

Forschungsberichte

Christian Stier

**Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit
Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte
Schwingungen**

Band 82

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

Copyright:

IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2015
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Universität des Landes Baden-Württemberg und
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Satz:

Christian Stier

Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Institutes für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Christian Stier
aus Odenheim

Tag der mündlichen Prüfung: 11. März 2015

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

Korreferent Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Vorwort des Herausgebers

Die Optimierung von Maschinen und Fahrzeugen unter dem Kriterium Energieverbrauch und Umweltbilanz bei gleichzeitigem Erhalt der Leistungsfähigkeit und des Kundennutzens stellt eine große Herausforderung, auch in der Antriebssystemtechnik dar. In den letzten Jahren ist eine zunehmende Komplexität von Antriebsstrukturen zu beobachten.

Insbesondere im Fahrzeugbau, der über 100 Jahre klassisch vom Verbrennungsmotor als Energiequelle gelebt hat, haben sich durch den Zwang zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes und durch die sich dauernd verschärfende Gesetzeslage zunehmend komplexe neue Lösungen etabliert. Dabei kommen neben dem reinen Elektroantrieb, der zumindest lokal emissionsfrei dargestellt werden kann, allerdings immer noch unter den unzureichenden Batteriekapazitäten und den sehr hohen Kosten leidet, im großen Ausmaß kombinierte Systeme aus Verbrennungsmotor und Elektromotor zum Einsatz. Diese werden mechatronisiert und in großen Teilen mit automatisierten Steuerungen versehen. Die Entwicklung solch komplexer Antriebssysteme ist mit den klassischen „Trial and Error-Methoden“ nicht mehr möglich.

In der Gruppe um Albers am IPEK - Institut für Produktentwicklung des KIT - wird bereits seit mehr als einem Jahrzehnt an ganz neuen Ansätzen zur Entwicklung und Validierung von komplexen Antriebssystemen gearbeitet. Unter dem Stichwort „X-in-the-Loop (XiL)“ ist eine Gesamtmethodik entstanden, welche die Schwächen der klassischen Entwicklungsprozesse überwindet, indem sie die Teilsystem- und Komponentenentwicklung konsequent in den Kontext des Übersystems „Fahrzeug / Fahrer und Verkehrsumgebung“ einbindet. Dabei entstehen gemischt physisch-virtuelle Validierungsansätze, die es erlauben, auf Teilsystem-Entwicklungsebene das sogenannte „System in Development (SiD)“ oder den Entwicklungsraum in Wechselwirkung mit dem Übersystem Fahrer, Fahrzeug und Verkehr zu berücksichtigen.

Zur Realisierung dieser Methodik sind sehr leistungsfähige Prüfstände und auch Simulationsprogramme notwendig, die eine geeignete Echtzeitkopplung erlauben. Die XiL-Methodik wurde in den letzten Jahren immer weiter vorangetrieben und kann heute von der Ebene des Wirkflächenpaares bis hin zum Gesamtfahrzeug im Verkehr alle Validierungsherausforderungen bedienen. Dazu ist aber eine kontinuierliche Fortentwicklung der gekoppelten Untersuchungsumgebungen notwendig, wobei insbesondere der Echtzeitfähigkeit und der Dynamik der Aktuatoren eine große Bedeutung zukommt.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Christian Stier an. Er erforscht im Rahmen des XiL-Ansatzes eine komplett neue, hochleistungsfähige Prüfumgebung,

baut diese auf und validiert sie. In dieser neuen XiL-Prüfumgebung wird es möglich, große Teile des Antriebsstranges durch virtuelle Echtzeitmodelle über Aktuatoren in die physische Komponentenwelt einzukoppeln. Die Arbeit leistet einen wertvollen Beitrag zur weiteren wissenschaftlichen Durchdringung des XiL-Konzeptes und gibt gleichzeitig fundierte Hinweise für die Nutzung des XiL-Ansatzes in der modernen Produktentwicklung in der Praxis.

März, 2015

Albert Albers

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers danke ich ganz herzlich für seine Unterstützung und Förderung. Insbesondere sein entgegenbrachtes Vertrauen bei der Realisierung neuer Prüfstände - sowohl im wissenschaftlichen wie auch im wirtschaftlichen Sinn - hat diese Arbeit erst ermöglicht. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an meiner Arbeit.

Ein besonderer Dank gilt stellvertretend für die elektrische und mechanische Werkstatt Herrn Jürgen Ganz für die stete Hilfsbereitschaft sowie für die tatkräftige und oft auch kurzfristige Unterstützung beim Aufbau von Prüfständen und Versuchen.

Eine wissenschaftliche Arbeit lebt von der Diskussion. Vor diesem Hintergrund möchte ich mich ganz herzlich bei meinen Kollegen insbesondere in der Forschungsgruppe Antriebstechnik bedanken. So wird mir manches Forschungsgespräch ebenso in Erinnerung bleiben wie die forschungsfreien Abende in oder vor der Laborhalle. Ausdrücklich möchte ich mich auch bei den vielen Studenten bedanken, die mich in meiner Arbeit unterstützt und durch zahlreiche Diskussionen im Rahmen von Abschlussarbeiten gefordert haben.

Auch wenn eine Dissertation vergleichsweise emotionslos ist, möchte ich die Gelegenheit nutzen um meine Dankbarkeit gegenüber meiner Familie zum Ausdruck zu bringen. So danke ich meiner Carolin auch nicht nur für das Lektorat meiner Ausarbeitung, sondern vielmehr für den Beistand in allen Lebenslagen. Ebenso wenig lässt sich die Unterstützung meiner Eltern auf meine wissenschaftliche Arbeit reduzieren - ihnen bin ich zu ganz außerordentlichem Dank verpflichtet.

März, 2015

Christian Stier

Kurzfassung

Die übergeordnete Zielsetzung bei der Entwicklung von Fahrzeugantriebssystemen ist die Verbesserung der Energieeffizienz, beispielsweise durch Elektrifizierung oder durch kontinuierliche Weiterentwicklung konventioneller Antriebe und Antriebselemente, wie Verbrennungsmotoren, Kupplungs- und Getriebesysteme. Diese komplexen und neuartigen Antriebssysteme stellen zusammen mit ständig kürzeren Entwicklungszyklen hohe Anforderungen an die Validierung. Um Validierungsaktivitäten möglichst früh und unabhängig von Gesamtsystemprototypen durchführen zu können, werden Methoden benötigt, die aufbauend auf der rein virtuellen Beurteilung des Antriebssystems insbesondere auch die Analyse von Teilsystemprototypen in einem virtuellen Gesamtsystemzusammenhang erlauben.

Vor diesem Hintergrund beschreibt die vorliegende Arbeit die Entwicklung einer neuartigen Prüfstandsumgebung zur Validierung von Antriebssystemen mit physischen Kupplungs- und Dämpfersystemen. Diese Prüfstandsumgebung ist mit einer neuen leistungsfähigen Echtzeitumgebung ausgestattet, die eine detaillierte Simulation der restlichen Antriebssystemkomponenten ermöglicht. Über eine schnelle Kommunikation und hochdynamische Prüfstandsantriebe kann der Einfluss von Kupplungs- und Dämpfersystemen auf Schwingungsphänomene im gesamten Antriebssystem realistisch abgebildet werden.

Aufbauend auf einer detaillierten Analyse bisheriger Prüfstände wird die Entwicklung der neuen Prüfstandsumgebung mithilfe einer am IPEK - Institut für Produktentwicklung erforschten Methode zur Top-Down Modellbildung im Rahmen von X-in-the-Loop (XiL) Validierungsaktivitäten beschrieben.

Die Anwendung der neuen Prüfstandsumgebung und der Nachweis der Funktionalität erfolgt am Leitbeispiel Kupplungsrupfen bzw. anhand der Analyse von Torsionsschwingungsdämpfern. Die Flexibilität der neuen Validierungsumgebung hinsichtlich der Anwendung in frühen Phasen moderner Produktentstehungsprozesse wird abschließend anhand verschiedener Parametervariationen demonstriert. Sowohl in Bezug auf Kupplungsrupfschwingungen als auch auf motorinduzierte Schwingungen werden Studien zu den Auswirkungen der Reibungsreduktion in zukünftigen Antriebssträngen sowie der steigenden Torsions- und Axialanregung zukünftiger Motoren durchgeführt.

Abstract

The major challenge in the development of vehicle drive systems is the improvement of the energy efficiency, e.g. by electrification of drive systems or by continuous enhancements of conventional drive systems and components, such as combustion engines, clutch and gearbox systems. Together with more and more decreasing development periods, these complex and novel drive systems make high demands on the validation. Validation activities must be performed even in very early development stages and therefore must be independent from prototypes of the total system. For this reason methods are required, which extend a purely virtual evaluation of drive systems and allow especially the analysis of part system prototypes within a virtual total system.

In this regard the development of a novel testing environment for the validation of drive systems based on physical clutch and torsional damper systems is shown in this work. This testing environment uses a high-performance real-time system for the detailed simulation of virtual components within the rest system. Together with high-speed signal communication and high-dynamic test rig drives it is possible to reproduce realistic interactions between clutch and damper systems and the total drive system, e.g. in the case of vibration phenomena.

Based on a detailed analysis of previous test rigs the development of the new testing environment is shown using a top-down modelling approach for X-in-the-Loop (XiL) validation activities, which is object of research at the IPEK - Institute of Product Engineering.

With the help of the use case clutch judder and the analysis of torsional damper systems the use and the functionality of the new testing environment are illustrated. The flexible usage regarding early stages of the development process is demonstrated based on different parameter variations. For both clutch judder and combustion engine induced vibrations the influence of friction reduction in future drive systems and the influence of increasing torsional and axial excitations of future combustion engines are evaluated using the new validation environment.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	1
Symbolverzeichnis	3
1 Einleitung	7
2 Stand der Forschung	11
2.1 Modellbeschreibung technischer Systeme	11
2.1.1 System- und Modelltheorie	11
2.1.2 Grundlagen zur Modellreduktion	12
2.1.3 Echtzeitfähigkeit von Modellen	16
2.2 Anfahrsvibrationen	17
2.2.1 Charakterisierung von Anfahrsvibrationen	17
2.2.2 Selbsterregungsmechanismen im Kupplungssystem	19
2.2.3 Fremderregtes Kupplungsrupfen	22
2.2.4 Gegenmaßnahmen	24
2.3 Motorinduzierte Vibrationen	28
2.3.1 Anregungsmechanismen im Motor	28
2.3.2 Gegenmaßnahmen im Antriebsstrang	29
2.3.3 Zielkonflikte in der Antriebsentwicklung	32
2.4 Validierung von Antriebssystemen	33
2.4.1 Grundlagen der Produktentstehung	33
2.4.2 Produktentstehungsmodelle	34
2.4.3 Validierung in der Produktentwicklung	35
2.4.4 X-in-the-loop Ansatz	36
2.4.5 Top-Down Ansatz zur Validierung von Antriebssystemen	39
2.5 Echtzeitsimulation in Validierungsumgebungen	41
2.5.1 Steuergerät-Prüfstände	41
2.5.2 Antriebssystem- und Antriebskomponentenprüfstände	42
2.5.3 Schnittstellen zwischen virtueller und physischer Domäne	45
3 Zielsetzung	47

4	Herausforderungen der X-in-the-Loop Antriebssystemvalidierung	49
4.1	Vorbemerkung zum Validierungsansatz	49
4.2	Zweckorientierte Validierung	50
4.3	Machbarkeit von Validierungsaktivitäten	51
4.3.1	Einflussfaktoren	51
4.3.2	Einfluss von Reglerparametern in Schwingungsversuchen	54
4.3.3	Modellbasierte Machbarkeitsanalyse	57
4.4	Versuchsaufbau zur Analyse von Kupplungsrupfschwingungen	60
4.4.1	Zielsetzung	60
4.4.2	Prüfstands Umgebung	60
4.4.3	Top-Down Modellbildung	60
4.4.4	Motoransteuerung bei der Fahrzeugmassensimulation	62
4.4.5	Machbarkeitsanalyse	63
4.4.6	Korrektur des Versuchsmodells und Versuchsaufbau	64
4.5	Versuchsdurchführung	67
4.5.1	Versuchsablauf	67
4.5.2	Auswertung	67
4.6	Exemplarische Anwendung	69
4.6.1	Problemstellung	69
4.6.2	Vermessung der Kupplung	70
4.6.3	Rupfmessung am Prüfstand	71
4.6.4	Verifizierung am Fahrzeug	72
4.7	Fazit	72
5	Neuartiger Prüfstand für Kupplungs- und Dämpfersysteme	75
5.1	Anforderungen in der Produktvalidierung	75
5.2	Anwendungsfelder der Validierungsumgebung	76
5.2.1	Kupplungssystemvalidierung hinsichtlich Rupfschwingungen . .	77
5.2.2	Analyse von motorerregten Triebstrangschwingungen	78
5.3	Modellbasierte Parameterstudie zur Komponentenauswahl	79
5.3.1	Abbildung der Rupfschwingung bei Anfahrversuchen	80
5.3.2	Erreichbare Schwingwinkel bei der Dämpferanalyse	81
5.3.3	Auswirkungen von Reglerdynamik und Datenübertragung	83
5.4	Umsetzung des Prüfstands	88
5.4.1	Ausgewählte Komponenten im Überblick	88
5.4.2	Kommunikation und Topologie	89
6	Analyse von fremderregten Kupplungsrupfschwingungen	91
6.1	Zielsetzung	91
6.1.1	Erweiterte Sensitivitätsanalyse	91

6.1.2	Potentialanalyse von Methoden zur Schwingungsreduktion . . .	92
6.1.3	Parameter des Referenzsystems	94
6.2	Umsetzung auf dem Powerpack-Prüfstand	94
6.2.1	Versuchsaufbau	94
6.2.2	Rupfanregung durch Axialkraftmodulation	96
6.2.3	Echtzeitsimulation des Rupftilters	99
6.2.4	Antriebsstrangsimulation	100
6.2.5	Schnittstelle zwischen physischer und virtuellen Domäne	104
6.3	Versuchsdurchführung	106
6.3.1	Regelungsarten	106
6.3.2	Versuchsablauf	108
6.3.3	Signale	108
6.4	Plausibilitätsanalysen	111
6.4.1	Funktionalitätsnachweis der Trägheitskompensation	111
6.4.2	Verifizierung der Rupftiltersimulation	111
6.4.3	Reproduzierbarkeit	113
6.5	Parameterstudien	114
6.5.1	Vergleich der Fremderregungsmechanismen	114
6.5.2	Dämpfungsvariation im Antriebsstrang	116
6.5.3	Kupplungsrupfen in Anfahrvorgängen	119
7	Analyse der Übertragung von verbrennungsmotorischen Anregungen	127
7.1	Zielsetzung und Versuchsbeschreibung	127
7.1.1	Motivation	127
7.1.2	Top-Down Beschreibung	128
7.1.3	Umsetzung auf dem Powerpack-Prüfstand	128
7.2	Übertragungsverhalten von Torsionsschwingungsdämpfern	129
7.2.1	Versuchsablauf und Auswertung	129
7.2.2	Amplitudengänge	130
7.2.3	Dämpfungsvariation	130
7.3	Machbarkeitsanalysen	132
7.3.1	Downspeeding	132
7.3.2	Zylinderdeaktivierung	135
7.4	Lastwechselerhalten	135
7.4.1	Dämpfungsvariation	138
7.4.2	Reproduzierbarkeit von Versuchsmanövern	138
8	Zusammenfassung und Ausblick	141
8.1	Zusammenfassung	141
8.2	Ausblick	142

A Anhang	145
A.1 Messung und Auswertung des Schrägabhubs	145
A.2 Parametervariationen zur Auswahl von Prüfstandskomponenten	146
A.3 Anfahrversuche bei verschiedenen Steigungen	148
Abbildungsverzeichnis	151
Literaturverzeichnis	153
Studentische Arbeiten	163

Abkürzungsverzeichnis

ABP	Antriebsbaugruppenprüfstand
CAN	Controller Area Network
DMS	Dehnmessstreifen
eDriL	eDrive-in-the-Loop Prüfstand
FKP	Fliehkraftpendel
HiL	Hardware-in-the-Loop
IEH	Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik
IPEK	Institut für Produktentwicklung
iPeM	integrierte Produktentstehungs-Modell
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
MOST	Media Oriented System Transport
PMS	Permanentmagnet-Synchronmotoren
PPP	Powerpack-Prüfstand
UUT	Unit Under Test
XiL	X-in-the-Loop
ZMS	Zweimassenschwungrad

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	rad	Steigungswinkel
α_V	rad	Phasenwinkel aus der Verzugszeit
$C_{(i)}$	Nm/rad	Allgemeine Torsionssteifigkeit
$C_{l,i}$	Nm/rad	Linksseitige Torsionssteifigkeit
$C_{r,i}$	Nm/rad	Rechtsseitige Torsionssteifigkeit
C_{red}	Nm/rad	Reduzierte Torsionssteifigkeit
C_T	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Tilgermassen-Anbindung
C_{zms}	Nm/rad	Torsionssteifigkeit des ZMS
$d_{(i)}$	Nms/rad	Allgemeiner Torsionsdämpfungsbeiwert
$d_{gelenkwelle}$	Nms/rad	Torsionsdämpfungsbeiwert der Gelenkwelle
d_{reifen}	Nms/rad	Torsionsdämpfungsbeiwert des Reifens
d_{zms}	Nms/rad	Torsionsdämpfungsbeiwert des ZMS
$D_{(i)}$	-	Allgemeines Lehrsches Dämpfungsmaß
f	Hz	Allgemeine Frequenz
f_{grenz}	Hz	Grenz-Rechenfrequenz
F	N	Allgemeine Kraft
F_N	N	Normalkraft / Anpresskraft in der Kupplung
F_{kup}	N	Kraft am Kupplungsaktuator
i	-	Allgemeines Übersetzungsverhältnis
I_{kup}	%	Stromsollwert des Kupplungsaktuator
J_{adap}	kgm ²	Drehmasse von Adaptionsteilen
J_{fzg}	kgm ²	Fahrzeugträgheit als Drehmasse
$J_{(i)}$	kgm ²	Allgemeine rotatorische Massenträgheit (Drehmasse)
$J_{l,i}$	kgm ²	Linksseitige Drehmasse
J_{KS}	kgm ²	Drehmasse der Kupplungsscheibe
J_m	kgm ²	Drehmassenäquivalent zur Punktmasse m

J_{phys}	kgm ²	Physische Drehmasse
J_{prim}	kgm ²	Primärseitige Drehmasse des ZMS
J_R	kgm ²	Rotor-Drehmasse des Elektromotors
$J_{r,i}$	kgm ²	Rechtsseitige Drehmasse
J_{sek}	kgm ²	Sekundärseitige Drehmasse des ZMS
J_{sim}	kgm ²	Simulierte Drehmasse
J_{red}	kgm ²	Reduzierte Drehmasse
J_T	kgm ²	Resultierende Drehmasse der Tilgermassen
J_{virt}	kgm ²	Virtuelle/simulierte Drehmasse
K_D	Nms ² /rad	Reglerverstärkung - Differenzialanteil
K_I	Nms/rad	Reglerverstärkung - Integralanteil
K_P	Nm/rad	Reglerverstärkung - Proportionalanteil
m	kg	Allgemeine Masse
μ	-	Allgemeiner Reibwert
n	min ⁻¹	Allgemeine Drehzahl
n_{an}	min ⁻¹	Drehzahl am Antrieb
n_{ab}	min ⁻¹	Drehzahl am Abtrieb
n_{diff}	min ⁻¹	Drehzahl Heckdifferential
n_{DS}, \hat{n}_{DS}	min ⁻¹	Äquivalente Drehzahlwerte beim Downspeeding
n_{rad}	min ⁻¹	Drehzahl Rad (Felge)
Δn	min ⁻¹	Drehzahlschwankung (mittelwertfrei)
Δn_{RMS}	min ⁻¹	Effektivwert der mittelwertfreien Drehzahlschwankung
Ω, ω	rad/s	Allgemeine Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{A,i}$	rad/s	Eigenkreisfrequenz Modelltyp A (Modellreduktion)
$\omega_{B,i}$	rad/s	Eigenkreisfrequenz Modelltyp B (Modellreduktion)
ω_{ab}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Abtrieb
ω_{ein}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Eingang
ω_{err}	rad/s	Kreisfrequenz der Fremderregung
ω_G	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Getriebeeingang
ω_M	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Motors
ω_{red}	rad/s	Reduzierte Winkelgeschwindigkeit
ω_{soll}	rad/s	Winkelgeschwindigkeits-Sollwert
ω_T	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Tilgermassen

$\dot{\omega}$	rad/s ²	Allgemeine Winkelbeschleunigung
$\dot{\omega}_{max}$	rad/s ²	Maximale Winkelbeschleunigung
ϕ, ψ	rad	Allgemeine Drehwinkel
r_{dyn}	m	Dynamischer Reifenradius
r_m	m	Mittlerer Reibradius der Kupplung
R_0	Nm	Grundreibmoment
$R(\omega)$	Nm	Drehzahlabhängiger Reibungsanteil
R_T	Nm	Reibmoment des Tilgers
s_{kup}	mm	Position des Kupplungsaktuators
t_{LE}	s	Drehmoment-Einregelzeit der Leistungselektronik
t_{synch}	s	Schlupf-/Synchronisationszeit beim Kupplungsvorgang
$t_{RT,in}$	s	Zeit zur Messwertverarbeitung im Echtzeitsystem
$t_{RT,calc}$	s	Berechnungs-/Zykluszeit des Echtzeitsystems
t_{tf}	s	Zeit zum Datentransfer
T_{ab}	Nm	Drehmoment am Abtrieb
$T_{B,(red)}$	Nm	(Reduziertes) beschleunigendes Drehmoment
T_c	Nm	Drehmomentanteil der Steifigkeitsreaktion
T_d	Nm	Drehmomentanteil der Dämpfungsreaktion
T_{DS}, \hat{T}_{DS}	Nm	Äquivalente Drehmomentwerte beim Downspeeding
T_{ein}	Nm	Drehmoment am Eingang
T_{kw}	Nm	Drehmoment Kardanwelle
T_K	Nm	Kupplungsmoment
$T_{L,(red)}$	Nm	(Reduziertes) Lastmoment
T_{LS}	Nm	Drehmoment im Luftspalt des Elektromotors
T_{max}	Nm	Maximales Drehmoment
\bar{T}_{max}	Nm	Maximales mittleres Drehmoment
T_{mess}	Nm	Gemessenes Drehmoment
T_{red}	Nm	Reduziertes Drehmoment
T_{reif}	Nm	Drehmoment im Reifen (Summe)
T_R	Nm	Allgemeines Reibmoment
T_{sw}	Nm	Drehmoment Seitenwelle (Summe)
T_{til}	Nm	Drehmoment des Rupftilgers
T_W	Nm	Drehmoment aus den Fahrwiderständen

v	m/s	Allgemeine Geschwindigkeit
v_{fzg}	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit
V	$\text{min}^{-1}/\text{Nm}$	Vergrößerungsfunktion (Amplitudengang)
z	-	Anzahl der Reibpaarungen in der Kupplung

1 Einleitung

Die Verbesserung der Energieeffizienz ist nach wie vor eine übergeordnete Zielsetzung bei der Entwicklung von Fahrzeugantriebssystemen, nicht zuletzt aufgrund gesetzlicher Vorgaben. Damit einhergehend zeichnet sich ein Trend zur Diversifizierung der Antriebssysteme ab. Noch vor einigen Jahren gab es zu Antrieben mit Diesel- oder Ottomotor sowie Schalt- oder Stufenautomatgetriebe kaum Alternativen. Mittlerweile sind neben neuen Getriebekonzepten, wie dem Doppelkupplungsgetriebe, hybride und elektrische Antriebssysteme verfügbar, die von einem großen Variantenreichtum gekennzeichnet sind.

Zusätzlich resultieren aus der kontinuierlichen Weiterentwicklung konventioneller Antriebe und Antriebselemente, wie Verbrennungsmotoren, Kupplungs- und Getriebe-systeme, steigende Anforderungen an die eingesetzten Entwicklungs- und insbesondere Validierungsmethoden, vor allem aus den enorm kurzen Lebenszykluszeiten heutiger Fahrzeuge. Am Beispiel des VW Golf hat sich diese Zykluszeit, und damit auch die Zeit zur Entwicklung einer neuen Fahrzeuggeneration mehr als halbiert, siehe Abbildung 1.1.

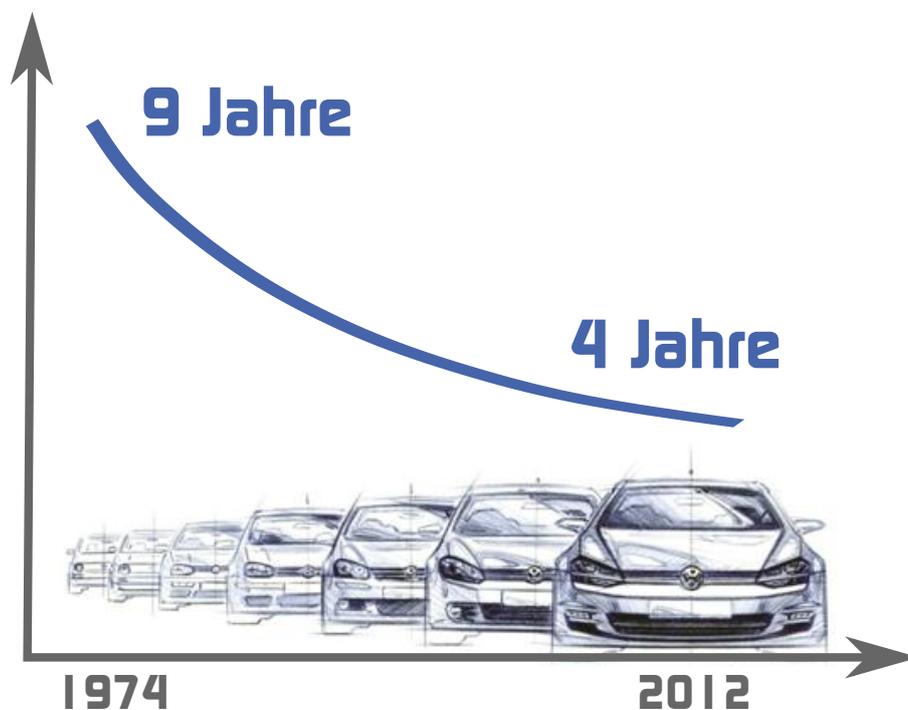


Abbildung 1.1: Verkürzung der Lebenszykluszeiten¹

¹nach Volkswagen (2013)

Während konventionelle Antriebe über Jahrzehnte hinweg kontinuierlich weiterentwickelt wurden, erfordert die derzeitige globale Wettbewerbssituation, auch neuartige Antriebe innerhalb kürzester Zeit zur Serienreife zu bringen. Moderne Produktentstehungsprozesse müssen daher eine effiziente Knowhow-Erzeugung und -Verarbeitung unterstützen. Zentrale Aktivität ist dabei die Validierung², d.h. die in der Produktentstehung ständig wiederkehrende Überprüfung, ob der jeweilige Entwicklungsstand den Entwicklungszielen hinsichtlich der Kundenanforderungen genügt.

Angesichts der ständig kürzeren Entwicklungszyklen ist die Validierung moderner Antriebssysteme von einer starken Virtualisierung geprägt, da Validierungsaktivitäten möglichst früh und unabhängig von Gesamtsystemprototypen durchgeführt werden müssen. Deshalb werden Methoden benötigt, die eine Verifizierung der anfänglich rein virtuellen Validierungsaktivitäten, z.B. im Rahmen von Simulationsrechnungen, auf Basis von Teilsystemprototypen erlauben.

In diesem Zusammenhang hat sich der am IPEK - Institut für Produktentwicklung entwickelte X-in-the-Loop (XiL) Ansatz etabliert. Nach Abbildung 1.2 berücksichtigt die XiL Validierung zunächst Wechselwirkungen zwischen den Systemen Fahrzeug, Fahrer und Umgebung, da eine Einbindung des Kunden- bzw. Nutzerverhaltens- und empfindens in der Validierung unerlässlich ist. Insbesondere Validierungsaktivitäten mit Teilsystemprototypen erfordern darüber hinaus die Berücksichtigung relevanter Wechselwirkungen im Fahrzeug, z.B. durch virtuelle Abbildung des Restfahrzeugs.

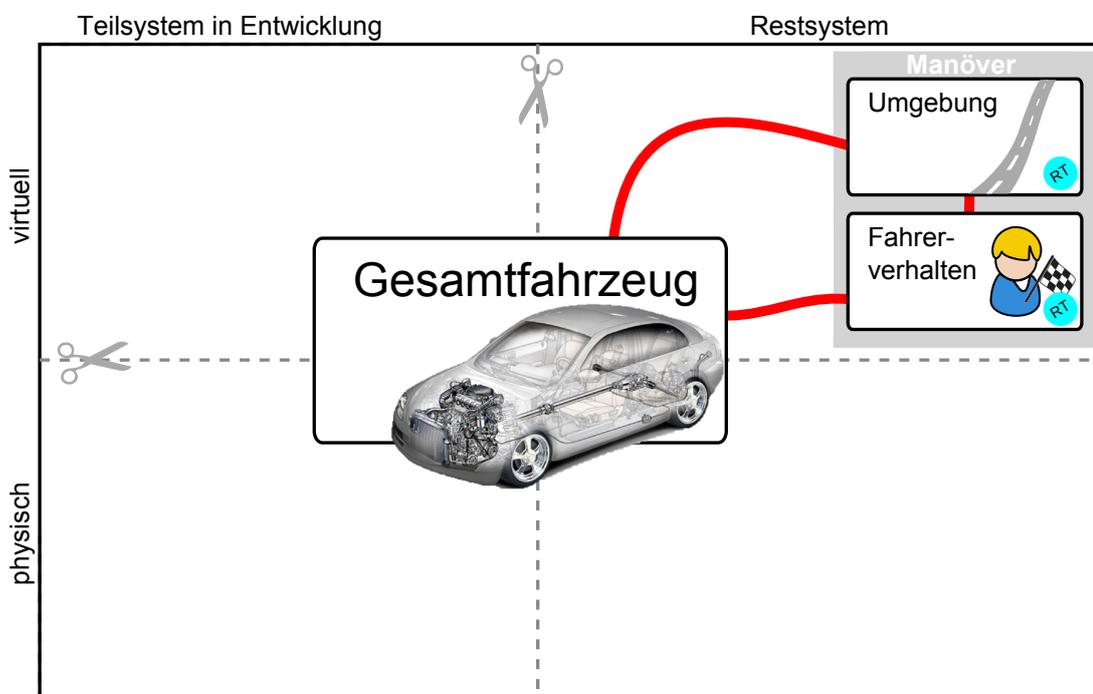


Abbildung 1.2: Wechselwirkungen und Modellbildung im X-in-the-Loop Ansatz³

²siehe Albers u. a. (2010)

³nach Geier u. a. (2012), Albers u. Geier (2011)

Die vorliegende Arbeit greift diesen Aspekt der kombinierten physischen und virtuellen Validierung von Antriebssystemen am Beispiel von kupplungs- und motorinduzierten Schwingungen auf. Zielsetzung dabei ist die Entwicklung einer Validierungsumgebung für Kupplungs- und Dämpfersysteme, die eine detaillierte virtuelle Abbildung der Antriebssystemdynamik ermöglicht. Gerade Schwingungsphänomene sind meist durch die Gesamtdynamik beeinflusst, die im Rahmen von Prüfstandsversuchen mit einzelnen Antriebselementen berücksichtigt werden muss. Darüber hinaus ergeben sich aus den eingangs erwähnten Maßnahmen zur Wirkungsgradoptimierung oftmals Zielkonflikte in Bezug auf Komforteigenschaften, die in der Antriebssystemvalidierung möglichst früh berücksichtigt werden müssen. Beispielsweise führt die Reibungsreduktion im Antriebsstrang zu einer erhöhten Schwingungsempfindlichkeit, Maßnahmen im Verbrennungsmotor wie Downsizing durch hohe Zylinderaufladung führen gleichzeitig zu einem Anstieg der Schwingungsanregung.

Leitbeispiel für die Entwicklung der Validierungsumgebung sind zunächst Kupplungsrupfschwingungen, später erfolgt eine Übertragung auf motorinduzierte Schwingungsphänomene. Im Stand der Forschung in Kapitel 2 werden zunächst die Grundlagen dieser Schwingungsphänomene bzw. der relevanten Antriebselemente diskutiert. Zudem wird der Stellenwert der Validierung in modernen Produktentstehungsmodellen beschrieben. Ausgangspunkt für die Umsetzung der Validierungsumgebung sind bestehende Ansätze zur Nutzung von Echtzeitsimulationsmodellen in Verbindung mit physischen Prototypen, v.a. aus dem Bereich der Steuergeräte-Validierung.

In Kapitel 4 werden am Leitbeispiel Kupplungsrupfen zunächst die Herausforderungen hergeleitet, die aus der Berücksichtigung der Gesamtdynamik im Rahmen von Prüfstandsversuchen mit Antriebsteilsystemen resultieren. Auf dieser Basis erfolgt die Realisierung eines neuen Prüfstandssystems mit hochdynamischen Antrieben und hochperformanter Echtzeitumgebung in Kapitel 5. Die exemplarische Anwendung und der Funktionalitätsnachweis der Validierungsumgebung sind in Kapitel 6 am Beispiel des Kupplungsrupfens und in Kapitel 7 am Beispiel motorinduzierter Schwingungen beschrieben.

