Eine Methode zur Potenzialermittlung von Triebstrangkomponenten

Für die Entwicklung von energieeffizienten, Kunden akzeptablen Fahrzeugen ist die genauere Kenntnis des Kundenverhaltens wichtig. Hier kann nicht auf einzelne Kundenanforderungen eingegangen werden, sondern die Kundengruppen sollte in einige wenige Kundenklassen zusammengefasst werden können, damit eine größtmögliche Kundenzufriedenheit getroffen werden kann.

Dafür wird eine Methode zur Generierung von Referenzzyklen bzw. Testfällen für Personenkraftwagen notwendig. Für die Produktentwicklung muss ein Werkzeug geschaffen werden, das den Produktentstehungsprozess maßgeblich in der Aktivität der Profilfindung unterstützt.

Die hier im Weiteren vorgestellte Methode kann nicht nur für Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge sondern auch auf weitere Maschinensysteme angewendet werden. Insbesondere ist diese Methode bei komplexeren Betriebsstrategien / Betriebszuständen bzw. Vielzahl von beteiligten Aggregaten eine umso größere Arbeits-erleichterung und Objektivierung der möglichen Testverfahren. In den Referenzzyklen bzw. Testfällen werden Systeme auf ihr Verhalten bezüglich verschiedener Größen untersucht, wie zum Beispiel Emissionen der Verbrennungskraftmaschine, Leistungsaufnahmen verschiedener Komponenten, wie Kupplungen aber auch weitere Aggregate wie Lenkhilfpumpe u.v.m. Diese Referenzzyklen bzw. Testfälle dienen der einfachen Erprobung / Vermessung / Validierung neuer (Teil-) Systeme, die dann nachvollziehbar repräsentativ für die jeweiligen Kundenanwendungen sind. Dabei ist zu beachten, dass hier keine kritischen, bauteilschädigenden Manöver gesondert in Betracht gezogen werden, sondern durchschnittliche, häufige Anwendungsfälle des Kunden.

Darüber hinaus können mit dieser Methode Teststrecken bzw. Testverfahren, die bisher als ähnlich oder gleichwertig bezeichnet wurden, objektiv auf Ihren gleichen Charakter hinsichtlich der zu untersuchenden Größen überprüft werden, was bei einer Gleichheit den Erprobungsaufwand erheblich reduziert.

Wie in Kapitel 0 aufgezeigt werden gerade bei den Hybridfahrzeugen neue, objektivere Testverfahren gefordert, aber bislang sind keine allgemeingültigen Testverfahren oder Methoden zur Erlangung derselben durchgesetzt worden. [Amt08, Foc07] Die hier vorgestellte Methode kann so ein gefordertes, objektives Testverfahren erzeugen.

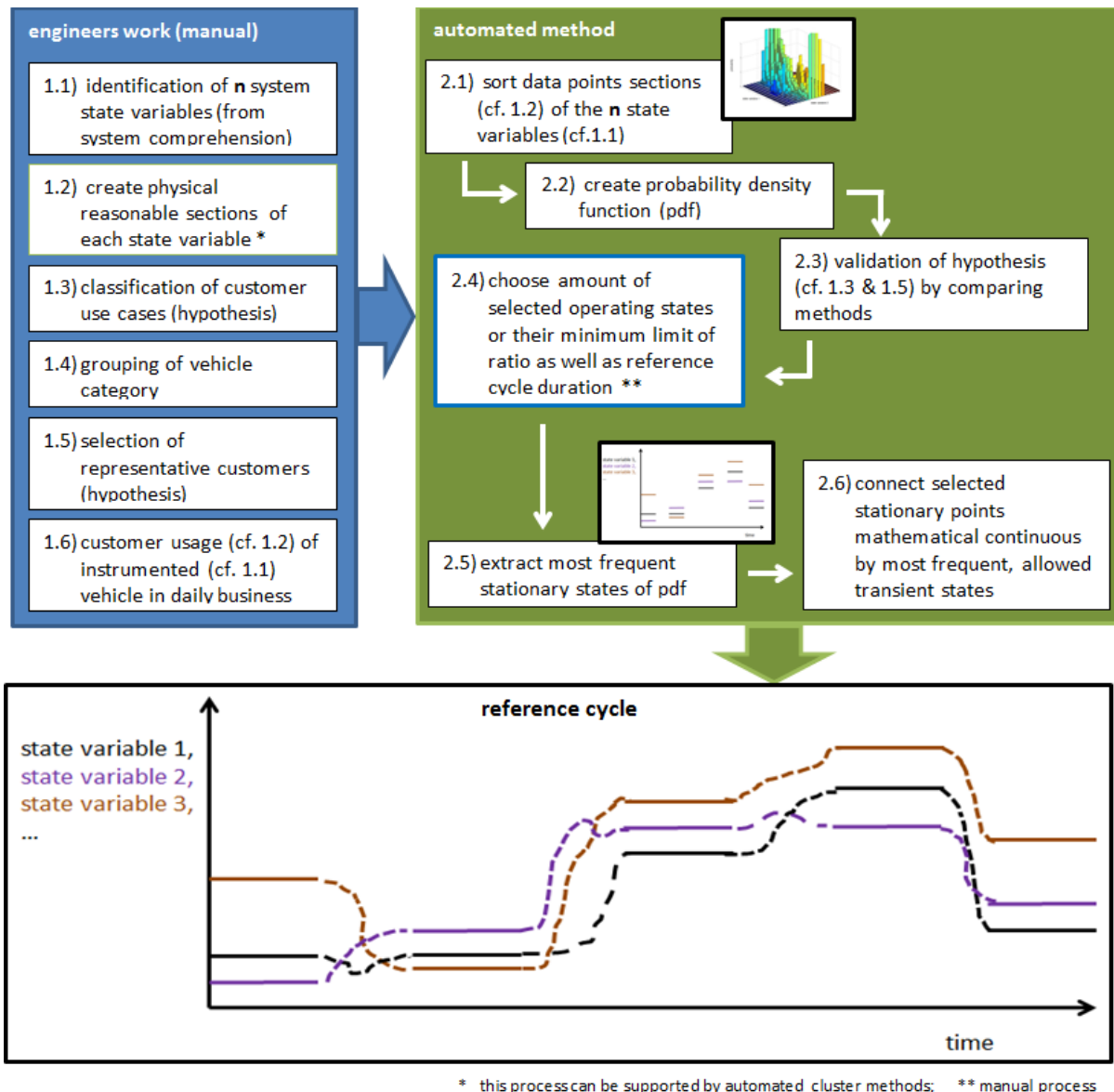


Abbildung 43: Visualisierung der Vorgehensweise zur Potenzialermittlung bis zur Referenzstrecke für Triebstrangmodelle [Bre12]

Die Methode erstellt in einem mathematischen objektiven Verfahren Referenzzyklen bzw. Testfälle aus Kundendaten. Kernstück der Methode ist die automatisierte Analyse mit Hilfe statistischer Methoden und ein daran anschließender Algorithmus zum Zusammensetzen eines Zyklus aus der  $n$ -dimensionalen Häufigkeitsverteilung der analysierten Betriebspunkte mit einer gewünschten Prüfdauer.

## 5.1 Ziele der neuen Referenzzyklenmethode

Hier sollen zwei verschiedene generische Hybridtopologien mit genaueren Kupplungsmodellen vorgestellt werden und anhand der selbst erhobenen „Kundendaten“ im Unterschied zu dem NEFZ bewertet werden. Dabei sollen die Auswirkungen einzelner Kupplungsoptimierungen beurteilt werden können, da dann

die Energieeffizienz im realen Zyklus objektiv bewertet werden kann, siehe Abbildung 44. Die Kundendaten werden untypisch mit einem Smartphone und einem OBD-to-Bluetooth-Stecker erhoben.

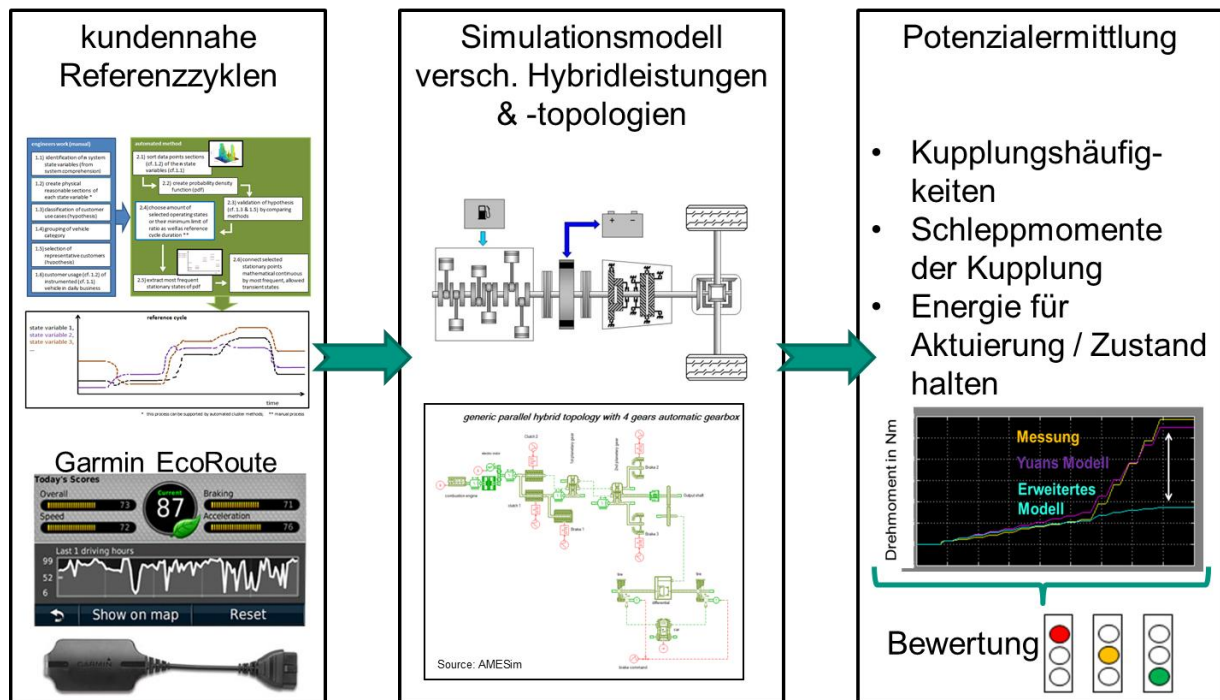


Abbildung 44: Darstellung der Methode zur Ermittlung der Potenzialermittlung von Kupplungssystemen im Hybridfahrzeug

Diese Datenerfassung als Messverfahren zu verwenden ist im Hinblick auf wissenschaftliche Messtechnik unkonventionell. Damit soll aber erreicht werden, dass (unter Berücksichtigung von Schutz der Privatsphäre des Kunden) in Zukunft Automobilhersteller in der Lage sein können, entwicklungsrelevante Daten mit Zustimmung des Kunden über seine Smartphone-Funktionalitäten zu erheben. Besonderer Anreiz für den Kunden kann dabei sein, die eigene Fahrweise mithilfe der Analysemethoden hinsichtlich der Energieeffizienz zu verbessern, wie die verschiedenen kaufbaren Geräte und Software im Privatnutzerebereich bereits umworben werden, vgl. [Gar10].

Damit ist es möglich, das in Kapitel 2.2.4 vorgestellte X-in-the-Loop-framework um die wichtigen Eingangsgrößen des Fahrers und der Umwelt zu erweitern [Alb13c]. Diese werden miteinander gekoppelt aufgezeichnet und bei Prüfläufen dementsprechend wiedergegeben. Die Verwendung der Daten mit einem gänzlich anderen System ist daher nicht zielführend, dafür aber für die ähnlichen Fahrzeugklassen. Denn dadurch können die Wechselwirkungen zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt auf dem Prüfstand (virtuell oder real) wesentlich erweitert dargestellt werden.

## 5.2 Beschreibung der einzelnen Schritte der Methode

Bevor die Methode zur automatisierten Erstellung von Referenzzyklen beschrieben und durchgeführt wird, werden die über das Smartphone erhobenen Daten kurz beleuchtet.

### 5.2.1 Analyse der einfachen Messmethode

Der Versuchsträger ist ein Opel Corsa 1.3 cdti Baujahr 2010 mit 55 kW Leistung und einem Leergewicht von 1287 kg. Das maximale Drehmoment von 190 Nm ist in einem Drehzahlbereich von  $1750-2250 \text{ min}^{-1}$  Umdrehungen. Die eingetragene Höchstgeschwindigkeit beträgt 163 km/h. Bei diesem Fahrzeug konnten folgende Kanäle aufgezeichnet werden: die Motordrehzahl, die Geschwindigkeit, die Motorlast und GPS-Daten. Dabei sind alle erfassten Daten nicht getriggert wie bei einer Messtechnik, wie beispielsweise der Autobox, sondern sie sind in unregelmäßigen Abständen um die 2 Hz aufgezeichnet worden.

Wichtig für eine Soll-Profilvorgabe für ein generisches Hybridkonzept neben der Motorlast ist das Höhenprofil. Dieses wurde aus Kartendaten mithilfe der GPS Daten ermittelt und in ein Steigungsprofil umgewandelt. Für eine genaue Zuordnung des Höhenprofils aus diesen Kartendaten mussten die GPS-Daten interpoliert werden. Darauf folgt eine visuelle Plausibilitätsüberprüfung, um den Ansatz auf seine Richtigkeit zu überprüfen. Abbildung 45 zeigt einen typischen Ausschnitt der aufgezeichneten GPS-Koordinaten (links) und den interpolierten Koordinaten (rechts).



Abbildung 45: Auszug der GPS-Aufzeichnung auf ein Satellitenbild: links: original Aufzeichnung, rechts: interpolierte Daten {Ern13}

Das Höhenprofil der Strecke Karlsruhe-Pforzheim (Autobahn und Landstraße) konnte somit eindeutig ermittelt werden. Die zwei unterschiedlichen Strecken dienen als

Beispielstrecken eines Berufspendlers im weiteren Verlauf der Ausarbeitung. Alle Daten sind auf eine Sampletime von  $T = 500$  ms interpoliert worden.

### 5.2.2 Schritt 1: Analyse des Fahrerverhaltens

Die Vorbereitung selbst unterscheidet sich nicht wesentlich von verschiedenen pragmatischen Ansätzen wie sie bei verschiedenen Automobilherstellern und Zulieferern gehandhabt werden. Dennoch ist sie zur Rechtfertigung der (teil-) validen Messdaten notwendig, da auf diesen Daten die entwickelte Methode aufbaut. Der pragmatische Ansatz enthält die Hypothese, dass der gefahrene Zyklus dem jeweiligen Kunden entspricht. Im weiteren Verlauf der neuen Methode kann diese Hypothese verifiziert werden.

Abbildung 43 zeigt im 1. Block die Schritte für die manuelle Vorbereitung. Für die zu untersuchende Größe - wie in diesem Beispiel die Energieeffizienz des Kupplungssystems - müssen zunächst alle dafür relevanten Einflussparameter ermittelt werden (1.1). In diesem Beispiel alle, die Einfluss auf das Belastungskollektiv des Triebstrangs und Einfluss auf das Kupplungsverhalten haben. Hier können sinnvolle Einschränkungen getroffen werden, wie zum Beispiel die reine Betrachtung des betriebswarmen Kupplungssystems oder auch Größen, die untergeordneten Einfluss haben, entfernt werden, u. v. m. Damit werden die zu messenden Größen reduziert. Weiterhin werden die Messgrößen gleich in physikalisch sinnvolle Unterteilungen diskretisiert, um zum einen Speicherplatz zu sparen und zum anderen für die spätere Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nicht unnötig viele einzelne Wertebereiche zu haben. Bei Kraftfahrzeugen mit ihren trägen Massen ist beispielsweise eine Unterteilung der Geschwindigkeit in einzelne, ganzzahlige Stundenkilometer ausreichend, siehe (1.2).

So wie bisher im NEFZ städtisch, außerstädtisch und Autobahnfahrt unterschieden werden können, müssen bei kundennahen Anwendungsbereichen im Hinblick auf ähnliche Betriebspunkthäufigkeitsverteilungen unterschieden werden (1.3), wie beispielsweise „innerstädtische Berufspendler“ und „Wochenendausflügler“. Diese Unterscheidung ist in diesem Schritt zunächst noch eine Hypothese, die aus System- und Kundenkenntnis hervorgehen sollte. Weiterhin sollten bei Pkws die Fahrzeugklassen klassifiziert werden, da sie sich in Ihrem Systemverhalten durch die verschiedenen Modelle unterscheiden können (1.4).

Darauf folgt die Auswahl eines oder mehrerer als repräsentativ erachteten Kunden (1.5), die dann mit instrumentierten Fahrzeugen ihren alltäglichen Einsatz ausüben (1.6). Je mehr unterschiedliche Fahrer / Bediener, je länger der gemessene Zeitraum

ist, desto statisch sicherer wird im Anschluss die Methode den Referenzzyklus bzw. Testfall bilden [Bre12].

### 5.2.3 Schritt 2: Synthese von Testmanövern / Referenzzyklen

#### Schritt 2.1: Einteilung der Betriebspunkte durch Klassifikations- und Clusterverfahren

Um die Betriebspunkte einteilen zu können (2.1), muss ggfls. eine Aufbereitung der in 1.1 festgelegten und in 1.6 aufgenommenen Messdaten erfolgen (z. B.: filtern, auf dieselbe Samplefrequenz interpolieren, usw.). Danach erfolgt die Klassifikation und Diskretisierung der Betriebszustände, siehe Abbildung 43.

Die Betriebszustände eines Systems können durch mehrere Größen charakterisiert sein, den sogenannten Zustandsgrößen. Die Zustandsgrößen lassen sich nicht immer direkt messen, sodass es Beobachtungsgrößen gibt, die auf die Zustandsgrößen über Modellvorstellungen zurückschließen lassen [Lun10].

Bei einem Fahrzeug sind häufige Zustandsgrößen Geschwindigkeit, Beschleunigung, Steigung der Strecke, die als für die Belastung relevante Größen eingehen. Daneben können weitere Größen wie Lenkwinkel, Lenkwinkelbeschleunigung, u.v.m. mit einbezogen werden. Diese müssen in (physikalisch) sinnvolle Abschnitte, d. h. Betriebspunkte  $N$ , die diskrete Cluster darstellen, eingeteilt werden. Für die Geschwindigkeit eines Personenkraftwagens sind beispielsweise ganzzahlige Stundenkilometerschritte physikalisch sinnvoll; d. h., für eine Geschwindigkeit von 0 bis 180 Stundenkilometer erhält man durch Runden der Messdaten als Clusterverfahren 181 diskretisierte Betriebspunkte. Selbstverständlich können auch andere Clusterverfahren angewandt werden, die den hierarchischen Clusterbaum als Grundlage haben. Die Abstände zwischen den Punktwolken können dann unterschiedlich berücksichtigt werden, sodass eine dynamische Einteilung entsteht kann. [Bre09] Ein Vorteil des dynamischen Clusters ist die mögliche höhere Auflösung in sehr ähnlichen Betriebspunkten durch die Punktehäufungen.

#### Schritt 2.2: Ermittlung der Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte

Für die Ermittlung der Häufigkeitsverteilung in 2.2 werden  $n$  unabhängige Größen zur Zustandsbeschreibung betrachtet. Dies können beispielsweise wieder Geschwindigkeit, Beschleunigung und Steigung der Strecke sein, dann spannen die Daten eine Matrix mit 3 Dimensionen auf. Zusätzlich werden noch die Häufigkeiten  $N_H$  dieser klassifizierten Betriebspunkte der diskreten Aufzeichnung (einzelne Messpunkte durch die Samplefrequenz) eingetragen, sodass die Matrix eine Dimension von  $(\sum N_i) \times (n+1)$  erhält. Dabei ist  $(\sum N_i)$  die Summe der verschiedenen

diskretisierten Betriebspunkte, die von den einzelnen erfassten Größen abstammen. Die Einträge der Häufigkeiten  $N_H$  werden normiert, indem sie durch die Summe aller eingetragenen Häufigkeiten geteilt werden. Die Matrix bildet dann die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion. Sie gibt gemäß der Definition für jeden Betriebszustand die entsprechende Wahrscheinlichkeit in den Referenzmessdaten wieder.

### Schritt 2.3: optionaler Einschub: Hypothesenverifikation

An dieser Stelle können die in der Vorbereitung getroffenen Hypothesen verifiziert bzw. falsifiziert werden. Die so erzeugten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen der verschiedenen als eine klassifizierte Kundengruppe oder verschiedene als repräsentativ erachtete Kunden können objektiv miteinander verglichen werden. Dies kann durch eine einfache Differenzbildung, Standardabweichungsbildung oder den Chi-Quadrat-Test der Histogramme erfolgen. Ebenso kann die Streubreite eines Kundenprofils durch verschiedene Fahrer als auch das Fahrverhalten des einzelnen ausgewertet werden.

### Schritt 2.4: Ermittlung der stationären und transienten Betriebszustände

Die Einteilung der Betriebspunkte nach stationären und transienten Betriebszuständen muss mit Systemverständnis dem jeweiligen betrachteten System angepasst werden. Für Fahrzeuge ist es wichtig, die Punkte gleicher Leistungsanforderung bei konstanter Drehzahl an den Verbrennungsmotor zu ermitteln. Für Nebenaggregate oder andere Maschinensysteme müssen weitere Rahmenbedingungen wie z. B.: Umgebungstemperatur, Luftfeuchtigkeit mit berücksichtigt werden.

Bei Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen kann in stationäre und transiente Betriebszustände unterschieden werden: In diesem Anwendungsfall werden stationäre Zustände bestimmt durch eine konstante Geschwindigkeit mit und ohne konstanter Steigung. Die transiente Zustände beinhalten die Beschleunigung mit und ohne Steigung. Hier richtet sich die Unterscheidung also nach der Drehzahl und nicht der Last des Motors. Diese bilden nachher in der Synthese des Referenzzyklus die verschiedenen Phasen. Je nach Maschinensystem können Phasen hinzu oder weggenommen werden. Zur automatisierten Einteilung müssen für jede Phase die Grenzwerte festgelegt werden, denen die ermittelten Betriebspunkte zugeordnet werden können.

Die Betriebszustände schwanken im realen Fall um einen Wert und sind daher breiter verteilt. Beispielsweise will ein Fahrer innerorts die Geschwindigkeit von 50 km/h halten. Sein Fahrprofil wird wegen Verkehr, Sichtbedingungen und Steigungen stets

um diesen Wert schwanken, da er das Gaspedal unterschiedlich betätigt. Im diskret ausgewerteten Fahrprofil gibt es dann also Anhäufungen an den diskreten Geschwindigkeitswerten, wie Abbildung 46 links zu sehen ist.

Um die „Schwerpunkte“ der stationären Geschwindigkeiten heraus zu filtern, lässt sich ein multidimensionales Polynom über die Regressionsanalyse der Form:

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1^0 & x_1^1 & \dots & x_1^N \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_M^0 & x_M^1 & \dots & x_M^N \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ \vdots \\ a_N \end{pmatrix}$$

Formel 28: Beobachtungsgleichung

erstellen [Bre09]. Dabei sind  $y$  die Beobachtungsgrößen und  $x$  die Eingangsgrößen. Die Potenzen von den Beobachtungsgrößen  $x$  sind frei wählbar und werden aus der Modellvorstellung abgeleitet. Die Parameter  $a_0$  bis  $a_n$  werden dann nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least Squares) bestimmt, indem die Gleichung der Fehlerquadrate minimiert wird [Het04].

$$\hat{y} + \varepsilon = H\hat{a}$$

Formel 29

$$\left. \frac{\delta \varepsilon^T \varepsilon(a)}{\delta a} \right|_{a=a_{opt}} = y^T H + y^T H - 2a^T H^T H \equiv 0$$

Formel 30

$$a_{opt} = (H^T W H)^{-1} H^T W y$$

Formel 31

Die so gewonnene mehrdimensionale, polynomiale Gleichung  $f(\hat{x})$  mit dem Parametern  $a_{opt}$  lässt sich dann auf Extrema untersuchen gemäß seiner Ableitung mit der Kettenregel mit  $\nabla f(\hat{x}) = 0$  [Het04].

Diese Methode ist jedoch in Matlab © einfacher zu lösen, indem gezielt in kubischen Splines nach Extrema gesucht wird. Dies kann durch entweder einen prozentualen Schwellenwert des Häufigkeitsanteils geschehen oder einer Vorgabe der Anzahl der häufigsten zu berücksichtigenden Betriebszustände. Abbildung 46 zeigt beispielhaft eine dreidimensionale Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion eines Fahrzeugs. Hier wurden nur die Betriebspunkte gewählt, bei der die Geschwindigkeit annähernd konstant gehalten



wurde ( $a < |0,1| \text{ m/s}^2$ ). Daraus ist eine Polynomfunktion abgeleitet, die sich nach Maxima durchsuchen ließ. Diese sind hellgrün markiert.

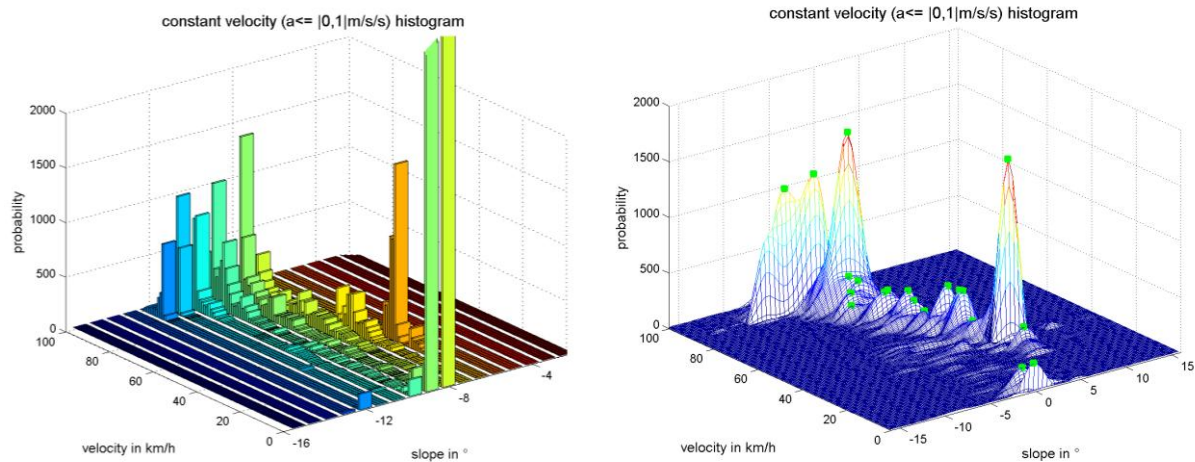


Abbildung 46: Beispiel des 3 dimensional Histogramms bei konstanter Geschwindigkeit (links) und ihre Umwandlung in eine 3 dimensionale Polynomfunktion zur Identifizierung der Extrema (hellgrün markiert) (rechts) [Bre12]

### Schritt 2.5: Extraktion der häufigsten stationären Betriebspunkte

Die stationären Betriebspunkte können nach zweierlei Schemata ausgewählt werden:

- Betriebspunkte, die weniger als Z% der gesamten Häufigkeit auftreten werden vernachlässigt. Dabei kann Z direkt vom Benutzer gewählt werden.
- Es wird ein dynamischer Schwellenwert vorgegeben, sodass  $n_z$  stationäre Punkte erhalten werden sollen, d. h. der Benutzer wählt zuvor die Anzahl der stationären Betriebspunkte, die er erhalten möchte. Dabei wird der Schwellenwert solange erhöht, bis nur noch die gewünschte Anzahl der Betriebspunkte übrig bleibt.

Die Betriebspunkthäufigkeiten sind in der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (WDF) normiert und werden mit der gewünschten, vorgegebenen Gesamtzeitdauer multipliziert. Dabei sind Restriktionen in der minimalen Zeitdauer durch die auszuübenden transienten Zustände vorgegeben. D. h. die Integrale vorgegebener Beschleunigungswerte bis hin zu einem stationären Zustand bilden die Untergrenze. Abbildung 47 zeigt das Ergebnis der ausgewählten stationären Betriebspunkte.

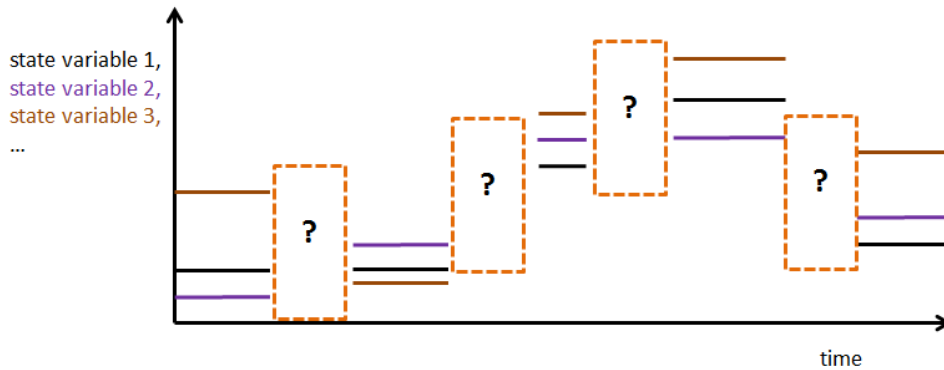


Abbildung 47: Darstellung der ausgewählten stationären Betriebspunkte mit angepasster Zeitdauer entsprechend der WDF und Wunsch-Zykluszeit; die transienten Zustände sind noch nicht ermittelt (Kästchen mit Fragezeichen) [Bre12]

### Schritt 2.6: Mathematisch stetiges und physikalisch erlaubtes Verbinden der stationären Betriebspunkte:

Die aus 2.5 ermittelten stationären Zustände werden mit den häufigsten instationären Zuständen folgendermaßen verbunden:

- In Abhängigkeit der häufigeren positiven oder negativen Änderungen, beim Nutzfahrzeug also Bremsungen oder Beschleunigungen aus dem gewählten stationären Zustand heraus werden entweder direkt der nächste stationäre Zustand angefahren oder zuvor auf 0 km/h abgebremst.
- In der ermittelten Häufigkeitsverteilung wird dann für jeden entnommenen Betriebspunkt die Häufigkeit entsprechend reduziert, sodass bei mehrmaligem Durchfahren der Richtgröße, bei diesem Beispiel die Geschwindigkeit, andere Betriebspunkte, die dadurch nun die Häufigsten sind, gewählt werden.
- Die transienten Betriebszustände werden nicht nur in einem mathematisch stetigen Verlauf sondern auch in dem physikalischen erlaubten Verlauf ausgewählt. So wird für die Zustandsvariablen der erlaubte Bereich eingeschränkt. In einer dreidimensionalen Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion bedeutet dies einen Kreis um die Ebene, bzw. bei einer eindimensionalen eine definierte umhüllende Strecke, wie Abbildung 48 in Orange markiert zeigt:

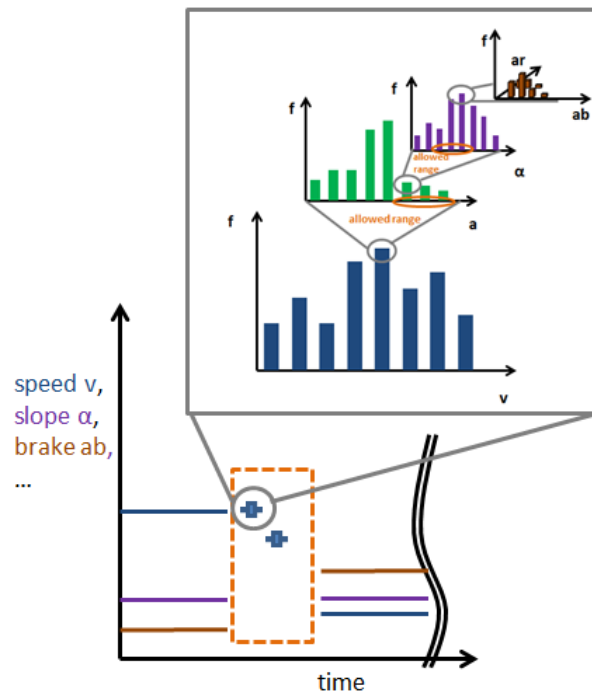


Abbildung 48: der Algorithmus wählt nur erlaubte transiente Betriebspunkte aus: in Orange markiert [Bre12]

Der so erhaltene Referenzzyklus mit den Zustandsvariablen Geschwindigkeit, Beschleunigung, Steigung wird in Abbildung 49 gezeigt. Zu erkennen ist, dass die Beschleunigungen sehr steil sind, während die Verzögerungen verhältnismäßig flach ausfallen. Der Fahrer konnte hauptsächlich das Fahrzeug ausrollen lassen, bzw. die Steigung zum Verlangsamen des Fahrzeugs nutzen.

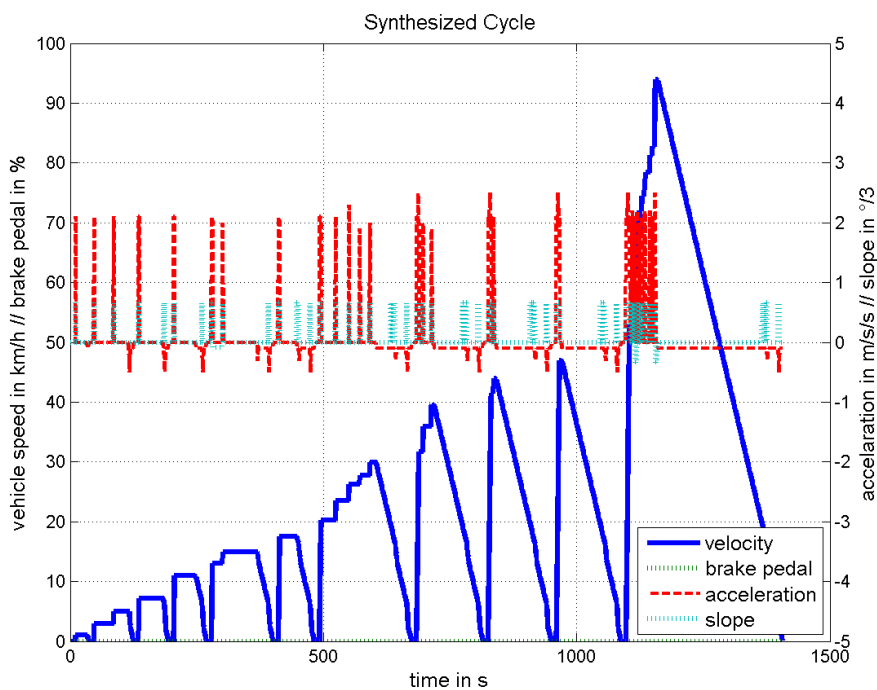


Abbildung 49: automatisch synthetisierter Referenzzyklus aus einem Messdatenauszug

Dies lässt eine Interpretation der zugeführten Daten zu. Sehr häufig ist der Fahrer mit Beschleunigungen von über  $2 \text{ m/s}^2$  angefahren, hat aber meistens das Fahrzeug nur schwach gebremst, bzw. ausrollen lassen.

Der so gewonnene Referenzzyklus enthält nun die häufigsten Betriebspunkte in den 4 Dimensionen und repräsentiert deshalb eine Langzeitmessung in nur 20 Minuten. Nun können Restläufe mit kurzen Dauern am Prüfstand virtuell oder real gefahren werden, die ein genaues Bild des Kundenverhaltens mit dem realen oder virtuellen Triebstrang wiedergeben.

Mit diesem Zyklus kann das XiL-framework, wie Abbildung 50 zeigt, erweitert werden, indem die Umwelt und das zugehörige Fahrerverhalten indirekt in der anzustrebenden Betriebspunktverteilung enthalten sind.

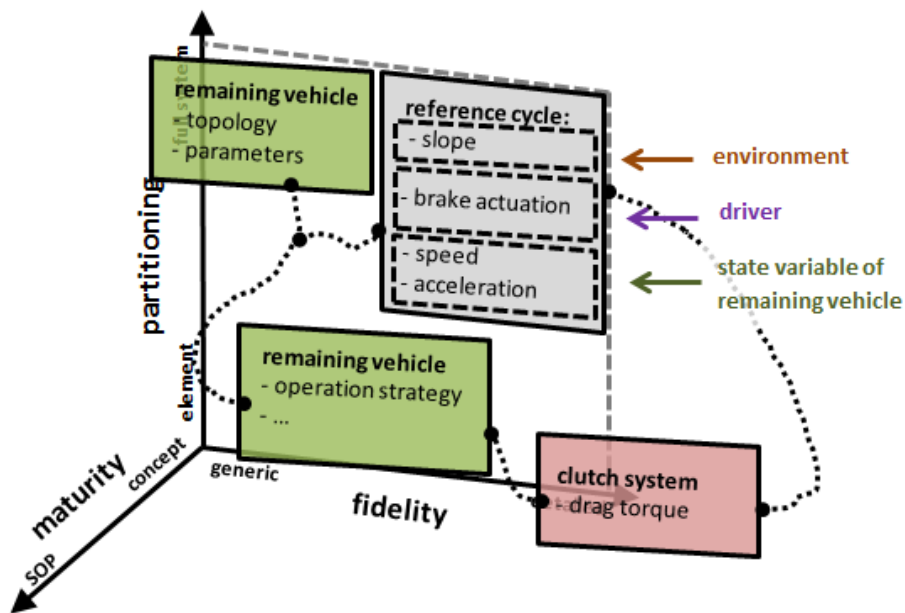


Abbildung 50: XiL-framework (vgl. Abbildung 12) erweitert um die Referenzzyklusvorgaben zur Untersuchung von Kupplungssystemen im hybriden Triebstrang [Bre12]

## 5.3 Ermittlung von realen Verlustleistungen in Kupplungssystemen

### 5.3.1 Aufbau der generischen Hybrid-Triebstränge

Im weiteren Verlauf der Arbeit soll ein spezielles Kupplungssystem für P2-Hybride weiterentwickelt werden. Ziel des Simulationsmodells ist es, die Eigenschaften des zu untersuchenden Kupplungssystems und seine Wechselwirkungen zum Fahrzeug, Fahrer und Umwelt so zu modellieren, dass Aussagen über die Effizienz im kundennahen Zyklus getroffen werden können. Damit wird ermöglicht, die Optimierung in bestimmten Betriebspunkten des Kupplungssystems hinsichtlich des Nutzens zu bewerten. Daher wird beispielhaft ein generischer P2-Hybrid in einem Simulationsprogramm wie folgt aufgebaut: Er besteht aus einem Verbrennungsmotor mit einem maximalen Drehmoment von  $M_{\max} = 220 \text{ Nm}$  und einem Schleppmomentbereich von  $M_{\text{Schlepp}} = 20..90 \text{ Nm}$ . Der Verbrennungsmotor selbst wird hier ohne Drehmomentungleichförmigkeiten modelliert, sodass das Zweimassenschwungrad (ZMS) als reine Trägheitsmasse dargestellt ist; siehe Abbildung 51:

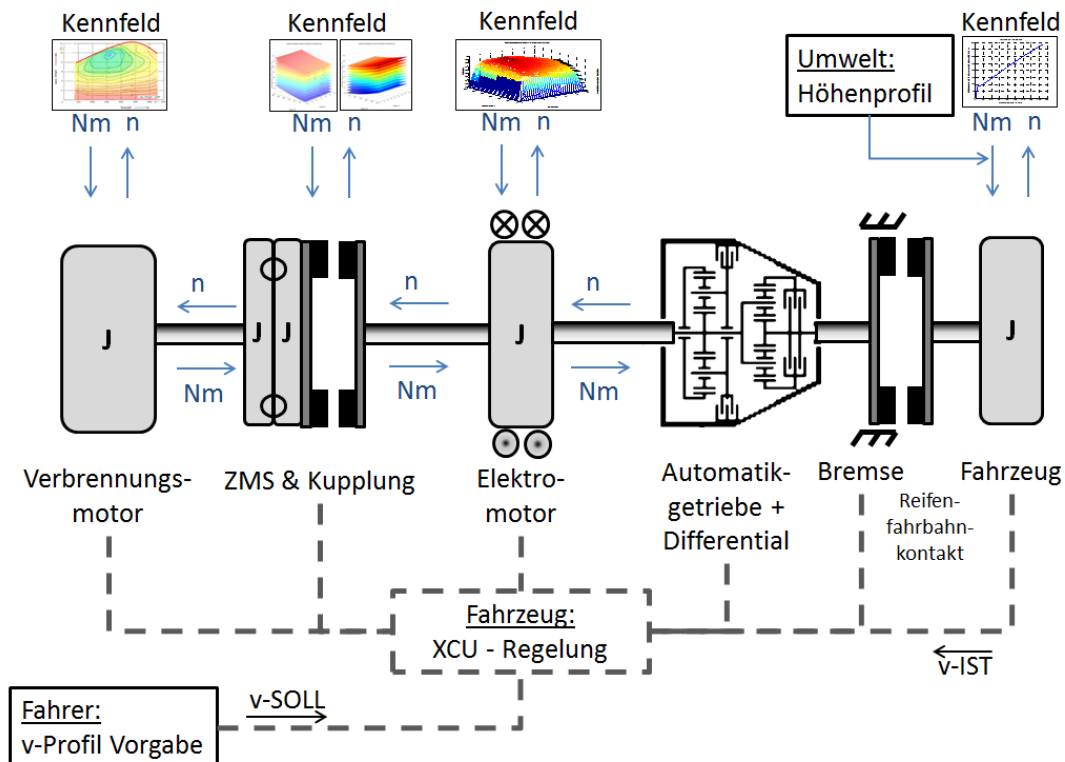


Abbildung 51: Aufbau eines generischen P2-Hybrids in der Simulationsumgebung

Anschließend kommt das spezielle nasslaufende Kupplungssystem, das die Trennung von Verbrennungsmotor zum Resttriebstrang ermöglicht. Dieses wird im Kapitel 7.1.1 ausführlicher beschrieben. Darauf folgt der Traktions-Elektromotor, der sowohl ein

Antriebs- als auch ein Bremsmoment einleiten kann. Diese Größen wechselwirken mit dem verwendeten Batteriesystem (bzgl. max. Leistung, max. & min. Energiegehalt, Ladezustand, Temperatur, BMS, etc.). Um die Erkenntnisse bezüglich des Kupplungssystems eindeutig und übersichtlich zu halten, ist das Batteriesystem vernachlässigt und es wird mit einer idealen Arbeitsweise des Elektromotors gerechnet. Weiterhin steht die genaue Skalierung der Batterie in der Konzeptphase noch nicht fest. Nach dem Elektromotor folgt ein Automatikgetriebe mit 5 Gängen sowie dem Differenzial, sodass eine Gesamttriebstrangübersetzung im ersten Gang von  $i_1 = 15$  vorliegt; im 5. Gang weist der Triebstrang eine Gesamtübersetzung von  $i_5 = 2,7$  auf. Die Massenträgheiten sind abgebildet, das sie einen großen Einfluss auf die Dynamik und auf die Effizienz durch Beschleunigungen und Abbremsungen haben. Das Spiel zwischen den verschiedenen Verzahnungen sowie die Elastizitäten der Wellen sind nicht abgebildet, da sie für die Kupplungsuntersuchung eine untergeordnete Rolle spielen. Die Verluste der Getriebestufen sind mit Wirkungsgraden ( $\eta=0.99$  pro im Leistungsfluss stehende Zahnradpaarung) abgeschätzt. Nach dem Differenzial ist eine Bremse als einfache Coulomb'sche Reibung mittels tanh-Funktion eingebaut. Der Reifen-Fahrbahnkontakt ist in erster Näherung als fester Kontakt implementiert, kann aber nach [Alb10b] um eine  $\mu$ -slip- $F_N$ -Funktion erweitert werden. Die Masse des Fahrzeugs ( $m = 1278$  kg) selbst ist in eine rotatorische Massenträgheit über den Reifenradius von  $r_{\text{Reifen}} = 0,33$  m umgerechnet und mit der Reifenmassenträgheit addiert. Als weitere Eingangsgröße am Fahrzeug sind die wirkenden Momente durch den Roll- und Luftwiderstand, sowie durch das Höhenprofil der Umwelt eingebracht.

Für den P3-Hybrid wird der Aufbau wie folgt abgeändert: An der Stelle der vorherigen speziellen Kupplung sitzt -wie im konventionellen Triebstrang- der Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung. Nach dem Automatikgetriebe gibt es eine zusätzliche Leistungsverzweigung zum elektrischen Triebstrang. Dieser besteht aus einer generischen Zahnradübersetzung  $i_z = 4$  und einer theoretischen, formschlüssigen, bistabilen Kupplung, die den Elektromotor vom Triebstrang trennen kann. Auch hier kann rein elektrisch gefahren werden, wenn das Automatikgetriebe auf Neutral gestellt wird und die Kupplung zum Elektromotor geschlossen ist. Dabei ergeben sich Schleppverluste im Automatikgetriebe und den Lagerungen und Zahnkontakten bis hin zur Kupplung.

Beiden Triebsträngen muss eine generische Betriebsstrategie auferlegt werden, um die Effizienz der Kupplungen relativ zueinander beurteilen zu können. Hieraus wird ersichtlich, dass je gewählten Betriebspunkten des Verbrennungsmotors, des Elektromotors und des Triebstranges andere systemische Effizienz der Kupplungen in der Kundenanwendung möglich ist.

Die generische Betriebsstrategie sieht für beide Hybride folgende Funktionalitäten vor:

- elektrisches Fahren bis zu einer Geschwindigkeit von  $v = 50 \text{ km/h}$ 
  - mögliche Beschleunigungen bis  $1,5 \text{ m/s}^2$
- ist einer der Werte darüber, wird der Verbrennungsmotor zugeschaltet
- Boosten
- rein verbrennungsmotorisches Fahren über  $130 \text{ km/h}$
- Bremsen durch:
  - Verbrennungsmotor im Schleppbetrieb  $20 \text{ Nm}$
  - Elektromotor im Generatorbetrieb bis  $60 \text{ kW}$  (ohne Berücksichtigung des Batteriesystems)
  - sonst normale Betriebsbremse

Dieses Modell bietet bereits die Möglichkeiten der Betriebsstrategieoptimierung anhand kundennaher Referenzzyklen.

### 5.3.2 Implementierung der zu untersuchenden Kupplungen

Die später in Kapitel 7.1.1.1. vorgestellte spezielle nasslaufende Anfahrkupplung wird anhand des vermessenen Kennfeldes in die Simulation des P2-Hybrids eingebracht. Dieses unterscheidet das Schleppmoment je nach vorseilender Seite (Primärseite durch VKM, Sekundärseite durch Rollen / elektromotorisches Fahren) als auch der Betriebstemperatur und des Kühlölvolumenstroms. Um die Einflüsse in diesem Beispiel überschaubar zu halten, wird stets von einer betriebswarmen Kupplung ( $T=90^\circ\text{C}$ ) mit geringem, konstantem Kühlölvolumenstrom ausgegangen.

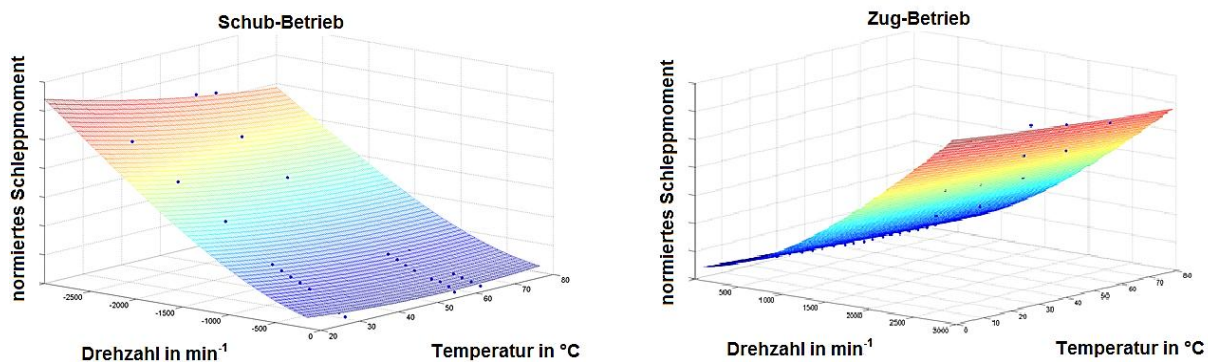


Abbildung 52: normiertes Schleppmomentenkennfeld einer nasslaufenden Lamellenkupplung je nach Betriebsart (links: Schub, rechts: Zug)

Die Schleppverluste werden aus den Differenzdrehzahlen der Primär- und Sekundärseite nach dem in Abbildung 52 gezeigten Kennfeld ermittelt und als Verlustenergie integriert.

Die Betätigungsenergie sowie die Energie, die zum geschlossenen Halten der Kupplung notwendig ist, ist stark systemspezifisch und wird hier nicht weiter betrachtet. Für eine ganzheitliche Kupplungsbewertung sind diese Größen gegebenenfalls zu berücksichtigen.

Es liegen nicht immer bereits Kennfelder vor, sodass prinzipielle physikalische Modelle gebildet werden müssen. Diese Modelle können durch den modularen Aufbau des hier gezeigten generischen Hybrids ebenfalls implementiert werden. Werden dann im Produktentwicklungsprozess anhand dieser Methode Systeme mit ähnlichen Vorteilen ermittelt, sind detailliertere Modelle (real oder virtuell, vgl. XiL Kapitel 2.2.4) notwendig.

Die theoretische, rein formschlüssige, bistabile Kupplung im P3-Hybrid stellt den größtmöglichen Kontrast dar; Prinzipien aus dem Stand der Technik sind in Abbildung 125 und Abbildung 126 dargestellt. Außer der Lagerungen, den zusätzlichen Zahneingriffen davor und dem Schleppbetrieb im Automatikgetriebe entsteht in der Kupplung selbst kein Verlust im geöffneten Zustand. Auch bei dieser Kupplung wird die Energie zur Aktuierung nicht weiter betrachtet. Daher wird sie nicht im nächsten Kapitel zum Vergleich gestellt. Jedoch kann aus dem Schaltprofil mithilfe einer Schattleistung der Leistungsaufwand bei einer gefahrenen Strecke beurteilt werden.

### 5.3.3 Auswertung der Schleppverluste im Hybrid

Das Kupplungssystem wird mit einem sehr genauen Modell in den generischen Hybrid integriert. Ziel ist es, die dabei entstehenden Schleppmomente und damit verbundenen Schleppleistungen in der Kundenanwendung aufzuzeigen. Es können generell verschiedene Betriebsstrategien hinterlegt werden. In diesem Beispiel ist eine rudimentäre Betriebsstrategie hinterlegt, die zum einen elektrisches Fahren, verbrennungsmotorisches Fahren und Boosten ermöglicht. Um den Komfort zu wahren, gibt es um die 50 km/h ebenfalls Zustände, in denen beide Maschinen das Drehmoment liefern, ohne dass ein Boosten für den Leistungsbedarf gefordert ist. Die folgende Tabelle 8 zeigt die Grenzwerte der Umschaltungen auf:

	<b>nur E-Maschine</b>	<b>VKM + EM</b>	<b>Nur VKM</b>	<b>Einheiten</b>
<b>Geschwindigkeit</b>	< 50	< 130	≥ 130	[km/h]
<b>Beschleunigung</b>	< 1,5	≥ 1,5	≥ 0	[m/s <sup>2</sup> ]

Tabelle 8: Betriebsmodi des Elektromotors in beiden Hybriden {Ern13}

Der generische Hybrid fährt die Geschwindigkeits- / Steigungsprofile ab. Der Kühllölvolumenstrom der nasslaufenden Anfahrkupplung im virtuellen P2-Hybrid wird auf 1 l/min und 80°C gesetzt. Für das darauffolgende 5-Gang-Automatik-Getriebe ist die nachfolgende Schalttabelle Tabelle 9 hinterlegt. Es wurde eine diskrete Stufung in reiner Abhängigkeit der Geschwindigkeit gewählt, damit die Ergebnisse und Einflüsse auf das Kupplungssystem direkt ablesbar bleiben.



Eingelegter Gang	$a \geq 0$ :	$a < 0$ :	Einheiten
	Geschwindigkeitsbereich	Geschwindigkeitsbereich	
1	[0 – 20)	[0 - 15)	[km/h]
2	[20 - 40)	[15 - 25)	[km/h]
3	[40 - 60)	[25 - 45)	[km/h]
4	[60 - 70)	[45 - 65)	[km/h]
5	$\geq 70$	$\geq 65$	[km/h]

Tabelle 9: Schalttabelle des Automatikgetriebes beider Hybride {Ern13}

Bei rein elektromotorischer Fahrt wird der 3. Gang gewählt, um die Differenzdrehzahlen des betrachteten Kupplungssystems bei max. 2200 min<sup>-1</sup> zu halten.

Zunächst wird der NEFZ betrachtet, siehe Abbildung 53: Diese zeigt das Geschwindigkeitsprofil sowie die zugehörigen Differenzdrehzahlen der Trennkupplung (Drehzahl VKM und Drehzahl EM) im NEFZ. Eine Steigung oder veränderliche Last existiert bei diesem Zyklus nicht.

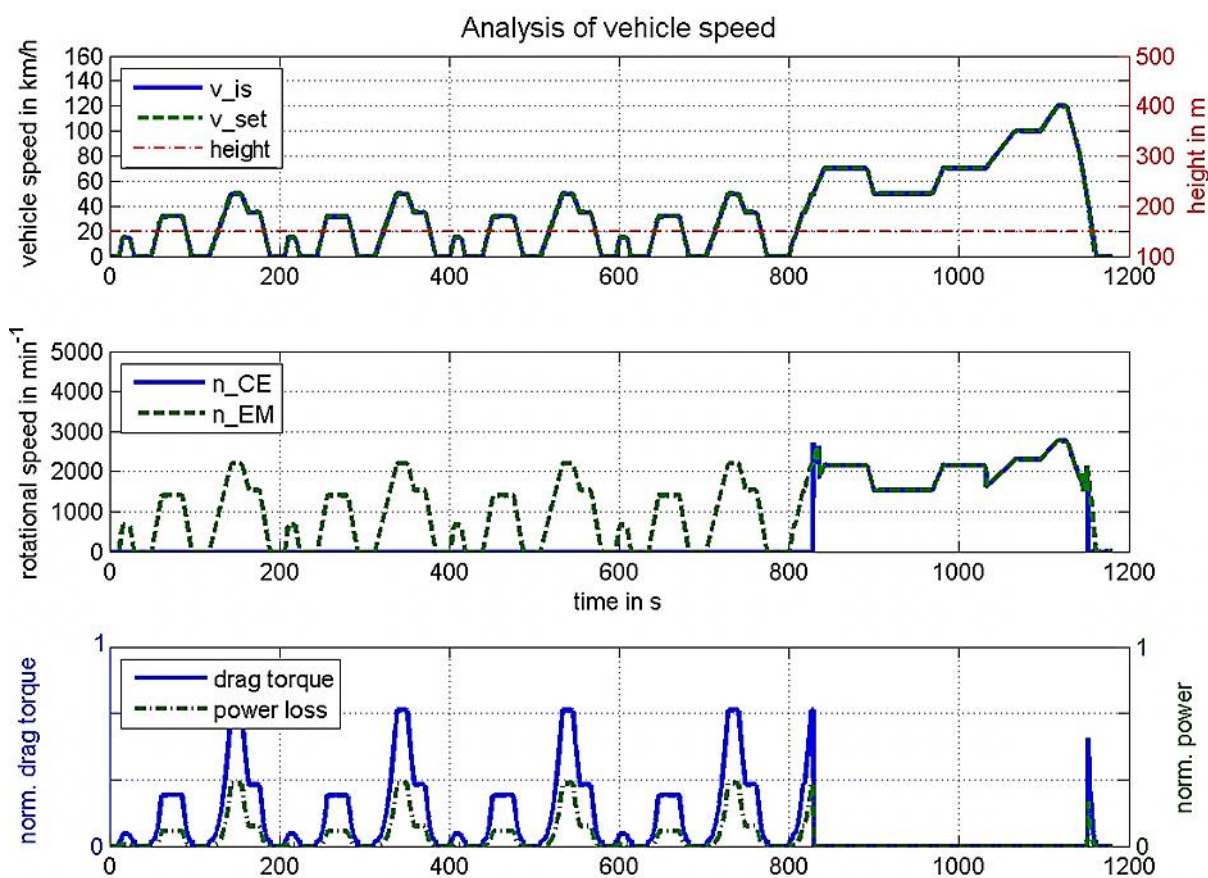


Abbildung 53: oben: NEFZ-Geschwindigkeitsprofil; mitte: Drehzahlen der VKM und EM; unten: normiertes Schleppmoment und normierte Verlustleistung

Betrachtet man die Betriebszustände der Kupplung im P2 Hybrid in Abbildung 53, so fällt auf, dass enorme Verlustleistungen bei Relativedrehzahlen oberhalb  $1000 \text{ min}^{-1}$  bis zur maximalen Differenzdrehzahl von  $2200 \text{ min}^{-1}$  entstehen.

Der Kundenzyklus zeigt im städtischen Bereich ein ähnliches Bild. Daher bringt eine Optimierung der nasslaufenden Kupplung in diesem Drehzahlbereich signifikante Energieeffizienzvorteile mit sich.

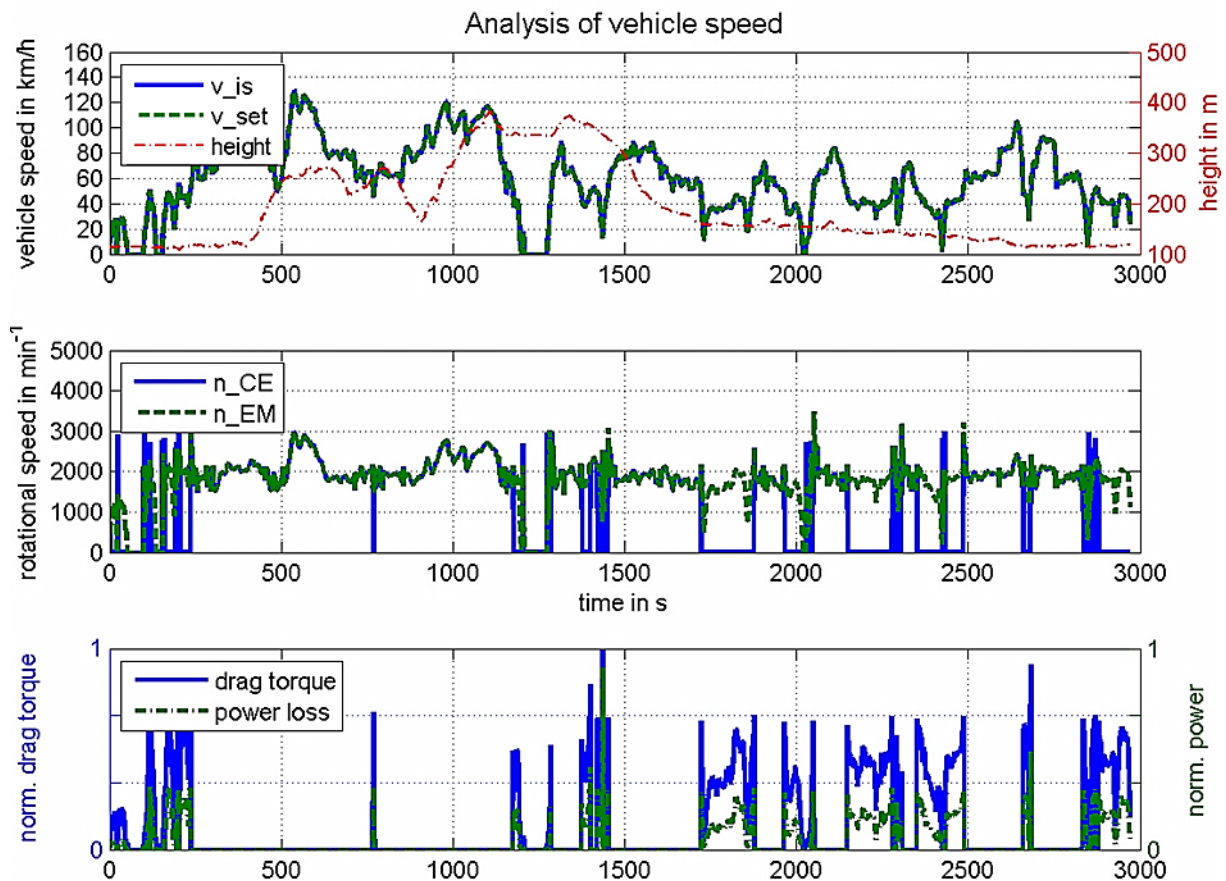


Abbildung 54: oben: Kundenprofil; mitte: Drehzahlen der VKM und EM; unten: normiertes Schleppmoment und normierte Verlustleistung

## 6 Weiterentwicklung des C&C<sup>2</sup>-A für inkompressible Fluide

Das Ziel dieses Kapitels ist es, den am IPEK etablierten Forschungsansatz C&C<sup>2</sup>-A auf die generisch bekannten Modellvorstellungen von Fluiden auszudehnen und die Anwendung des erweiterten C&C<sup>2</sup>-A zu zeigen. In dieser Arbeit sind wesentliche Entwicklungen nicht zuletzt durch die Analyse und Synthese mit Hilfe dieses Ansatzes generiert worden. Damit können dann zum einen komplexe Maschinensysteme mit ein und derselben Sprache beschrieben werden und zum anderen komplexe Effekte zunächst hypothetisch einheitlich erklärt werden. Anschließend sollen die Aktivitäten von Simulation und Versuch im XiL-framework die mit dem Forschungsansatz abgeleiteten C&C<sup>2</sup>-Modelle verifizieren und damit die Gültigkeit beweisen.

Als Voraussetzung werden die beschriebenen Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten aus Kapitel 2.7 übernommen: Sie sind (näherungsweise) inkompressibel und können Schubspannungen & Druckkräfte übertragen.

Die Vorgehensweise ist wie folgt: Es wird zunächst postuliert, dass das C&C<sup>2</sup>-A auf inkompressible Fluide übertragbar ist. Dann wird dieser Ansatz auf die generischen, bekannten Strömungsmodelle übertragen. Anschließend wird eine C&C<sup>2</sup>-A - Analyse eines vorhandenen Kupplungssystems durchgeführt, um mögliche Potenziale zu identifizieren. Diese Analyseergebnisse werden auf dem eigens neu entwickelten Einzellamellenprüfstand in Simulation und Versuch verifiziert. Danach folgt die Synthese verbesserter Kupplungsdesigns auf Basis des entwickelten C&C<sup>2</sup>-Modells. Abschließend stehen dann Prüfstandsversuche, die die gelungene Synthese und damit die Anwendbarkeit des C&C<sup>2</sup>-A beweisen sollen.

### 6.1 Ausgewählte strömungsdynamische Effekte als C&C<sup>2</sup>-Modelle

Neben den in der Strömungslehre bereits etablierten und in Kapitel 2.6 vorgestellten Ansätzen soll hier an generischen Beispielen der C&C<sup>2</sup>-Ansatz aufgezeigt werden. Dabei werden inkompressible Flüssigkeiten beim Durchströmen generischer Geometrien gezeigt werden, die später für die Analyse und Synthese nasslaufender Kupplungssysteme herangezogen werden sollen. Es werden im Folgenden aus den bereits bestehenden Definitionen (siehe Kapitel 2.2.6) des C&C<sup>2</sup>-A spezifische Ausprägungen eingeführt:

Satz 1:

Hydraulikflüssigkeiten in Maschinensystemen haben **immer Wirkflächen** zu den sie **begrenzenden Oberflächen** und das Fluid kann mithilfe der **ausgebildeten Wirkflächenpaare** mit Ihnen interagieren. **Zusätzlich** können **Subsysteme** innerhalb des Fluides **an beliebiger Stelle** gebildet werden, sodass kleine Kontrollvolumina (mit ihrerseits LSS innerhalb) in einem Fluid definiert werden.

Die Einbringung von Kontrollvolumina ist kein neuer Ansatz, jedoch stellt die durchgängige Definition einer Leitstützstruktur innerhalb dieses Kontrollvolumens und die Benennung der sie begrenzenden Wirkflächen die konsequente Weiterentwicklung des C&C<sup>2</sup>-A dar. Es soll damit gezeigt werden, dass mit diesem Modellansatz die Zusammenhänge erklärt und formelmäßige Zusammenhänge hergeleitet werden können. Für Effekte in der Strömung sind die Geometrie und deren absoluten Größen mit einzubeziehen.

Satz 2:

Generell muss gelten, dass die Effekte, die mit dem C&C<sup>2</sup>-A **dargestellt werden** sollen, in ihrer **geometrischen Ausdehnung größer** sein müssen, als die **gewählten Subsysteme** mit ihren Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen.

Beispiel zu Satz 2 mit folgender Analogie: Ein Hubkolben oder ein mechanisches Getriebe, bei denen die Geometrie zur Funktionserklärung (zum Beispiel Übersetzungsverhältnis) nicht weggelassen werden kann.

Satz 3:

Connectoren geben die Attribute der daran angeschlossenen Wirkflächen vor. Sie können vollständige Randbedingungen beinhalten. Dabei ist auf **passende Ein- und Ausgangsgrößen** zu achten.

Der 3. Satz stellt eine Konkretisierung des in [Alb13a] vorgestellten Connectors, der auch Modelle, Subsysteme oder Schnittstellen zum Supersystem beinhalten kann, dar. Weiterhin hat Ropohl [Rop09] festgehalten:

*“Die Funktionsbeschreibung eines Systems hat bei seinen kennzeichnenden Attributen anzusetzen. Dabei unterscheidet man wie gesagt Inputs, Zustände und Outputs”* [Rop09]

Beispiele für die in Wechselwirkung stehenden, vertauschbaren Inputs und Outputs sind:

- Kraft (F) ↔ Weg & Geschwindigkeit & Beschleunigung (s, v, a)
- Wärmefluss (Q') ↔ Temperatur (T)
- Elektrischer Fluss (I) ↔ Spannung (U)
- Druck (p) ↔ Volumenstrom (V')
- Drehmoment (M) ↔ Verdrehwinkel & Drehzahl & Winkelbeschleunigung ( $\alpha, \omega, \dot{\omega}$ )

Bei einem Hubkolben können über den Connector an der Wirkfläche zur Bewegung eines Gegenstandes also nicht gleichzeitig Kraft und Weg vorgegeben werden; wird eine Kraft als Eingangsgröße verwendet, stellt sich auf Grund des Systems ein Verfahrensweg der Wirkfläche und des daran angrenzenden Connectors oder der daran angrenzenden Leitstützstruktur ein.

Weiterhin können an technischen Systemen neben der eigentlichen Funktionserfüllung Phänomene auftreten. Diese können erwünscht oder unerwünscht in dem System sein. In Natur und Technik gibt es Phänomene, die in der Enzyklopädie [Bro05] allgemein definiert sind als:

„1) *Erscheinung*

2) *etwas, das in seiner Erscheinungsform ungewöhnlich ist; auffällt*

...“ [Bro05]

In der automobilen Antriebstechnik und NVH basieren Phänomene auf Vorkommnissen im technischen System, die durch Messgeräte oder direkt vom Menschen wahrgenommen werden können [Alb08b].

Ropohl definiert den Begriff des Phänomens zu seiner Beschreibung technischer Systeme nicht näher und hält allgemein fest:

*„Demnach lassen sich alle Phänomene in der Welt als Masse, als Energie, als Information oder als Kombination dieser Kategorien kennzeichnen. (..) Schließlich treten alle Phänomene der Wirklichkeit in Raum und Zeit auf.“* [Rop09]

Da in dieser Arbeit Phänomene aus der Strömungslehre mit dem C&C2-A dargestellt werden, soll der Begriff zur besseren Lesbarkeit auch hier abgebildet werden.

Definition Phänomen im C&C2-A:

Ein Phänomen besteht aus **einer oder mehreren Funktionen**, da neben einem Effekt **auch Leitstützstrukturen** notwendig sind, um gegenüber dem weiteren technischen (Rest-) Systemen oder dem Menschen **in Erscheinung zu treten**.

Damit unterscheidet es sich per Definition nicht von einer Funktion, sodass im weiteren Verlauf der Arbeit immer dann von einem Phänomen gesprochen wird, wenn eine unerwünschte Funktion bei der Inbetriebnahme eines technischen Systems (gegenüber der Umwelt) in Erscheinung tritt.

**6.1.1 Couette-Strömung als C&C<sup>2</sup>-Modell**

Die Couette-Strömung ist daher interessant, da sie die einfachste, nicht-triviale Lösung der Navier-Stokes Gleichungen ist. Hier soll gezeigt werden, dass die Modellbildung mithilfe des C&C<sup>2</sup>-A zu den gleichen mathematischen Ansätzen führen kann.

Die Modellvorstellung, dass ein Fluid aus Teilchen besteht, die nur Schubspannungen übertragen können, geht bekanntlich auf Newton zurück. Die empirischen Beobachtungen zu dem Versuch mit der ebenen Platte, die in ihrer Ebene im Fluid bewegt wird, sind:

- nahezu Druck unabhängig
- Adhäsion des Fluids zum Festkörper.

Die in diesem Versuch von Newton hergeleitete Gesetzmäßigkeit, vgl. Kapitel 2.6.4, lässt sich auch direkt mit dem C&C<sup>2</sup>-A zeigen.

Es wird aus dem als unendlich angenommenen Versuchsaufbau ein Teilsystem freigeschnitten, siehe Satz 1. Die Randbedingungen am Festkörper als auch Fluid werden über Connectoren und die dazugehörigen Wirkflächen vorgegeben.

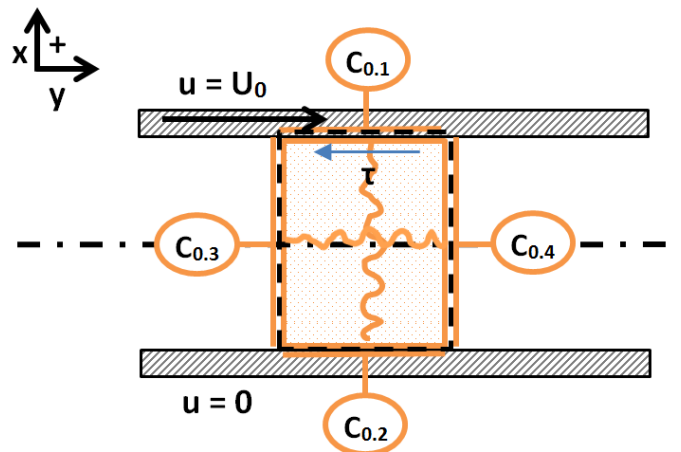


Abbildung 55: Couette-Strömung durch bewegte Platte im Fluid mit Systemgrenzen

Dazu werden die Systemgrenzen durch die bewegte und die stehende Platte gezogen, sowie in vertikaler Richtung durch das Fluid. Direkt an den Systemgrenzen befindet sich an der Innenseite die Wirkfläche zum Kontrollvolumen des Fluids, siehe Abbildung 55.

Der Connector  $C_{0.1}$  gibt der Wirkfläche  $WS_{0.1}$  die Geschwindigkeit  $U_0$  in  $y$ -Richtung und Connector  $C_{0.2}$  gibt die ruhende Lage in  $WS_{0.2}$  vor. Das Fluid hat in diesen Wirkflächen wegen der Beobachtungen der Adhäsion genau diese Geschwindigkeiten. Als Systemantwort müssen beide Connectoren die dafür notwendige Kraft ausgeben, sodass diese nicht vorgegeben werden kann, siehe Satz 3. Da das System sich theoretisch unendlich ausdehnt, sind in den vertikalen Wirkflächen, die zu den Connectoren  $C_{0.3}$  und  $C_{0.4}$  gehören, keine weiteren Randbedingungen notwendig. Es grenzen lediglich weitere Subsysteme an den Wirkflächen an, von denen auf Grund der Kontinuität die gleichen Bedingungen herrschen. Da es sich um einen stationären Zustand handelt, müssen die Kräfte, die der aufgezwungenen Bewegung entgegen gerichtet sind, gleich der resultierenden Reibung im Fluid sein. Dies gilt auch für beliebig kleine Submodelle (siehe Abbildung 56) innerhalb des in Abbildung 55 gezeigten Systems.

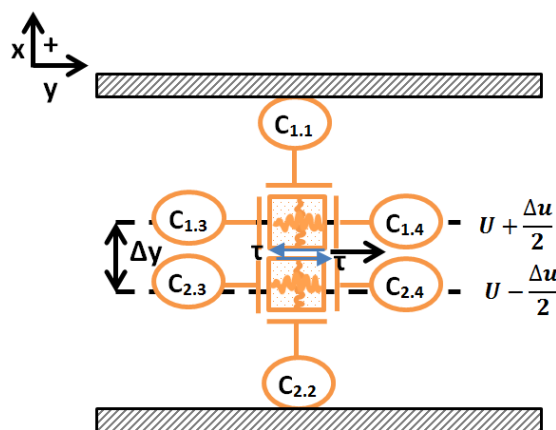


Abbildung 56: zwei beliebig kleine Subsysteme in der Couette-Strömung

Unter der Modellannahme, dass die gebildeten Subsysteme (Satz 2) entlang ihrer horizontalen Wirkflächenpaare aufeinander abgleiten und dabei der Effekt „Reibung“ vorhanden ist, kann in der Sprache für die Geschwindigkeit je Subsystem  $x_{Sub}$  geschrieben werden:

$$v(x_{sub}) = \frac{x_{sub}}{n_{sub} - 1} \cdot U_0 \quad \text{zulässig für } n_{sub} \geq 2$$

Formel 32

Dabei ist  $x_{Sub}$  das Subsystem an der Stelle  $x$  im Spalt;  $n_{Sub}$  ist die Anzahl der gleichmäßig eingeführten Subsysteme und  $U_0$  die Geschwindigkeit der oberen Platte, die über den Connector  $C_{0.1}$  vorgegeben wird.

Dabei müssen mindestens 2 Subsysteme eingeführt werden, wegen Satz 2. Für die Reibkraft (aufgrund der Newton'schen Schubspannungen, siehe Formel 3) gilt unter Berücksichtigung der geometrischen Gesamt-Spaltweite  $h$ :

$$F(x_{Sub}) = -\eta \cdot \frac{v(x_{Sub})}{x_{Sub}} \cdot \frac{1}{h} \quad \text{zulässig für } n_{Sub} \geq 2$$

Formel 33

Einsetzen der Formel 32 in Formel 33 liefert für die Reibkraft am Subsystem  $x_{Sub}$ :

$$\rightarrow F(x_{Sub}) = -\eta \cdot \frac{x_{Sub} \cdot U_0}{x_{Sub} \cdot n_{Sub} - 1} \cdot \frac{1}{h} = -\eta \frac{U_0}{(n_{Sub} - 1) \cdot h}$$

Formel 34

Die gesamte Reibkraft über alle Subsysteme  $x_{Sub}$  ist dann gleich der resultierenden Reibkraft  $F$  am Connector  $C_{0,1}$ :

$$F = \sum_{n_{Sub}} F(x_{Sub})_i$$

Formel 35

In Abhängigkeit der Anzahl der eingeführten vertikalen Subsysteme im Fluid ändert sich also weder die Funktion der gesamten Reibkraft, die der Bewegungsrichtung entgegenwirkt, noch ihre resultierende Größe; jedoch die Kraftverteilung über die horizontalen Schichten in der Modellvorstellung. Abbildung 57 zeigt die Ergebnisse für nur zwei und drei eingeführte Subsysteme sowie für infinitesimal kleine Subsysteme der Höhe  $dx$ .

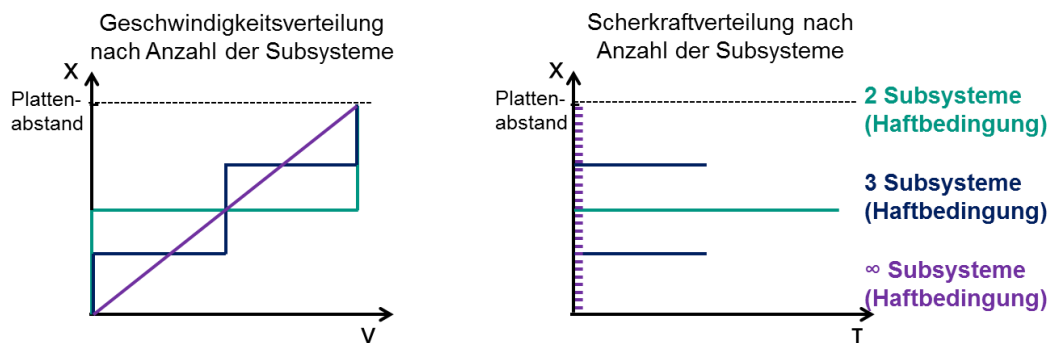


Abbildung 57: Entstehende Schaubilder aus dem C&C<sup>2</sup>-Modell je nach eingeführten Subsystemen in der Couette-Strömung: links: Geschwindigkeitsverteilung; rechts: Scherkraftverteilung

Wird angenommen, dass das Fluid nur aus zwei Subsystemen bestehe, wobei die Haftbedingung des jeweiligen Subsystems zur Wand gelte, so gebe es nur die Geschwindigkeiten Null und die Plattengeschwindigkeit  $U_0$  der beiden Subsysteme. An ihrem gemeinsamen Wirkflächenpaar müsse dann die gesamte Kraft in Form der auftretenden Schubspannung entstehen; in Abbildung 57 in Türkis dargestellt.

Damit ergibt sich für die laminare Strömung die bekannte lineare Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt, da an den horizontalen Wirkflächen



jedes Volumenelements die Schubspannungen  $\tau$  den gleichen Betrag haben und sich die Geschwindigkeit jedes Mittelpunktes der vertikal übereinander liegenden Volumenelemente linear ändert, siehe Abbildung 57.

Gelte für diese ebene Spaltströmung kein linearer Zusammenhang, erhalte man damit trotzdem eine lineare Verteilung wegen der im Modell zugrunde gelegten Schubspannung  $\tau \sim dv/dx$ . Dies wäre der Fall bei einer eingestellten Plattengeschwindigkeit am Connector 0.1, die die laminare Ausbildung der Strömung nicht zulässt. Dann ergibt die Auswertung der Geschwindigkeit der beiden Subsysteme eine Reynoldszahl größer 2320. Hier kann eine Wandablösung bzw. eine turbulente Strömung herrschen, was aber weiterhin mit der im Stand der Technik gegebenen Formel zuvor überprüft werden kann.

### 6.1.2 Poiseuille-Strömung als C&C<sup>2</sup>-Modell

Es soll eine langsame, reibungsbehaftete Strömung im Rohr betrachtet werden. Da die Strömung reibungsbehaftet sein soll, braucht es eine Druckdifferenz, um eine stationäre Strömung einzustellen. Ferner soll die Haftbedingung des Fluids an den es begrenzenden Wirkflächen gelten. Abbildung 58 zeigt diesen Ausschnitt, bei dem das Kontrollvolumen von links nach rechts strömt, da der Druck linksseitig größer sein soll als rechtsseitig des Spaltausschnittes.

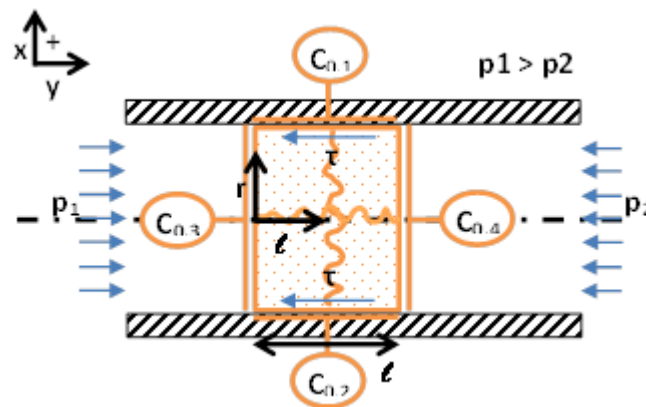


Abbildung 58: stationäre Strömung im Spalt mit hervorgehobenen Kontrollvolumen

Ohne die bekannten Formeln der Strömungslehre zu verwenden, soll die hier sich einstellende Strömung mithilfe des C&C<sup>2</sup>-A hergeleitet werden.

Zunächst werden die Systemgrenzen gebildet. In diesem Fall interessiert ein Rohrabschnitt. Über die Haftbedingungen an der Randschicht geben die Connectoren  $C_{0.1}$  und  $C_{0.2}$  die Randbedingungen  $u = 0$  m/s vor. Die Connectoren  $C_{0.3}$  und  $C_{0.4}$  geben die Randbedingungen der links- und rechtsseitigen Drücke vor. Die mit den Connectoren verbundenen Wirkflächen stehen mit den Wirkflächen des interessierenden Rohrabschnittes in Kontakt und bilden die relevanten

Wirkflächenpaare. Sie haben also einen Effekt auf das System. Zusammen mit den im System befindlichen Leitstützstrukturen bildet das System eine Funktion ab. Es wird eine vorherrschende potenzielle Energie (Druck  $p_1$ ) und Bewegungsenergie (Geschwindigkeit  $u$ ) im Fluid in eine geringe potenzielle Energie (Druck  $p_2$ ) und Reibung bzw. Wärmeenergie gewandelt. Die Geschwindigkeit bleibt konstant, da es sich um ein inkompressibles Medium in einer stationären Strömung handelt. Es interessiert nun der Zusammenhang zwischen der sich einstellenden Druckdifferenz im Rohrabschnitt und der eingestellten Geschwindigkeit.

An den Wirkflächenpaaren  $WSP_{0.3}$  und  $WSP_{0.4}$  gelten die Druckkräfte:

$$F_{WS1.3} = p_1 / A_{WS1.3}$$

$$F_{WS1.4} = p_2 / A_{WS1.4}$$

$$\text{mit } A_{WS1.3} = A_{WS1.4} = \pi \cdot r^2$$

Da das Rohr achsensymmetrisch ist, entsprechen jeweils die Geometrie an den Connectoren  $C_{1.1}$  und  $C_{1.2}$  sowie den Wirkflächenpaare  $WSP_{1.1}$  und  $WSP_{1.2}$ . Am resultierenden  $WSP_{1.1}$  herrschen durch die geforderte Bewegung hervorgerufene Schubspannungen.

$$F_{WS1.1} = \tau A_{WS1.1} A_{WS1.1}$$

$$\text{mit } \tau = \eta \, du / dy$$

Bereits die mathematische Beschreibung der Schubspannung zeigt, dass es sich um Differenziale handelt, die an jedem Volumenelement des Fluids eine Rolle spielen. Für einen exakten rechnerischen Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Druck ist also die Präzision des herausgeschnittenen Systems auf viele infinitesimale kleine Subsysteme, die alle Wirkflächenpaare mit ihren Nachbarn bilden, wichtig. Dazu wird ein Subsystem in den Spalt gelegt und die sich bildenden Wirkflächenpaare betrachtet. Bei der Betrachtung des Kontrollvolumens ergeben sich an den  $WSP_{1.3}$  &  $1.4$  jeweils wiederum die Druckkräfte.

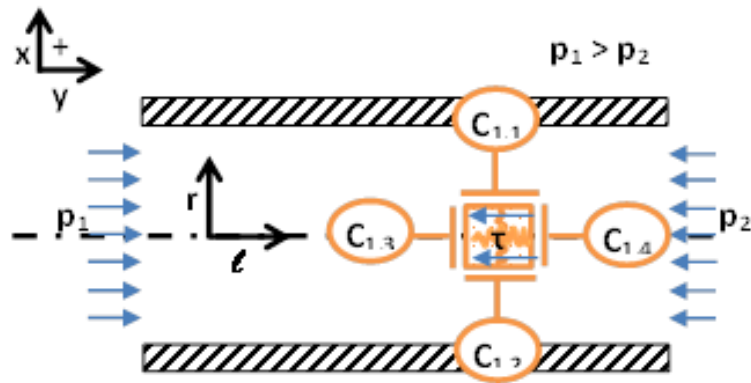


Abbildung 59: ein exemplarisches Subsystem des in Abbildung 58 gezeigten Systems

Die Druckkraftdifferenz und die Fluidreibung durch Schubspannungen sind im Gleichgewicht.

$$F_{WS1.3} - F_{WS1.4} = F_{WS1.1}$$

$$(p_1 - p_2) \cdot A_{WS1.3} = \eta A_{WS1.4} \frac{du}{dx}$$

Damit ergibt sich für dieses System mit seinen Subsystemen eine Geschwindigkeitsverteilung von:

$$u(r) = (p_1 - p_2) / (4 l \eta) \cdot (R^2 - r^2)$$

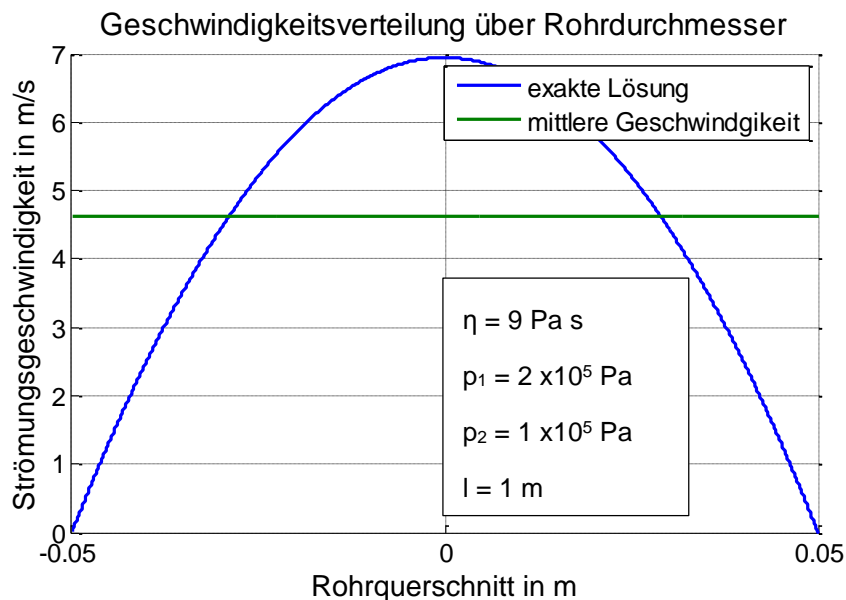


Abbildung 60: Strömungsverteilung über Querschnitt

Die erhaltene Formel ließe sich auch über die Navier-Stokes-Gleichungen herleiten [Spu06], jedoch ist dies mit mehr Kenntnissen der Strömungslehre verknüpft. Die hier angewandte Modellsprache erklärt den Sachverhalt einfacher.

### 6.1.3 Laminare und turbulente Strömung als C&C<sup>2</sup>-Modell

Die vorangegangenen abgeleiteten C&C<sup>2</sup>-Modelle beziehen sich auf die laminare Strömung. Hier soll nun der Übergang und das Verhalten bei turbulenter Strömung als C&C<sup>2</sup>-M dargestellt werden. Nach Kap. 2.6.3 können sich bei Reynoldszahlen  $Re \geq 2320$  turbulente Strömungen ausbilden. Diese sind nicht exakt zu ermitteln [Tru08]. Die Navier-Stokes-Gleichungen werden um 6 weitere Unbekannte erweitert, ohne dass zunächst weitere Gleichungssysteme entstehen. Das Gleichungssystem ist nicht geschlossen. An dieser Stelle werden Hypothesen der Turbulenztheorie als auch Erkenntnissen aus Messergebnissen verwendet, sodass halbempirische Formeln gebildet werden, um das Gleichungssystem für verschiedene, spezielle Fälle schließen zu können. Es ist nicht Inhalt dieser Arbeit, diese Modelle zu erweitern, sondern sie so vereinfacht nach dem Stand der Technik darzustellen, dass eine komplexe Strömung in einem Kupplungssystem qualitativ bewertet werden kann.

Wenn sich nun zwischen den gebildeten Subsystemen die Kräfteverhältnisse ändern, können anhand ihrer geometrischen Ausdehnung ebenfalls Reynoldszahlen mit ihren unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten gebildet werden. Werden die Subsysteme klein genug gebildet, können die praktisch auftretenden Turbulenzzellen als ein kleines Subsystem aus mehreren Subsystemen veranschaulicht werden. Dieses zerfällt nach ungewisser Zeitdauer wieder in die kleineren Subsysteme, um chaotisch wieder neue zu bilden.

### 6.1.4 Strömung in der Querschnittsänderung als ein C&C<sup>2</sup>-Modell

Bei der plötzlichen Rohrerweiterung, auch Stufendiffusor genannt und in Kapitel 2.6.4 bereits vorgestellt, wird nun zur Erklärung des sich einstellenden Rückströmgebietes der C&C<sup>2</sup>-A verwendet und ein Modell abgeleitet. Abbildung 61 zeigt das zunächst ausgewählte System links und den relevanten vergrößerten Ausschnitt mit beispielhaft 3 Subsystemen, die ein Wirk-Net bilden, rechts. Am Connector 1.51 herrscht die Druckkraft auf die Stirnfläche  $A_2$ - $A_1$  der Wand und am Connector 1.12 die Schubspannung des erweiterten Rohres. Ist in diesem Ausschnitt das Rohrquerschnittsflächenverhältnis groß genug, kann die Wirkung der Wandschubspannung ( $\tau_2$ ) gegenüber der Stützkraft vernachlässigt werden [Tru08]. Unmittelbar hinter der Kante reißen die (noch) schnell strömenden Subsysteme über die sich ausbildenden Wirkflächenpaare zu den darüber liegenden, zuvor stehenden Subsysteme mit. Denn über die ausgebildeten Wirkflächenpaare kann eine Kraft in y-Richtung eingeleitet werden, wie Abbildung 61 rechts zeigt. Zusätzlich befindet sich ein geringerer hydrostatischer Druck an den schnell strömenden Subsystemen (vgl. Bernoulli) was eine Strömung in x-Richtung begünstigt. Die in Rohrrichtung verlaufende Strömung wird allmählich durch die vielen Wirkflächenpaare der Subsysteme bis hin zur Wand, an der über den Connector die Haftbedingung gilt,

verlangsamt und die sich bildende Wirbelströmung begünstigt ein Wiederanlegen an die Wand [Tru08]. Damit kann das in Kapitel 6.1.2 gezeigte homogene Strömungsprofil der Poiseuille-Strömung nach einer bestimmten Mischlänge ausgebildet werden.

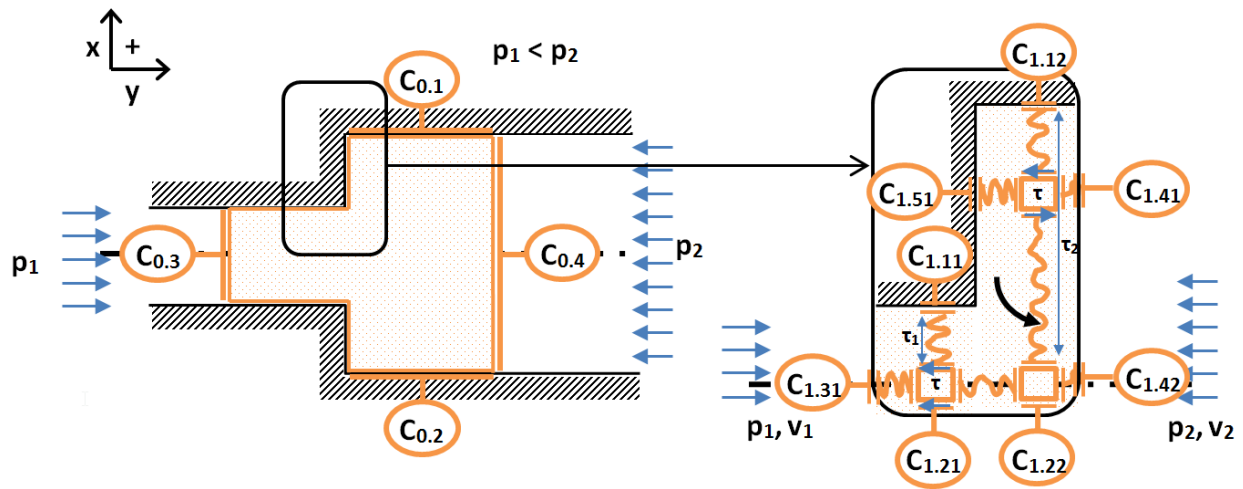


Abbildung 61: schematische Darstellung einer Rohrquerschnittserweiterung: zunächst eingeführtes System (links), Teilausschnitt mit eingeführten Subsystemen (rechts)

Aus der Betrachtung des Systems mit seinen in Wechselwirkung stehenden Subsystemen, dem Wirk-Net, als Analysemethode wird verdeutlicht, dass die Kontinuitäts-, die Energie- und Impulsgleichung aus der Strömungslehre herangezogen werden können. Durch dieses vereinfachte Erklärungsmodell wird im weiteren Verlauf der Ausarbeitung die Analogiebildung an einer etwas anderen Geometrie einer Kupplungsscheibe ermöglicht.

## 7 Phänomenbasierte Weiterentwicklung von Kupplungssystemen

Es wurden zwei neue Methoden, die Referenzzyklenmethode und der erweiterte C&C<sup>2</sup>-Approach vorgestellt, die in dieser Arbeit im Ressourcensystem des iPeM Eingang gefunden haben. Nun folgt die eigentliche Herausforderung, anhand des iPeM das konkrete Produktentstehungsmodell zur Weiterentwicklung von Kupplungssystemen abzuleiten.

Im Verlauf dieses Kapitels wird dargestellt werden, dass weitere Potenziale bei dem vorgestellten Kupplungssystem mit HCC-Effekt aus Kapitel 2.5.3 liegen. Ziel dieses Kapitels ist, Lösungswege aufzuzeigen und eine ausgewählte Lösung für den Anwendungsfall ganzheitlich zu untersuchen. Die Beispielsysteme der Parallelhybride der Topologien P2, P3 und P4 haben eine aussichtsreiche Marktdurchdringung, da zum jetzigen Zeitpunkt mit diesen Triebstrangkzepten keine Einschränkungen der Reichweite wie bei Elektrofahrzeugen bestehen. Darüber hinaus sind sie durch ihren Aufbau relativ nahe an den konventionellen Fahrzeugen, so dass eine kostengünstige Realisierung im Vergleich zu leistungsverzweigten oder seriellen Hybriden möglich ist. Je nach Ausführung des Hybrids ist es dem Hersteller relativ einfach möglich, eine konventionelle Variante und eine Hybridvariante des Fahrzeugs anzubieten, was die Stückzahlen der in beiden Fahrzeugen eingesetzten Komponenten groß hält. Serielle Hybridfahrzeuge sind hier nicht thematisiert, da sie nur bei Verwendung von Schaltgetrieben Kupplungssysteme benötigen.

### 7.1 Vorstellung des Beispielsystems P2-Hybrid

#### 7.1.1 Situationsanalyse und Problemeingrenzung des Kupplungssystems

Bisherige konventionelle Fahrzeuge mit Automatikgetriebe verwenden meist einen Wandler mit Überbrückungskupplung als Trennelement zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Getriebe. Dieser hat zum einen die Aufgabe, den Triebstrang für die Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors zu trennen, zum anderen zu einem gut regelbaren, komfortablen Einkuppeln zu führen. Eine zusätzliche Funktion von Drehmomentwandlern ist bei einer Ausführung mit dem sogenannten Leitrad die Drehmomentenüberhöhung, vgl. Kap. 2.5.1. Wird solch ein komplexer Triebstrang hybridisiert, sodass der Elektromotor ebenfalls vor dem Getriebe eingebracht ist, also ein P2-Hybrid, so eignet sich der Drehmomentwandler wegen der hohen Schleppverluste nicht als Trennkupplung zwischen Elektromotor und

Verbrennungsmotor. Die nachfolgende Abbildung 62 zeigt dazu die Lösungsalternativen, entweder eine zusätzliche Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor einzuführen (links) und den Drehmomentwandler hinter den Elektromotor anzubringen oder aber den Drehmomentwandler durch ein Kupplungssystem zu ersetzen (rechts) und dieses zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor einzubauen.

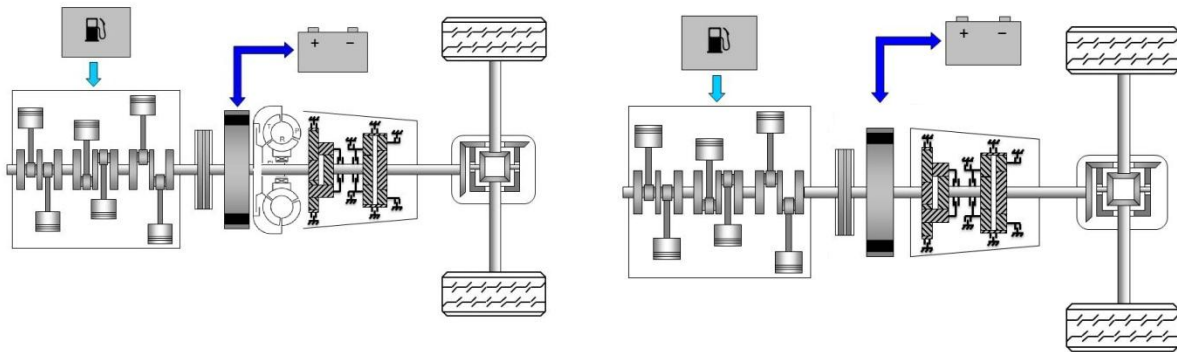


Abbildung 62: links: P2-Hybrid mit Trennkupplung und Drehmomentwandler; rechts: P2-Hybrid mit einem Kupplungssystem anstatt eines Drehmomentwandlers [Alb12a]

Das vorgestellte Ersatz-Kupplungssystem für den Drehmomentwandler ist in Kapitel 2.5.3 vorgestellt worden. Seine Vorteile liegen in der direkten Energiewandlung zur Bereitstellung turbulenter Strömung des Kühlmediums sowie der Reduktion der Anzahl von Kupplungen im Triebstrang. Nachteilig kann das Schleppmoment bei elektrischem Fahrbetrieb sein.

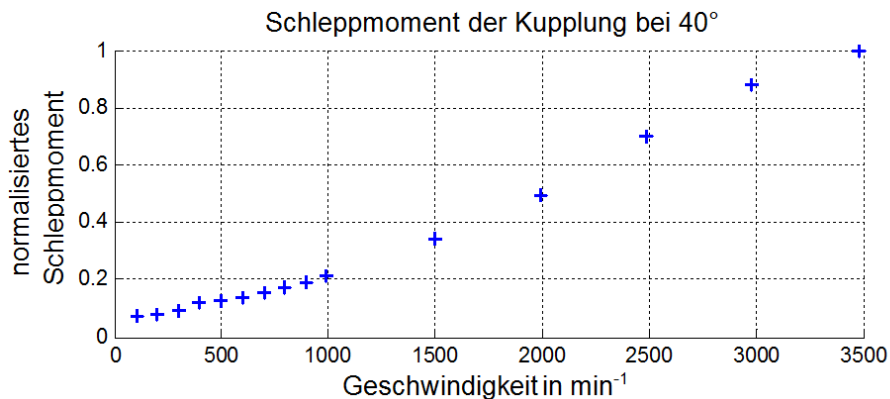


Abbildung 63: Zunahme des normierten Schleppmoments bei elektromotorseitigem Antrieb über der Differenzdrehzahl

Nimmt man die Projektierung, Profilverfindung und Ideenfindung zur gewählten und aufgebauten Fahrzeugtopologie für das initiale Zielsystem als gesetzt an, ist der Lösungsraum bereits erheblich eingeschränkt. Es wird also ein Kupplungssystem gesucht, das die hohen Leistungseinträge bei gleichzeitig gutem Anfahrkomfort und geringen Schleppmomenten im elektrischen Fahrbetrieb bei gleichem Bauraum darstellen kann.

### 7.1.1.1 Kupplungsbeschreibung

Die zu untersuchende, nasslaufende Lamellenkupplung (NAK) (normally open<sup>4</sup>) ist ein Anfahrlement mit 6 single-sided<sup>5</sup> Lamellen, deren Gegenstück eine Druckplatte darstellt. Es sind 3 Außenlamellen und 3 Innenlamellen. Zusätzlich befindet sich im Innenraum der Kupplung ein im Öl mit dem Innenlamellenträger umlaufender Torsionsschwingungsdämpfer, siehe dazu die schematische Abbildung 64. Dabei gibt es zwei außenseitig liegende Primärseiten. Eine schließt an den Innenlamellenträger an, die andere trägt die Anschlussgeometrie für einen Elektromotor. Die Sekundärseite befindet sich innenliegend zwischen den beiden Primärseiten und ist durch am Innenradius angebrachte Bogenfedern, die über die Primärscheiben hinausreichen, drehbar federnd gelagert. Der Abtrieb erfolgt über eine Verzahnungsgeometrie auf die Getriebewelle. Die NAK ist in jedem Betriebszustand vollständig mit Kühllöl gefüllt.

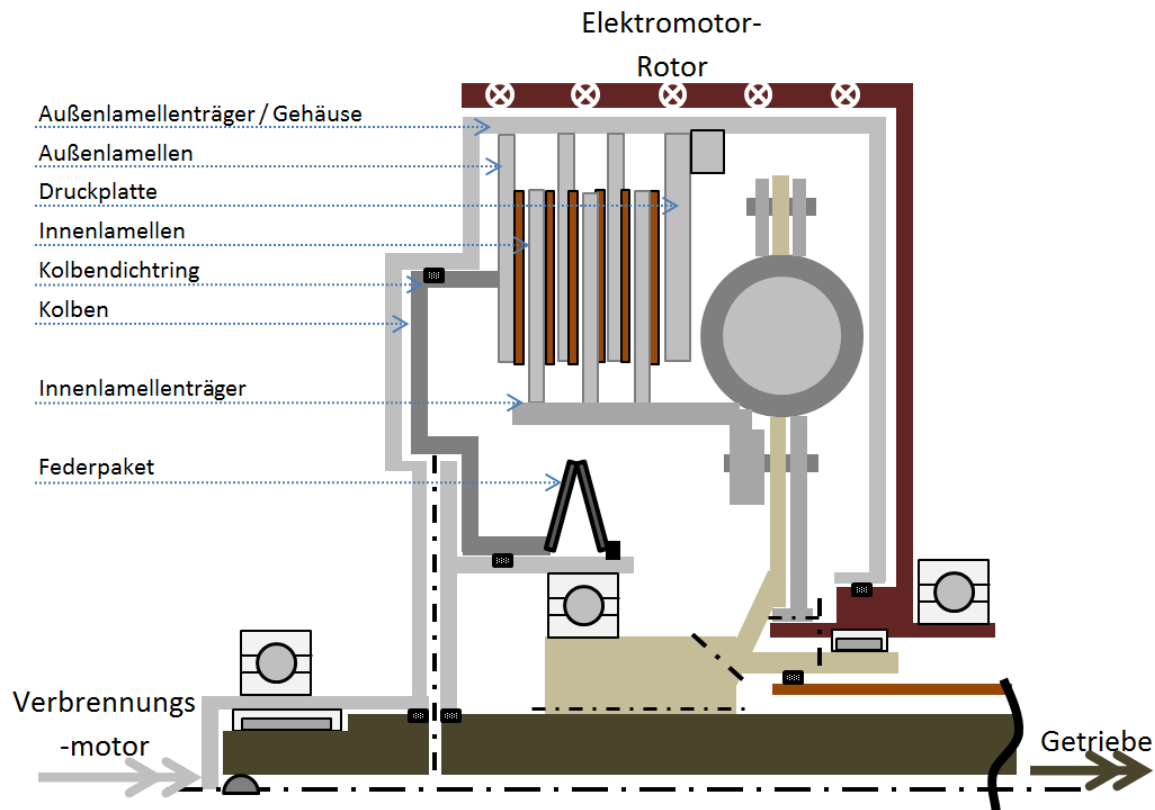


Abbildung 64: vereinfachtes, schematisches Kupplungsschema der in Abbildung 29 rechts dargestellten Kupplung

Der Druckzylinder der NAK wird mit Federn zurückgeschoben, sodass beim drucklosen Zustand des Kolbens die Lamellenkupplung mit einem Gesamtlüftspiel von

<sup>4</sup> „normally open“ bedeutet bei Kupplungssystemen, dass diese ohne Einwirken äußerer Kräfte geöffnet sind.

<sup>5</sup> „single sided“ Lamellen tragen auf einer Seite Reibbeläge, während die andere Seite als glatter Reibpartner (meist glatter Stahl) ausgeführt sind



0,6 mm geöffnet ist. Über den Außenlamellenträger wird das Drehmoment einer Verbrennungskraftmaschine eingeleitet, während über eine in Rot dargestellte Anschlussgeometrie der Elektromotor ebenfalls an die Primärseite des Torsions-schwingungsdämpfers angebracht ist.

### 7.1.1.2 theoretische Analyse des Schleppmoments

#### Wälzlager:

Der drehzahlabhängige Reibwert  $f_0^6$  ist bei vollständiger Füllung um Faktor 3,2 größer als bei empfohlener Füllhöhe (bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers). Für die Lagerreibung gilt nach [Sch08]:

$$M_{\text{Reib}} = M_{\text{Last}} + M_{\text{Drehzahl}}$$

$$M_{\text{Drehzahl}} = f_0 \cdot (\vartheta \cdot n)^{2/3} \cdot d_M \cdot 10^{-4} \text{ in Nmm; für } \vartheta \cdot n \geq 2000$$

Formel 36

$$M_{\text{Drehzahl}} = f_0 \cdot (160)^{2/3} \cdot d_M \cdot 10^{-4} \text{ in Nmm; für } \vartheta \cdot n < 2000$$

Formel 37

Der zugehörige Schleppmomentenverlauf für die in dem Kupplungssystem vorkommenden Lager ist in Abbildung 65 dargestellt. Dabei ist jeweils der Verlauf bei 40°C (grüne Linie) und 90° C (blaue Linie) sowie für die ideale Füllstandshöhe ( $h=0\text{mm}$ , gepunktete Linie) und für die totale Befüllung ( $h=d_M$ , glatte Linie) eingezeichnet.

Zu erkennen ist, dass selbst bei niedriger Kühlöltemperatur von 40°C und vollem Füllstand das Schleppmoment für das Rillenkugellager bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  nur 0,6 Nm und für das Nadellager nur knapp 0,15 Nm beträgt. Für steigende Temperaturen fällt das durch die Lager verursachte Schleppmoment in Abhängigkeit der Viskositätsänderung des Kühlöls weiter ab. Die errechneten Werte scheinen sehr klein, daher wird ein Vergleich zu Messungen an Wälzlagern von Koryiak [Kor07] gegeben. Das zum Vergleich herangezogene Nadellager NA 4908 hat einen größeren mittleren Durchmesser von 51,5 mm. Koryiak ermittelt für eine höhere Viskosität von  $50 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei einer Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  ein Schleppmoment von ca. 0,5 Nm. Diese Resultate erlauben den Rückschluss, dass das errechnete Schleppmoment in ähnlicher Größenordnung liegt und somit wenig Potenziale für die Senkung des Schleppmoments bei den Lagern zu heben sind.

---

<sup>6</sup>  $f_0$  gibt nach [Sch08] einen kombinierten Reibwert für das gesamte Lager und der damit auftretenden Reibungsmechanismen an

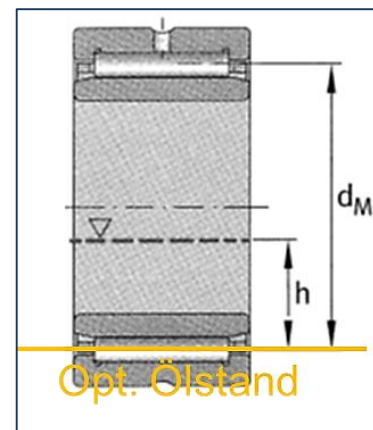
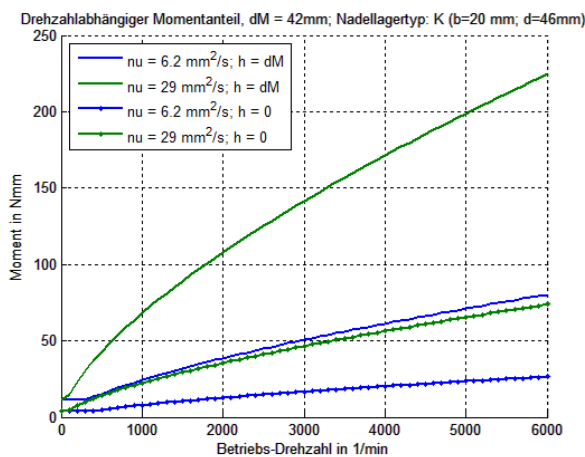
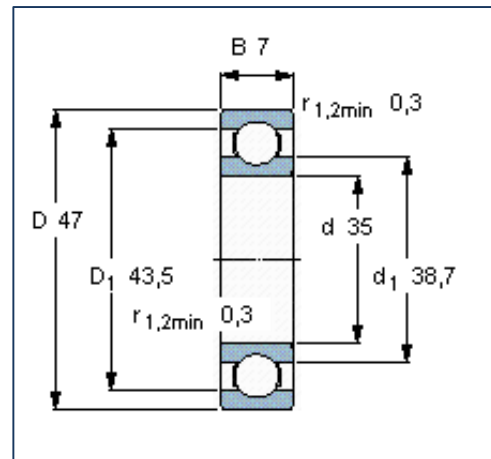
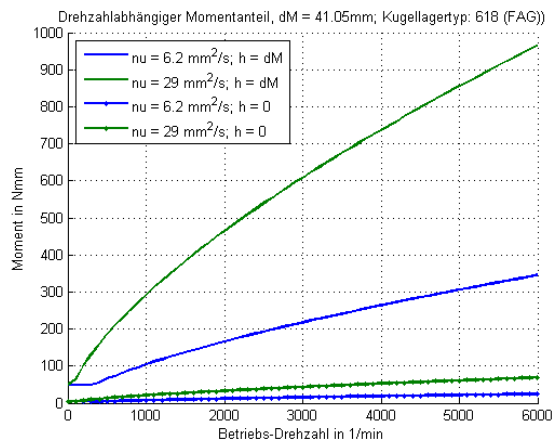


Abbildung 65: oben: Schleppmomentenverlauf für ein Rillenkugellager (rechts Darstellung nach [Sch08]); unten: Schleppmomentenverlauf für ein Nadellager (rechts: Darstellung nach [Sch08])

### innenliegender Torsionsschwingungsdämpfer:

Der Torsionsschwingungsdämpfer besitzt senkrecht zur Strömungsrichtung sowie in Strömungsrichtung keine glatte Oberfläche. Damit sorgt er für eine früh einsetzende, ungewollte turbulente Strömung, vgl. Abbildung 30 rechts sowie Abbildung 64. Bei der Umströmung der Feder wird ebenfalls ein komplexes Zusammenspiel der Widerstandsarten (siehe Kapitel 2.6.1) erwartet. Aufgrund der Größe der Geometrie wird davon ausgegangen, dass die Federn des Torsionsschwingungsdämpfers einen großen Anteil am gesamten Strömungswiderstand haben. Dieser ist aufgrund der komplexen Geometrie nicht im Vorhinein exakt über CFX-Simulationen zu ermitteln.

Lamellenpaket:

Nach dem im Stand der Forschung vorgestellten Untersuchungen bisheriger Lamellenkupplungen sind folgende Ursachen für die Schleppmomentenerzeugung zu nennen:

- Schleppmomente aufgrund der Scherspannungen der ölgefüllten Spalte (laminar & turbulent, vgl. Formel 23)
- Schleppmomente aufgrund der Pumpeffekte (spiralförmig umlaufende Strömung, vgl. Kapitel 2.5.3)
- Schleppmomente aufgrund der Mischreibung bei Lamellentaumeln

Diese Schleppmomente sind insbesondere beeinflussbar durch:

- Spaltweiten zwischen den Lamellen (vgl. Formel 23)
- Lamellendicke und Fertigungsgüte (Taumeln nach: [Kla91], [Fri91], [Oer98])

Alle genannten Komponenten am Schleppmoment können logischerweise durch die Eigenschaften des Öls selbst beeinflusst werden.

## 7.1.1.3 Experimentelle Analyse des Kupplungssystems

7.1.1.3.1. Prüfstandanforderungen

Zur Analyse der vorgestellten Schleppmoment-Einflüsse wird das Kupplungssystem auf einem Prüfstand vermessen. Die Anforderungen an den Prüfstand lassen sich aus dem späteren Anwendungsfall im Fahrzeug ableiten:

Eingangsgrößen	Beobachtungsgrößen
<ul style="list-style-type: none"> <li>• variable Ein- und Ausgangsdrehzahl</li> <li>• variabler Kühlölvolumenstrom</li> <li>• variable Eingangstemperatur des Volumenstroms</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Schleppmoment</li> <li>• Austrittstemperatur des Kühlöls</li> </ul>

Tabelle 10: geforderte Eingangs- und Beobachtungsgrößen für den Prüfaufbau

7.1.1.3.2. Umsetzung des Prüfstands

Die Antriebsleistung der realen Verbrennungskraftmaschine wird hier von einem Elektromotor bereitgestellt, dabei werden die verbrennungsmotorischen Anregungen nicht dargestellt. Vor der antriebsseitigen Balgkupplung ist eine hochauflösende Momentenmessnabe eingebaut, die dann über eine Balgkupplung die NAK mit einer Drehzahl beaufschlagt; siehe Abbildung 66.

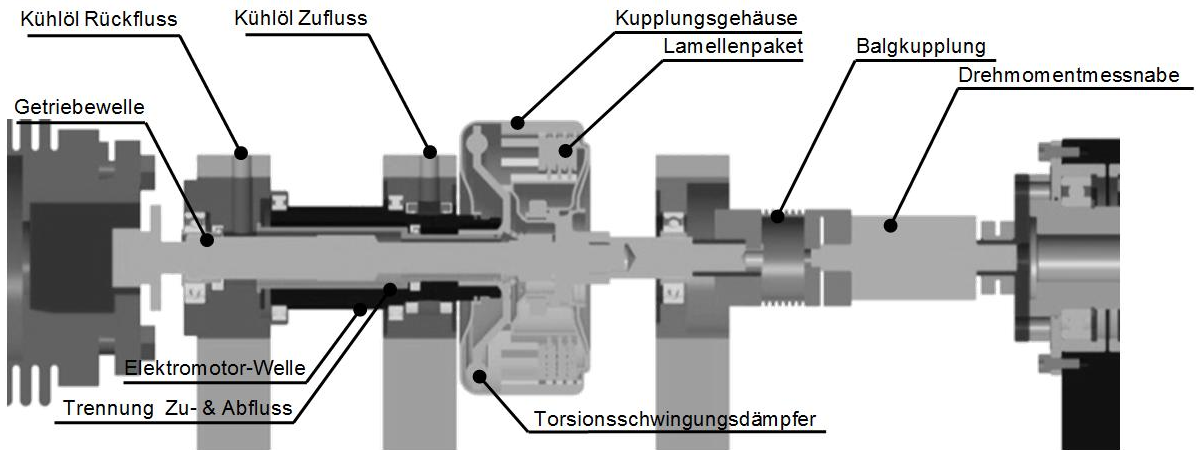


Abbildung 66: CAD-Darstellung im Schnitt des gewählten Prüfaufbaus, ohne Betätigungsdrucköl-Zuführung

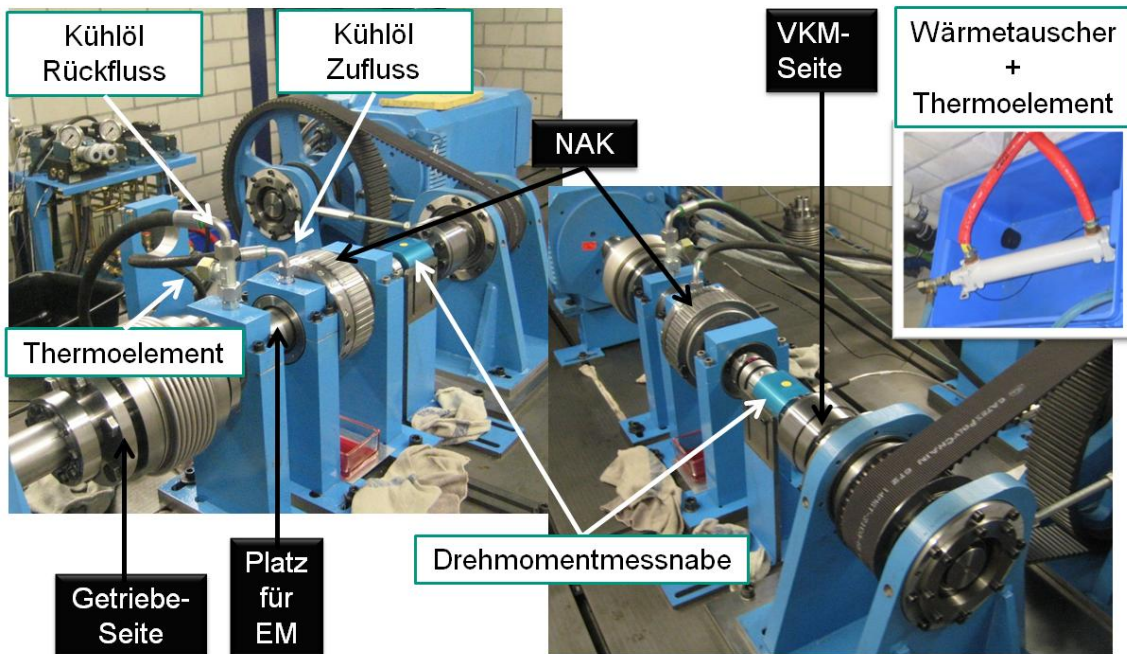


Abbildung 67: Foto des Prüfaufbaus I mit der einseitigen Messnabe, ohne Betätigungsdrucköl-Zuführung

Abtriebsseitig befindet sich eine von zwei Anschlussgeometrien, die als Hohlwelle ausgestaltet ist und zukünftig ein Riemenrad zur Leistungsübertragung eines Elektromotors übernehmen kann. Gelagert ist diese über zwei Lagerböcke, die die Kühllölzufuhr und -abfuhr ermöglichen. In ihr ist die hohle „Statorwelle“ eingebracht, die bei diesem Aufbau nur die Kühllölströmungen voneinander trennt. Zuletzt befindet sich innerhalb dieser Statorwelle die originale Getriebeeingangswelle, welche über eine Balgkupplung und einer weiteren Drehmomentmessnabe auf einen Abtriebsmotor geht. Dieser Aufbau gilt für die Sensitivitätsanalyse und die ersten Messungen der experimentellen Validierung. Optional kann ein weiterer Aufbau mit beidseitigen Messnaben und einer Betätigungsdrucköl-Zuführung folgen, die zur redundanten

Messung dient, um eventuelle Prüfstandsabweichungen auszuschließen. Abbildung 66 und Abbildung 67 zeigen den Prüfaufbau, mit dem die Messungen durchgeführt werden als CAD-Darstellung und Fotografie.

#### 7.1.1.3.3. Sensitivitätsanalyse

Die allgemeine Fragestellung der Sensitivitätsanalyse ist durch die unbekannte Größenordnung des Schleppmoments bei variierenden Betriebsparametern, wie Kühlölstrom, Kühlöltemperatur und der Differenzdrehzahl gegeben. Darüber hinaus ergeben sich durch den speziellen Aufbau mit dem innenliegenden Torsionsschwingungsdämpfer und der unüblichen Forderung des immer mit Öl gefüllten Zustandes Fragen nach der Vergleichbarkeit mit den Standard-Lamellenkupplungen, wie beispielsweise der Einfluss des Ölvolumenstromes und des qualitativen Schleppmomentenverlaufes über der Relativedrehzahl. Des Weiteren soll im Gesamtsystem NAK der Anteil des durch den Torsionsschwingungsdämpfer erzeugten Schleppmomentes bestimmt werden.

Das Prüfprogramm wird drehzahlgeführt gefahren. Dazu wird die jeweilige Drehzahl angefahren und für Messungen konstant gehalten. Transiente Übergänge werden nicht vermessen; d. h. keine Schleppmomente durch Massenträgheitsmomente von Kupplungskomponenten oder des Kühlöls. Die Drehzahlen werden von 0 bis 1000 min<sup>-1</sup> in hunderter Schritten variiert, während ab einer Drehzahl von über 1000 min<sup>-1</sup> in fünfhunderter Schritten variiert wird. Zwischen den einzelnen Messpunkten wird die Kupplung immer mit einem Kühlölvolumenstrom von 2 l/min geflutet und während der Messung wird dieser in Einser Schritten von 0 bis 10 l/min gesteigert. Die Temperatur lässt sich prüfbedingt nicht exakt einregeln. Daher wird grob in die drei Temperaturbereiche 20-40°C, 40-60°C, 60-80°C unterschieden, um die Temperatur später durch Interpolation anzugleichen. Diese Interpolation berücksichtigt die nicht lineare Änderung der Ölviskosität bei Temperaturänderungen, wie Formel 44 zeigt.

Gegen eventuelle Warmlaufeffekte des Prüfstandes wurde der Prüfstand vor jeder neuen Messung warm gefahren und die Leerreibung vor und nach den Messungen gemessen. Dadurch wird sichergestellt, dass sich die Lagerreibung der in der Messkette befindlichen Lager nicht signifikant ändert.

#### 7.1.1.3.4. Auswertung der Sensitivitätsanalyse

Um mit einem Kennfeld arbeiten zu können, wird die Regressionsanalyse angewandt, um zu jedem Betriebspunkt einen korrespondierenden Wert zu erhalten. Dabei ist zu beachten, dass keine exakte Modellvorstellung zu der NAK existiert und in einer ersten

Untersuchung die exakte mathematische Beschreibung über Formeln nicht möglich ist.