2 Stand der Forschung

In der vorliegenden Arbeit werden moderne Validierungsmethoden am Beispiel verschiedener Problemstellungen in der Entwicklung von PKW Antriebssystemen vorgestellt. Diesbezüglich wird im folgenden Kapitel der Stand der Forschung aufbereitet, um den Forschungsbedarf und damit die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit zu formulieren.

Aufbauend auf allgemeinen Grundlagen zur Modellbeschreibung technischer Systeme in Kapitel 2.1 ist in Kapitel 2.2 und 2.3 zunächst der Stand der Forschung bezüglich der ausgewählten Problemstellungen in der Antriebsstrang-Entwicklung aufbereitet. Hinsichtlich kupplungs- und motorinduzierter Schwingungsphänomene werden Entstehungsmechanismen sowie Einflussfaktoren eingeführt und etablierte Methoden zur Abstimmung von Antriebssystemen vorgestellt. Kapitel 2.4.3 behandelt die wissenschaftlichen Grundlagen der Produktvalidierung im Kontext moderner Produktentstehungsmodelle. Der Aufbau heutiger Versuchsumgebungen, die sich oftmals durch eine starke Einbindung virtueller Komponenten auszeichnen, ist detailliert in Kapitel 2.5 beschrieben.

2.1 Modellbeschreibung technischer Systeme

2.1.1 System- und Modelltheorie

Die Grundlagen für die moderne Validierung von technischen Systemen mit einem hohen Anteil an Modellbildung und -implementierung finden sich bereits in den Anfängen der Systemtheorie wieder. Dazu zählen etwa die allgemeine Charakterisierung von technischen und nicht-technischen Systemen in der Kybernetik⁴, die Systeme unter anderem dadurch beschreibt, dass sie Energie, Stoff und Information übertragen, speichern und dynamisch verändern. Auch die funktionalen, strukturalen und hierarchischen Eigenschaften⁵ von Systemen bilden eine Grundlage für die Modellbildung im Rahmen heutiger Validierungsaktivitäten. Die Bedeutung systemischer Wechselwirkungen, die einen elementaren Aspekt heutiger Closed-Loop Validierungsmethoden wie dem XiL Ansatz (siehe Kapitel 2.4.4) darstellen, ist bei von Bertalanffy⁶ durch das Beziehungsgeflecht zwischen Bestandteilen eines Untersuchungsgegenstandes beschrieben.

⁴siehe Wiener (1948)

⁵siehe Ropohl (1975)

⁶von Bertalanffy (1948)

Grundlegende Bemerkungen zur Modellbildung technischer Systeme finden in der Allgemeinen Modelltheorie⁷ Erwähnung. Darin werden Modelle durch eine Abbildungseigenschaft, ein Verkürzungsmerkmal sowie ein pragmatisches Merkmal charakterisiert. Während die Abbildungseigenschaft als trivial empfunden wird, sind die beiden letztgenannten Merkmale für die Validierung von technischen Systemen von besonderer Bedeutung. Das pragmatische Merkmal beschreibt, dass Modelle stets zu einem definierten Zweck gebildet werden. Beispielsweise wird zur Analyse eines bestimmten Geräuschphänomens ein Schwingungsmodell eines Antriebsstrangs implementiert. Um die relevanten Wirkmechanismen analysieren zu können, ist es entscheidend, dass einerseits alle relevanten Attribute des Systems abgebildet werden. Andererseits ist eine Verkürzung des Modells, d.h. das Weglassen nicht relevanter Attribute im Sinne eines übersichtlichen Modells zweckmäßig, um technische Zusammenhänge einfacher identifizieren zu können. Zudem ist das Verkürzungsmerkmal entscheidend für die Bildung von recheneffizienten Modellen, v.a. in Hinblick auf die Implementierung von echtzeitfähigen Modellen, vgl. Kapitel 2.1.3.

In Zusammenhang mit der Verkürzungseigenschaft und dem pragmatischen Merkmal lassen sich Berechnungsmodelle in der Maschinendynamik nach Dresig⁸ in drei Stufen einteilen:

- Starrkörpermodelle
- Lineare Schwingungsmodelle mit freien Schwingungen oder Zwangsanregung
- Nichtlineare Modelle, z.B. mit Reibung, Spiel und Selbsterregung

Typische Parameter von Modellen aus diesen Modellstufen sind mit ihren berechenbaren Größen, d.h. ihrem Modellzweck, in Abbildung 2.1 dargestellt.

2.1.2 Grundlagen zur Modellreduktion

Dresig⁸ empfiehlt bei der Modellbildung, z.B. im Sinne einer effizienten Identifikation technischer Zusammenhänge, mit einem Minimalmodell zu beginnen. Gleichzeitig wird postuliert, dass ein Schwingungsmodell eines technischen Systems Eigenfrequenzen bis oberhalb des relevanten Frequenzbereichs besitzen muss, z.B. bis oberhalb der maximalen auftretenden Anregungsfrequenz.

Ausgangspunkt für die Modellreduktion bis hin zu einem Minimalmodell ist meist ein bereits diskretisiertes Schwingungsmodell, d.h. ein Mehrkörpersystem. Die durch Achs- und Verteilergetriebe verzweigten Antriebsstränge von Fahrzeugen können unter Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften zu einem sogenannten geraden System vereinfacht

⁷siehe Stachowiak (1973)

⁸Dresig u. Holzweißig (2007)

⁹aus Dresig u. Holzweißig (2007)

	gegebene Parameter	berechenbare Größen
1	geometrische Abmessungen (Längen, Winkel, Übersetzungsverhältnisse), Masseparameter, kinematische Bewegungsabläufe und/oder Antriebskraftgrößen	reduziertes Trägheitsmoment, Geschwindigkeit und Beschleunigung der Starrkörperbewegungen, Gelenk- und Lagerkräfte, Fundamentbelastung, Antriebs- oder Bremsmoment
2	Längs- und Drehfederkonstanten, Biegesteifigkeit, Längs- und Drehdämpferkonstanten, Materialkennwerte, zeitliche Erregerkraftverläufe, Fourierkoeffizienten bei periodischer Erregung, zeitliche Veränderung der Parameter	Eigenfrequenzen und Eigenformen, Zeitverläufe der Kraft- und Bewegungsgrößen bei erzwungenen Schwingungen, Resonanzstellen höherer Ordnung (kritische Drehzahlen), Ortskurven, Instabilitätsbereiche, parametererregter Schwingungen, Tilgung
3	geschwindigkeitsabhängige Lagerdaten (Ölfilm-Einfluss), Reibwerte, Kennlinien der Motor- und Bremsmomente, nichtelastisches Materialverhalten (viskos, plastisch), nichtlineare geometrische und stoffliche Kennwerte	nichtlineare Schwingungen, selbsterregte Schwingungen, Kombinationsresonanzen, Grenzykel, Wechselwirkung zwischen Schwingungssystemen und Energiequelle, amplitudenabhängige Eigenfrequenzen, nichtlineare Wechselwirkungen

Abbildung 2.1: Modellstufen - exemplarische Parameter und berechenbare Größen⁹

werden. In diesem Zuge können auch die Übersetzungen durch eine Energiebetrachtung eliminiert werden, indem eine Reduktion der Steifigkeiten c und Trägheiten J vorgenommen wird¹⁰. Dabei geht in die reduzierte Steifigkeit c_{red} und die reduzierte Trägheit J_{red} das Quadrat der Übersetzung i ein:

$$c_{red} = \frac{1}{i^2} c \quad (2.1)$$

$$J_{red} = \frac{1}{i^2} J \quad (2.2)$$

Zuvor muss gerade bei der Reduktion von Fahrzeugmodellen oftmals eine Umrechnung von translatorischen Massen, d.h. der Fahrzeugaufbaumasse, in eine rotatorische Trägheit vorgenommen werden. Für die umgerechnete Trägheit J_m folgt mit der ursprünglichen translatorischen Masse m sowie der Geschwindigkeit v der Masse und der Drehfrequenz ω der Trägheit J_m ebenfalls aus einer Energiebetrachtung¹⁰:

$$J_m = m \left(\frac{v}{\omega} \right)^2 \quad (2.3)$$

Am Beispiel der Fahrzeugmasse gilt mit dem dynamischen Reifenradius r_{dyn}

$$v = r_{dyn} \omega \quad (2.4)$$

¹⁰siehe z.B. Albers in Steinhilper u. Sauer (2006)

d.h. es folgt aus Gleichung (2.3):

$$J_m = mr_{dyn}^2 \quad (2.5)$$

Auftretende Lastmomente T_L , die beispielsweise am Fahrzeugreifen angreifen, und Drehzahlen ω im Antriebssystem müssen gemäß der Übersetzungsvorschrift

$$i = \frac{\omega_{ein}}{\omega_{ab}} = \frac{T_{ab}}{T_{ein}} \quad (2.6)$$

bzw. bezogen auf die Reduktion

$$i = \frac{\omega_{red}}{\omega} = \frac{T_L}{T_{L,red}} \quad (2.7)$$

umgerechnet werden.

Etablierte Methoden zur weiteren Reduktion eines Mehrkörper-Schwingungsmodells gehen auf Rivin und Di¹¹ zurück und werden bei Laschet u. a.¹² und Dresig¹³ erläutert und exemplarisch angewandt. Abbildung 2.2 veranschaulicht das Verfahren, in dem iterativ die jeweils maximale Eigenfrequenz des Modells durch Aufteilung des verursachenden Modellteils eliminiert wird, bis die gewünschte Anzahl an Freiheitsgraden erreicht ist.

Zur Bestimmung des Modellteils, der die höchste Eigenform hervorruft, wird das Ausgangsmodell in Teilmodelle mit einem Freiheitsgrad aufgeteilt. Dabei werden zwei Modelltypen unterschieden, die entweder aus einer Masse und zwei Steifigkeiten (Modelltyp A) oder zwei Massen und einer Steifigkeit (Modelltyp B) bestehen. Einem ggf. freien Ende der Schwingerkette wird die Steifigkeit 0 zugeordnet. Somit ergeben sich für eine Schwingerkette mit n Masseelementen n Teilsysteme des Typs A und $n - 1$ Teilsysteme des Typs B.

Im ersten Schritt werden die Eigenfrequenzen der Teilsysteme abhängig vom Modelltyp berechnet:

$$\omega_{A,i}^2 = \frac{c_{l,i} + c_{r,i}}{J_i} \quad (2.8)$$

$$\omega_{B,i}^2 = \frac{c_i (J_{l,i} + J_{r,i})}{J_{l,i} J_{r,i}} \quad (2.9)$$

Durch Ermittlung der maximalen Eigenfrequenz der Teilsysteme wird der zu reduzierende Modellteil bestimmt. Je nachdem, ob die maximale Eigenfrequenz durch Modelltyp A oder B bestimmt ist, erfolgt die Reduktion durch Aufteilung eines Mas-

¹¹ siehe Di (1973)

¹² Laschet u. a. (1988)

¹³ Dresig (2006)

¹⁴ nach Dresig (2006)

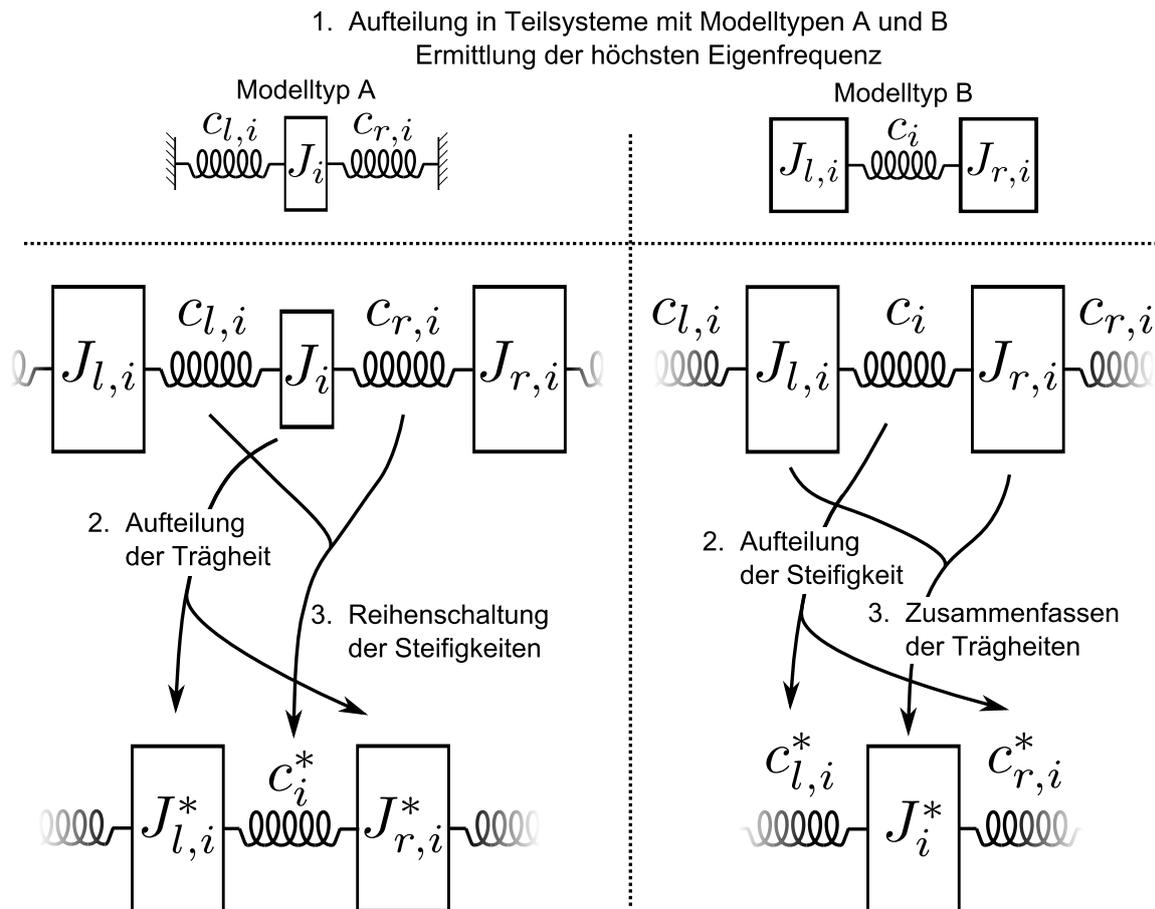


Abbildung 2.2: Verfahren zur Modellreduktion nach Rivin und Di¹⁴

selements nach links und rechts (Modelltyp A) oder durch Zusammenfassen zweier benachbarter Masselemente (Modelltyp B).

Für Modelltyp A ergeben sich damit für die reduzierten Trägheiten und die zusammengefasste Steifigkeit:

$$J_{l,i}^* = J_{l,i} + \frac{C_{l,i}}{C_{l,i} + C_{r,i}} \cdot J_i \quad (2.10)$$

$$J_{r,i}^* = J_{r,i} + \frac{C_{r,i}}{C_{l,i} + C_{r,i}} \cdot J_i \quad (2.11)$$

$$c_i^* = \left(\frac{1}{C_{l,i}} + \frac{1}{C_{r,i}} \right)^{-1} \quad (2.12)$$

Für Modelltyp B erfolgt die Aufteilung einer Steifigkeit nach links und rechts sowie das Zusammenfassen zweier Trägheiten gemäß:

$$J_i^* = J_{l,i} + J_{r,i} \quad (2.13)$$

$$c_{l,i}^* = \left(\frac{1}{C_{l,i}} + \frac{J_{r,i}}{J_{l,i} + J_{r,i}} \frac{1}{C_i} \right)^{-1} \quad (2.14)$$

$$c_{r,i}^* = \left(\frac{1}{C_{r,i}} + \frac{J_{l,i}}{J_{l,i} + J_{r,i}} \frac{1}{C_i} \right)^{-1} \quad (2.15)$$

Dieses Vorgehen wird so lange wiederholt, bis alle Eigenfrequenzen im angestrebten Frequenzbereich liegen bzw. bis die Anzahl der erforderlichen Freiheitsgrade erreicht ist.

2.1.3 Echtzeitfähigkeit von Modellen

Die Modellreduktion ist ein elementarer Bestandteil bei der Implementierung von echtzeitfähigen Simulationsmodellen, die bereits im Rahmen von Hardware-in-the-Loop (HiL) Versuchen in der Steuergeräteentwicklung eingesetzt werden.

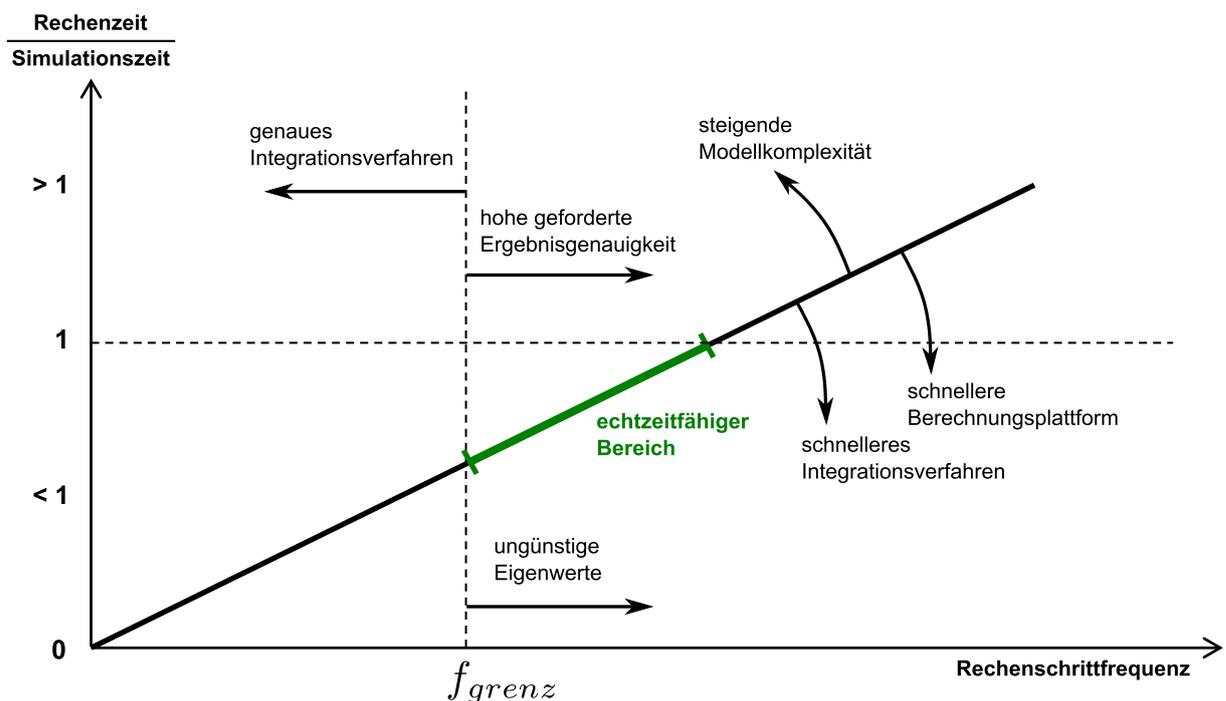


Abbildung 2.3: Einflussfaktoren auf die Echtzeitfähigkeit von Modellen¹⁵

Abbildung 2.3 veranschaulicht die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Echtzeitfähigkeit von Modellen. Darin ist das Verhältnis von verfügbarer Rechenzeit und benötigter Simulationszeit über der Rechenschrittfrequenz aufgetragen. Da die Simulationszeit für ein gegebenes Modell mit definierten Solvareinstellungen konstant ist und die verfügbare Rechenzeit direkt mit der eingestellten Rechenschrittfrequenz zusammenhängt, ergibt sich ein linearer Zusammenhang. Die Steigung dieser Geraden hängt zum einen von der Modellkomplexität, d.h. dem Berechnungsaufwand, und zum anderen von der Performance der Echtzeitplattform und von der Schnelligkeit des gewählten Integrationsverfahrens, d.h. des Solvers, ab.

Der echtzeitfähige Bereich ist nach oben durch die elementare Forderung begrenzt, dass die Simulationszeit nicht größer werden darf als die verfügbare Rechenzeit. In diesem Zusammenhang haben sich die Bezeichnungen „Weiche Echtzeit“ und „Harte

¹⁵aus Jauch u. a. (2013)

Echtzeit“ etabliert¹⁶. Bei der Forderung nach harter Echtzeit müssen alle Rechenoperationen und alle Tasks innerhalb der festen Schrittweite abgearbeitet sein, während die weiche Echtzeit Verletzungen der Zeitforderungen zulässt.

Die minimale Rechenschrittfrequenz f_{grenz} beschränkt den echtzeitfähigen Bereich nach links. Die minimale Frequenz steht in Zusammenhang mit den Eigenwerten des implementierten Modells, insbesondere mit der maximal auftretenden Eigenfrequenz. Grundsätzlich gilt analog zum Abtasttheorem nach Shannon¹⁷ in der Messwerterfassung, dass die Rechenschrittfrequenz mindestens doppelt so groß wie die maximal auftretende Frequenz im Modell, d.h. die maximale Eigenfrequenz oder die maximale externe Anregungsfrequenz, sein muss. Durch die Forderung nach hoher Ergebnisgenauigkeit ist die Rechenschrittfrequenz in der Praxis allerdings oftmals um Faktor zehn höher als die im Modell auftretenden Frequenzen. Dieses Verhältnis lässt sich durch die Wahl eines genaueren Integrationsverfahrens, d.h. durch einen höherwertigen Solver, verringern. Aus Abbildung 2.3 wird deutlich, dass bei der Wahl des Integrationsverfahrens ein Optimum zwischen Schnelligkeit und Genauigkeit des Solvers in Verbindung mit der eingestellten Rechenschrittfrequenz gefunden werden muss.

2.2 Anfahrschwingungen

2.2.1 Charakterisierung von Anfahrschwingungen

Die geläufigste Form von Anfahrschwingungen sind Kupplungsrupfschwingungen. Kupplungsrupfen bezeichnet Resonanzschwingungen des Antriebsstranges^{18,19} bei schlupfender Kupplung und wirkt sich als Längsschwingung des Fahrzeugs aus. In Abbildung 2.4 und 2.5 sind exemplarisch die Bestandteile eines PKW-Antriebsstrangs sowie eine Detailansicht eines Fahrzeuggetriebes, im Beispiel mit Zweimassenschwungrad und Doppelkupplung, dargestellt.

Die Frequenz der Rupfschwingungen liegen bei PKW-Antriebssträngen im Bereich von 8-12 Hz^{21,22}, in Antriebssträngen von LKW bei Frequenzen bis ungefähr 4 Hz²³. Kupplungsrupfen ist zunächst aus konventionellen Antriebssystemen mit Handschaltgetriebe und Trockenkupplung bekannt, tritt aber auch bei Wandlergetrieben mit Überbrückungskupplung oder modernen Doppelkupplungsgetrieben mit trocken- oder nasslaufenden Kupplungen auf²⁴.

¹⁶siehe Schyr (2006)

¹⁷siehe Shannon (1949)

¹⁸siehe Newcombe u. Spurr (1972)

¹⁹siehe Jarvis u. Oldershaw (1973)

²⁰nach Audi AG (2014)

²¹siehe Maucher (1990)

²²siehe Albers u. Herbst (1998b)

²³siehe Steinel (2011)

²⁴siehe Kimmig u. a. (2008), Reik (2004)

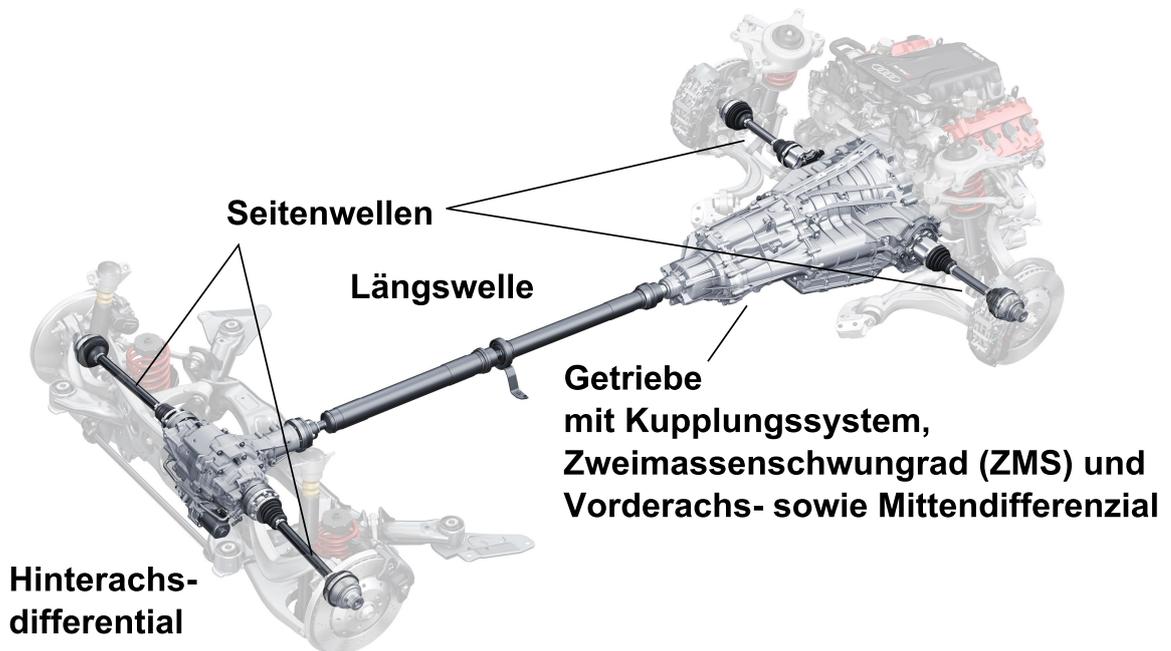


Abbildung 2.4: Komponenten eines PKW-Antriebsstrang²⁰

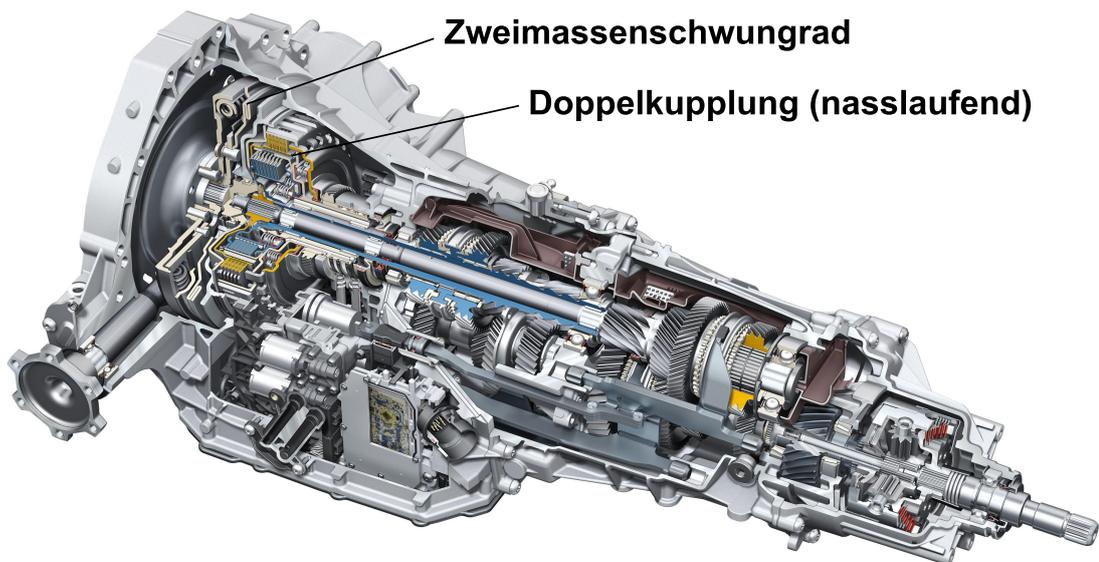


Abbildung 2.5: Schnittansicht eines PKW-Doppelkupplungsgetriebes²⁰

Ausschlaggebend für die Ausbreitung von Rupfschwingungen ist meist die Anregung der ersten Eigenform des Triebstranges. Bei geschlossener Kupplung liegt die erste Eigenfrequenz von PKW-Antriebssträngen in der ersten Gangübersetzung bei ca. 2-6 Hz^{25,26}. Diese Schwingform ist für die Ausbildung von Ruckelschwingungen bei Lastwechselvorgängen relevant. In der Schlupfphase der Kupplung sind jedoch Verbrennungsmotor und Schwungrad weitestgehend vom restlichen Antriebsstrang entkoppelt²⁷, sodass die Eigenfrequenz sich erhöht und bei PKW-Antriebssträngen im o.g. Bereich von 10 Hz liegt. Die beiden ersten Eigenformen des geschlossenen und offenen Antriebsstranges im ersten Gang sind vergleichbar, die größte potentielle Energieänderung und damit die größte Relativbewegung findet in beiden Fällen in den Achswellen und in den Reifen statt. Die beiden Eigenformen sind in Abbildung 2.6 gegenübergestellt.

Aufgrund dieser Schwingform ist es naheliegend, das zugrundeliegende Modell des Antriebsstranges für rechnerische oder experimentelle Analysen weiter zu vereinfachen. Mit Verfahren zur Modellreduktion (siehe Kapitel 2.1.2) lassen sich die Drehmassen von Kupplungsscheibe bis einschließlich Differenzial einerseits sowie Fahrzeugaufbau und Rad andererseits auf zwei Drehmassen reduzieren, die über eine resultierende Gesamtantriebsstrangsteifigkeit gekoppelt sind. Die Kupplungsscheibe wiederum ist lediglich über den Reibkontakt an den Antriebsmotor angebunden, siehe Abbildung 2.7. Dadurch, dass die Fahrzeugmasse im Vergleich zur reduzierten Antriebsstrangträgheit sehr groß ist, wird sie in vielen Modellen als unendlich groß bzw. als feste Einspannung betrachtet^{21,27,29,30}.

Diese Vereinfachungen sind nicht nur Grundlage für rechnerische Rupfberechnungen, sondern werden auch in Versuchsaufbauten für Kupplungssysteme umgesetzt, z.B. in Rupfprüfständen mit fest eingespannter Torsionsfeder²¹ oder elektrisch simulierter Fahrzeugmasse³².

2.2.2 Selbsterregungsmechanismen im Kupplungssystem

Abhängig von den Eigenschaften der Reibpaarung können im Kupplungssystem Selbsterregungsmechanismen auftreten, die die erste Eigenform des Antriebsstrangs anregen und so zu Kupplungsrupfen führen³³.

²⁵siehe Witte (1982)

²⁶siehe Dresig (2006)

²⁷siehe Albers u. Herbst (1998a)

²⁸nach Dresig (2006)

²⁹siehe Krüger (2003)

³⁰siehe Karrar (2009)

³¹nach Maucher (1990)

³²Albers u. a. (2007)

³³siehe Pfeiffer (1992), Tasche u. Milbradt (1992)

Offener Antriebsstrang

Eigenform Kupplungsrupfen

Geschlossener Antriebsstrang

Eigenform Längsruckeln

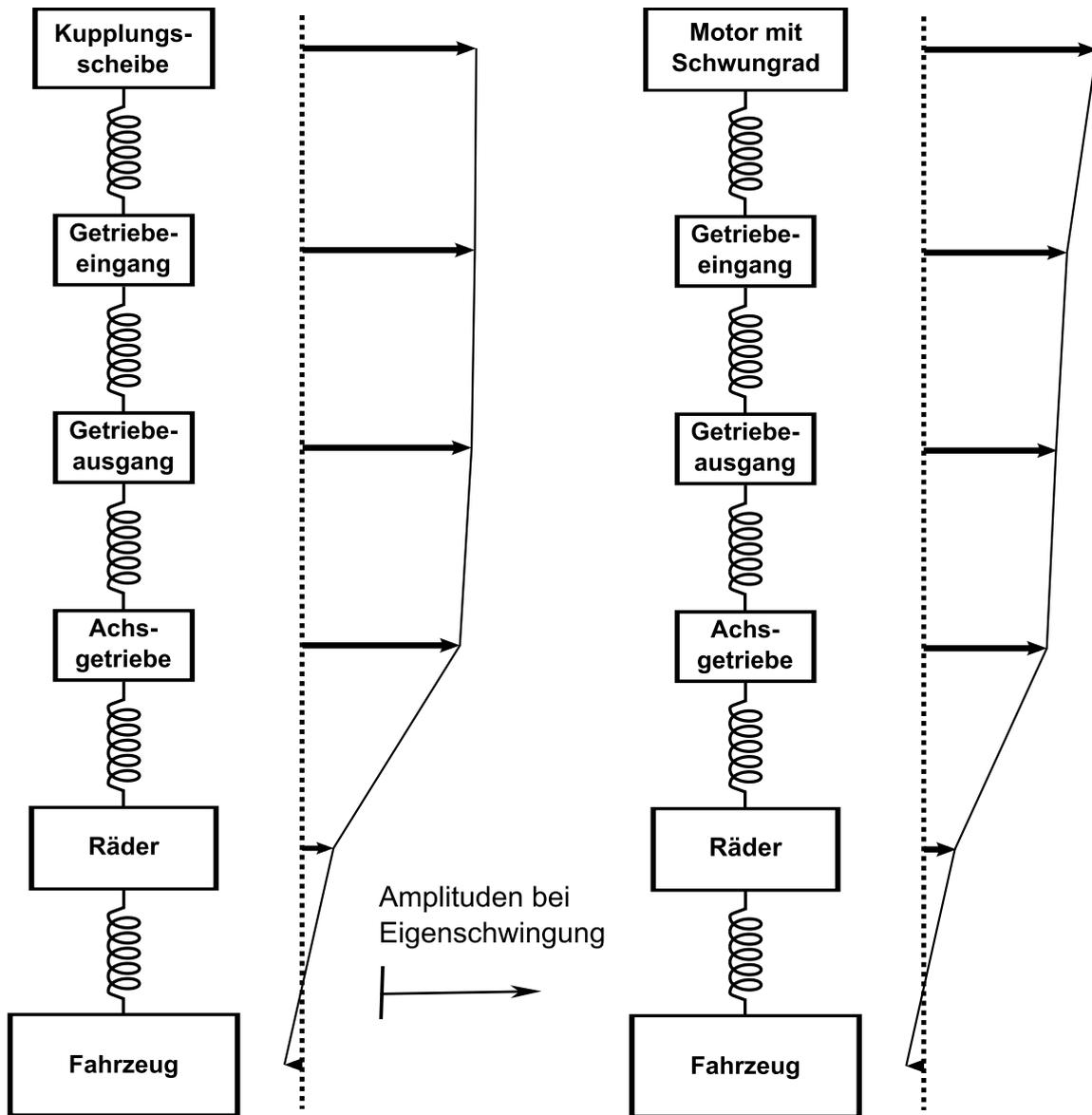


Abbildung 2.6: 1. Eigenform im offenen und geschlossenen Antriebsstrang²⁸

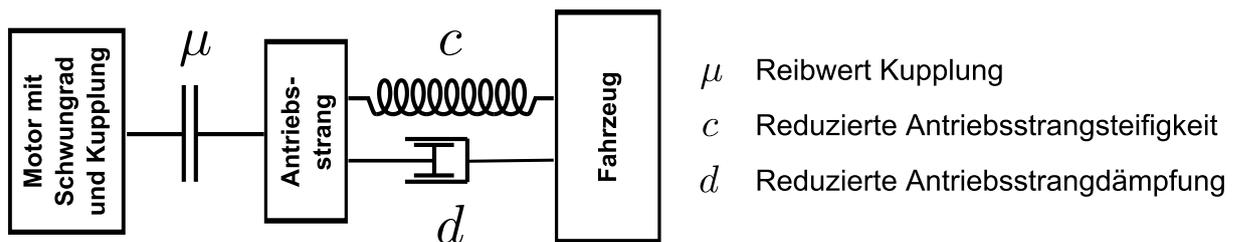


Abbildung 2.7: Reduziertes Antriebsstrangmodell³¹

Bekanntermaßen ist das Auftreten von selbsterregtem Kupplungsrupfen abhängig von dem Reibwertgradienten, d.h. dem Verhalten des Reibwerts in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit im Reibkontakt. Grundsätzlich wirkt ein positiver Reibwertgradient stabilisierend auf das System, negative Reibwertgradienten können in Zusammenspiel mit einem schwach gedämpften Antriebsstrang zu Instabilität führen.