Daher werden folgende Annahmen getroffen: Im gemessenen Bereich existieren keine Unstetigkeiten. Jedoch ist bei einer Drehzahländerung von Null bis zum ersten Messpunkt bei Hundert Umdrehungen eine Unstetigkeit im gemessenen Momentenverlauf anzunehmen. Die Abhängigkeiten können näherungsweise mit Polynomen abgebildet werden. Abhängigkeiten der Wechselwirkungen untereinander sind linear miteinander verknüpft. Die Messergebnisse sind biasfrei und normalverteilt. Als Schätzer wird die Methode kleinster Fehlerquadrate (Least Squares) gewählt und auf Polynome im n-dimensionalen Raum erweitert[Bre09]. Für fehlerfreie Beobachtungen gilt:

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1^0 & x_1^1 & \dots & x_1^N \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_M^0 & x_M^1 & \dots & x_M^N \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ \vdots \\ a_N \end{pmatrix}$$

Formel 38

Die Matrix mit den Messpunkten  $x$  heißt Designmatrix  $H$ . Damit lässt sich die Formel 38 formulieren zu:

$$\hat{y} = H\hat{a}$$

Formel 39

Wird ein Fehler  $e$  berücksichtigt, erhält man folgende Formel 40:

$$\hat{y} + \varepsilon = H\hat{a}$$

Formel 40

Wird diese Gleichung nach dem Fehlerquadrat aufgelöst und für ihre Extremstellen abgeleitet, erhält man:

$$\left. \frac{\delta \varepsilon^T \varepsilon(a)}{\delta a} \right|_{a=a_{opt}} = y^T H + y^T H - 2a^T H^T H \equiv 0$$

Formel 41

Danach wird nach dem Parametervektor  $a$  aufgelöst:

$$a_{opt} = (H^T H)^{-1} H^T y$$

Formel 42

Um einzelnen Messausreißern nachzukommen, wird dann der iterated weighted Least Squares Ansatz (M-Estimator) implementiert; die Lösung des Parametervektors  $\mathbf{a}$  ist dann gegeben durch:

$$\mathbf{a}_{opt} = (\mathbf{H}^T \mathbf{W} \mathbf{H})^{-1} \mathbf{H}^T \mathbf{W} \mathbf{y}$$

Formel 43

$\mathbf{W}$  ist dabei die Diagonalmatrix mit Gewichten  $w(e_i)$  auf der Hauptdiagonalen. Durch die Wahl einer Einflussfunktion und einem Startgewicht ( $w(e_i) = 1$  für alle Residuen) werden während der Iteration die Gewichte automatisch bestimmt. Als Einflussfunktion wurde die Cauchy-Funktion gewählt. Der konkrete Ansatz ist mehrdimensional, polynomial und lautet:

$$\begin{aligned} y = & a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_1^2 + a_3 \cdot x_1^3 + \\ & a_4 \cdot x_2 + a_5 \cdot x_2^2 + \\ & a_6 \cdot x_3 + a_7 \cdot x_3^2 + a_8 \cdot x_3^3 + \\ & a_9 \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{10} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_2 \cdot x_3 \end{aligned}$$

Formel 44

wobei  $y$  die gemessenen Schleppmomente,  $x_1$  die Drehzahlen ( $\text{min}^{-1}$ ),  $x_2$  die Temperaturen ( $^{\circ}\text{C}$ ) und  $x_3$  die Ölvolumenströme ( $\text{l}/\text{min}$ ) beinhaltet. Damit können die Drehzahlabhängigkeiten und die Ölvolumenströme mit je einem Polynom 3. Grades, die Temperaturen mit einem Polynom 2. Grades sowie die Wechselwirkungen untereinander als Linearkombination mathematisch abgebildet werden.

Durch die Linearkombination der verschiedenen Eingangsgrößen können zur Schätzung alle Messpunkte genutzt werden, was dem iterated weighted least squares die Ausreisser-Erkennung erleichtert. Für einen Volumenstrom von beispielsweise 3 Litern pro Minute ergibt sich die in Abbildung 68 gezeigte Interpolationsebene (die Messpunkte, die unterhalb der Ebene liegen, sind durch diese verdeckt):

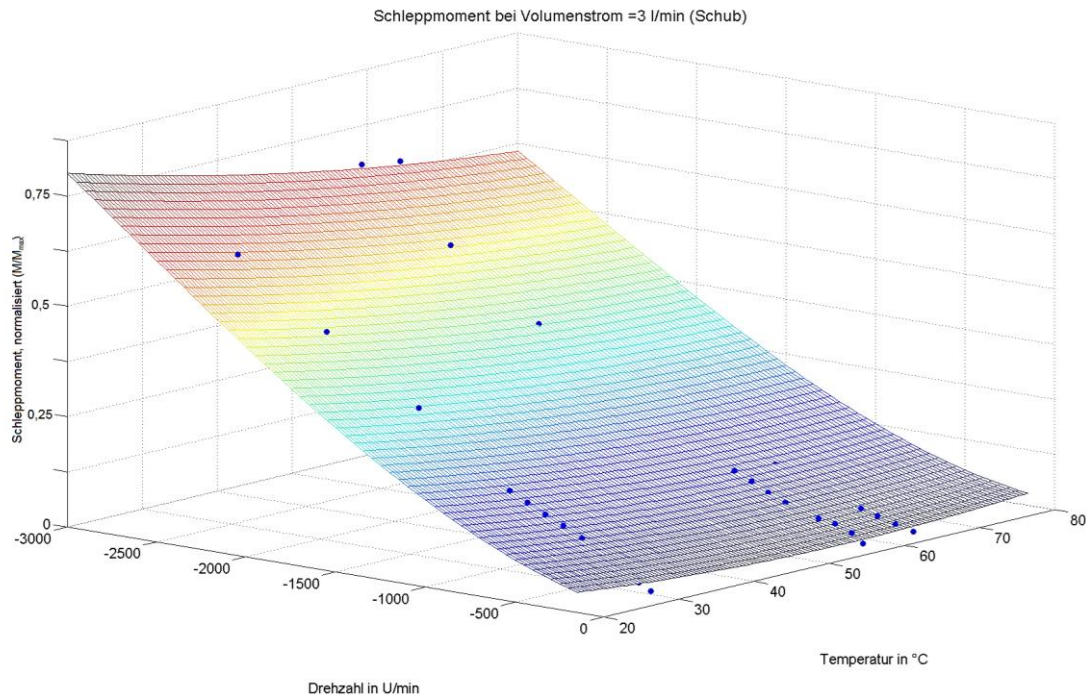


Abbildung 68: Auszug der Interpolation für einen Volumenstrom von 3 l/min. Abtriebsseite dreht, Antriebsseite steht

#### 7.1.1.3.5. Interpretation der Sensitivitätsanalyse

Zu erkennen ist, dass das Schleppmoment mit der Drehzahl zunimmt, ohne dass signifikante Unstetigkeiten oder Vorzeichenwechsel in der Steigung stattfinden. Eine Zunahme der Kühllöltemperatur kommt einer Senkung des Schleppmomentes im gemessenen Bereich gleich. Tendenziell steigt das Schleppmoment mit steigendem Kühllölvolumenstrom, wenngleich sich einzelne Messungen dem Zusammenhang entziehen. Dies ist jedoch mit der nicht immer exakt gleichen Kühllöltemperatur zu begründen.

Damit lassen sich folgende Fragestellungen klären:

- 1.) Vergleichbarkeit mit einer „normalen“ Lamellenkupplung:
  - a. steigender Volumenstrom bedeutet höheres Schleppmoment und ist somit vergleichbar; hier sind jedoch zwei Hypothesen zur Erklärung des Effekts zu nennen:
    - i. der aufgeprägte Kühllöstrom stört die inneren Strömungsverhältnisse und erzeugt dadurch erhöhte Reibung im Fluid
    - ii. die Kupplung wird durch die angebrachte End-Druckplatte (mittiger, dicker Balken in der Abbildung 69) und dem von dieser Seite kommenden Volumenstrom zgedrückt; da diese Platte axiales Spiel in Richtung der Lamellen hat.



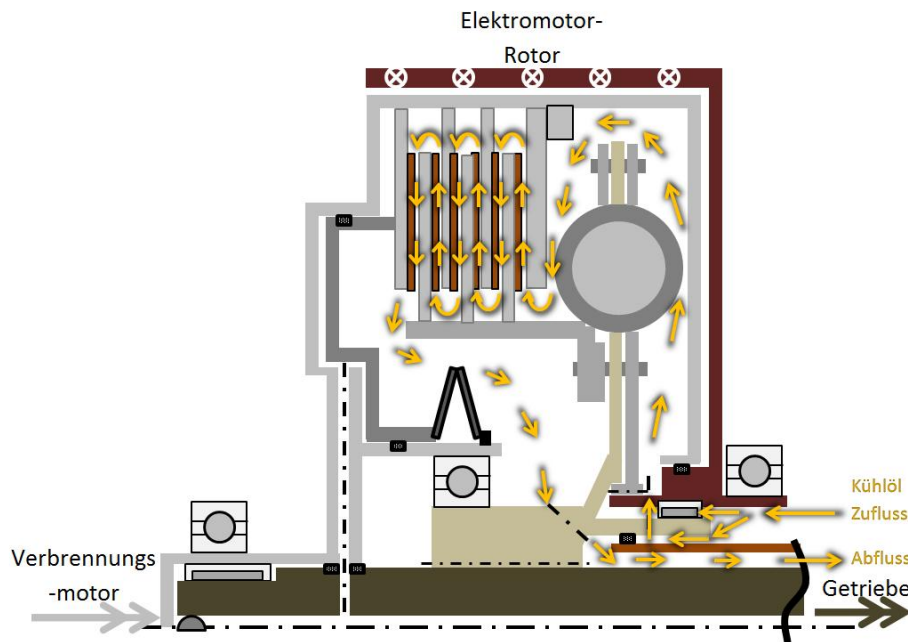


Abbildung 69: schematische 2D Darstellung des Kühlölstroms (Flussrichtung in Umfangsrichtung nicht dargestellt)

- b. Die Temperatureinflüsse machen sich über die Viskosität und damit den Scherkräften gleichermaßen bemerkbar
  - c. Es gibt kein sinkendes Schleppmoment mit steigender Drehzahl; die im Stand der Technik vorgestellten drei Phasen (vgl. Kapitel 2.5.2) gelten bei dieser Lamellenkupplung nicht, was mit dem nicht Einziehen von Luft begründet werden kann. Wegen fehlender signifikanter Anstiege kann heftiges Lamellentaumeln als Schleppmomentursache im höheren Drehzahlbereich ausgeschlossen werden. Dies kann mit den vergleichsweise dicken Lamellen (gegenüber „normalen“ Lamellen“) und dem zugehörigen Bahndrehimpuls erklärt werden.
- 2.) Größenordnungen des Schleppmoments von Torsionsschwingungsdämpfer und Lamellen:

Hier muss zwischen antriebs- und abtriebsseitiger Betrachtung unterschieden werden. Deutlich zu erkennen ist die kleiner werdende Differenz des Schleppmomentes mit und ohne Lamellen im Zug. Dieses Ergebnis ist für beide Seiten zu erwarten, da sich das Öl über die 90°C während hoher Drehzahlen heraus erwärmt. Jedoch ist der Anstieg der Messung im Schubbetrieb ohne Lamellen flacher, da die Messnabe antriebsseitig angebracht war. Daraus ersichtlich wird, dass die durch den Torsionsschwingungsdämpfer verursachte turbulente Strömung sich nicht nur auf Komponenten der Gegenseite abstützt sondern auch durch innere Reibung Energie dissipiert, was sich in dem

wesentlich niedriger gemessenen Drehmoment im Schubbetrieb äußert. Beim Einsatz mit Lamellen tritt dieser Effekt nicht deutlich hervor. Hier sind die geometrischen Abstände der relativ bewegten Komponenten in der Kupplung auch wesentlich kleiner.

Mit diesen Erkenntnissen ist die Kupplung als System nun gut bekannt. Ziel muss es nun sein, das bei elektrischem Fahren entstehende Schleppmoment mit dem P2-Hybrid zu senken bzw. zu vermeiden.

### 7.1.2 Alternative Lösungssuche für das Kupplungssystem im Hybrid

Als alternative Lösungen bieten sich aus verschiedenen Bereichen viele an, wie beispielsweise:

- Topologieänderung (z. B.: zweite Kupplung)
- Komponentenänderung (anderes Kupplungssystem: trockenlaufend)
- Betriebsstrategieänderung (nur kleine Differenzdrehzahlen, also elektrisches Fahren mit geringer Drehzahl des E-Motors, oder Verbrennungsmotor ist weiterhin unbelastet in Betrieb)
- Optimierung des Kupplungssystems selbst
- weitere ...

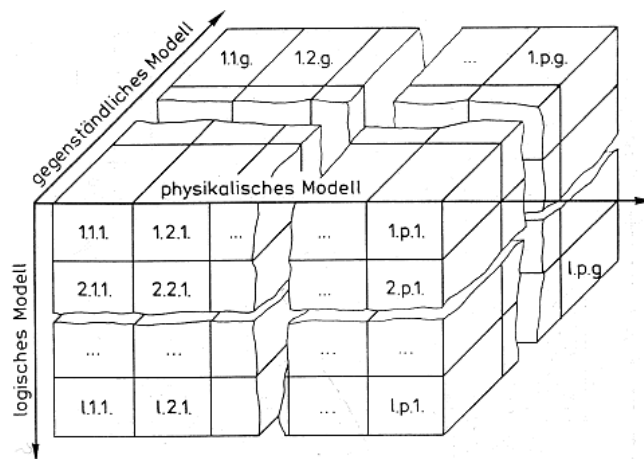


Abbildung 70: Lösungsraum eines Konstruktionsproblems nach Dümeland [Düm84]

Um die Lösungen zu schematisieren, bietet sich eine Klassifikation der Möglichkeiten an. Dümeland [Düm84] hat für Konstruktionsprobleme die folgenden Begriffe eingeführt:

- „gegenständliches Modell“: gestalterische Anpassung: In dem Eingeführten C&C<sup>2</sup>-A bedeutet dies die Änderungen der Anordnung von Wirkflächenpaaren (1-dimensionaler Lösungsraum)

- „physikalisches Modell“: Neben der Änderung der Wirkflächenpaare dürfen hier auch die Wirkprinzipien geändert werden. Es gibt folglich alternative Prinzipvarianten zur Funktionserfüllung (2-dimensionaler Lösungsraum)
- „logisches Modell“: Hier werden die Anordnung der Wirkflächenpaare, die Wirkprinzipien und die gesamte Funktionsstruktur verändert. Dies kann ein kompletter Austausch der betrachteten Komponente oder aber auch des sie umgebenden Systems bedeuten. Damit ist der Lösungsraum 3-dimensional, wie Abbildung 70 bildlich zeigt.

Unter diesem gezeigten Lösungsraum lassen sich die zuvor benannten Lösungsansätze einsortieren und jede Menge weitere Lösungen herausarbeiten. In dieser Arbeit werden Lösungen aus allen drei Ansätzen erarbeitet. Dabei werden zunächst das Kupplungssystem und die Triebstrangtopologie beibehalten, siehe dazu Abbildung 71, linker Ast. Dabei ergeben sich Lösungen, bei denen zwar nur das gegenständliche Modell, hier leistungsfähigere Lamellen, in der Kupplungskomponente geändert werden muss, jedoch für die Peripheriesysteme, hier die Kühlölversorgung, erheblich geändert werden müsste.

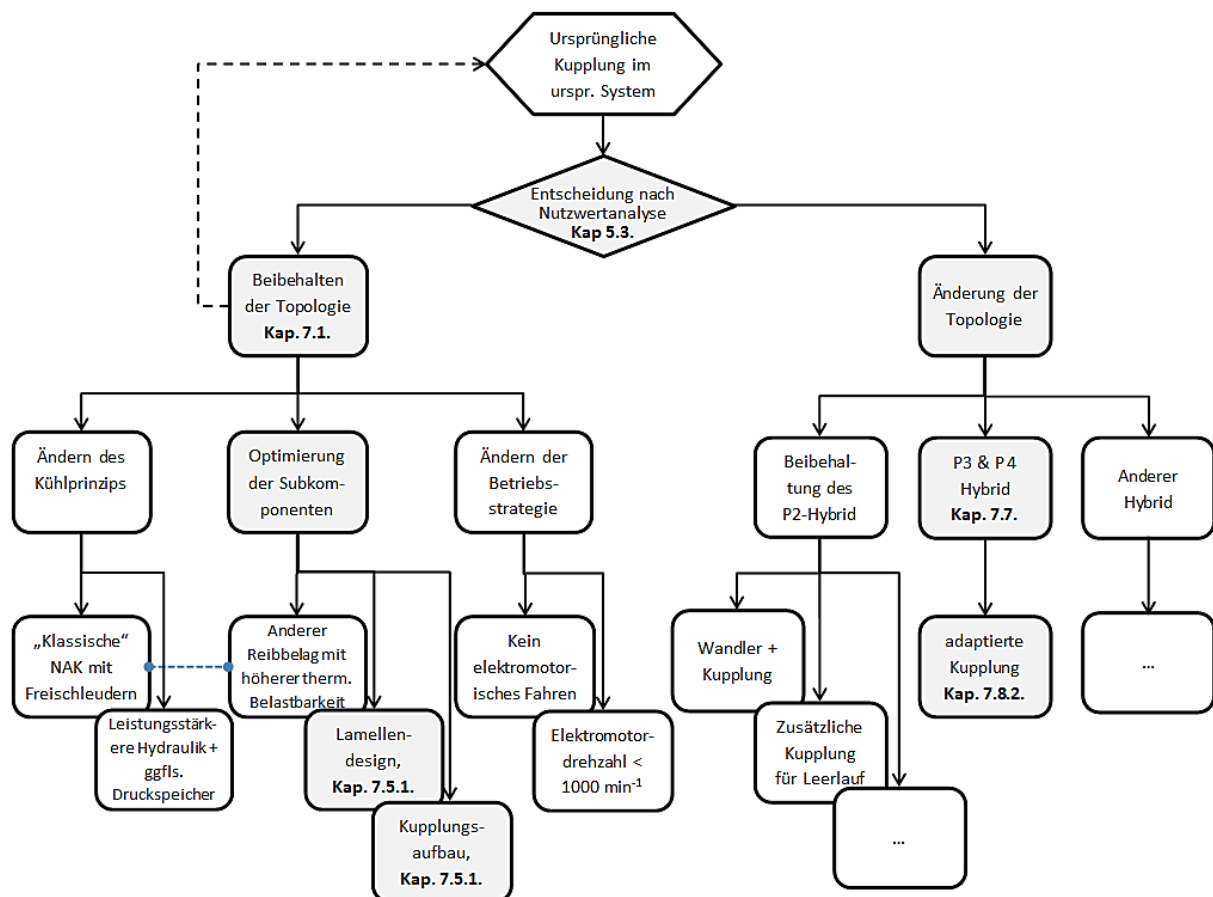


Abbildung 71: Mögliche Lösungsräume für das Beispielsystem Kupplung im Hybridfahrzeug

Änderungen im Lamellendesign sind Änderungen in den Wirkflächenpaaren und somit eine Lösung im gegenständlichen Modell. (linker Ast, Mitte). Zu diesem 1-

dimensionalen Lösungsraum gehören auch die Änderungen in der Betriebsstrategie, die aber aus Leistungsdichte- und Effizienz­sicht des Gesamtsystems hier nicht zum Einsatz kommen. Im logischen Modell ergeben sich Lösungsansätze durch die Änderung der Topologie (Abbildung 71, rechter Ast). Es kann beispielsweise der P2-Hybrid als Topologie beibehalten werden, aber durch eine weitere Kupplung ergänzt oder gar durch die Änderung in die Nutzung eines Wandlers und einer Kupplung der ursprünglich Zustand hergestellt werden. Darüber hinaus sind Lösungen durch die Änderung der Hybridtopologie (In dieser Arbeit: P3- und P4 Hybrid) möglich.

### 7.1.3 Lösungsauswahl für das Kupplungssystem im Hybrid

Berücksichtigt man die Rahmenbedingung wie nahe Serienreife (festgelegter Bauraum, Leistungsfähigkeit, Triebstrangdynamik, Betriebsmodi,...), möglichst geringe Teilezahl, so ist in diesem Szenario als schnellst möglich umsetzbare Lösung die Optimierung des Kupplungssystems selbst.

Die daraus abgeleitete Entwicklungsaufgabe ist die Weiterentwicklung dieses Kupplungssystems unter Beibehaltung der vorgestellten Rahmenbedingung und Einsatzmöglichkeiten. D. h. das logische und das physikalische Modell bleiben dasselbe, jedoch darf das gegenständliche Modell geändert werden, um das Schleppmoment im elektrischen Fahrbetrieb signifikant zu senken. Dabei sollen aber die Eigenschaften beim verbrennungsmotorischen Anfahren bzw. dem Zuschalten in Hinblick auf Komfort und Leistungsfähigkeit und Lebensdauer beibehalten werden.

Aus dem Stand der Forschung und Technik sind in einem Brainstorming die in Tabelle 11 aufgeführten Maßnahmen mit ersten gedanklichen Analysen zu ihrer Tragweite zusammengefasst. Zusätzlich sind weitere Ideen zur Vermeidung möglicher negativen Tragweiten bereits angegeben.

Maßnahme	positive Tragweite	negative Tragweite	Idee zur Kompensation der negativen Tragweite	Bewertung / Aufwand
genutete Scheiben stehen still, bzw. laufen den glatten nach → also double-sided Lamellen	Senkung nicht erforderlicher turbulenter Strömungsanteile je Betriebszustand	eingeschränkte Betriebszustände; HCC stark beeinträchtigt	Anordnung, Kühlölvolumenstrom	möglich / hoch
Torsionschwingungsdämpfer in eigenem Gehäuse	Turbulenzen verringern	Bauraum, Gewicht	geeignete Auswahl	möglich / gering
einzelne Lüftspiele der Lamellen durch "elastische Distanzringe" einstellen	gleichmäßige Verteilung der Lamellen → Scherkräfte sinken;	a) Zusätzliche Schließkräfte; b) hoher Fertigungs- & Montageaufwand	a) Zylinderdruck anpassen, bzw. Federpaket zum offen halten ersetzen; b) -	nicht möglich / hoch

Die Oberflächen des genuteten Lamellenträgers bedecken	Senkung nicht erforderlicher turbulenter Strömungsanteile	Querströmung für HCC verhindert	Durchgangsbohrungen auf der Lamelle	möglich / gering
Lüftspiel vergrößern	Erhöhung Spaltweite	Bauraum	Anpassung der Konstruktion	möglich / gering
Lamellen Wellungen (Sinuslamellen)	gleichmäßige Verteilung Spalte	nur positiv bei geringe / – hohen Diff.Drehzahlen	Übersetzung / Anordnung?	bed. möglich / hoch
niedriger Differenzdrehzahlbereich, Gleichlauf	rel. Geschw. Senkung	eingeschr. Betriebszustände	Übersetzung?	bed. möglich / hoch
Verhältnis Differenzdrehzahl $n_{innen} \ll n_{außen}$	rel. Geschw. Senkung	eingeschr. Betriebszustände	Übersetzung/Anordnung?	bed. möglich / hoch
mittlerer Reibradius senken	rel. Geschw. Senkung	übertragbares Moment	Normalkräfte, Reibpartner	n. m. / hoch
minimaler Kühlölstrom (exakt auf Reibleistung)	Ölreibung: Senkung (max. Schleppmomente)	Falschauslegung führt zu überhöhten Wärmeeinträgen	zusätzliche Sensorik, Rechenmodelle?	möglich / mittel
niedrige Viskosität	Ölreibung: Senkung	übertragbares Moment, wg. Abreißen der Ölströmung	Normalkräfte, Reibpartner	möglich / niedrig
geringstmögliche Lamellen-Bestückung	Lüftspiel: Vergrößerung, weniger Reibflächen	übertragbares Moment	Normalkräfte, Reibpartner (Material)	bed. möglich / niedrig
großer Anteil Nutflächen	durchschnittliche Spaltweite groß	kleine Wärme-eintragsflächen	Erhöhung Kühlölstrom	bed. möglich / hoch
Lamellenprofil mit runden Kanten	Turbulenzen verringern	niedrigerer HCC-Effekt, Aufschwimmen der Reibpartner bei Synchronisationswunsch	höherer Kühlölvolumenstrom, höhere Normalkräfte	möglich, mittel
dickere/schwerere Lamellen	Biegungsamplitude reduzieren, Taumeln durch höheren Bahndrehimpuls kleiner	größere Massenträgheit	-	möglich / mittel

Tabelle 11: Zusammenfassung der Ideen zur Optimierung der Strömungsverhältnisse in der Kupplung und ihre möglichen Tragweiten

## **8 Phänomenbasierte Entwicklung einer neuen Validierungsumgebung**

Für die weitere Analysen-, Entwicklungs-, und Validierungsaktivitäten wird eine Prüfumgebung erforderlich, die in der Lage ist, Simulationsmodelle experimentell validieren zu können. Nach dem Stand der Forschung sind freibewegliche Lamellen in Ölströmungen mit Belagsgeometrien hochkomplexe Systeme, die bislang nicht valide in Modellen beschrieben werden können. Die verschiedenen Ansätze wurden in 2.6.5 und 2.6.6 vorgestellt. Eine experimentelle Prüfumgebung bietet zum einen die Möglichkeit, die bisherigen Simulationsansätze validieren zu können und weiterhin durch das Schaffen neuer Erkenntnisse gleichzeitig auch als eine Entwicklungsumgebung eingesetzt werden zu können. Sie ist für die weitere Produktentwicklung von neuartigen Kupplungssystemen als wichtiges Ressourcensystem notwendig, vgl. Kapitel 7.3 der Übersicht über den entwickelten PEP sowie Kapitel 7.4.4 der Untersuchung bisherigen Lamellendesigns und weiter in Kapitel 7.6 zur Validierung neuer Designs.

### **8.1 Zielsetzungen der Entwicklungs- und Validierungsumgebung**

Um die Untersuchungen gering komplex aber dennoch Aussagekräftig zu halten, wird ein Einzellamellenprüfstand entwickelt. Die einzelne Lamelle im Spalt ist durch die weggelassene Wechselwirkung zu den anderen Lamellen besser und eindeutiger zu analysieren. Dabei soll primär untersucht werden, wie sich eine einzelne Lamelle, die axial frei beweglich ist, im Spalt bewegt oder taumelt und welche Schleppmomente sie dabei erzeugt. Des Weiteren soll ermittelt werden können, wie sich das Lüftspiel auf das Schleppmoment der einzelnen Lamelle auswirkt. Neben den äußeren Größen, wie Drehmoment, Temperatur, Lamellenabstand soll gleichzeitig dazu die Strömung beobachtbar sein, um sie mit CFX-Simulationen vergleichen zu können.

Ziel dabei ist, zu überprüfen, ob unter den angenommenen Rahmenbedingungen der Simulation das gleiche Strömungsverhalten im Einzellamellenprüfstand auftritt. Wird die Entwicklungs- und Validierungsumgebung machbar und einsatzfähig, sollen die Einflussparameter auf den HCC-Effekt untersucht werden können.

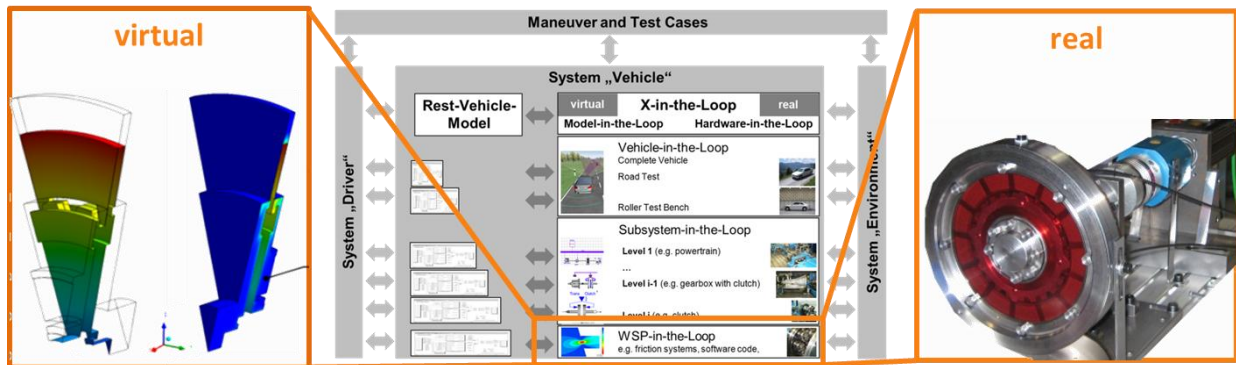


Abbildung 72: Darstellung der WSP-in-the-loop Ebene im XiL-Framework, der die neue Prüfumgebung zugeordnet ist

Dieser wurde im Stand der Technik bisher mit dem Lichtschnittverfahren untersucht. Der neue Einzellamellenprüfstand erweitert dabei das am IPEK entwickelte XiL-Framework um eine wichtige Prüfumgebung auf der WSP-in-the-loop Ebene, siehe Abbildung 72.

## 8.2 Entwicklung und Konstruktion des Einzellamellenprüfstands

Mit den genannten Zielen lässt sich das Zielsystem wie folgt beschreiben:

<i><b>Einstellbare Parameter</b></i>	<i><b>Beobachtete Variablen</b></i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Betriebspunkte                             <ul style="list-style-type: none"> <li>o Antriebs- &amp; Abtriebsgeschwindigkeit</li> <li>o Betriebstemperatur</li> </ul> </li> <li>- Ölzufluss</li> <li>- axial bewegliche oder fixierte Lamelle</li> <li>- Einstellbares Lüftspiel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schlepptomoment</li> <li>- Öltemperatur</li> <li>- axiale Position der Lamelle</li> <li>- Lamellentaumeln</li> <li>- Ölströmung (Vektorfeld)</li> </ul>

Tabelle 12: Anforderungen an den Einzellamellenprüfstand

Daraus leiten sich verschiedene konstruktive & messtechnische Umsetzungen ab:

Die Antriebswelle ist über eine Balgkupplung mit dem Abtrieb eines Elektromotors verbunden, siehe Foto in Abbildung 73 sowie die Mittelschnittdarstellung in Abbildung 74. Dieser simuliert das Moment des Verbrennungsmotors (CE) im realen Kupplungssystem. Das daran angeschlossene antreibbare Gehäuse mit einem relativ dazu drehbaren Innenlamellenträger. Das Gehäuse muss dabei im  $\mu\text{m}$ -Bereich verstellbar sein, um das Lüftspiel genau einzustellen. Dabei wurde auf ein Teil aus dem in dieser Arbeit ebenfalls entwickelten Patentantrag P823184/DE/1 „Kupplung“ zurückgegriffen, der in Kapitel 7.5.1 vorgestellt wird. Hier wurde das Aussenfeingewinde verwendet, um im Submillimeterbereich das Lüftspiel sowie der

Abstand vor und hinter der Lamelle einstellen zu können. Dabei entspricht bei einer Gewindesteigung von 0,2 die axiale Verschiebung bei einer ganzen Umdrehung 0,2 mm. Wird das Gehäuse um 5° verdreht, entspricht dies einem Vorschub um:

$$0,2/360^\circ \times 5^\circ = 0,00278 \text{ mm}$$

Formel 45

Dies ist genau genug, um bei einem Gesamtlüftspiel in der Größenordnung von 0,1 mm Variationen darstellen zu können. Damit sind die Herstellbarkeit & Funktionsfähigkeit des Gewindes im Hinblick auf seinen spielarmen Einsatz und die dabei erhaltene Drehbarkeit zur Montage nachgewiesen.

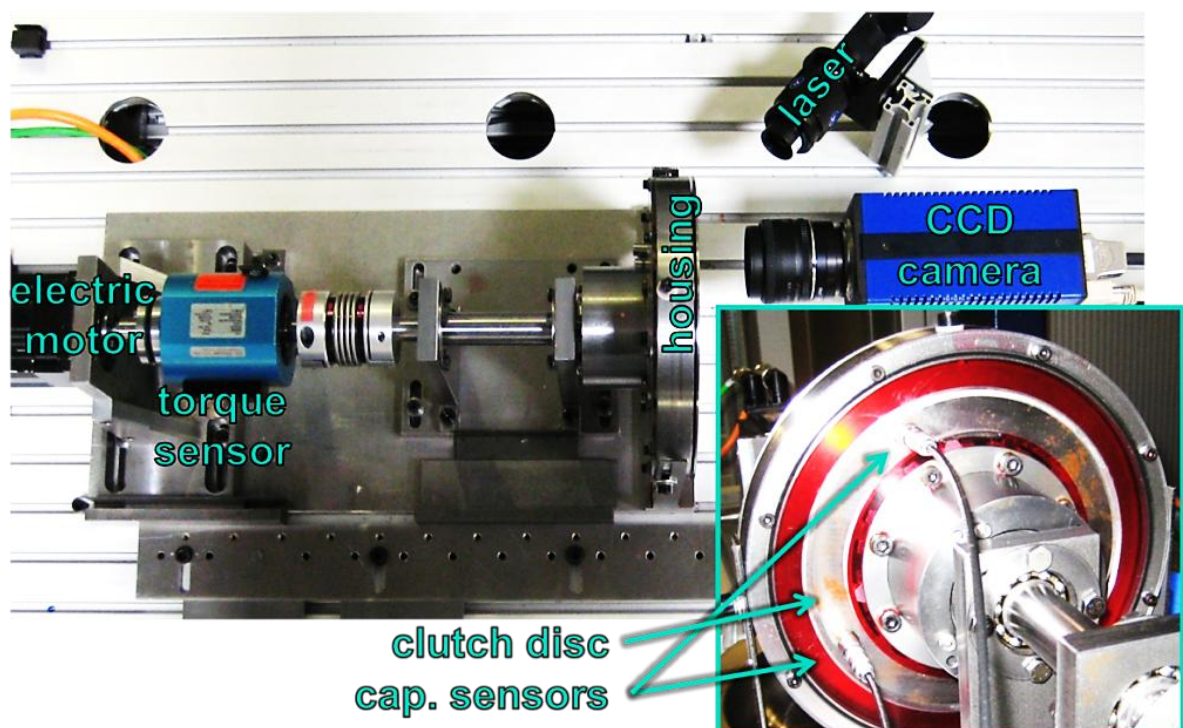


Abbildung 73: Foto des Prüfaufbaus ohne angeschlossenen sekundären Antrieb [Alb12a]

Die Temperatur wird an der Oberseite durch die Ölzufuhrbohrung gemessen. Eine optische Zugänglichkeit ist durch zunächst Plexiglas gegeben.

Im weiteren Verlauf wurde dieses durch Quarzglas ersetzt, siehe Kapitel 7.4.4.1. In das Glas eingelassen befinden sich 2 im rechten Winkel auf demselben Radius kapazitive Sensoren. Durch diese Anordnung lässt sich nicht nur der Abstand, sondern auch evtl. auftretendes Lamellentaumeln bestimmen. Durch beidseitiges Verdrehen der Feingewinde lässt sich das Gehäuse relativ zum Lamellenträger verschieben. Wird nur ein Teil verdreht, so ändert sich einseitig das Lüftspiel.

Die dabei verwendete Messtechnik ist im Kapitel 2.7 vorgestellt worden. Dennoch muss die Messmittelfähigkeit der kapazitiven Distanzsensoren in diesem neuen



Umfeld untersucht werden. Schließlich befindet sich Öl im Spalt zwischen dem Sensor und der zu beobachtenden Lamelle. Öl stellt ein Dielektrikum dar und verändert dadurch die gemessene Spannung.

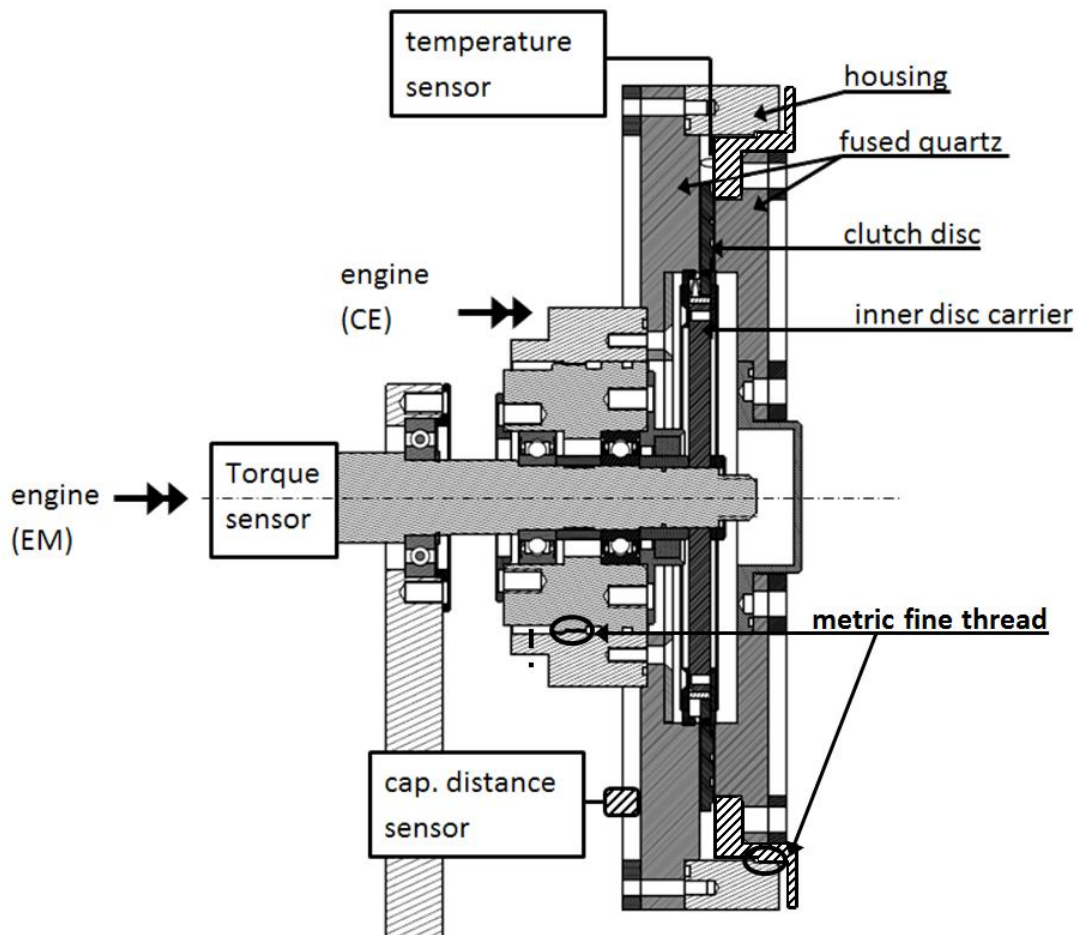


Abbildung 74: Schnittdarstellung des Prüfkopfs am Einzellamellenprüfstand [Alb12a]

Der Distanzsensord ist über ein kapazitives Prinzip realisiert. (micro epsilon, CS1: Die Auflösung kann bis zu 0,75 nm betragen in Abhängigkeit des Controllers und des Mediums). Der Distanzsensord wird an die Messapparatur angeschlossen und mit dem Wegmessgerät verbunden. Dieses wird wiederum, wie auf Abbildung 75 zu sehen ist, an ein Oszilloskop angeschlossen. Die Messapparatur ist sehr genau und mit ihr können sehr kleine Abstandsunterschiede gemessen werden. Die Auflösung der Messapparatur beträgt 0,01 mm. Bei den Testläufen wird stets nach der gleichen Vorgehensweise verfahren. Zwischen Lamelle und Sensor wird Öl (ATF 134) gebracht. Es wird in Versuchsreihe 1 jeweils der Abstand zwischen Distanzsensord und Kupplungslamelle um wenige Hundertstelmmillimeter vergrößert und dabei die Spannung am Oszilloskop gemessen. In Versuchsreihe 2 wird dann genau die entgegengesetzte Richtung eingeschlagen, d. h., hierbei wird der Abstand verringert. {Fra10}. Abbildung 75 rechts zeigt einen entsprechenden Messschrieb.

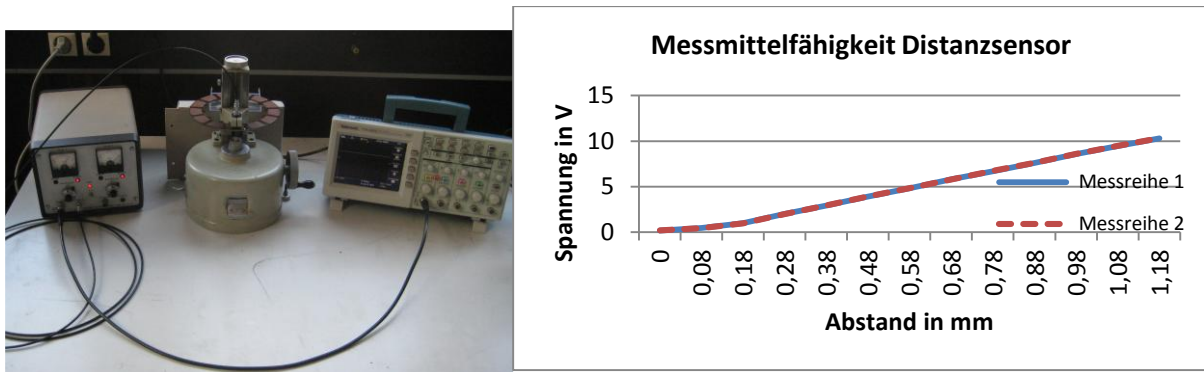


Abbildung 75: Messmittelfähigkeitsuntersuchung des kapazitiven Distanzsensors CS1 mit Öl im Spalt {Fra10}

### 8.3 Aufbau der Testuntersuchung der Validierungsumgebung für CFX

Als erste Testuntersuchung wird eine blanke Stahl-Lamelle verwendet. Diese wird in der CFD-Umgebung Ansys ebenfalls mit den Geometrien des Prüfstandsgehäuses modelliert. Dabei besteht die Strömung aus zwei Spaltströmungen und einem Restsystem (Lamellenträger und radialer Raum bis hin zum Gehäuse). Die Spalte zwischen Lamelle und Gehäuse sind dabei 0,1 mm (Spalt 1) und 0,2 mm (Spalt 2). Dabei ist nicht der ganze rotationssymmetrische Aufbau modelliert, sondern ein Kuchenstück mit einem Winkel von 30°, da die sich einstellende Ölströmung als symmetrisch angenommen wird. Die drehenden Teile (Antriebswelle, Lamellenträger und Lamelle) werden im weiteren „Rotor“ genannt und die stehenden Teile, wie das Gehäuse als „Stator“. Abbildung 76 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung in m/s des Rotors über den Radius hinweg und den Stator. Dabei ist die Rotorgeschwindigkeit linear steigend über den Radius (z-Richtung) [Alb12a]. In dem betrachteten Untersuchungsfall wird der Stator nicht in Drehung versetzt.

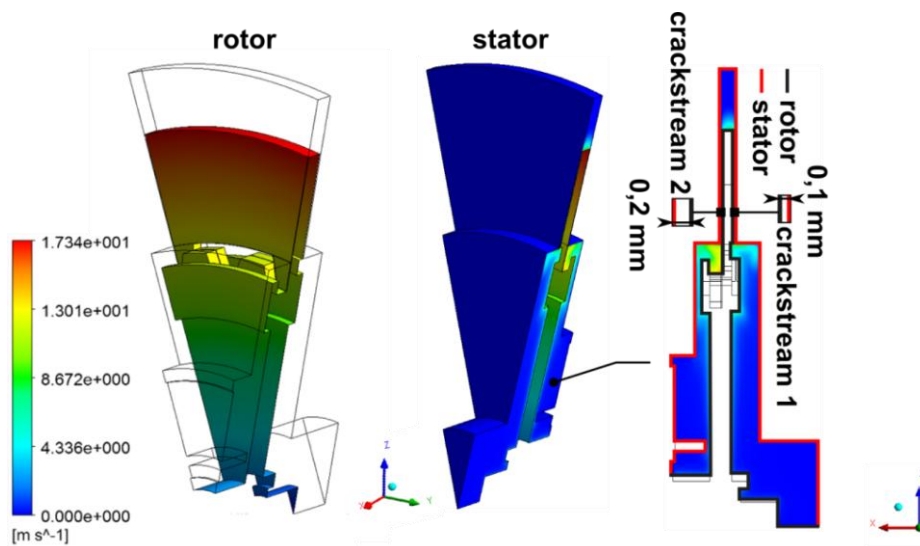


Abbildung 76: links: Kupplungsscheibe mit Lamellenträger (Rotor), mitte: Gehäuse (Stator), rechts: Bereiche des Öls [Alb12a]

Die Manöver werden über die Einstellung stationärer Drehzahlen und Temperaturen definiert und dabei die interessierenden Größen -Schleppmoment und Strömungsvektorfeld- ermittelt. Dabei werden die Erwartungen an das Experiment aus den Ergebnissen der CFD-Simulation übernommen [Alb12a]. Bei der Simulation wird das Strömungsgebiet zwischen Lamelle und Wand betrachtet. Die Wände und Lamelle sind mit Wandhaftung des Öls modelliert. Bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  des Rotors gegenüber dem stehenden Stator tritt eine geringe Reynoldszahl (Spalt 1: 29,24 und Spalt 2: 58,48) ein, weshalb mit einer laminaren Strömung gerechnet wird. Es gibt wissenschaftliche Arbeiten darüber, dass die Reynoldszahl unter bestimmten Umständen nicht ausschlaggebend für den laminaren oder turbulenten Strömungszustand ist [Dur06]. Das Öl ist wie im Prüfstand vollständig vom Gehäuse eingeschlossen und es gibt keine externen Ölströmungen. Das Öl wird als inkompressibel angenommen und ist mit einer Dichte von  $847 \text{ kg/m}^3$  und einer dynamischen Viskosität von  $0,024563 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  parametrisiert [Alb12a].

#### 8.4 Erkenntnisse der Testuntersuchungen mit CFX & Messungen

Abbildung 77 zeigt das Geschwindigkeitsprofil des Ölstroms im Spalt senkrecht zum Umfang. Es ist dabei immer ein linearer Anstieg des Geschwindigkeitsgradienten zwischen Rotor und Stator zu erkennen. Hier ist der größte Gradient im Spalt 1 am äußeren Radius, wegen der rotatorischen Umfangsgeschwindigkeit. Das Schleppmoment beläuft sich bei diesem Manöver auf  $2,9 \text{ Nm}$ . Die größten Verluste treten dabei in den Spaltströmungen wegen des großen Geschwindigkeitsgradienten und der großen Oberflächen auf, die die Kräfte über die Scherspannung des Newton'schen Mediums groß werden lassen, vgl. Kapitel 2.6.2.

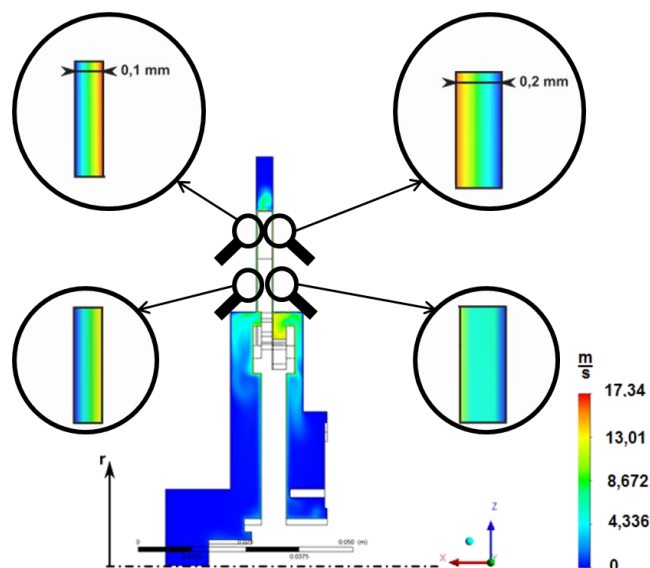


Abbildung 77: Ergebnisse der Strömungssimulation mit den vier gezoomten Spaltbereichen [Alb12a]

Abbildung 77 zeigt die Geschwindigkeitsprofile der Spaltströmungen 1 und 2 sowie die exemplarisch gezoomten Bereiche der beiden Strömungen bei kleinem und großem Radius. Wie erwartet zeigen die Ölströmungen die größten Geschwindigkeiten am Außenradius sowie eine lineare Geschwindigkeitszunahme vom Stator bis hin zum Rotor.

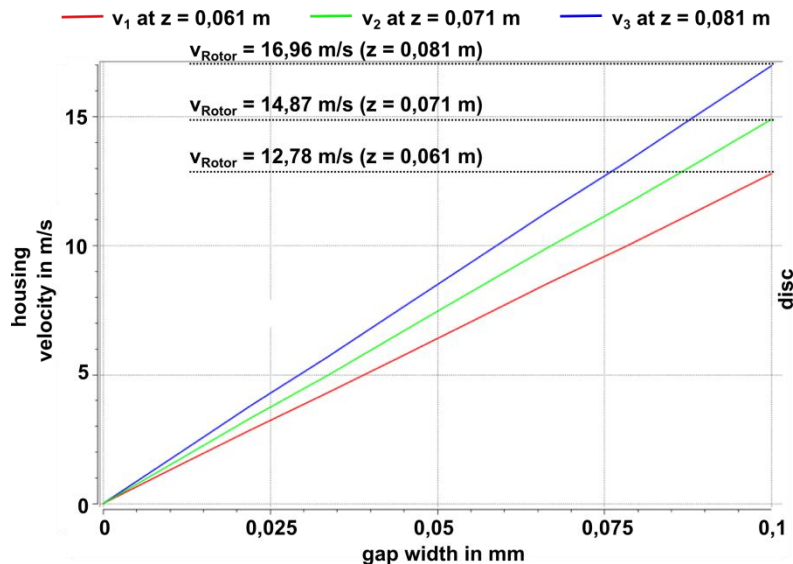


Abbildung 78: lineares Geschwindigkeitsprofil je Radius über der Spaltbreite [Alb12a]

Die Simulation zeigt keine Auffälligkeiten im Wandbereich, die Berechnung ist konvergiert. Darüber hinaus ist eine rein tangentielle Strömungsgeschwindigkeit entstanden, wie Abbildung 79 zeigt:

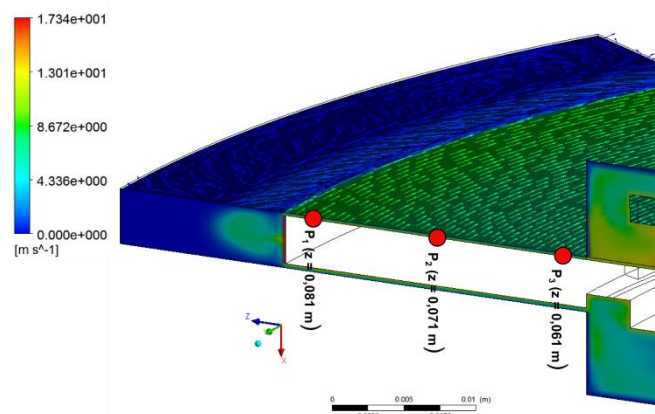
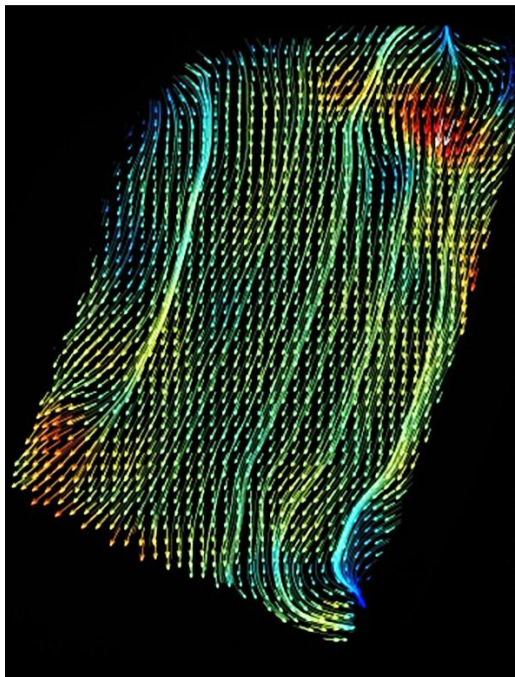


Abbildung 79: Geschwindigkeitsvektoren im Spalt zeigen in tangentielle Richtung [Alb12a]

Die Messungen am Einzellamellenprüfstand zeigen ein etwas anderes Strömungsbild, wie in Abbildung 80 zu erkennen ist.

Die Geschwindigkeitsvektoren sind in ähnlicher Größenordnung und sind hauptsächlich tangential. Es gibt lokale Abweichungen in radialer Richtung. Die Absolutwerte liegen ebenfalls in ähnlicher Größenordnung. Zu erkennen sind lokale

Bereiche mit höheren und niedrigeren Geschwindigkeiten. Diese Werte scheinen zufällig verteilt zu sein und nicht in Abhängigkeit des Radius wie erwartet.



Die Stromlinien sind:

- inhomogen
- mit Geschwindigkeiten von 0 bis 11,4 m/s
- mit Durchschnittsgeschwindigkeit: 7 m/s

Das Schleppmoment beträgt 2,7 Nm

Abbildung 80: Messung der Ölströmung mit der PIV, Geschwindigkeiten und Stromlinien [Alb12a]

Diese Ergebnisse sind zusammen mit einer Berechnung nach Yuan (vgl. Kapitel 2.6.6) in Tabelle 13 zusammengefasst.

boundary conditions of simulation & measurement			Yuans Model	CFD Simulation			measurement		
speed in rpm	oil temperature in °C	distance in µm	drag torque in Nm	drag torque in Nm	average speed in m/s	stream lines	drag torque in Nm	average speed in m/s	stream lines
2000	40	20 + 10	3	2.9	6.39 till 8.48	ideal	2.7	0 till 11.2 Ø: 7.0	local devs.

Tabelle 13: Zusammenfassung der Ergebnisse: Rahmenbedingungen, Schleppmoment nach Modell von Yuan, CFD-Simulation und Messung am Einzellamellenprüfstand [Alb12a]

Es haben sich in der Messung ähnliche Ergebnisse wie in der Simulation gezeigt, jedoch sind lokale Abweichungen auffällig. Im Durchschnitt liegen die gemessenen Geschwindigkeiten in der Größe der Erwartung. Durch die Beobachtung aller Partikel im Spalt – also auch die, die am Gehäuse haften- wurde wegen der linearen Verteilung

die halbe Geschwindigkeit am entsprechenden Radius erwartet. Die erwartete Geschwindigkeitszunahme Richtung Außenradius konnte nicht beobachtet werden. Trotz der Strömungsabweichungen ist das Schleppmoment bei beiden Simulationen und der Messung mit 2,7-3 Nm in derselben Größenordnung. Das geringere Schleppmoment im Versuch kann über die Platzierung des Temperatursensors erklärt werden. Im Spalt kann das Öl wärmer sein, als an der Stelle am Außenradius, wo die Temperatur gemessen wird. Durch die beobachtete rein tangentielle Strömung findet kaum Austausch mit dem Öl am Außenradius statt.

Für die lokale Inhomogenität gibt es 2 Möglichkeiten:

- Das Gehäuse und die Lamelle sind nicht ideal glatt, wie in der Strömungssimulation modelliert. Obwohl das Quarzglas wesentlich glatter gefertigt ist (lasergeschnitten), als ein tiefgezogenes Kupplungsgehäuse aus der Serienproduktion. Daraus wird schlussgefolgert, dass bestimmte Strömungsphänomene nur durch Beobachtungen ermittelt werden können, oder es müssen die Ursachen für eine Modellierung in der Simulation bereits bekannt sein.
- Andererseits können das Gehäuse und die Lamelle theoretisch ausreichend glatt sein und es bilden sich trotzdem einzelne Zellen ähnlich der Turbulenzzellen, die sich für bestimmte Zeitdauern verbinden und als eine Struktur in der Strömung mitgetragen werden, um dann wieder zu zerfallen. Wäre dies der Fall, ließe sich das in dieser Situation nicht vollständig mit dem Stand der Forschung erklären.

Die wahrscheinlichere Hypothese ist die erstgenannte und unterstreicht die Wichtigkeit dieser Art von Prüfumgebung. Denn wenn die Kupplungsmaterialien hinsichtlich der Wärmekapazität und das Öl hinsichtlich der maximal ertragbaren Temperatur ausgereizt werden sollen, ist eine genaue Kenntnis über die Strömungsverhältnisse im System erforderlich. Ein wesentlicher Beitrag kann durch diesen Einzellamellenprüfstand, der hier als Entwicklungsmethode eingesetzt wird, geleistet werden.

## 9 Das Produktentstehungsmodell für Optimierungen im P2-Hybrid

Die Optimierung des Kupplungssystems ist als Entwicklungsaufgabe festgelegt und es soll ein Produktentstehungsprozess hergeleitet werden, der mit geringem Ressourcenaufwand ein durchgängig valides Produkt zum Ziel hat. Als Werkzeuge werden das iPeM, der erweiterte C&C<sup>2</sup>-Approach sowie verschiedene Problemlösungsmethoden aus dem Stand der Technik und hier neu entwickelte Methoden für das Ressourcensystem (Einzellamellenprüfstand, Ölerwärmungsmodell, Lamellen) verwendet.

Die Profilfindung ist mit der vorläufigen Festlegung der zu verändernden / zu optimierenden Teilsystemen zunächst abgeschlossen. Das vorläufige Zielsystem wird folgendermaßen definiert. Es soll:

- der HCC-Effekt bezüglich der Bedarfe (nur beim verbrennungsmotorischen Anfahren) optimiert werden. „Unnötige“ turbulente Strömungsanteile (also diejenigen, die nicht zu einer effektiveren Wärmeabfuhr) beitragen, sowie diejenigen im elektro-motorischen Betrieb sollen vermindert werden
- eine Lösung zum idealen Einstellen der Lamellenabstände zueinander erarbeitet werden

Bei allen Maßnahmen soll das Kupplungssystem so wenig als möglich verändert werden. Für die Ideenfindung muss zunächst noch weiteres Wissen über den HCC-Effekt und seine relevanten Wirkflächen gefunden werden.

Als Erstes sollen die ausgewählten Lösungsansätze auf ihre Potenziale hin untersucht werden, um deren Erfolgchance vorab abschätzen zu können, siehe Kapitel 9.1. Dafür ist zunächst die genauere Kenntnis des bisherigen Kupplungssystems notwendig. Hier sind als Ressourcen Untersuchungsmethoden erforderlich, die in dieser Arbeit neu entwickelt werden mussten, da das Phänomen des HCC-Effekts in der ölbefüllten Kupplung nicht bis in Gänze verstanden ist. Die neuen Ressourcen unterliegen ebenfalls Produktentstehungsprozessen, die hier nicht weiter dokumentiert sind.

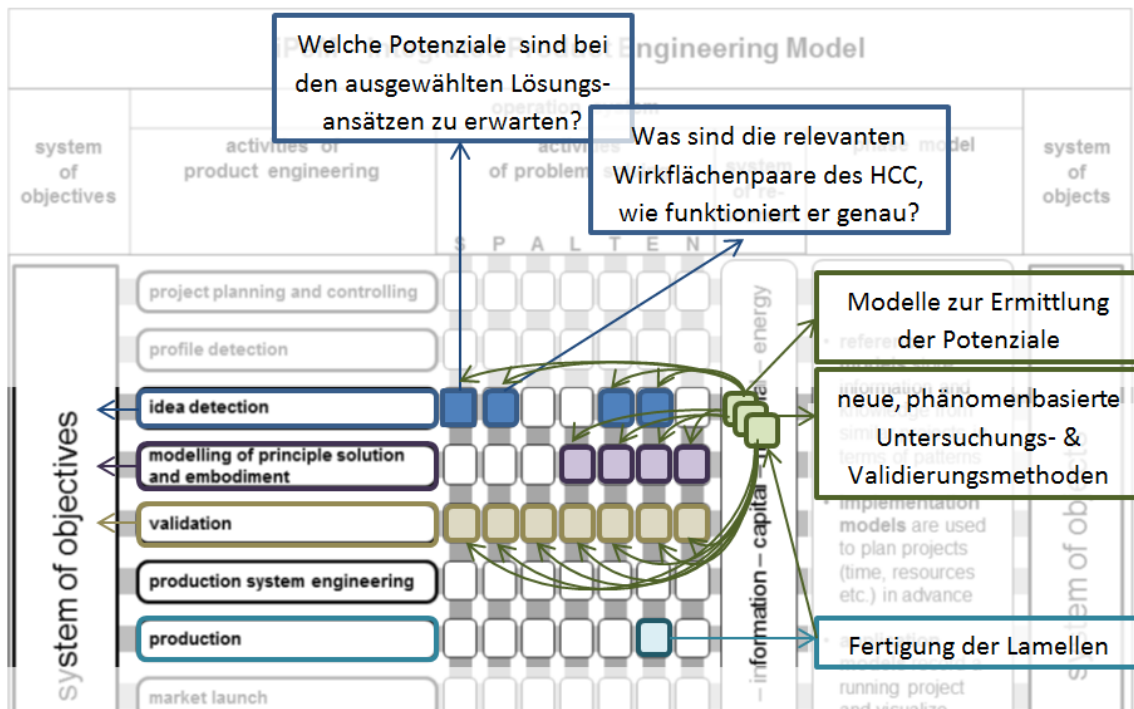


Abbildung 81: Die Aktivitäten der obersten Ebene des PEP zur Erlangung des zuvor grob festgelegten Zielsystems

Nach der Bestätigung der Potenziale und den neuen Untersuchungsmethoden ist eine erweiterte Kenntnis über das System und damit auch eine Konkretisierung des Zielsystems möglich. Anhand der neu gewonnen Erkenntnisse werden Prinzipien und Gestalten modelliert, die das Zielsystem in Objektsysteme überführen können sollen.

### 9.1 Potenzialermittlung der ausgewählten Lösungsansätze

Im Folgenden werden mit unterschiedlichen Ansätzen die Potenziale der verschiedenen Lösungsansätze ermittelt und bewertet. Dazu wird zunächst versucht, die Größenordnung des anteiligen Schleppmoments des HCC-Effekts im Gesamtsystem zu ermitteln. Hier müssen die bisherigen empirischen Schleppmomentmodelle auf das spezifische Kupplungssystem angepasst und erweitert werden, siehe Kapitel 9.1.1.

Ein weiterer Ansatz erfolgt über die theoretische Betrachtung der Schleppmomentänderung bei Vergrößerung des Lüftspiels.

Aus diesen Erkenntnissen heraus wird eine Analyse der Lamelle im Einzelspalt mithilfe des erweiterten C&C<sup>2</sup>-Approachs in Kapitel 9.1.3 durchgeführt.

Ausgehend von Erkenntnissen der vorangegangenen Betrachtungen werden dann im entwickelten Einzellamellenprüfstand in Kapitel 9.1.2 die Hypothesen geprüft, um



schlussendlich in Kapitel 9.1.5 eine Bewertung der entstanden Lösungsansätzen durchführen zu können.

### 9.1.1 Entwicklung eines erweiterten Schleppmomentmodells

#### 9.1.1.1 Situationsanalyse und Problemeingrenzung

Das vorgestellte Kupplungssystem im P2 Hybrid wurde umfangreich vermessen. Die Idee ist nun, ein Kupplungssystem mit planen Lamellen zu modellieren, das das Schleppmoment im geöffneten Zustand wiedergeben kann. Der Vergleich zwischen dem Schleppmoment der vermessenen Kupplung und des modellierten Kupplungsmodells gibt den Anteil des Schleppmoments der verstärkten turbulenten Strömung in dem System mit HCC-Effekt wieder. Die Herausforderung hierbei liegt in der Ölerwärmung, die in beiden Systemen unterschiedlich stattfindet. Dafür soll nochmals ein einzelner Messschrieb eines Manövers genauer betrachtet werden. Abbildung 82 zeigt im obersten Graph einen typischen Messschrieb, bei dem die Differenzdrehzahl verbrennungsmotorseitig von null auf  $3500 \text{ min}^{-1}$  stufenweise erhöht wird. Der dabei eingestellte Kühlölvolumenstrom ist gepulst und beträgt maximal 2 l/min (siehe unterster Graph), um die Drehmomentmessung (2. Graph von oben) selbst bei stationärer Drehzahl und keinem Volumenstrom durchzuführen. Das Drehmoment zeigt bei der Verstellung der Drehzahl immer kleine Peaks, die von den Massenträgheiten des Systems und dem Beschleunigen der Ölströmung herrühren. Bei stationärer Geschwindigkeit ist das Schleppmoment zu sehen [Alb12b].

Wichtig ist nun der gemessene Temperaturverlauf am Ausgang des Prüfaufbaus, siehe dazu auch Abbildung 66 und Abbildung 67. Die Eingangstemperatur (3. Graph von oben, blaue Kurve) ist relativ konstant bei  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Austrittstemperatur steigt signifikant ab  $t = 120 \text{ s}$  an. Dadurch, dass das Öl eine bestimmte Volumenmenge in der Kupplung selbst und in der Rückführung bis zur Messstelle einnimmt, kommt das heiße Öl verspätet zu den anderen Messgrößen an. Hier ist eine Korrektur der Zeit in Abhängigkeit des eingestellten Ölvolumenstroms vorzunehmen; diese beträgt bei diesem Manöver genau 25 s. Dies zeigt in Abbildung 82, 3. Graph der eingezeichnete schwarze Pfeil an.

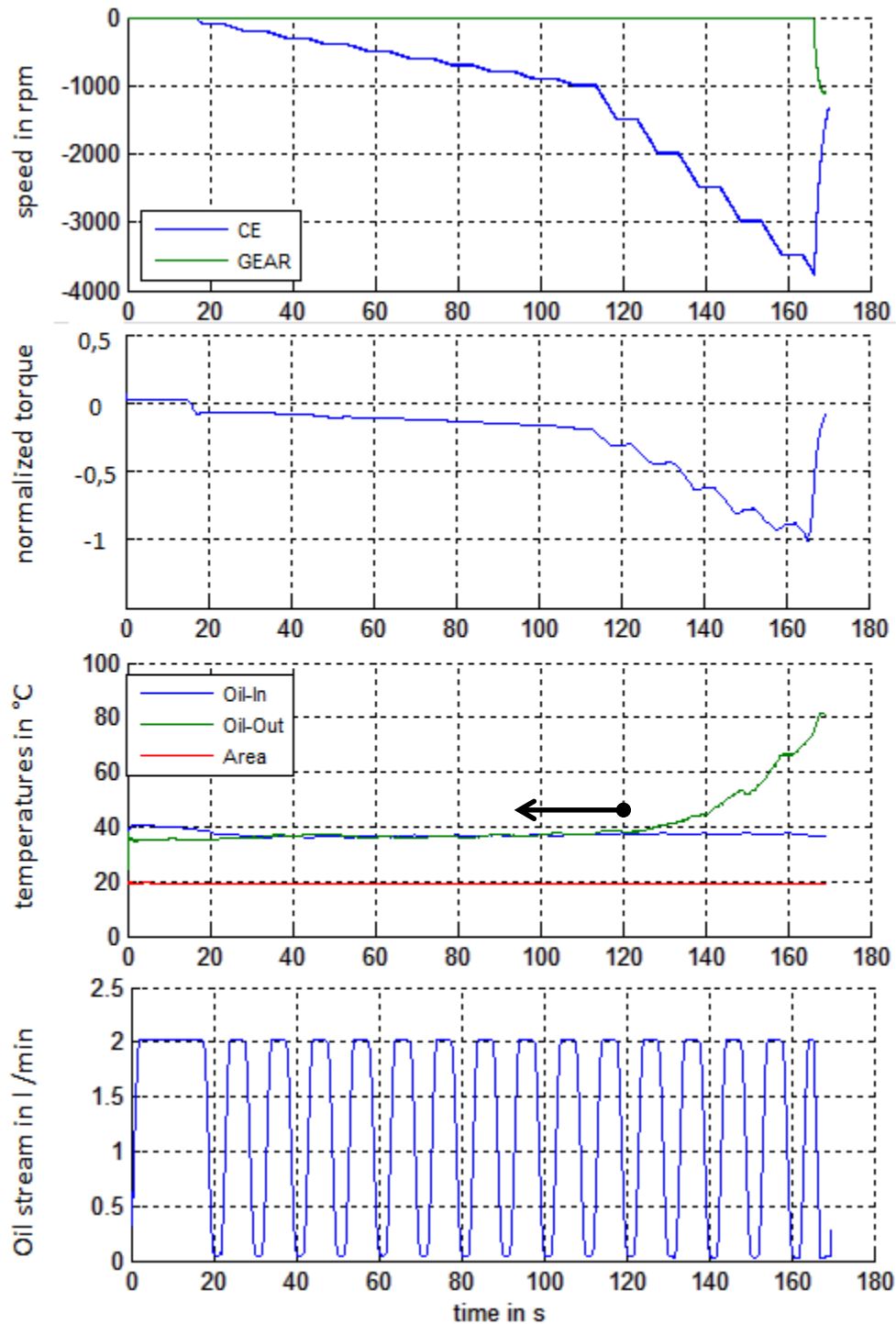


Abbildung 82: Manöver sowie resultierende Schleppmomente und Temperaturen der Lamellenkupplung [Alb12b]

Wie im Stand der Technik gezeigt, gibt die Newton'sche Scherspannung einen linearen Anstieg des Schleppmomentes über der steigenden Drehzahl vor. Dies ist logischerweise nicht richtig für die Abbildung 30 gezeigten genuteten Lamellendesigns. Die „Pumpenräder“ treiben die Ölströmung an und diese wird von den in dem Manöver stehenden „Turbinenrädern“ abgebremst. Unter Berücksichtigung des Fakts wird ein leichter überlagerter Anstieg des Schleppmoments erwartet, wie

Yuan et al. (vgl. Kapitel 2.6.6) in seiner Modellierung gewählt hat, um die schraubenförmig am Umfang umlaufende Strömung auszubilden und zu erhalten (vgl. Schemadarstellung in Abbildung 69). Diese Erwartung wurde in Kapitel 7.1.1.3.4, in Abbildung 68 bestätigt.

#### 9.1.1.2 Mathematischer Ansatz des Ölerwärmungsmodells

Das in Kapitel 7.4.1.1. dargestellte Schleppmoment steigt kontinuierlich mit steigender Drehzahl an. Zusätzlich nimmt die Steigung der Kurve mit höheren Drehzahlen ab. Dies leitet die Hypothese ab, dass das sich erwärmende Öl und damit seine sinkende Viskosität dafür verantwortlich sind. Der Modellansatz verwendet den Energieerhalt; dabei ist die kinetische Energie definiert als [Tip94]:

$$E_{kin} = \int_t \omega \cdot M dt = \int_t 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M dt$$

Formel 46

Die Wärmeenergie ist gegeben durch [Tip94]:

$$E_{term} = c_p \cdot m \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Formel 47

mit in diesem Fall gegebenen Masse  $m$ :

$$m = \int_t \rho \cdot \dot{V} dt$$

Formel 48

Durch Gleichsetzen der Formel 46 mit Formel 47 kann nach der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  aufgelöst werden. Die thermische Masse und der Wärmeübergang des Kupplungssystems sind probenhalber vernachlässigt, wegen der sehr komplexen Ölströmung. Um diese Vereinfachung zu ermöglichen, werden die Messungen bei Betriebstemperatur des Kupplungssystems durchgeführt. Das Kupplungsmodell nach Yuan et al. erfordert die dynamische Viskosität, die gegeben ist durch:

$$\mu = \vartheta \cdot \rho$$

Formel 49

Die Dichte ändert sich ebenfalls mit der Temperatur. Dafür muss die Dichteänderung über der Temperatur bekannt sein; für ein typisches Mineralöl sieht das gegebene Kennfeld linear aus, wie Abbildung 83 zeigt:

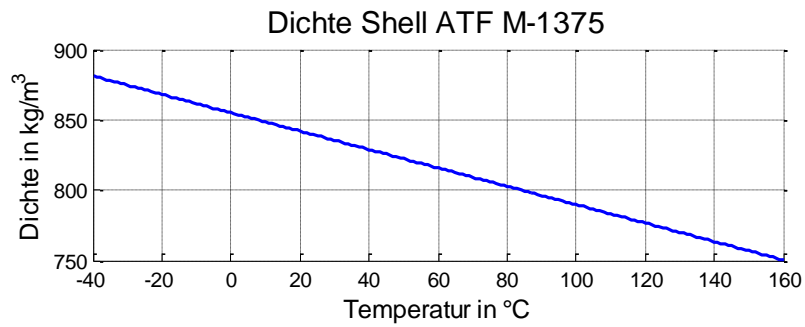


Abbildung 83: Beispiel der Dichte-Temperaturfunktion eines typischen Mineralöls ( $\mu_{40\text{ °C}} = 85,2\text{ mPa}\cdot\text{s}$ ) [Shell]

Die kinematische Viskosität kann nach Formel 5 berechnet werden, jedoch ist ein neueres spezifisches Modell für Mineralöle nach [Geb08] gegeben (mit bereits eingesetzten Öl-Spezifikationen):

$$\vartheta(T) = e^{\frac{276,893 \cdot 10^6}{(T+273,15)^m}}$$

Formel 50

mit:

$$m = \frac{\log(\log(\vartheta(T_1) + 0,8)) - (\log(\log \vartheta(T_2) + 0,8))}{\log(T_2 + 273,15) - \log(T_1 + 273,15)}$$

Formel 51

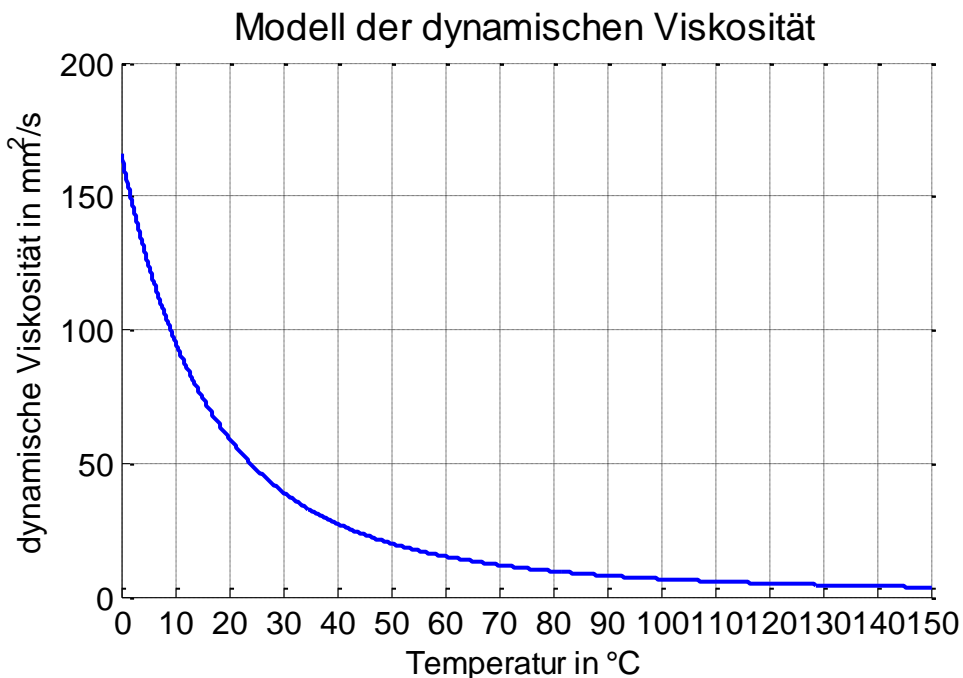


Abbildung 84: kinematische Viskosität über der Temperatur nach [Alb12b]

Zur besseren Lesbarkeit wurde in Abbildung 84 auf die doppelt logarithmischen Maßstäbe bei Temperatur und kinematische Viskosität nach Ubbelohde-Walther

[Geb08] verzichtet. So ist deutlich der große, sich ändernde Gradient im Temperaturbereich von 0 °C bis ca. 70 °C zu erkennen.

Mit diesen Modellen kann nun das Gesamt-Kupplungs-Ölerwärmungsmodell gebildet werden; das Modellschema ist in Abbildung 85 dargestellt. Das Modell berechnet das durch das Öl hervorgerufene Schleppmoment zwischen zwei nicht genuteten Lamellen nach Yuan et al. Dabei kann ein Abstand der Lamellen vorgegeben werden. Für die Analogiebildung zum gezeigten Kupplungssystem in Abbildung 64 muss das Schleppmoment versechsfacht werden, wegen der sechs Lamellenpaarungen.

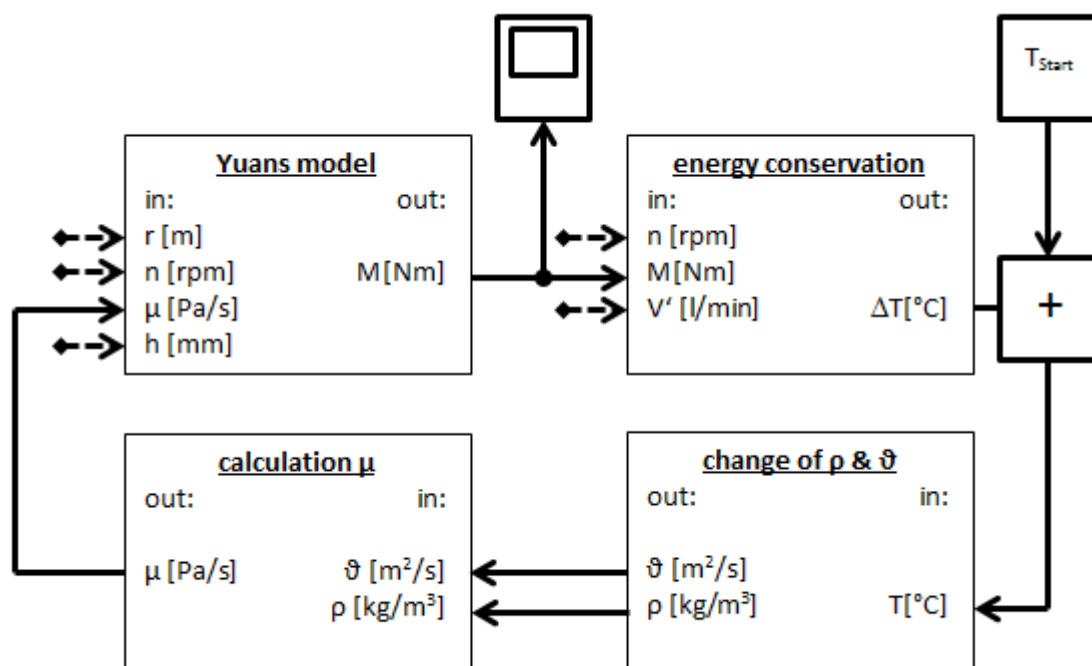


Abbildung 85: Schematische Darstellung des erweiterten Modells für ölbefüllte Lamellenkupplungen nach [Alb12b]

Der Außenradius  $r$  bleibt im Modell konstant wegen der konstanten Ölbefüllung. Das durchschnittliche Lüftspiel zwischen den Platten muss vorläufig angenommen werden und es wird zunächst eine gleichmäßige Idealverteilung eingestellt. Diese kann aber auch dynamisch, je nach Betriebszustand, als variable Eingangsgröße vorgegeben werden. Weitere Eingangsgrößen sind die Drehzahl, der Kühlölvolumenstrom und die Start-Temperatur des Systems.

Nach der Berechnung des Schleppmoments wird über die gezeigte Energieerhaltung ein Temperaturhub im System ermittelt. Daraus werden die Dichte und die kinematische Viskosität bestimmt, um dann die dynamische Viskosität berechnen zu können und dem klassischen Modellansatz zuzuführen, siehe auch Abbildung 85.

### 9.1.1.3 Vergleich zwischen Modellberechnung und Experiment

Für die Validierung des Modells und seine vereinfachende Annahmen ist das Modell an einer Stelle zusätzlich aufgeschnitten. Um über die Energieerhaltung die

Temperaturänderung (und Viskositätsänderung) zu bestimmen, ist in Abbildung 86 die simulierte Temperatur zu dem über die Messung ermittelten Schleppmoment aufgetragen.

Es wird wie im Experiment bereits vorgestellt die verbrennungsmotorseitige Drehzahl stufenweise erhöht. Der Verlauf des gemessenen Schleppmomentes (blau) über der Zeit in Abbildung 86 ist massenträgheitsmomentbereinigt. Die Starttemperatur beträgt 40 °C. Die zugehörige gemessene Temperatur des Kühllöls (türkis) ist bereits um die richtige Zeitspanne  $t = 25$  s verschoben und steigt erst deutlich ersichtlich ab einer Differenzdrehzahl von  $800 \text{ min}^{-1}$  und damit einer Versuchszeit von  $t = 85$  s an.

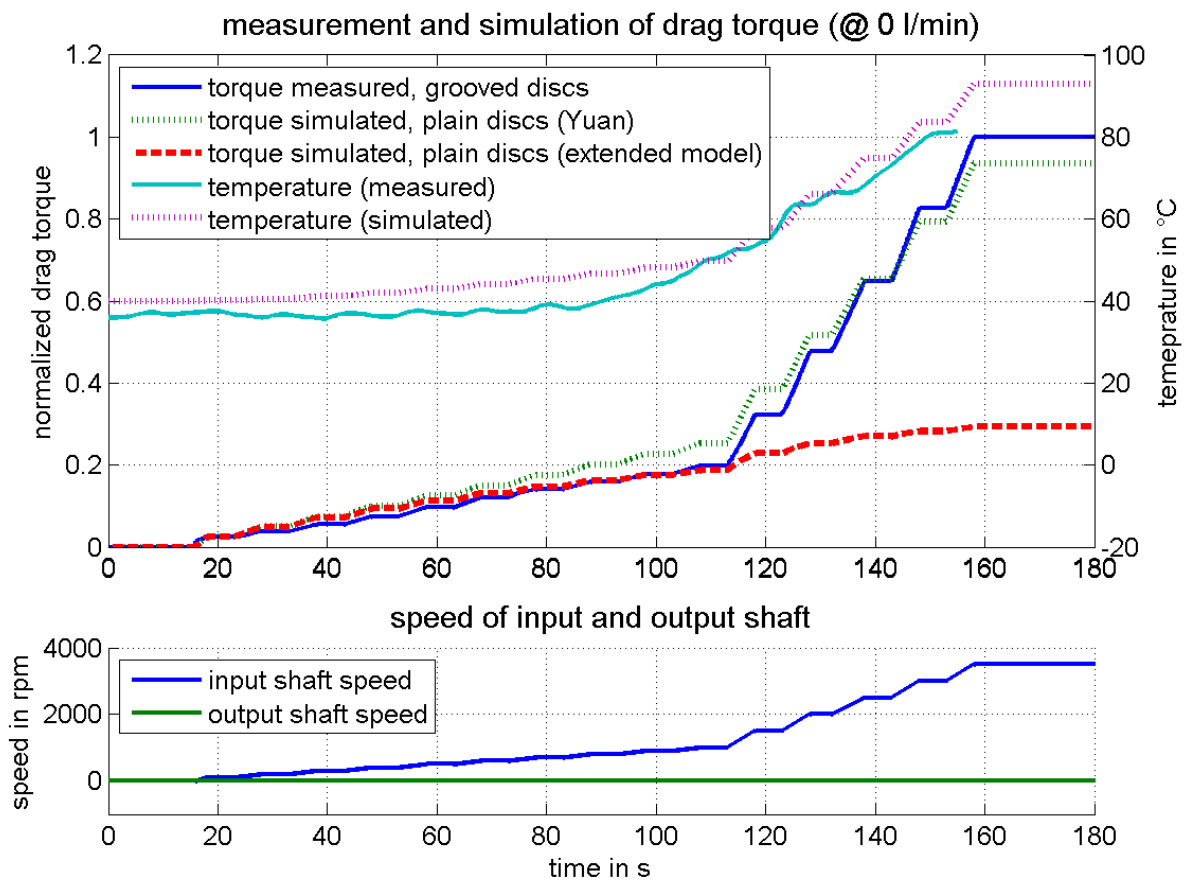


Abbildung 86: Validierung der Ausgangstemperatur & Schleppmomenthypothese in der Prototypenkupplung: oben: Messung Schleppmoment der Kupplung (blau) im Vergleich zu simulierten planen Lamellen nach Yuan (gepunktet grün) und Simulation mit erweitertem Modell (gepunktet rot). Simulierter Temperaturverlauf (gepunktet pink) zum gemessenen Schleppmoment und gemessener Temperaturverlauf (türkis); unten: Drehzahlen der An- (blau) und Abtriebsseite (grün) nach [Alb12b]

Zufälligerweise trifft die Simulation der planen Lamellen nach Yuans Modell genau das Schleppmoment der genuteten Lamellen im Experiment. Berücksichtigt man jedoch den Temperaturanstieg während des Manövers ebenfalls in der Simulation, erhält man ab einer Differenzdrehzahl von ca.  $1000 \text{ min}^{-1}$  ein stark unterschiedliches Schleppmoment. Am Ende beträgt das simulierte Schleppmoment des erweiterten Modells nur 30 % des gemessenen Moments. Der valide Ansatz zeigt sich im Vergleich

der dabei entstehenden Temperaturen im Kühlölstrom: die simulierte Temperatur (gepunktet Pink) zum gemessenen Schleppmoment (blau) steigt ab der Einstellung der Differenzdrehzahl zunächst leicht an. Die Energien sind gering. Dabei weicht der Verlauf nur leicht zur Temperaturmessung (türkis) ab, die zunächst etwas geringer ausfällt. Bei den größer werdenden Drehzahlen verlaufen die Temperaturen in etwa gleich. Die geringen Abweichungen können von der Stelle der Temperaturmessung und den betriebswarmen thermischen Massen herrühren. Da die Differenzen jedoch sehr gering ausfallen, wurde von einer Modellpräzision abgesehen.

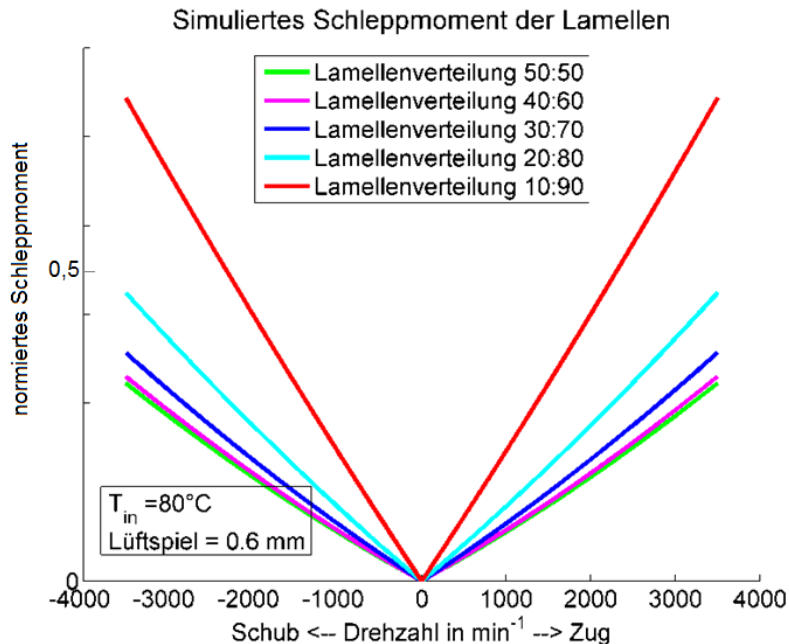
Anhand dieser Untersuchung -der Kombination von Experiment und Simulation- können verschiedene Hypothesen abgeleitet werden:

- 1.) Bei kleinen Relativedrehzahlen (hier  $\leq 1000 \text{ min}^{-1}$ ) ist der Unterschied des Schleppmoments zwischen genuteten und nicht genuteten Lamellen für dieses Kupplungssystem sehr klein, also vernachlässigbar. Diese Hypothese deckt sich mit den Erkenntnissen von Oerleke et al [Oer98] in der Phase 1 (bevor Luft in das Lamellenpaket eingezogen wird) in deren Prüfaufbau. Weiterhin wird festgestellt, dass wegen der verhältnismäßig kleinen Schlepp-momente und Drehzahlen, die Ölerwärmung auch relativ gering ausfällt.
- 2.) Die genuteten Lamellen, die für den HCC-Effekt gestaltet worden sind, erzeugen denselben in seiner vollen Ausprägung erst ab einer Differenzdrehzahl oberhalb  $1000 \text{ min}^{-1}$  in dem untersuchten Kupplungssystem. Diese Hypothese leitet sich aus der Vorstellung ab, dass die ausgebildete, spiralförmig umlaufende Ölströmung durch Pumpen und Turbinen das Schleppmoment aufgrund seiner erhöhten Reibung erzeugt.
- 3.) Die Messung wurde mit ideal verteilten, planen Lamellen in der Simulation verglichen. Die Simulation sagt auf Basis der Newton'schen Scherspannungen einen Anstieg des Schleppmoments bei inhomogener Verteilung der Lamellen voraus (wg.  $M \sim 1/h$ ). Da die Abweichungen offensichtlich gering sind, kann eine relativ gleichmäßige Lamellenverteilung für dieses Kupplungssystem angenommen werden.
- 4.) Wird die Relativedrehzahl über  $1000 \text{ min}^{-1}$  angehoben, gibt es signifikante Unterschiede im Schleppmoment der Messung und dem der Simulation mit dem erweiterten Modell. Dafür können folgende zwei Effekte verantwortlich sein:
  - a. Die Lamellen verlassen ihre einigermaßen ideale Aufteilung und gehen in eine sehr inhomogene Verteilung, evtl. mit einsetzender Mischreibung, über.
  - b. Die Energie wird für die Pumpeffekte in der Kupplung und die damit einhergehende viskose Reibung verbraucht. Dieses Phänomen kann im

Vergleich zu ideal verteilten, planen Lamellen in dieser Kupplung bei einer Relativedrehzahl von  $3500 \text{ min}^{-1}$  70 % des Schleppmomentes ausmachen.

### 9.1.2 Theoretische Untersuchung des Schleppmomentes freier Lamellen

Über das erstellte Schleppmomentenmodell lässt sich eine theoretische Untersuchung der Lamellenverteilung bei gegebenem Gesamtlüftspiel durchführen. Ziel ist die Ermittlung der Potenziale, wenn eine gleichmäßige Lamellenverteilung gelinge. Dazu wird Yuans Modellansatz verwendet und die Temperatur konstant gehalten, um unnötige Einflüsse zu vermeiden. Die geometrischen Parameter beziehen sich auf die in Abbildung 64 gezeigte Kupplung bei einem Gesamtlüftspiel von 0,6 mm und einer Öltemperatur von  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Abbildung 87, links zeigt das Schleppmoment über der Differenzdrehzahl bei unterschiedlichen Lamellenverteilungen als Parameter in prozentualer Aufteilung. Zu erkennen ist, dass bei Aufteilungen von 90:10 und 80:20 das Schleppmoment signifikant erhöht ist, z. B. bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ : 154 % & 148 %. Kleinere Abweichungen von der Idealverteilung machen verhältnismäßig wenig aus, z. B. eine Verteilung von 70:30 entspricht 118 % des Schleppmomentes sowie die Verteilung von 60:40 entspricht 106 % des Schleppmomentes der Idealverteilung.





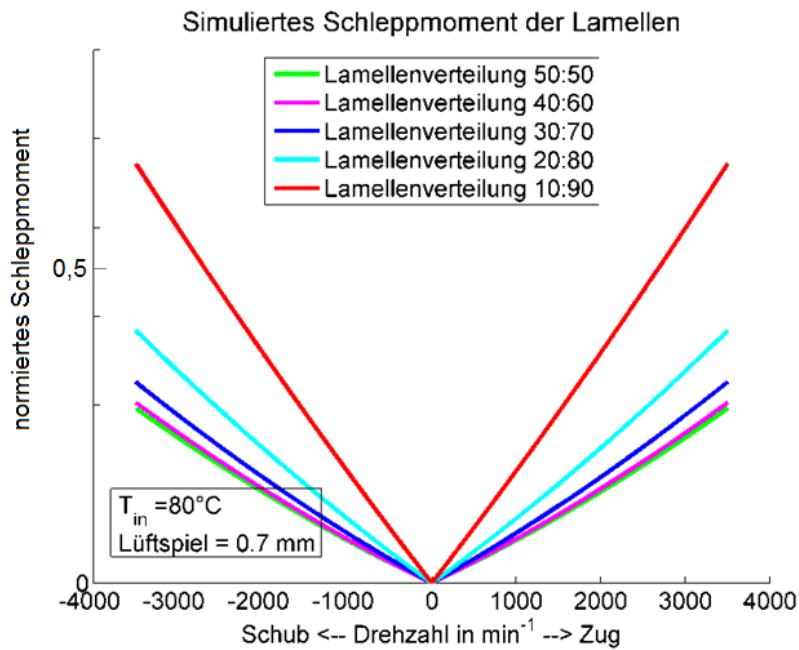


Abbildung 87: theoretisches Schleppmoment planer Lamellen bei unterschiedlicher Aufteilung des Lüftspiels. Oben: Gesamtlüftspiel 0,6 mm, unten: Gesamtlüftspiel 0,7 mm

Darunter ist in Abbildung 87, unten die Erhöhung des Gesamtlüftspiels von 0,6 mm auf 0,7 mm (also um 16,67 % vergrößert) dargestellt. Hier verringert sich das Schleppmoment bei einer 90:10-Aufteilung um 13,3 % und bei der Idealverteilung um 14,5 % des ursprünglichen Schleppmomentes.

Es konnte damit gezeigt werden, dass große Potenziale zur Reduktion des Schleppmoments bei einer Sicherstellung der annähernden Gleichverteilung der Lamellen im Gesamtlüftspiel ausgeschöpft werden können.

### 9.1.3 Theoretische Analyse der Lamelleneigenschaften mit dem C&C<sup>2</sup>-A

In Kapitel 7.4.1 konnten bereits deutlich die Schleppmomentanteile herausgearbeitet werden. Nun soll die Lamelle bezüglich der relevanten Wirkmechanismen analysiert werden, um Axialkräfte und turbulente Strömungen aufzubauen. Dafür wird die Lamelle zunächst zentral im Einzelspalt mit dem im Kapitel 6 entwickelten, erweiterten C&C<sup>2</sup>-Approach beschrieben. Daher sind zunächst alle geschilderten Phänomene in diesem Kapitel als Hypothesen zu betrachten:

Dabei wird angenommen, dass die Haftbedingung an den Oberflächen gilt. Zusätzlich sollen quaderförmige Elemente zur Ausbildung von 6 Wirkflächenpaaren mit ihren Nachbarn reichen. Natürlich sind auch andere geometrische Körper denkbar, die mehr Kontaktflächen zu mehr Nachbarn haben, dann ist aber die Beschreibung der Newton'schen Scherkräfte nicht mehr so eindeutig, wie sie es mit quader- bzw. würfelförmigen Subsystemen sind. Abbildung 88 zeigt stark vergrößert und

schematisch einen Ausschnitt der Situation der Kupplungslamelle im Einzelspalt. Dabei sind die Größenverhältnisse richtig übernommen worden. Es wird in radialer Richtung auf den Aufbau geblickt. Die Lamelle dreht sich, sodass die Umfangsgeschwindigkeit am Außenradius von links nach rechts zeigt (schwarzer Pfeil der Drehrichtung), das Gehäuse steht.

Es sind drei verschiedene Situationen in Abbildung 88 markiert. In der ersten Situation (1.) wird ein Subsystem unmittelbar vor dem Eintritt in die tiefe, radiale Nut der Belagsbeschichtung betrachtet. Das umhüllende System selbst ist so freigeschnitten, dass die Systemgrenze direkt an der Oberfläche des Gehäuses, bzw. der Lamelle gezogen ist, sodass ein Wirkflächenpaar zwischen Materialoberfläche und der ersten Ölschicht mit Haftbedingung gebildet werden kann. Über die Wirkflächen der Connectoren sind die Geschwindigkeit der Lamelle bzw. des stehenden Gehäuses und axiale Positionen in vertikaler Richtung (Z-Richtung) vorgegeben. Die Kräfte in Umfangsrichtung sowie Kräfte in z-Richtung entstehen dann über das Systemverhalten, vgl. Satz 3. Die Gehäusetemperatur wird hier nicht betrachtet. Das betrachtete Subsystem erfährt über die Leitstützstrukturen (weitere Subsysteme) in z-Richtung Scherkräfte. In x-Richtung erfahren seine Flächen die Drücke der vor- und nachgehenden Subsysteme. Je nach Rotationsgeschwindigkeit erfährt das Subsystem einen schroffen Übergang der Scherkräfte an seiner Unterseite (weil die LSS durch die Nut wesentlich länger wird) und eine abrupte Druckzunahme an seiner Vorderseite (weil die anderen Subsysteme sich da langsamer bewegen, vgl. Bernoulli Formel 13). Es kommt zu Turbulenzen, die ein Rückströmgebiet ähnlich einer schlechten Drossel mit sich bringen.

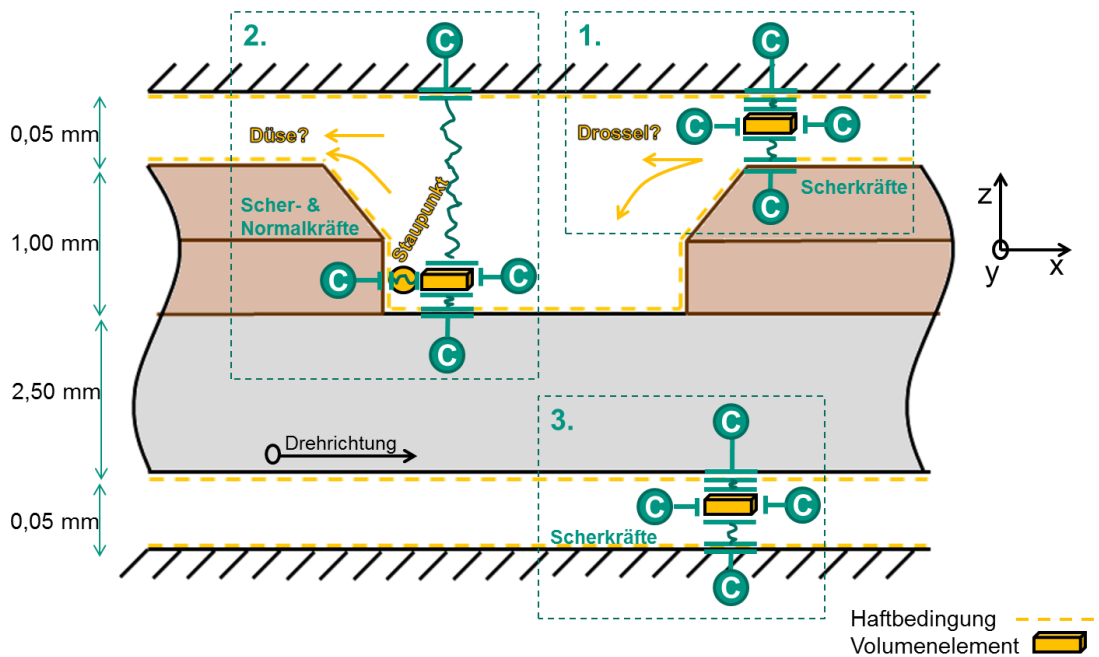


Abbildung 88: schematischer Ausschnitt aus dem Lamellenprofil im Einzelspalt, radiale Ansicht

In Situation (2.) in Abbildung 88 wird ebenfalls so freigeschnitten, dass das System gerade noch die Oberflächen der Festkörper hat. Das darin betrachtete Subsystem hat ebenfalls wieder in vertikaler Richtung ausgebildete Wirkflächenpaare zu seinen Nachbarn. Dabei ist die LSS nach oben zum Gehäuse sehr lang und die LSS der Unterseite kurz. In horizontaler Richtung hat das linksseitige Wirkflächenpaar einen geringen Abstand zum beginnenden Lamellenbelag. Dadurch kommt es zu einer Art Staupunkt, da Mineralöle sehr gut Druckkräfte (Normalkräfte) leiten. Zusätzlich verkürzt sich bei ausreichender Drehzahl die vertikale LSS abrupt, wenn das Subsystem auf eine weiter oben gelegene Bahn gleitet, wo sich dann auch die Druckverhältnisse an den Wirkflächen zu den vor- und nachfolgenden Subsystemen ändern, ebenfalls wegen sich ändernden Strömungsgeschwindigkeiten. Es kommt zu einem Phänomen einer schlechten Düse, die eine Einschnürung nach sich ziehen kann.

Situation (3.) stellt das System an der planen Rückseite zum Gehäuse dar. Hier sind am freigeschnittenen System durch die Haftbedingung an der WFP über die LSS Scherkräfte bis hin zum betrachteten Subsystem in vertikaler Richtung. Bei einem ideal homogen verlaufenden Spalt sind gleichbleibende Druckverhältnisse an den links- und rechtsseitigen Wirkflächenpaaren zu erwarten.

In den bisher gezeigten 3 Situationen war die y-Richtung nicht diskutiert worden. Diese ist bei diesem System sehr wichtig im Unterschied zur planen Lamelle im Einzelspalt. Die plane Lamelle zeigte in radialer Richtung im Versuch bereits keine Geschwindigkeitsanteile, vgl. Kapitel 7.2.4, Abbildung 79 (Simulation) und Abbildung 80 (Versuch). Gemäß der Analyse in Situation 3 auch nachvollziehbar, denn die Druckanteile blieben vorder- und rückseitig gleich. Dies ist hier nicht der Fall. Durch die Normalkräfte an den senkrechten Kanten des Belags können zunächst mehr Subsysteme zur Drehbewegung gezwungen werden, als rückseitig, wo reine Scherkräfte zur Übertragung zur Verfügung stehen; siehe dazu auch Abbildung 89. Dabei ist jedoch die Ausdehnung des turbulenten Rückströmgebietes und des Staupunktes zu beachten, die hier in unbekanntem Größenordnungen bleiben.

Durch diese vermehrte Förderung auf der Belagsseite wirken hier mehr Zentrifugalkräfte, bzw. es können nicht genügend Zentripetalkräfte aufgebaut werden, und die Subsysteme in den Nutungen werden nach außen gepumpt. Dadurch entsteht auf der Belagsseite ein Überdruck gegenüber der planen Rückseite. Daher wird mit einer Strömung nach außen in den Nuten und einer Strömung nach innen vor und hinter der Lamelle gerechnet, gemäß dem im Stand der Forschung geschilderten HCC-Effekt, vgl. Kapitel 2.5.3, obwohl eine weitere in Wechselwirkung stehende Lamelle fehlt.

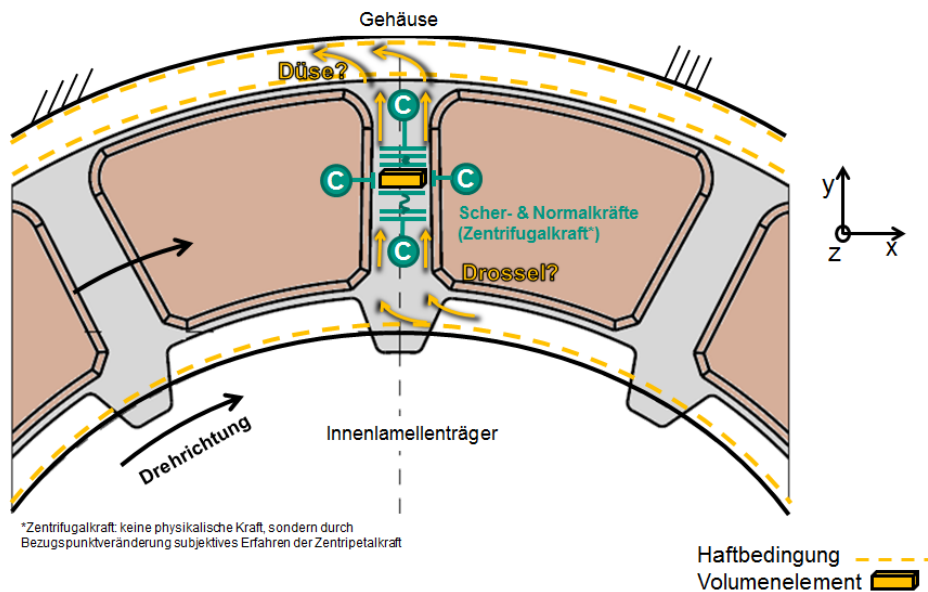


Abbildung 89: Aufsicht auf einen schematischen Ausschnitt der Lamelle, axiale Ansicht

Bildet man ein Subsystem zwischen Innenlamellenträger und Lamelle, so hat dieses über seine Wirkflächenpaare Scherkräfte zu dem bewegten Innenlamellenträger und der Innenlamelle in vertikaler Richtung; aber auch Scherkräfte zum stehenden Gehäuse in horizontaler z-Richtung, vgl. Abbildung 89. Fährt nun die radiale Nut an diesem Subsystem vorbei, kommt dies einer Drossel gleich, weil sich der umfänglich umlaufende Strömungskanal an dieser Stelle abrupt erweitert. Je nach Drehzahl kann sich daher an der unteren Kante der Belagsrückseite ein Rückströmgebiet ausbilden. Umgekehrt kann beim Austritt des Subsystems am Außenradius der Nut ein in Umfangsrichtung verengender Strömungskanal angenommen werden, welcher dem Phänomen der Strömung an einer Düse gleichkommt.

#### 9.1.4 Experimentelle Analyse der Lamelleneigenschaften

Im vorangegangenen Kapitel wurden einige Hypothesen aufgestellt, die es nun mit dem neuen Einzellamellenprüfstand zu beweisen gilt. Diese sind:

- eine radial nach außen gerichtete Strömung in der Nut
- eine radial nach innen gerichtete Strömung auf der planen Rückseite
- ein turbulentes Rückströmgebiet hinter dem Belag
- ein Staupunkt vor dem Belag

Alle diese Hypothesen sind wie erläutert, vermutlich drehzahlabhängig um diesen abrupten Strömungsübergang zu erzeugen.

### 9.1.4.1 Versuchsbeschreibung

Es wird derselbe Versuchsaufbau aus Kapitel 7.2.3 verwendet. Dabei wird die genutete Originallamelle axial frei beweglich auf dem Innenlamellenträger eingesetzt. Das Lüftspiel wird über die Gewindesteigung des Feingewindes zwischen „Deckel“ und Gehäuse eingestellt (eine Umdrehung bedeutet 0,5 mm Lüftspiel). Das Feingewinde stellt per se schon eine Labyrinthdichtung in abgewandelter Form dar und schließt das Gehäuse öldicht ab. Anschließend wird das komplette Gehäuse mit Öl (ATF 134 Shell, versetzt mit fluoreszierenden Partikeln (Rhodamin-B)) „geflutet“ und darauf geachtet, dass keine Luft eingeschlossen ist. Zum Schluss wird die Öleinlassöffnung mit der entsprechenden Schraube verschlossen und der Temperatursensor durch die verbleibende Öffnung eingeführt und positioniert.

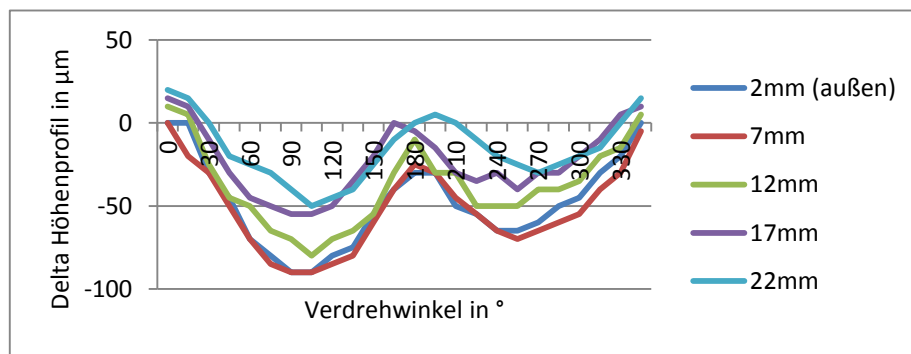


Abbildung 90: Sinuswellung der verwendeten Original-Lamelle

Die zu vermessende Lamelle weist eine Sinuswellung mit Amplituden von bis zu 90 µm am Umfang auf, siehe Abbildung 90. Mit der Lamelle werden verschiedene Drehzahlen mit einer Rampe angefahren und die Drehzahl dann gehalten. Während der konstanten Drehzahl werden dann die Bildaufnahmen mit der PIV getätigt.

Dabei ist im ersten Versuchsaufbau mit nahezu 1 cm dickem Plexiglas aufgefallen, dass die Lamelle sich zu ebenen scheint. Die Distanzsensoren konnten bei jeder Drehzahl die Wellung beobachten, und bei höherer Drehzahl verschwand die Wellung. Dies wurde auf hohe dynamische hydraulische Kräfte zurückgeführt, die offensichtlich das stabil ausgeführte Plexiglas in dieser Dynamik mit verformen konnte. Daher wurde das Plexiglas mit Quarzglas ersetzt.

Um später in Kapitel 9.2.2 verschiedene Lamellendesigns schnell und günstig untersuchen zu können, wird die gezeigte originale Lamelle mit ihren aufgetragenen Reibbelägen ebenfalls komplett aus Stahl gefertigt. Diese gefräste Lamelle unterscheidet sich absichtlich bezüglich folgender Aspekte:

- der Belag ist ebenfalls aus Stahl und kein Sinterbelag
- das Fertigungsverfahren und die damit produzierte mikroskopische Kanten- und Oberflächengeometrie weichen daher zur originalen Lamelle ab
- der durch Stahl dargestellte Reibbelag besitzt keine Belags-Kühlungsnuten

Abbildung 91 zeigt links oben im Vordergrund die Originallamelle und im Hintergrund die entsprechende gefräste Lamelle. Bevor verschiedene Nutdesigns mit diesem Vorgehen bewertet werden können, muss im weiteren Verlauf die Vergleichbarkeit der beiden unterschiedlichen, aber makroskopisch ähnlichen Lamellen nachgewiesen werden.

### 9.1.4.2 Beobachtungen

Das Gesamtlüftspiel beträgt 500 µm, die Starttemperatur 30°C und die Lamelle ist axial frei beweglich.

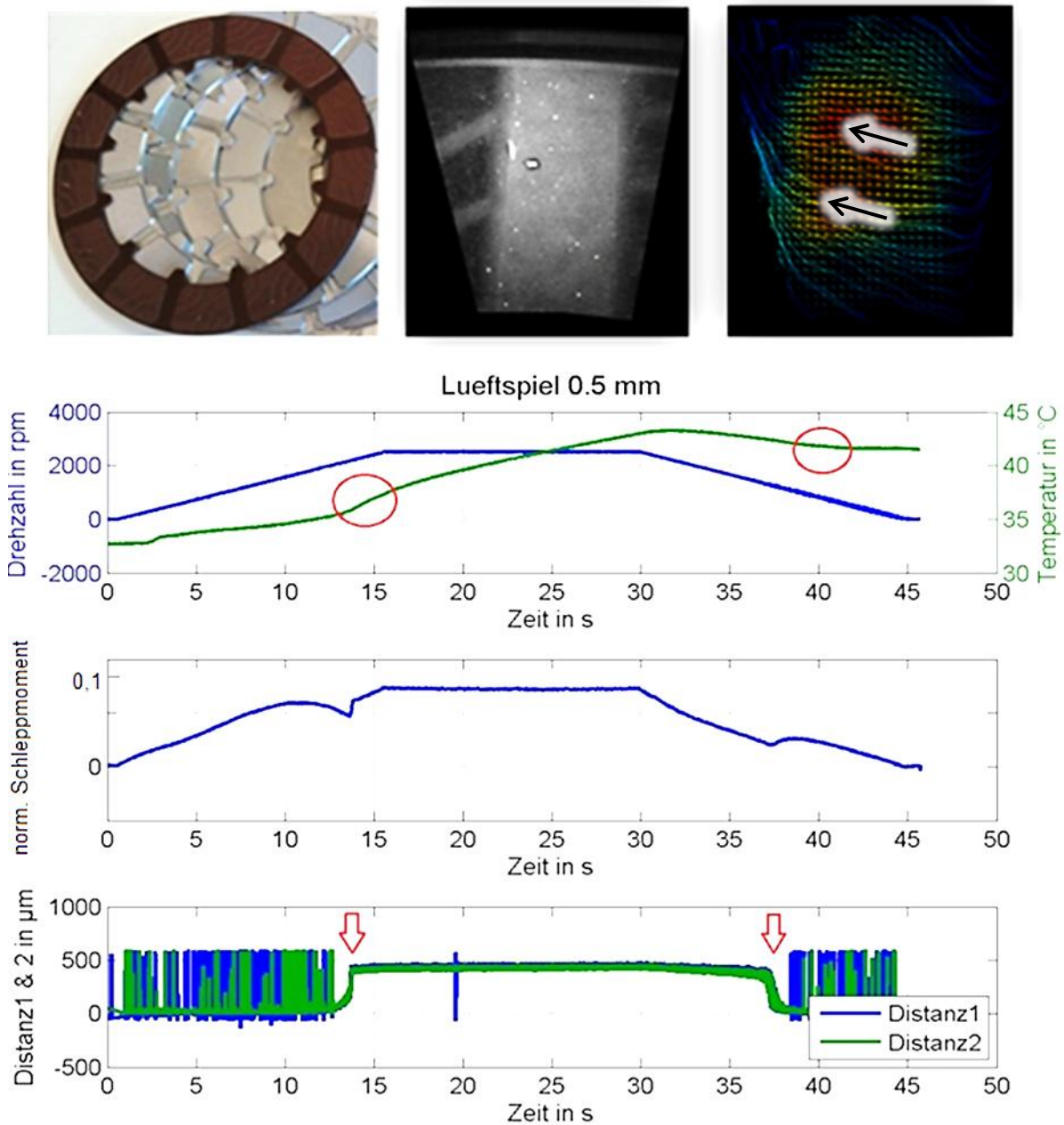


Abbildung 91: Beispielmessschrieb des Lamellenverhaltens beim Anfahren von 2000 min<sup>-1</sup> {Sch13}

In Abbildung 91 sind verschiedene Beobachtungen zu machen: Die Lamelle ist zu Beginn zufällig bei einem Abstand von 400  $\mu\text{m}$ , siehe unterer Graph. Dabei bedeutet Abstand gleich null, dass die glatte Rückseite am Gehäuse anliegt, und Abstand gleich 500  $\mu\text{m}$ , dass die Belagsseite am Gehäuse anliegt. Mit der Aufnahme von Drehzahl beginnt die Lamelle mit ihrer glatten Rückseite gegen das Gehäuse zu wandern. Mit weiter steigender Drehzahl kommt es am Distanzsensor zu Spannungsdurchschlägen, was auf verstärkte Axialkräfte hindeutet.

### „Lamellenwandern“

Zu Beginn jeder Messung befindet sich die Lamelle meist in einer zufälligen Position auf dem Lamellenträger bei 0,5 mm Lüftspiel. Beginnt nun der Rampenvorgang, also wird die Drehzahl erhöht und die Lamelle beschleunigt, taumelt die Lamelle zunächst ein wenig instabil. Ab da beginnt die Lamelle sich der Rückwand anzunähern, siehe Abbildung 92, links. Dabei misst der Sensor im Gehäuse stets den Abstand der planen Rückseite. So bedeutet der Wert null ein komplettes Anliegen der planen Stahlrückseite am Gehäuse. Siehe Abbildung 92, rechts.

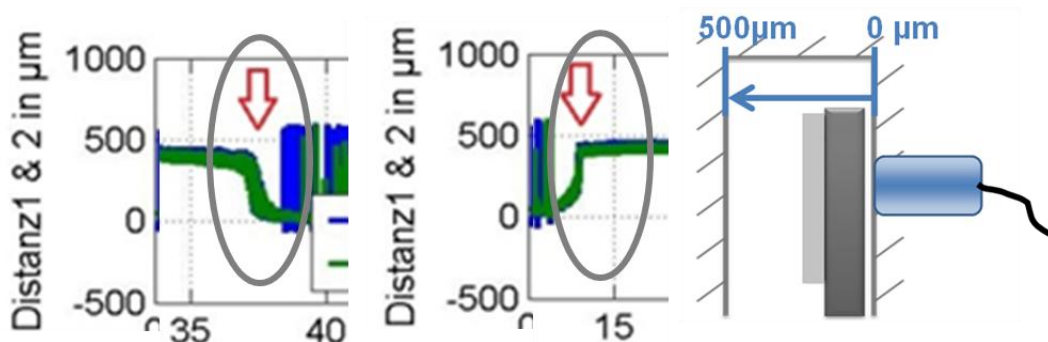


Abbildung 92: links: Wandern der Lamelle mit der planen Rückseite zur Wand, Mitte: Wandern der Lamelle mit dem Nutprofil zur Wand, rechts: Schema der Messskala

Zwischen 200 und 300  $\text{min}^{-1}$  liegt die Lamelle bereits an der Rückseite an, es kommt daraufhin in unregelmäßigen Abständen zu Spannungsdurchschlägen an den kapazitiven Distanzsensoren, wenn die Lamelle diese unter Krafteinwirkung berührt. Dieses Stadium hält die Lamelle relativ konstant, bis sie bei einer Drehzahl von ungefähr 2000  $\text{min}^{-1}$  (temperaturabhängig) beginnt, sich von der Rückseite zu lösen. Die Lamelle „wandert“ zunächst eher langsam, dann sehr schnell Richtung Vorderseite, siehe Abbildung 92, Mitte.

Die Lamelle trifft beinahe schlagartig auf der Frontscheibe auf. Bei Drehzahlen über 2000 U/min verändert die Lamelle ihre Position nicht mehr. Sinkt die Drehzahl wieder, rutscht auch die Lamelle wieder zurück an die Rückwand. Auch eine Art „Zwischenzustand“ kurz vor Erreichen der kritischen Drehzahl ist möglich; die Lamelle nimmt dann eine Position zwischen Vorder- und Rückseite ein. Dieser Effekt hängt

ebenfalls von der Öltemperatur ab. Steigt die Öltemperatur (und dadurch sinkt seine Ölviskosität) sinkt die erforderliche Drehzahl für diesen Gleichgewichtszustand.

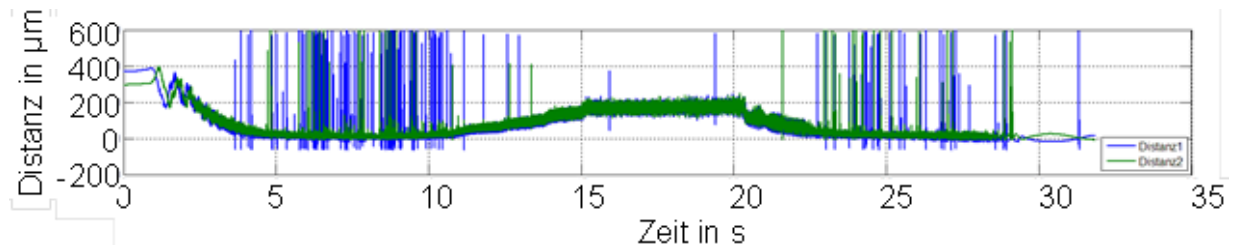


Abbildung 93: Lamelle erreicht bei 1980 U/min eine Art "Gleichgewichtsposition"

In den Messdaten lässt sich genau dann eine Änderung im Temperaturanstieg erkennen, wenn die Lamelle die Seite wechselt (siehe rote Pfeile in Abbildung 91). Die Beobachtung des relativ starken Anstiegs lässt auf eine wärmere Strömung im Spalt zwischen Lamelle und Rückseite schließen: Der Temperaturfühler kann nur die äußere Strömung messen, die sich nur langsam erwärmt. Zwischen Rückseite und Lamelle ist der Spalt bis in den mittleren Drehzahlbereich sehr klein und die Scherkräfte sind entsprechend hoch. Rutscht die Lamelle nach vorne, kommt es zu einer Veränderung der Strömungsverhältnisse, die vermutlich sehr viel heißere Spaltströmung vermischt sich mit dem restlichen Öl und die messbare Temperatur am Fühler steigt (Abb.3.2.16). Ebenso verhält es sich beim Zurückrutschen der Lamelle.

#### Zugehörige Strömungsfelder mit der PIV ermittelt:

In den unteren Drehzahlbereichen ist die Strömung tangential ausgerichtet. Obwohl die Lamelle bereits sichtbar bei ca. 200 U/min wandert und damit auf unterschiedliche Druckniveaus vor und hinter der Scheibe hinweist, beginnt die Strömung dennoch tangential.

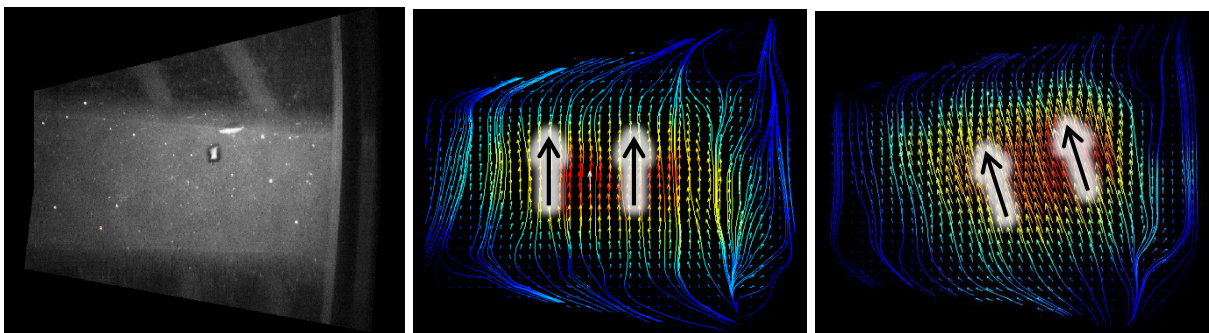


Abbildung 94: links: Kamerabild mit reflektierenden Partikeln; mitte: Strömungsfeld bei ca. 250 U/min &  $T_{\text{Öl}} = 31 \text{ °C}$ , rechts: Strömungsfeld bei ca. 1000 U/min &  $T_{\text{Öl}} = 32 \text{ °C}$

Erst ab ca. 1000 U/min lässt sich eine dominierende, nach innen gerichtete Strömung erkennen, siehe Abbildung 94. Eine zunehmende Rotfärbung weist auf schnellere



Strömungsgeschwindigkeiten hin, während die Blautöne auf langsamere Strömungsgeschwindigkeiten verweisen.

Diese Strömung hält bis ca. 1980 U/min an und ändert sich danach in eine nach außen gerichtete Strömung. Dabei ist die Lamelle mit der (beobachteten) Profilseite an der Gehäusewand.