Der Erregungsmechanismus wird in der Literatur anhand zahlreicher Beispiele³⁴ diskutiert und ist ursprünglich als Ursache für Reibschwingungen in Bremsen, insbesondere für das Bremsenquietschen, bekannt³⁵. Bei der Übertragung des Zusammenhangs auf Reibschwingungen in Kupplungssystemen wird das reduzierte Antriebsstrang-Modell aus Abbildung 2.7 weiter vereinfacht. Da die Fahrzeugmasse sehr viel größer als die reduzierte Antriebsstrangträgheit ist, kann sie zur Analyse der Antriebsstrangschwingungen als feste Einspannung angenommen werden, siehe Abbildung 2.8.

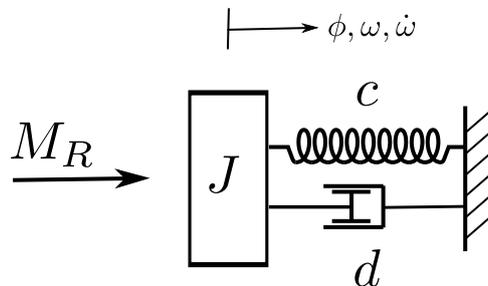


Abbildung 2.8: Reduziertes Schwingungsmodell zur Herleitung der Destabilisierung³⁶

Für den Reibwert μ wird in erster Näherung eine lineare Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit bzw. der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\omega$ mit dem Reibwertgradienten μ' angenommen. Damit berechnet sich das Reibmoment in der Kupplung mit einer gegebenen Anpresskraft F_N , der Anzahl der Reibpaarungen z sowie dem mittleren Reibradius r_m durch:

$$M_R = F_N \cdot r_m \cdot z \cdot (\mu_0 + \mu' \Delta\omega) \quad (2.16)$$

Die Winkelgeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\omega$ kann mit der Winkelgeschwindigkeit ω auf Antriebsstrangseite und der als konstant angenommenen Drehzahl Ω des Motors ausgedrückt werden:

$$\Delta\omega = \Omega - \omega \quad (2.17)$$

Daraus resultiert die Bewegungsgleichung der Antriebsstrang-Trägheit J :

$$J\dot{\omega} + d\omega + c\phi = F_N \cdot r_m \cdot z \cdot (\mu_0 + \mu' (\Omega - \omega)) \quad (2.18)$$

$$J\dot{\omega} + (d + F_N \cdot r_m \cdot z \cdot \mu') \omega + c\phi = F_N \cdot r_m \cdot z \cdot (\mu_0 + \mu' \cdot \Omega) \quad (2.19)$$

³⁴siehe z.B. Magnus u. a. (2013), Fidlin (2005), Kauderer (1958)

³⁵siehe Hetzler (2008) nach Mills (1938)

³⁶nach z.B. Maucher (1990)

Der drehzahlabhängige Anteil des Reibmoments liefert damit einen zusätzlichen Anteil zur Antriebsstrangdämpfung d_{res} :

$$d_{res} = d + F_N \cdot r_m \cdot z \cdot \mu' \quad (2.20)$$

Daraus folgt, dass für

$$\mu' < -\frac{d}{F_N \cdot r_m \cdot z} \quad (2.21)$$

die resultierende Antriebsstrangdämpfung $d_{res} < 0$ wird und somit das Schwingungssystem instabil ist.

2.2.3 Fremderregtes Kupplungsrupfen

Fremderregungsmechanismen im Kupplungssystem können grundsätzlich in zwei Kategorien eingeteilt werden. Zum einen können periodische Zwangsbewegungen des Kupplungssystems zu einer Modulation des Kupplungsmoments führen³⁷. Zum anderen kann fremderregtes Kupplungsrupfen in Zusammenhang mit geometrischen Bauteilabweichungen und Ausrichtungstoleranzen stehen³⁸.

Fremderregung durch Zwangsbewegung

Zwangsbewegungen des Kupplungssystems werden v.a. durch Axialschwingungen der Kurbelwelle hervorgerufen, die zu einer periodischen Betätigung des Ausrücksystems führen, siehe auch Kapitel 2.3.1. Der grundsätzliche Mechanismus ist qualitativ an einem exemplarischen Anpresskraftverlauf im Kupplungssystem über dem Ausrückweg in Abbildung 2.9 veranschaulicht.

Ursache für die Bewegung des Kurbelwellenendes sind verbrennungsinduzierte Biegeschwingungen der Kurbelwelle und Verformungen der Kurbelwellenkröpfungen. An dieser Stelle sei auf weiterführende Literatur verwiesen⁴⁰.

Für die Anregung von Kupplungsrupfschwingungen ist meist die Verformung der Kurbelwellenkröpfung durch die Verbrennung im letzten Zylinder vor dem Kupplungssystem dominierend³⁷. In einem Motor mit Viertaktverfahren findet in jedem Zylinder bei jeder zweiten Motorumdrehung eine Verbrennung statt, d.h. die durch einen einzelnen Zylinder hervorgerufene Axialbewegung führt zu einer Anregung mit der halben Motorordnung.

³⁷ siehe Steinel (2011)

³⁸ erstmals von Newcombe u. Spurr (1972) erwähnt

³⁹ nach Steinel (2011)

⁴⁰ Benz (1935), Draminski u. Warming (1942), Kraemer (1957), Kritzer (1957), Benz (1960), Benz (1971)

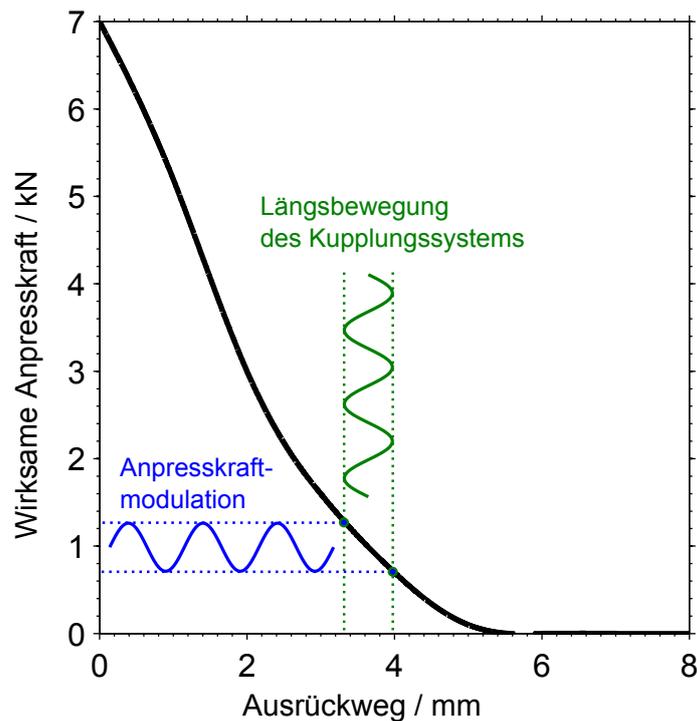


Abbildung 2.9: Modulation des Kupplungsmoments durch Längsbewegung der Kurbelwelle³⁹

Fremderregung durch Überlagerung geometrischer Abweichungen

In der Literatur sind zahlreiche Bauteilabweichungen und Ausrichttoleranzen genannt^{41,42}, die zu einem schwankenden Kupplungsmoment in der Schlupfphase und somit zu einer Rupfanregung führen können. Es ist bekannt, dass die Frequenz der Kupplungsmoment-Modulation abhängig ist von der Drehzahl, mit der die Abweichungen umlaufen. Zudem müssen mindestens zwei Abweichungen mit verschiedener Umlaufdrehzahl auftreten, um eine Modulation zu erzeugen⁴¹.

Daher ist es sinnvoll, die Fehler zunächst nach ihren Umlaufdrehzahlen zu kategorisieren^{42,43}, siehe Tabelle 2.1. Mögliche Umlaufdrehzahlen sind die Motordrehzahl (Kreisfrequenz ω_M) sowie die Getriebeeingangsdrehzahl (Kreisfrequenz ω_G), außerdem können nicht umlaufende Abweichungen (Kreisfrequenz $\omega_0 = 0$) auftreten.

Durch Überlagerung von Abweichungen aus diesen Kategorien ergeben sich die drehzahlabhängigen Anregungsfrequenzen ω_{err} für die aus der Literatur bekannten Varianten motordrehzahlabhängiges Rupfen, getriebedrehzahlabhängiges Rupfen und differenzdrehzahlabhängiges Rupfen⁴²:

- **Motordrehzahlabhängiges Rupfen** (Überlagerung 1. und 3. Kategorie)

$$\omega_{err} = \omega_M - \omega_0 = \omega_M$$

⁴¹siehe Winkelmann u. Harmuth (1985)

⁴²siehe Albers u. Herbst (1998b)

⁴³siehe Krüger (2003), Albers u. Stier (2010)

- **Drehzahlabhängiges Rupfen** (Überlagerung 2. und 3. Kategorie)

$$\omega_{err} = \omega_G - \omega_0 = \omega_G$$

- **Differenzdrehzahlabhängiges Rupfen** (Überlagerung 1. und 2. Kategorie)

$$\omega_{err} = \omega_M - \omega_G = \Delta\omega$$

1. Motordrehzahl $\omega = \omega_M$	2. Getriebedrehzahl $\omega = \omega_G$	3. Nicht umlaufend $\omega = \omega_0 = 0$
<ul style="list-style-type: none"> • Plan- und Radialschlag der Kurbelwelle • Tellerfederzungen-Schlag • Schrägabhub der Kupplungsdruckplatte • Parallelitätsabweichungen der Kupplungsplatten • Planschlag der Anpressplatte • Planschlag der Ausrücklager-Fläche 	<ul style="list-style-type: none"> • Radiale und winklige Fehlausrichtung von Motor und Getriebe • Schrägbetätigung der Kupplung • Fehlausrichtung der Ausrücklagerhülse 	<ul style="list-style-type: none"> • Radiale und winklige Fehlausrichtung von Motor und Getriebe • Schrägbetätigung der Tellerfeder

Tabelle 2.1: Klassierung von Bauteilabweichungen und Ausrichttoleranzen⁴⁴

2.2.4 Gegenmaßnahmen

Die zuvor beschriebenen Ursachen für die Rupfanregungen legen unmittelbare konstruktive Gegenmaßnahmen nahe, die jedoch oftmals an Machbarkeitsgrenzen stoßen. Im folgenden sind zunächst bekannte Maßnahmen zur Ursachenbekämpfung gegliedert nach den Entstehungsmechanismen aufgeführt. Anschließend werden aktive und passive Gegenmaßnahmen erläutert, die die Ausprägung der Rupfschwingung reduzieren.

Selbsterregung

Die Beziehung in Gleichung 2.21 verdeutlicht die Zielsetzung Friktionswerkstoffe bzw. Friktionspaarungen zu entwickeln, die einen minimalen negativen Reibwertgradienten vorweisen. Sogar positive Gradienten bei nass⁴⁵- und trockenlaufenden⁴⁶ Kupplungssystemen konnten durch den Einsatz verschiedener Zusatzstoffe in den Friktionsmaterialien

⁴⁴nach Krüger (2003)

⁴⁵siehe z.B. Thelen u. Hock (1999)

⁴⁶siehe z.B. Mospain (2012)

und durch die Nutzung von Öladditiven zur Verbesserung des Reibverhaltens erreicht werden.

Gleichwohl bleibt die Herausforderung bestehen, dieses Verhalten über den kompletten Betriebsbereich der Kupplung sicherzustellen, d.h. ein unkritischer Reibwertgradient muss unabhängig von Temperatur, Pressung und auch der Alterung mit chemischen Veränderungsprozessen im Friktionsmaterial und ggf. im Öl gewährleistet sein. Gleichzeitig führen effizienzsteigernde Maßnahmen im Antriebsstrang zu einer Reduktion der Dämpfung und damit zu einer erhöhten Schwingungsempfindlichkeit. Dadurch steigen die Anforderungen an die Friktionpaarungen zusätzlich.

Fremderregung durch Zwangsbewegung

Eine wirkungsvolle Gegenmaßnahme gegen die periodische Betätigung des Kupplungssystems durch Kurbelwellenschwingungen kann durch den sogenannten deckelfesten Ausrücker⁴⁷ erreicht werden. Bei diesem hydraulisch betätigten Zentralausrücker stützt sich die Ausrückkraft nicht wie bei konventionellen Betätigungssystemen am Getriebegehäuse, sondern am Kupplungsdeckel ab.

Im Falle konventioneller Betätigungssysteme wird aus Abbildung 2.9 deutlich, dass die Fremderregung vom Anstieg der wirksamen Anpresskraft über dem Kupplungsweg abhängt. Im für Anfahrvorgänge relevanten Bereich kann in erster Linie durch die Belagfederung Einfluss auf diesen Anstieg genommen werden, d.h. die Fremderregung kann durch eine weiche Belagfederung reduziert werden⁴⁸. Allerdings werden hierdurch Zielkonflikte mit weiteren Betriebszuständen hervorgerufen⁴⁹. Beispielsweise ist ein flacher Verlauf der Belagfedersteifigkeit gezwungenermaßen mit einem hohen Steifigkeitsgradienten zum Ende des Federwegs verbunden. Dies führt zu einem ungünstigen Drehmomentanstieg und damit verbunden zu Anfahrschlägen im Antriebsstrang oder einer schlechten Beherrschbarkeit des Einkuppelvorgangs.

Konstruktive Maßnahmen am Motor zur Reduktion von Taumel- und Axialschwingungen, z.B. durch Optimierung der Lagerung oder Versteifung der Kröpfung, sind aufgrund von Zielkonflikten v.a. mit der Motordynamik eher theoretischer Natur.

Fremderregung durch Bauteilabweichungen

Auch bei der Minimierung der Fremderregung durch geometrische Abweichungen hat die Belagfederung einen wesentlichen Einfluss. Empirische Analysen zeigen, dass wiederum durch eine weiche Belagfederung eine Verbesserung des Rupfverhaltens erzielt werden kann⁴⁸.

⁴⁷siehe Zink u. a. (2002)

⁴⁸siehe Krüger (2003)

⁴⁹siehe Steinell (1995)

Eine bewährte Lösung zum Ausgleich von geometrischen Abweichungen zwischen Kupplung und Ausrücksystem ist das Schlagausgleichslager⁵⁰. Durch eine im Ausrücklager integrierte Kalotte wird der Tellerfederzungen-Schlag und eine mögliche Schrägbetätigung ausgeglichen, wodurch der Schiefabhub der Kupplungsdruckplatte verringert wird.

Die Einengung von Fertigungstoleranzen oder montageseitige Maßnahmen wie das kraftfreie Aufschrauben der Druckplatte⁵¹ sind weitere Möglichkeiten zur Reduktion der Rumpfanregung. Allerdings unterliegt gerade die Einengung von Toleranzen technischen Grenzen und ist mit sehr hohen Kosten verbunden, die den Einsatz der im Folgenden beschriebenen Sekundärmaßnahmen rentabel machen.

Aktive Gegenmaßnahmen

Durch eine aktive Regelung der Anpresskraft kann ein Kompensationsmoment erzeugt werden, das die auftretenden Anregungsmomente theoretisch vollständig kompensiert. Gerade bei Doppelkupplungssystemen, die im Gegensatz zu Kupplungen aus Handschaltgetrieben über eine automatisierte Betätigung und die notwendige Sensorik verfügen, ist der Einsatz einer solchen Anti-Rupf-Regelung technisch und wirtschaftlich denkbar⁵².

Passive Gegenmaßnahmen

Zur Reduktion von Rumpfschwingungen in Antrieben, die keine Aktuatorik zur Implementierung einer Anti-Rupf-Regelung haben, befinden sich seit 2011 Kupplungsscheiben mit integriertem Tilgersystem im Serieneinsatz⁵³.

Abbildung 2.10 zeigt die Integration des Tilgers im reduzierten Schwingungsmodell des Antriebsstrangs (vgl. Abbildung 2.7). Durch einen reibungsfreien Tilger auf der Kupplungsscheibe ließe sich theoretisch die für das Kupplungsrumpfen relevante erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs komplett tilgen. Jedoch werden durch das Tilgersystem zwei zusätzliche Eigenfrequenzen hervorgerufen, die durch die veränderliche Anregungsfrequenz der Fremderregungsmechanismen angeregt werden können. Zwischen Tilger und Kupplungsscheibe sind daher Reibeinrichtungen integriert, mit denen ein deutliches Abflachen der Resonanzüberhöhungen erreicht werden kann.

Ein besonderes Augenmerk bei der Umsetzung des Tilgers gemäß Abbildung 2.11 liegt auf der Gestaltung der Reibeinrichtung. Die dissipierte Energie muss quadratisch mit der Anregungsamplitude steigen. Das umgesetzte Tilgersystem besitzt daher neben

⁵⁰siehe Welter u. a. (2010), Hausner u. Hässler (2012)

⁵¹siehe Albers u. Herbst (1998b)

⁵²siehe Küpper u. a. (2006)

⁵³siehe Hausner u. Hässler (2012)

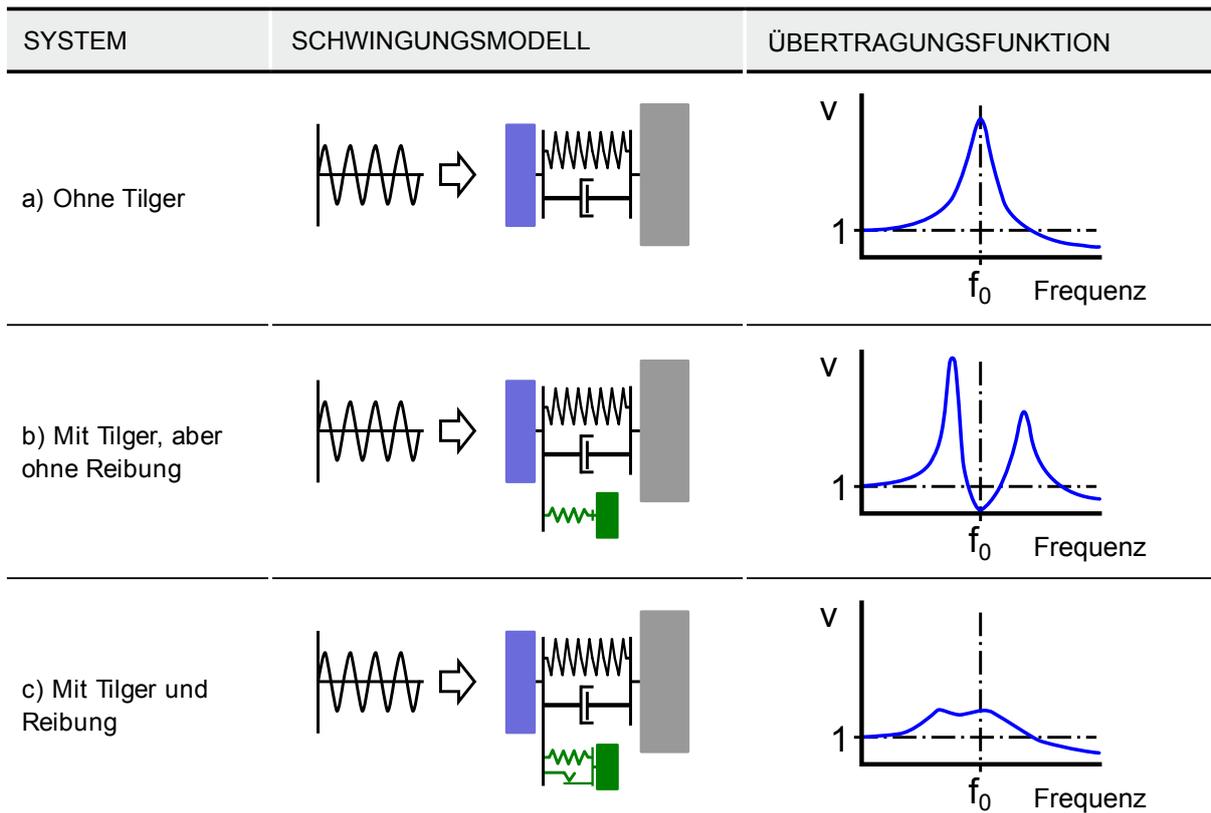


Abbildung 2.10: Rupftilger - Funktionsprinzip⁵³

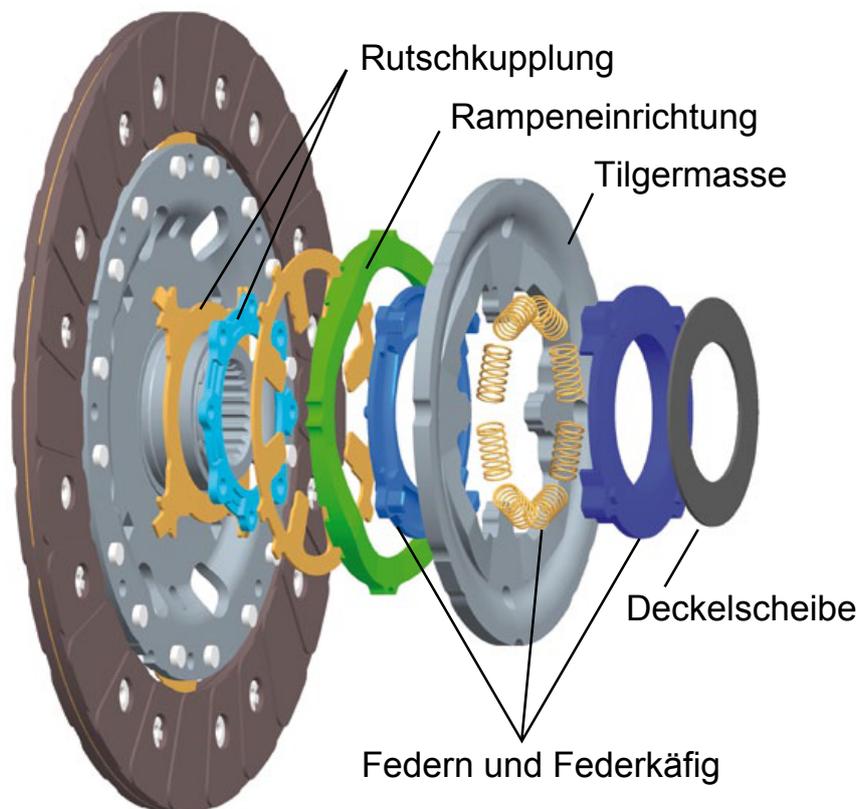


Abbildung 2.11: Rupftilger - Explosionsdarstellung⁵³

einer Membranfeder zur Erzeugung der Anpresskraft einen Rampenmechanismus, der die Anpresskraft abhängig vom Schwingwinkel variiert.

Zusätzlich zur Reibeinrichtung und dem Feder-Masse-System besitzt der Tilger eine Überlastkupplung, die bei Drehmomentspitzen auslöst. Im normalen Fahrbetrieb wird der Tilger im Idealfall nicht zu Schwingungen angeregt, lediglich bei Anfahrvorgängen mit Rupfanregungen schwingt sich der Tilger auf und reduziert die Rupfschwingung.

Das Potential des Tilgers zur Schwingungsreduktion steigt mit zunehmender Tilgermasse. An dieser Stelle muss bei der Auslegung des Rupftilgers ein Kompromiss gefunden werden, da mit zunehmender Drehmasse auf Getriebeeingangsseite die Belastung der Synchronisierereinrichtungen für den Gangwechsel zunimmt bzw. die Schaltbarkeit des Getriebes verschlechtert wird.

2.3 Motorinduzierte Schwingungen

2.3.1 Anregungsmechanismen im Motor

Die Drehmomenterzeugung in Verbrennungsmotoren nach Hubkolbenprinzip führt prinzipbedingt zu einem nicht konstanten Drehmomentverlauf. Ursächlich sind hierfür der Druckverlauf im Brennraum während eines Arbeitszyklus mit dem starken Anstieg während der Verbrennung sowie die Massekraftreaktionen aus dem Kurbeltrieb. Abbildung 2.12 zeigt einen exemplarischen Verlauf der drehmomentbildenden Gas- und Massekräfte bezogen auf einen Zylinder im Viertaktverfahren.

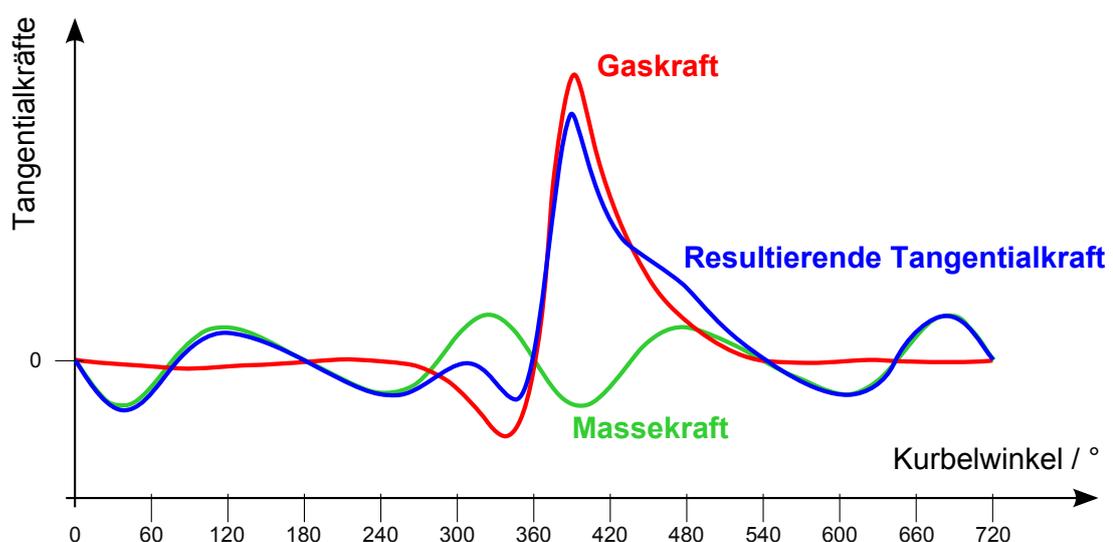


Abbildung 2.12: Exemplarische Tangentialkräfte an einem Zylinder im Viertaktverfahren⁵⁴

⁵⁴nach Sinn (1993), Urlaub (1995)

Im Detail ist der Verlauf abhängig von zahlreichen konstruktiven und thermodynamischen Faktoren, beispielsweise dem Motorprinzip (in der Regel Otto oder Diesel), Verdichtungsverhältnisse, Brennstoff- bzw. Gemischmengen, Ladedrücke und Brennraumgeometrien. Der daraus resultierende Drehmomentverlauf ist darüber hinaus abhängig z.B. von kinematischen Eigenschaften, Trägheiten und Reibungsverhalten des Triebwerks⁵⁵.

Die verbrennungsmotorische Anregung kann in harmonische Teilschwingungen unterteilt werden. Dominierend ist dabei die sogenannte Zündordnung; die zugehörige Hauptanregungsfrequenz f_h ergibt sich aus Drehzahl n in min^{-1} und Zylinderzahl z zu:

$$f_h = i \cdot z \cdot \frac{n}{60} \quad (2.22)$$

Der Parameter i ist abhängig davon, wieviele Zündungen pro Kurbelwellenumdrehung ein einzelner Zylinder je nach Arbeitsverfahren des Motors erfährt. Für Zweitaktmotoren nimmt er den Wert 1 an (eine Zündung pro Kurbelwellenumdrehung), für Viertaktmotoren den Wert 0,5 (eine Zündung je zwei Kurbelwellenumdrehungen).

Neben dieser Drehmomentanregung weisen Verbrennungsmotoren weitere Anregungsmechanismen auf. Im Betrieb des Motors treten am Schwungrad Axialschwingungen auf, u.a. durch Aufspreizung der Kurbelwangen während der Verbrennung, die wiederum zu zwangserregtem Kupplungsrupfen⁵⁶ oder Getrieberasseln⁵⁷ führen können. Desweiteren wird das System Kurbelwelle-Schwungrad durch Radialkraftkomponenten aus der Verbrennung zu Biegeschwingungen angeregt. Diese Anregungsmechanismen stehen allerdings nicht im Fokus dieser Arbeit, daher sei auf weiterführende Literatur⁵⁸ verwiesen.

2.3.2 Gegenmaßnahmen im Antriebsstrang

Um durch verbrennungsinduzierte Anregungen entstehende Geräusch- und Schwingungsphänomene zu minimieren, setzt man in der Antriebsstrangentwicklung Isolations- und Tilgersystemen ein. Konventionelle schwingungsreduzierende Antriebselemente lassen sich nach ihren Wirkungsmechanismen Isolation, Dämpfung und Tilgung kategorisieren. Darüber hinaus ist eine Unterscheidung nach aktiven und passiven Systemen üblich⁵⁹. Damit ergeben sich prinzipiell folgende allgemeine Gegenmaßnahmen:

1. Passive Maßnahmen

- Schwingungsdämpfung durch Dissipation

⁵⁵siehe z.B. Merker u. a. (2012)

⁵⁶siehe Steinel (2011)

⁵⁷siehe Seebacher u. a. (2013)

⁵⁸Benz (1935), Draminski u. Warming (1942), Kraemer (1957), Kritzer (1957), Benz (1960), Benz (1971)

⁵⁹siehe Zink u. Hausner (2009), evtl. Wölfel 2006

- Schwingungsisolation durch Verstimmung des Antriebssystems
- Schwingungstilgung mit und ohne Dämpfung

2. Aktive Maßnahmen

- Gegenmoment am Motor zur Verringerung der Anregung
- Aktive Elemente im Triebstrang
- Gezielte Schlupfeinstellung

In vielen Fahrzeugklassen ist das Zweimassenschwungrad (ZMS)^{60,61} als Teil des Kupplungssystems mittlerweile ein Standardelement zur Torsionsschwingungsreduktion. Im Gegensatz zu konventionellen Dämpfersystemen in der Kupplungsscheibe ist beim ZMS das mehrstufige Federsystem zwischen einer Primär- und Sekundärschwungmasse angeordnet. Durch die Aufteilung der Schwungmasse und die Integration einer Bogenfeder mit niedriger Steifigkeit wird eine Verschiebung der durch die Dämpfersteifigkeit hervorgerufenen Antriebsstrang-Eigenform in den unterkritischen Bereich erreicht, vgl. Abbildung 2.13. Bei konventionellen Kupplungsscheibendämpfern liegt diese Resonanz üblicherweise im Drehzahlbereich von 700 - 2000 min⁻¹, abhängig von der Hauptanregungsordnung des Motors und der Antriebsstrangtopologie sogar im Bereich bis 3000 min⁻¹. Bei Antriebssystemen mit ZMS liegt die Resonanz unterhalb der Leerlaufdrehzahl, jeweils bezogen auf die Hauptanregung des Verbrennungsmotors. Durch diese Maßnahme wird ein günstiger Amplitudengang hinsichtlich verbrennungsmotorischer Anregungen erzielt, die Motorschwingungen werden vom restlichen Triebstrang isoliert.