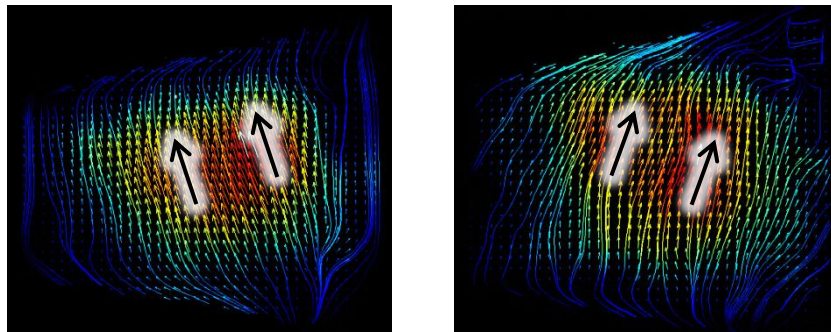


Abbildung 95: links: Strömungsfeld bei 1980 U/min &  $T_{\text{Öl}}=33\text{ °C}$ ; rechts Strömungsfeld bei 3000 U/min &  $T_{\text{Öl}}=44\text{ °C}$

Die Strömungsfelder sind auch bei der nachgebildeten Lamelle (Stahl gefräst) ohne Belagsnutzung genauso sichtbar. Der nachträglich aufgebrachte Lack zur Vermeidung von zusätzlichen Reflexionen sowie das andere Fertigungsverfahren und Material haben also kaum einen Einfluss auf das globale Strömungsfeld als auch auf das Lamellenverhalten und damit das makroskopische Schleppmoment.

Bei steigender Öltemperatur und damit sinkender Viskosität kann der Effekt des Lamellenwanderns und der vorherrschenden Strömungsumkehr bei geringeren Drehzahlen beobachtet werden.

### Schleppmomentenverlauf über der Drehzahl

Bis 1500 U/min wächst das Schleppmoment ungefähr linear und lässt sich aus dem Messschrieb überschlägig mit

$$M_s \approx 1,2 * 10^{-3} \left[ \frac{Nm}{\text{min}} \right] * n \text{ für } n < 1800 \text{ min}^{-1}$$

Formel 52

bestimmen. Damit könnte man bei 2000 und 2500  $\text{min}^{-1}$  ein maximales Schleppmoment von ungefähr 2,6 und 3,2 Nm erwarten.

Der Zusammenhang zwischen Drehzahl und Drehmoment ist für nicht turbulent einsetzende Strömung proportional gemäß dem Newton'schen Schubspannungsansatz. Dieser gilt bei ideal laminarer Strömung. Dieser Zusammenhang lässt sich in Abbildung 96, oben, erkennen und wurde aus einzelnen Messungen (wie Abbildung 96, unten) bei vergleichbarer Temperatur abgeleitet.

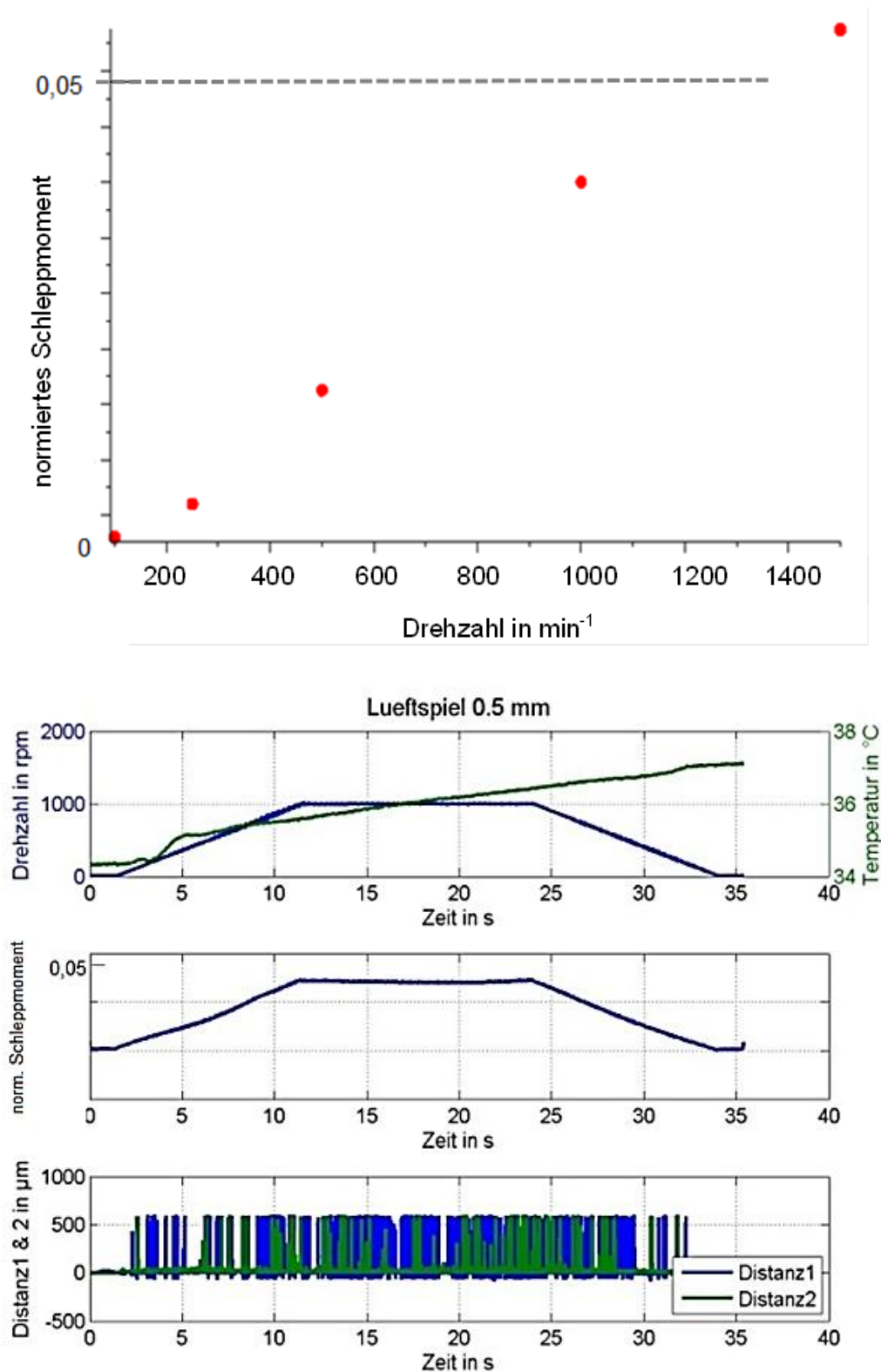


Abbildung 96: oben: aus der Messung ermittelter Drehmoment-Verlauf über der Drehzahl;  
unten: Messschrieb der original Lamelle bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  {Sch13}

Betrachtet man zusätzlich den Temperaturverlauf, siehe Abbildung 96 unten, so ist das Schleppmoment nur zufällig linear, denn die Viskosität des Öls sinkt, vgl. Kapitel 2.6.2 und 7.4.1. Damit ist theoretisch bei Beibehaltung der Temperatur im Spalt ein leicht exponentieller Anstieg des Schleppmoments vorhanden.

Schleppmoment und Lüftspiaufteilung über der Öltemperatur

Da die Öltemperatur und der Abstand zum Gehäuse Einfluss auf das Schleppmoment haben, werden hier beide Größen gleichzeitig betrachtet, die verschiedenen Daten beziehen sich dabei auf die verschiedenen Drehzahlen in  $\text{min}^{-1}$ :

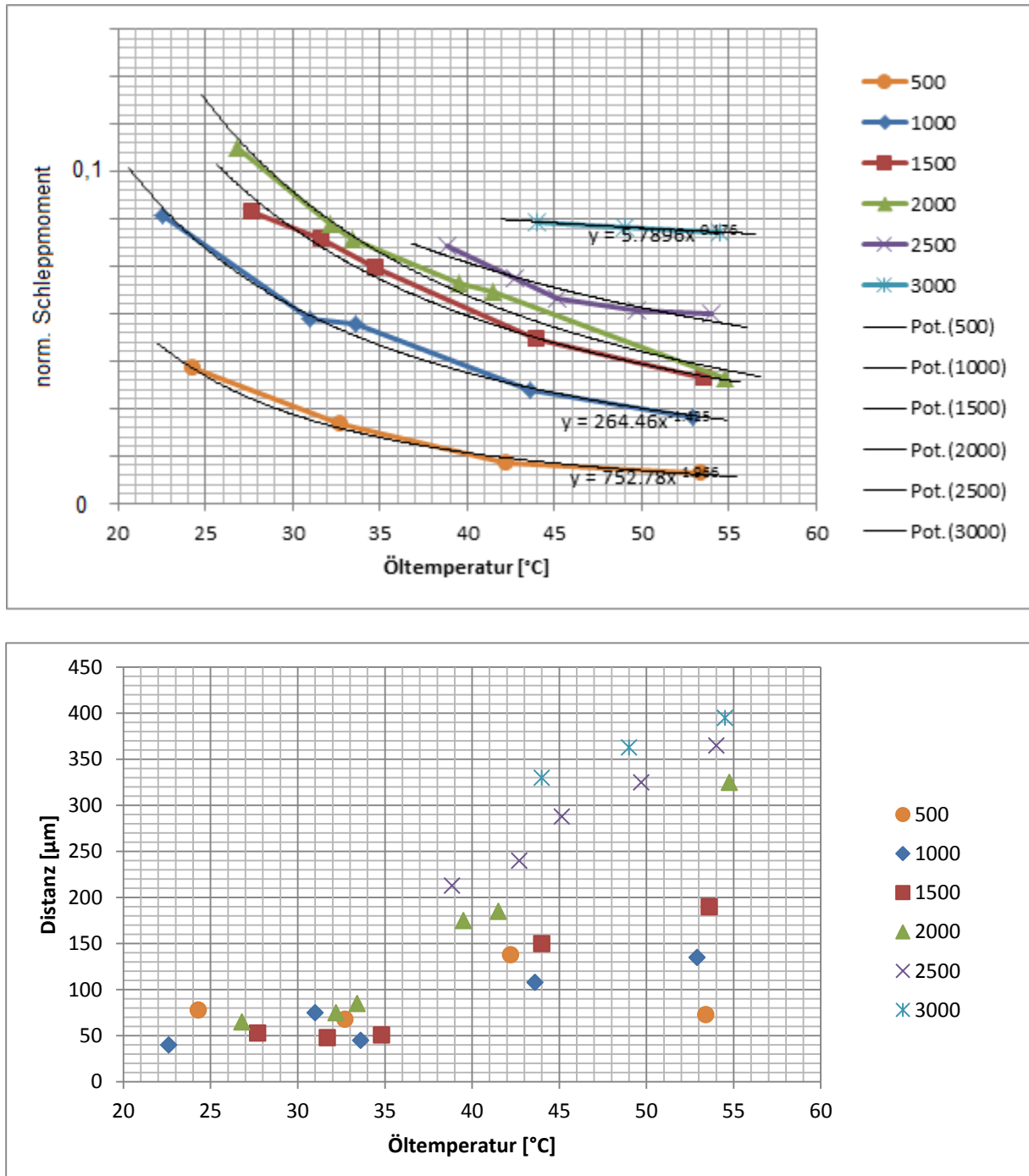


Abbildung 97: oben: Schleppmomentenverlauf über der Temperatur mit approximierten Potenzfunktionen (Pot.); unten: zugehörige Lamellendistanz {Sch13}

Zu Beginn ist der Betrag der Steigung am größten, nimmt dann im weiteren Verlauf aber stetig ab. Die Messwerte lassen sich gut mit den eingezeichneten gestrichelten

Kurven der approximierten Potenzfunktionen (Pot.) vergleichen. Einerseits sind die Viskositätsänderungen besonders groß bei niedrigen Temperaturen von ca. 30-40°C, siehe Abbildung 84, andererseits fällt die Reaktion auf die Positionsänderung von wenigen Mikrometern bei geringem Abstand zur Wand besonders stark aus, siehe Abbildung 91.  $h$  ist also umgekehrt proportional zu  $M_{\text{Schlepp}}$ . Die Werte aus Abbildung 97 müssen daher immer in Relation zur Lamellenposition gesehen werden. So zeigt es anschaulich, wie sich die Temperatur auf das Lamellenwandern auswirkt. Neben der Drehzahl scheint die Viskosität ein Einflussfaktor dafür zu sein, wie weit sich die Lamelle bei gegebener Drehzahl von der Rückseite entfernt.

Die Schleppmomentwerte bei 1500 und 2000  $\text{min}^{-1}$  liegen auffällig nahe beieinander. Bei 2000  $\text{min}^{-1}$  ist die Lamelle für alle Temperaturen etwas weiter von der Rückwand entfernt, als bei 1500  $\text{min}^{-1}$ . Für höhere Temperaturen gehen die Messwerte in Abbildung 97 weiter auseinander, entsprechend näher kommen sich die Schleppmomentkurven. Erst bei 3000  $\text{min}^{-1}$  setzen sich die Werte wieder deutlicher ab. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur in den Regionen, für die die Werte vorliegen, sich weniger stark auf das Moment. Hinzu kommt, dass die Lamelle sich bei hohen Drehzahlen sehr nahe an der Front bewegt. Auch hier entsteht eine Spaltströmung, die Einfluss auf das Schleppmoment hat. Allerdings kommt diese erst bei sehr geringen Abständen zur Front zum Tragen, also erst im hohen Drehzahlbereich. Dies bedeutet aber auch, unter Annahme des Erklärungsmodells für das Lamellenwandern, dass die Wirkfläche in der Regel durch das erweiterte Rückströmgebiet auf der Belagsseite der Lamellen entsprechend geringer ist.

Die vorliegenden Messergebnisse führen also zu der Annahme, dass sich durch die verringerte Viskosität bei steigenden Öltemperaturen das Rückströmgebiet in den Belagsnuten vergrößert und es dadurch früher zum gezeigten „Lamellenwandern“ kommt. Einziger Ausreißer ist in Abbildung 97, unten bei 500 U/min erkennen. Die Lamelle hat sich bei der Messung bei hohen Temperaturen (54 °C) nicht so weit von der Wand entfernt wie noch bei ca. 43 °C.

#### 9.1.4.3 Interpretation der Ergebnisse & Hypothesenverifikation

Bei geringen Geschwindigkeiten ist die Strömung ausgebildet bzw. anliegend, die strömungsinduzierten Wirbelfelder sind klein (Druckwiderstand, induzierter Widerstand). Der durch die Belagsnutzung und die Zentrifugalkraft hervorgerufene Pumpeneffekt sorgt dafür, dass das Öl auf der Belagsseite wie „gewünscht“ nach außen gefördert wird. Dies findet auch auf der planen Rückseite der Lamelle statt. Allerdings wird hier nur durch Scherkräfte das Öl in Rotation versetzt. Auf der Belagsseite wird über den zusätzlichen Normalkraftschluss mehr Öl beschleunigt, siehe Lamellenanalyse in Abbildung 88. Es entsteht auf der Belagsseite durch die

erhöhte Ölmenge ein erhöhter Druck gegenüber der planen Rückseite, siehe schematische Darstellungen in Abbildung 98.

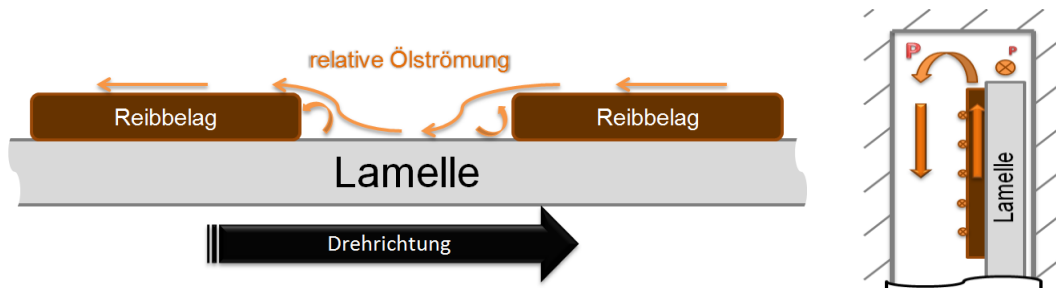


Abbildung 98: Relativgeschwindigkeit des Öls schematisch durch orange Pfeile gekennzeichnet. links: drehende Lamelle in radialer Ansicht, rechts: Lamelle im Gehäuse im Mittelschnitt {Sch13}

Dies sorgt gegenüber der glatten Rückseite der Lamelle auf der Belagsseite für einen Überdruck, die Lamelle „schiebt“ in Richtung der Rückwand. Verstärkt wird dieser Effekt durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten im nun engen Spalt zwischen Lamelle und Rückwand. Nach Bernoulli bedeutet dies eine Zunahme des dynamischen Drucks, womit eine Abnahme des statischen Drucks einhergeht und es entsteht ein Unterdruck auf der Lamellenrückseite, vgl. Bernoulli Formel 13.

Steigt nun die Drehzahl und damit die Strömungsgeschwindigkeit, so ist die Vermutung, dass sich das turbulente Rückströmgebiet auf der Belagsseite ausdehnt, bis (beinahe) die komplette Nut überdeckt ist, siehe Abbildung 99:

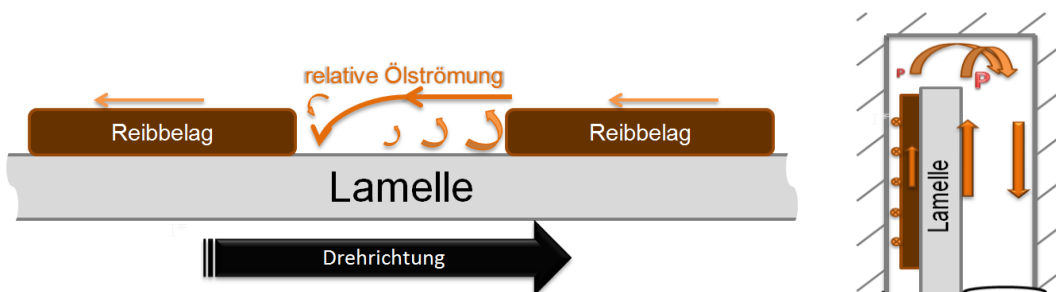


Abbildung 99: ansteigende Ausdehnung des turbulenten Rückströmgebietes in der Lamellennut {Sch13}

Betrachtet man über die Analogiebildung die plötzliche Rohr- / Kanalverbreiterung, so kann die Beobachtungsformel nach Jirka et al. [Jir07] zur Ausdehnung eines solchen Rückströmgebietes herangezogen werden. Dabei soll näherungsweise gelten [Jir07]:

$$l_{\text{Rückström}} \approx 5 \cdot (D_2 - D_1)$$

Formel 53: Länge des Rückströmgebietes nach [Jir07]

Auffällig dabei ist, dass die Ausdehnung des Rückströmgebietes  $l_{\text{Rückström}}$  nicht von der Strömungsgeschwindigkeit und auch nicht von der Viskosität abhängen soll, sondern nur von der Differenz beider Durchmesser.

Für diese Hypothese wird ein Modell einer abrupten Rohrerweiterung in dem numerischen Strömungssimulationsprogramm Ansys implementiert. Dazu wird der Massenstrom  $\dot{m}$  des Öls ATF 134, bei 40 °C von 0,005929 kg/s und 0,023716 kg/s eingestellt. Ziel dieser generischen Untersuchung ist es, eine Geschwindigkeitsabhängigkeit der Länge des Rückströmgebiets im interessierenden Geschwindigkeits- und Geometriespektrum darzustellen. Dabei sind die Spaltmaße 0,2 mm (entspricht Lüftspiel am Belag) auf 1,2 mm (entspricht gesamter Spalt aus Nut und Lüftspiel) in einem 20 mm breiten Kanal (entspricht radialer Lamellenausdehnung) verwendet worden. Zusätzlich wird die Darstellung der abrupten Querschnittsverengung weggelassen, die wie aus der Modellbildung von Kapitel 7.4.3 bekannt einen Staupunkt und eine Einschnürung im weiteren Verlauf mit sich bringt.

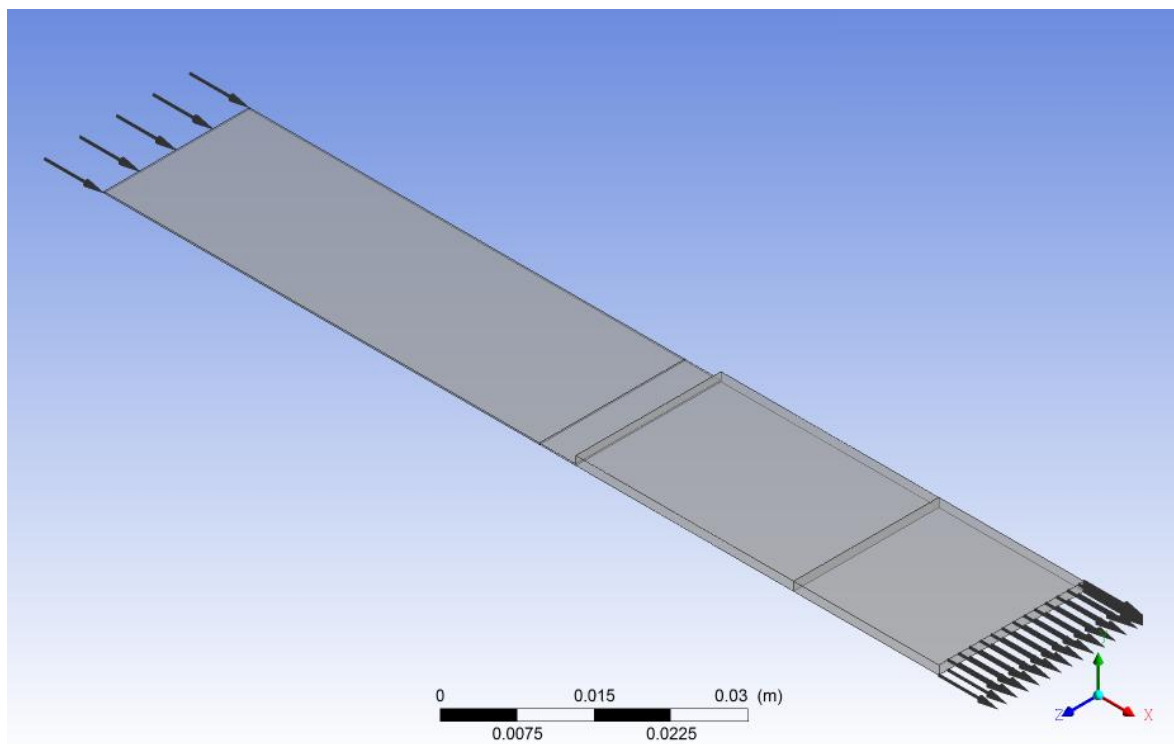


Abbildung 100: Darstellung des Minimalmodells der plötzlichen Rohrquerschnittserweiterung in dem CFX-Programm Ansys

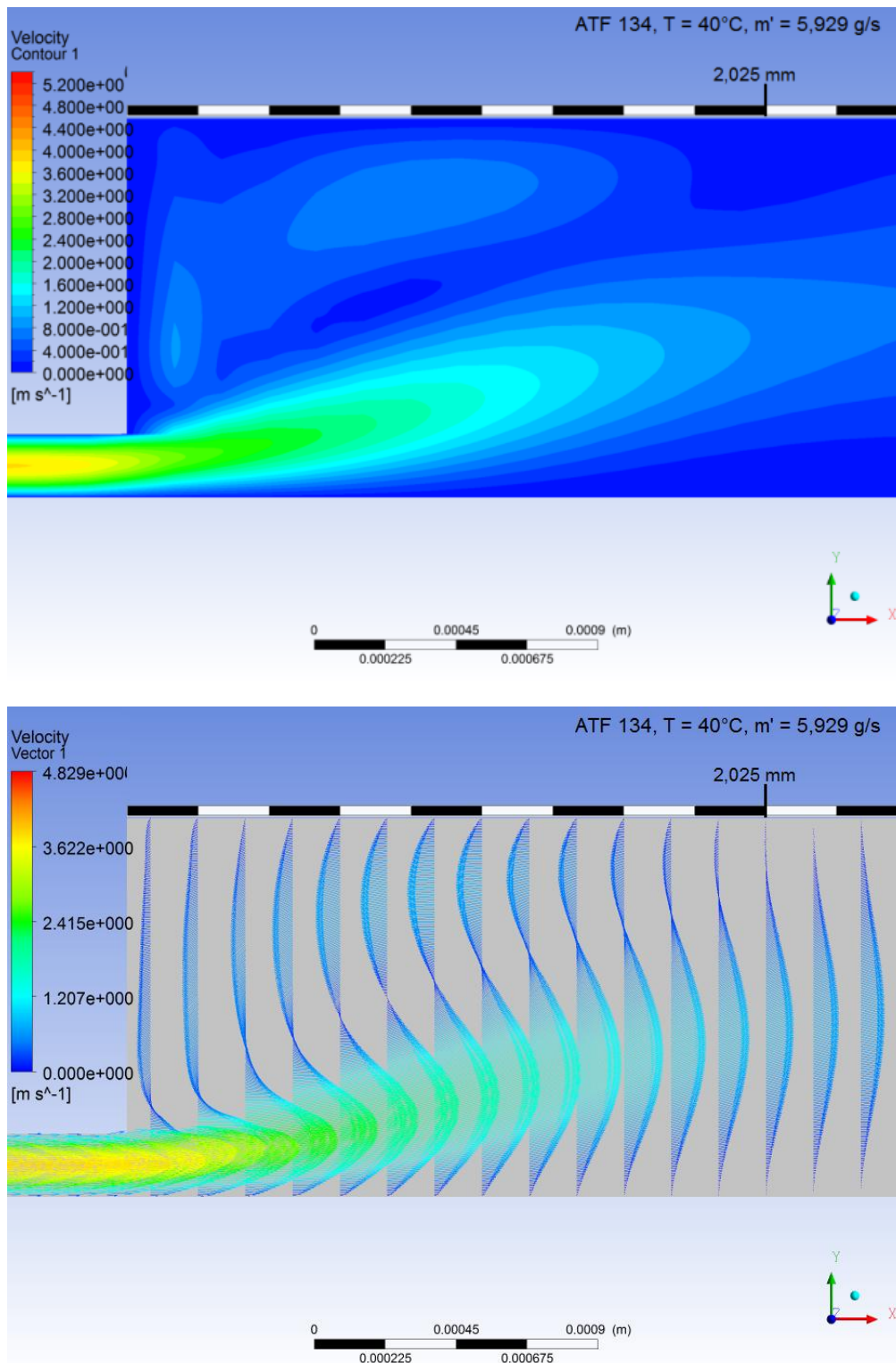


Abbildung 101: Strömung an der generischen Rohrquerschnittserweiterung ( $m' = 0,005929 \text{ kg/s}$ ); oben: Geschwindigkeits-Kontur; unten: Geschwindigkeits-Vektorpfeile

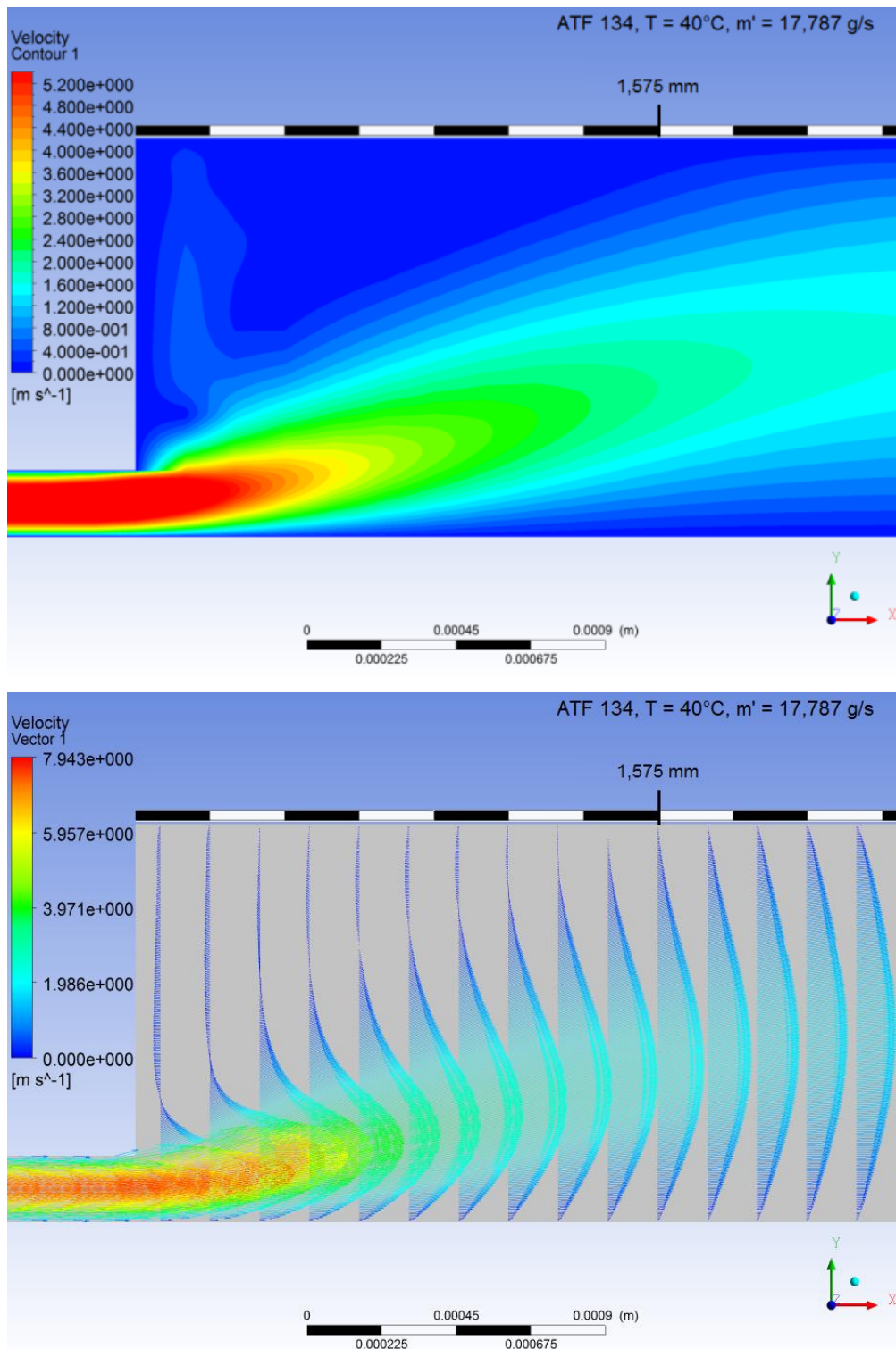


Abbildung 102: Strömung an der generischen Rohrquerschnittserweiterung ( $m' = 0,017787 \text{ kg/s}$ ); oben: Geschwindigkeits-Kontur; unten: Geschwindigkeits-Vektorpfeile

Die in Formel 53 scheinbare Unabhängigkeit des Rückströmgebietes von der Fließgeschwindigkeit lässt sich mit Ansys im interessierenden Größenbereich nicht beobachten; tendenziell wird die Rückströmgebietslänge mit steigender Geschwindigkeit (von  $v_{\max} 4,8 \text{ m/s}$  nach  $v_{\max} 7,9 \text{ m/s}$ ) kleiner, siehe dazu Abbildung 99 und Abbildung 100.



Dazu scheint der Faktor 5 in Formel 53 falsch gewählt. Die Simulation zeigt  $l_{\text{Rückström}} = 2,025\text{mm}$  bei  $D_2 = 1,2\text{ mm}$  und  $D_1 = 0,2\text{ mm}$ . Damit würde der Faktor zwischen 1,57 und 2,025 betragen. Dieser Effekt muss also mit der Änderung der kinematischen Viskosität des Mediums zusammenhängen, denn die Scherspannung, die an den Wirkflächenpaaren der Subsysteme angreift, ist nach Newton in Formel 3 definiert. Das zugehörige C&C<sup>2</sup>-Modell wurde in Kapitel 9.1.3 sowie die Modellvorstellung der Ölviskositätsänderung in Kapitel 9.1.1.2 vorgestellt.

Wird derselbe Aufbau mit Wasser als Medium (wesentlich kleinere kinematische Viskosität  $\vartheta(40\text{ °C}) \approx 0,658 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ ) durchgeführt, scheint die empirische Formel mit dem Faktor 5 in etwa zu stimmen, siehe Abbildung 103. Dies verwundert nicht, da die Autoren Jurki et al [Jur07] Strömungslehre für Bauingenieure lehren und bei Flüssen in dieser Hinsicht ähnliche Rahmenbedingungen (Temperaturbereich, Druckniveau) herrschen.

Unter der Annahme, dass Ansys diesen Effekt richtig wieder geben kann, ist damit die Hypothese zum sich ändernden Rückströmgebiet in der abrupten Rohrerweiterung als Ursache verifiziert. Jedoch ist es nicht die Differenzgeschwindigkeit direkt, sondern die damit einhergehende Ölerwärmung im Spalt, die das Rückströmgebiet anwachsen lässt.

Die turbulenten Rückströmgebiete hinter dem Belag als auch der Staupunkt vor dem nächsten Belag konnte mit diesem Prüfaufbau nicht erkannt werden. Dies liegt an der nicht vorhandenen Tiefenauflösung des Aufbaus. Diese Hypothesen sind damit weder verifiziert noch falsifiziert.

Es konnte gezeigt werden, dass eine radiale Strömung der Nut nach außen stattfindet, wenn die Lamelle mit der Belagsseite am Gehäuse ist. Die Rückströmung findet in diesem Prüfaufbau nur dann wie vermutet hinter der Lamelle statt, wenn die Lamelle ebenfalls mit der Belagsseite am Gehäuse ist, bei Temperaturen zwischen 30 °C und 40° also ab  $1980\text{ min}^{-1}$ . Unterhalb dieser Drehzahlen findet die Rückströmung vor der Lamelle in radialer Richtung nach innen statt.

Das leicht exponentielle Ansteigen des Schleppmoments über der Drehzahl konnte indirekt nachgewiesen werden, was die einsetzende turbulente Strömung bestätigt.

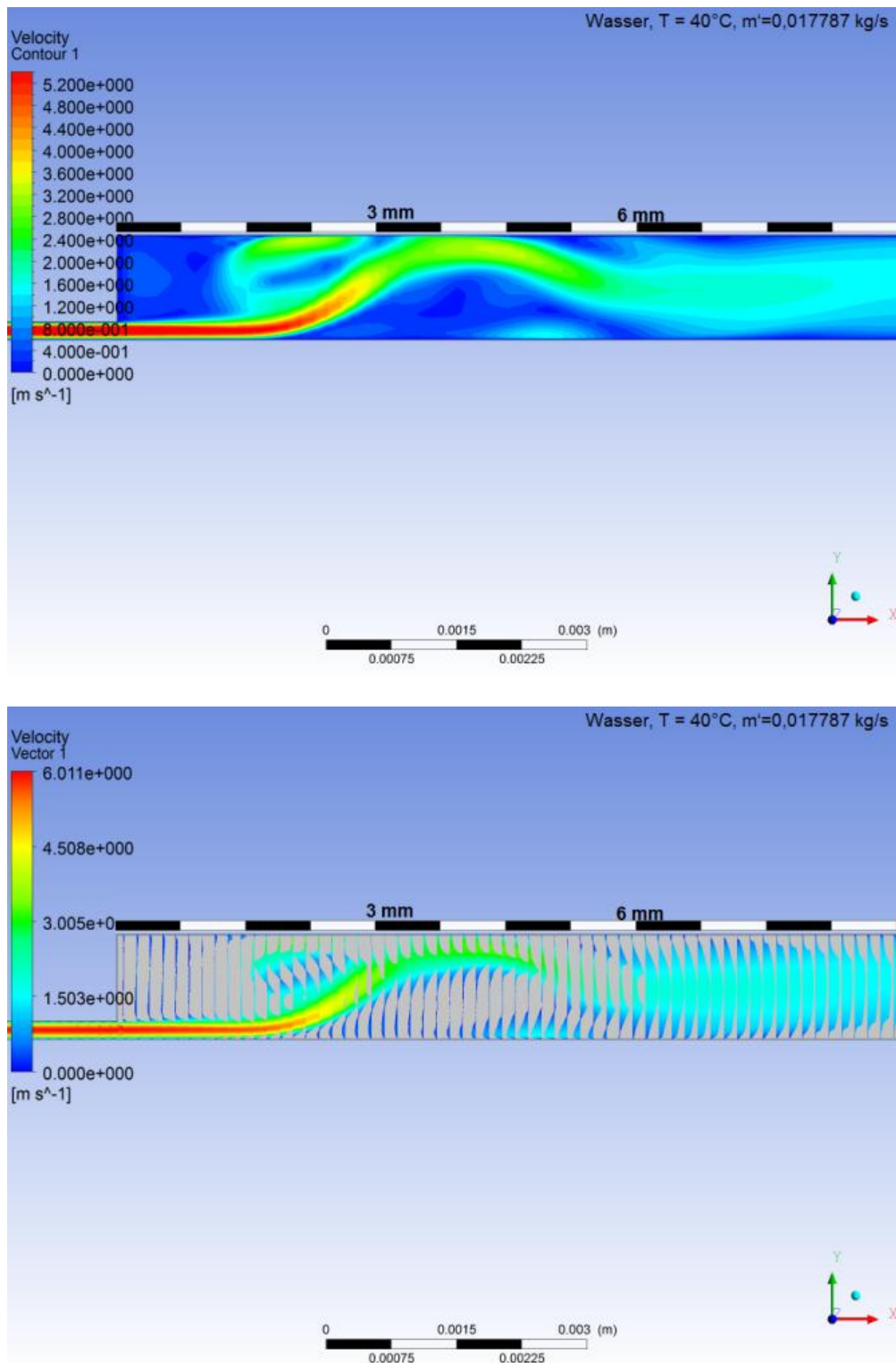


Abbildung 103: Strömung an generischer Rohrquerschnittserweiterung ( $m' = 0,017787$  kg/s) von Wasser; links: Geschwindigkeits-Kontur; rechts: Geschwindigkeits-Vektorpfeile

### 9.1.5 Bewertung der ausgewählten Lösungsansätze

Im Kapitel 9.1.1.3 konnten erhebliche Potenziale aufgezeigt werden, wenn die Kupplung anhand des Lamellendesigns optimiert wird. Der HCC-Effekt kann bei einer Differenzdrehzahl von  $3500 \text{ min}^{-1}$  und einer Öltemperatur von ca.  $90 \text{ °C}$  70 % des Schleppmoments in diesem Kupplungssystem einnehmen. Natürlich gibt es auch weitere Lösungsansätze, wie beispielsweise die Betriebsstrategie des betrachteten P2-Hybrides dahin gehend zu ändern, dass der Elektromotor bei Drehzahlen unter  $1000 \text{ min}^{-1}$  arbeitet. Verfolgt man diesen Ansatz, ist festzustellen, dass der Elektromotor dann höhere Momente liefern muss, um die gleiche Leistung zu erreichen. Dies kann auf zwei Arten geschehen, entweder die Steigerung des Stromes oder die Vergrößerung des Bauraums in axialer oder radialer Richtung oder beides. Kann dies bei dem hier vorgestellten Triebstrangkonzeppts mit der permanent erregten Synchronmaschine (PSM) nicht ermöglicht werden, verfällt diese Lösung.

Weiterhin kann festgestellt werden, dass eine ideale Verteilung der Lamellen in den oberen Drehzahlbereichen zu erhalten ist. Es konnte in Kapitel 9.1.4 gezeigt werden, dass die Lamellen Axialkräfte aufbauen, mit denen sie sich verschieben. Die dadurch inhomogene Lamellenverteilung erhöht die Schleppmomente über die Newton'schen Schubspannungen und es tritt eventuell Mischreibung auf, wie an den Spannungsdurchschlägen der kapazitiven Sensoren im Messaufbau (vgl. Abbildung 74) in Abbildung 91 zu erkennen ist. Damit sind Potenziale bei einer gleichmäßigen axialen Verteilung gegeben. Bei Beibehaltung des Kupplungssystems ergeben sich dabei zwei Lösungsansätze in der Form einer aktiven axialen Distanzierung oder in der Nutbildoptimierung zur ähnlichen Druckverteilung vor und hinter der Lamelle im interessierenden Betriebsbereich ( $\sim 90 \text{ °C}$  und Relativedrehzahlen  $> 1000 \text{ min}^{-1}$ ). Diese Lösungsansätze sind vielversprechend und werde daher im weiteren Kapitel 0 verfolgt.

## 9.2 Prinzip- und Gestaltmodellierung der neuen Ideen

Nach den aufgezeigten Lösungsideen soll nun im Folgenden die Prinzip- und Gestaltmodellierung aufgezeigt werden.

### 9.2.1 Modellierung der Lösung mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz

Nach der ausführlichen Analyse mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz und der Ableitung der zugehörigen C&C<sup>2</sup>-Modelle sowie der Betrachtung des Kupplungsbetriebs in Kapitel 7.1 (Differenzdrehzahlumkehr bei elektrometrischem Fahren) ist eine mögliche Lösung folgendermaßen zu synthetisieren:

- Der HCC-Effekt soll bei elektromotorischem Betrieb vermieden / vermindert werden.
- Zusätzlich sollen die sich unnötig bildenden Turbulenzen im Rückströmgebiet, die nach Modellvorstellung nichts zur Belagskühlung bei Synchronisation beitragen, vermieden / vermindert werden.
- Die Summe auftretender Axialkräfte soll durch eine Abstimmung der Belagsgeometrie im interessierenden Betriebsbereich zu null werden oder die Lamellen nicht zusammenschieben können.

Dies bedeutet:

- Aufhebung der normalen Wirkflächenpaare zur Strömung im elektromotorischen Fahrbetrieb
- Vermeidung der abrupten Querschnittsänderung hinter dem Belag, um die Subsysteme nicht zu unnötigen Turbulenzen zu führen und damit den radialen Förderkanal einzuschränken.

#### 9.2.1.1 Anpassung des Lamellendesigns zur Optimierung

Eine erste Idee führt zum einseitigen Abschrägen der bisherigen senkrecht aufragenden Belagsplättchen. Dabei muss zwischen den vom Verbrennungsmotor betriebenen Außenlamellen und den elektromotorisch angetriebenen Innenlamellen eine wechselseitige Anordnung der Belagsplättchen vorgesehen werden, wie Abbildung 104 in einem Schema zeigt.

Anders als die bereits von ZF Sachs patentierten Freilaufkupplungslösungen [Roh09] wird hier eine wesentlich einfachere „hydrodynamisch wirkende Freilaufkupplung“ vorgestellt:

Aufbauend auf dem bereits existierenden Kupplungskonzept wird die Geometrie der Reibbeläge auf den Lamellen funktionsgerecht gestaltet. Die radialen, senkrechten „Schaufelnuten“ sind nur dann notwendig, wenn der Leistungsfluss bei Differenzdrehzahl vom Verbrennungsmotor herrührt. Die Drehrichtung der An- und

Abtriebsseite ist immer dieselbe, nur wechselt der Leistungsfluss zwischen An- und Abtriebsseite. Aus den Strömungsmodellen lässt sich damit das in Abbildung 104 im axialen Querschnitt dargestellte Lamellendesign synthetisieren. Die Beläge sind auf einer Seite mit einer wesentlichen schrägen Ebenen versehen, um der generischen Grundgeometrie einer kontinuierlichen Querschnittsverengung nahe zu kommen. Um die Reibbeläge nicht verkleinern zu müssen, wird dafür der radiale Spalt gekürzt. Mit diesem Design wird die Strahlkontraktion  $A_0$  wesentlich verringert und damit auch der Widerstandswert, wenn die Innenlamelle (elektromotorfest) in Richtung dieser schrägen Ebenen dreht. Die Beläge von Außen- und Innenlamellen sind jeweils entgegengesetzt angeordnet. Zusätzlich werden dann die stehenden Außenlamellen (verbrennungsmotorfest) von der rotierenden Strömung ebenfalls auf der Seite der schrägen Ebene angeströmt. Da die Drehrichtung immer dieselbe ist – in diesem Beispiel in nach links- wird beim Starten des Verbrennungsmotors die senkrechte Kante der Außenlamelle die Strömung tangential beschleunigen und die rotierende Strömung trifft wie gehabt auf die senkrechten Nutungen der stehenden bzw. langsamer drehenden Innenlamellen. Zusätzlich entfällt die plötzliche Querschnittserweiterung auf der Rückseite des angeströmten Belags, sodass die Rückströmzone sich verkürzt oder gar entfällt. Eine theoretische Vorherberechnung ist nach dem Stand der Technik [Spu06] nicht möglich, sondern muss experimentell ermittelt werden. Dies zeigte auch der Vergleich der Strömung des Simulationsmodells und der Strömungsmessung am Einzellamellenprüfstand. Dennoch stellt sich durch den kontinuierlichen Übergang ein kleinerer Strömungswiderstand ein.

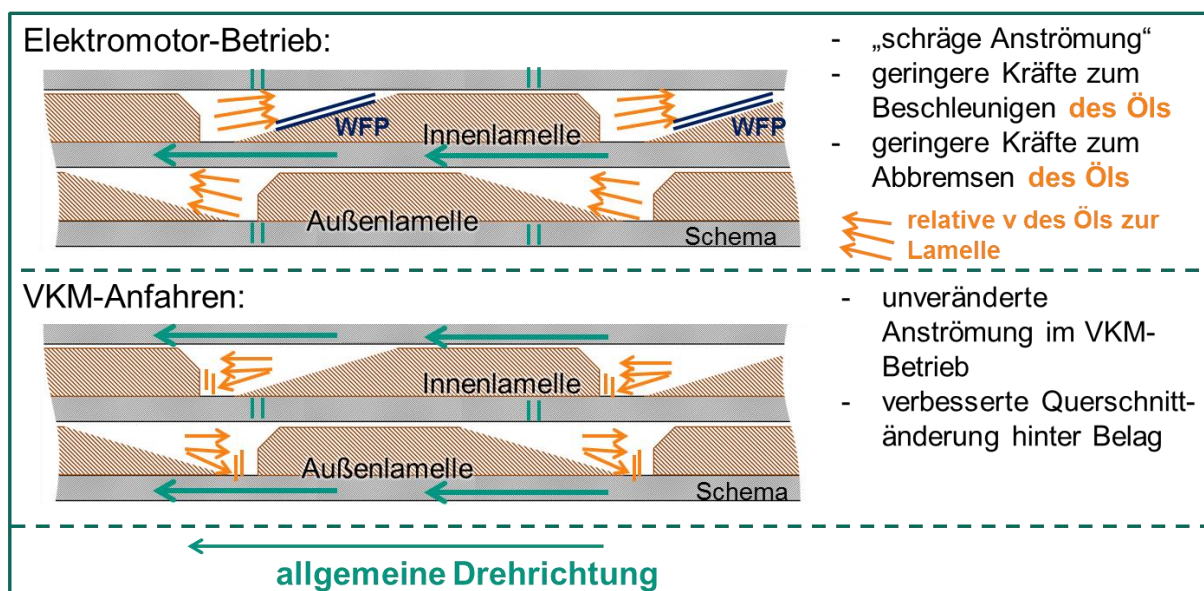


Abbildung 104: Schema der abwechselnden Anordnung der Lamellen und damit relevanten Wirkflächenpaare von Festkörper zu Fluid bei verschiedenen Betriebsmodi

Tragweitenanalyse:

Da eine senkrechte Kante des Reibbelags auf einer Seite vermieden werden soll und fertigungstechnisch eine Mindestdicke des Reibbelags zu berücksichtigen ist, kann der Reibbelag so in die Trägerlamelle eingelassen werden, dass die senkrechte Kante vermieden oder zumindest der senkrecht stehende Anteil auf ein Minimum reduziert wird.

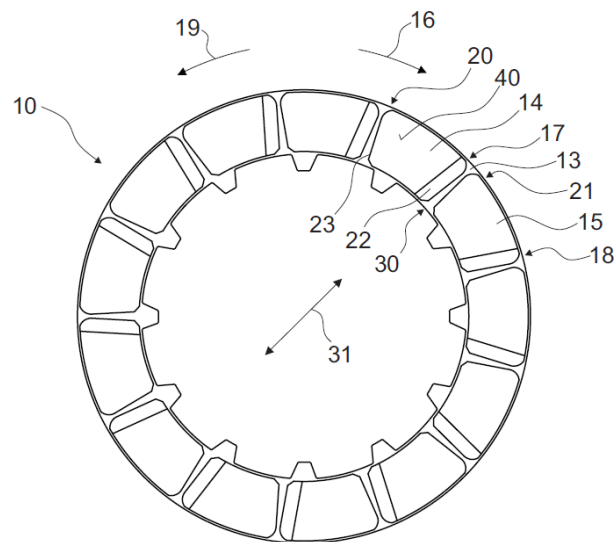


Abbildung 105: Darstellung der Lamelle mit einseitig abgeschrägten Belägen aus dem Patentantrag P824004 "Reibschlusskupplungslamelle für eine nasslaufende Kraftfahrzeugkupplung"

Der Patentantrag ist beim deutschen Patentamt eingereicht worden. Die Validierung erfolgt in Kapitel 7.6.

### 9.2.1.2 Entwicklung einer fertigbaren Distanzierung von Lamellen

Ansätze zum Distanzieren der Kupplungslamellen wurden in Kapitel 2.4.2.2. bereits vorgestellt. Hier soll anhand der in Abbildung 64 gezeigten Beispielkupplung ein Distanzierungsmedium synthetisiert werden.

Die bestehende Kupplung besitzt auf den Lamellenträgern keine explizite Beschränkung der axialen Bewegungsreichweite. Dies geschieht hier durch die zur Übertragung der Betätigungskraft erforderlichen Wirkflächen von Druckkolben und Endlamelle. Bei der Einbringung einer Distanzierung, die keine Reibkräfte bei Relativedrehzahl mit sich bringt, müssen feste Anschläge bestehen, um die Außenlamellen zu den Innenlamellen orientieren zu können {Ebl11}. Diese Ausrichtung erfolgt dann zwangsläufig über die gesamte Tragstruktur der Kupplung. Dazu werden im Folgenden weitere Konzepte vorgestellt:

Konzept der beidseitigen Fixierung:

Es werden außerhalb des Lamellenverbundes konstruktiv zwei Wirkflächen zur Lagebestimmung der Außen- zu Innenlamellen geschaffen. Die Lagefixierung der Innenlamellen entspricht dem Aufbau des Außenlamellenträgers. Damit ist jede Lösung bei Einsatz von nur Druckanteilen der beidseitigen Einspannung für beide Lamellenträger einsetzbar. Abbildung 106 zeigt den Lösungsansatz als Schema:

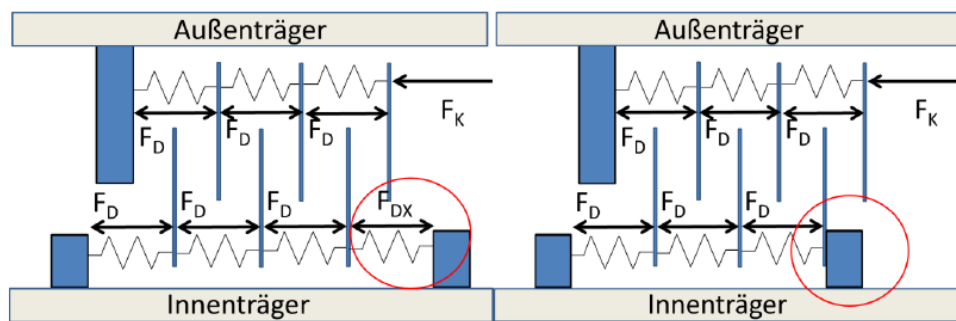


Abbildung 106: Schemata der beidseitigen Einspannung von Innen- und Außenlamellen, links: mit Endfeder am Innenlamellenpaket DX; rechts: ohne Endfeder {Ebl11}

Die Vorteile dieses Konzepts liegen in der breiten Auswahl von druckelastischen Elementen. Nachteilig sind die sehr komplizierte Montage und der daraus folgende konstruktive Aufwand sowie zusätzlich die Addition fehlerhafter Feder-Weg-Toleranzen, die dann die Lamellen auf eine ungleiche Verteilung zwingen.

Konzept der einseitigen Fixierung

Bei einer einseitigen Fixierung des Lamellenverbundes auf dem Innenlamellenträger werden konstruktiv an nur einer Seite des Verbundes neue Wirkflächen geschaffen, um die Lage der Lamellen zum Innenlamellenträger zu bestimmen. Dies wird hier nur mit einer Verbindung zwischen Innenlamellenträger und Distanzmedium realisiert. Das Distanzmedium muss dadurch die Fähigkeit besitzen, den Lamellenverbund in sich zu fixieren, da sonst nur in eine Richtung eine Begrenzung der Bewegung besteht. Daher sind Distanzmedien mit Druck und Zuganteilen erforderlich. Der Vorteil dabei ist, dass ein axialer Anschlag gegenüber der Lösung mit beidseitiger Fixierung entfällt. Nachteilig sind zum einen die wesentlich geringere Auswahl der zur Verfügung stehenden Medien sowie zum anderen die Addition der Feder-Weg-Toleranzen.

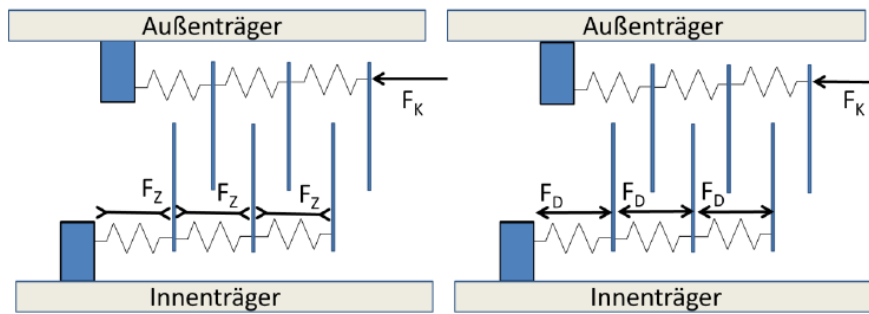


Abbildung 107: Schema der einseitigen Fixierung mit Distanzmedien, die Druck- und Zuganteile haben {Ebl11}

Der gemeinsame Nachteil der Addition der Feder-Weg-Toleranzen beider Lösungen (wie auch bei den im Stand der Technik vorgestellten Lösungen) kann vergleichsweise einfach aufgelöst werden: Die Lamellen müssen einzeln abgedeutet werden. Nachteilig dabei ist, dass verschiedene Federn für die 6 Lamellen verwendet werden müssen und somit ein höherer Aufwand bei der Montage folgt.

Bei der einseitigen Einspannung mit Druck- und Zuganteilen sind jedoch komplexere Federgeometrien zu erzeugen, da jede Lamelle ein eigenes Federpaket benötigt und die Federn teilweise an den Lamellen vorbeigeführt werden müssen. Bei Lösungen mit Zug- und Druckanteilen sind daher bis zu 6 unterschiedliche Distanzhalter für Außen- und Innenträger zu konstruieren. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die thermische Ausdehnung in bestimmten Temperaturbereichen sich unterschiedlich auswirkt, denn im Bereich der äußeren Lamellen unterscheiden sich die Abmaße der elastischen Distanzmedien deutlich. Dies führt in höheren Temperaturbereichen zu einer Verschiebung der von der Vorspannkraft bestimmten Position.

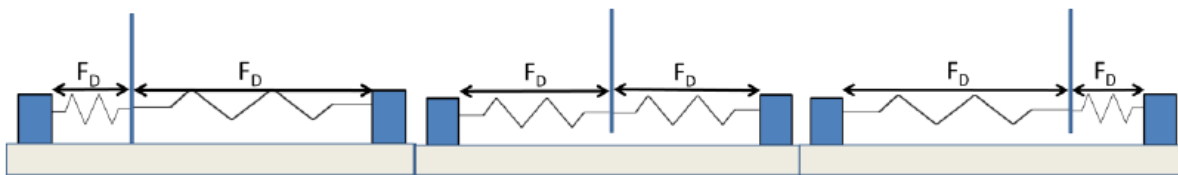


Abbildung 108: unterschiedliche Federn je einzeln eingespannte Innen-/Außenlamelle {Ebl11}

Bei der Betätigung der Kupplung muss von jeder Lamelle ein unterschiedlicher Weg zurückgelegt werden. Dies führt bei einzeln orientierten Lamellen zu jeweils unterschiedlichen Federwegen somit muss bei der Wahl eines Distanzmediums auf eine Verträglichkeit des zu überwindenden Federweges geachtet werden. Die maximale Dehnung ist von den Distanzmedien der Lamelle mit Kontakt zum Druckkolben zu ertragen. Sie entspricht dem gesamten Lüftspiel der Kupplung {Ebl11}, wie nachfolgende Abbildung 109 zeigt:



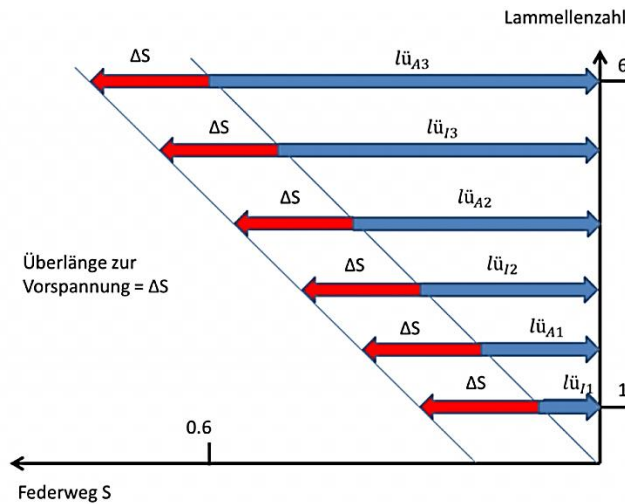


Abbildung 109: Einzelne Federwege der Distanzmedien pro Lamelle bei einzelner Orientierung {Ebl11}

### Werkstoffauswahl für die Distanzmedien:

Für die Werkstoffauswahl des Distanzhalters sind mehrere Randbedingungen entscheidend wichtig, die die Möglichkeiten des Einsatzes von Werkstoffen begrenzen. Vorrangig muss es dem Distanzmedium möglich sein, die Funktion zu erfüllen. Dies bedeutet, der Bauraum muss es zulassen, eine ausreichend große Federgeometrie des Werkstoffes integrieren zu können, dessen Federkraft im Stande ist, die Haft- und Gleitreibung im Betätigungsfall zu überwinden und den im Leerlauf entstehenden Kräften durch Lamellentaumeln und Druckgefällen des Öls zu widerstehen. Zusätzlich muss auf den Temperaturbereich speziell eingegangen werden, da sich im Betriebsfall einer Kupplung die Temperatur in einem großen Bereich bewegt. Zur Einschätzung der Größenordnung kann am Beispiel der konkret untersuchten Kupplung ein Temperaturbereich von ca. 150° je nach Betriebsdauer und Betätigungshäufigkeit angenommen werden. Hier muss speziell darauf geachtet werden, dass beim Einsatz von Druck- und Zugfedern, die thermische Ausdehnung zu einer einseitigen Verschiebung des durch die Vorspannkraft definierten Punktes im Gesamtaufbau führt. Werden nur gleiche Druckanteile verwendet, sollte sich theoretisch die Ausdehnung proportional zur Gesamtausdehnung verhalten und keinen Einfluss auf die Position in Bezug zum Träger haben. Die Vorspannkraft kann jedoch durch Werkstoffunterschiede zwischen den elastischen Distanzhaltern, Kupplungslamellen und Fixierung auf dem Lamelleninnenträger variieren. Dies führt auch zu der These, dass die Tragstruktur möglichst kurz gehalten und aus demselben Werkstoff, mit ähnlicher Geometrie gefertigt werden sollte, um eine Änderung des Bezuges Außenlamellen- und Innenlamellenträger zu minimieren. Hier ist zusätzlich die Geometrie der Bauteile zu berücksichtigen. Im Falle der untersuchten Kupplung besteht auch in dieser Position Handlungsbedarf. Eine Worst-Case-Betrachtung ergibt

hier eine mögliche überschlagsmäßige Abweichung für den linearen Ausdehnungskoeffizienten von Stahl, {Ebl11}:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta T$$

Formel 54

Der große Temperaturbereich führt somit auch automatisch zur Eingrenzung des Federwerkstoffes, da die Forderung nach einem linearen Bereich von bis zu 200 °C sowie eine geringe thermische Ausdehnung besteht. Da Gasfedern grundsätzlich durch ihren Aufbau und ihre Baugröße für den Einsatz in dieser Umgebung ausscheiden und Polymere durch ihre inhomogenen Eigenschaften über den Temperaturverlauf [Wei08] sowie ihrer im Vergleich zu Metallen 10fachen thermischen Ausdehnung ungeeignet sind, [Zum07] ist nur der Einsatz von metallischen Werkstoffen möglich. Diese zeichnen sich zusätzlich durch ein höheres E-Modul, Wechselfestigkeit und Beständigkeit gegen chemische Prozesse im Ölbad aus und erfüllen hierdurch alle Kriterien bestmöglich.

Federwerkstoff	Temperaturbereich	Bauraum	Federbereich	Beständigkeit gegen Fluid
Fluide Stoffe	●	●	●	●
Hölzer	●	●	●	●
Elastomere	●	●	●	●
Stähle	●	●	●	●
Nicht Eisen Metalle	●	●	●	●

Tabelle 14: Vorabbewertung möglicher Werkstoffe für die elastische Distanzierung der Lamellen {Ebl11}

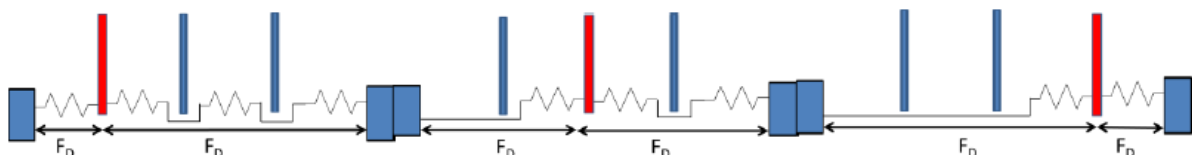


Abbildung 110: geometrische Anordnung der einzelnen Lamellenanfederung {Ebl11}

Durch die sehr geringen Abmaße, die für die Bleche durch die Randbedingungen bestehen, sind hohe Anforderungen an den Werkstoff gestellt. Um die auftretenden Kräfte elastisch ertragen zu können, muss eine hohe Streckgrenze bei möglichst geringem E-Modul bestehen. Dies können Federmaterialien aus Nicht-Eisen, Metalle, wie auch niedrig legierte Knetlegierungen aus Nickel und Kupfer nicht gewährleisten,

da bei ihnen eine deutlich geringere Streckgrenze im Vergleich zum E-Modul bei selber Baugröße besteht. Zusätzlich ist für die Erzeugung von Distanzblechen mit gleichmäßigem Biegewinkel sowie konstanter Federsteifigkeit, die Materialbeschaffenheit möglichst konstant zu halten. Der Reinheitsgrad ist durch die hohe Belastung sehr rein vorzusehen. Es handelt sich bei den Distanzblechen zum größten Teil um statisch beanspruchte Federn. Eine zusätzliche Oberflächenbearbeitung in Form von Kugelstrahlen, Schälern oder Beschichten zur Vermeidung von Kerben durch nicht-metallische Einflüsse sollte zur Erzeugung einer hohen Dauerfestigkeit daher nicht nötig sein {Ebl11}. Zur Erzeugung einer möglichst hohen Streckgrenze sollte nach der Fertigung der Biegebereiche eine Wärmebehandlung in Form des Patentierens nach DIN EN 10052 oder anderen Verfahren erfolgen. Aus den gewonnen Erkenntnissen wird ein nicht rostender Federstahl mit der Werkstoffnummer 1.4310 nach Gütenorm DIN EN 10151 ausgewählt. Dieser besitzt aufgrund seiner Legierungsanteile von einem Chromgehalt von mindestens 16 % und einen Nickelgehalt von mindestens 6 % ein optimales Verhalten als Federwerkstoff bei höchstmöglicher Zugfestigkeit. Der Elastizitätsmodul liegt je nach Zugfestigkeit und Wärmebehandlung bei Raumtemperatur zwischen 179 MPa für kaltgewalzte Federbleche mit der Zugfestigkeit 1300 N/mm<sup>2</sup> und 195 MPa für kaltgewalzte und wärmebehandelte Bleche mit der Zugfestigkeit 1900 N/mm<sup>2</sup>. Es handelt sich hier um die möglichen Lieferzustände [Zum07]. Da die Sicherheiten der Berechnung sehr gering ausgefallen sind, ist hier auf eine maximale Ausnutzung des Standes der Technik zu achten und der Werkstoff ist mit maximaler Streckgrenze vorzusehen.

Wegen der Kräftebilanz nach der Auslegung des Federstahles sind mehrere Federbereiche notwendig, die dann in Reihe geschaltet werden, um den kompletten Federweg bei Betätigung der Kupplung darstellen zu können. Die Idee ist, dass vier Federn eine einzelne Lamelle bedienen und dabei unter den anderen Lamellen durchgeführt werden. In den Hohlräumen, die durch die abwechselnde Anordnung der Außen- bzw. Innenlamellen entstehen, werden weitere elastische, stauchbare Bereiche der Feder genutzt, siehe dazu auch Abbildung 111.

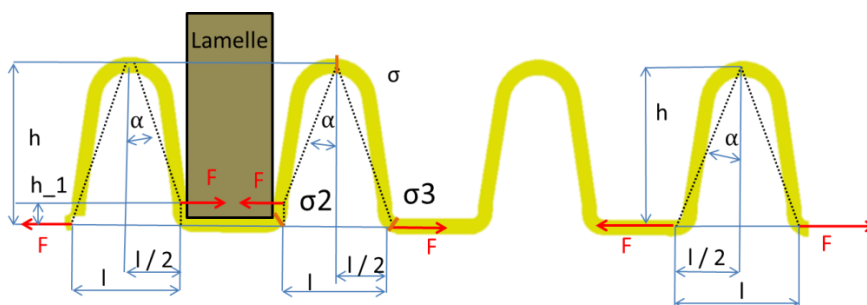


Abbildung 111: Darstellung der Federgeometrie mit den wichtigsten Auslegungsgrößen {Ebl11}

Die maximale Spannung tritt in der Spitze der „Häuschen“ auf. Sie setzt sich zusammen aus den zwei um sie gebogenen Stäben in Form der Biegespannung  $\sigma_{b1}$  und  $\sigma_{b2}$  sowie der durch die Normalkraft auftretenden Druckspannung  $\sigma_n$ . Aufgrund der superpositionsfähigen Belastung können diese addiert werden. Sie tritt bei der maximalen Auslenkung der Lamellen im Fall der geschlossenen Kupplung auf. Der Federweg entspricht dabei dem zur Vorspannung nötigen Übermaß und dem zurückzulegenden Weg der Lamelle bei der Betätigung. Wie bereits erwähnt, unterscheiden sich diese bei einzelner Orientierung je nach Position der Lamelle. Es ist darauf zu achten, dass es sich bei dem ermittelten Biegeweg um das „Häuschendach“ nicht um den Weg der Lamelle handelt, siehe

Abbildung 112. Dieser muss erst anhand der Winkelfunktionen umgerechnet werden. Beide Biegungen verhalten sich bis zur Elastizitätsgrenze nach dem Hook'schen Gesetz linear.

Ansatz:

Maximalspannung:  
 $\sigma_{ges} = \sigma_{b1} + \sigma_{b2} + \sigma_n$

Federweg:  
 $\Delta l = \Delta l_{1ges} + \Delta l_{2ges}$

$\Delta l = \cos(\alpha_{min}) \cdot s_1 + \cos(\beta_{min}) \cdot s_2$

$Anteil\ 1 = \frac{\cos(\alpha_{min}) \cdot s_{Vorspannung\ 1}}{\cos(\alpha_{min}) \cdot s_{Vorspannung\ 1} + \cos(\beta_{min}) \cdot s_{Vorspannung\ 2}} = \frac{\Delta l_{1ges}}{\Delta l}$

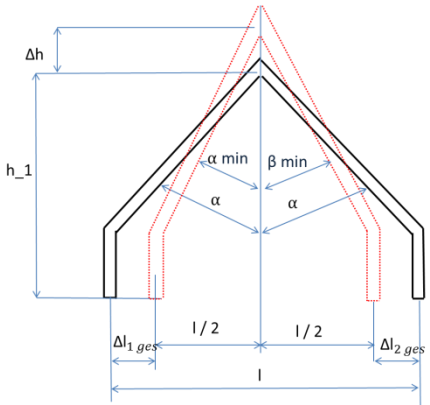


Abbildung 112: Verformung der Federbereiche im geschlossenen Fall der Kupplung an einer Biegung (schematisiert) {Ebl11}

Ersichtlich wird aus Abbildung 111, dass sich die Biegungen der Häuschenseiten durch die unterschiedlichen Angriffspunkte unterscheiden. Es muss demzufolge eine Fallunterscheidung folgen. Um die Anteile der Biegung in den Seiten zu bestimmen, können durch das lineare Verhalten im elastischen Bereich Rückschlüsse gezogen werden. Beide Seiten werden jeweils durch die Reihenschaltung immer mit derselben Kraft belastet. Es wurde daraus folgend im Fall der Vorspannung die Auslenkung der



kontaktfreies Distanzmedium verbaut werden kann. Selbst bei einer Einstellmöglichkeit der Lamellenträger zueinander verhindert das hohe Lagerungsspiel eine den Randbedingungen von 20 µm entsprechende Positionierungspräzision. Bei dieser Rechnung ist noch nicht die Oberflächenrauung der Wirkflächen einbezogen.

### Gestaltmodellierung des Gehäuses zur Einstellung der Orientierung von Außenlamellenträger zu Innenlamellenträger

Die Analyse ergab, dass der Einbau des Kupplungssystems Einfluss auf die axiale Positionierung der Lamellenträger zueinander hat. Ebenso ist die nicht vollständige Lagerung innerhalb des Systems nicht ausreichend. Bei der Synthese muss also eine axial vorgespannte Lagerung (O-angestellt) gewählt werden. Weiterhin bleiben dann aber die Fertigungsungenauigkeiten auszugleichen. Dies wird mit zwei Außenfeingewinden am Kupplungsgehäuse mit der Steigung 0,2 realisiert. Die Vorspannung und Einstellung der Distanzbleche geschieht auf dem Lamellenträger mithilfe von einschraubbaren Deckeln, siehe dazu Abbildung 114.

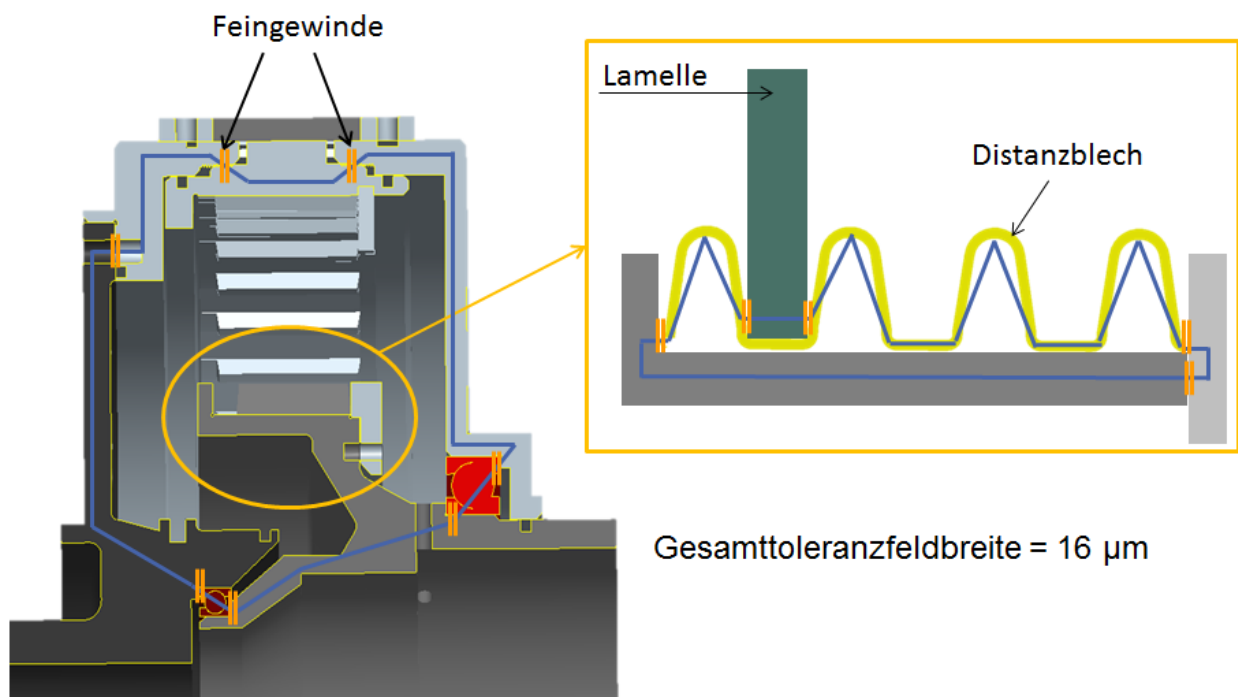


Abbildung 114: synthetisiertes Kupplungsgehäuse mit Schließmaßkette und Wirkflächenpaaren zur Aufsummation fertigungs- und montagebedingter Toleranzen. Blau: Tragstruktur, orange: Wirkflächen (vereinfacht dargestellt)

Mit den aufeinanderfolgenden Außenfeingewinden lassen sich zwei verschiedene Dinge unabhängig voneinander einstellen. Werden beide Deckel gegenüber dem Gehäuseumfang hinein- oder hinausgedreht, lässt sich die Vorspannung der angestellten Lagerung einstellen. Wird ein Gewinde auf und das andere zuge dreht, lässt sich die axiale Position der Lamellenträger zueinander einstellen.

Mit Drehen, Schleifen und Flachhohnen kann am Innenbereich der Lamellenträger eine IT-Toleranz von IT 3 erreicht werden. Die gleichen Fertigungsverfahren und IT-Toleranzen gelten auch für den Ring mit Sekundärfläche und der blanken Kupplungslamelle. Das Distanzblech wird mithilfe von Feinbiegen, Feinlaserschneiden und Lappen auf eine Toleranzfeldbreite von IT1 gebracht. Damit sind bei einer Worst-Case-Betrachtung das Höchstpassmaß mit  $16\ \mu\text{m}$  und das Mindestpassmaß mit  $0\ \mu\text{m}$  gegeben. Im Betrieb läuft das gesamte Antriebsmoment über die Gehäuseteile. Daher muss nicht nur eine einfache Verdrehsicherung des Gewindes dargestellt werden, sondern Strukturen geschaffen werden, die nach dem Einstellen des Systems das Drehmoment über die Gehäuseteile hinweg übertragen können.

## 9.2.2 Implementierung / Tragweitenanalyse anhand der Modelle

### 9.2.2.1 Angepasste Fertigung des neuen Lamellendesigns

Für eine erste Validierung des neuen Lamellendesigns wird dieses als Gesamtes aus Stahl gefräst. Nach [Oer98] ist jedoch bekannt, dass Fertigungsverfahren und Material der Lamellen Einfluss auf das Schleppmoment haben können. Daher wird die Originallamelle ebenfalls aus Stahl gefräst und dabei die feine Belagsnutzung weggelassen. Ziel der ersten Untersuchung ist es, die Vergleichbarkeit der Originallamelle zu Ihrem Abbild aus Stahl aufzuzeigen.



Abbildung 115: auf der neuen Entwicklungsumgebung vermessene Lamellen; von links nach rechts: Original-Lamelle, gefräste Lamellen ohne Belagsnutzung von  $h=1\ \text{mm}$ ,  $h = 0,75\ \text{mm}$ ;  $h = 0,5\ \text{mm}$ ;  $h = 0,25\ \text{mm}$ ; blanke Stahllamelle, Erfindungslamelle

Dazu wird die Originallamelle mit der aus Stahl gefrästen Lamelle bei gleichen Messszenarien verglichen. Es werden ebenfalls die verschiedenen bereits eingeführten Drehzahlstufen angefahren und das Schleppmoment, die Temperatur des Öls sowie die Distanz zum Gehäuse verglichen. Da das Öl nicht konditioniert werden kann, ist auf vergleichbare Temperaturverläufe je Messfahrt zu achten. Wie bereits gezeigt werden konnte, ändert sich die Anlegeseite der Lamelle im Gehäuse im Bereich zwischen  $2500 - 3000\ \text{min}^{-1}$ . Dabei beginnt dieses Lamellenwandern umso

früher, je höher die Öltemperatur ist. Es werden daher in Abbildung 116 nur diejenigen Messwerte zusammengefasst, die ein ähnliches Temperatur-Zeitverhalten während der Messung aufwiesen. Zu erkennen ist ein relativ gleicher Schleppmomentverlauf mit signifikantem Unterschied von 38 % bei 500 min<sup>-1</sup>. Dies ist auf die auseinanderliegende Öltemperatur von 7,5° zurückzuführen. Mit dieser Messung ist die Vergleichbarkeit bezüglich der „äußeren“ Größen gegeben und gleichzeitig nachgewiesen, dass die feinen Belagsnutungen auf den Pellets eine untergeordnete Rolle bei der Schleppmomentenerzeugung spielen.

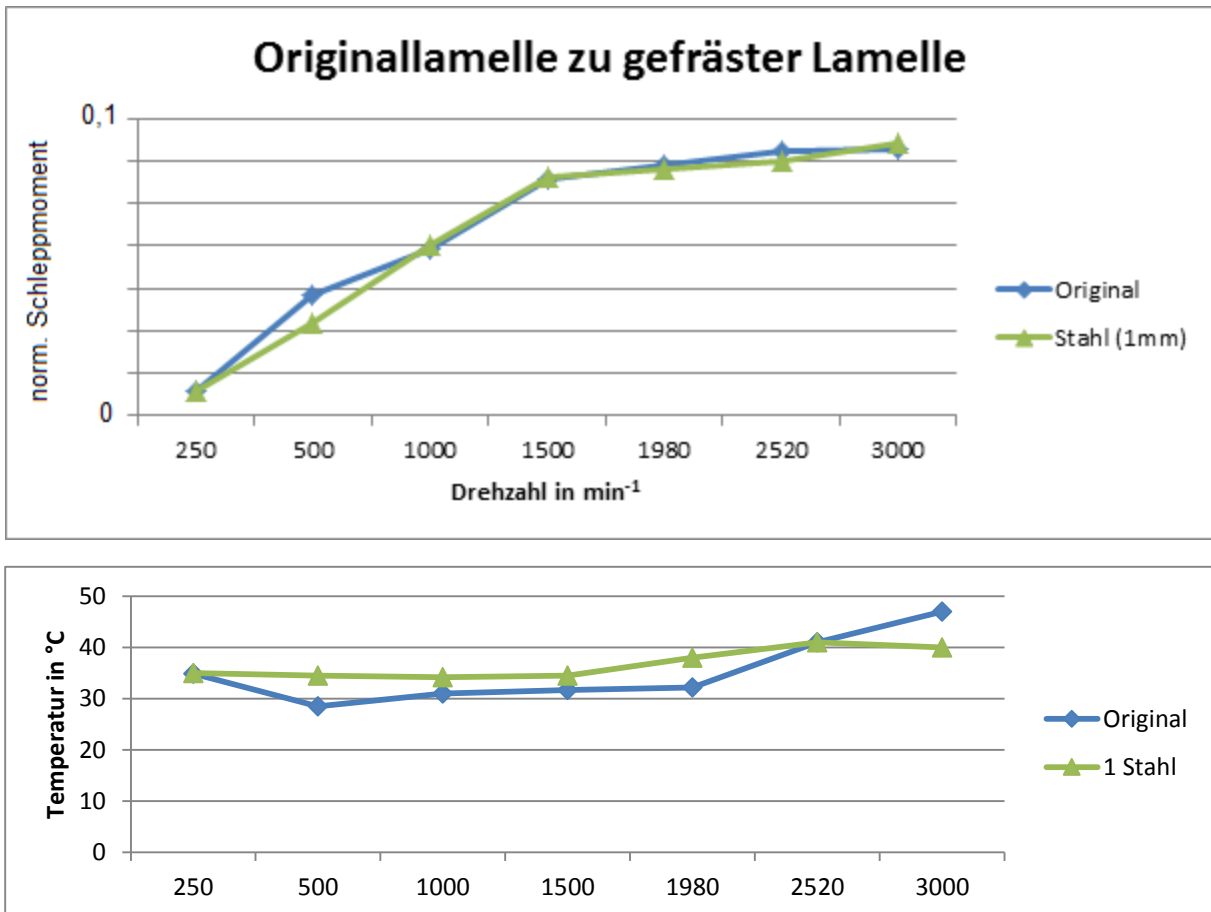


Abbildung 116: Vergleich des Schleppmomentenverhaltens der Originallamelle und der gefrästen Stahllamelle ohne feine Belagsnutungen

Es ist zunächst ein steiler Anstieg des Schleppmoments über der Drehzahl bei beiden Lamellen auffällig. Danach flacht der Anstieg ab. Dies rührt von den nachlassenden Axialkräften und dem anschließenden Lamellenwandern sowie dem Temperaturanstieg her.

Trotz der vergleichsweise geringeren Aussagekraft der Strömungsbilder werden zur Überprüfung die Strömungsverhältnisse gemessen. Dabei stellt sich heraus, dass die Partikel beim blanken Stahl wegen der Reflexionen des Lasers nicht gut messbar sind, wenn die Lamelle an der Gehäusescheibe anliegt. Dafür sind alle Lamellen schwarz lackiert worden, was ebenfalls keine merklichen Auswirkungen auf das



Lamellenverhalten im Spalt hat. Abbildung 117 zeigt die Strömungsbeobachtungen bei der gefrästen Lamelle, die der originalen Lamelle ähnlich sind.

Damit kann gezeigt werden, dass für die entwickelte Nutbildoptimierungsmethode eine reine makroskopische Geometrieabbildung ausreichend ist und nicht die originalen Reibwerkstoffe zu verwenden sind. Diese Beobachtung scheint nur für stets mit Öl gefüllte Systeme zu gelten, denn Oerleke et al. [Oer98] stellt bei lüftenden Systemen Unterschiede im Schleppmomentenverlauf bei geänderten Fertigungsverfahren fest.

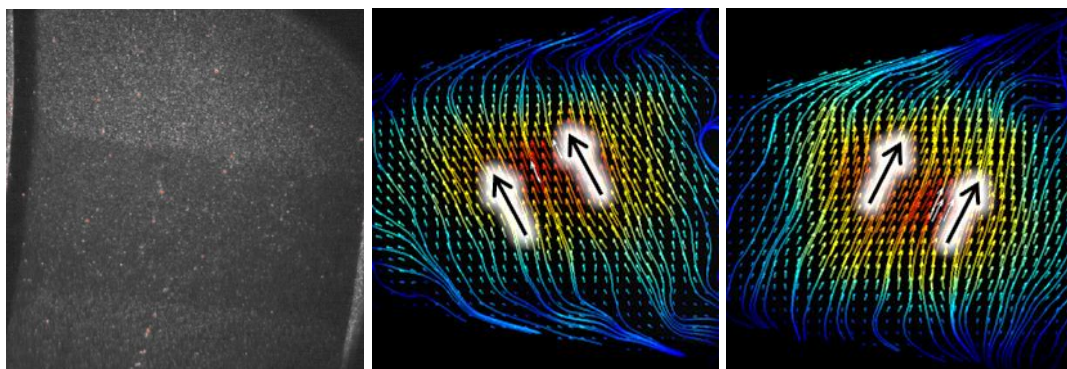


Abbildung 117: links: Lamellenausschnitt Stahl lamelle 1 mm, mitte: Strömungsbild bei 1000 min<sup>-1</sup>, rechts: Strömungsbild bei 3000 min<sup>-1</sup>

### 9.2.2.2 Kupplungssystem mit fertigmachen Distanzierungsmedien

Der virtuelle Zusammenbau der Gesamtkupplung in Abbildung 118 soll die Montierbarkeit und die Toleranzkette aufzeigen. Das alte Kupplungsdesign zusätzlich bezüglich der Lage des Torsionsschwingungsdämpfers abgeändert; dieser liegt jetzt außenseitig. Die Lamellen werden durch die zuvor eingeführten und ausgelegten Distanzfedern auseinandergehalten.

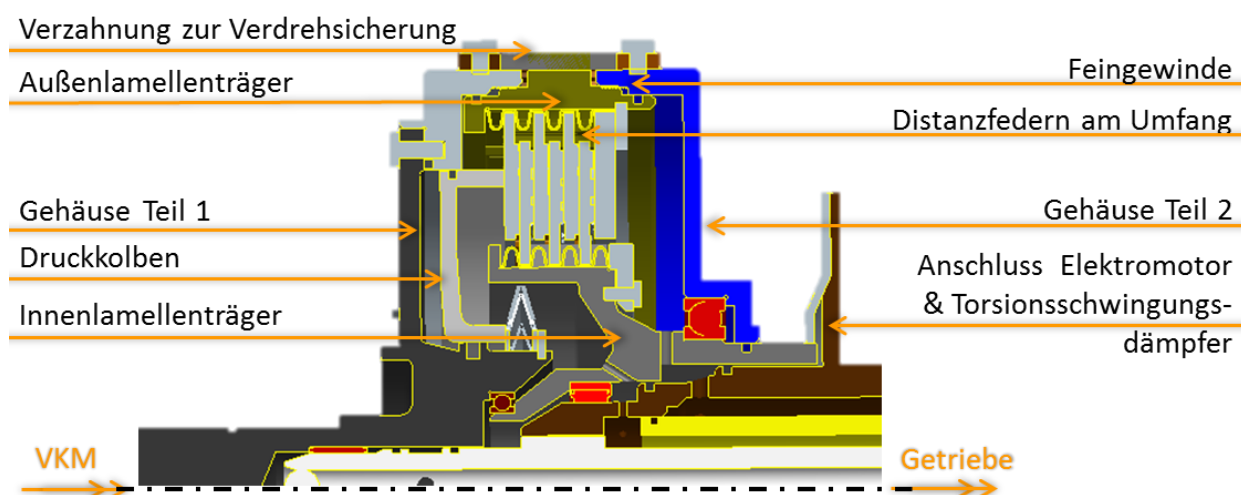


Abbildung 118: optimiertes Kupplungssystem mit fertigmachen und einstellbaren Distanzmedien zur homogenen Verteilung der Lamellen im geöffneten Zustand

Da das Schleppmoment nach Formel 26 einem 1/x Charakter folgt, kann die Lamellenkupplung nach der Montage in nur 2 Messungen ideal eingestellt werden. In Abbildung

119 sind schematisch eine ungleichmäßige Lamellenverteilung und die zugehörigen „Einzelschleppmomente“ der Außenlamellen und Innenlamellen gezeigt.

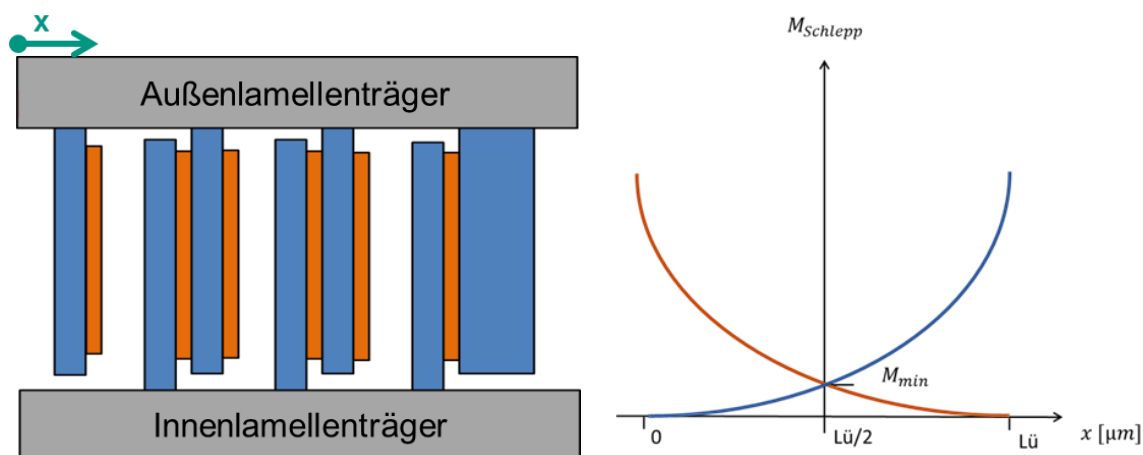


Abbildung 119: Schleppmoment in Abhängigkeit der relativen Positionierung des Außenlamellenträgers zum Innenlamellenträger {Ebl11}

Das Außengehäuse besteht nunmehr aus 7 Teilen anstatt vorher aus zwei. Der Innenlamellenträger erfährt eine neue Lagerungsstelle im Inneren der Kupplung. Der Innenlamellenträger wird um einen zusätzlichen Deckel erweitert. Es sind 24 Federelemente einzubringen, die zuvor auf Ihre Feder-Weg-Kennlinie und ihre geometrische Länge ausgewählt werden müssen. Betrachtet man die Teileanzahl und die dadurch erforderlichen zusätzlichen Montage- sowie Messschritte, wird die Kupplungsfertigung aufwendiger. Daher wird die Lösung mit Lamellennutung und hydrodynamischer gleichmäßiger Ausrichtung derselben als die favorisierte Lösung im Weiteren angestrebt und dieses aufwendige Gehäuse nicht weiter verfolgt. Dennoch ist dieses Kupplungssystem als Forschungsgegenstand interessant, weil hier Lamellendesigns ohne auftretende Festkörperreibung getestet werden können.

### 9.3 Validierung des neuen Lamellendesigns

Die neu entwickelten Lamellen - im Weiteren „asymmetrisches Design“ benannt - werden in der bereits vorgestellten Entwicklungs- und Validierungsplattform aus Kapitel 7.2 bezüglich ihres Schleppmoments und den sich einstellenden axialen Positionen bei verschiedenen Drehzahlen vermessen. Ziel ist es, zu zeigen, dass bei einer Drehrichtung mit der senkrechten Kante nach vorne - im Weiteren gegen den Uhrzeigersinn / links benannt- durch die Minimierung der turbulenten Rückströmgebiete bereits Verbesserungen erreicht werden. Wird die Lamellenform alleine mit der abgeschrägten Kante vorwärts - im Weiteren mit dem Uhrzeigersinn/rechts benannt- gedreht, so wird aufgrund der schrägen Anströmung des Öls an den Wirkflächen ein

Aufbau einer Axialkraft erwartet. Diese Hypothese hat zur Folge, dass die Lamelle mit der glatten Rückwand gegen das Gehäuse fährt. Der weiterhin bestehende Axialkraftanteil sorgt dann für ein größeres Schleppmoment.

Beim Vergleich der Schleppmomente werden immer diejenigen Schleppmomente ausgewertet, die ein gleiches Temperaturprofil beim Anfahren der Ziel-Drehzahl hatten, um den zuvor geschilderten Effekt an der Temperaturmessstelle zu berücksichtigen. Eine Ausnahme bildet die asymmetrische Lamelle, wenn sie gegen den Uhrzeigersinn dreht, also mit der schrägen Kante voran. Der Temperaturverlauf ist hier nicht in ähnlichen Verhältnissen zu erreichen. Der radikale Temperaturanstieg ab 1000  $\text{min}^{-1}$  verringert im weiteren Verlauf das Schleppmoment erheblich, wie nachfolgende Abbildung 120 zeigt.

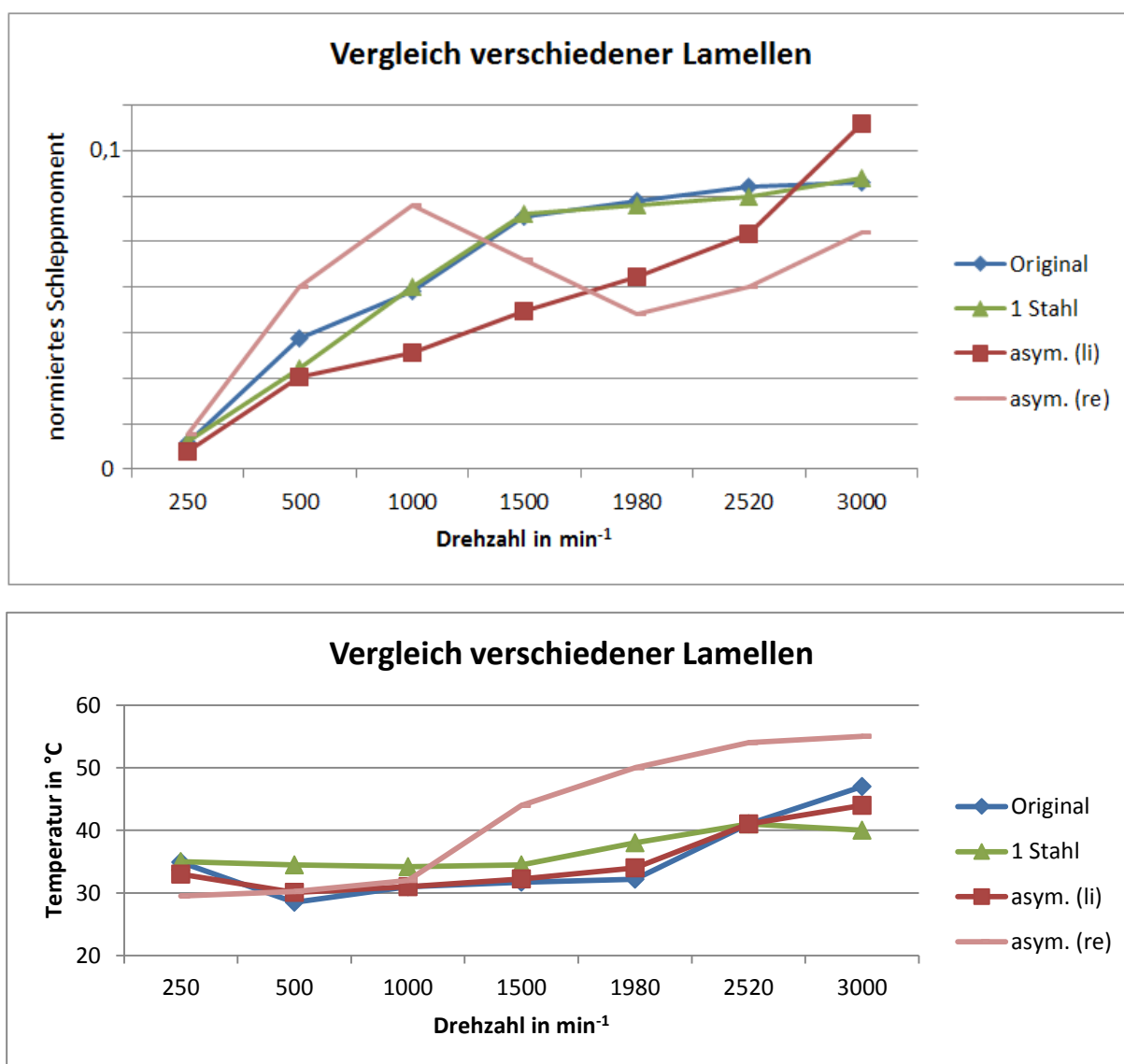


Abbildung 120: Ergebnismessungen des Schleppmomentes der Lamellen zur Validierung des neuen Designs

Die Originallamelle, die aus Stahl angefertigte ähnliche Lamelle, sowie die Erfindungslamelle linksdrehend folgen einem ähnlichen Temperaturverlauf und sind somit direkt vergleichbar. Zu sehen sind dabei in Tabelle 15 die Schleppmomentvorteile bzw. der Nachteil ab einer Drehzahl von 3000 min<sup>-1</sup>:

Drehzahl in min <sup>-1</sup>	250	500	1000	1500	1980	2520	3000
$\Delta M/M_{\text{Original}}$	31 %	29 %	34 %	38 %	28 %	17 %	-21 %

Tabelle 15: Schleppmomentverbesserung der asymmetrischen Lamelle bezogen auf das Schleppmoment der Originallamelle

Diese Angaben gelten nur für die sich einstellenden Temperaturen einer freien Lamelle im Spalt. Es konnte bei Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn eine deutliche Verbesserung in den Drehzahlbereichen kleiner 3000 min<sup>-1</sup> erreicht werden. Für höhere Drehzahlen scheint der Effekt eine umgekehrte Wirkung zu erzielen, was mit folgender Hypothese erklärt werden kann: Die Nut füllt sich vollständig mit einem turbulenten Rückströmgebiet. Durch die schrägen Ebenen ist die Nut insgesamt größer, als die der Originallamelle. Das hat zur Folge, dass die Lamelle sich wesentlich stärker mit der Belagsseite am Gehäuse anpresst, als die Originallamelle. Ein Hinweis dafür sind die sich einstellenden Distanzen bei diesen Schleppmoment- & Temperaturverläufen, die die nachfolgende Abbildung 121 zeigt:

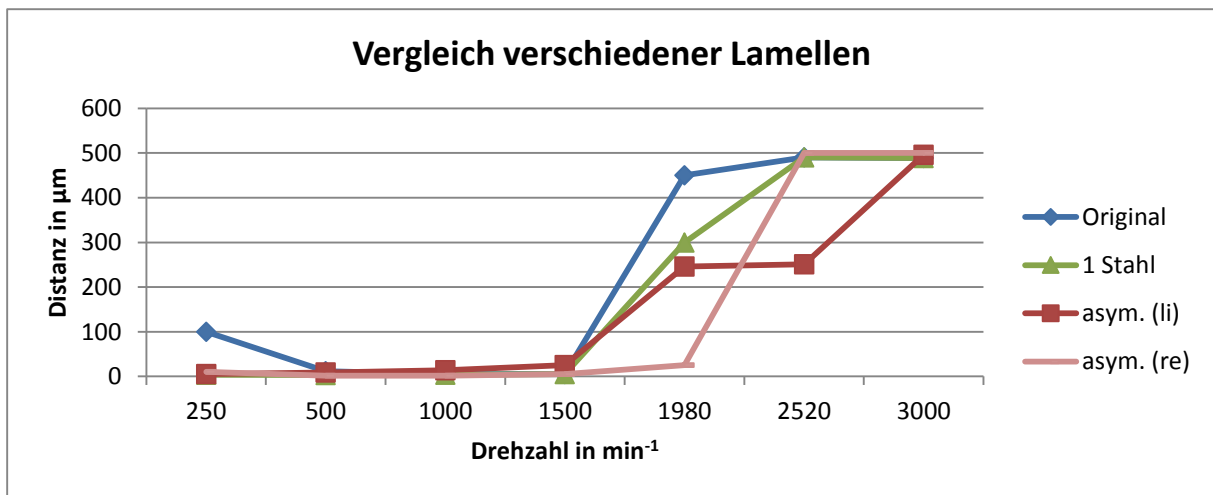


Abbildung 121: zugehörige Distanzmesswerte der Lamellen

Zu erkennen ist, dass die Originallamelle mit einem Abstand von ca. 100 µm zur Rückwand gestartet ist und bei 500 min<sup>-1</sup> sich anlegt. Die linksdrehende Erfindungslamelle erreicht bei bereits 1000 min<sup>-1</sup> einen kleinen Spalt zur Rückwand und liegt erst wieder bei 3000 min<sup>-1</sup> mit der Belagsseite an. Die anderen Lamellen verharren erst an der Rückwand und wechseln für Drehzahlen größer 1500 min<sup>-1</sup> die Seite und erreichen bei bereits 2520 min<sup>-1</sup> mit der Belagsseite die Wand. Abbildung 122 zeigt den vergrößerten Bereich:

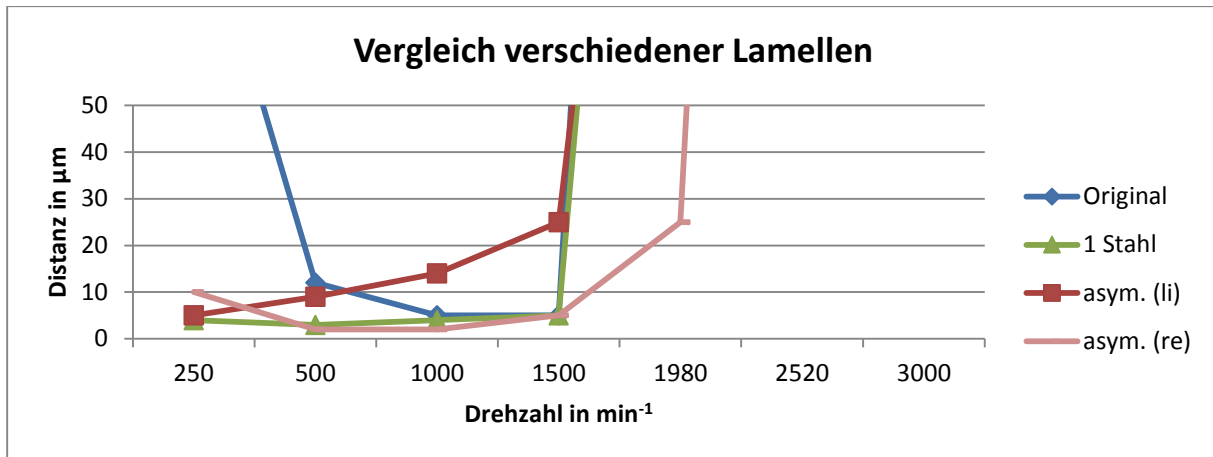


Abbildung 122: Vergrößerter Ausschnitt der Distanzwerte bei niedrigen Drehzahlen

Damit sind die axialkraftfreien Phasen während eines Drehzahlbereichs und Temperaturniveaus eindeutig abstimmbare. Durch eine gezielte Parametervariation am Einzellamellenprüfstand und dem zugehörigen Einsatzfeld können Lamellen geschaffen werden, die in dem zu optimierenden Betriebsbereich ein minimales Schleppmoment verursachen.

Damit ist ein vergleichsweise einfaches Verfahren ermöglicht worden anstelle aufwendiger CFX-Simulationen, die möglicherweise die entstehenden Axialkräfte nicht richtig erfassen können. Denn diese werden beeinflusst von der Form, der Fertigungstoleranz und möglicherweise mikroskopischen Oberflächen-Geometrien, die von Material und Fertigungsverfahren abhängen.

## 10 Weiterentwicklung von formschlüssigen Kupplungssystemen

Die Topologien der P3- und P4 Hybride sind im Stand der Technik vorgestellt worden. Das Kapitel zeigt nach einer kurzen Argumentation für den Einsatz von Kupplungen in diesen Systemen mögliche Lösungen auf und zeigt dann die bedarfsgerechte Weiterentwicklung von formschlüssigen Kupplungssystemen anhand des vorgestellten Beispielfalls auf.

### 10.1 Situationsanalyse und Problemeingrenzung für P3 & P4 Hybride

Bei den Hybridtopologien P3 und P4 (sowie bei reinen Elektrofahrzeugen) treten Betriebszustände mit hohen Drehzahlen auf, bei denen sich Vorteile ergeben können, wenn der Elektromotor ausgekuppelt wird. Diese sind beispielsweise gegeben durch das Entfernen von Trägheitsmomenten sowie verschiedener Widerstände wie durch Restmagnetisierung des Elektromotors oder der Lager- & Luftreibung.

Die betrachteten Betriebszustände, bei denen eine Entkopplung sinnvoll sein kann, sind bei Elektro- und Hybridfahrzeugen z. B. Segeln oder Abschleppen<sup>7</sup>. Bei Hybridfahrzeugen ist darüber hinaus der rein verbrennungsmotorische Betrieb, oder das selbstständige Erreichen einer Werkstatt bei Fehler im elektrischen Antriebsleistungsfluss zu nennen.

Ein Kupplungssystem, das in den genannten Fällen die mechanische Leistung der beiden Teiltriebstränge trennt - im Weiteren Abwurfkupplungen genannt- wird für die Energieeffizienz, Sicherheit und Dynamik entwickelt und daran bewertet. Besondere Beachtung gilt dabei einerseits der mechanischen Funktionssicherheit und andererseits der NVH-Aspekte wie Hörbarkeit und Ruckeln. Beide Aspekte bringen Bewertungskriterien für die verschiedenen Konzepte ein. Zusätzlich muss für die Energiebilanz auch zwischen normally open und normally closed Konzepten entschieden werden.

In der aktuellen Situation gibt es viele Kupplungssysteme am Markt - insbesondere in der automobilen Anwendung- die für solche Anwendungen bereits entwickelt sind oder für diese Anwendung verwendet werden können. Sie unterscheiden sich in Ihrer Einbausituation, Ihrer Schlussart als auch in ihrer Ansteuerung.

---

<sup>7</sup> Abschleppen ist abseits einer Panne auch insbesondere für den amerikanischen Markt interessant, da hier beim Verreisen der „normale“ PKW am Wohnmobil angehängt wird

## 10.2 Das Produktentstehungsmodell für Kupplungssysteme des P3 & P4

Das vorangegangene Kapitel hat gezeigt, dass ein Kupplungssystem bereits zugrunde gelegt wird. Ein Trennelement wird erforderlich, wenn keine der gesetzten Rahmenbedingungen verändert werden kann. Die Schlussarten der Kupplungssysteme gehören bereits zur Prinzip- und Gestaltmodellierung. Damit ist die Projektierung, die Profilfindung als auch die Ideenfindung zunächst abgeschlossen. Natürlich werden in der Aktivität Projektierung bei erweiterten Erkenntnissen weitere Schritte notwendig, um das Projekt entsprechend anzupassen und zu steuern. In Abbildung 123 wird der Teil der hier ausgeführten Produktentwicklungsaktivitäten schematisch hervorgehoben.

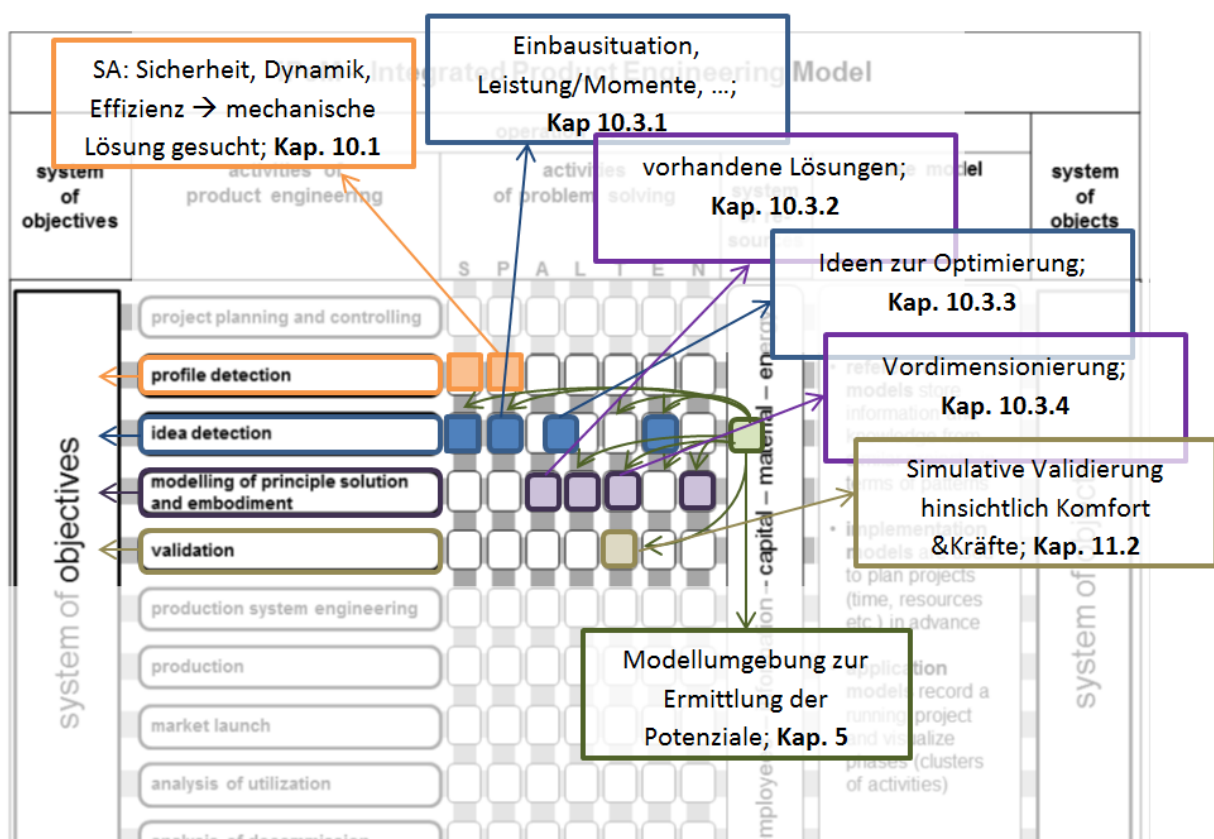


Abbildung 123: Der PEP für die Weiterentwicklungsaufgabe der Kupplung am P3 Hybrid

### 10.3 Prinzip und Gestaltmodellierung

In der Situationsanalyse werden zunächst die Rahmenbedingungen weiter konkretisiert, um bei der Suche nach alternativen Lösungen den Lösungsraum durch die Konkretisierung des Zielsystems bereits fokussiert zu haben.

#### 10.3.1 Situationsanalyse und Problemeingrenzung

##### Einbausituation

Die Einbausituation beinhaltet den Bauraum, die Drehmomente, die zu synchronisierenden Differenzdrehzahlen, die Schmier-, Wärme und Kühlsituation, die Verschmutzung (Abgas, Feuchtigkeit, Partikel, etc.) als auch über das Rad möglicherweise eingebrachte Stöße und Querbeschleunigungen. Je nach Vorauslegung des Fahrzeugs und den damit verbundenen Elektromotorgrößen werden möglicherweise Übersetzungsstufen erforderlich. Um das Beispielsystem zu konkretisieren, wird ein typischer permanenterregter Synchronmotor in der Größenordnung von  $P = 60 \text{ kW}$  Leistung mit einem Spitzenmoment von  $M_{\max} = 500 \text{ Nm}$  und  $n_{\max} = 5'000 \text{ min}^{-1}$  angenommen. Hier wird davon ausgegangen, dass ein Getriebe mit der Übersetzung von  $i = 4$  erforderlich wird, da das Fahrzeug bei ungefähr  $120 \text{ km/h}$  mit typischer Reifengröße eine Achsgeschwindigkeit von etwa  $1000 \text{ min}^{-1}$  hat. Bei einem eingesetzten Planetengetriebe wäre nach dem Schema in Abbildung 124 nur eine mögliche Position der Kupplung vorhanden. Der Elektromotorrotor sowie das daran befestigte Sonnenrad ist als Hohlkörper ausgestaltet, in denen die Seitenwelle zum linken Fahrzeugrad verläuft. Hier ist der Steg des Planetenradsatzes direkt das Zahnrad, an dem der Differenzialkorb montiert ist. Dadurch bleibt nur das Sonnenrad, das direkt an der Elektromotorwelle angebracht ist, als mögliche Kupplungsstelle.

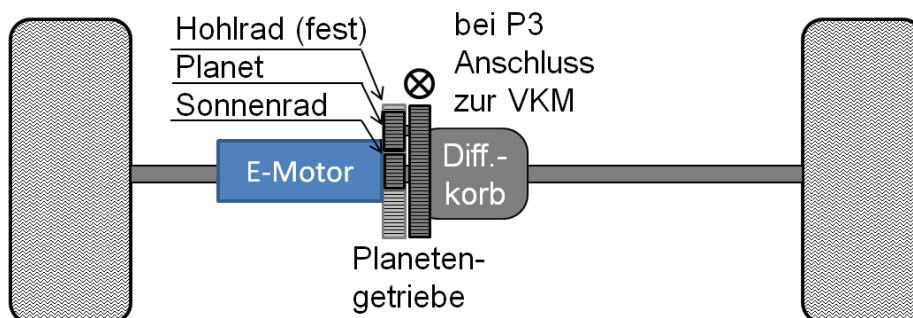


Abbildung 124: Schema einer elektrifizierten Hinterachse mit Anbindung des Elektromotors über ein Planetengetriebe

In anderen Konzepten sind auch mehrstufige Stirnradsätze vorstellbar, bei denen die Getriebestufe zur Anbringung der Kupplung sorgfältig ausgewählt werden muss. Bei höheren Drehzahlen sind zwar kleinere Momente vorhanden aber auch höhere Drehzahldifferenzen. Zusätzlich wird die Effizienz des rein verbrennungsmotorischen



Fahrens oder des elektrischen Fahrens von den restlichen im Leistungsfluss befindlichen Massenträgheiten und Lagerungen sowie Zahnkontakten beeinflusst. In diesem Planetengetriebekonzept ist die Einbausituation festgelegt.

#### Ausgangszustand der unbetätigten Kupplung

Bevor die Auswahl der Kupplungsvariante getroffen werden kann, ist es wichtig für die Gestaltung des Systems festzulegen, ob die Kupplung „normally open“, „normally closed“, bistabil oder selbstschaltend sein soll. Die selbstschaltenden Systeme können dann mit schließender Überbrückung oder öffnender Überbrückung fremdbetätigt werden. Dabei sind der Energieaufwand zum offen oder geschlossen halten, Sicherheitsaspekte bei defekter Aktuierung oder Fehler in der Fremdauslösung sowie die Systemkomplexität als Bewertungskriterien zu berücksichtigen. In dem gezeigten Beispiel lassen sich die Aspekte wie in Tabelle 16 gezeigt relativ zueinander bewerten. Die Kupplung selbst ist auch ein Sicherheitskriterium. Für Fehler in der Hybridbetriebsstrategie, den Komponenten wie Batterie und Leistungselektronik kann der Elektromotor über entsprechende Vorkehrungen bereits von der elektrischen Seite her deaktiviert werden. Bei einem P3 bzw. P4 Hybrid kann dann dem ausgefallenen elektrischen Triebstrang immer noch mit dem konventionellen Teil weitergefahren werden. Der wichtige Sicherheitsaspekt hier ist also ein Isolationsfehler, wenn eine permanent erregte Synchronmaschine verwendet wird. Diese kann über den Isolationsfehler bei weiterem Rotieren als Generator die Karosserie elektrisch aufladen oder zur Überhitzung an möglichen leitenden Teilen führen. Um bei solch einem Fehler die Betriebssicherheit immer noch gewährleisten zu können, ist die mechanische Entkopplung des elektrischen Triebstranges wichtig.

Da die Kupplung an sich bereits eine Sicherheitsfunktion hat, wird es über die Fehlerverkettung unwahrscheinlich, dass gleichzeitig die Aktuierung der Kupplung nicht mehr möglich ist. Daher wird hier der Sicherheitsaspekt geringer gewichtet. Dem Energieaufwand soll hier ein hoher Stellenwert beigemessen werden.

Manöver / Konzept	Energieaufwand		Sicherheit	Komplexität	
	Offen	geschlossen	Aktuierung selbst / fremd defekt	Anzahl Bauteile	Bauteilkomplexität
Normally open	3	0	3 / 3	2	2
Normally closed	0	3	0 / 0	2	2
bistabil	3	3	0 / 0	1	0
Selbstschaltend mit schließender Überbrückung	3	3	0 / 0	0	0
Selbstschaltend mit öffnender Überbrückung	3	3	3 / 0	0	0

Tabelle 16: relative Bewertung von verschiedenen Ausgangszuständen von Kupplungssystemen

### Forderungen an die Schaltzeit

Als Schaltzeit wird hier ab dem bekannten Schaltwunsch die Zeit bezeichnet, die benötigt wird, bis der elektrische Teiltriebstrang zur Drehmomentübertragung bereit ist. Mithilfe der eingebauten Sensorik und Steuergeräte im Fahrzeug soll es nun möglich sein, den Elektromotor bei einer erforderlichen Schaltsituation entsprechend zu regeln. Damit der Schaltvorgang eingeleitet werden kann, muss zunächst einmal die maximal vorliegende Drehzahldifferenz festgestellt werden. Aus diesem Grund sind Drehzahlgeber an den Antriebsrädern angebracht, die die Drehzahl in einer Taktzeit von meist  $T = 20 \text{ ms}$  an den CAN übermitteln. In dem kritischen „Wieder-Einkuppel-Szenario“ erfolgt anschließend die Anpassung der Drehzahl des Elektromotors. Es ist zu beachten, dass die Messtechnik im Fahrzeug mit einer Ungenauigkeit von ca.  $x = 0,5 \text{ min}^{-1}$  behaftet sein kann. Mithilfe dieser Angaben ist nun die maximal auftretende Drehzahldifferenz festzustellen, also der in Kombination mit der Messungenauigkeit und der benötigten Zeit zur Einleitung des Schaltvorgangs ungünstigste Fall.

### Ermittlung der zu schaltenden Differenzdrehzahlen

Aus der vorangegangenen Darstellung der Differenzdrehzahlen kann abgeleitet werden, dass bei einer abrupten Bremsung die größte Geschwindigkeitsänderung am Fahrzeug erzielt werden kann und damit die größte Drehzahlabweichung erreicht wird. Es wird daher von einem Fahrmanöver ausgegangen, bei dem sich das Fahrzeug mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit  $v = 150 \text{ km/h}$  bewegt. In diesen Geschwindigkeitsbereichen ist die elektrische Maschine vom Antriebsstrang mechanisch entkoppelt, sodass die Antriebsleistung allein vom Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellt wird. Folgt jetzt die Verzögerung von etwa  $a_{Br} = 10 \text{ m/s}^2$  des

Fahrzeugs, entsteht unter Berücksichtigung der Abtaste der Drehzahlgebers die maximale Drehzahldifferenz zwischen der Ist-Geschwindigkeit und der gemessenen. Umgerechnet auf die Seitenwellenebene sind das ungefähr  $6 \text{ min}^{-1}$ . An der Motorwelle entspricht dies  $24 \text{ min}^{-1}$ .

#### Ermittlung der zu schaltenden Momente durch Differenzdrehzahlen

Aus der überschlägigen Ermittlung der Differenzdrehzahlen und den geschätzten Massen und Elastizitäten bisheriger Fahrzeuge in dieser Größenordnung können ebenfalls mithilfe eines generischen Simulationsmodells verschiedene Dynamiken einer Kupplung dargestellt werden. Die Erstbestimmung des Drehmoments erfolgt zur weiteren Auslegung. Die genaue Bestimmung basiert auf einem Gesamtfahrzeugmodell aus Kapitel 8.2 und wird an dieser Stelle mit  $M_{\text{Kontakt}} = 400 \text{ Nm}$  vorweggenommen.

### **10.3.2 Alternative Lösungen, Tragweitenanalyse und Lösungsauswahl**

Aus der theoretischen Kupplungsbetrachtung heraus, die fremdbetätigt sein können, bleiben der Kraftschluss (Reib- & Feldkraft) und Formschluss als Lösungsräume. Es sind also Gestaltungsräume im physikalischen Modell möglich, siehe Abbildung 70 in Kapitel 7.1.2.

Es ist auch eine Kombination beider physikalischer Prinzipien möglich, indem eine kraftschlüssige Kupplung zur Synchronisation verwendet wird, um danach formschlüssig einzuspüren, wie es bei manuellen Getrieben beim Festsetzen der Zahnräder üblich ist; vgl. C&C<sup>2</sup>A-Analyse in den Grundlagen in Kapitel 2.2.6. Nach einer Patentrecherche lassen sich die Lösungen in vier Gruppen clustern.

#### 10.3.2.1 Rein formschlüssige Konzepte mit komplexer Zahngeometrie

Es wird eine Verzahnungsgeometrie entwickelt und vorausgelegt, die mit der berechneten Drehzahldifferenz schaltbar ist. Die Vorteile einer fehlenden mechanischen Synchronisierung können Bauraumvorteile, reduzierte Teilezahlen sein. Zusätzlich kann je nach Oberflächenbeschaffenheit eine bessere Robustheit gegenüber Schmiermittelalterung / - Verschmutzung sein. Nachteile können sich aus der möglicherweise komplexen Fertigung der Zahngeometrie, Abweisewahrscheinlichkeit wegen des Überdeckungsgrades ergeben. Die möglichen Bauraumvorteile sind wegen der komplexeren Verzahnungsgeometrie nicht zwangsläufig vorhanden. Es können hohe Schaltenergien auftreten, um einen sicheren, schnellen Einkuppelvorgang zu gewährleisten.

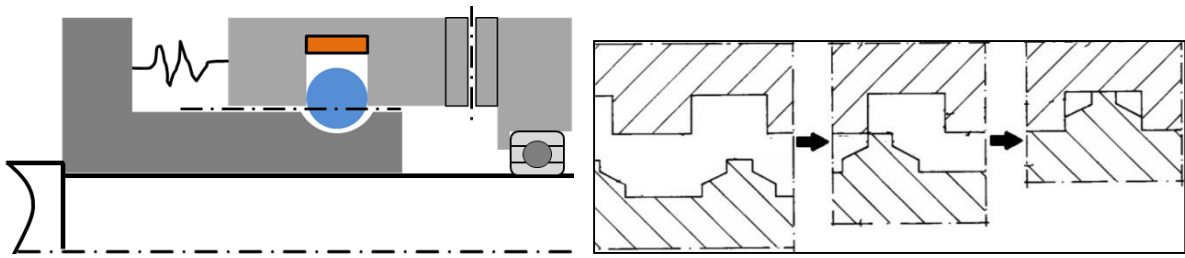


Abbildung 125: links: formschlüssiges Konzept; rechts: Beispielzahngeometrie aus der Patentrecherche [Ket90] DE 000003904158A1

### 10.3.2.2 Rein formschlüssige Konzepte mit zwei Zahnreihen

Abgeleitet aus dem von Motorrädern bekannten Zero-Shift-Prinzip [Hea07] ist eine neue Kupplung für diese PKW Anwendung synthetisiert worden. Abbildung 28 zeigt eine originale Darstellung der bisherigen Schaltung. Das Prinzip der doppelten Verzahnung, die nacheinander einfährt, wird übernommen.