Neben den verbesserten Schwingungseigenschaften zeichnet sich das ZMS durch einen höheren Wirkungsgrad aus, da der Isolationsmechanismus zunächst nahezu reibungs- bzw. dissipationsfrei ist. Jedoch muss bei Motorstart und Motorstopp die ZMS-Resonanz durchlaufen werden. Zusätzlich müssen bei der Auslegung von Antriebsstrang und Dämpfersystem neben motorinduzierten Schwingungsphänomenen auch transiente Vorgänge wie das Lastwechselverhalten berücksichtigt werden. Zur Minimierung der dabei entstehenden Schwingungen, z.B. der Resonanzschwingungen des ZMS bei Motorstart und Motorstopp⁷⁵ oder der Lastwechselschläge und -geräusche⁶³, ist ein Mindestmaß an Reibung im ZMS notwendig⁷². Zusätzlich ist das Reibungsverhalten an den Bogenfedern des ZMS stark durch drehzahlabhängige Fliehkräfte beeinflusst^{64,65,66}. Diese Zusammenhänge erfordern eine detaillierte Auslegung der Fettschmierung im Bogenfederkanal sowie zusätzlicher Reibungselemente des Dämpfersystems, z.B. mithilfe

⁶⁰siehe Schulte (1986)

⁶¹siehe Albers (1991)

⁶²angelehnt an Albers (1991), Dresig (2006)

⁶³siehe Schumacher u. a. (2001)

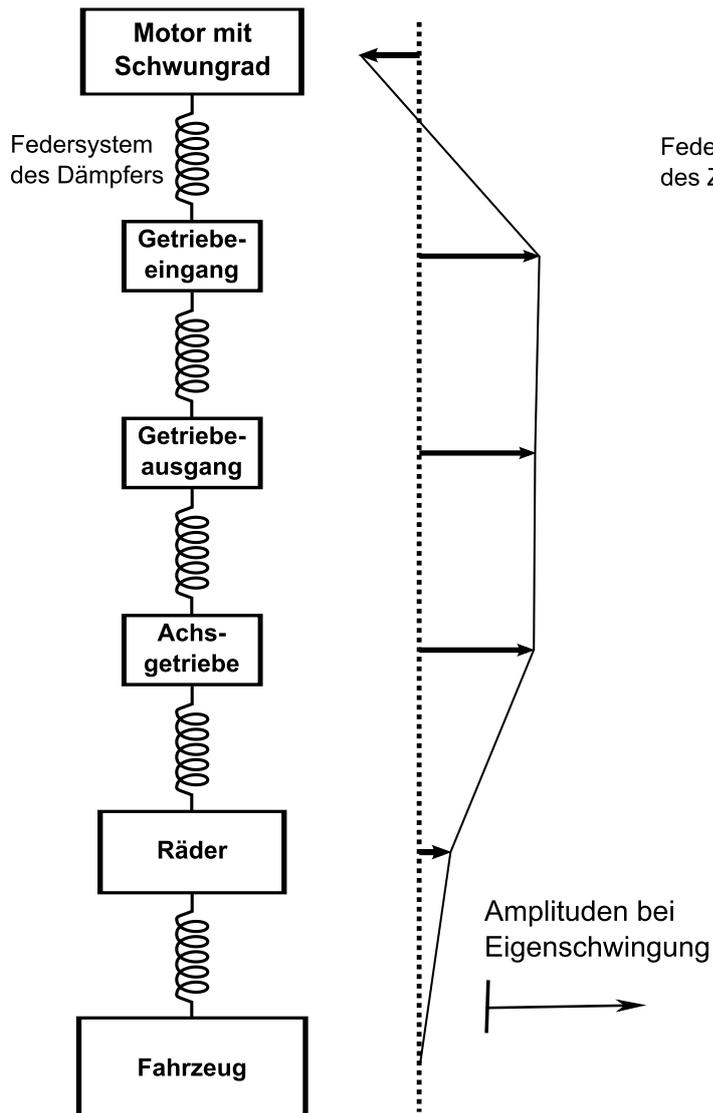
⁶⁴siehe Albers (1994)

⁶⁵siehe Kooy u. a. (2002)

⁶⁶siehe Stier u. a. (2009)

Antriebsstrang mit Kupplungs-scheibendämpfer

$f = 25-60 \text{ Hz}$



Antriebsstrang mit Zweimassenschwungrad

$f = 6-20 \text{ Hz}$

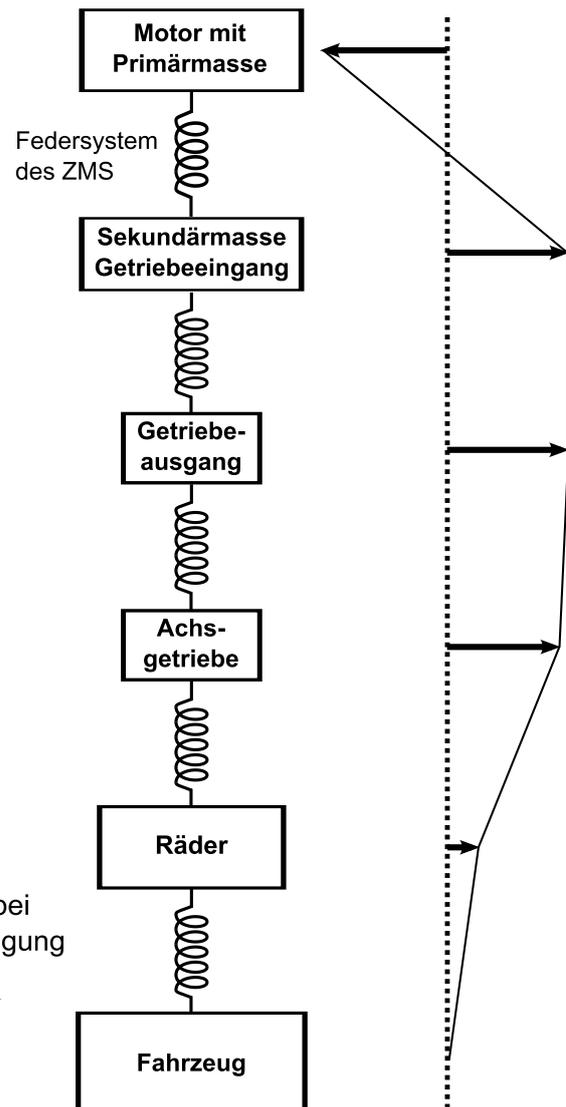


Abbildung 2.13: Torsionsdämpfer-Eigenfrequenzen im Vergleich⁶²

von spielbehafteten Reibsteuerscheiben oder speziellen Federschuhen. Diese werden so ausgelegt, dass innerhalb der kleinen verbrennungsinduzierten Schwingwinkel die Reibung minimiert wird⁶⁵. Eine Relativbewegung mit hoher Reibung tritt im Idealfall nur bei großen Verdrehwinkeln im Resonanzdurchlauf oder bei Lastwechsellvorgängen auf.

Eine zusätzliche Schwingungsreduktion verspricht das sogenannte Fliehkraftpendel bzw. der drehzahladaptive Tilger⁶⁵. Dieser Tilger wird üblicherweise auf der Sekundärseite eines ZMS oder als Ergänzung zu einem Federdämpfer in Wandler-Automatikgetrieben⁶⁷ eingesetzt und erhöht dadurch nochmals die Amplitudenreduktion. Prinzipiell ist auch eine Anordnung auf der Primärseite zur Reduktion von Kurbelwellenungleichförmigkeiten denkbar, sodass die Schwingungsreduktion auch für Nebennaggregate vorteilhaft ist; allerdings sind in diesem Fall höhere Pendelmassen von drei bis fünf Kilogramm anstatt ungefähr einem Kilogramm bei der Anordnung auf der Sekundärseite notwendig⁶⁵.

Die Isolationswirkung des Tilgers wird bei der Eigenfrequenz des Pendels optimal. Da diese Eigenfrequenz fliehkraft- bzw. drehzahlabhängig ist⁶⁵, kann der Tilger auf die hauptanregende Ordnung des Verbrennungsmotors abgestimmt werden, vgl. Formel 2.22.

2.3.3 Zielkonflikte in der Antriebsentwicklung

Die Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs bzw. die Minimierung der CO₂-Emissionen ist eine der zentralen Herausforderungen in der Automobilentwicklung. Im Bereich der Verbrennungsmotor- und Getriebeentwicklung lassen sich folgende übergeordneten Entwicklungstrends identifizieren:

- **Downsizing**

Durch die Aufladung der Motoren mit Kompressoren und/oder Turbolader werden höhere thermodynamische Wirkungsgrade bei der Verbrennung erzielt^{68,69}. Dies ermöglicht bei gleichbleibender Leistung den Einsatz kleinerer Motoren mit weniger Hubraum bzw. geringerer Zylinderzahl.

- **Downspeeding**

Bereiche mit hohem motorischen Wirkungsgrad liegen meist bei niedrigen Drehzahlen. Durch Einsatz von Getrieben mit mehr Gängen bzw. längeren Übersetzungen wird erreicht, dass der Motor häufiger im verbrauchsgünstigen Betriebsbereich betrieben wird^{70,71}.

⁶⁷siehe Zink u. Hausner (2009)

⁶⁸siehe Golloch (2005)

⁶⁹siehe Korte u. a. (2008)

⁷⁰siehe Bock (2009)

⁷¹siehe Kooy u. a. (2011)

- **Zylinderdeaktivierung**

Durch das Abschalten einzelner Zylinder, z.B. den Betrieb eines 6-Zylindermotors als 3-Zylindermotor, werden bei gleichem Leistungsbedarf höhere zylinderspezifische Leistung erreicht. Dies führt ebenso zum Betrieb des Motors in einem Bereich besserer thermodynamischer Wirkungsgrade^{69,71}.

Allerdings führen diese Maßnahmen nicht nur zu einer Verbrauchsverbesserung, sondern auch zu einer deutlich höheren Schwingungsanregung bzw. zu einem ungünstigen Schwingungsverhalten. Gerade die mit dem Downsizing bzw. der Zylinderaufladung verbundenen höheren Verbrennungsdrücke führen zu steigenden Drehmomentamplituden⁶⁸. Diese Anregungsmechanismen können bekanntermaßen Geräuschphänomene wie Getrieberasseln oder Dröhnen und Brummen der Karosserie hervorrufen^{72,73}.

Aus Zylinderdeaktivierung und Betrieb bei niedrigen Motordrehzahlen resultieren zudem niedrigere Anregungsfrequenzen, bei denen das Isolationsverhalten bisheriger Torsionsschwingungsdämpfer kaum ausreichend ist⁷¹.

Gleichzeitig führt die Wirkungsgradoptimierung im restlichen Antriebsstrang, z.B. die Reibungsreduktion in Verzahnungen, Lagerungen und Gelenken sowie die Verwendung von leichtlaufenden Getriebeölen, zu einer Verringerung der Schwingungsdämpfung und damit zu einer erhöhten Schwingungsempfindlichkeit^{72,74}.

Ein weiterer Zielkonflikt, der bei der Komfortvalidierung von Antriebssystemen berücksichtigt werden muss, sind die Rückwirkungen von Torsionsschwingungsdämpfersystemen auf den Motor selbst. Ein ZMS beispielsweise führt im Vergleich zu konventionellen Schwungrädern zwar einerseits zu einer Schwingungsreduktion im Getriebe, andererseits aber zu erhöhten Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle selbst. Diese Kurbelwellenschwingungen müssen bei der Auslegung von Riementrieb und Nebenaggregaten berücksichtigt werden⁷⁵.

2.4 Validierung von Antriebssystemen

2.4.1 Grundlagen der Produktentstehung

Albers⁷⁶ definiert zur allgemeinen Beschreibung der Produktentstehung fünf zentrale Hypothesen. Relevant für diese Arbeit sind die im Folgenden beschriebenen Wechselwirkungen zwischen Zielsystem, Objektsystem und Handlungssystem, sowie die in Kapitel 2.4.3 beschriebene zentrale Bedeutung der Validierung.

⁷²siehe Reik (1988)

⁷³siehe Fidlin u. Seebacher (2006)

⁷⁴siehe Espig u. Biermann (2007)

⁷⁵siehe Reik u. a. (1998)

⁷⁶Albers (2010)

„Auf den Grundlagen der Systemtheorie lässt sich eine Produktentstehung als die Überführung eines (anfangs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschreiben.“⁷⁷ Nach Albers⁷⁸ sind Handlungssystem, Objektsystem und Zielsystem wie folgt beschrieben:

„Das Handlungssystem ist ein sozio-technisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen aufgebaut ist. Es enthält weiterhin alle für die Realisierung einer Produktentstehung notwendigen Ressourcen (Entwickler, Budget, Ausstattung etc.). Das Handlungssystem erstellt sowohl das Ziel- als auch das Objektsystem, beide Systeme sind ausschließlich durch das Handlungssystem miteinander verbunden.

Das Zielsystem umfasst die mentale Vorstellung der geplanten Eigenschaften eines Produkts und alle dafür notwendigen Restriktionen, deren Abhängigkeiten und Randbedingungen. Die Ziele beschreiben dabei den gewünschten zukünftigen Zustand des Produkts (und seiner Komponenten) und dessen Kontext, nicht jedoch die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktentstehungsprozesses fortwährend erweitert und konkretisiert.

Das Objektsystem enthält alle Dokumente und Artefakte, die als Teillösungen während des Entstehungsprozesses anfallen. Es ist vollständig, sobald der geplante Zielzustand erreicht ist. Das eigentliche Produkt ist neben Zwischenprodukten (wie Projektplänen, Zeichnungen, Prototypen usw.) eines der Elemente des Objektsystems. Das Handlungssystem nimmt während des Produktentstehungsprozesses ständig Teile des Objektsystems auf und leitet daraus durch Schritte der Analyse und Validierung neue Ziele ab.“

Abbildung 2.14 beschreibt die dynamische Wechselbeziehung zwischen Zielsystem und Objektsystem bzw. deren „wechselseitige Entwicklung“, wodurch der iterative Charakter gerade bei der Entstehung komplexer Produkte verdeutlicht wird⁷⁹.

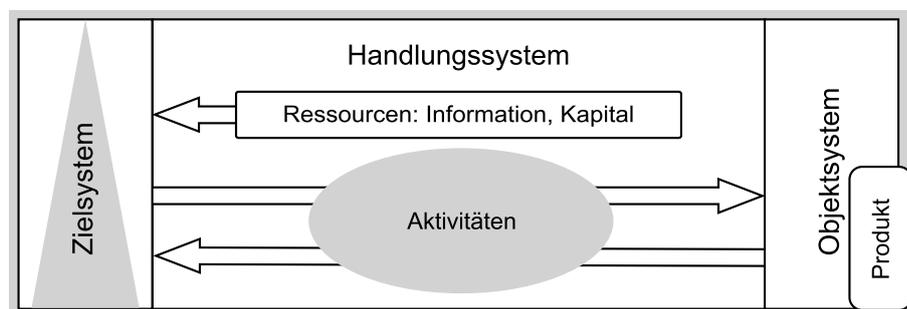


Abbildung 2.14: System der Produktentstehung⁸⁰

⁷⁷Albers (2010)

⁷⁸Albers in Henning u. Moeller (2011)

⁷⁹siehe Lohmeyer (2013)

⁸⁰nach Albers in Henning u. Moeller (2011)

2.4.2 Produktentstehungsmodelle

Die Beschreibung von Handlungsabläufen bei der Produktentwicklung werden in Produktentstehungsprozessen dargestellt⁸⁰. Prozessmodelle wie das V-Modell nach VDI-Richtlinie 2206⁸¹ oder die Arbeitsfolge nach VDI-Richtlinie 2221⁸² sind im industriellen Einsatz weit verbreitet.

Die zunehmende Produktkomplexität, die gerade bei modernen Fahrzeugantriebssystemen deutlich wird, führt zu unscharfen und unvollständigen Randbedingungen. Dies erfordert eine dynamische Anpassung von Prozessen und insbesondere eine iterative Weiterentwicklung des Zielsystems, was durch viele Prozessmodelle nur unzureichend abgebildet wird⁸³. Damit einhergehend wird der Knowhow-Zuwachs, der bei der Entwicklung komplexer Produkte entsteht, nicht berücksichtigt.

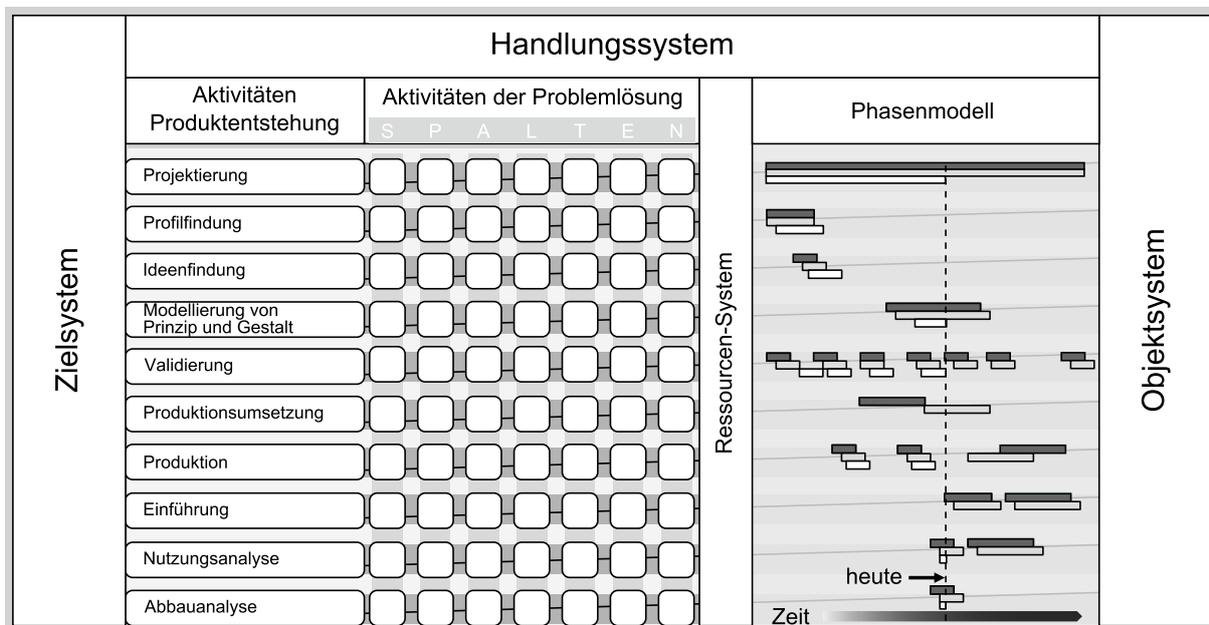


Abbildung 2.15: Das integrierte Produktentstehungs-Modell⁸⁰

Das Integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) nimmt diese Anforderungen auf und ermöglicht als Meta-Modell mit generischem Charakter, angepasste Produktentstehungsmodelle für die jeweils vorliegenden Anforderungen abzuleiten⁸⁰. In der Darstellung des iPeM in Abbildung 2.15 mit Zielsystem, Objektsystem und Handlungssystem werden die zeitlichen Abläufe der einzelnen Aktivitäten mit Bezug auf die eingesetzten Ressourcen analog zu üblichen Phasenmodellen abgebildet⁸⁰.

⁸¹VDI (2004)

⁸²VDI (1993)

⁸³nach Meboldt (2008), siehe Albers in Henning u. Moeller (2011)

2.4.3 Validierung in der Produktentwicklung

Nach Albers⁷⁶ stellt die Validierung die zentrale Aktivität in der Produktentstehung dar. Der Begriff Validierung meint dabei den Prozess der Überprüfung bzw. Absicherung, ob das richtige System hinsichtlich der Kundenanforderungen entwickelt wurde. Die Verifizierung hingegen bezeichnet den formalen Abgleich von Anforderungen im Zielsystem und der Eigenschaften des entwickelten Objekts⁸⁴.

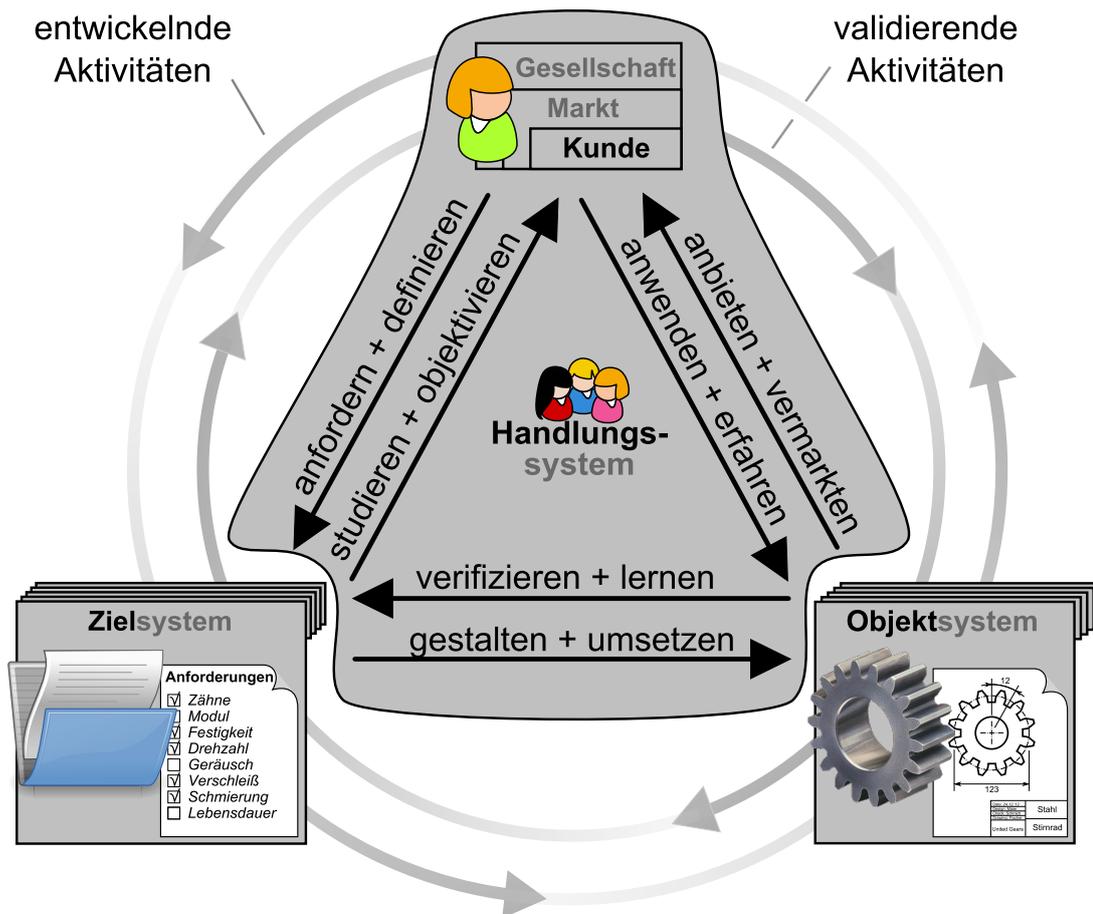


Abbildung 2.16: Schema der Produktentstehung⁸⁵

Das Schema der Produktentstehung in Abbildung 2.16 stellt diese Unterscheidung zwischen Validierung und Verifizierung durch Einbeziehung des Kunden dar. Durch die Gegenläufigkeit von entwickelnden Aktivitäten, z.B. der Überführung von Zielsystemeigenschaften in Prototypen als Bestandteil des Objektsystems, und validierenden Aktivitäten wird sowohl der hohe Stellenwert der Validierung als auch der iterative Charakter der Produktentstehung deutlich, vgl. Kapitel 2.4.2.

⁸⁴siehe Düser (2010)

⁸⁵nach Geier u. a. (2012)

2.4.4 X-in-the-loop Ansatz

Der XiL Ansatz beschreibt eine Herangehensweise, durch die iterative und kontinuierliche Validierungsaktivitäten innerhalb der Produktentstehung ermöglicht werden⁸⁶. Das grundlegende Vorgehen wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Beispiel des Fahrzeug-Antriebssystems aufgegriffen und ist jedoch auf beliebige Produktentstehungsprozesse übertragbar.

Die Absicherung der Produkteigenschaften ist dabei nicht auf Gesamtsystemprototypen angewiesen. Angelehnt an bekannte Hardware-in-the-Loop-Konzepte wird beim XiL Ansatz die Unit Under Test (UUT) im Gesamtsystemkontext unter Berücksichtigung von Restsystemeigenschaften sowie, am Beispiel des Fahrzeugs, den Einflüssen von Fahrer und Umgebung analysiert, siehe Abbildung 2.17.

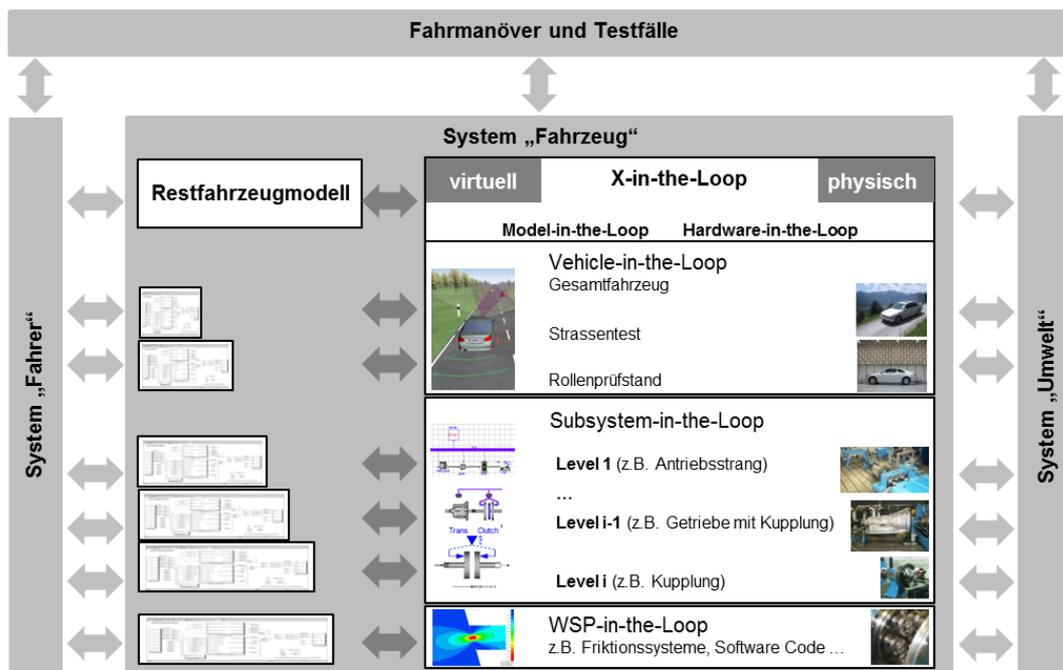


Abbildung 2.17: X-in-the-loop Ansatz am Beispiel des Fahrzeugantriebssystems⁸⁷

Abbildung 2.18 veranschaulicht den Systemausschnitt, der durch die UUT beschrieben wird, und den damit in Verbindung stehenden Umfang der Restsystemabbildung. Zusätzlich wird die Detaillierung der Systemkomponenten und die Detaillierung der Abbildung von Fahrerverhalten und Umgebung dargestellt. Die machbare Detaillierungsgrad von UUT, z.B. in Form von Funktionsprototypen oder Steuergerätecode, und Restsystemeigenschaften hängt von der jeweiligen Produktreife ab. Gleichzeitig ist eine für die Zielsetzung der Validierungsaktivität zweckmäßige Detaillierung anzustreben, vgl. Kapitel 2.4.5.

⁸⁶siehe Albers u. a. (2009), Düser (2010), Albers u. Geier (2011)

⁸⁷siehe Albers u. a. (2014), nach Albers u. a. (2009)

⁸⁸nach Albers u. a. (2009)

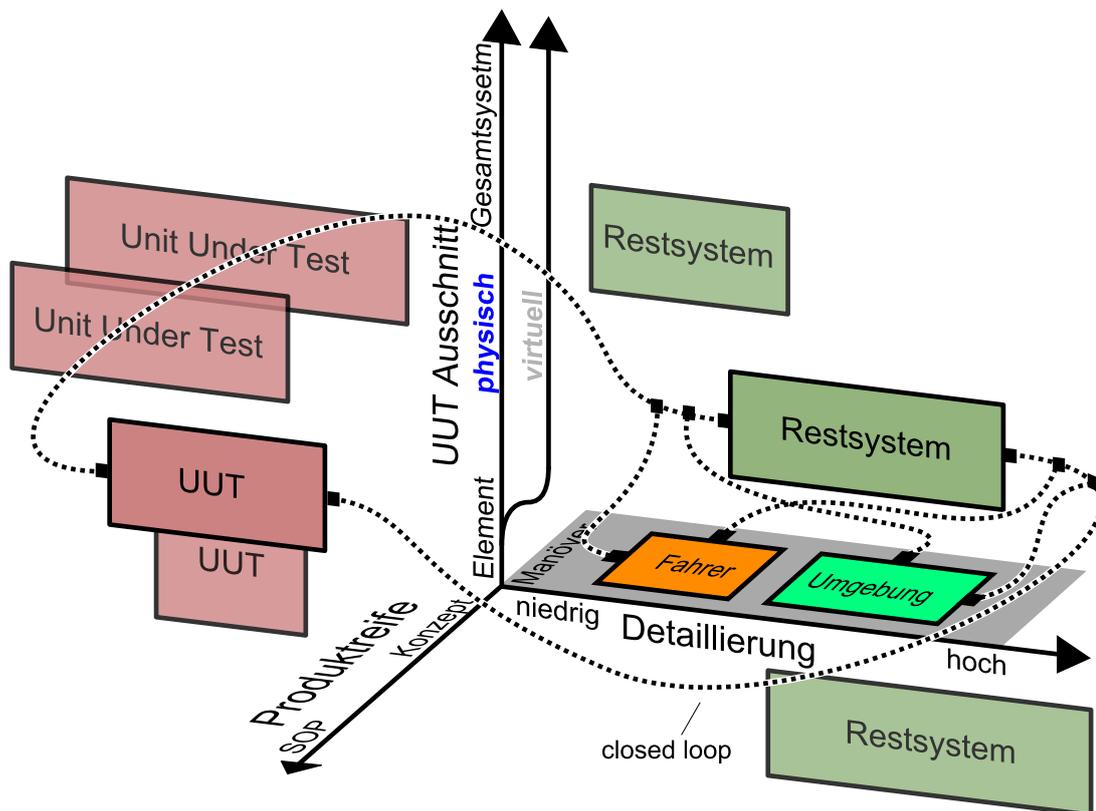


Abbildung 2.18: Detaillierte Darstellung des X-in-the-loop Ansatzes⁸⁸

Dabei muss die UUT nicht zwingend der Prüfling in einem Versuchsaufbau sein, sondern kann je nach Fokus der Entwicklungstätigkeit ein virtuell abgebildetes Fahrzeug-Teilsystem sein. Aus diesem Grund wird im Folgenden der Begriff *Teilsystem in Entwicklung* (engl. *Subsystem in Development, SID*) zur Unterscheidung des üblicherweise als Prüfling interpretierten UUT verwendet⁸⁹.

Grundlage für den XiL Ansatz ist, wie auch bei weiteren Ansätzen zur kundenorientierten Systemauslegung⁹⁰, ein ganzheitliches Verständnis der mit Antriebssystem in Wechselwirkung stehenden Systeme Fahrer und Umgebung⁹¹. Die Wechselwirkungen sowie die Beschreibung der Eigenschaften des Antriebssystems sind in Abbildung 2.19 dargestellt.

Das Antriebssystem wird charakterisiert über statische und variable Attribute. Statische Attribute sind festgelegte Bauteil- und Topologieeigenschaften, wie Steifigkeits- und Masseeigenschaften oder das grundsätzliche Antriebskonzept. Durch variable Attribute werden Steuer- und Zustandsgrößen beschrieben, die sich im Betrieb ändern können, z.B. eine Topologieänderung durch einen Gangwechsel oder Drehzahl- und Drehmomentwerte.