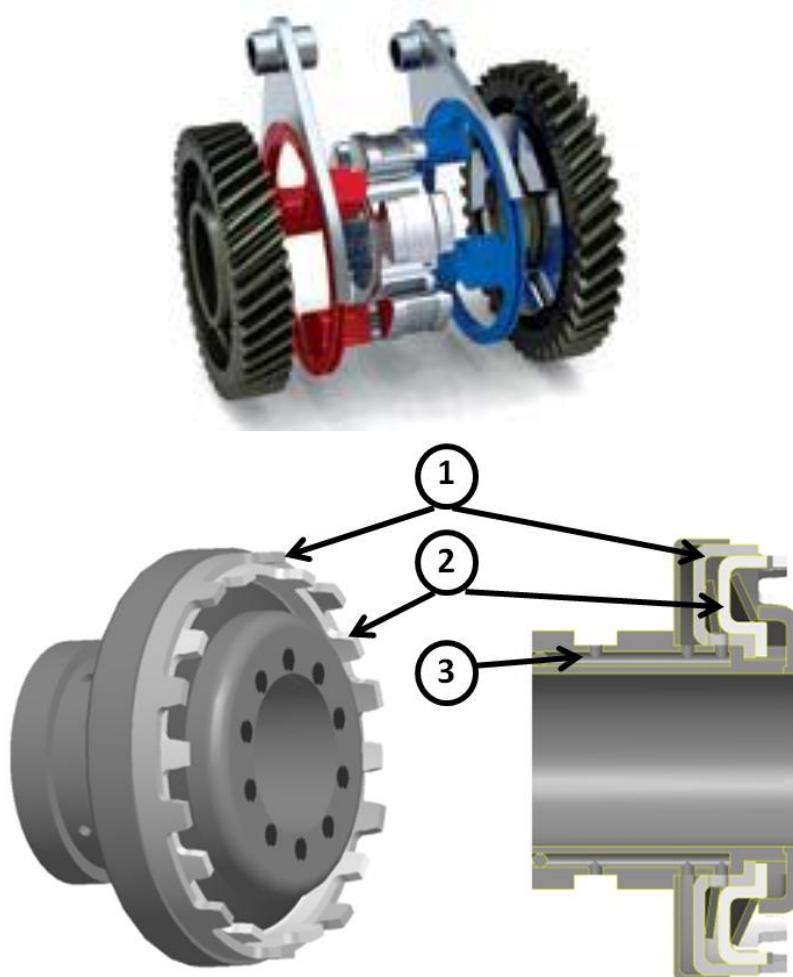


Abbildung 126: Übertragung des Zero-Shift-Prinzips [Hea07] (oben) auf die Pkw-Anwendung; 3D Ansicht (unten links) und zugehöriger Mittelschnitt (unten rechts)

Dabei werden zwei einzelne Zylinder, die auf einer innenzentrierten Keilwelle und außen über eine Führung axial verschiebbar gelagert sind, nacheinander in das Gegenstück am Losrad eingeführt, siehe Abbildung 126, unten. Sie tragen außen Zähne, die so gestaltet sind, dass einer von der Erstverzahnung (1) und einer von der Zweitverzahnung (2) eine gesamte Lücke am Gegenstück ausfüllen. Damit wird der Überdeckungsgrad sehr gering gehalten, was eine Einspurwahrscheinlichkeit erhöht. Die Zahnflanken selbst sind leicht konisch gestaltet, um ein Ausfahren bei Abbau des Öldrucks in den Kolben der Kupplungshälfte zu erleichtern.

Die Besonderheit dieses Prinzips ist, dass mit einer Steueröldruckleitung (3) in Abhängigkeit des Drucks die Verzahnungen einzeln eingefahren werden können. Durch die unterschiedliche große Fläche der Vorder- und Rückseite des parallelen zweiten Kolbens der zweiten Verzahnung sowie der Tellerfedern kann konstruktiv das Druckniveau der beginnenden zweiten Schaltung festgelegt werden.

Weiterhin ist besonders, dass in dieser Variante der Kolben mit der drehmomentführenden Verzahnung vereint ist. Damit wird die Teilezahl äußerst gering gehalten. Abgesehen von der Drehöldurchführung, der Dichtungen und Schrauben liegt die Teilezahl hier bei 7. Dabei ist die Negativ-Verzahnung direkt auf das Losrad gefertigt und trägt damit nicht zur Teilezahl bei.

Vorteile sind auch hier die fehlende mechanische Synchronisierung und die damit evtl. sich ergebenden Bauraumvorteile und geringere Teilezahl. Zusätzlich kann die Zahngeometrie einfacher gestaltet werden, die Verfahrenswege sind prinzipiell kürzer und die Überdeckungsgrade gering. Nachteile ergeben sich durch eine eventuell höhere Genauigkeit der Sensorik und Taktzeit wegen einer geringeren Drehzahldifferenz.

#### 10.3.2.3 Reib- und Formschluss ähnlich klassischer Synchronisation

Die seriennahe Variante ist diejenige mit einem aus dem manuellen Schaltgetriebe adaptierten Konzept. Dabei gibt es eine Synchronisierung, die beispielsweise über einen einfachen Reibkonus ausgeführt sein kann. Hier kann entweder mit einer Schaltmuffe oder direkt hydraulisch die Schaltmuffe aktuiert werden.

Um den benötigten Bauraum beurteilen zu können, ist mit den ermittelten Differenzdrehzahlen und Vorab-Massenträgheitsmomenten für das vorgestellte Szenario die Reibleistung bei einer angenommenen Reibfläche berechnet worden. Damit wird ermittelt, dass bei jeder Einbaulage die Reibfläche sehr klein gehalten werden kann, da die Reibarbeit bei den angenommenen Größen sehr gering ist. Optional kann nach einer Mehrkörpersimulation entschieden werden, ob ein zusätzlicher Sperring erforderlich wird. Die Teilezahl ist insgesamt höher, sowie der Fertigungsaufwand, da Verzahnungen und Keilwellen gefertigt werden müssen.

Die Vorteile sind eine vergleichsweise einfachere Verzahnungsgeometrie und ein geringer Entwicklungsweg bis zur Serienreife. Nachteile sind die zusätzliche mechanische Synchronisierung und dadurch erhöhte Teilezahl, die Schmierung des Friktionskontaktes und die Komplexität der Teile.

Ein anderes Funktionsprinzip mit jedoch den gleichen Funktionselementen – Reib- und Formschluss- ist durch das Ziehkeilgetriebe bekannt. Hier werden kugelförmige Mitnehmer durch einen Innenliegenden Konus in die entsprechenden Lücken einer Nabe gedrückt. Dabei sind die kugelförmigen Mitnehmer formschlüssig in einer Hohlwelle gelagert. Durch den konischen Ziehkeil findet zunächst ein Reibschluss in den äußeren Kugeloberflächen und der Nabeninnenseite. Wenn die Einkerbungen der Nabe darüber weggleiten, findet ein Formschluss statt. {Had13}

Die Vorteile sind hier in dem axial kurzen Bauraum und den kurzen benötigten Verfahrwegen begründet. Nachteilig sind die hochbelasteten Kugeln, die auf Reibung und Scherung belastet werden.

#### 10.3.2.4 Rein reibschlüssige Kupplung

Besonderes Merkmal dieser Bauart ist, dass die Unterbrechung und Wiederherstellung der Verbindung sowohl im Stillstand als auch bei Drehzahlgleichheit der zu kuppelnden Teile im Betrieb durchgeführt wird. Hervorzuheben sind hier als bekannte Ausführungsmodelle Einscheibenkupplungen sowie Mehrscheiben- bzw. Lamellenkupplungen (Abbildung 127, rechts), die sowohl trocken als auch nasslaufend ausgeführt sein können. Über die Anpresskraft wird die Drehzahldifferenz bei derartigen Kupplungen durch Reibung an den Reibbelägen der Kupplungsscheibe selbstständig synchronisiert.

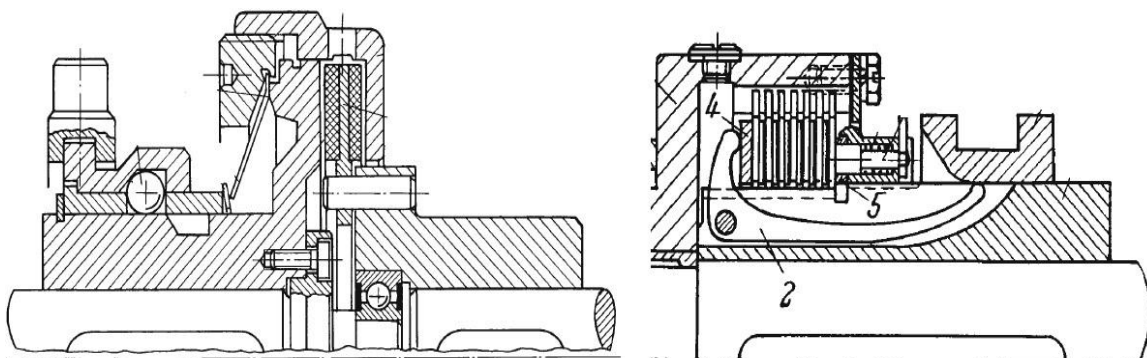


Abbildung 127: Reibkraftschlüssige Kupplungen; links: Einscheibenkupplung, rechts: Lamellenkupplung [Hab11]

Als Vorteile können die komfortable und sichere Synchronisierung als auch der hohe Reifegrad dieses Systems genannt werden. Nachteilig ist die Baugröße zur Übertragung von 500 Nm bei der trockenen Einscheibensynchronisierung. Für die

möglichst kompakte Bauweise ist eine Kühlung notwendig. Dabei können sich Schleppverluste im geöffneten Zustand ergeben.

#### 10.3.2.5 Vorläufige Lösungsauswahl

Die rein reibkraftschlüssige Lösung wird aufgrund ihrer Baugröße ausgeschlossen, die feldkraftschlüssige Lösung wegen ihres Bauraums und Strombedarfs ebenfalls. Die gekoppelte Lösung mit Reibkraftschluss und Formschluss wird als Back-up-Lösung behalten, da sie prinzipiell aus mehreren Teilen besteht. Obwohl es bereits eine Vielzahl von Lösungsansätzen und Patente der rein formschlüssigen Kupplungen gibt, wird dieses Konzept zunächst ausgewählt, weil bei der rein formschlüssigen Kupplung weitere Potenziale auszuschöpfen sind. Wenn die Nachteile des geringen Überdeckungsgrades und der hohen Schaltleistung für einen schnellen Einspurvorgang verbessert werden können, birgt dieses Konzept das größte Potenzial.

#### **10.3.3 Optimierung des ausgewählten Kupplungsprinzips**

Durch die Änderung des gegenständlichen und physikalischen Modells soll hier eine Optimierung erzielt werden. Aus den Überlegungen heraus, den Kupplungsvorgang als Ganzes in die zwei Funktionsbereiche Schalten und Leistungsübertragung aufzuteilen, leitet sich auch die Grundidee für dieses Kupplungskonzept ab. Es kommen ein oder zwei Klauensätze mit unterschiedlicher Geometrie zum Einsatz, die jeweils nur für die Erfüllung einer der Funktionen zuständig sind. Eine mögliche Ausgestaltung könnte so aussehen, dass in der ersten Stufe mit einem dieser Klauensätze, den sogenannten Schaltklauen, der Schaltvorgang eingeleitet wird und die zu kuppelnden Teile in Kontakt gelangen. Mit diesem Schritt müssen die Kupplungsteile optimal zueinander positioniert werden, d. h., die Klauen sollten entweder bereits in die passenden Lücken zwischen den Gegenklauen, oder zumindest in die richtige Richtung dorthin geführt werden.

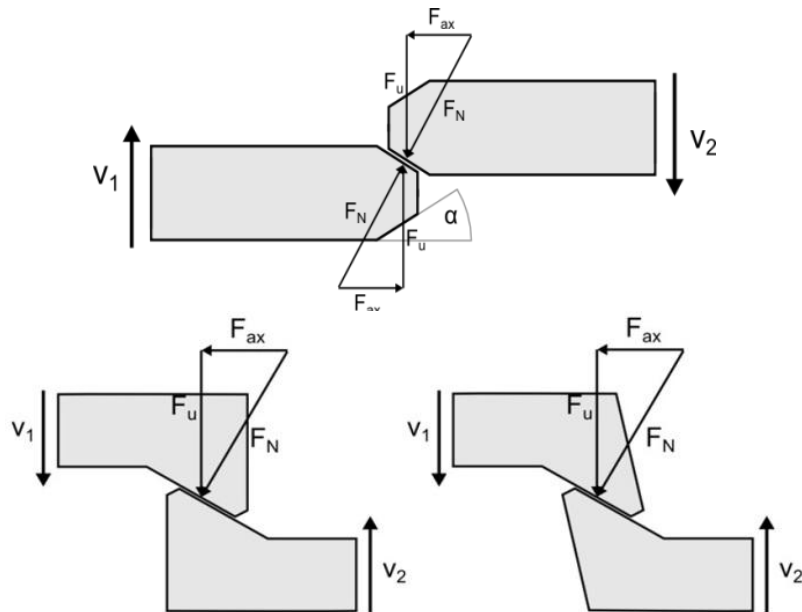


Abbildung 128: oben: erste Überlegung zur Zahngeometrie zur Verringerung der Abweiswahrscheinlichkeit; unten: Geometrie zur Unterstützung des Einziehens

Erste Ideen dazu sind in Abbildung 128, oben dargestellt. Der erste Klauensatz muss so dimensioniert werden, dass dieser beim Erstkontakt mit dem Gegenklauensatz eine eventuelle Schlagbeanspruchung dauerhaft unbeschadet ertragen kann und dabei gleichzeitig auch Aspekte wie Komfort bezüglich des Schaltens oder der Geräuschentwicklung erfüllt. Elastizitäten sind an diesem Klauensatz vorzusehen, um die Stoßkräfte aufzufangen und zu begrenzen. Die Zähne müssen nicht nur beim Erstkontakt, sondern über den gesamten Schaltvorgang hinweg die auftretenden Kräfte an den Wirkflächenpaaren sicher aufnehmen. Im geschalteten Zustand soll zunächst eine möglichst steife Kupplung realisiert werden, sodass hier die Elastizität wieder überbrückt / entfernt sein muss. Außerdem muss für diesen Klauensatz eine Klauengeometrie mit minimaler Abweiswahrscheinlichkeit entwickelt werden, sodass sie nach Erstem gegenseitigen Kontakts innerhalb kürzester Zeit ineinander eingreifen und damit den Weg zum Schließen der Kupplung einleiten. Auch bei ungeschicktem Einspuren, bedingt durch nur eine kleine Kontaktfläche zwischen den Kupplungsteilen, sollte die Abweiszeit möglichst kurz ausfallen, damit die Klauen wieder schnell in Eingriff gelangen können. Insgesamt soll die Form der Klauen also entweder schnell zum Eingreifen führen oder bei ungeschickter Lage möglichst schnell abweisen, um bei der nachfolgenden Klauenpaarung dann eingreifen zu können. Des Weiteren bietet es sich an, die Stirnflächen oder zumindest die Ekkanten zwischen Stirnfläche und Flankenfläche abzurunden, damit im Einrück- oder Ausrückmoment stetig Linienberührung vorliegt. Dadurch verringern sich auch die Flächenpressung und der Verschleiß an den Wirkflächenpaaren im Vergleich zu den Auswirkungen bei Punktkontakt. Zum Zeitpunkt des Eingreifens dieser Schaltklauen könnten sie beispielsweise durch ihre Form gezielt als eine Art mechanischer Einzug fungieren und



die Klauen schneller zur Schließposition der Kupplung hin bewegen. Abbildung 128, unten zeigt ein erstes Grundkonzept.

Der Winkel  $\alpha$  zwischen Stirnfläche und Flankenfläche der Schaltklauen wird dabei größer als  $90^\circ$  gewählt, so kann sich bei größerer Umfangskraft  $F_U$  an der schrägen Kontaktfläche dieser Selbsteinzug einstellen. Zusätzlich wird damit nach dem Eingriff beschleunigt die Wirkfläche vergrößert, was den Belastungszustand deutlich begünstigt. Ist die Stirnfläche noch leicht hinterschnitten (vgl. Abbildung 128, rechts), so beeinflusst dies auch besonders positiv den Einlauf der beiden Zähne. Bei Kontakt der beiden Klauen an ihren Stirnflächen werden sie dann leicht axial nach aufeinander zu bewegt.

Aber es müssen auch Betriebszustände wie die Rekuperation bei Hybridfahrzeugen in der Geometrie mitberücksichtigt werden, da es hier zu einer Drehmomentumkehr kommt. Weder darf dadurch das Schalten an sich über die Schaltklauen verhindert werden, noch dürfen bereits eingerückte und drehmomentübertragende Klauen in so einem Fall abweisend wirken und entlang ihrer Flanken wieder ausrücken. Möglich sind damit Schaltklauen, die vollkommen unabhängig von der Drehrichtung ineinandergreifen, und Drehmomentklauen, die ihre Leistung in beide Richtungen übertragen können. Die Sicherstellung des problemlosen Einführens der Drehmomentklauen in die gegenüberliegenden Lücken wird beispielsweise mit einem geringfügigen radialen Spiel, in der Größenordnung von zwei zehnteln Millimeter gewährleistet. Damit sind auch nur jene Flanken der Klauen in Anlage zueinander, die auch tatsächlich für die Drehmomentübertragung verantwortlich sind. Mit ihrer Gestaltung lässt sich auch die Steifigkeit der Kupplung im gestalteten Zustand gezielt einstellen.

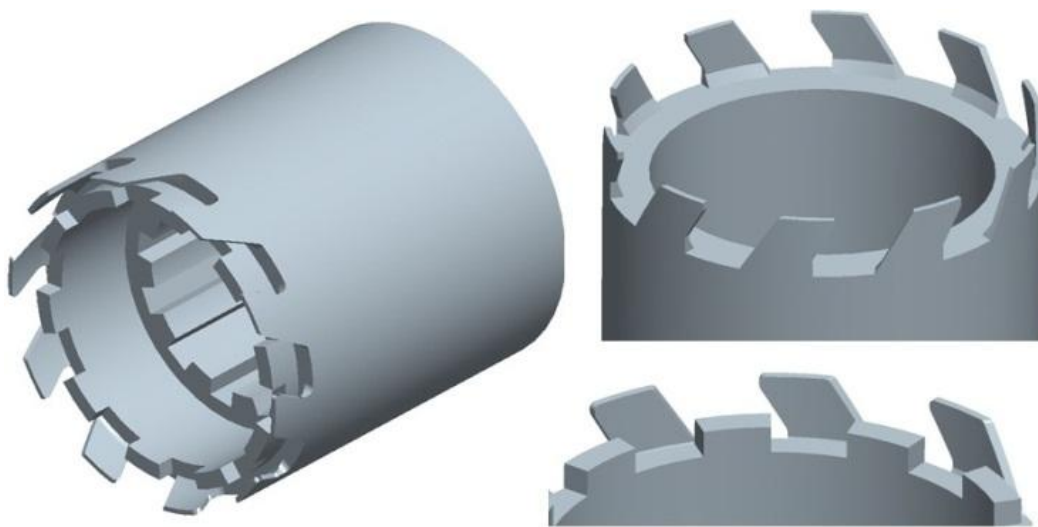


Abbildung 129: Erstes Konzept der zweigeteilten Verzahnung der Kupplung

Die Anzahl dieser Klauen lässt sich je nach Größe der Flächenpressung variieren, siehe Abbildung 129. Insgesamt wird mit der Geometrie und der Anzahl der Wirkflächenpaare in Krafrichtung ein verbesserter Belastungszustand hergestellt.

Das skizzierte Konzept hat nun eine Hinführung in die richtige Kupplungsposition durch zwei nacheinander greifende Verzahnungen. Der Überdeckungsgrad ist noch groß und die auftretenden Drehmomentstöße beim Schaltvorgang können nicht durch elastische Elemente abgedämpft werden.

Für einen geringeren Überdeckungsgrad wird die Zahnform der Erstverzahnung in eine schräge Anstellung, spitz zulaufend, abgeändert, wie Abbildung 130, links, zeigt.

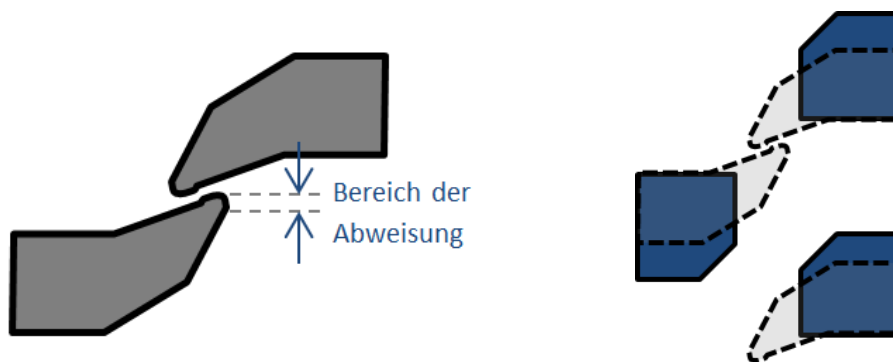


Abbildung 130: Links: Optimierte Erst-Verzahnung mit geringem Überdeckungsgrad; rechts: Optimierte Zweit-Verzahnung (blau) mit Phasen an einer Seite

Durch diese Änderung in eine schräg angestellte Zahnform wird nicht nur der Überdeckungsgrad wesentlich verringert, sondern auch eine sich ändernde Elastizität durch die Zahndicke dargestellt. Durch die schräge Anstellung wird bei definiert voreilender Kupplungsseite das Einkuppeln unterstützt, da über das Kräfteparallelogramm axiale Kräfte in Schließrichtung erzeugt werden. Weiterhin erhält die Zweit-Verzahnung in der Vorzugsdrehrichtung rückseitig große Phasen, um einerseits Fertigungstoleranzen und andererseits Vibrationen oder Schiefstellungen durch die Biegeelastizität der Erst-Verzahnung beim Schließen auszugleichen. Diese sind in Abbildung 131, rechts zu sehen.

Weiterhin trägt die Erst-Verzahnung im geschlossenen Zustand nicht mehr, sondern nur die Zweit-Verzahnung, die dann spielarm, mit großen Wirkflächenpaaren ähnlich einer Keilwelle zusammensitzt.

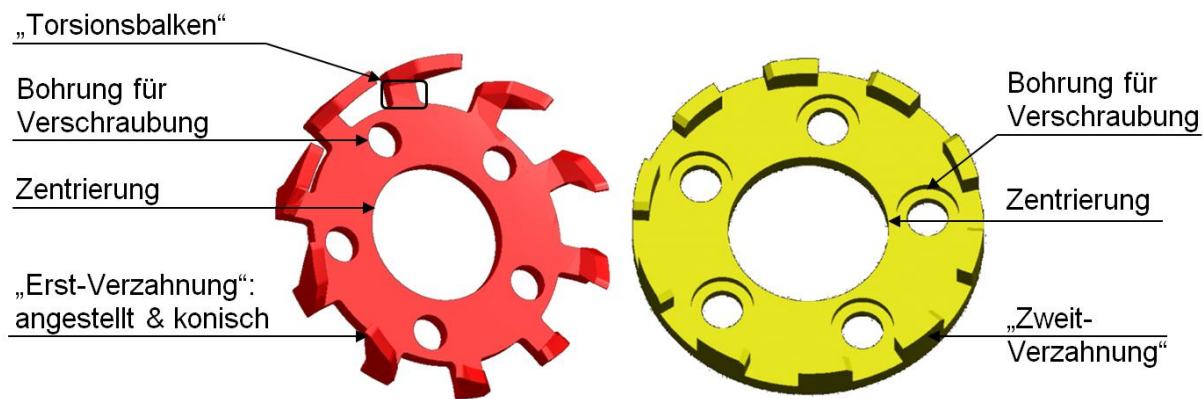


Abbildung 131: Ausgestaltung der Erst-Verzahnung (links) und Zweit-Verzahnung (rechts) des optimierten Konzepts

Da bei dem Konzept zusätzlich zur Drehzahlgenauigkeit eine Vorzugsrichtung der Differenzdrehzahl notwendig wird, ist mit größeren Drehmomentstößen zu rechnen. Es wird eine weitere drehelastische Feder an der Erst-Verzahnung notwendig werden, um bei gegebenen Massenträgheiten und einer vergrößerten Drehzahldifferenz die Kontaktkräfte in der Flächenpressung geringer zu halten. Dazu wird ein Torsionsbalken eingeführt, wie das Bauteil in Abbildung 131, links zeigt: Die Zähne sitzen nicht mehr an einem Vollmaterial, sondern haben diese in radialer Richtung ausgeprägten Balken. Die Vordimensionierung des Torsionsbalkens bei einem gegebenen Anwendungsfall der Kupplung wird in Kapitel 10.3.4 gezeigt.

Da dieses Kupplungskonzept neu ist, wird zur besseren Prototypenfertigung daher direkt auf einen möglichst einfachen Aufbau geachtet. Dafür wird die Erst- und Zweit-Verzahnung aus zwei einzelnen Scheiben gefertigt, die im Anschluss miteinander verschraubt werden, siehe Abbildung 132. Die Zentrierung der Teile zueinander findet dann über einen Träger statt.

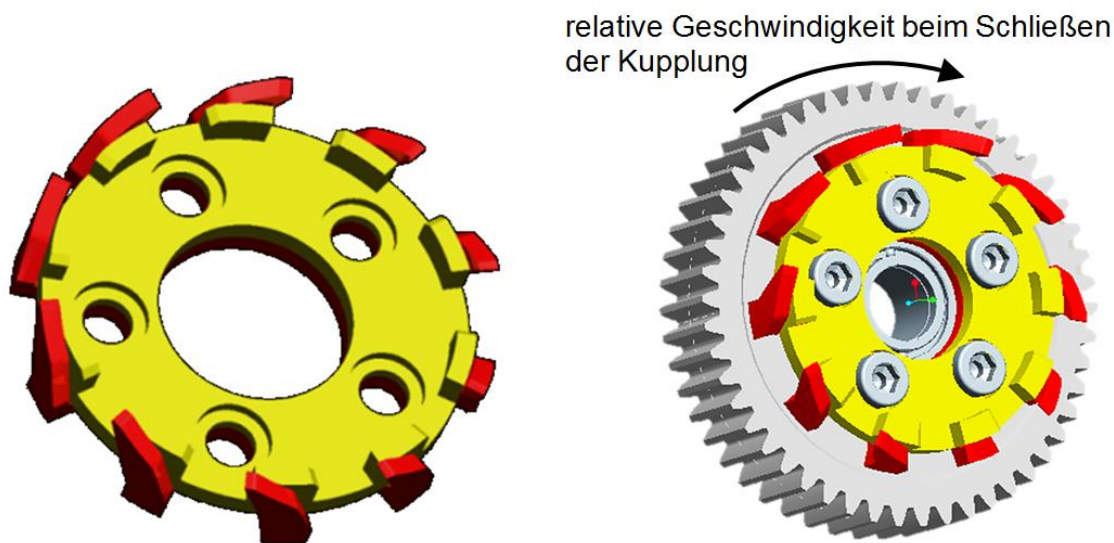


Abbildung 132: Verbund der Erst- und Zweitverzahnung links, mit Zahnrad und Verschraubung rechts

Die neue Kupplung enthält zwei unterschiedliche, in axialer Schaltrichtung zu unterschiedlichen Zeitpunkt/Verfahrweg greifende Verzahnungen. Die erste Verzahnung besteht aus tangential schräg angestellten, konisch zulaufenden Zähnen (Abbildung 132 in Rot). Die Zähne sind an einer radialen, torsionselastischen Geometrie angebracht. Diese Verzahnung kommt bei axialem Vorschub zuerst in Eingriff. Die Zähne sind so ausgespart, dass der Überdeckungsgrad dieser Verzahnung sehr gering ist (ca.  $18^\circ$ ). Für die Funktionstätigkeit ist es erforderlich, dass die Seite der Kupplung, die in Richtung der Zahnspitzen umläuft, beim Schließen schneller dreht, als die andere. Durch die angebrachte Verrundung der Wirkfläche an der Zahnspitze bilden sich die Wirkflächenpaare erst bei einem merklichen Vorschub aus, sodass ein reiner Linienkontakt in den Wirkflächenpaaren beim Erstkontakt vermieden wird. Die auftretenden Stoßkräfte und damit die Flächenpressung werden reduziert, indem der Zahn aufgrund der Torsionselastizität in der Leitstützstruktur des Balkens zurückfedern kann. Bei weiterem Vorschub gleiten die in tangentialer Richtung schräg angebrachten Wirkflächen aufeinander ab, bis schließlich der zweite Teil der Verzahnung greift, siehe Abbildung 132, in Gelb.

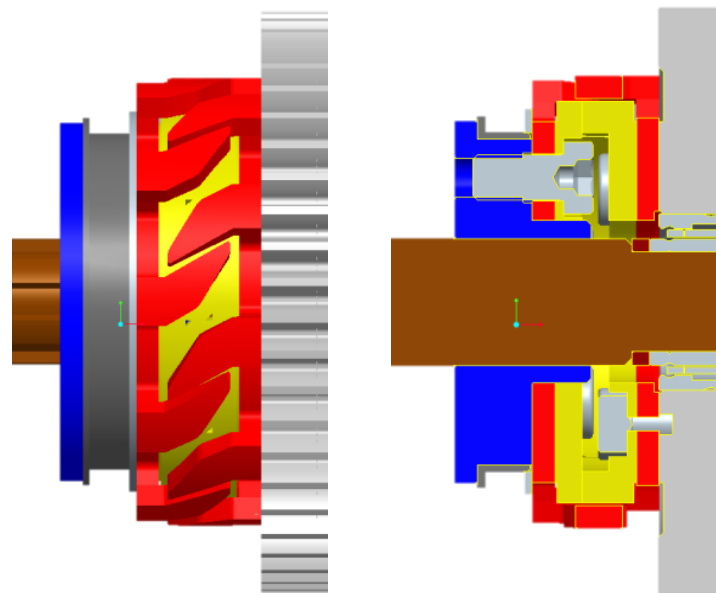


Abbildung 133: Geschlossene Kupplung in der Einbausituation: Primärseite ist an einem losgelagerten Zahnrad fixiert, Sekundärseite auf einer Keilwelle mit Schiebemuffe. links: Außenansicht, rechts: Schnittdarstellung

Der zweite Verzahnungsteil ist gerade verzahnt, sodass kein Verdrehen bei weiterem Vorschub eintritt. Dadurch lösen sich die Wirkflächenpaare der Erst-Verzahnung. Das Flankenspiel der Zweit-Verzahnung ist sehr klein, ähnlich einer Keilwelle, ausgelegt, sodass bei Lastwechseln kein merkliches Verdrehspiel vorhanden ist und damit eventuelle Schläge bei dem Spieldurchgang vermieden werden. Damit ist eine formschlüssige Verbindung beider Kupplungshälften gegeben, die keine Haltekräfte benötigt, da die Wirkflächenpaare nun senkrecht zur tangentialen Umlaufrichtung

stehen. Um bei eventuell auftretenden Schwingungen / nicht Anliegen der erstgenannten Verzahnung trotzdem in die spielarme zweite Verzahnung zu treffen, ist die der Differenzdrehzahl rückseitig gewandte Teil der zweiten Verzahnung stark angephast (siehe Abbildung 132 an der gelben Verzahnung). Damit ist ein Einspielen in die spielarme Verzahnung möglich, über die die Betriebsmomente übertragen werden. Dabei sind die bereits bekannten Kugelrastierungen am Umfang der Keilwelle angebracht, um ein zufälliges, ungewolltes Öffnen der Schiebemuffe zu vermeiden.

Mit diesem Kupplungssystem sind die zuvor genannten Nachteile einer formschlüssigen Kupplung weitestgehend entfernt und folgende Vorteile erreicht worden:

- Ein sehr geringer Überdeckungsgrad
- Keine besonderen Ansprüche an die Schmierung
- Keine Kühlung erforderlich
- Geringe Bauteilanzahl
- Kompakte Bauweise

Dabei realisiert das System eine Schaltbarkeit bei Sicherstellung einer voreilenden Seite mit geringen Ansprüchen an die Sensorik und Informationsverarbeitung. Darüber hinaus kann eine vergleichsweise geringe Leistung am Aktuator verbaut werden, da nach einem ineinander Fahren die schrägen Wirkflächenpaare eine Einzugskraft erzeugen. Die Stoßkräfte und der damit einhergehende Kuppelkomfort können über die Torsionsbalken ein Stück weit eingestellt werden. Über die zweigeteilten Verzahnungen sind verschiedene Kupplungsdynamiken darstellbar. Durch die bistabile Ausführung des Kupplungssystems sind keine Energien zum Halten eines Zustands notwendig.

#### **10.3.4 Vordimensionierung des optimierten Kupplungskonzepts**

Zur Auslegung der Torsionsbalken an der Erst-Verzahnung werden wie in Abbildung 134 dargestellt, die Balkenhöhe  $H$  (also Länge des Torsionsbalkens), die Balkenbreite  $B_B$ , die Balkendicke  $B_D$  und der Hebel, der am Balken wirkt,  $r_{\text{Hebel}}$  eingeführt. In der zuvor gezeigten Gestaltmodellierung werden die nachfolgenden Startwerte verwendet, da diese bereits auf den Anwendungsfall abgestimmt sind. Mit den geometrischen Größen können im Zusammenspiel mit den dynamischen Kräften aus der Schaltung die Torsionsbalken dimensioniert werden. Dazu wird das generische Modell eines P3 Hybrides herangezogen, siehe Abbildung 135. Das P3-Hybridmodell erhält hier eine Trägheitsmasse als Verbrennungskraftmaschine gefolgt von einem Wandler mit Wandlerüberbrückungskupplung wie im konventionellen Fahrzeug. Das nachfolgende Automatikgetriebe ist in seiner Übersetzung an das zusätzliche Moment am Differenzialkorb angepasst. Auf den Differenzialkorb selbst greift der Steg des

Planetenradgetriebes, an dessen Sonne das Drehmoment des Elektromotors eingeleitet wird. An der Sonne befindet sich das neue Kupplungssystem. Die Sonne selbst ist losgelagert auf der Antriebswelle des Elektromotors, vgl. Abbildung 124.

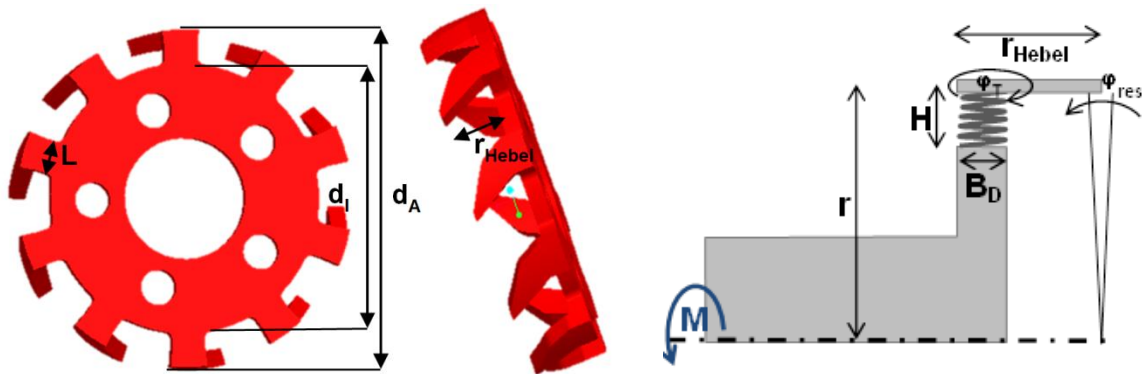


Abbildung 134: geometrische Größen zur Auslegung der Erstverzahnung: links gegenständliches Modell, rechts Abstraktion der verbauten Erstverzahnung auf der Welle

Nach dem Differenzial geht es über die Seitenwellen und Räder in den Reifen-Fahrbahn-Kontakt, über den die widerstandsbehaftete Trägheitsmasse des Fahrzeugs anschließt. Wichtig sind hier die detaillierte Darstellung des Reifens und der Seitenwellen, da diese ihrerseits Elastizitäten und Dämpfung mit sich bringen, die einen wesentlichen Einfluss auf das Schaltmoment haben.

Die drei Größen  $H$ ,  $B_B$ ,  $B_D$  und der Hebel dienen der Einstellbarkeit der am Schlag auftretenden Kräfte; siehe Abbildung 134. Daneben gibt es noch die Zahnsteifigkeit selbst, die aber eine verhältnismäßig untergeordnete Rolle spielt. Dabei steht ihre Festigkeit und nicht ihre Elastizität im Vordergrund.

Mit den Größen:  $H = 6,35 \text{ mm}$ ;  $B_B = 10 \text{ mm}$ ;  $B_D = 5 \text{ mm}$ ;  $r_{\text{Hebel}} = 18 \text{ mm}$ ;  $r = 100 \text{ mm}$ , erhält man für die Summe der parallel und seriell geschalteten Torsionsbalken eine Federsteifigkeit von  $162,1 \text{ kNm}^\circ$  und eine maximale Flächenpressung bei minimalem Zahnkontakt von nur  $240 \text{ N/mm}^2$ . Parallel geschaltet sind die Zähne einer Kupplungshälfte. Seriell sind die im Eingriff befindlichen Zähne der zweiten Kupplungshälfte angeordnet. Der Überdeckungs-/Abweisewinkel wird hier zu  $66,66^\circ$  was einer 18,5% Wahrscheinlichkeit entspricht, bei der die Kopfflächen aufeinander treffen können. Mit dem generischen P3-Hybridmodell kann bei der hier verwendeten genauen Modellierung der Reifen und des Fahrzeugs die Längsbeschleunigung ermittelt werden, um die Ausschöpfung der Potenziale unter Berücksichtigung des Schaltkomforts zu validieren; siehe Kapitel 8.2.

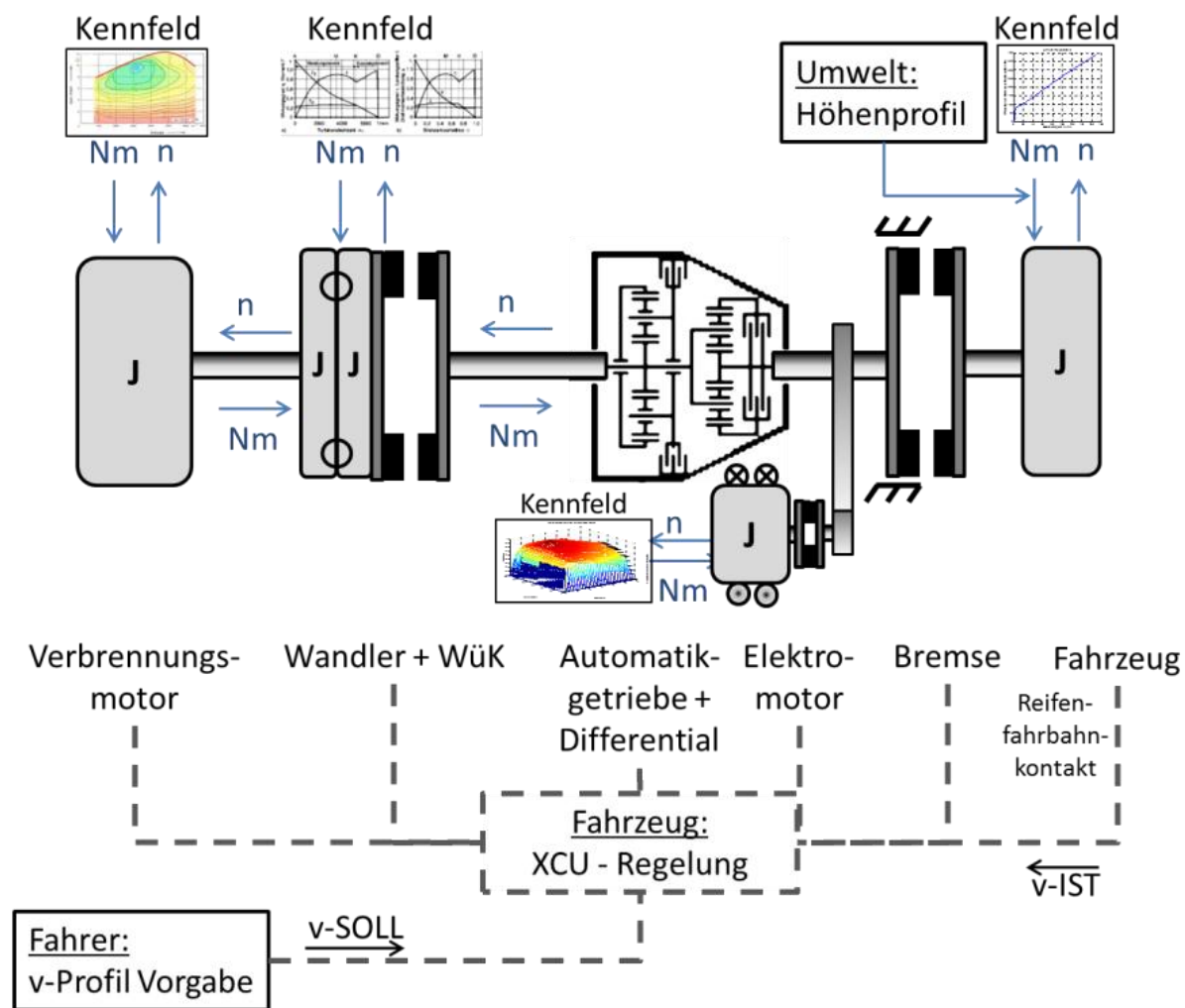


Abbildung 135: Schema des P3-Hybrides zur Konkretisierung des Zielsystems

Die Auslegung der Zweitverzahnung (in Abbildung 131, rechts in Gelb dargestellt) ist vergleichsweise einfach, da hier keine nennenswerten Drehmomentschläge auftreten. Hier kann das maximale Moment von 500 Nm auf die Kontaktflächen von je 25 mm<sup>2</sup> pro Zahn bezogen werden. Bei gleichmäßigem Tragen ist die erreichte Flächenpressung mit 44,4 N/mm<sup>2</sup> sehr gering. Bei der weiteren Detaillierung müssen eventuelle Schwingungsanregungen, die vom Verbrennungsmotor oder des Elektromotors herrühren, berücksichtigt werden, da die Zweit-Verzahnung fertigungs- und funktionsbedingt ein Spiel von ein bis zwei zehntel Millimeter am Umfang aufweist. Dies kann eine entsprechende Oberflächenvergütung der Zweit-Verzahnung erfordern.

## 11 Validierung der Potenziale der entwickelten Kupplungssysteme

Um die neuen Kupplungssysteme unter Berücksichtigung des Nutzerverhaltens bewerten zu können, wird hier beispielhaft mit dem in Kapitel 5.3.3 vorgestellten Zyklus und den eingeführten P2- und P3-Hybridmodellen eine Vergleichssimulation dargestellt. Der Beispielzyklus soll einen Berufspendler repräsentieren und dieser wird bezüglich der Kupplungsbewertung im NEFZ gegenübergestellt.

### 11.1 Nasslaufende Anfahrkupplung als P2-Hybrid-Trennkupplung

Zur Beurteilung der Effizienzvorteile der optimierten Lamellen müssen verschiedene Kriterien beachtet werden. Die Lamellen im Einzellamellenprüfstand erzeugen möglicherweise andere Schleppmomente als in Summe im Kupplungssystem. Dazu wird ein Vergleich der Originallamellen im Einzellamellenprüfstand und im gesamten Kupplungssystem aufgezeigt, um die Größenordnungen abzuschätzen, siehe nachfolgende Abbildung 134. Dabei ist das Schleppmoment der Kupplung ohne Lamellen (o. L.) mit den hellblauen Kreisen dargestellt. Interpoliert man die Messergebnisse, zeigt die rote Kurve das Ergebnis. Wird auf diese interpolierte Kurve der leeren Kupplung das Schleppmoment der asymmetrischen Lamellen superpositioniert, zeigen die magentagefärbten Kreuze den gesamten, theoretischen Schleppmomentenverlauf. Dieser besteht dann aus den Einzellamellenmessungen bei 40 °C und der Messung der leeren Kupplung bei 90 °C. Bedingt durch den Aufbau des Prüfstands war die Einzellamellenmessung bei 90 °C nicht möglich. Dennoch lässt sich nun eine qualitative Bewertung durchführen: Dieses theoretische Schleppmoment folgt dem gemessenen Schleppmoment der Kupplung mit Lamellen (m. L.), das in grünen Kreisen in Abbildung 136 dargestellt ist. Ab einer Drehzahl von 500 min<sup>-1</sup> beträgt die strukturelle Abweichung etwa 10 % bezogen auf das Gesamtschleppmoment. Diese Abweichung kann durch die unterschiedliche Viskosität bei den vorliegenden Temperaturen erklärt werden vgl. Viskositätsmodell Kapitel 9.1.1.2. Diese Beobachtung legt die Hypothese nahe, dass eine Superpositionierung der Einzellamellenmessung ab einer Differenzdrehzahl von 500 min<sup>-1</sup> realistisch ist und für den gezeigten Beispielfall das erzeugte Kupplungsmodell relativ genau übereinstimmt. Die in dieser Arbeit in Kapitel 9.1.4.3 hergeleitete Modellvorstellung zeigt auf, dass die Schleppmomente von den Pumpeffekten und den sich dadurch aufbauenden Axialkräften herrühren, die damit eine ungleichmäßige Verteilung der Lamellen verursachen.



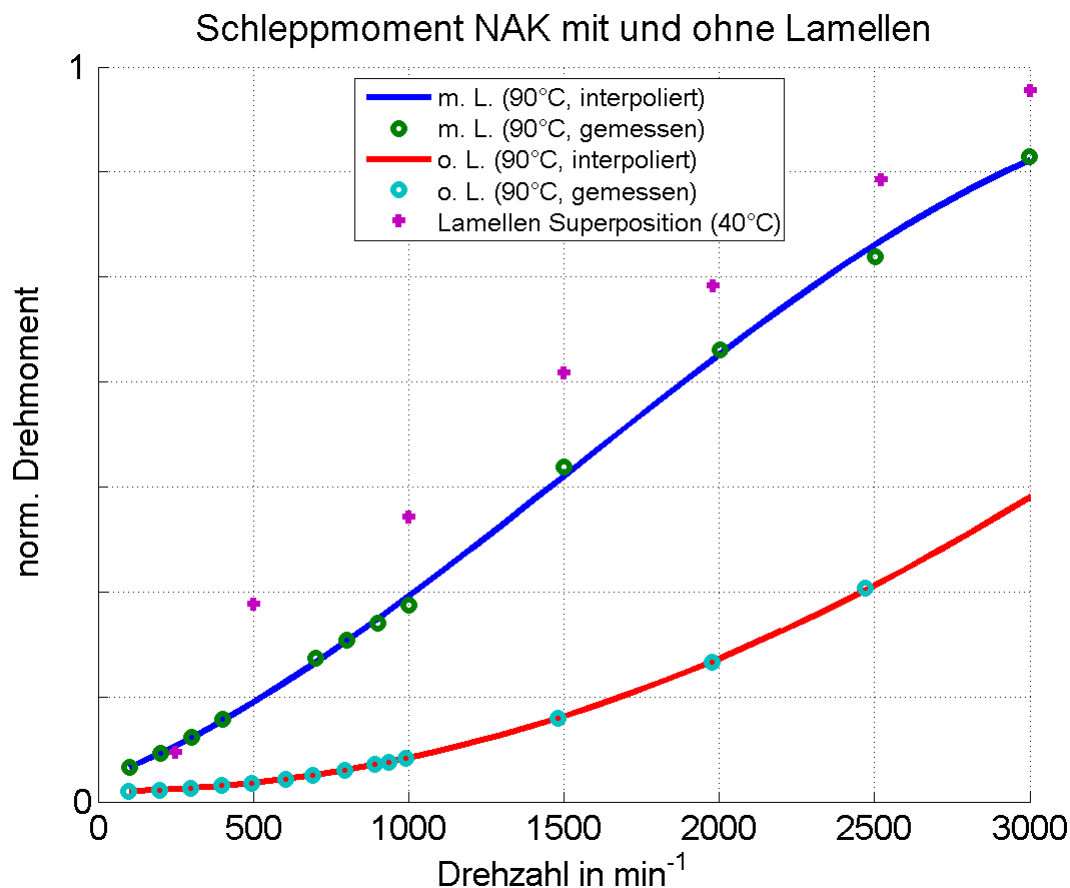


Abbildung 136: Schleppmoment der Einzellamellenmessung superpositioniert im Vergleich zum Gesamtsystem

Im XiL-framework bedeutet dies, dass ausgehend vom Verhalten der Working-Surface-Pairs-in-the-loop (Einzellamellenprüfstand & Simulationsumgebung in CFD) Hypothesen erstellt und durch die Superposition auf das Kupplungssystem, dem Subsystem-in-the-loop, übertragen werden können. Hier ist auch der Abgleich zwischen der virtuellen und physischen Entwicklungsumgebung möglich und es kann die Hypothese auf Plausibilität geprüft werden. Durch die detailreiche Simulation des Restfahrzeugs als auch der Umgebung und des Fahrers werden im Folgenden in der virtuellen Validierungsumgebung Manöver durchgeführt, um die Energieeffizienz des ursprünglichen Kupplungssystems mit dem optimierten zu vergleichen und ein Einsparpotenzial im realen Kundeneinsatz zu ermitteln.

Dabei wird vorausgesetzt, dass die optimierten Lamellen sich durch ihre axialkraft-freie Phase im Kupplungssystem ebenfalls ähnlich im Gesamtkupplungssystem verhalten werden, und es kann der gezeigte Referenzzyklus virtuell mit dem P2-Hybridfahrzeug durchfahren werden. Ziel dieser Simulation ist es, das Energieeinsparpotenzial auf den Referenzstrecken zu berechnen. Die Abbildung 137 zeigt im oberen Graphen das Geschwindigkeitsprofil als auch die zugehörige Steigung. Der mittlere Graph zeigt die Drehzahlen der Verbrennungskraftmaschine (CE) und des Elektromotors (EM) an; diese hängen auch von der hinterlegten Betriebsstrategie und Getriebeauslegung ab.

Zu erkennen sind dabei die Anteile des rein elektromotorischen Fahrens, wenn die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine während der Fahrt auf null sinkt. In dieser Betriebssituation ist dann das erzeugte Schleppmoment der geöffneten Kupplung von Bedeutung. Das Schleppmoment und die Schleppleistung sind schließlich im untersten Graphen dargestellt. Darüber sind in gestrichelten Kurven jeweils das optimierte Schleppmoment und die resultierende verringerte Schleppleistung aufgetragen.

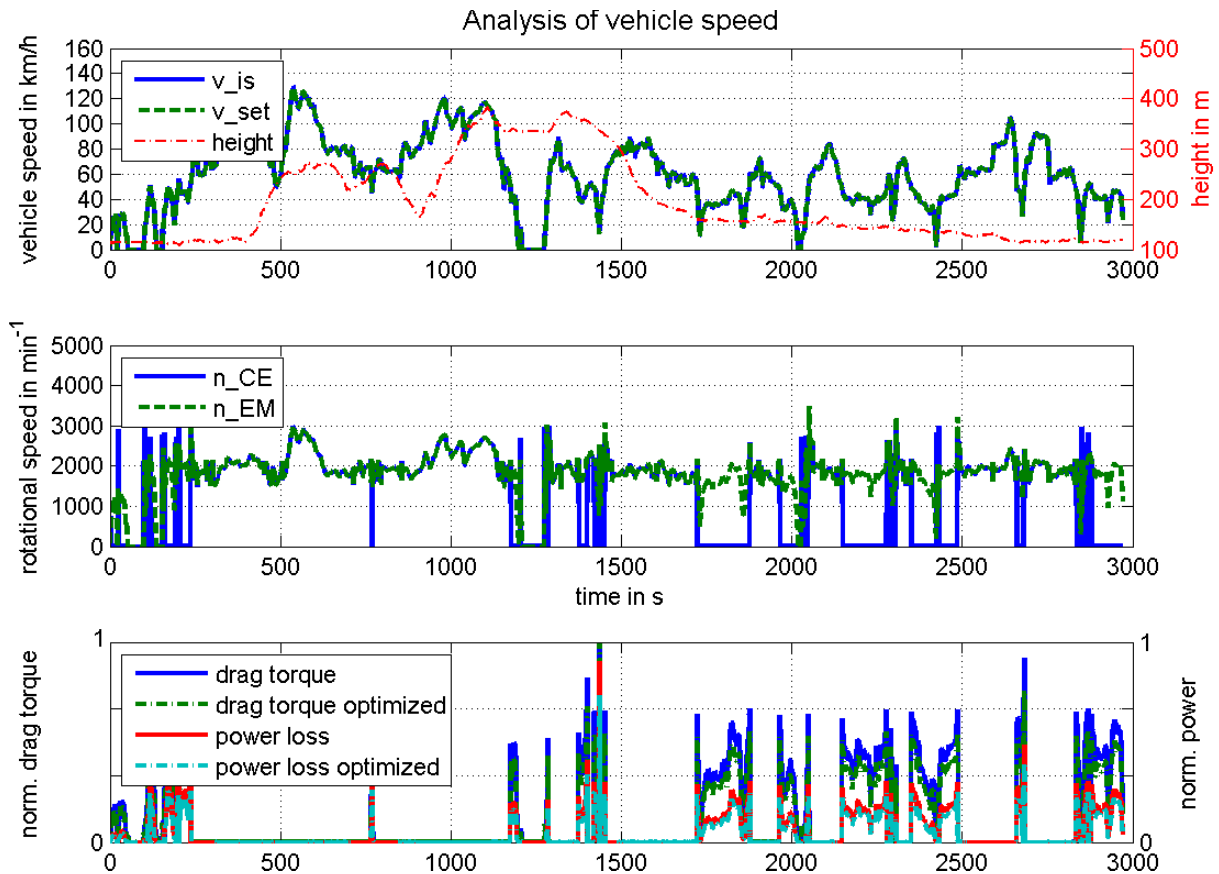


Abbildung 137: Energieeinsparpotenzial der neuen Kupplungslamellen im Nutzer-Zyklus

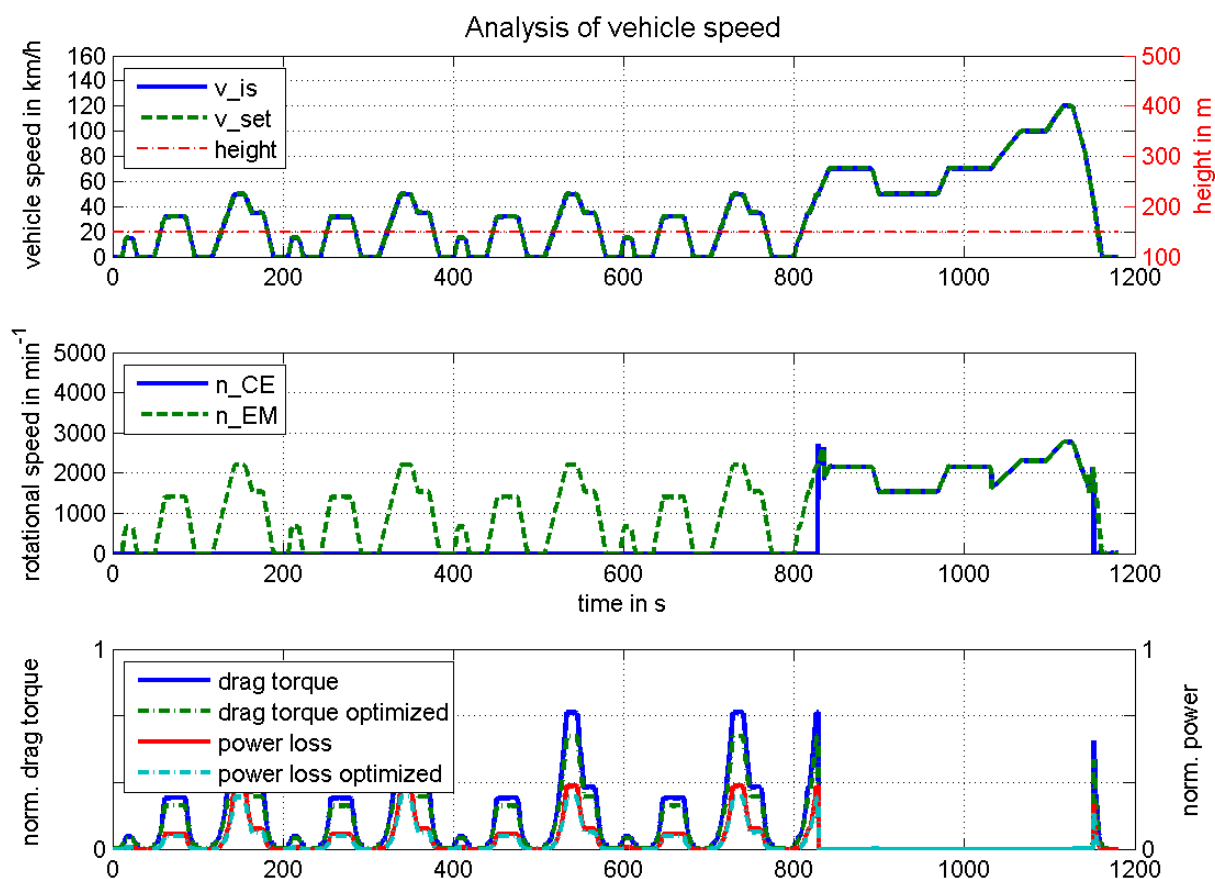


Abbildung 138: Energieeinsparpotenzial der neuen Kupplungslamellen im NEFZ

Ausgehend von diesen Simulationsergebnissen kann nun die anteilige Energieeinsparung ermittelt werden. Diese Einsparung wird anhand der Verlustleistungen, die mit den originalen Lamellen und den optimierten Lamellen auftreten, folgendermaßen definiert:

$$\text{Einsparung} [\%] = \frac{\int P_{\text{verlust,orig}} - \int P_{\text{verlust,optimiert}}}{\int P_{\text{verlust,orig}}} \cdot 100\%$$

Formel 55: Definition der prozentualen Energieeinsparung im optimierten Kupplungssystem

Die eingesparte Energie des Kupplungssystems beträgt 15,94 % im NEFZ, mit dem Fahrzeuge immer noch beurteilt werden. Wird das Simulationsergebnis des vorgestellten Berufspendlerzyklus dieser Berechnung unterzogen, beträgt die Einsparung 16,27 %.

Für das Kupplungssystem des P2-Hybrids sind bei der Ideenfindung zur Schleppmomentreduktion zwei Ansätze vorgestellt worden. Die relativ aufwendige Anpassung der Kupplungsgeometrie, um Distanzierungselemente einzubringen, und die durchgeführte Nutbildoptimierung. Die Umsetzung der vorgenommenen Nutbildoptimierung erfordert lediglich ein neues Werkzeug zur Fertigung der asymmetrischen Beläge und stellt damit einen verhältnismäßig geringen Aufwand zur Umsetzung dar.

## 11.2 Mechanisch unsynchronisierte Trennkupplung für P3 & P4 Hybride

Bei der entwickelten mechanischen unsynchronisierten formschlüssigen Kupplung ist die Energieeffizienz durch praktisch keine Verluste am System im geöffneten Zustand bereits gegeben. Lediglich die Aktuierung des Kupplungssystems benötigt Energie. Über den Zusammenhang der zu beschleunigenden Masse und die vorgesehene Schaltgeschwindigkeit lässt sich die benötigte Leistung berechnen.

Bei einem gegebenen Schaltweg  $s_{\text{Weg}} = 0,015 \text{ m}$ , einer Schaltzeit  $t_s = 0,05 \text{ s}$  würde bei einer durchschnittlichen Vorschubgeschwindigkeit von  $0,3 \text{ m/s}$  eine Beschleunigung von  $a_s \sim 15 \text{ m/s}^2$  erforderlich. Bei einer Masse  $m = 500 \text{ g}$  bedeutet dies eine Kraft von  $7,5 \text{ N}$ . Wird diese über den Weg integriert, erhält man die benötigte Energie  $E = 0,1125 \text{ J}$  pro Schaltung bzw. bei Ableitung derselben nach der Schaltzeit eine Leistung von  $P = 2,25 \text{ W}$ . Im gezeigten Kundenzyklus wird mit der zugrunde gelegten Betriebsstrategie 50-mal geschaltet. Das bedeutet einen Energiebedarf von insgesamt  $5,625 \text{ J}$ . Dabei sind die Reibung auf der Keilwelle des Schaltelements sowie die Energiewandlungsketten bis hin zur mechanischen Energie nicht berücksichtigt. Wird für davon ausgegangen, dass der Elektromotor beim Einspielen der Zweitverzahnung nicht ganz frei von Momenten ist, können sich nicht vernachlässigbare Kräfte an der Keilwelle und Zweitverzahnung durch die Reibung ergeben. Diese können im Einzelnen in Abhängigkeit der Materialpaarungen über die Coloumb'sche Reibung angenähert werden.

Wichtiger als die Energiebilanzierung ist in diesem Fall der Schaltkomfort. Da das Restfahrzeug einen erheblichen Einfluss auf das Verhalten der Kupplung und damit den Schaltkomfort hat, kommt das im Stand der Technik vorgestellte XiL-framework zum Einsatz, vgl. Kapitel 2.2.4.