Diese Eigenschaften des Antriebssystems führen in einer gegebenen Umgebung in Zusammenhang mit dem Fahrerverhalten zu Phänomenen. Diese Phänomene können

⁸⁹siehe auch Albers u. a. (2013c)

⁹⁰siehe Kollmer u. a. (2007)

⁹¹siehe Albers u. Geier (2011)

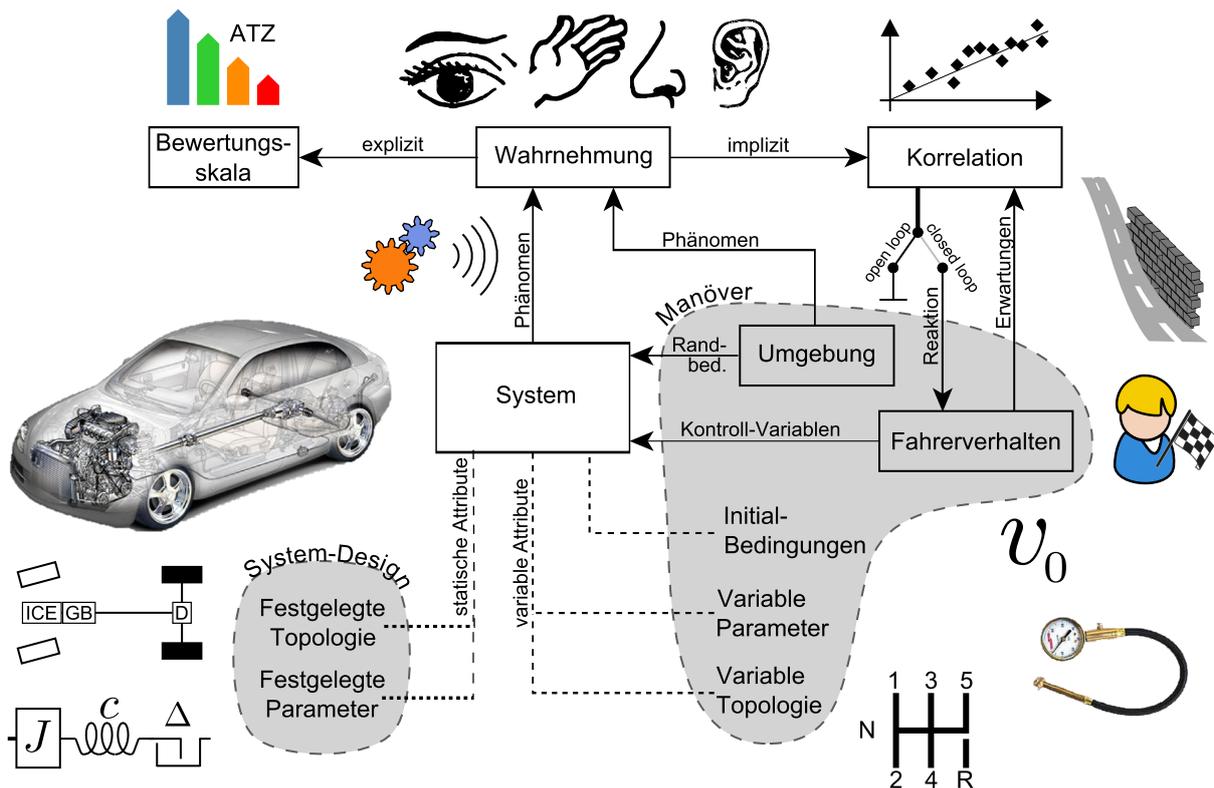


Abbildung 2.19: Systemwechselwirkungen in der Validierung von Antriebssystemen⁹¹

ein triviales Systemverhalten sein, das vom Fahrer z.B. bei einer Beschleunigung nach einer Veränderung der Gaspedalstellung bewusst hervorgerufen wird. Im Betrieb des Antriebssystems können jedoch auch unerwünschte Systemzustände eintreten, z.B. Geräusch- und Schwingungsphänomene, die sich negativ auf den Fahrkomfort auswirken. Die auftretenden Phänomene werden vom Fahrer wahrgenommen und meist unbewusst bewertet. Bei dieser Bewertung vergleicht der Fahrer beispielsweise die wahrgenommenen Geräusche mit seinen Erwartungen. Dieser Vergleich ist wiederum stark abhängig von vorliegenden Umgebungseinflüssen, am Beispiel der Geräuschphänomene sind Störgeräusche aus der Umgebung entscheidend für die Wahrnehmung des eigentlichen Systemverhaltens.

Die Gesamtheit aus vorliegenden Umgebungseigenschaften, Fahrerverhalten sowie den initialen und sich verändernden Eigenschaften des Antriebssystems wird im XiL Kontext als Manöver bezeichnet⁹². Es wird nach Open-Loop und Closed-Loop Manövern unterschieden. Bei letzteren beeinflussen die Wahrnehmungen des Fahrers innerhalb seiner Umgebung das Fahrerverhalten. Validierungsaktivitäten mit Closed-Loop Manövern erfordern daher den Einsatz eines realen Testfahrers oder die Einbindung von geeigneten Fahrer- und Umweltmodellen.

⁹²siehe Albers u. a. (2009)

2.4.5 Top-Down Ansatz zur Validierung von Antriebssystemen

Die Validierung nach dem XiL-Ansatz setzt eine Aufteilung des gesamten Antriebssystems in das *Teilsystem in Entwicklung* sowie das Restsystem voraus. Beide Bestandteile können dabei durch virtuelle oder reale Teilkomponenten in eine Validierungsumgebung integriert werden⁹³.

Eine formale Vorgehensweise zur Bildung solcher Validierungsmodelle ist bisher kaum etabliert. Die Unterteilung des Antriebssystems in virtuelle und physische Teilkomponenten richtet sich oftmals nach den Leistungsdaten und etablierten Nutzungsszenarien bestehender Prüfstände oder der Verfügbarkeit vorgefertigter Komponenten in verschiedenen Simulationsumgebungen. Um diese Einschränkungen der Modellbildung innerhalb der Validierung zu überwinden, wurde ein Top-Down Vorgehen vorgeschlagen^{94,95}, wie es bei der Modellbildung mit CAD-Systemen verbreitet und anerkannt ist.

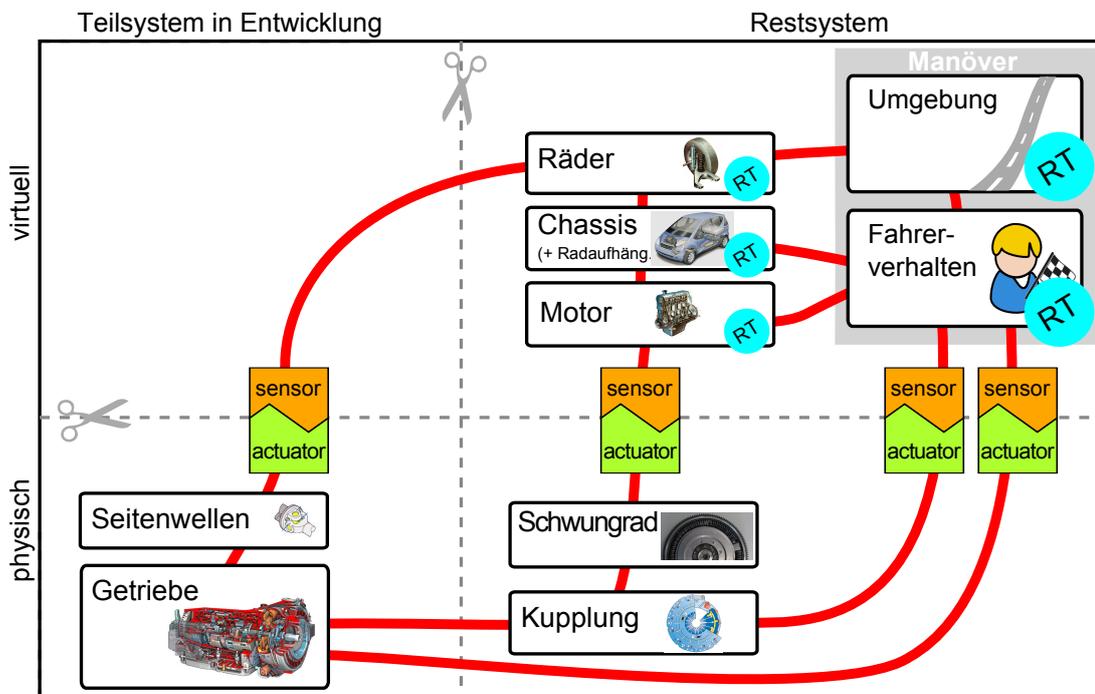


Abbildung 2.20: Top-Down Vorgehen zur Modellbildung für Validierungsaktivitäten⁹⁴

Das grundlegende Konzept ist für einen typischen Getriebepfprüfstand mit Fahrzeugseitenwellen und Kupplungssystem in Abbildung 2.20 exemplarisch skizziert. Ausgehend von den grundlegenden Wechselwirkungen mit Fahrer und Umgebung (vgl. Abbildung 1.2) wird das System Fahrzeug sowohl in *Teilsysteme in Entwicklung* und *Restsystem* als auch in physische und virtuelle Subsysteme unterteilt.

⁹³siehe Albers u. a. (2010)

⁹⁴siehe Geier u. a. (2012)

⁹⁵siehe Albers u. a. (2013a)

⁹⁶nach Geier u. a. (2012)

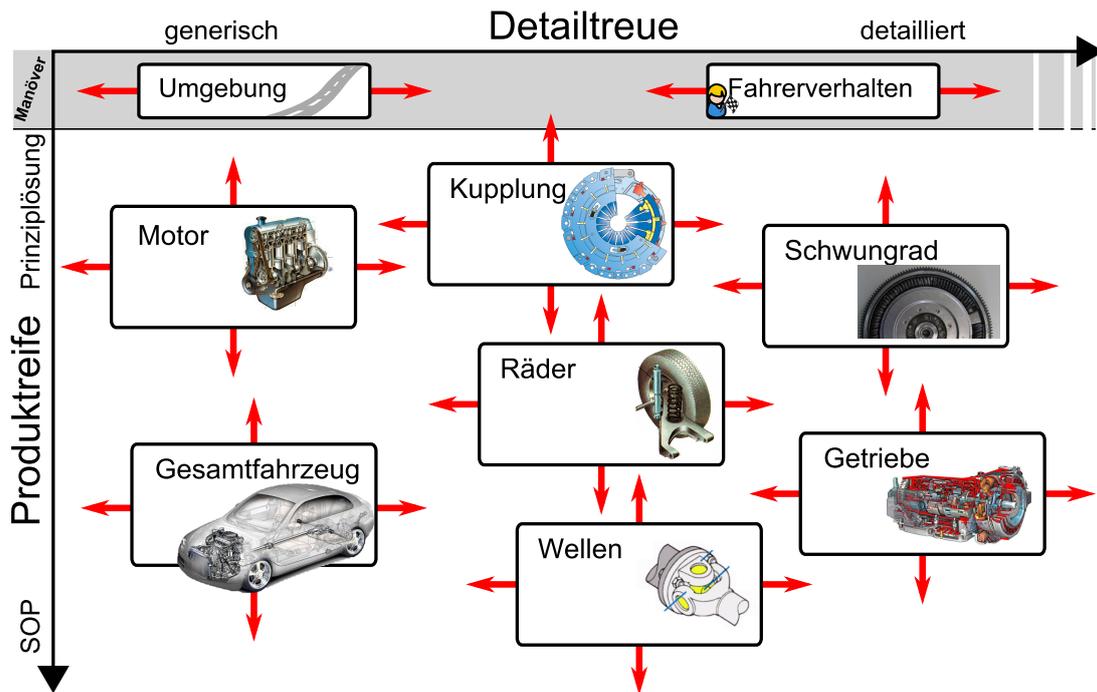


Abbildung 2.21: Detailtreue und Produktreife in der Top-Down Modellbildung⁹⁶

Die detaillierten Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemen werden dabei zunächst nicht festgelegt. Desweiteren muss beschrieben werden, welche Subsysteme als physische Komponenten bzw. Modelle oder in Form eines Echtzeitmodells einbezogen werden. Im Rahmen einer definierten Validierungsaufgabe ist zudem relevant, in welchem Detaillierungsgrad die einzelnen Subsysteme abgebildet werden müssen bzw. können. Die Möglichkeit zur Einbindung physischer Komponenten sowie die Kenntnis detaillierter Designparameter einer Komponente sind meist abhängig vom Fortschritt des Produktentstehungsprozesses, d.h. der Produktreife. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.21 dargestellt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass im Sinne des pragmatischen Merkmals eines Modells (siehe Kapitel 2.1) der Detaillierungsgrad primär an den Anforderungen der jeweiligen Validierungsaufgabe und nicht an der Verfügbarkeit von z.B. Detailparametern orientiert sein soll. Am Beispiel der in Kapitel 4.4 beschriebenen Analyse von Anfahrerschwingungen ist es zweckmäßig, ein stark diskretisiertes Schwingungsmodell des Antriebsstranges und ein Verbrennungsmotormodell ohne hochfrequente Anregungen zu verwenden, auch wenn darüber bereits detaillierte Kenntnisse vorliegen.

2.5 Echtzeitsimulation in Validierungsumgebungen

Die konsequente Umsetzung des XiL Ansatzes erfordert gerade bei der Einbindung kleiner physischer Teilsysteme eine Abbildung virtueller Antriebssystemkomponenten

in Form von Echtzeitmodellen. Im Folgenden sind etablierte Verfahren mit teilweise physischer und virtueller Abbildung von Systemkomponenten vorgestellt.

2.5.1 Steuergerät-Prüfstände

Der Einsatz von Echtzeitmodellen ist bei der Entwicklung und Validierung von Steuergeräten und Fahrzeugkommunikationssystemen weit verbreitet. In HiL-Simulatoren wird das Steuergerät in Wechselwirkung mit einem Echtzeitmodell der zu steuerenden Antriebskomponenten bzw. des gesamten Antriebssystems betrieben. Aufgrund der Vielzahl der Arbeiten und kommerziellen HiL Software- und Hardwareumgebungen werden an dieser Stelle exemplarische Literaturstellen mit Fokus auf die Echtzeitsimulation von Antriebssystemen und -komponenten angeführt.

Eine Übersicht über verschiedene Umsetzungen der Echtzeit-Verbrennungsmotorsimulation zur Anwendung in der Motorsteuergerätestwicklung ist bei Combe⁹⁷ gegeben. Auf dieser Basis wird die Modellbildung der Verbrennungsmotorsimulation hinsichtlich verschiedener Entwicklungsaufgaben wie Funktionsentwicklung und Applikation eingeführt und anhand der Motorsimulation an einem HiL-Prüfstand veranschaulicht.

Bei der Entwicklung von Steuergeräten zur Fahrdynamik- und Stabilitätsregelung liegt der Schwerpunkt auf der Echtzeitsimulation der Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs mit detaillierter Abbildung der Fahrwerk- und Reifeneigenschaften. Zusätzlich werden Fahrerverhalten in Form von Verhaltensmodellen und Umgebungseigenschaften, z.B. der Streckenverlauf und reale Verkehrssituationen, detailliert abgebildet^{98,99,100}.

Die Echtzeitsimulation von Antriebssträngen mit der Modellierungssprache Modelica wird bei Schweiger u. a.¹⁰¹ beschrieben. Hier liegt der Fokus auf der detaillierten Echtzeitgetriebesimulation mit Abbildung von Reibungseffekten in Verzahnungen und Lagern zur Auslegung von Getriebesteuergeräten.

2.5.2 Antriebssystem- und Antriebskomponentenprüfstände

HiL Entwicklungsplattformen zur durchgängigen Anwendung im Produktentstehungsprozess werden von verschiedenen Herstellern wie AVL, D2T, dSpace, ETAS, IPG Automotive, ITI, National Instruments oder Tesis alleine oder in gegenseitiger Kooperation kommerziell angeboten¹⁰². In diesem Zusammenhang werden Vorgehensweisen in

⁹⁷Combe (2006)

⁹⁸siehe Holzmann u. Wurster (2011)

⁹⁹siehe Martinus u. a. (2013)

¹⁰⁰siehe Butz u. a. (2004)

¹⁰¹Schweiger u. a. (2004)

¹⁰²siehe Beer u. a. (2012), Sattler u. a. (2013), Himmler (2010), Schindler u. Abel (2011), Butz u. a. (2004), de Bonnaventure (2010)

der Steuergerätentwicklung vorgestellt, die auf dem in Kapitel 2.4.4 beschriebenen XiL Ansatz basieren^{103,99}.

Die Durchgängigkeit der Validierungsumgebung erfordert die Möglichkeit, die virtuelle Abbildung von Systemkomponenten durch Echtzeitmodelle iterativ durch Experimente mit physischen Komponenten zu verifizieren. Auch für weitere Validierungsaktivitäten, z.B. mit den Schwerpunkten Festigkeit, Geräusche und Komfort, kommen Prüfstands-systeme zum Einsatz, in denen Antriebsteilsysteme virtuell abgebildet werden.

Fahrdynamik- und Reifenschlupfsimulation

Die Abbildung von Fahrwiderständen z.B. durch Hinterlegung von Fahrwiderstandskurven oder -kennfeldern ist bei der Nutzung von Antriebsstrangprüfständen etabliert¹⁰⁴.

Gerade bei der Analyse der Fahrdynamik mit Blick auf die Längs- und Querdynamik muss die dreidimensionale Bewegung des Aufbaus mit Einfluss auf die übertragbaren Drehmomente und Querkräfte an den einzelnen Rädern berücksichtigt werden. In diesem Zusammenhang trägt die Reifenschlupfsimulation beim Einsatz an Antriebsstrangprüfständen zu einer wesentlichen Verbesserung der Übertragbarkeit bei¹⁰⁵. Bei der Reifenschlupfsimulation werden durch die Berechnung der wirksamen Reifen-aufstandskräfte aus einem Modell des Fahrzeugaufbaus und einer echtzeitfähigen Reifenabbildung Sollwerte für die Lastmotoren am Prüfstand ermittelt.

Antriebsstrangprüfstände können mit dieser Abbildung der Fahrzeugdynamik für verschiedene Validierungsaktivitäten herangezogen werden, beispielsweise der Auslegung von Lenksystemen¹⁰⁶ oder von Fahrdynamiksteuergeräten¹⁰⁷.

Verbrennungsmotorsimulation

Neben der Abbildung der Fahrzeugdynamik durch elektrische Lastmaschinen ist im Bereich der Antriebsstrangprüfstände mittlerweile der Einsatz hochdynamischer elektrischer Antriebsmotoren anstelle physischer Verbrennungsmotoren verbreitet. Der Detaillierungsgrad der Verbrennungsmotorabbildung reicht dabei, abhängig von der Zielsetzung der jeweiligen Validierungsaktivität, von der Aufprägung eines betrieb-spunktabhängigen mittleren Verbrennungsmotormoments bis hin zur Vorgabe des dynamischen Drehmomentverlaufs mit Berücksichtigung der verbrennungsinduzierten Ungleichförmigkeiten.

Erste Möglichkeiten, das Anregungsverhalten unabhängig vom realen Verbrennungsmotor abzubilden, wurden durch mechanische Mechanismen wie der bewussten Nutzung des Kardanfehlers oder der Leistungsübertragung über unrunde Zahnräder er-

¹⁰³siehe Schyr u. a. (2013)

¹⁰⁴siehe z.B. Schyr (2006) nach von Thun u. Pfeiffer (1988)

¹⁰⁵siehe Brodbeck u. a. (2001)

¹⁰⁶siehe Specka u. a. (2013)

¹⁰⁷siehe Klotzbach u. a. (2006)

reicht¹⁰⁸. Sinn¹⁰⁹ beschreibt die Nachteile dieser Mechanismen, z.B. die starre Kopplung der Anregungsfrequenz an die Betriebsdrehzahl und daraus resultierend eine Einschränkung der abbildbaren Verbrennungsmotortypen, und stellt die Simulation des Verbrennungsmotorverhaltens durch Überlagerung einer flexibel ansteuerbaren Hydropulser-Anregung vor.

Moderne hochdynamische Prüfstandsmotoren erlauben die direkte Darstellung von Drehungleichförmigkeiten. Während Albers u. a.¹¹⁰ und Lux¹¹¹ die Verbrennungsmotorabbildung durch Kopplung zweier elektrischer Synchronmotoren beschreibt, ist mittlerweile die Nutzung von Direktantrieben etabliert.

Die Sollwertvorgabe erfolgt meist durch generische Abbildung der Verbrennungsmotorcharakteristik mit einer harmonischen Schwingung¹¹² oder durch kennfeldbasierte Methoden. Herausforderung dabei ist die Gewährleistung einer hochfrequenten Sollwerterzeugung und -übermittlung an die Leistungselektronik.

Braun u. a.¹¹³ beschreibt die Hinterlegung von Kennfeldern für die Gas- und Massekräfte des Verbrennungsmotors, die in einem Echtzeitsystem betriebspunktabhängig skaliert und überlagert werden. Darüber hinaus wird die zusätzliche Simulation des Torsionsschwingungsdämpfers angeführt, die aus Rechenzeitgründen ebenfalls kennfeldbasiert erfolgt.

Ein weiterer Ansatz zur Beschreibung des Motorverhaltens und zur hochfrequenten Erzeugung von Sollwertvorgaben ist die Fourier-Zerlegung der verbrennungsmotorischen Anregung bei verschiedenen Last- und Drehzahlbetriebspunkten; daraus werden die betriebspunktabhängigen Sollwerte aus Interpolation und Rücktransformation in den Zeitbereich ermittelt¹¹⁴.

Nuß beschreibt die Kennlinienermittlung zur Verbrennungsmotorsimulation auf Basis der Triebwerksdynamik, thermodynamischen Kompressions- und Expansionsgleichungen und einer Approximation der Verbrennungsdynamik durch den Ansatz nach Vibe¹¹⁵.

Moderne hochperformante Echtzeitumgebungen ermöglichen eine weitere Verbesserung der Flexibilität der Parametrierung, beispielsweise durch die Echtzeitberechnung des Drehmomentsollwerts aus einem teilweise physikalischen Motormodell und Abbildung der Verbrennungsdynamik ebenfalls durch den Ansatz nach Vibe^{115,116}.

¹⁰⁸siehe Pourabdollahim (1979)

¹⁰⁹Sinn (1993)

¹¹⁰Albers u. a. (2001)

¹¹¹Lux (2000)

¹¹²siehe Combe (2006)

¹¹³Braun u. a. (2007)

¹¹⁴siehe Prezel u. a. (2007)

¹¹⁵Vibe (1970)

¹¹⁶siehe Albers u. a. (2013b)

Antriebsstrangsimulation

Zur Analyse der Längsdynamikeinflüsse des Verbrennungsmotors bzw. zur Abstimmung des Motorsteuergeräts ist es beim Einsatz von Verbrennungsmotorprüfständen erforderlich, nicht nur die Fahrwiderstände und die Fahrzeugdynamik, sondern auch die Übertragungseigenschaften des Antriebsstrangs abzubilden. Gerade hinsichtlich niederfrequenter Schwingungsphänomene, z.B. der Ruckelschwingungen bei Lastwechselmanövern, haben die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Antriebswellen großen Einfluss, siehe Kapitel 2.2.

In diesem Zusammenhang beschreibt Pfeiffer¹¹⁷ die Abbildung der Fahrzeug-Längsdynamik an einem Verbrennungsmotorprüfstand im Frequenzbereich bis 10 Hz. Das Ruckelverhalten wird durch ein Drei-Massen-Modell unter Berücksichtigung nicht-linearer Reibungs- und Steifigkeits-Eigenschaften der Anfahrkupplung beschrieben.

Weiterführende Arbeiten veranschaulichen die Einsatzmöglichkeiten der Längsdynamiksimulation¹¹⁸ und geben, jedoch ohne näheren Nachweis, einen erweiterten abbildbaren Schwingungsfrequenz-Bereich von bis zu 40 Hz an¹¹⁹.

2.5.3 Schnittstellen zwischen virtueller und physischer Domäne

Während durch die Leistungsfähigkeit heutiger Rechnersysteme sehr komplexe und umfangreiche Simulationsmodelle mit geringen Zykluszeiten berechnet werden können, liegt die Herausforderung oftmals darin, die anfallenden großen Datenmengen in der geforderten Zykluszeit zu übertragen und berechnete Sollwerte durch die Aktoren mit ausreichender Geschwindigkeit einzustellen.

Antriebe

In modernen Prüfstandssystemen für Antriebssysteme und -elemente kommen umrichter-gesteuerte Antriebe zum Einsatz.

Die Leistungselektronik besteht in der Regel aus einem Gleichstromzwischenkreis mit einem netzseitigen Gleichrichter und antriebsseitigen Wechselrichtern mit IGBT-Technik. Die Stromregelung der Leistungselektronik ist verantwortlich für den dynamischen Strom- bzw. Drehmomentaufbau, der für viele Prüfstandsanwendungen relevant ist¹²⁰. Hierzu kommen Stromzustandsregelungen zum Einsatz, die auf Basis der Motorparameter minimale Stromanstiegs- und einregelzeiten ermöglichen. Nuß¹²¹ stellt in diesem Zusammenhang einen Reglerentwurf vor, der bei Vorgabe einer dynamischen Drehmomentschwankung einen Phasenversatz zwischen Soll- und Iststromverlauf von zwei

¹¹⁷Pfeiffer (1997)

¹¹⁸siehe Combe (2006)

¹¹⁹siehe Denger u. a. (2010)

¹²⁰siehe Nuß (1999)

¹²¹Nuß (2007)

Regelungszyklen aufweist. Moderne Umrichter in heutigen Prüfstandssystemen arbeiten mit Taktzyklen von 8 kHz bis 12 kHz, in Spezialanwendung bis 20 kHz, d.h. es können minimale Stromeinregelzeiten von deutlich unter 1 ms erreicht werden.

Auf Motorseite kommen mittlerweile fast ausschließlich Drehstromantriebe in Asynchron- und Synchrontechnik zum Einsatz. Während die Asynchrontechnik vor allem aus wirtschaftlichen Gründen den größeren Anteil hat, lassen sich mit modernen Permanentmagnet-Synchronmotoren (PMS) mit Seltene-Erde-Magneten höchste Leistungsdichten erzielen. Die Leistungsdichte lässt sich in Bezug auf Prüfstandsmotoren am besten mit Verhältnis Rotorträgheitsmoment zu maximalem Drehmoment charakterisieren, das besonders für Anwendungen wie der elektrischen Verbrennungsmotorsimulation relevant ist¹²². Zudem ergeben sich für bestimmte Versuchsaufbauten Anforderungen an die Baugröße des Motors, die den Einsatz von PMS erfordern. Beispielsweise müssen bei Versuchsaufbauten mit Fahrzeuggetrieben in Front-Quer-Aufbau minimale Achsabstände zwischen Antrieb und Abtrieb von 100 mm realisiert werden.

Datenkommunikation mit Bussystemen

Verbreiteter Standard in der Fahrzeugtechnik zur Übertragung von Signalen zwischen Steuergeräten, Bedien- und Anzeigeelementen ist das Bussystem Controller Area Network (CAN) mit maximalen Übertragungsraten von 1 Mbit/s. Zunehmende Datenströme in der Fahrzeugelektronik führen jedoch zu Bussystemen mit höheren Übertragungsraten, z.B. FlexRay mit Raten bis 10 MBit/s zur Steuergerätekommunikation oder Media Oriented System Transport (MOST) mit Raten bis 25 MBit/s zum Einsatz für Infotainment-Anwendungen¹²³.

Grundsätzlich eignen sich die Bussysteme aus der Fahrzeugtechnik auch zum Einsatz in der Ansteuerung von Prüfstandssystemen. Gerade CAN findet in der Prüfstandsautomatisierung verbreitet Verwendung, da CAN Schnittstellen z.B. zur Restbussimulation ohnehin benötigt werden.

Limitierend ist jedoch auch hier die Übertragungsrate der Fahrzeugbussysteme sowie verbreiteter industrieller Bussysteme wie Profibus mit Raten bis maximal 12 MBit/s¹²⁴. Daher werden sowohl in der Prüfstandsautomatisierung als auch allgemein in der industriellen Automatisierung vermehrt Ethernet-basierte Bussysteme eingesetzt. Vorteile sind neben der hohen Übertragungsrate von bis zu 1000 MBit/s die teilweise Nutzbarkeit von Standardkomponenten aus der Netzwerktechnik wie Netzwerkkabel, Switches und Netzwerkkarten. Die bekanntesten echtzeitfähigen Ethernet-Bussysteme sind EtherCAT und PROFINET, wobei EtherCAT aufgrund des geringeren Protokolloverhead Leistungsvorteile aufweist¹²⁵. Besonderes Merkmal der EtherCAT Umsetzung ist in diesem

¹²²siehe Braun u. a. (2007)

¹²³siehe Zimmermann u. Schmidgall (2007)

¹²⁴siehe Schnell u. Wiedemann (2006)

¹²⁵siehe Prytz (2008)

Zusammenhang das umlaufende Datenframe, auf das alle Busteilnehmer während eines Zyklus lesend und schreibend zugreifen.

3 Zielsetzung

Die Analyse bestehender Validierungsumgebungen in Kapitel 2.5 zeigt, dass die Umsetzbarkeit einer durchgängigen Validierung nach dem XiL Ansatz weiter erforscht werden muss. Eine Forschungslücke ergibt sich insbesondere bei Validierungsaktivitäten mit physischen Antriebselementen, die einen sehr kleinen Ausschnitt aus dem Gesamtsystem darstellen. In diesem Zusammenhang ist die Darstellung der dynamischen Wechselwirkungen innerhalb des Antriebssystems bisher nur in Grenzen umgesetzt. Lediglich auf dem Gebiet der Verbrennungsmotorprüfstände existieren Arbeiten, in denen niederfrequente Schwingungsphänomene durch einfache Antriebssystemmodelle abgebildet werden. Für Antriebsstrangprüfstände sind außerdem die Simulation des Verbrennungsmotorverhaltens sowie der Fahrzeuglängsdynamik etabliert. Gerade die bisherigen Ansätze zur Verbrennungsmotorabbildung arbeiten jedoch mit kennfeldbasierten Methoden, die nur eine beschränkte Darstellung von Wechselwirkungen mit dem physischen Antriebsstrang zulassen.

Im Bereich der Steuergeräteentwicklung sind sehr komplexe Echtzeitsimulationsmodelle verbreitet, die zum Teil durch eine physikalische Implementierung eine hohe Flexibilität, z.B. hinsichtlich der Parametervariation, ermöglichen. Durch die Verwendung von Designparametern in der Simulation können Wirkmechanismen im Sinne einer effizienten Knowhow-Erzeugung schnell identifiziert werden, wodurch die Produktentstehungsaktivitäten *Modellierung von Prinzip und Gestalt* sowie *Validierung* nach Abbildung 2.15 besser verzahnt werden. Bei der Validierung von Steuergeräten werden jedoch lediglich Informationen in Form von meist digitalen Signalen zwischen Echtzeitumgebung und physischem Steuergerät ausgetauscht. Die Verfügbarkeit dynamischer Prüfstandsantriebe und performanter Echtzeit-Bussysteme, siehe Kapitel 2.5.2 und 2.5.3, führen damit zu der Forschungshypothese, dass auch Energieflüsse in Form von Schwingungswechselwirkungen in einem breiten Frequenzspektrum zwischen physischen und virtuellen Komponenten abgebildet werden können.

Als Leitbeispiel für die Analyse der Anforderungen an die Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne, die Umsetzung einer neuen Prüfstandsumgebung sowie den Nachweis der Machbarkeit dienen Kupplungsrupfschwingungen. Die im Rahmen der Arbeit entstehenden Methoden und Werkzeuge werden anhand realer Fragestellungen entwickelt. Zum einen ist dies die Erforschung von Überlagerungsmechanismen geometrischer Abweichungen, die eine Rupfanregung hervorrufen, zum anderen die Bewertung von Tilgersystemen zur Reduktion von Rupfschwingungen.

4 Herausforderungen der X-in-the-Loop Antriebssystemvalidierung

Die zuverlässige Abbildung von Wechselwirkungen innerhalb des untersuchten Systems sind ein wesentlicher Bestandteil des XiL Ansatzes (Kapitel 2.4.4). Gerade bei Versuchen, in denen nur ein kleiner Teil des Systems als physische Komponente in die Validierung einbezogen wird, spielt die Modellbildung und -implementierung, wie auch bei rein virtuellen Betrachtungen, eine übergeordnete Rolle. Zusätzlich muss ein hohes Augenmerk auf die Fähigkeit der eingesetzten Sensoren und Aktoren zur Abbildung der Wechselwirkungen zwischen realen und virtuellen Komponenten des Systems gelegt werden.

Vor diesem Hintergrund werden im Folgenden die Grundlagen zur Restsystemmodellierung und -implementierung sowie zur Analyse der Machbarkeit eines Versuchs behandelt. Im Anschluss wird diese Vorgehensweise anhand der Analyse geometrischer Abweichungen im Kupplungssystem in Bezug auf Kupplungsrupfschwingungen veranschaulicht.

4.1 Vorbemerkung zum Validierungsansatz

Aus der Systemtheorie ist die Beschreibung technischer Systeme mit funktionalen, strukturalen und hierarchischen Eigenschaften bekannt, siehe Kapitel 2.1.

Der XiL Ansatz greift zunächst den hierarchischen Aspekt auf und beschreibt am Beispiel der Mobilität ein Supersystem bestehend aus den drei Systemen Fahrzeug, Fahrer und Umgebung, vgl. Kapitel 2.4.4. Das System Fahrzeug wiederum wird in die Subsysteme UUT, bzw. genauer *Teilsystem in Entwicklung*, und *Restsystem* unterteilt, die sich ebenfalls aus mehreren Subsystemen zusammensetzen, im Beispiel Fahrzeug einzelnen Komponenten wie Antriebsmotor, Getriebe oder Fahrwerk.

Funktionale Systembeschreibungen kommen in der Produktentwicklung vor allem innerhalb der Zielsystemformulierung zur Anwendung, vgl. Kapitel 2.4.3. Im Rahmen der Validierung steht neben der Überprüfung der Funktionserfüllung die Analyse der strukturalen Aspekte des vorliegenden Objekts, d.h. seiner einzelnen Bestandteile mit

ihren Relationen, im Vordergrund. Die Relationen innerhalb der einzelnen Systeme und insbesondere zwischen *Teilsystem in Entwicklung* und *Restsystem* lassen sich wieder angelehnt an die Systemtheorie in die Übertragung von Energie, Stoff bzw. Materie sowie Information unterteilen. Bezogen auf das System Fahrzeug werden zwischen einem *Teilsystem in Entwicklung* Automatikgetriebe und dem restlichen Fahrzeugsystem beispielsweise

- **Energie** in Form von mechanischer Leistung (Drehmoment, Drehzahl) oder elektrischer Energie (z.B. Batteriesimulation),
- **Stoff**, z.B. durch eine externe Ölversorgung und
- **Informationen**, z.B. im Rahmen einer Steuergerätesimulation mit Vorgabe von Schaltsignalen oder einer Restbussimulation

übertragen.

4.2 Zweckorientierte Validierung

Als Ergebnis einer Gestaltungsaktivität stehen die Strukturmerkmale eines zu validierenden Systems, z.B. Masse- und Steifigkeitsparameter, meist zur Verfügung. Eine zentrale Aufgabe in der Validierung ist es, die vorliegenden Merkmale in Modelle zu überführen, mit denen eine Eigenschaftsabsicherung durchgeführt werden kann. Die Herausforderungen für diese Modellbildung lassen sich anhand der allgemeinen Grundmerkmale eines Modells, siehe Kapitel 2.1, veranschaulichen:

- Modelle der beteiligten Systeme (Fahrzeug, Fahrer, Umgebung) einschließlich ihrer Subsysteme sind zweckorientiert (pragmatisches Merkmal), d.h. sie kommen zur Validierung einer definierten Funktion oder zur Analyse eines bestimmten Phänomens im Rahmen eines bestimmten Betriebszustandes bzw. eines Fahrmanövers zum Einsatz.
- Zur Gewährleistung der Abbildbarkeit des Systemverhaltens hinsichtlich verschiedener Limitierungen, z.B. der Echtzeitfähigkeit von Restsystemmodellen, der Dynamik von Prüfstandssaktoren oder numerischer Einschränkungen, werden vereinfachte Modelle (Verkürzungseigenschaft) gebildet. Die Modelle enthalten im Optimalfall nur die Merkmale, die für die jeweilige Validierungsaufgabe (Abbildungseigenschaft) relevant sind.

Im Folgenden werden diese grundlegenden Gedanken auf die Bildung von Restsystemmodellen für die Analyse von Schwingungsphänomenen im Fahrzeug-Antriebsstrang angewandt. Im Fokus dieser Arbeit stehen die maschinendynamischen Wechselwirkungen zwischen physisch und virtuell abgebildeten Antriebsteilsystemen. Zur Bestimmung

Modellkategorie	Analysierte Eigenschaften und Phänomene (Beispiele)
1. Starrkörpersystem	Kupplungs-Wärmeeintrag Beschleunigungsvermögen
2. Lineares Schwingungssystem	Schwingungsvorgänge mit linearem Verhalten (fremderregtes Rupfen, Brumm-Geräusche. . .) Dauerfestigkeit von schwingungsbelasteten Bauteilen
3. Nichtlineares Schwingungssystem	Schwingungsvorgänge mit Selbsterregung (selbsterregtes Rupfen, Bremsenquietschen. . .) Spielbehaftete Vorgänge (Clonk-Geräusche, Lastwechselverhalten, Rasselschwingungen. . .)

Tabelle 4.1: Modellstufen und beispielhafte Validierungsaufgaben

dieser maschinendynamischen Eigenschaften des Restsystemmodells werden mithilfe der bekannten Modellkategorien aus Kapitel 2.1 zunächst typische Validierungsaufgaben und Modellstufen einander zugeordnet. In Tabelle 4.1 ist diese Zuordnung für beispielhafte Validierungsaufgaben bzw. zu untersuchende Antriebsstrangphänomene durchgeführt.

Zur Bildung des Restsystemmodells gemäß des XiL Ansatzes muss neben dieser allgemeinen Zuordnung eine Unterscheidung zwischen *Teilsystem in Entwicklung* und *Restsystem* durchgeführt werden. Oftmals lassen sich die prinzipielle Schwingfähigkeit oder nichtlineare Eigenschaften eindeutig dem *Teilsystem in Entwicklung* oder dem *Restsystem* zuordnen. Dies führt zu verschiedenen Modellkategorien für das *Teilsystem in Entwicklung*, v.a. im Falle einer virtuellen Implementierung, und das *Restsystem*. Beispielsweise steht bei Versuchen auf einem Antriebsstrangprüfstand der Antriebsstrang als *Teilsystem in Entwicklung* oftmals in Wechselwirkung mit einem starren Restsystem, d.h. der Fahrzeugaufbau wird als nicht schwingungsfähige Masse implementiert, auf die die äußeren Fahrwiderstände wirken. Bei der Untersuchung von selbsterregten Rupfschwingungen lassen sich z.B. die relevanten nichtlinearen Eigenschaften, nämlich der schlupfabhängige Reibwertverlauf, eindeutig dem *Teilsystem in Entwicklung* Kupplung zuordnen.

4.3 Machbarkeit von Validierungsaktivitäten

4.3.1 Einflussfaktoren

Closed-loop Versuche mit teilweise physischen und virtuellen Komponenten stellen hohe Anforderungen an verschiedene Elemente der Validierungsumgebung. Vor allem die Sensoren und Aktoren als Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne sind entscheidend für die Machbarkeit der Versuche, d.h. insbesondere die Übertrag-

barkeit der Ergebnisse auf das spätere Verhalten im physischen Gesamtsystem. Im Folgenden sind wesentliche Einflussfaktoren erläutert, die hinsichtlich der Machbarkeit von Validierungsaktivitäten beachtet werden müssen.

Versuchsaufbau

In Versuchsaufbauten müssen einzelne Antriebssysteme abweichend vom Einbauzustand im späteren Gesamtsystem mit den Aktoren angeordnet werden.

Die Antriebs Elemente werden, wie auch die Aktoren, auf Unterbauten befestigt. Diese müssen ein geeignetes Eigenfrequenzverhalten aufweisen, damit im Versuch auftretende Schwingungsanregungen nicht zu Verfälschungen des Versuchsergebnisses führen.

Rotierende Elemente werden darüber hinaus in prüfstandsseitigen Lagerungen aufgenommen, entweder durch Nutzung von Lagerungen in Prüfstandsmotoren oder, falls die Motorlagerung nicht geeignet ist, durch eigenständige Lagerungselemente. Im zweiten Fall werden üblicherweise Ausgleichkupplungen als Entkoppellemente zwischen Aktoren und Antriebselemente eingebracht, um eine Überbestimmung der Lagerung zu vermeiden. Sowohl die Eigenschaften der Lagerung, z.B. die Widerstandsmoment- und Dämpfungseigenschaften, als auch die Trägheits- und Torsionseigenschaften von Ausgleichselementen bzw. der gesamten Adaptionkonstruktion müssen in die Versuchsplanung einbezogen werden. Gerade die Torsionsteifigkeit der Anbindung kann insbesondere bei Schwingungsanalysen zu zusätzlichen Torsionseigenfrequenzen im interessierenden Frequenzbereich führen.

Sensoren und Sensorauswertung

Insbesondere Sensoren, die zur Messung von Eingangssignalen für die Echtzeitsimulation virtueller Antriebskomponenten verwendet werden, unterliegen besonderen Anforderungen. Der Rauschanteil im Signal (engl. signal-to-noise ratio) muss minimal sein; gleichzeitig dürfen keine Signalaussetzer oder impulsartige Störungen auftreten, die zu Instabilitäten der Echtzeitsimulation führen können.

Die Aufbereitung der Signale, z.B. durch Filterung oder gleitende Mittelwertbildung, darf nicht zu unzulässigen Phasenverschiebungen der im Signal enthaltenen Frequenzanteile führen.

Unabhängig von der Verwendung des Signals ist bei allen berührenden Messverfahren grundsätzlich die Rückwirkung des Sensors auf das Verhalten des Prüflings zu berücksichtigen. An Antriebssystemprüfständen ist hierfür der Einsatz von Drehmomentmesswellen ein oft angeführtes Beispiel. Der Einsatz von Messwellen führt zunächst zu einer zusätzlichen Massenträgheitsmoment, vor allem aber verringern Dehnmessstreifen (DMS)-basierte Messwellen durch ihre messprinzip-bedingte Elastizi-

tät die o.g. Anbindungssteifigkeit und beeinflussen somit die Torsionseigenfrequenzen des Gesamtaufbaus.

Echtzeitsystem

Die Anforderungen an das Echtzeitsystem steht in Zusammenhang mit der Implementierung der Echtzeitmodelle. Die grundlegenden Anforderungen sind in Kapitel 2.1.3 im Detail beschrieben.

Aktoreigenschaften

Aktoren für den Einsatz an Antriebssystem-Prüfständen werden in der Regel nach Baugröße sowie Dynamik und Drehzahlbereich beurteilt.

Die Baugröße ist vor allem für beengte Aufbauszenarien relevant, beispielsweise auf Prüfständen für PKW-Getriebe, bei denen An- und Abtriebswellen oftmals weniger als 150 mm entfernt sind.

Die Dynamik von elektrischen Prüfstandsmotoren lässt sich durch das Verhältnis von maximalen Drehmoment und Rotorträgheitsmoment charakterisieren. Durch die Anordnungen von Antriebselementen und Prüfstandsmotoren ergeben sich im Vergleich zum Gesamtsystem abweichende Massenträgheitsverhältnisse. Zusammen mit den oben erwähnten Anbindungssteifigkeiten resultieren daraus Eigenformen des mechanischen Versuchsaufbaus, die im Gesamtsystem nicht vertreten sind. Diese Eigenformen müssen regelungstechnisch ausgeglichen werden, üblicherweise durch eine Trägheitskompensation der Prüfstandsmotoren.

Entscheidend für die Machbarkeit der Trägheitskompensation sind die Größen

- Rotorträgheitsmoment J_R des Prüfstandsmotors
- Maximales Drehmoment T_{max} des Prüfstandsmotors
- Zu simulierendes Trägheitsmoment J_{sim}
- Maximal auftretende Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}_{max}$
- Maximal auftretendes mittleres Drehmoment \bar{T}_{max}

Damit gilt für das erforderliche maximale Motordrehmoment T_{max} mit dem mittleren Drehmoment und dem Kompensationsanteil

$$T_{max} > \bar{T}_{max} + (J_R - J_{sim}) \dot{\omega}_{max} \quad (4.1)$$

Ansteuerung und Regelung

Prüfstandsmotoren werden üblicherweise in Drehmoment- bzw. Stromregelung oder Drehzahlregelung betrieben.

Auswirkungen der Regelung auf Versuchsergebnisse ergeben sich zunächst durch die Reaktionszeit t_R , d.h. der Zeit, bis die Regelung auf eine Sollwertveränderung reagiert. Bei den mittlerweile verbreiteten Umrichtersystemen mit digitalem Reglerboard und Feldbusanbindung ist diese Reaktionszeit abhängig von Kommunikationszyklen, d.h. der Taktrate des eingesetzten Bussystems, und der Taktfrequenz des Reglerboards.

Als Maß für die Einregelzeit eines Drehmoment- bzw. Stromsollwertes wird bei modernen Umrichtersystemen mit feldorientierter Stromregelung die Stromanstiegszeit für einen Sollwertsprung auf Maximalstrom direkt angegeben. Das Verhalten des Stromreglers kann damit näherungsweise als PT1-Verhalten beschrieben werden.

Die Einflüsse der Drehzahlregelung, die dem Stromregler vorgeschaltet ist, bzw. der Drehzahlreglerparameter sind im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.3.2 Einfluss von Reglerparametern in Schwingungsversuchen

Zur Einregelung eines Drehzahlsollwertes ω_{soll} kommen bei elektrischen Maschinen üblicherweise PID-Regler zum Einsatz, die als Ausgang einen Sollwert für den Stromregler des Umrichters liefern. Durch Rückführung der Ist-Drehzahl ω_{ist} des Motors wird die Regeldifferenz $e = \omega_{soll} - \omega_{ist}$ gebildet, die direkt, integriert bzw. differenziert mit den Reglerparametern K_P (Proportionalanteil), K_I (Integralanteil) und K_D (Differentialanteil) bewertet wird. Durch dieses Verfahren wird das Übertragungsverhalten der geregelten Strecke, d.h. des untersuchten Antriebselements, beeinflusst.

Als Fallbeispiel zur Analyse des Reglereinflusses dient ein Prüfstands Aufbau zur Bestimmung der Übertragungseigenschaften von Zweimassenschwungrädern, vgl. Abbildung 4.1. Im vereinfachten Modell des Versuchsaufbaus setzt sich die antriebsseitige Drehmasse J_1 aus der Rotorträgheit J_{R1} des Antriebsmotors und der Primärmasse J_{prim} des ZMS zusammen, die abtriebsseitige Drehmasse J_2 aus der Rotorträgheit J_{R2} des Abtriebsmotors und der Sekundärmasse J_{sek} des ZMS.

Das ZMS wird antriebsseitig mit verschiedenen Drehmomentanregungen beaufschlagt, abtriebsseitig soll eine konstante Drehzahl eingestellt werden, um das Übertragungsverhalten des ZMS in verschiedenen Betriebspunkten analysieren zu können.

Zur Veranschaulichung des Reglereinflusses kann eine Analogiebildung durchgeführt werden, in der das Antriebselement an eine unendlich große, mit Solldrehzahl rotierende Trägheit J_{virt} angebunden ist. Mit dieser modellhaften Vorstellung ist in Abbildung 4.2 das vereinfachte Modell des Versuchsaufbaus erweitert.

Der Einfluss der Reglerparameter wird aus dem Freischnitt der zu regelnden Trägheit deutlich, siehe Abbildung 4.3.

Aus den Steifigkeits- und Dämpfungsreaktionen wird mit

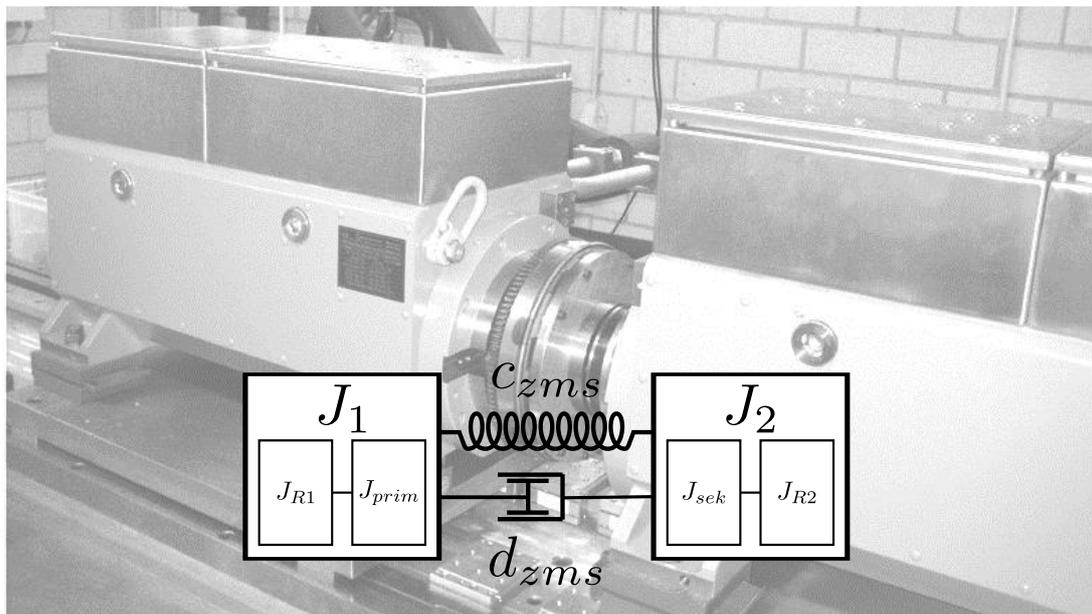


Abbildung 4.1: Prüfstands Aufbau mit ZMS

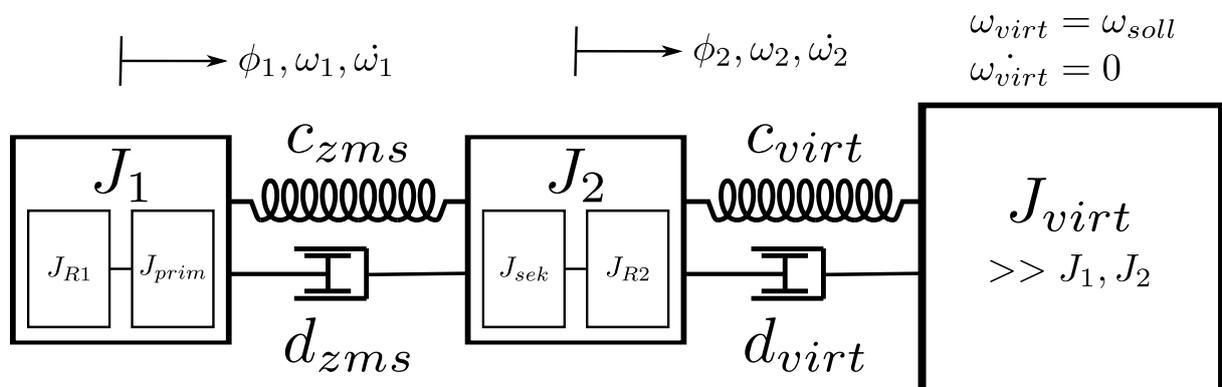


Abbildung 4.2: Drehzahlregler-Analogie mit virtueller Drehmasse

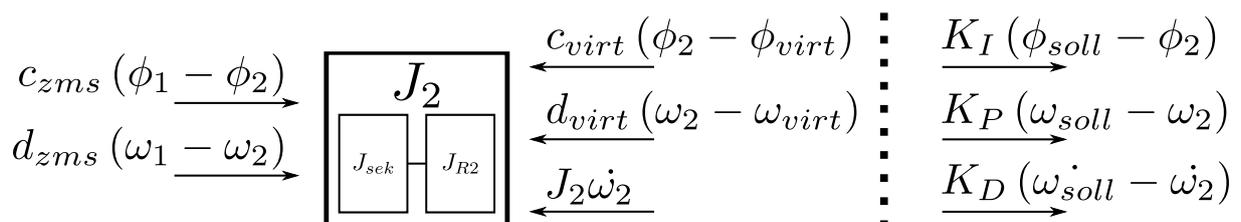


Abbildung 4.3: Freischnitt der zu regelnden Drehmasse

$$\phi_{soll} = \phi_{virt}$$

$$\omega_{soll} = \omega_{virt}$$

und unter Berücksichtigung der Vorzeichenkonventionen im Freischnitt deutlich, dass Integralanteil K_I und Steifigkeitsparameter c_{virt} ebenso wie Proportionalanteil K_P und Dämpfungsbeiwert d_{virt} äquivalent sind. Mit der Annahme einer unendlich großen Drehmasse J_{virt} , d.h.

$$\dot{\omega}_{virt} = \dot{\omega}_{soll} = 0$$

ist zu erkennen, dass der Differentialanteil K_D die zu regelnde Drehmasse J_2 virtuell vergrößert bzw. verkleinert, d.h. es gilt:

$$d_{virt} \equiv K_P \quad (4.2)$$

$$c_{virt} \equiv K_I \quad (4.3)$$

$$J'_2 = J_2 + K_D \quad (4.4)$$

Während etablierte Verfahren zur Reglereinstellung, z.B. empirische Einstellregeln nach Ziegler und Nichols oder Frequenzgang-basierte Verfahren wie das Loop-Shaping, vor allem auf die Stabilität und das Übergangsverhalten des Regelkreises fokussiert sind, veranschaulicht diese Betrachtungsweise direkt mögliche Reglerauswirkungen im für den Versuch relevanten Frequenzbereich.

Für eine exemplarische Analyse des Reglereinflusses wird der Versuchsaufbau aus Abbildung 4.1 mit folgenden mechanischen Parametern herangezogen:

$$J_{R1} = J_{R2} = 0.05 \text{ kgm}^2$$

$$J_{prim} = 0.08 \text{ kgm}^2$$

$$J_{sek} = 0.06 \text{ kgm}^2$$

$$c_{zms} = 600 \text{ Nm/rad}$$

Dabei repräsentieren die Rotorträgheiten mit den Adapterteilen den im Versuchsaufbau fehlenden Trägheiten von Kurbelwelle und Kupplung, sodass zunächst realistische Trägheitsverhältnisse vorliegen. Da das ZMS eine mehrstufige Steifigkeitskennlinie aufweist, ist die Steifigkeit in der Hauptstufe gewählt. Der Dämpfungseinfluss auf Eigenfrequenzverschiebungen kann für die Prinziprechnung vernachlässigt werden.

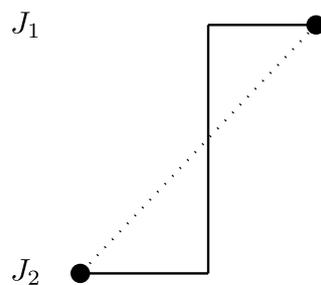
Die Veränderung des Übertragungsverhaltens durch die Drehzahlregelung ist in Abbildung 4.4 gegenübergestellt. Links ist die freie Eigenschwingung in der Eigenfrequenz des ZMS zu erkennen, rechts ist die Modalanalyse unter Berücksichtigung üblicher Reglerparameter

$$K_I \equiv c_{virt} = 10 \text{ Nm/rad}$$

$$K_D \equiv J'_2 - J_2 = 0.05 \text{ kgm}^2$$

dargestellt. Der dem Dämpfungsanteil äquivalente Proportionalanteil K_D ist auch hier vernachlässigt.

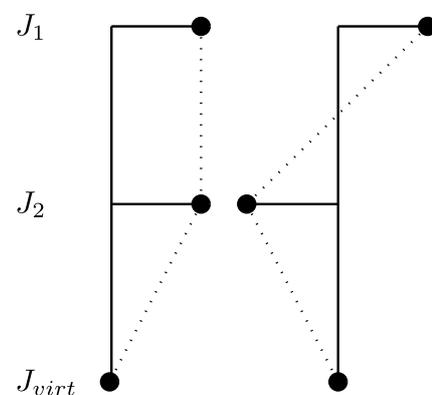
Eigenform der freien Schwingung des ZMS



Frequenz / Hz

16

Reglereinfluss auf die Eigenformen



0.985

15.3

Abbildung 4.4: Vergleich der Eigenformen mit und ohne Reglereinfluss

Es ist offensichtlich, dass die Reglerparametrierung einen Einfluss auf Eigenfrequenzverhalten des Prüflings und damit auf die Versuchsergebnisse hat. Zusätzlich wird durch die Regelung ein weiterer Freiheitsgrad, d.h. eine zusätzliche Eigenform, eingeführt. Bei der vorliegenden Parametrierung führt diese zu einer Eigenform bei knapp 1 Hz. Bei der Untersuchung von Torsionsschwingungsdämpfern kann diese Charakteristik beispielsweise Verfälschungen bei der Analyse von niederfrequenten Lastwechselschwingungen hervorrufen.

4.3.3 Modellbasierte Machbarkeitsanalyse

Angesichts der zahlreichen Einflüsse auf die Übertragbarkeit von Versuchsergebnissen erscheint es sinnvoll, die Machbarkeit von Validierungsaktivitäten, d.h. die Qualität ihrer Ergebnisse, a priori zu bewerten.

Ein Vorschlag zur allgemeinen Vorgehensweise mit Hilfe einer modellbasierten Machbarkeitsanalyse ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Nach der Festlegung von Ziel- und

Bewertungsgrößen für eine Validierungsaktivität wird zunächst ein Top-Down Modell (vgl. Kapitel 2.4.5) des Versuchs erstellt. Dieses Top-Down Modell berücksichtigt bereits, welche Elemente des zu untersuchenden Systems physisch dargestellt werden können oder müssen, bzw. welche Antriebselemente z.B. durch Echtzeitsimulation virtuell abgebildet werden müssen, weil noch keine Prototypen vorhanden sind.

Ausgehend von einer groben Implementierung des Verhaltens der physischen Elemente werden für dieses Versuchsmodell nun zwei Simulationsmodelle mit Fokus auf die Restsystemabbildung implementiert. In einem Modell werden Idealannahmen getroffen, d.h.

- Ideales Aktorverhalten: Sollwerte für Drehzahl, Drehmoment oder Position werden verzugsfrei umgesetzt; die Aktoren sind masselos und ideal steif.
- Koppelemente zur Anbindung der physischen Elemente sind ideal steif und masselos, d.h. haben keinen Einfluss auf Eigenfrequenzen und Eigenformen.
- Darzustellende dynamische Eigenschaften werden nicht durch regelungstechnische Algorithmen abgebildet, sondern durch Integration idealer Masse-, Feder- und Dämpferelemente.

Im zweiten Simulationsmodell wird das reale Verhalten der verwendeten Komponenten und Algorithmen abgebildet, d.h.

- Integration von Aktormodellen mit Aktorträgheiten und -steifigkeiten sowie Ansprech- bzw. Totzeitverhalten der Leistungselektronik
- Abbildung der mechanischen Eigenschaften (Masse, Steifigkeit, Dämpfung) von Koppelementen und Sensoren
- Implementierung von Modellen für das Signal- und Prozessrauschen
- Verwendung der Regelungsalgorithmen und Echtzeitmodelle für den späteren Einsatz im Versuch

Mit beiden Modellen lassen sich die geplanten Versuchsmanöver simulieren. Auf Basis der zuvor festgelegten Ziel- und Bewertungsgrößen des jeweils untersuchten Phänomens kann bewertet werden, ob mit dem gewählten Versuchsmodell übertragbare Ergebnisse zu erwarten sind.

Dieses allgemeine Vorgehen wird im folgenden Kapitel für die Analyse von fremderregten Kupplungsrupfschwingungen angewendet. Ein Augenmerk liegt dabei auf der Abbildung der Fahrzeugmasse sowie der Antriebsstrangsteifigkeit im Versuchsaufbau.

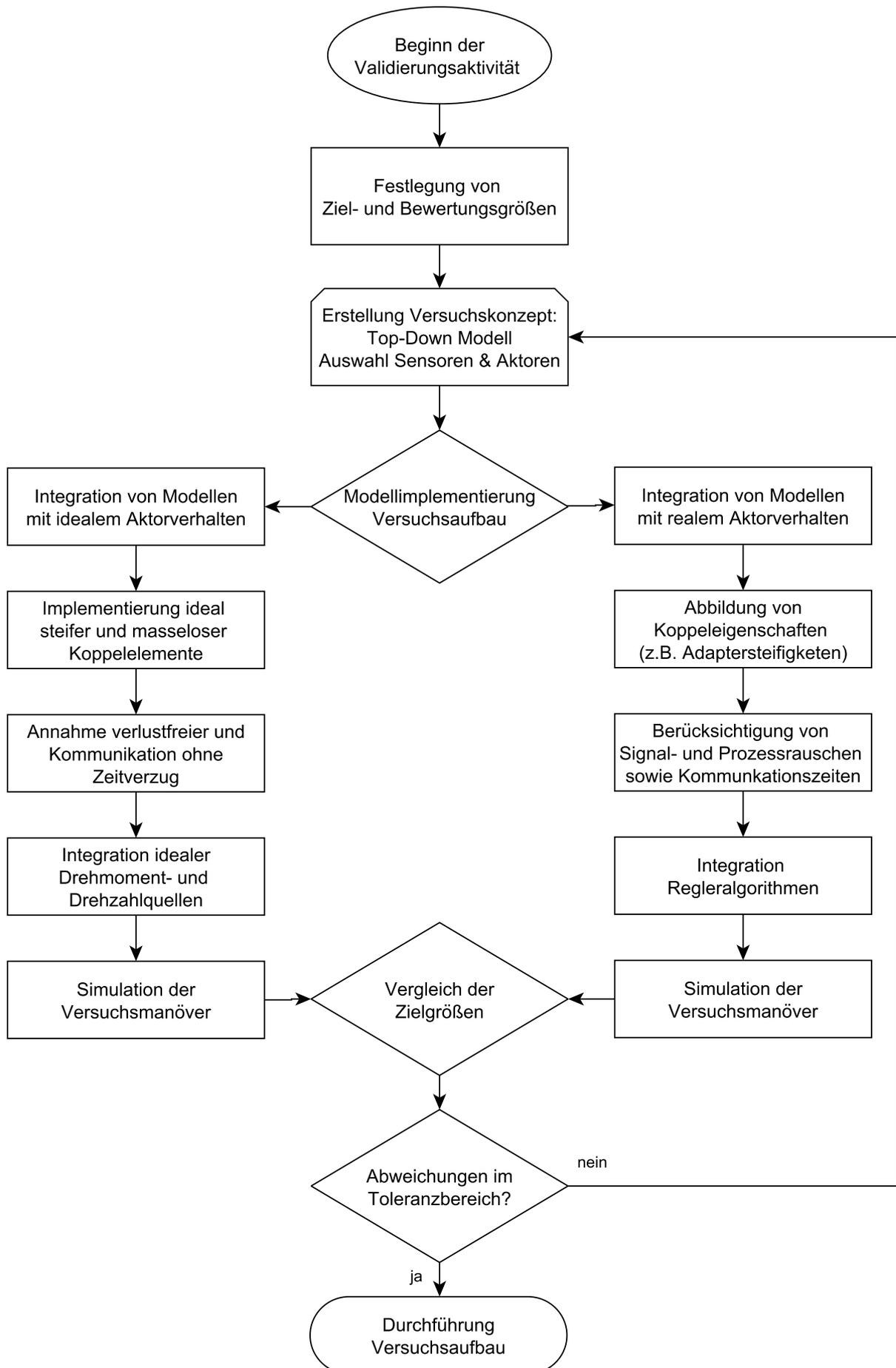


Abbildung 4.5: Modellbasierte Machbarkeitsanalyse - Vorgehensweise

4.4 Versuchsaufbau zur Analyse von Kupplungsrupfschwingungen

4.4.1 Zielsetzung

Im Folgenden ist die Entwicklung einer Versuchsumgebung zur Validierung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugkupplungen in Handschaltgetrieben erläutert. Die Versuchsumgebung soll eine Quantifizierung der Fremderregung im Kupplungssystem durch die Überlagerung geometrischer Bauteilabweichung und Montagefehlern (vgl. Kapitel 2.2.3) ermöglichen. Zudem sollen Wirkmechanismen und dominante Einflüsse auf die Rupfanregung identifiziert werden können.

Für diese Anforderungen ist eine gute Zugänglichkeit des Kupplungssystems zur messtechnischen Erfassung von Schwingungen und der gezielten Einstellung von Abweichungen zielführend, d.h. eine Untersuchung der Kupplung im Getriebe oder gar im Einbauzustand im Fahrzeug ist nicht praktikabel. Die Herausforderung ist daher, das Kupplungssystem in einem Komponentenaufbau zu analysieren, der gleichzeitig die für das Phänomen Kupplungsrupfen relevanten Eigenschaften des Gesamtantriebssystems abbildet, vgl. Kapitel 2.2.

4.4.2 Prüfstandsumgebung

Zur Ermittlung eines geeigneten Versuchsaufbaus dient der Antriebsbaugruppenprüfstand (ABP) des Institut für Produktentwicklung (IPEK) als flexible Prüfstandsumgebung. Die Prüfstandsmotoren des ABP (vgl. Tabelle 4.2) können variabel angeordnet werden, um Versuchsaufbauten für

- Anfahrlemente und Torsionsdämpfer,
- Fahrzeuggetriebe (Handschaltgetriebe, Automatikgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe),
- Achsgetriebe und
- Gesamtantriebsstränge von heck- und frontgetriebenen Fahrzeugen

darzustellen. Zusätzlich steht eine Ausrückeinheit zur Kupplungsbetätigung mit Stellkräften bis zu 2000 N und Verfahrgeschwindigkeiten bis 900 mm/s zur Verfügung.

4.4.3 Top-Down Modellbildung

Aus den oben genannten Randbedingungen wird deutlich, dass das Kupplungssystem physischer Bestandteil des Versuchsaufbaus ist. Als initiales Versuchsmodell ist eine Anlehnung an etablierte Versuchsaufbauten für Kupplungssysteme naheliegend, in denen

	Antriebseinheit	Abtriebsmotoren
Nennleistung	190 kW	2x 190 kW
Max. Drehzahl	6900 min ⁻¹	4500 min ⁻¹
Max. Drehmoment	476 Nm	1570 Nm
Rotorträgheit	0,17 kgm ²	2.33 kgm ²

Tabelle 4.2: Technische Daten der ABP Prüfstandsmotoren

die Antriebsstrangsteifigkeit durch eine mechanische Torsionsfeder, Verbrennungsmotor und Fahrzeugmasse durch die elektrischen Prüfstandsmotoren abgebildet werden¹²⁶. Zur Kupplungsbetätigung ist ebenfalls der elektromechanische Aktuator des Prüfstands vorgesehen.

Damit ergibt sich zunächst das Top-Down Modell gemäß Abbildung 4.6.

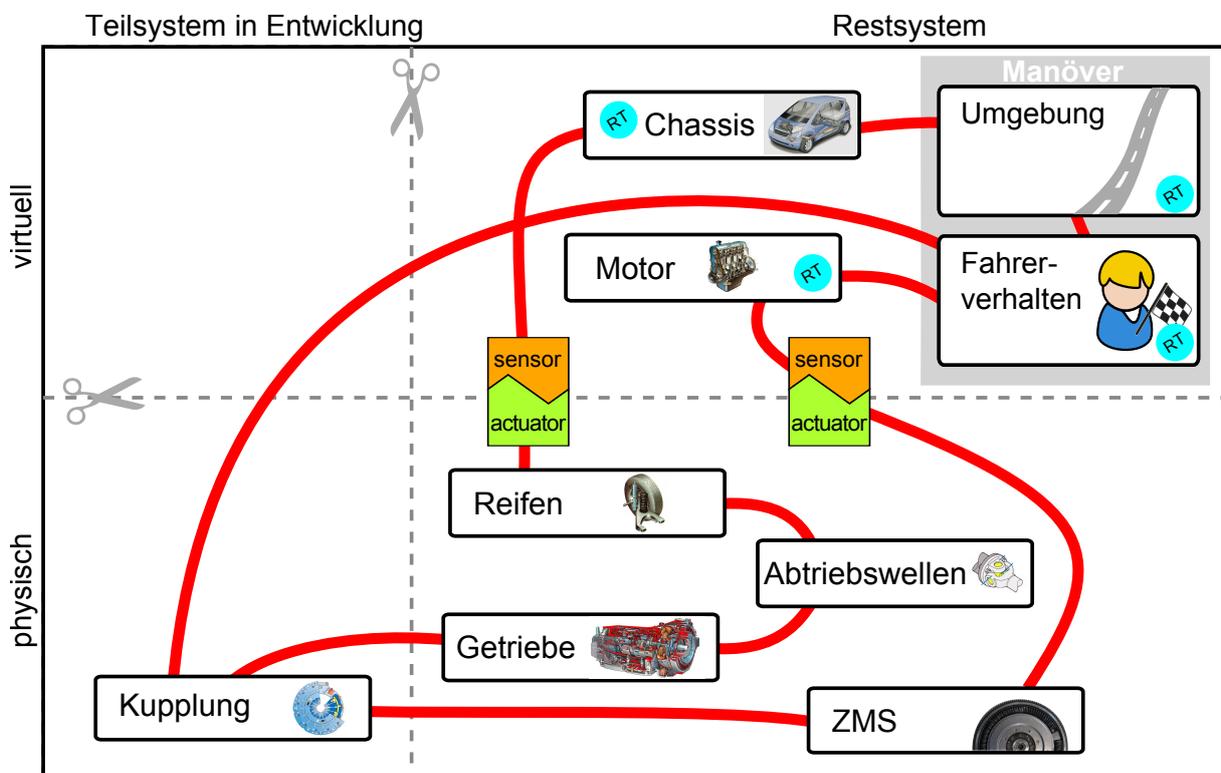


Abbildung 4.6: Top-Down Modell zur Validierung von Anfahrtschwingungen

Zur Untersuchung von Kupplungsrupfschwingungen können die Antriebsstrangeigenschaften bekanntlich stark vereinfacht dargestellt werden, vgl. Kapitel 2.2. Getriebe, Differential, Steitenwellen, Reifen und Fahrzeug werden daher trotz umfangreicher Kenntnis von Detailparametern in einer geringen Detaillierung dargestellt. Kupplung und Schwungrad (ZMS) sind als Serienteile verfügbar und besitzen als physische Bestandteile des Versuchsaufbaus damit den maximalen Detaillierungsgrad, vgl. Abbildung 4.7.