Die Erst-Verzahnung ist mit ihren geometrischen Abmaßen und Elastizitäten in der Vordimensionierung in Kapitel 10.3.4 schon weiter detailliert worden. Damit ist die Kupplung selbst in hohem Maße nach den jeweils aktiven Wirk-Nets (s. Kap. 2.2.6) unterteilt (partitioning) und durch die mathematische Beschreibung besitzt das Kupplungsmodell eine detaillierte Güte (fidelity). Die Produktreife (maturity) ist zu diesem Entwicklungsstadium konzeptionell.

Für den Resttriebstrang müssen die Konstruktion selbst und die damit einhergehenden Elastizitäten, Massen, Spiele, Dämpfungen und Lager aus den bisherigen Produktskizzen, siehe Situationsanalyse & Problemeingrenzung in Kapitel 10.3.1 entnommen und weiter abgeschätzt werden. Ein hoher Detaillierungsgrad und damit Güte liegt in der Modellierung der Massenträgheitsmomente und Elastizitäten der Seitenwellen und Reifen. Diese werden genauer im bereits gezeigten Hybridmodell, siehe Abbildung 135, implementiert. Ein valides Reifenmodell für Kleinwagen ist in

[Alb10b] vorgestellt worden. Es ist ein teil-physikalisches Modell mit empirischen Anteilen aus Vermessungen verschiedener Reifen. Dieses ersetzt nun den vorherigen festen Fahrbahnkontakt und stellt den Reifen selbst als Zweimassenschwinger dar. Das Reifenmodell enthält daher zwei Trägheitsmassen, die mit Feder-Dämpfer-Elementen miteinander verbunden sind, wie die nachfolgende Abbildung 139 zeigt:

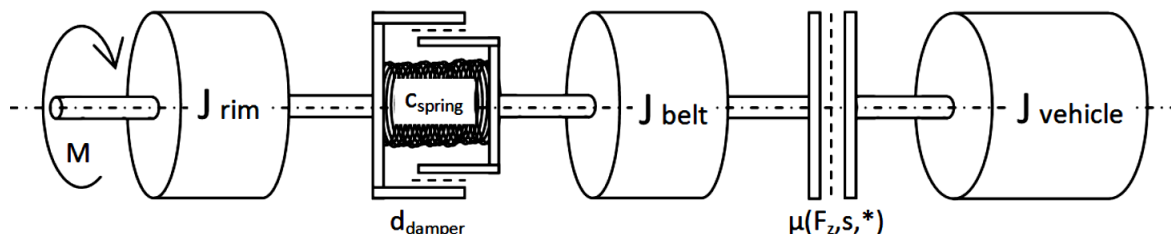


Abbildung 139: erweitertes Reifenmodell [Alb10b]

Darüber hinaus wird die dynamische Radlastverteilung ebenfalls berücksichtigt. Der Fahrwerkseinfluss, das möglicherweise anhaftende Öl an den Kupplungsflanken und den Zahnrädern, sowie die Dämpfung durch Lager werden nicht beachtet. Diese haben einen positiven Effekt auf das Schaltverhalten, da sie eine Dämpfung darstellen.

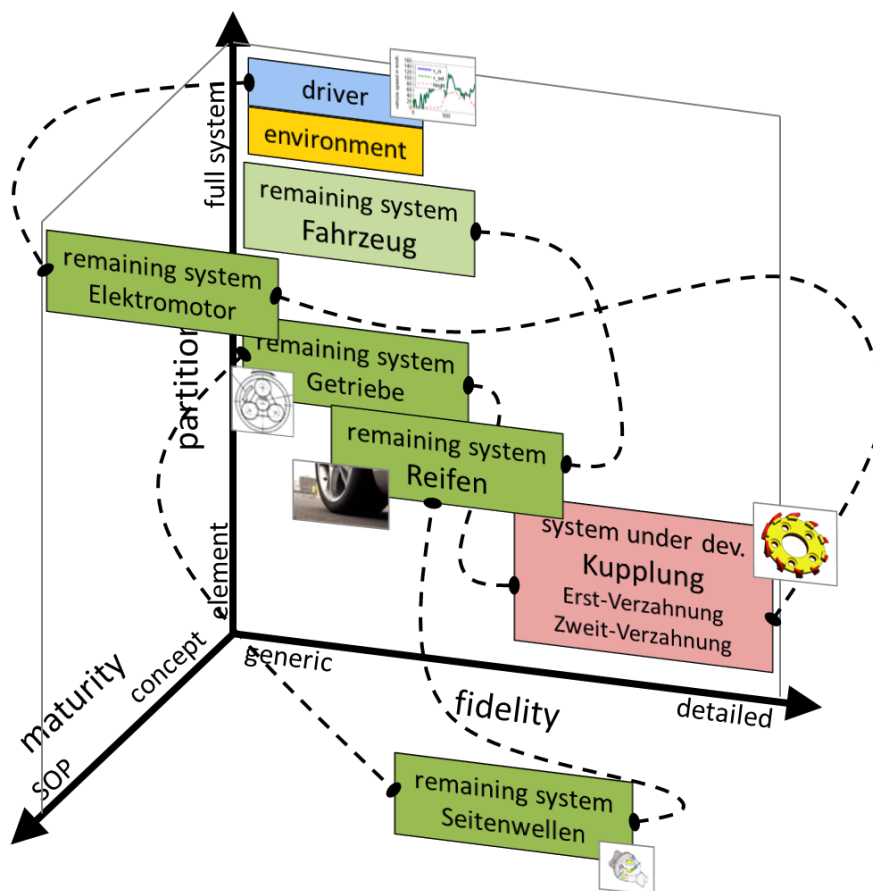


Abbildung 140: XiL-Ansatz für die Modellierung der Kupplung im Gesamtsystem

In diesem XiL-Ansatz ist der Fahrer als reine Soll-Drehzahlvorgabe nur generisch dargestellt, um das Manöver „Abbremsung“ durchzuführen. Dabei handelt es sich um

ein open-loop Manöver, da die eventuell auftretenden Drehmomentschwankungen im Triebstrang auf den Fahrer keinen Einfluss nehmen können, vgl. Kapitel 0. Es geht also keine Reaktion vom Fahrzeug oder seinen Komponenten auf den Fahrer zurück.

Abbildung 140 zeigt den verwendeten XiL-Ansatz. Die Umgebung ist hier nicht eingebunden. Der generische Fahrer mit der Solldrehzahlvorgabe ist mit dem sehr generischen, als ein System dargestellten Elektromotor verbunden. Dieser gibt das Drehmoment auf die Primärseite der Konzept-Kupplung ab, die in einzelnen Elementen in der Simulation dargestellt ist.

Es werden im Folgenden zwei verschiedene Manöver gefahren, wobei der Begriff Manöver hier den Testfall der schließenden Kupplung darstellt, vgl. Kapitel 0. Das erste Manöver hat eine Differenzdrehzahl von  $24,5 \text{ min}^{-1}$ , siehe nachfolgende Abbildung 141 und bildet das in Kapitel 10.3.1 vorgestellte Abbremsmanöver ab:

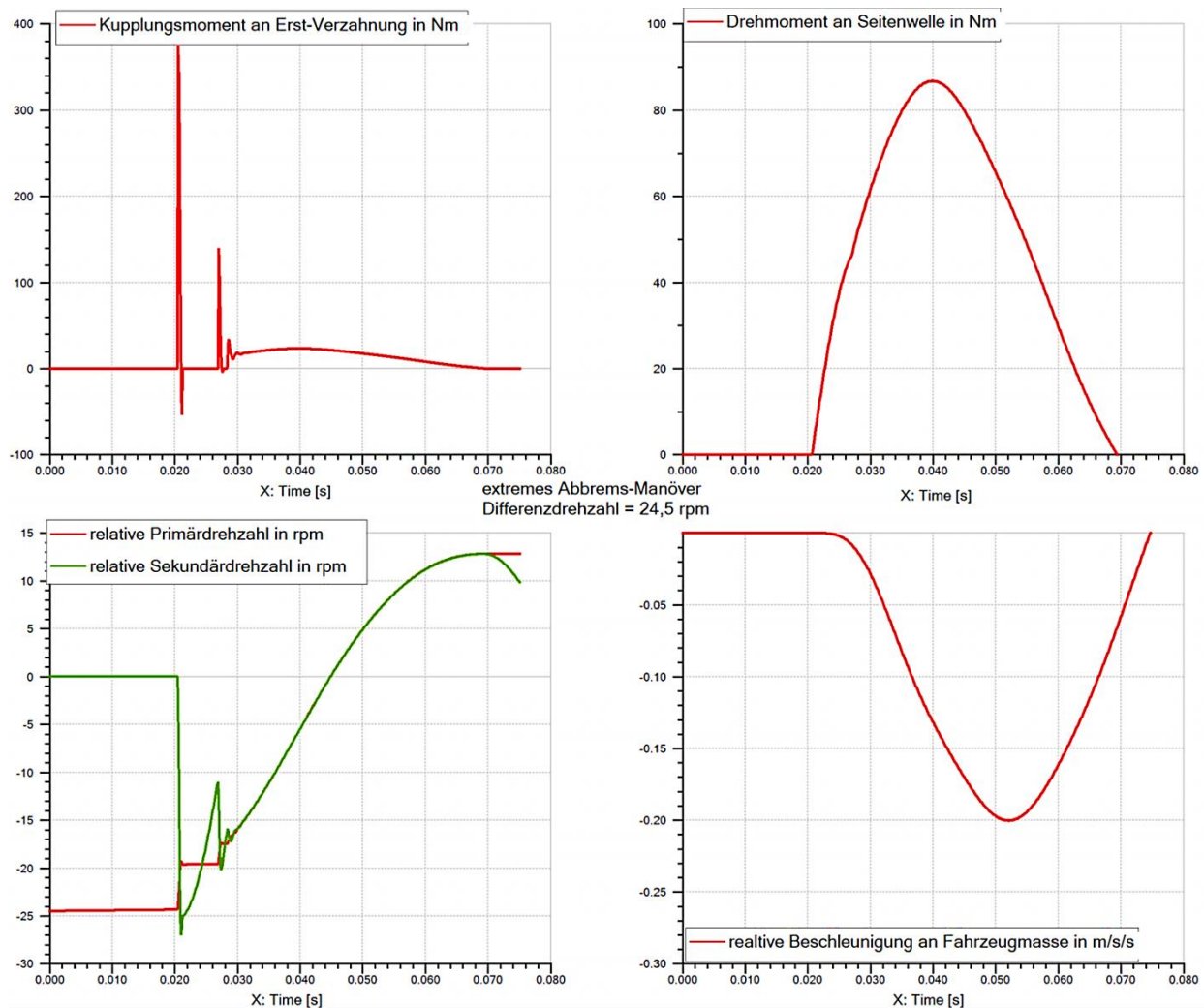


Abbildung 141: Auswertung des maximalen Drehmoments zum Stoßzeitpunkt an der Erst-Verzahnung im extremen Abbremsmanöver

Die Drehzahlen im unteren linken Graphen in Abbildung 141 sind relativ zu der absoluten Drehzahl angegeben. Je nach Radgröße des Fahrzeugs dreht die

Seitenwelle mit ungefähr  $1000 \text{ min}^{-1}$  während des Einkuppelvorgangs. Über die Übersetzung des Planetenradgetriebes liegt an der Sonne eine Drehzahl von  $4000 \text{ min}^{-1}$  vor. Die Drehzahl der Sonne ist zu Beginn von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig, da die Kupplung zum Elektromotor geöffnet ist. Die grüne Kurve zeigt also die relative Geschwindigkeit der Sekundärseite (Sonnenrad) der Kupplung. Die Primärseite dreht zu Beginn mit einer relativen Geschwindigkeit von  $-24,5 \text{ min}^{-1}$  der Sekundärseite voraus. Zum Zeitpunkt  $t = 0,02 \text{ s}$  kommt die Erstverzahnung in Kontakt und aufgrund (Torsions-)Elastizitäten steigt die Geschwindigkeit der Verzahnung der Sonne schlagartig an.

Mit dem Modell kann gezeigt werden, dass das Kontakt-Drehmoment in diesem ungeschickten Einkuppelvorgang (maximale Drehzahlabweichung  $n = 24,5 \text{ min}^{-1}$ ) maximal  $400 \text{ Nm}$  beträgt, siehe Abbildung 141 links oben.

Dabei liegt das Drehmoment an der Seitenwelle bei den momentanen Annahmen noch knapp  $90 \text{ Nm}$  (Graph rechts oben) und die dadurch hervorgerufene Beschleunigung am Fahrzeug ist maximal bei  $-0,2 \text{ m/s}^2$  (siehe Graph rechts unten), sodass der ungeschickteste Einkuppelvorgang spürbar sein kann. Die dämpfende Wirkung der Radaufhängung ist dabei nicht berücksichtigt. Dieser Drehmomentstoß ist bei einem extremen Fahrzeugmanöver der Fall, sodass dies nicht explizit aus den anderen Fahrzeugbeschleunigungsanteilen zu spüren sein wird.

Bei den „normalen“ Kuppelmanövern ergeben sich folgende Größen, wie Abbildung 142 zeigt. Hier ist die Drehzahldifferenz wesentlich kleiner, in diesem Beispiel  $4,8 \text{ min}^{-1}$ . Das Kuppelmoment liegt hier bei knapp  $80 \text{ Nm}$ , das Drehmoment an der Seitenwelle bei  $18 \text{ Nm}$  und die Fahrzeugmassenbeschleunigung bei  $0,04 \text{ m/s}^2$ .

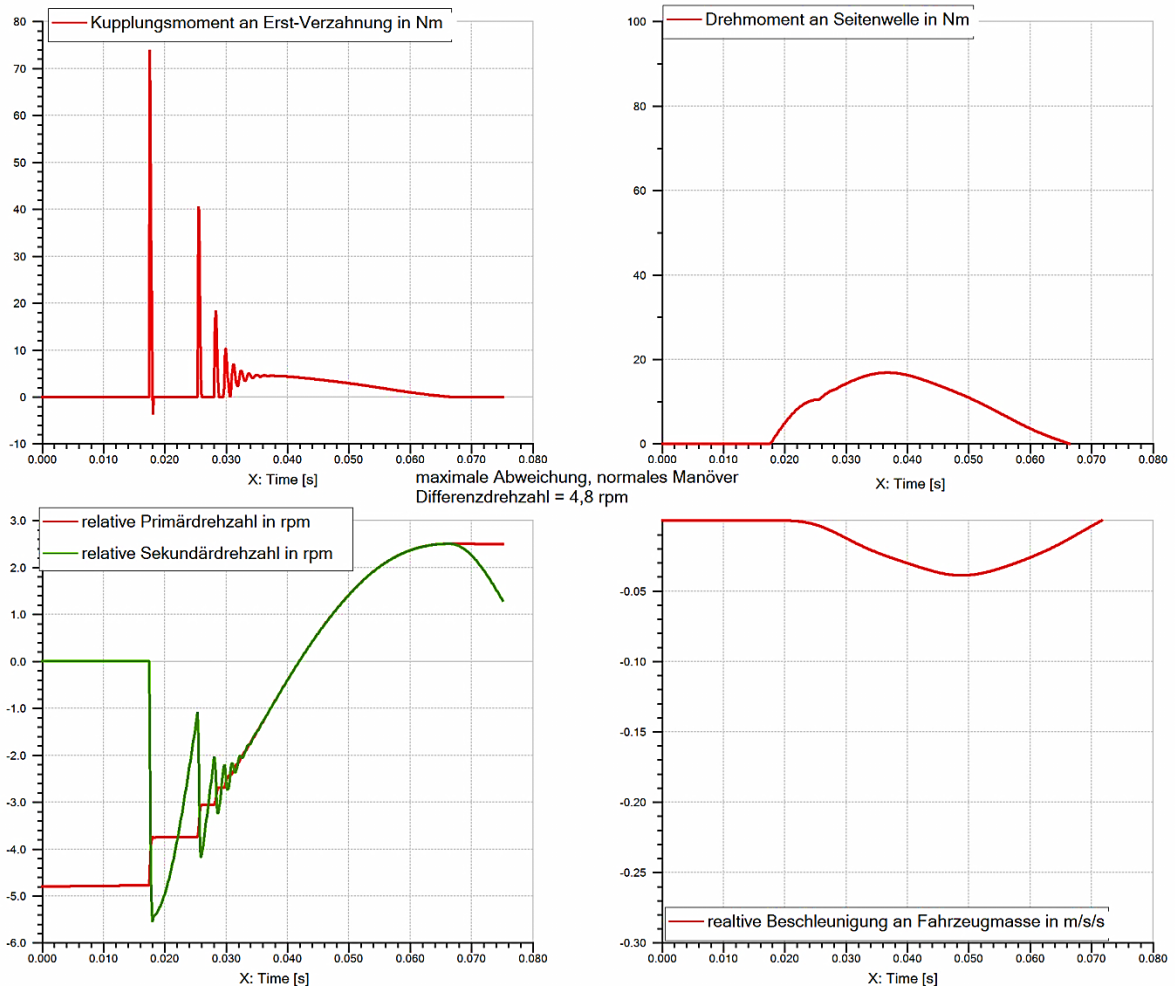


Abbildung 142: Auswertung des maximalen Drehmoments zum Stoßzeitpunkt an der Erst-Verzahnung im normalen Manöver

Damit kann das enorme Potenzial dieser Kupplung gezeigt werden. Sie ist vom Funktionsprinzip her energieeffizient und kann auch unter Komfortaspekten funktionieren. Dafür müssen aber die Fahrzeugdetaillierung und die Modellgüte weiter entwickelt werden, um genauere Aussagen zu erzielen.



## 12 Zusammenfassung und Ausblick

### 12.1 Zusammenfassung

Für die Weiterentwicklung von Kupplungssystemen im hybriden Triebstrang wurden zunächst vier neue Methoden und Objekte für das Ressourcensystem entwickelt, die alle das XiL-framework um Methoden erweitern, wie Abbildung 143 schematisch darstellt:

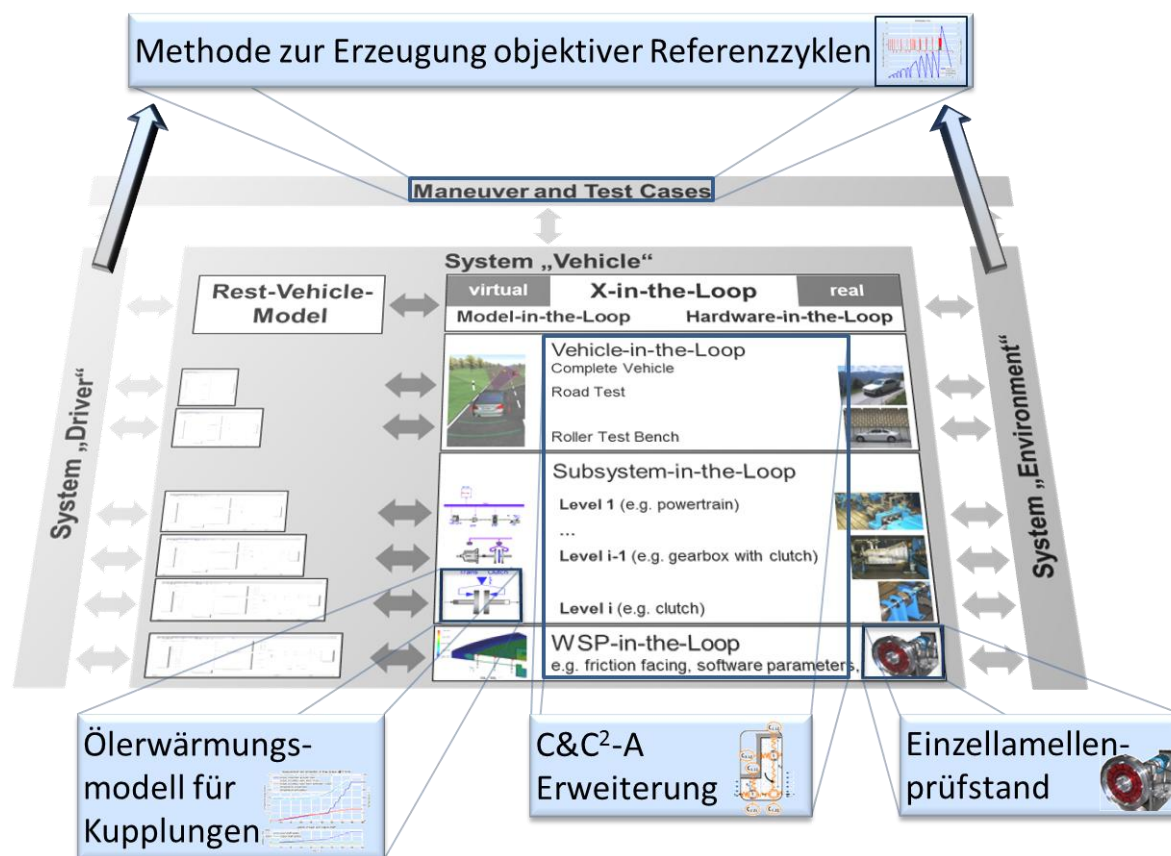


Abbildung 143: Die neuen Methoden erweitern das XiL-framework

Dies war zum einen die Generierung von objektiven, kundenorientierten Referenzzyklen auf Basis erhobener Kundendaten. Damit können je nach Wunsch verschieden lange Prüfzyklen abgeleitet werden, die die ähnliche, mehrdimensionale Häufigkeitsverteilung aufweisen, wie die der originalen Messdaten. Darüber hinaus kann mit dieser Einteilung auch der Kunde klassifiziert werden und Hersteller können ihre Produkte auf diese Zyklen hin verbrauchsoptimiert anbieten. Des Weiteren werden durch die Erfassung vieler Daten implizit die Wechselwirkungen des Fahrers mit dem Fahrzeug und der Umwelt festgehalten; dies deuten die Pfeile in Abbildung 143 an, wie beispielsweise die Rücknahme der Gaspedalstellung beim Herunterfahren einer Steigung. Der Referenzzyklus berücksichtigt auf diese Weise die Steigung, die Leistungsforderung und Sollgeschwindigkeitsvorgabe und kann damit am Prüfstand direkt eingesetzt werden.

Zum anderen ist die Erweiterung der Forschungssprache C&C<sup>2</sup>-A für inkompressible Fluide erreicht worden: Es konnte damit gezeigt werden, dass sich generische Strömungsphänomene aus der Strömungslehre beschreiben und erklären lassen. Somit ist eine durchgängige Sprache zwischen mechanischen Komponenten und einem inkompressiblen Fluid möglich. Das C&C<sup>2</sup>-A kann auf jeder Ebene des XiL-frameworks angewandt werden. Zum einen zur Modellsynthese (virtuell & physisch) oder auch zur Analyse von physischen Komponenten. Als ein Beispielergebnis stehen sowohl die Analyse eines bestehenden Lamellendesigns als auch die Synthese eines neuen, schleppmoment-optimierten Lamellendesigns.

Drittens: Es ist eine neue Entwicklungs- und Validierungsumgebung für Lamellen nasslaufender Kupplungen geschaffen und validiert worden. Damit wird das XiL-framework um ein methodisches Werkzeug erweitert. Dieses hat aufgezeigt, dass die Strömung abweichend von einer simulierten Fluidströmung an der Kupplungslamelle verläuft. Es bilden sich lokal inhomogene Stromlinien und Geschwindigkeiten, deren Ursachen in der Simulation nicht dargestellt werden und daher dort auch nicht auftreten. Eine physische, (optisch) zugängliche Entwicklungsumgebung bleibt daher vorerst unentbehrlich. Des Weiteren konnte festgestellt werden, dass die Beobachtung der Bewegungen der Lamelle hilfreicher für die Analyse ist als die Beobachtung der zweidimensionalen Ölströmung. Die sich aufbauenden Axialkräfte an der Lamelle sind größte Einflussnehmer auf das Schleppmoment. Die Lamelle wechselt in Abhängigkeit der Öltemperatur (also Viskosität) und Differenzdrehzahl die dominierende Axialkraft- und damit ihre Anlegeseite.

Mithilfe der vierten entwickelten und validierten Methode, dem erweiterten Schleppmomenten-Modell, das die Ölerwärmung im Kupplungssystem berücksichtigt, konnten die Ausmaße des HCC-Effekts ermittelt werden. Dieser ist für die betrachteten Kupplungslamellen erst ab Differenzdrehzahlen oberhalb 1000 min<sup>-1</sup> signifikant.

Mit der entwickelten Validierungsumgebung konnte das neue, synthetisierte Lamellendesign auf Wirkflächenpaar-Ebene im XiL-framework validiert werden. Anhand der Originallamellen im Gesamtkupplungssystem und am Einzellamellenprüfstand konnte näherungsweise die Gültigkeit der Superpositionierbarkeit aufgezeigt werden. Unter dieser Voraussetzung ist mit dem neuen Lamellendesign im Kunden-Pendler-Zyklus als auch im NEFZ eines virtuellen Hybridfahrzeugs eine Energieeinsparung am Kupplungssystem von ungefähr 16 % möglich. Mit diesem virtuellen Hybrid kann ebenfalls die Betriebsstrategie in Wechselwirkung mit dem Elektromotor und dem Kupplungssystem ganzheitlich auf einen kundenorientierten Zyklus hin optimiert werden.

Eine weitere Lösungsalternative zur Vermeidung der Schleppmomente ist der Hybridtopologiewechsel, der beispielhaft auf einen P3 bzw. P4 Hybrid durchgeführt

wurde. Hier wird ebenfalls aus Sicherheit-, Dynamik- und Energieeffizienzgründen ein Kupplungssystem erforderlich. Neben den im Stand der Technik verfügbaren Kupplungssystemen wurde ein neues, rein formschlüssiges Kupplungssystem mithilfe des C&C<sup>2</sup>-A entwickelt, das durch seine bistabile Bauart bedingt eine hohe Energieeffizienz aufweist. Besondere Herausforderung ist hier die Beibehaltung des Fahrkomforts. Dieses Kupplungssystem erhält zur Realisierung von schnellen Schaltgeschwindigkeiten seine zusätzliche Energie aus der Differenzdrehzahl der Triebstränge, sodass ein Aktuator mit geringer Antriebsleistung eingesetzt werden kann.

## 12.2 Ausblick

Bezüglich des Einzellamellenprüfstandes als Validierungsumgebung wird eine 3D-Erfassung der Strömung erforderlich, um mit den optischen Messmethoden einen wesentlichen Mehrwert zu erreichen. Unbekannt sind bisher die Geschwindigkeiten und Richtungen je Tiefenabschnitt. Um ein Rückströmgebiet sicher zu erkennen, ist die dritte Dimension wichtig. Hierzu wurden bereits die Methoden Disparität und Fokussierung untersucht {Kir11}, {Krä13} und als nicht zielführend für den benötigten, sehr kleinen Auflösungsbereich bewertet. Andere Ansätze sind demnach mit Arten von Lichtschnittverfahren und Triangulation zu untersuchen. Bei diesen geht die flächige 2D Auflösung verloren und es muss über ein phasenbezogenes Verschieben des Lasers wieder zusammengesetzt werden.

Die schleppmoment-optimierten Lamellen zeigten im Einzellamellenprüfstand das erwartete Verhalten. Über den Vergleich der originalen Lamellen konnte eine Superpositionierbarkeit bezüglich des entstehenden Schleppmoments vermutet werden. Durch die Analogiebildungen sind gleiche Leistungsfähigkeiten im Synchronisiervorgang oder Dauerschlupfbetrieb zu erwarten. Um die Hypothesen zu verifizieren, steht hier eine Validierung am physischen Gesamtsystem aus.

Die entwickelte Abwurfkupplung für P3- und P4-Hybride muss für einen Beispielanwendungsfall im Detail dimensioniert werden und deren Komfort und Schalteigenschaften auf dem Prüfstand abgesichert werden.

### 13 Literaturverzeichnis

- [Alb04] Albers, A.: Maschinenkonstruktionslehre. Skriptum zur Vorlesung; Karlsruhe. 2004
- [Alb08a] Albers, A.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin; Heidelberg; New York, NY : Springer, 2008 – ISBN 9783540766537 3540766537 9783540766544 3540766545
- [Alb08b] Albers, A.; Geier, M.; Behrendt, M.; Ott, S.: *Eine integrierte Entwicklungsumgebung für Antriebssysteme*. CTI Getriebe-Symposium. 2008
- [Alb10a] Albers, A.; Schwarz, A.; Düser, T.; Bogner, T.: *Methode zur kombinierten Bewertung der Energieeffizienz und der Fahrbarkeit von Fahrzeugen*; VDI-Berichte: Simulation und Erprobung, Düsseldorf, 2010
- [Alb10b] Albers, A.; Brezger, F.; Geier, M.: *The impact of peripheral components on gear development concerning investigation of comfort relevant maneuvers*; VDI Getriebe in Fahrzeugen; Friedrichshafen 2010.
- [Alb10c] Albers, A.; Babik, A.; Brezger, F.: *Potenzialabschätzung mechatronischer Aktuatorik in Fahrzeugen mit alternativen Antriebssträngen*. Grazer Symposium 2010. Graz, 2010.
- [Alb10d] Albers, A.: *Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences*. Proceedings of the TMCE 2010, Ancona
- [Alb10e] Albers, A., Merkel, P., & Geier, M. (2010). *Contact & Channel Modellbildung am Beispiel eines Anti-Hopping-Systems fuer verbrennungsmotorische Antriebe*. In ASIM/GI-Workshop (8).
- [Alb11a] Albers, A. et al: *Produktentstehungsprozess für Leichtbaukomponenten und –systeme*, 2011
- [Alb11b] Albers, A. ; Börsting, P. ; Turki, T.: *Elicitation of a reference process model for tool-based micro technologies for planning and controlling purposes and user support*. In: *Microsystem Technologies* Bd. 17 (2011), Nr. 2, S. 319–324

- [Alb11c] Albers, A., & Braun, A. (2011). *A generalised framework to compass and to support complex product engineering processes*. IJPD, 15(1/2/3), 6–25.
- [Alb11d] Albers, Albert; Geier, Martin; Merkel, Philipp: *Validation activities in the X-in-the-loop framework*; Vehicle Property Validation; 2011
- [Alb11e] Albers, A., Brezger, F., Geier, M., Freudenmann, T., & Stier, C.: *Phenomena-Based Methods in Powertrain Validation*. In Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives (10th ed., Vol. 10).
- [Alb11f] Albers, A., & Braun, A.: *Der Prozess der Produktentstehung*. In F. Henning, & E. Moeller (Eds.), *Handbuch Leichtbau* (pp. 5–30). Hanser Verlag.
- [Alb11g] Albers, A., Behrendt, M., & Ott, S. (2011). *Prozessbegleitende Validierung in der Kupplungssystementwicklung*. In *Tagungsband. VDI-Berichte*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [Alb11h] Albers, A.; Sadowski, E.; Marxen, L.: *A New Perspective on Product Engineering Overcoming Sequential Process Models*. In: BIRKHOFFER, H. (Hrsg.): *The Future of Design Methodology* : Springer London, 2011 — ISBN 978-0-85729-614-6, 978-0-85729-615-3, S. 199–209
- [Alb12a] Albers, A.; Brezger, F.; Koch, C.: *„Development of a new validation environment for CFD simulations on the example of a lubricated clutch“*; VDI Getriebe in Fahrzeugen; Friedrichshafen; 2012
- [Alb12b] Albers, A.; Brezger, F.: *Modelling of oil heating of disengaged lubricated clutches in hybrid vehicles*. In FISITA (Ed.), (13). FISITA, 2012
- [Alb12c] Albers, A.; Brezger, F.: *An approach to rating of vehicle climate controls in hybrid and electric driven vehicles for energy efficiency*. In: ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (Hrsg.): . Houston, Texas, USA : ASME International, 2012
- [Alb13a] Albers, A ; Sadowski, E ; Chakrabarti, A. ; Blessing, L. ; IWMT Bangalore 2013 (Hrsg.): *The Contact and Channel Approach (C&C2-A) – relating a system’s physical structure to its functionality* : Springer, 2013
- [Alb13b] Albers, A.; Brezger, F.: *Evaluation of a new method for costumer-orientated rating of clutch systems in conceptual hybrid vehicles*. In: ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (Hrsg.): . San Diego, CA, USA : ASME International, 2013

- [Alb13c] Albers, A.; Heinrich, D.; Brezger, F.: *Ein Ansatz zur Fahrermodellierung bei Lastuntersuchungen von Fahrzeugkomponenten*. 4. Berliner Fachtagung Fahrermodellierung; Berlin, 2013
- [Ali10] Alink, T.: *Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz*, Forschungsberichte. Bd. Band 48. Karlsruhe : IPEK, 2010
- [Amt08] Amtsblatt der Europäischen Union: *Mitteilung über die Anwendung und die künftige Entwicklung der gemeinschaftlichen Rechtsvorschriften über Emissionen von Fahrzeugen für den Leichtverkehr und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen (Euro 5 und Euro 6) (C 182/08)*, 2008
- [Aut11] Autobild Nr. 27; S.48-53; 8. Juli, 2011
- [Bad00] Bady, R., & Biemeier, J. W. (2000). *Hybride Elektrofahrzeuge, Strukturen und zukünftige Entwicklungen*. 6. Symposium Elektrische Straßenfahrzeuge (S. 1-19). Esslingen: Institut für Kraftfahrzeugwesen (IKA), Universität Aachen.
- [BDI07] BDI initiativ - Wirtschaft für Klimaschutz: *Kosten und Potenziale der Vermeidung von Treibhausgasemissionen in Deutschland. Eine Studie von McKinsey & Company, Inc., erstellt im Auftrag von „BDI initiativ – Wirtschaft für Klimaschutz“*. Berlin 2007
- [Bei81] Beisel, W.: *Untersuchung des Einflusses von Reibflächen-Profil und Oberflächenqualität der Sinterbelag-Lamellen im Hinblick auf den Drehmomentverlauf und Belastbarkeit, sowie das Leerlaufmoment naßlaufender Reibkupplungen*, Forschungsvorhaben Nr. 53. Berlin : FVA, 1981
- [Bös07] Böswirth, L.: *Technische Strömungslehre : Lehr- und Übungsbuch mit 38 Tabellen*. 7., überarb. und erw. Aufl. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2007 – ISBN 9783834802729
- [Bre09] Brezger, F.: *Segmentierung von unbewegten Objekten aus monoskopischen Farbbildsequenzen* : VDM Verlag, 2009 - ISBN 3639184734
- [Bre12] Brezger, F.; Albers, A., "A Method for Developing Specific Reference Cycles or Alternatively Test Cases for Commercial Vehicles and Their

- Auxiliary Systems,"* SAE Int. J. Commer. Veh. 5(2):2012, doi:10.4271/2012-01-2026
- [Bro05] Brockhaus Enzyklopädie; 2005. ISBN: 978-3-577-90002-0
- [Bun10] Bundesministerium für Verkehr, B. u. (31. Januar 2010). Elektromobilität. Abgerufen am 31. Januar 2010 von Elektromobilität: [http://www.bmvbs.de/Klima\\_-Umwelt-Energie/Mobilitaet-Verkehr-,3115/Elektromobilitaet.htm](http://www.bmvbs.de/Klima_-Umwelt-Energie/Mobilitaet-Verkehr-,3115/Elektromobilitaet.htm)
- [Dae02] Daenzer, W. F. ; Haberfellner, R.: *Systems engineering: Methodik und Praxis*. Zürich : Verl. Industrielle Organisation, 2002 – ISBN 385743998X 9783857439988
- [Dub11] Dubbel : *Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin : Springer Berlin, 2011 – ISBN 9783642173059 3642173055 9783642173066 3642173063
- [Düm84] Dümeland, M.: *Weiterentwicklung störungsbehafteter technischer Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien*. Bd. Heft 84.2. Bochum : Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, 1984
- [Dur06] Durst, F.: *Grundlagen der Strömungsmechanik - Eine Einführung in die Theorie der Strömung von Fluiden*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006 – ISBN 9783540313243
- [Ehr09] Ehrlenspiel, K.: *Integrierte Produktentwicklung Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. München; Wien : Hanser, 2009 – ISBN 9783446420137 3446420134
- [Eic08] Eichseder, H.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Wien; New York, NY; [Heidelberg] : Springer, 2008 - ISBN 9783211471043
- [Eli11] Elia, C. Fioretti, G.: *Development and Assessment of a diesel hybrid light commercial vehicle*; Fiat Powertrain Research & Technology and Iveco, SpA; 10th international CTi Symposium and Exhibition, 2011, ISBN: 978-3-00-036267
- [Enk10] Enkler, Hans-Georg: *Rechnergestützter Entwurf von Bauteilen mit stark streuenden Leitstützstrukturen am Beispiel hochbelastbarer urgeformter mikromechanischer System*; Dissertation:Universität Karlsruhe : Fakultät

für Maschinenbau (Fak. f. Maschinenbau) Institut für Produktentwicklung (IPEK), 2010

- [Env09] Environment, P. A. (01. November 2009). *Light-Duty Automotive Technology, Carbon Dioxide Emissions, and Fuel Economy Trends: 1975 Through 2009*. Abgerufen am 31. Januar 2010 von Light-Duty Automotive Technology, Carbon Dioxide Emissions, and Fuel Economy Trends: 1975 Through 2009: <http://www.epa.gov/otaq/fetrends.htm>
- [Fis12] Fischer, D. R. ; Jürgens, P. D. G. ; Küçükay, P. D.-I. F. ; Najork, D. I. R. ; Pollak, D.-I. B.: Kernaufgabe der Fahrzeuggetriebe. In: *Das Getriebebuch, Der Fahrzeugantrieb* : Springer Vienna, 2012 – ISBN 978-3-7091-0876-5, 978-3-7091-0877-2, S. 1–45
- [Foc11] [www.focus.de](http://www.focus.de): [http://www.focus.de/auto/ratgeber/unterwegs/tid-8122/kraftstoffverbrauch\\_aid\\_145437.html](http://www.focus.de/auto/ratgeber/unterwegs/tid-8122/kraftstoffverbrauch_aid_145437.html); gs/ADAC; 2011
- [Fri91] Friedrich, O.; Funk, W: *Lamellen mit schräggestellter Achse - Verhalten von Lamellenpaketen größerer Reibflächenzahl bei nichthorizontalem Einbau während Leerlaufs, Forschungsvorhaben Nr. 117/II*. Frankfurt : FVA, 1991
- [Gar10] <http://www.garmin.com/de/ecoroutehd/>; 2010
- [Geb08] Gebhardt, N.: *Hydraulik : Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 4. Aufl. Berlin [u.a.] : Springer, 2008 – ISBN 9783540795346
- [Gei12] Geier, M., Jäger, S., Stier, C., & Albers, A. (2012). *Combined real and virtual domain product validation using top-down strategies*. ASME Verification and Validation Symposium, Las Vegas 2012.
- [Hab07] Haberhauer, H. ; Bodenstein, F.: *Maschinenelemente : Gestaltung, Berechnung, Anwendung ; mit 118 Tabellen*. Berlin [u.a.] : Springer, 2007 – ISBN 3540344632 9783540344636 9783540344643 3540344640
- [Hab11] Haberhauer, Horst.; Bodenstein, Ferdinand (2011): *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. 16. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 2011, ISBN 978-3-642-14289-5.
- [Häm95] Hämmerl, B.: *Lamellenauslegung, Hitzeflecken: Auslegungsrichtlinien für ölgekühlte Lamellenkupplungen, Heft 456*. Frankfurt : FVA, 1995



- [Has84] Hashimoto, H.; Wada, S.; Murayama, Y.: *The Performance of a Turbulent-Lubricated Sliding Bearing Subject to Centrifugal Effect*; Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Ser. C 49(446), pp. 1753–1761; 1984
- [Hau06] Hauser, C.: *Einfluss der Ölalterung auf die Reibwertstabilität von Lamellenkupplungen, FVA-Forschungsreport 2006*. München : FVA, 2006
- [Hea07] Heath, R. and Child, A.: *Zeroshift. A Seamless Automated Manual Transmission (AMT) With No Torque Interrupt*; SAE Technical Paper 2007-01-1307, 2007, doi:10.4271/2007-01-1307
- [Hei12] Heidenhain GmbH: Technische Information: Optimierte Abtastung bei absoluten Drehzahlgebern. [www.heidenhain.de](http://www.heidenhain.de); gelesen 2012
- [Hen10] Hensel, M.: *Untersuchung der Einflussgrößen auf die Lebensdauer und Leistungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen; Definition einer Methode zur Abschätzung der Lebensdauer; Entwicklung eines Lebensdauertests*. München : FVA, 2010
- [Her09] Herminghaus, H. (15. Dezember 2009). CO2-Emissionen Vergleichen. Abgerufen am 31. Januar 2010 von CO2-Emissionen Vergleichen: <http://www.co2-emissionen-vergleichen.de/Stromerzeugung/CO2-Vergleich-Stromerzeugung.html>
- [Het04] Hettlich, F.; Kirsch, A.: *Höhere Mathematik III*, Wintersemester 2004/2005; Skriptum zur Vorlesung, Mathematisches Institut II, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe, 2004
- [Hoe11] Hoerbiger Antriebstechnik GmbH: *Hoerbiger Lamellenhandbuch*. Schongau, 2011
- [Hof09] Hofmann, P.: *Hybridfahrzeuge : Ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. 1. Aufl. Aufl. Wien : Springer Wien, 2009 – ISBN 9783211891902
- [Höh10] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Draxl, T.: *Wirkungsgradverbesserung durch Reduzierung der Schleppverluste an Lamellenkupplungen (Sachstandsbericht Nr. FVV-Nr. 1012)*. München : Technische Universität München, 2010

- [Höl] Höller, H.: *Hydrodynamische Kupplungen mit konstanter Füllung* : Voith Turbo
- [Hol97] Holzer, N.; Frey, D.; Matthes, B.: *Schleppmomente an naßlaufenden Lamellenkupplungen*. VDI-Berichte 1323, S.469-489. Düsseldorf, 1997
- [HVV10] HVV, H. V. (2010). HVV Future. Abgerufen am 17. März 2013 von HVV Futur: <http://www.hvv-futuretour.de/infopool/kohlenstoffdioxid-co2-emissionen>
- [Ina02] Automobil Produkt Information API 06: *Zwischenringe für Mehrkonus-Synchronisationen*; INA-Schaeffler KG, Druck: mandakow GmbH, Herzogenrausch, 2002
- [Jan07] Janßen, A.: *Repräsentative Lastkollektive für Fahrwerkkomponenten*. 1. Aufl : Shaker, 2007 – ISBN 3832266119
- [Jir07] Jirka, G. H. ; Institut für Hydromechanik: *Einführung in die Hydromechanik*. Karlsruhe: Univ.-Verl. Karlsruhe, 2007 – ISBN 9783866441583 3866441584
- [Jum12] JUMO GmbH & Co. KG: Typenblatt 90.1000. <http://www.jumo.net/>; gelesen 2012
- [Kat93] Kato, Y.; Murasugi, T.; Hirano, H.; Shibayama, T.: *Fuel Economy Improvement Through Tribological Analysis of the Wet Clutches and Brakes of an Automatic Transmission*, 1993. In: JSAE technical paper Nr. 9305436
- [Kel12] Keller, Uwe; Gödecke, Tobias; Weiss, Michael; Enderle, Christian; Henning, Gerhard: *Diesel-Hybrid – The next generation of hybrid powertrains by Mercedes-Benz*. Daimler AG. 33<sup>rd</sup> International Vienna Motor Symposium 2012
- [Ket90] Kettemann, Ralf; Priwitzer, Günther: *[DE] Klauenkupplung*; DE000003904158A1. Inhaber: ZWN Zahnradwerk Neuenstein GmbH & Co, 7113 Neuenstein. 1990
- [Kir07] Kirchner, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben : Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Berlin [u.a.] : Springer, 2007 – ISBN 9783540352884

- [Kis13] Kistler: Basic Line Drehmomentsensor Typ 4520A50: Datenblatt. [www.kistler.com](http://www.kistler.com) ; Stand 2013
- [Kla91] Klausner, F.: *Lamellentaumeln - Untersuchung des Betriebsverhaltens naßlaufender Lamellenkupplungen bei höheren Relativedrehzahlen, Forschungsvorhaben Nr. 117*. Frankfurt : FVA, 1991
- [Kne09] Michael Kneuer ; Rüdiger Lotze ; Arthur Schröder ; Jörg Sudau: *Kupplungslamelle, insbesondere für eine naslaufende Lamellenkupplung oder eine Überbrückungskupplung einer hydrodynamischen Kopplungseinrichtung*. Europäisches Patentamt: EP 2 136 096 A1, 2009
- [Kor07] Koryciak, J.: *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung* (Dissertation). Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau. Bochum. 2007 - ISBN 3-89194-178-1
- [Kra05] Kraume, M.: *Energie-, Impuls- und Stofftransport II*, Skriptum zur Vorlesung. Fachgebiet Verfahrenstechnik. TU-Berlin (2005)
- [Küm07] Kümmel, W.: *Technische Strömungsmechanik Theorie und Praxis mit 174 Abbildungen, 36 Tabellen, 93 Praxishinweisen und 57 durchgerechneten Beispielen*. 3., überarb. und erg. Aufl. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2007 – ISBN 9783835101418
- [LaV10] Bedienungsanleitung Particle Image Velocimetre; La Vision; 2010
- [Lin06] Lindemann, U.: *Methodische Entwicklung technischer Produkte: Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden*, 2., bearbeitete Auflage; Springer Verlag; Berlin, Heidelberg; 2005, 2007
- [Lun10] Lunze, J.: *Regelungstechnik 1 Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010 - ISBN 9783642138089
- [Mat11] Matthies, H. J. ; Renius, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik mit 110 Kurzaufgaben mit Lösungshinweisen*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011 – ISBN 9783834809971 3834809977
- [Meb08] Meboldt, M.: *Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung-als Beitrag zum integrierten Produktentstehung-*

- Modell (iPeM)*; Dissertation: Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung. 2008 – ISSN 16158113
- [Mül08] Müller, Heinz K.; Nau, Bernhard S.: *Fachwissen Dichtungstechnik*. www.fachwissen-dichtungstechnik.de : Medienverlag Ursula Müller; Waiblingen, 2008
- [Nau07] Naunheimer, H.: *Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2., bearb. und erw. Aufl. Aufl. Berlin : Springer, 2007 – ISBN 9783540306702
- [Obe11a] Oberfell, R.; Gauterin, F.; Gast, S.; Schwarzhaupt, A.; Wohlfarth, E.: *Entwicklungsmethodik zum Entwurf energieeffizienter Nutzfahrzeuge in Anwendung auf die Auslegung von Nebenaggregaten – Bewertung von Konzepten zum energieeffizienten Betrieb des elektrischen Bordnetzes*; VDI, 2011
- [Obe11b] Oberfell, R.; Wohlfarth, E.; Gauterin, F.; Gast, S.: *Use of a Development Tool for Assessing the Economic Efficiency of Energy Management Measures*; 20th Aachen Colloquium Automobile and fka Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen; 2011
- [Oer98] Oerleke, C. ; Funk, W.: *Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplung, Forschungsvorhaben Nr. 290*. Hamburg : FVA, 1998
- [Ort04] Ortlinghaus: *Technische Grundlagen Lamellen und Bremsen*; Ausgabe 2/2004. Wermelskirchen, 2004
- [Pah07] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung*. 7. Aufl. 2007. Aufl : Springer, 2006 – ISBN 3540340602
- [Rao11] Rao, G.: *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*; Dissertation. Technische Universität Dresden, 2011.
- [Rei11] Reif, K.: *Getriebe für Kraftfahrzeuge*. In: Reif, K. (Hrsg.) *Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011 – ISBN 978-3-8348-1598-9, 978-3-8348-8320-9

- [Roh09] Rohm, Axel; Kneuer, Michael: Kupplungsanordnung und Ankopplungsverfahren für ein Fahrzeug mit einer ersten und einer zweiten Antriebsvorrichtung; Offenlegungsschrift DE 10 2009 045 562 A1, 2009
- [Rop09] Ropohl, G.: *Allgemeine Technologie : eine Systemtheorie der Technik*. Karlsruhe : Univ.-Verl. Karlsruhe, 2009 – ISBN 9783866443747
- [Sas09] Sasse, C. ; Sudau, J.: *HCC - Wet-Running Clutch for Automatic Transmissions: With the best cooling concept, (almost) anything is possible*. In: . Augsburg : CTi, 2009, S. 161–173
- [Sas09-2] Sasse, C.; Sudau, J.: Nasslaufende Anfahrkupplung für Automatikgetriebe durch innovatives Kühlkonzept Bd. ATZ 12|2009 Jahrgang 111 (2009)
- [Sas95] Sasse, C.: *Hydrodynamische Kupplung mit radialen Schaufelgittern : experimentelle Analyse der Strömung und Momentübertragung bei Variation der Gittergeometrie*. Göttingen : Cuvillier, 1995 – ISBN 9783895883521
- [Sch08] Schäffler KG: *Lagerkatalog*; S. 64-65; 2008
- [Sch09] Schäfer, H.: *Praxis der elektrischen Antriebe für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*. Renningen : expert, 2009 – ISBN 9783816929000
- [Sch11] Schulz, J.: *Seperating springs for active seperation of the friction plates in wet running clutch systems*. Mubea Tellerfedern GmbH, 10. internationales CTI Symposium und Expo 2011, Berlin. 2011.
- [Sch12] Schommers, J.; Doll, G.; Weller, R.; Behr, T.; Scheib, H.; Löffler, M.; Böhm, J.; Hartweg, M.; Bosler, A.: Reibleistungsoptimierung – Basis für die Zukunftsfähigkeit der Vrebreunungsmotoren. In: 33. INTERNATIONALES WIENER MOTORENSYMPIUM. Bd. 33. Wien, 2012
- [She07] Shell, ATF 134 specification sheet, Shell Deutschland Oil GmbH, 22284 Hamburg; 2007
- [Sol07] Solomon, S. D. (2007). In: *Klimaänderung 2007: Wissenschaftliche Grundlagen*. Beitrag der Arbeitsgruppe I zum Vierten Sachstandsbericht des Zwischenstaatlichen Ausschusses für Klimaänderung (IPCC).

- 
- Bern/Wien/Berlin: Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom und New York, NY, USA: Österreichisches Umweltbundesamt.
- [Spi07] Spicher Ulrich, P.-I.: *Verbrennungsmotoren A+B. Skript zur Vorlesung Verbrennungsmotoren A+B*. Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Karlsruhe. 2007
- [Spö96] Spörl, T.: *Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe*. Stuttgart : Inst. für Maschinenelemente, 1996 – ISBN 9783921920657
- [Spu06] Spurk, J. H. ; Aksel, N.: *Strömungslehre Einführung in die Theorie der Strömungen*. Berlin [u.a. : Springer, 2006 – ISBN 9783540262930 354029712X 9783540297123 3540262938
- [Sta73] Stachowiak, H.: *Allgemeine Modelltheorie*. Wien, New York : Springer-Verlag, 1973 – ISBN 0387811060 9780387811062 3211811060 9783211811061
- [Sti08] Stiegeler, M.: *Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge*; Dissertation: Universität Ulm, Fakultät für Ingenieurwissenschaften und Informatik, 2008
- [Sto85] Stockmayer, P. ; Rodlauer, D. ; Siegemund, E. ; Schade, V. ; Geywitz-Senn, J.: *Entwicklung von Prüfmethode zur Beurteilung von naßlaufenden Papierlamellen, Forschungsvorhaben Nr.105*. Stuttgart : FVA, 1985
- [Str10] Streipardt, P.; Stammberger, P.: *Lamellenpaket für eine Lamellenbremse oder Lamellenkupplung*, Dokumentidentifikation: DE102009027016A1. Deutsches Patent- und Markenamt
- [Sur07] Surek, D.: *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium : mit 53 Tabellen und 30 Beispielen*. 1. Aufl. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2007 – ISBN 9783835101180
- [Tip94] Tipler, P. A.: *Physik*. 1. Aufl : Spektrum Akademischer Verlag, 1994 – ISBN 3860251228
- [Tru08] Truckenbrodt, E. A.: *Fluidmechanik: Band 1: Grundlagen Und Elementare Strömungsvorgänge Dichtebeständiger Fluide* : Springer, 2008 – ISBN 9783540790174

- [VDI82] *Wellenkupplungen. Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften.* VDI-Richtlinie 2241, Blatt 1, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1982
- [Von12] Von Wagner, Utz: *Skriptum zur Vorlesung Dynamik von Antriebssystemen.* TU Berlin, 2012
- [Wan10] Wanner, A.; Lang, K.-H.: *Produktentstehung - Entwicklung, Werkstoffkunde, Fertigung.* Karlsruhe : Institut für Werkstoffkunde I KIT, 2010.
- [Wei08] Weidemann, K. A.; Wanner, A.: *Skriptum zur Lehrveranstaltung Praktikum in Werkstoffkunde.* Karlsruhe : IWK 1 Universität Karlsruhe(TH), 2008.
- [Wil08] Will, D.; Gebhardt, N. Nollau, R.; Herschel, D.: *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen.* 4., neu bearb. Aufl. Aufl. Berlin : Springer, 2008 – ISBN 9783540795346
- [Wim02] Wimmer, T.: *Zu- und Abschaltverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, Heft 726.* München : FVA, 2002
- [Wim05] Wimmer, T.: *Untersuchung der Einflüsse der Lastfolge auf das Betriebsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, Heft 754.* München : FVA, 2005
- [Yua07] Yuan, Y.; Liu, E. A.; Hill, J.; ZOU, Q.: *An Improved Hydrodynamic Model for Open Wet Transmission Clutches.* In: Journal of Fluids Engineering Bd. 129 (2007), Nr. 3, S. 333
- [ZF12] ZF Presseinformation: *9-Gang-Automatgetriebe ist „Innovation des Jahres“.* Pressekontakt: Thomas Wenzel; [www.zf.com](http://www.zf.com); Friedrichshafen, 2012
- [Zie10] Zierep, J. ; Bühler, K.: *Grundzüge der Strömungslehre : Grundlagen, Statik und Dynamik der Fluide.* Wiesbaden : Teubner, 2010 – ISBN 9783835108349 3835108344 3834808342 9783834808349
- [Zum07] Zum Gahr, K.: *Disposition zur Vorlesung Werkstoffkunde 2.* Karlsruhe : s.n., 2007.

### 13.1 Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

- {Bas12} Bast, Manuel; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Simulation & Bewertung von Klimatisierungen eines LKW-Fahrerhauses mit Matlab/Simulink*. Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Bol12} Bolender, Steffen; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Weiterentwicklung eines 1D-Wärmesimulationsmodells zur Verifikation von Fahrgastzellenmodellen*. Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Düt13} Dütsch, Volker; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Bewertung von Bordnetzkonzepten für hybride NKW*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Ebl11} Eble, Benjamin; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung von innovativen, elastischen Distanzscheiben für Lamellen in nasslaufenden Kupplungen*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Ern13} Ernst, Karl-Heinz; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Bewertung von Hybridtriebstrangtopologien bezüglich den Anforderungen von Nutzergruppen und das Aufzeigen von Potentialen für zukünftige Fahrzeugentwicklungen*. Diplomarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Fra10} Frank, Stefan; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Konstruktion eines Prüfaufbaus für generische Untersuchungen einer nasslaufenden, geöffneten Lamellenkupplung*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2010
- {Goh12} Gohl, Sven; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Konzeptbewertung hoch integrierter, innovativer Nebenaggregatantrieben von Verbrennungsmotoren*. Bachelorarbeit in Kooperation mit Porsche AG am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Got11} Gottschalk, Maximilian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Bewertung von Modellbildungs- und Validierungsansätzen nasslaufender Lamellenkupplungen*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Had13} Hadi, Sanjar; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Bewertung von unsynchronisierten Kupplungssystemen für Hybridfahrzeuge*. Diplomarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Hag12} Hager, Sebastian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung der Riemendynamik und deren Auswirkung auf den Riemenspanner*



- und Umlenkrolle am Beispiel moderner Nutzfahrzeug-Dieselmotoren.* Diplomarbeit in Kooperation mit Daimler AG am IPEK, Karlsruhe, 2012
- {Ham12} Hamhaber, Thomas; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Statorerwärmung von EC-Antrieben.* Diplomarbeit in Kooperation mit Bosch am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Har12} Hartlieb, Sergej; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Konstruktive Maßnahmen zur Erfüllung des Wärmehaushalts von Akkumulatoren unter besonderer Berücksichtigung des Einsatzes im hybriden oder elektrischen Personenkraftwagen.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Jat13} Jatzek, Christoph; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Erweiterung einer Kupplungsvalidierungsumgebung um Tiefeninformationsgewinnung.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Kat12} Katter, Haiko; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Matthiesen, S.: *Schwingungsanalyse einer Gebläseeinheit unter Berücksichtigung der Unwuchterregung.* Diplomarbeit in Kooperation mit Bosch Siemens Hausgeräte am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Kim11} Kim, HeeMyung; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Konstruktion eines 7-Gang Doppelkupplungsgetriebes für Mittelschwere Nutzfahrzeuge.* Diplomarbeit in Kooperation mit Daimler AG am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Kir11} Kirgo, Raphaël; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Bewertung von Konstruktionen zur optischen Tiefeninformationsgewinnung aus Monokamerasystemen.* Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Krä13} Krätschmer, Sebastian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Ableitung eines Produktentstehungsprozesses für die Erweiterung eines Kupplungslamellenprüfstandes.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Kup11} Kupferschmid, Stefan; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Modellbildung und Simulation von Fluidströmungen in nasslaufenden Lamellenkupplungen.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Lei10} Leiser, Georg; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Validierung eines Reifenmodells für hochdynamische Anfahrmanöver.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2010

- 
- {Lin12} Link, Johannes; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: Ermittlung und Bewertung von Konzepten hybrider Lenksysteme im NKW. Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Mag13} Magnor, Ralph; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung und Konstruktion eines Prüfaufbaus für eine neuartige formschlüssige Kupplung*. Diplomarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Mül11} Müller, Michael; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Bewertung und Anwendung von Problemlösungsmethoden im Kontext der Optimierung von Kupplungssystemen*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Rei12} Reichling, Thorsten; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Konzeptbewertung alternativer PKW-Triebstränge mit hoher Getriebeübersetzung hinsichtlich möglicher Phänomene*. Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Rot11} Rothenberger, Sven; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Beurteilung des Einflusses eines gelenkwellenintegrierten Retarders auf die Antriebsstrang-Komponenten eines Nutzfahrzeuges*. Diplomarbeit in Kooperation mit Voith am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Ruc11} Ruck, Tobias; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Range Extender mit Verbrennungsmotor für ein elektrisches Kleinfahrzeug*. Diplomarbeit in Kooperation mit Tongji University Shanghai am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Ruo13} Ruoff, Sebastian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Konstruktive Auslegung einer Ölpumpe für Automatikgetriebe auf der Getriebeausgangsseite*. Bachelorarbeit in Kooperation mit Schaeffler am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Rup12} Rupp, Dominik; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung von Fahrmanövern zur Untersuchung von Getriebephänomenen mit Fokus auf neue Getriebekonfigurationen alternativer Triebstränge im PKW*. Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Sch12} Schmetz, Philipp; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Experimentelle Abschätzung der Potenziale neuer Nutbilddesigns in Kupplungen mit HCC-Effekt*. Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2013
- {Sei10} Seitzer, Christian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Entwicklung von Bewertungskriterien und Klassifikation von alternativen*

- Antrieben im PKW/LKW Bereich mit Fokus auf Hybridvarianten.*  
Diplomarbeit am IPEK, Karlsruhe; 2010
- {Str11} Strittmatter, Julian; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.:  
*Modellbildung und Einflussanalyse von Druckluftverbrauchern in  
Nutzfahrzeugen.* Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011
- {Sus12} Susski, Johann; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.:  
*Entwicklung und Bewertung von Getriebekonzepten für schnelldrehende  
Traktions-Elektromotoren im PKW.* Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe,  
2012
- {Tar12} Tartakovskiy, Alexander; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.:  
*Entwicklung des Verfahrens zur systematischen und bedarfsgerechten  
Auswahl eines Elektromotors.* Studienarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2012
- {Zec11} Zech, Alexander; Co-Betreuer: Brezger, F.; Betreuer: Albers, A.: *Analyse  
und Bewertung verschiedener Heiz- und Kühlsysteme im Fahrzeug.*  
Bachelorarbeit am IPEK; Karlsruhe, 2011

---

## 14 Curriculum Vitae

### Persönliche Daten

Name: Friedrich Brezger  
Geburtsdatum: 03. Februar 1984  
Geburtsort: Baden-Baden  
Staatsangehörigkeit: deutsch  
Familienstand: ledig

### Bildungsgang

1992 – 1996 Arlinger Grundschule Pforzheim  
1996 – 2003 Theodor-Heuss-Gymnasium Pforzheim (Abschluss: Allgemeine Hochschulreife)  
2003 – 2008 Studium des Maschinenbaus mit Vertiefungsrichtung Fahrzeugtechnik an der Universität Karlsruhe (TH) (Abschluss: Diplom)

### Berufstätigkeit

2006 – 2006 Wissenschaftliche Hilfskraft am IPEK – Institut für Produktentwicklung Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH)  
2009 – 2009 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Mess- und Regelungstechnik (MRT), Universität Karlsruhe (TH)  
seit 03/2009 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe, Universität Karlsruhe:  
08/2012 Forschungsgruppenleiter elektrifizierte Antriebssysteme (EAS) am IPEK  
01/2013 Forschungsfeldleiter Antriebssystemtechnik (ATT & EAS) am IPEK