¹²⁶vgl. Albers u. a. (2007)

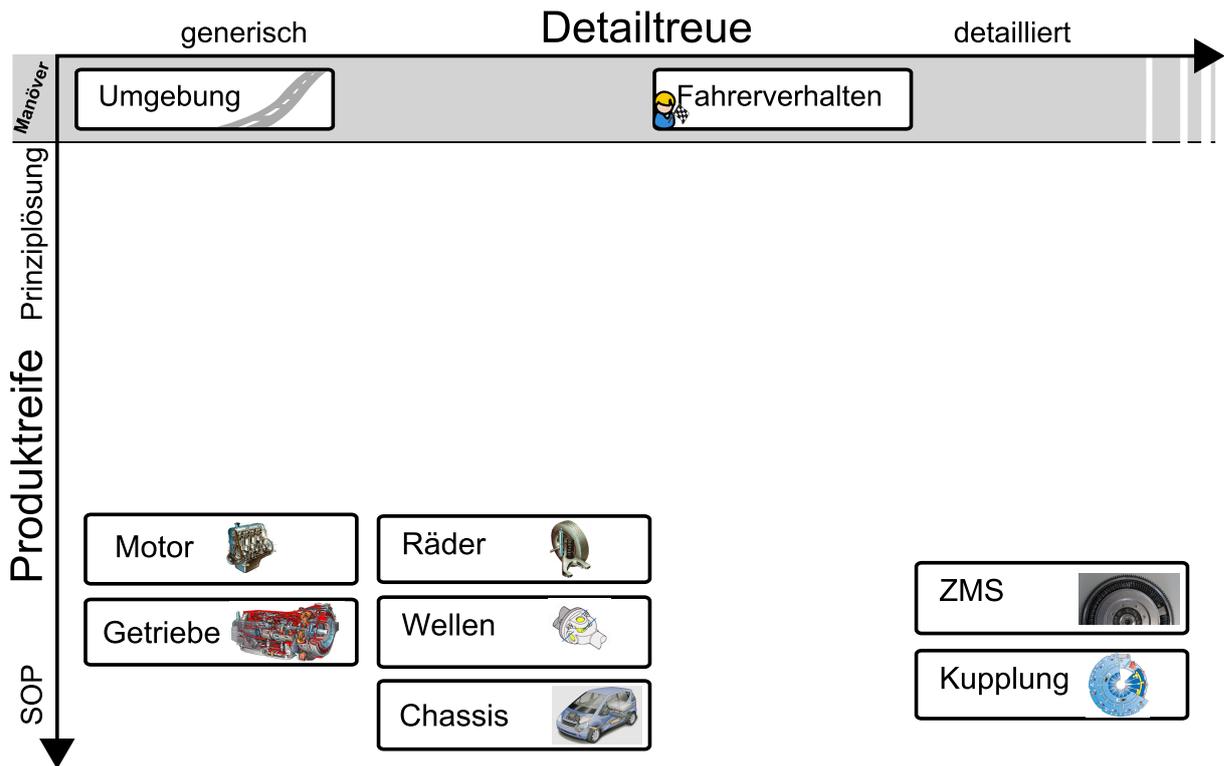


Abbildung 4.7: Detaillierungsgrad der Antriebselemente

Dies ermöglicht letztendlich auch den angestrebten Versuchsaufbau mit mechanischer Torsionsfeder zur Abbildung einer Gesamtantriebsstrangsteifigkeit. Hierzu wird mit den Methoden der Modellreduktion (vgl. Kapitel 2.1.2) ein reduziertes Antriebsstrangmodell gemäß Abbildung 2.7 berechnet. Die resultierende Federsteifigkeit ist Grundlage für die Dimensionierung der mechanischen Torsionsfeder, die reduzierte Fahrzeugmasse muss durch einen einzelnen Abtriebsmotor abgebildet werden.

Die Güte dieser Fahrzeugmassensimulation ist entscheidend für die Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse, da sie von zahlreichen Faktoren beeinflusst wird, z.B. der Güte der Berechnung, Signallaufzeiten in der Sensorik und der Ansteuerung des Motors oder den in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Reglereinflüssen.

Daher wird analog zu dem in Kapitel 4.3.3 beschriebenen Vorgehen eine Machbarkeitsanalyse mit Fokus auf die Ansteuerung des Abtriebsmotors durchgeführt.

4.4.4 Motoransteuerung bei der Fahrzeugmassensimulation

Die Fahrzeugmassensimulation wird in der Prüfstandsautomatisierung als Echtzeitmodell implementiert. Das Echtzeitsystem des ABP stellt mit maximalen Rechenfrequenzen von 1000 Hz eine ausreichende Kapazität zur Verfügung, um den für das Kupplungsrupfen relevanten Frequenzbereich bis 15 Hz mit ausreichender Genauigkeit abzudecken.

Eingangsgröße für die Fahrzeugmassensimulation ist das am Abtriebsmotor gemessene Drehmoment T_{mess} . Zusätzlich ist im Echtzeitmodell die Fahrwiderstandskurve, d.h. die Widerstandskraft bzw. das Widerstandsmoment T_W abhängig von Fahrge-

schwindigkeit und Steigung, als parametrierbare Kurve hinterlegt. Da im vorliegenden Versuchsmodell die Verzweigungen und Übersetzungen des Antriebsstrangs eliminiert sind, müssen Drehzahlen und Drehmomente sowie Steifigkeiten und Trägheiten gemäß den Formeln (2.1), (2.2) bzw. (2.7) im Echtzeitmodell umgerechnet werden. Der Fahrzeugmassensimulation liegen daher reduzierte Größen zugrunde.

Die Fahrzeugmassensimulation ermittelt aus dem gemessenen Drehmoment und dem im Echtzeitmodell berechneten Fahrwiderstandsmoment ein Beschleunigungsmoment $T_{B,red}$, aus dem mit der zu simulierenden Fahrzeugträgheit $J_{Fzg,red}$ die Solldrehzahl ω_{soll} für den Abtriebsmotor berechnet wird:

$$T_{B,red} = T_{mess} - T_{W,red} \quad (4.5)$$

$$\omega_{soll} = \int \frac{T_{B,red}}{J_{Fzg,red}} dt \quad (4.6)$$

Durch die verhältnismäßig einfache Berechnung sind angesichts der ausreichend hohen Rechenfrequenz keine negativen Einflüsse auf das Versuchsergebnis zu erwarten. Jedoch unterliegt die Einregelung des Drehzahlsollwerts aus Gleichung (4.6) den in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Reglereinflüssen sowie dem Ansprechverhalten des Prüfstandsantriebs mit Zeitverzügen in der Kommunikation und umrichterinternen Regleralgorithmen.

Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Versuche in Kooperation mit dem Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik (IEH) des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) ein detailliertes Modell der Antriebsansteuerung unter Berücksichtigung des Wechselrichterhaltens, der Drehzahlregelung sowie der elektrischen und mechanischen Eigenschaften der Motoren implementiert¹²⁷.

4.4.5 Machbarkeitsanalyse

Mithilfe der detaillierten Modelle zur Abbildung der Prüfstandseinflüsse¹²⁷ lassen sich die Anfahrversuche vorab mit einem idealen und regelungstechnisch nachgebildeten Fahrzeugverhalten simulieren. In den beiden Simulationsmodellen für ideales und fehlerbehaftetes Verhalten wird zunächst das Modell des reduzierten Antriebsstranges gemäß Abbildung 2.7 implementiert, wobei Antriebsmotor und Kupplung aufgrund des Fokus auf die Fahrzeugmassensimulation durch eine generische Schwingungsanregung ersetzt werden.

Im Simulationsmodell zur Abbildung des realen Fahrzeugverhaltens wird eine ideale Trägheitsmasse mit dem Wert der reduzierten Fahrzeugmasse implementiert, während im zweiten Simulationsmodell das Prüfstandsverhalten mit oben genannten Eigenschaften integriert wird.

¹²⁷siehe Berger (2011) / betreute Studienarbeit, Berger u. a. (2010)

Als Bewertungsgröße zur Beurteilung der Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse dient das sich einstellende Drehmoment an den Bremsmotoren bzw. an der idealen Fahrzeugmasse, d.h. bezogen auf das Fahrzeug das Summendrehmoment an den angetriebenen Rädern.

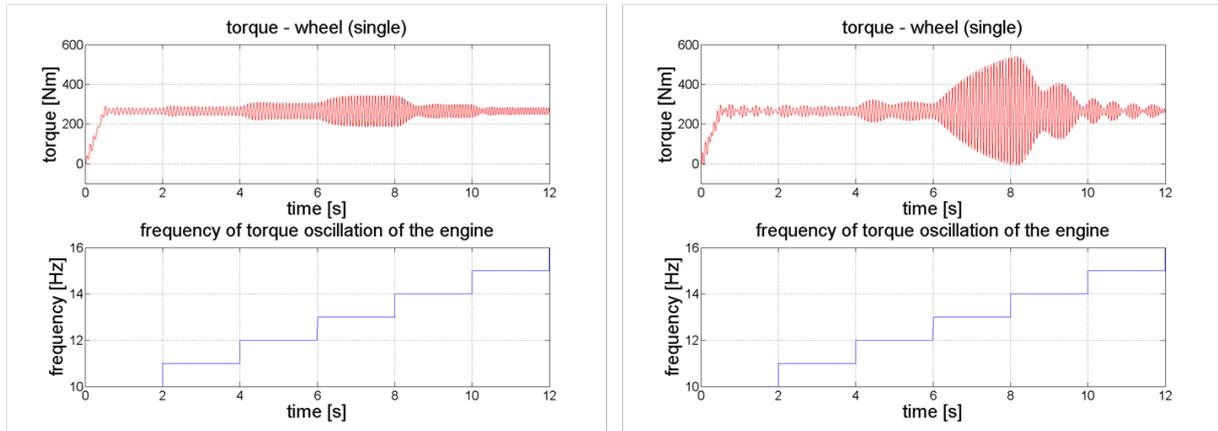


Abbildung 4.8: Anfahrvorgang mit idealer (links) und simulierter (rechts) Fahrzeugmasse¹²⁷

In Abbildung 4.8 sind die Drehmomentverläufe für simulierte Anfahrvorgänge bei konstanter Straßenlast und einer überlagerter generischer Rupfanregung gegenübergestellt. In dieser Simulation wird die Anregungsfrequenz schrittweise von 10 Hz auf 15 Hz erhöht, wobei die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs bzw. des implementierten Antriebsstrang-Modells durchlaufen wird. Diese Resonanz bei 13 Hz ist bei beiden Simulationsmodellen deutlich zu erkennen. Allerdings schwingt sich das System bei Berücksichtigung der Antriebseinflüsse im Resonanzbereich wesentlich stärker auf. Diese Abweichung kann zwar durch Optimierung der Drehzahlregler-Parameter verringert werden, jedoch führen v.a. die hohen Ansprechzeiten der vorhandenen Prüfstandsantriebe zu bleibenden Abweichungen, die zu unzulässigen Verfälschungen der Versuchsergebnisse führen.

4.4.6 Korrektur des Versuchsmodells und Versuchsaufbau

Eine Lösungsmöglichkeit zur Vermeidung der Abweichungen im Versuchsergebnis stellt die physische Abbildung der Fahrzeugmasse, analog zur Abbildung der Antriebsstrangsteifigkeit dar. Das angepasste Versuchsmodell ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

Da bei der Berechnung der reduzierten Fahrzeugmasse nach Gleichung (2.2) die Gesamtübersetzung im ersten Gang von $i = 13..15$ im Quadrat eingeht, ergibt sich für übliche Fahrzeugmassen eine vergleichsweise niedrige Trägheit von ungefähr 1 kgm^2 . Diese Trägheit lässt sich durch mechanische Schwungmassen am Prüfstand noch gut darstellen. Der damit umgesetzte Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Die Kupplung ist über eine als steif betrachtete Getriebeeingangswelle und eine ebenfalls torsionssteife Balgkupplung an Torsionsfeder und Schwungmasse angebunden.

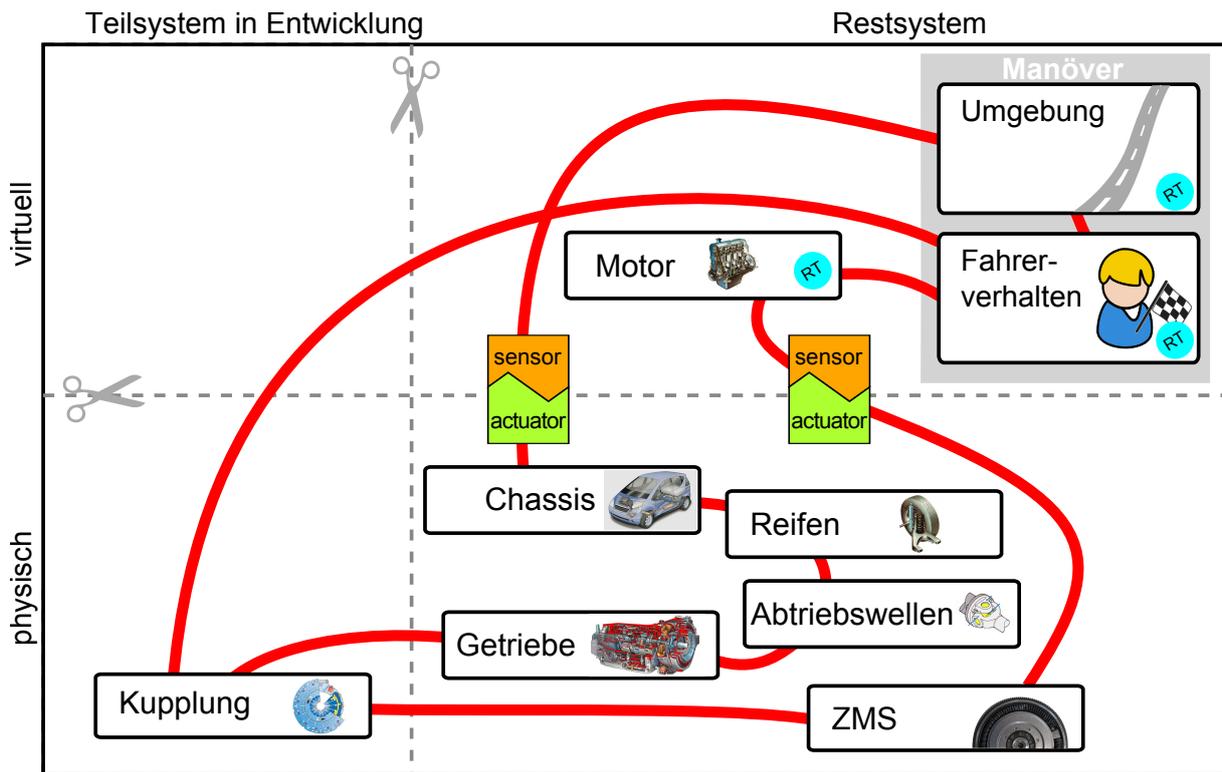


Abbildung 4.9: Top-Down Modell mit physisch abgebildeter Fahrzeugmasse

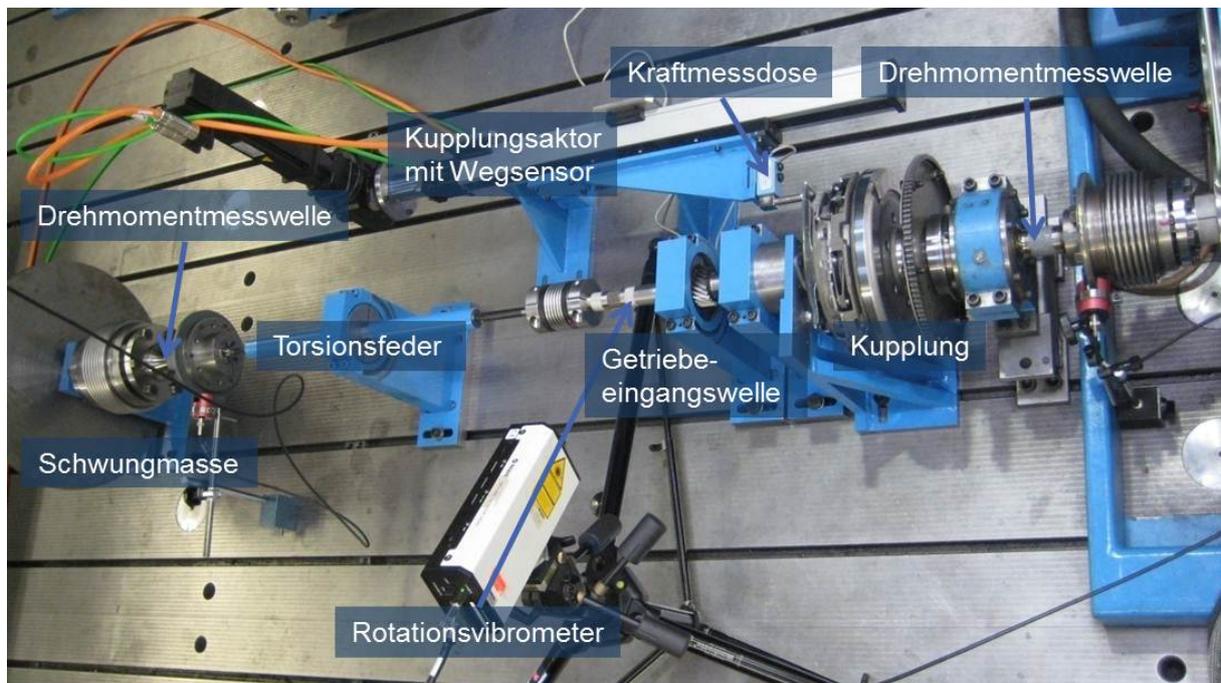


Abbildung 4.10: Versuchsaufbau zur Analyse von Rupfschwingungen

Abbildung 4.10 verdeutlicht zudem die gute Zugänglichkeit des Kupplungssystems für Sensorik sowie zur gezielten Einstellung und Variation von geometrischen Abweichungen. Zur Bewertung des Rupfverhaltens dienen das gemessene Drehmoment an der Schwungmasse sowie die über ein Laser-Rotationsvibrometer berührungslos gemessene Drehzahl an der Kupplung.

Die Variationsmöglichkeiten sind in Abbildung 4.11 dargestellt. Der Versuchsaufbau erlaubt die Einstellung folgender Abweichungen:

1. Einstellung eines Planschlags zwischen Kupplungssystem und Prüfstandsanbindung durch schlagbehaftete Spacerscheiben zur Nachbildung eines Planschlags am Kurbelwellenflansch (motordrehzahlabhängig)
2. Schrägstellen der Aufnahme der Ausrücklagereinheit zur Nachstellung einer Schrägbetätigung der Kupplung (statische Abweichung)
3. Verdrehte Montage des Kupplungssystem zur Variation der winkligen Überlagerung des Planschlags (siehe 1.) und weiterer motordrehzahlabhängigen Abweichungen im Kupplungssystem
4. Verdrehte Montage der Kupplungsdruckplatten zur Variation der Winkelrelation der motordrehzahlabhängigen Fehler in Kupplung und Schwungrad

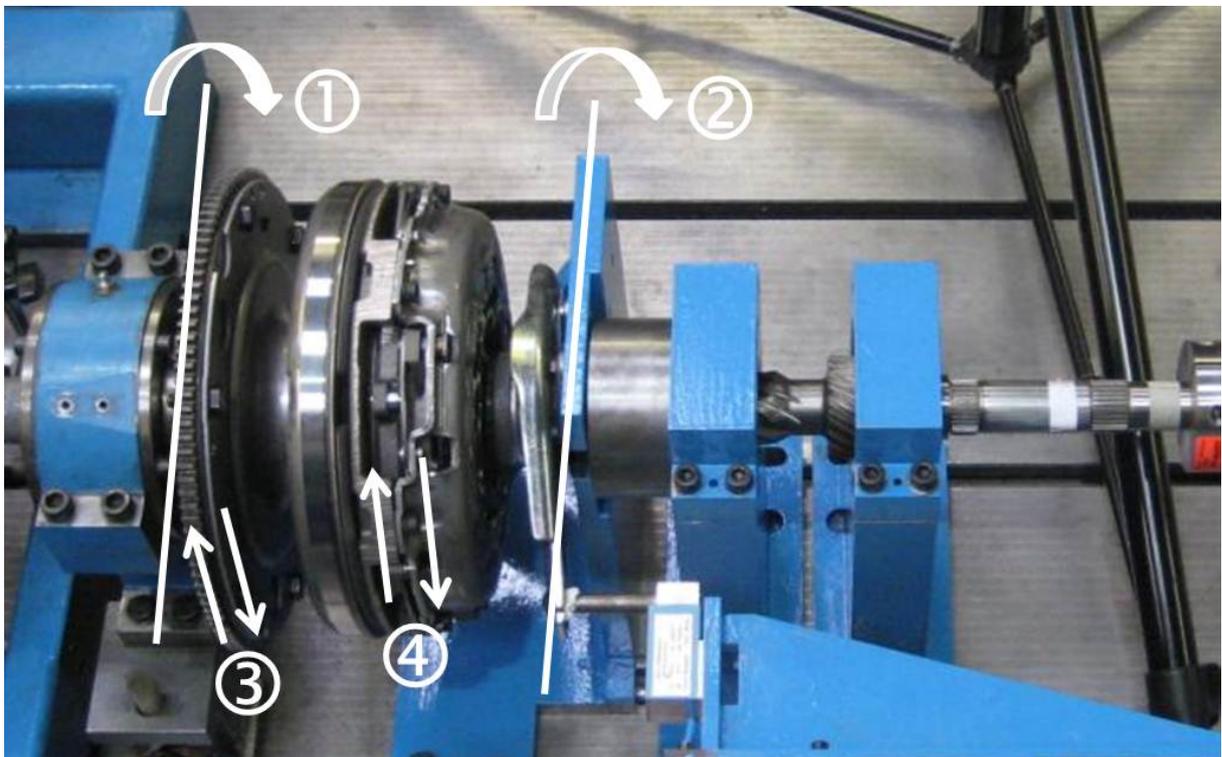


Abbildung 4.11: Variation von geometrischen Abweichungen im Versuchsaufbau

4.5 Versuchsdurchführung

4.5.1 Versuchsablauf

Zur Analyse der Rupfeigenschaften werden mit dem vorgestellten Versuchsaufbau Anfahrversuche bei verschiedenen Anfahr Drehzahlen mit Variation geometrischer Abweichungen durchgeführt. Motordrehzahlabhängige Rupfanregungen werden durch die Anpassung der Anfahr Drehzahl auf die Eigenfrequenz des reduziert abgebildeten Antriebsstrangs erreicht, etwaige differenz- oder getriebedrehzahlabhängige Anregungsmechanismen werden während des Hochschleppvorgangs der zunächst stehenden Abtriebsseite angeregt, vgl. Kapitel 2.2.3.

Ein typischer Versuchsablauf für eine Abweichungskonfiguration ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Nach der Einstellung der jeweiligen Abweichungskonfiguration wird bei geöffneter Kupplung eine Anfahr Drehzahl eingestellt. Der Antriebsmotor wird in Drehzahlregelung betrieben, d.h. die Regelung hält die Antriebsdrehzahl ungeachtet der sich während des Anfahrvorgang einstellenden Last konstant. Aufgrund der schlupfenden Kupplung und der vergleichsweise hohen Drehmasse des Schwungrads bzw. des ZMS sind an dieser Stelle keine Reglereinflüsse auf das Versuchsergebnis zu erwarten.

Nach Anfahren eines Schlupfpunktes, der einem gewünschten mittleren Anfahr Drehmoment entspricht, wird die Abtriebsseite beschleunigt. Während dieser Synchronisationsphase werden die Bewertungsgrößen für das Kupplungsrupfen, insbesondere das Drehmoment an der Schwungmasse und die Drehzahl am Kupplungsausgang mit den überlagerten Drehzahlungleichförmigkeiten, aufgezeichnet.

Dieser Vorgang wird für verschiedene Anfahr Drehzahlen wiederholt bis die Versuchsreihe abgeschlossen ist.

4.5.2 Auswertung

Zur Bewertung der Rupfschwingung eignet sich das Drehzahlsignal des Laser-Rotationsvibrometers hinsichtlich Signalqualität und Auflösung am besten. Das Vibrometer stellt zur Auswertung das Drehzahlsignal und durch einen parametrierbaren Hochpassfilter die überlagerten Drehzahlungleichförmigkeiten zur Verfügung.

Für dieses mittelwertfreie Signal ist die Auswerteroutine in Abbildung 4.13 visualisiert. Für den ausgeschnittenen Zeitbereich t_{synch} der Synchronisationsphase wird für die Drehzahlschwingung Δn der quadratische Mittelwert gemäß

$$\Delta n_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t_{synch}} \int_0^{t_{synch}} \Delta n^2(t) dt} \quad (4.7)$$

gebildet.

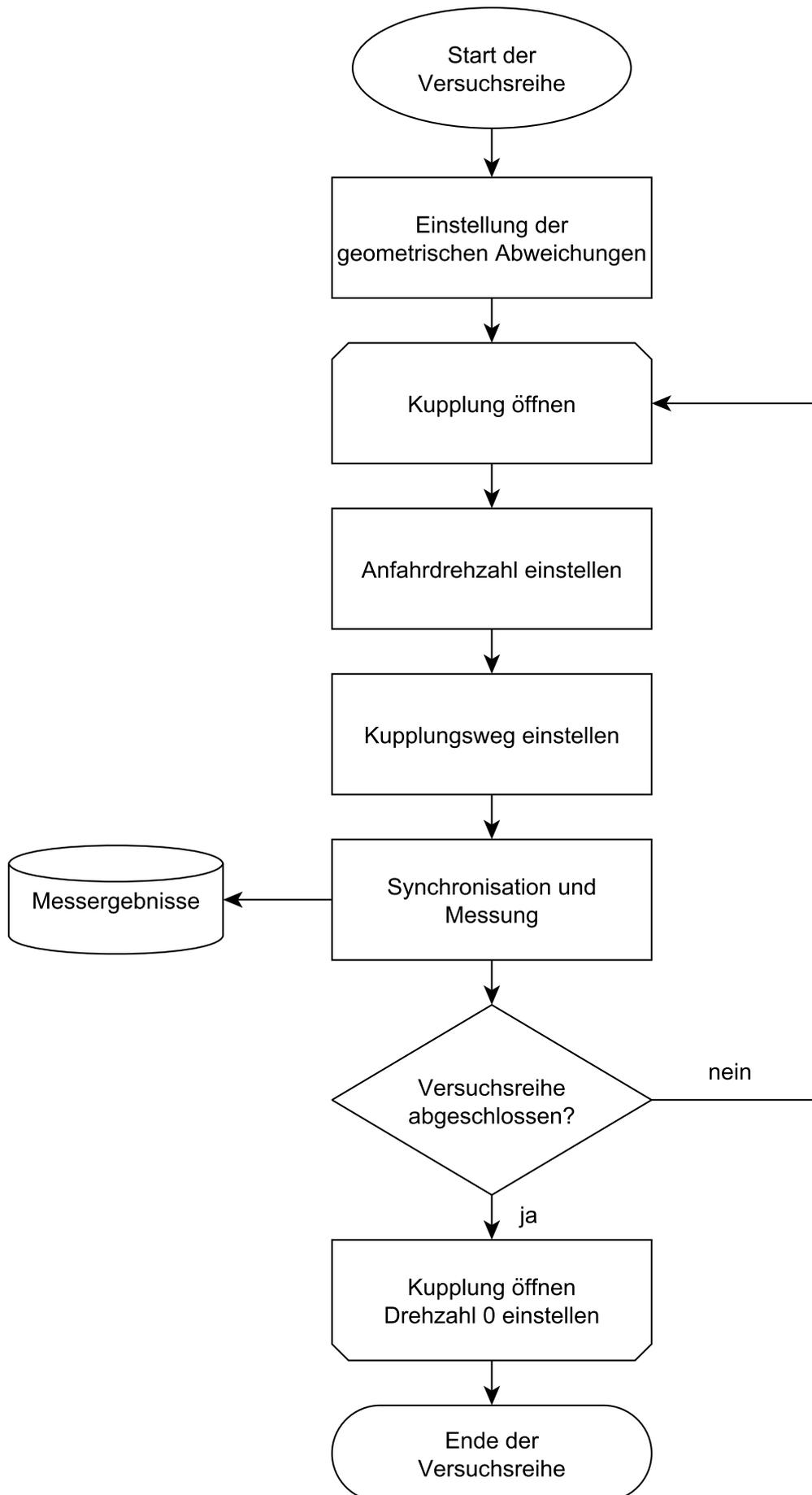


Abbildung 4.12: Versuchsablauf zur Kupplungsrupfanalyse

Anschließend werden die so ermittelten Mittelwerte einer Versuchsreihe über der jeweiligen Anfahrerdrehzahl aufgetragen.

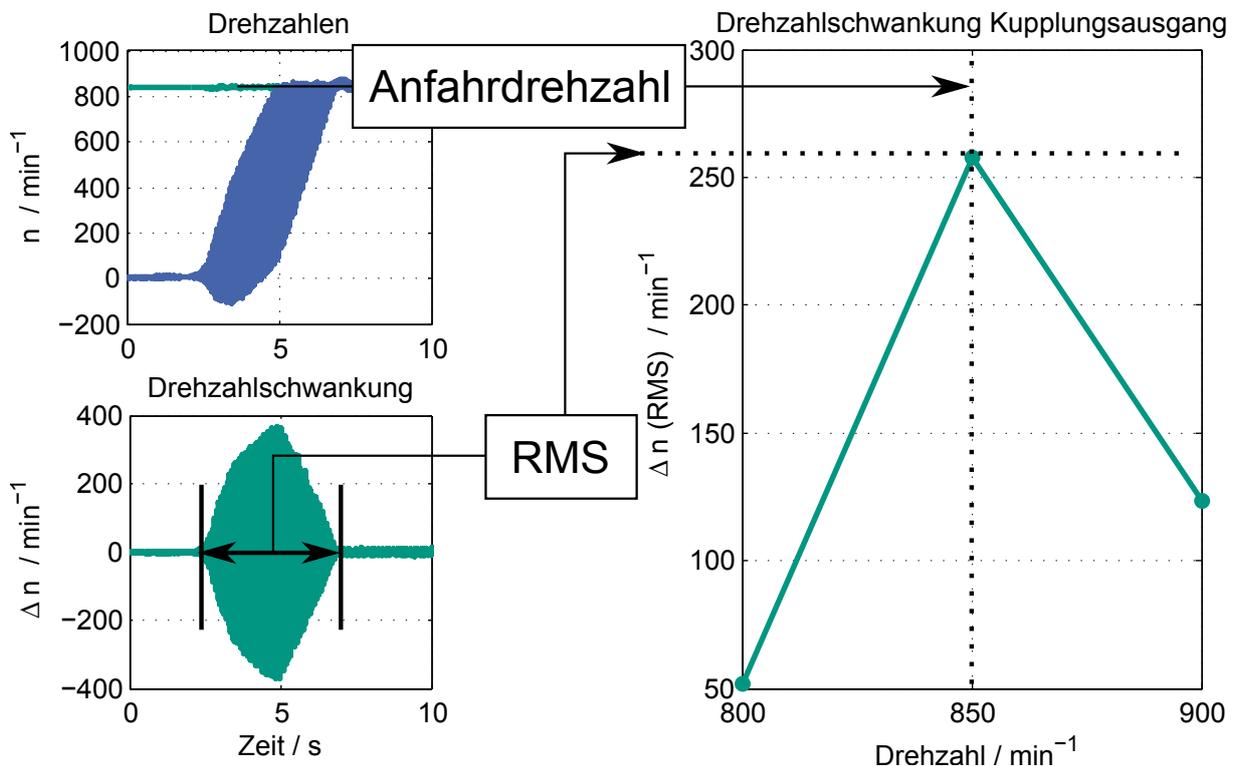


Abbildung 4.13: Auswertung der Anfahrversuche

4.6 Exemplarische Anwendung

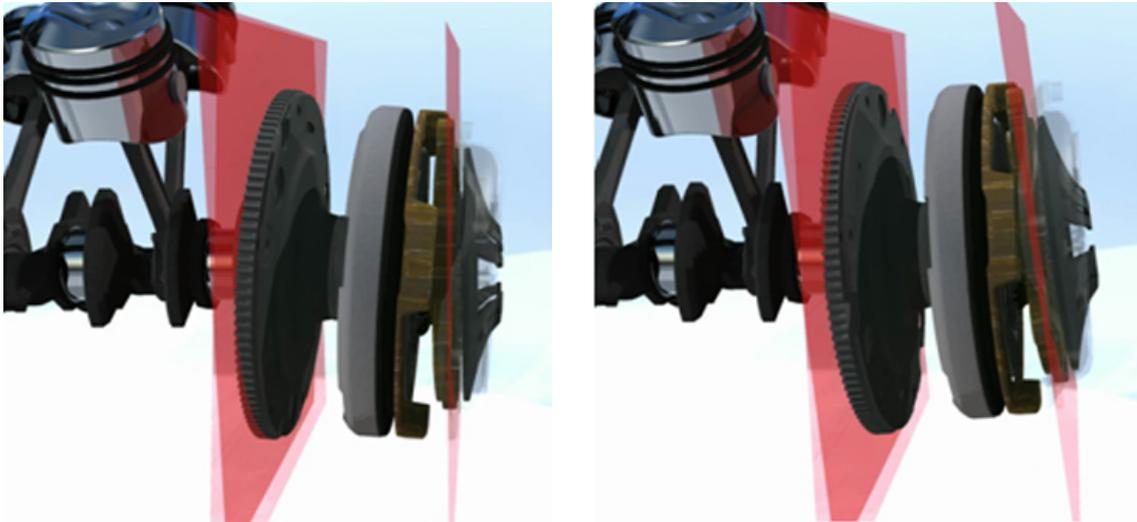
4.6.1 Problemstellung

Als Anwendungsbeispiel der Versuchsumgebung dient ein in Fahrzeugversuchen beobachteter Einfluss der Kupplungsmontage auf das Rupfverhalten. In dem betrachteten Fahrzeugtyp kann das Kupplungssystem in drei Winkelstellungen relativ zur Kurbelwelle montiert werden. Variationsmessungen im Fahrzeug zeigen eine Abhängigkeit des Rupfverhaltens von dieser Winkelstellung.

Dieser Zusammenhang führt zu der Hypothese, dass sich durch die Verdrehung des Kupplungssystems zwei motordrehzahlabhängige Abweichungen gegenseitig verstärken oder abschwächen. Im Folgenden wird gezeigt, wie mit der Versuchsumgebung die Überlagerung von Kurbelwellenplanschlag und schrägabhebenden Kupplungsplatten der eingesetzten Zweischeibenkupplung nachgewiesen werden kann.

Der Planschlag an der Kurbelwelle bzw. am Prüfstandsflansch führt zu einer Taumelbewegung des kompletten Kupplungssystems. Eine stehende oder langsam drehende Kupplungsscheibe erfährt dadurch über den Umfang betrachtet ungleiche Pressungen.

Bei Vorliegen eines Schrägabhubs wird die Taumelbewegung der Kupplungsplatten kompensiert oder verstärkt, vgl. Abbildung 4.14.



(a) Kompensation des Taumelns

(b) Verstärkung des Taumelns

Abbildung 4.14: Überlagerungsmechanismus von Planschlag und Schrägabhub

4.6.2 Vermessung der Kupplung

Grundlage dieser Analysen ist eine Vermessung des Kupplungssystems hinsichtlich des Abhubverhaltens der Kupplungsplatten. In Abbildung 4.15 ist eine eigens entwickelte Messvorrichtung dargestellt. Darin liegt das Kupplungssystem auf der im Getriebe eingesetzten Ausrückvorrichtung. Über eine durchgehende Spindel und eine am Kupplungsdeckel befestigte Deckplatte wird die Kupplung betätigt. Mit einem Koordinatenmesssystem kann so für verschiedene Ausrückpositionen das Abhubverhalten der Druckplatten ausgewertet werden.

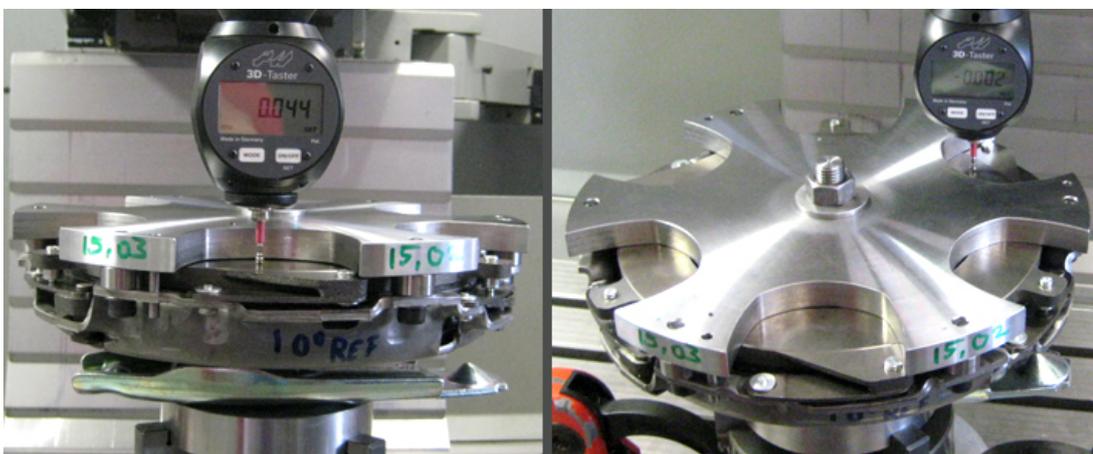


Abbildung 4.15: Messvorrichtung zur Ermittlung des Schrägabhub-Verhaltens

Eine beispielhafte Messung ist in Abbildung A.1 im Anhang auf Seite 145 dargestellt. Darin ist die Abweichung vom mittleren Abhub an den Messpositionen an Kupplungsplatte und Zwischenplatte für verschiedene Ausrückwege dargestellt.

4.6.3 Rupfmessung am Prüfstand

Bei der Montage des Kupplungssystems auf dem Prüfstand wird im Rahmen des Montagerasters die Position des maximalen Planschlags am Prüfstandsflansch (vgl. Abbildung 4.11 - 1) mit der Position des minimalen Abhubs in Übereinstimmung gebracht. In dieser Montageposition wird durch den Schrägabhub das Taumeln der Kupplungsplatten kompensiert, vgl. Abbildung 4.14a.

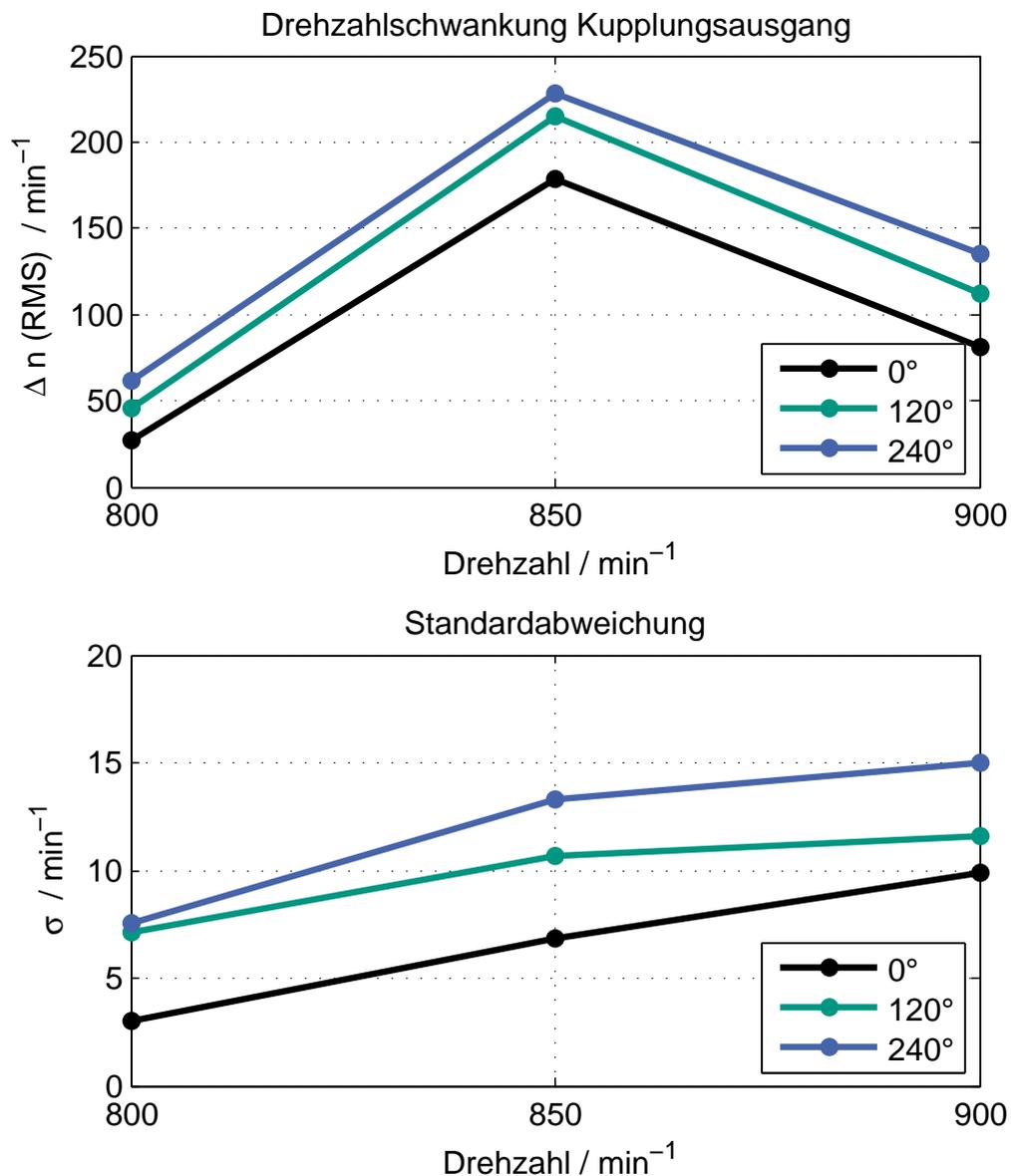


Abbildung 4.16: Messergebnisse zur Überlagerung von Planschlag und Schrägabhub

Ausgehend von dieser Position werden jeweils um 120° versetzte Montagepositionen Rumpfmessungen durchgeführt. Abbildung 4.16 zeigt die Messergebnisse für jeweils drei verschiedene Anfahrtdrehzahlen von 800 bis 900 min^{-1} , wobei bei 850 min^{-1} die Eigenfrequenz des abgebildeten Antriebsstrangs getroffen wird.

Die Messergebnisse bestätigen in Verbindung mit der ebenfalls dargestellten Standardabweichung aus jeweils zehn Versuchen den Überlagerungsmechanismus. Die Kompensation von Planschlag und Schrägabhub in der Ausgangsposition bei 0° führt zu den niedrigsten Drehzahlschwankungen am Kupplungsausgang. Insbesondere an der Resonanzstelle liegt eine hinreichend hohe Trennschärfe bzgl. der Versuchswiederholungen vor.

4.6.4 Verifizierung am Fahrzeug

Abschließend wird eine Übertragung des Vorgehens am Prüfstand auf den Fahrzeugversuch durchgeführt. Analog zur Einstellung des Planschlags am Prüfstand wird im Fahrzeug der vorhandene Planschlag am Kurbelwellenflansch vermessen. Durch die referenzierte Montage der bereits am Prüfstand analysierten Kupplungssysteme wird eine vergleichbare Bewertung möglich.

Der subjektiven Bewertung des Rumpfverhaltens liegen verschiedene Anfahrmanöver zugrunde:

- Anfahrt vorwärts in der Ebene
- Anfahrt vorwärts am Berg
- Anfahrt rückwärts in der Ebene
- Anfahrt rückwärts am Berg

Nach der Durchführung der Testreihe mit vier Testfahrern und jeweils drei Kupplungspositionen ergeben sich folgende Notenbereiche nach ATZ-Skala in guter Übereinstimmung mit den Montagepositionen und Ergebnissen gemäß Abbildung 4.16:

- 0° : Note 5.6 - 6.9
- 120° : Note 5.1 - 6.8
- 240° : Note 4.9 - 6.0

4.7 Fazit

In diesem Kapitel werden Herausforderungen diskutiert, die bei der Validierung von Antriebssystemen und Antriebselementen mit Prüfstandssystemen auftreten. Insbesondere bei der Analyse von Phänomenen, bei denen Wechselwirkungen verschiedener

Antriebskomponenten über die Grenzen des physischen Versuchsaufbaus hinaus relevant sind, muss großes Augenmerk auf die korrekte Abbildung des Systemverhaltens gelegt werden.

Für den vorgestellten Versuchsaufbau zur Analyse von Kupplungsrupfschwingungen ist durch die Verifizierung im Fahrzeugversuch eine qualitative Übertragbarkeit der Ergebnisse nachgewiesen. Zusätzlich liefert der Fahrzeugversuch eine weitere Bestätigung für den Überlagerungsmechanismus.

Die Flexibilität eines Versuchsaufbaus mit großteils mechanischer Abbildung von Systemeigenschaften ist jedoch, z.B. hinsichtlich der Variation von Systemparametern, begrenzt und wird den Anforderungen einer modernen Produktvalidierung nicht immer gerecht.

Vor diesem Hintergrund erfolgt im nächsten Kapitel die Übertragung der vorgestellten Herangehensweise bei der Entwicklung eines Versuchsmodells auf den Aufbau eines neuen Prüfstandes mit leistungsfähiger Echtzeitumgebung und hochdynamischer Antriebstechnik.

5 Neuartiger Prüfstand für Kupplungs- und Dämpfersysteme

5.1 Anforderungen in der Produktvalidierung

Die in Kapitel 4 gezeigten Analysen verdeutlichen den Nutzen von Validierungsumgebungen, die eine übertragbare Analyse einzelner Antriebselemente bzw. Antriebselementprototypen ermöglichen. Offenkundige Vorteile des Einsatzes von komponentenbasierten Analysen gegenüber Versuchen mit Gesamtsystemprototypen sind die bessere messtechnische Zugänglichkeit und Reproduzierbarkeit von Versuchen. Ebenso sind Analysen an Gesamtsystemprototypen erst spät im Entwicklungsprozess möglich und mit hohen Kosten verbunden.

Moderne Produktentwicklungsprozesse haben daher die Anforderung, Teilsysteme parallel zu entwickeln und iterativ abzusichern, vgl. Kapitel 2.4.3. Bei dieser simultanen Entwicklung und Validierung von Teilsystemen werden mehr und mehr virtuelle Methoden eingesetzt, sowohl innerhalb eines Unternehmens als auch über Unternehmensgrenzen hinweg, d.h. bei Endherstellern und Zulieferern. Die ständige Überprüfung der Abbildungsgüte, z.B. von Simulationsmodellen zur Vorhersage der Systemeigenschaften, ist dabei eine zentrale Herausforderung.

Vor diesem Hintergrund wird in diesem Kapitel die Entwicklung einer Validierungsumgebung vorgestellt, die physische und virtuelle Validierungsaktivitäten stärker als bisher verzahnt. Insbesondere in Hinblick auf komplexe Antriebselemente wie das Kupplungssystem mit hochgradig nicht-linearen Eigenschaften soll damit erreicht werden, dass Systemwechselwirkungen frühzeitig identifiziert werden und wieder in das Systemdesign eingehen, wodurch eine effiziente Knowhow-Bildung ermöglicht wird, vgl. Kapitel 2.4.2.

Mit der Validierungsumgebung müssen daher Systemeigenschaften in einem hohen Umfang virtuell dargestellt werden können, sowohl bezogen auf die Anzahl der simulierten Systemkomponenten als auch auf den Detaillierungsgrad der Modelle. Die Prüfstandssteuerung muss dabei in der Lage sein, dynamische Wechselwirkungen zwischen den physischen und virtuellen Teilen des Versuchsaufbaus mit minimalen Abweichungen im Vergleich zum Realverhalten des Systems abzubilden.

5.2 Anwendungsfelder der Validierungsumgebung

Mit dem zu entwickelnden Prüfstandssystem sollen physische Kupplungssysteme, d.h. sowohl das Anfahrerelement als auch der Torsionsschwingungsdämpfer zur Reduktion verbrennungsmotorischer Schwingungen, in Wechselwirkung mit dem restlichen Antriebssystem analysiert werden können. Die zentrale Anforderung im Zielsystem ist dabei, detaillierte Schwingungswechselwirkungen hinsichtlich verbrennungsmotorischer und kupplungserregter Schwingungen abzubilden.

Diese Konstellation trifft auf verschiedene exemplarische Anwendungsszenarien zu:

- Oftmals werden einzelne Antriebselemente wie das Kupplungssystem in der nächsten Fahrzeuggeneration oder bei Facelift- oder Modellpflagemassnahmen übernommen. Die Validierungsumgebung erlaubt in diesem Zusammenhang die Analyse z.B. der Rupanregung oder des Isolationsverhaltens hinsichtlich des zukünftigen Antriebsstrang, beispielsweise mit reibungsreduzierten Elementen.
- Kupplungssystemhersteller werden als Zulieferer in die Antriebssystemvalidierung eingebunden. Ihr Anspruch ist es möglichst die gleichen Prüfstandssysteme flexibel für möglichst viele Fahrzeughersteller zu verwenden, d.h. Kupplungssysteme müssen flexibel und effizient in Wechselwirkung mit verschiedenen Antriebssystemen validiert werden. Die Validierung im Fahrzeug ist vor diesem Hintergrund sehr aufwändig und oftmals mangels Fahrzeug-Prototypen erst spät möglich.
- Bei der Auswahl eines Zulieferers für Kupplungs- und Dämpfersysteme müssen Fahrzeughersteller die Leistungsfähigkeit von Musterteilen bewerten, während es noch keine Prototypen des restlichen Antriebssystems gibt. Durch die virtuelle Abbildung des Restsystems können aussagekräftige Benchmarkanalysen effizient durchgeführt werden.
- Wirkungsgradsteigernde Maßnahmen wie die Reibungsreduktion im Antriebsstrang und Downsizing von Verbrennungsmotoren führen zu einer höheren Schwingungsempfindlichkeit des Antriebssystems und auch zu höheren Schwingungsanregungen, vgl. Kapitel 2.3.3. Durch die Abbildung dieser Entwicklungstrends im virtuellen Teil der Validierungsumgebung können Leistungsgrenzen aktueller Torsionsschwingungsdämpfer analysiert werden.
- Das Kupplungssystem weist mit Reibung und mehrstufigem Federsystem ein hochgradig nicht-lineares Verhalten auf, das in Simulationsmodellen schwer abbildbar ist. Durch eine leistungsfähige Prüfstandsumgebung mit hochperformanter Echtzeitumgebung ist es denkbar, das Kupplungssystem als physisches Element in vorrangig virtuelle, d.h. rechnergestützte Systemanalysen mit Fokus auf andere Antriebselemente einzubinden.

Das Zielsystem der Validierungsumgebung wird im Folgenden am Fallbeispiel der Kupplungsrupfunterforschungen aus Kapitel 4 sowie einer Potentialanalyse von Torsions-schwingungsdämpfer-Systemen detailliert.

5.2.1 Kupplungssystemvalidierung hinsichtlich Rupfschwingungen

Während bei den Anfahrversuchen in Kapitel 4 ein großer Teil des Antriebssystems als mechanisches Modell dargestellt wird, soll die neue Prüfstands Umgebung eine möglichst vollständige virtuelle Abbildung der relevanten Antriebselemente erlauben. Im Top-Down-Modell in Abbildung 5.1 bedeutet dies eine Verschiebung aller Komponenten bis auf das Kupplungssystem in den virtuellen Bereich. Die Einteilung in *Teilsystem in Entwicklung* und *Restsystem* wird an dieser Stelle nicht vollzogen. Diese Festlegung ergibt sich abhängig von der Zielsetzung der jeweiligen Validierungsaktivität.

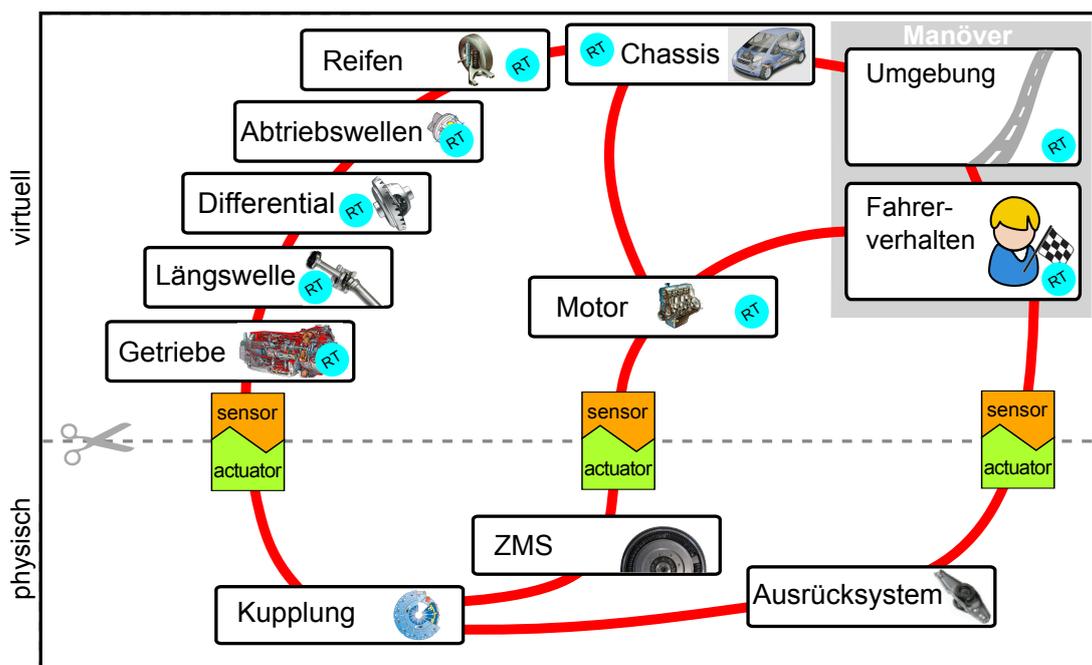


Abbildung 5.1: Kupplungsrupfen: virtuelle Abbildung von Fahrzeug und Antriebsstrang

Damit einhergehend sollen die virtuellen Antriebselemente mit größerem Detaillierungsgrad abgebildet werden können. Während die Verbrennungsmotoreigenschaften aufgrund geringer Einflüsse auf Anfahr-schwingungen weiterhin generisch dargestellt werden, liegt der Fokus auf der Abbildung von Reibungs- und Dämpfungseigenschaften im Antriebsstrang, insbesondere der relevanten Längs- und Seitenwellen sowie der Reifen.

Die Detaillierung der einzelnen Antriebselemente ist in Abbildung 5.2 angedeutet. Darin wird der Anspruch deutlich, die einzelnen Antriebskomponenten möglichst de-

tailliert abzubilden, wenngleich sie sich bzgl. der Entwicklung noch im Anfangsstadium befinden, d.h. ihre Designparameter noch weitestgehend flexibel sind.

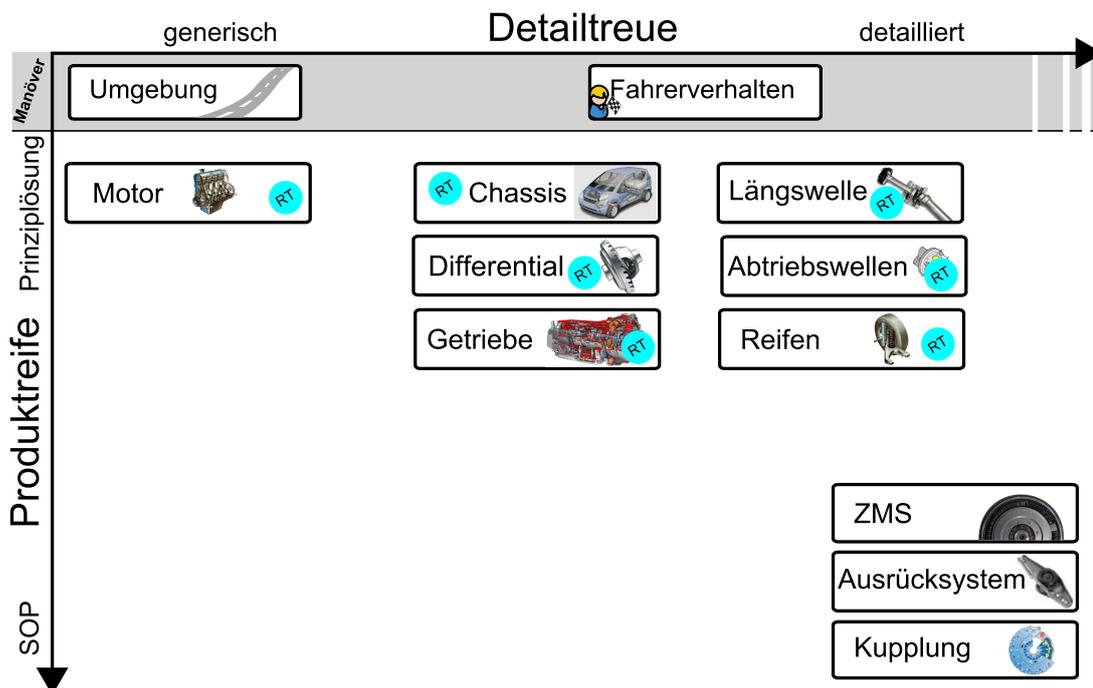


Abbildung 5.2: Kupplungsrupfen: Detaillierung der Antriebssystemelemente

5.2.2 Analyse von motorerregten Triebstrangschwingungen

Während zur Analyse von Kupplungsrupfschwingungen insbesondere der Frequenzbereich unterhalb von 20 Hz relevant ist, müssen hinsichtlich des Übertragungsverhaltens von Torsionsschwingungsdämpfern Wechselwirkungen in einem deutlich erweiterten Bereich analysiert werden. Beispielsweise umfasst die Hauptanregung eines Viertakt-Vierzylindermotors bei Drehzahlen bis 6000 min^{-1} ein Bereich von 200 Hz, ungeachtet der Berücksichtigung höherer Anordnungsordnungen oder von Motoren mit höherer Zylinderzahl. Gleichzeitig müssen Torsionsschwingungsdämpfer hinsichtlich ihres Verhaltens bei niederfrequenten Lastwechselschwingungen im Bereich bis 10 Hz untersucht werden, beispielsweise mit der Zielsetzung, stoßartige Spitzenmomente beim Spieldurchlauf des Dämpfers zu analysieren.

Der grundlegende Anspruch, die Antriebskomponenten neben dem physischen Kupplungssystem mit Torsionsschwingungsdämpfer virtuell abzubilden, entspricht der Darstellung in Abbildung 5.1. Die Kupplungsaktuierung bleibt für diesen Anwendungsfall ohne Beachtung, wenngleich Eigenschaften des Ausrücksystems in Beziehung zu motorerregten Schwingungen stehen, z.B. bei dem Phänomen Pedalkribbeln, das durch Kurbelwellenaxialschwingungen angeregt wird.

Der erweiterte Frequenzbereich der auftretenden Schwingungen erfordert jedoch eine noch detailliertere Abbildung des Antriebsstrangs im Vergleich zu Abbildung 5.2.

Zum einen müssen höhere Eigenformen des Antriebsstrangs berücksichtigt werden, z.B. Resonanzeffekte, die durch Eigenschaften des Haupt- oder Achsgetriebes bestimmt sind und in bestimmten Betriebssituationen zu Geräuschen wie Rasseln oder Brummen führen.

Zum anderen erfordert die Analyse motorerregter Schwingungen im Vergleich zu den Kupplungsrupfanalysen eine Abbildung der Schwingungsanregung des Verbrennungsmotors. Die Detaillierung der Verbrennungsmotorabbildung kann in diesem Zusammenhang von einer generischen Sinusüberlagerung der Hauptanregung bis hin zur Darstellung des komplexen Drehmomentverlaufs mit mehreren Frequenzanteilen variieren. Die Machbarkeit einer komplexen, teilweise physikalischen Echtzeit-Verbrennungsmotorsimulation mit parametrischer Abbildung des Verbrennungsvorgangs in einem Frequenzbereich bis 500 Hz konnte bereits nachgewiesen werden¹²⁸. Schwerpunkt dieser Arbeit ist allerdings die detaillierte Abbildung der Wechselwirkungen mit dem abtriebsseitigen Antriebsstrang.

5.3 Modellbasierte Parameterstudie zur Komponentenauswahl

Angelehnt an das Vorgehen bei der modellbasierten Machbarkeitsanalyse in Kapitel 4.3.3 werden im Folgenden Parameterstudien zur Auswahl der Prüfstandskomponenten vorgestellt. Der Fokus liegt hierbei auf den Eigenschaften der Prüfstandsantriebe mit Motoren und Leistungselektronik, die als Schnittstelle zwischen der virtuellen und physischen Domäne erheblichen Einfluss auf die Machbarkeit der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Anwendungsszenarien haben. Die Machbarkeit einer detaillierten und hochperformanten Echtzeitsimulation kann hingegen auf Basis abgeschlossener Arbeiten als gegeben betrachtet werden, vgl. Kapitel 2.5.

Für die Auswahl der Elektromotoren sind neben einem ausreichend großen Drehzahlbereich das nominelle und maximale Drehmoment sowie das Rotorträgheitsmoment ausschlaggebend. In Bezug auf die Motordynamik muss ein möglichst großes Verhältnis von Motordrehmoment zu Rotorträgheitsmoment erreicht werden. In den beiden folgenden Unterkapiteln wird die Relevanz dieser Parameter hinsichtlich der Analyse von Kupplungsrupfen und Torsionsschwingungsdämpfern analysiert.

Ausschlaggebend für die verzugsfreie Einstellung von Sollwerten aus der Echtzeitsimulation ist die Dynamik der Stromregelung im Umrichter. Der Einfluss der Reglerdynamik auf Versuchsergebnisse wird abhängig vom betrachteten Frequenzbereich in Kapitel 5.3.3 beschrieben.

¹²⁸siehe Albers u. a. (2013b)

5.3.1 Abbildung der Rupfschwingung bei Anfahrversuchen

Aufbauend auf der Top-Down Beschreibung in Abbildung 5.1 wird im Gegensatz zum Versuchsaufbau in Kapitel 4.4.6 der abtriebsseitige Prüfstandsmotor möglichst steif und direkt an das Kupplungssystem angebunden. Damit ergibt sich das in Abbildung 5.3 dargestellte System mit den Trägheiten der Kupplungsscheibe J_{KS} und der Adaptionsteile J_{Adap} sowie der Rotorträgheit J_R . Die Kopplung der Trägheiten wird als ideal steif betrachtet.

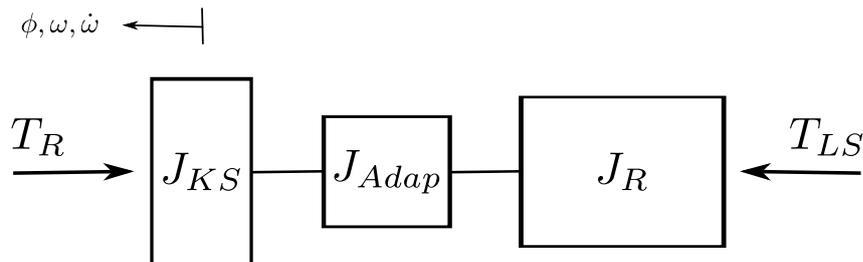


Abbildung 5.3: Modell zur Machbarkeitsanalyse der Rupfdynamik

Zur Abbildung von Rupfvorgängen muss den Trägheiten bei gleichzeitig wirkendem Reibmoment T_R in der Kupplung durch das Luftspaltmoment T_{LS} eine Schwingung mit typischer Ruppcharakteristik aufgeprägt werden können:

$$T_{LS} = (J_{KS} + J_{Adap} + J_R) \dot{\omega} + T_R \quad (5.1)$$

Die sich tatsächlich einstellenden Frequenzen und Drehzahlamplituden in einem bestimmten Betriebspunkt sind zunächst nicht relevant, zur Machbarkeitsanalyse werden Worst-Case-Annahmen getroffen:

- Für die Antriebsstrangeigenfrequenz f_0 und die daraus resultierende Ruppfrequenz wird die Obergrenze 12 Hz gewählt (vgl. Kapitel 2.2), da bei hohen Frequenzen mit den höchsten Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}$ zu rechnen ist.
- Als Kupplungsscheibenträgheit J_{KS} wird die Trägheit einer Zweiseibenkupplung mit für Handschaltgetriebe maximaler Drehmomentkapazität von ca. 500 Nm gewählt. Das verwendete Referenzsystem weist eine Trägheit von 0,012 kgm² auf.
- Die Adapterträgheit orientiert sich an dem Versuchsaufbau aus Kapitel 4.4.6 mit Getriebeeingangswelle zuzüglich der Trägheit einer Drehmomentmesswelle und einer Ausgleichkupplung. Der resultierende Wert beträgt 0,03 kgm².
- Als maximales mittleres Anfahrmoment wird ein für Anfahrvorgänge hohes Drehmoment von 100 Nm gewählt. Kupplungsrupfen macht sich jedoch in der Regel vor allem bei Anfahrten mit langer Schlupfphase mit geringerem Drehmoment, z.B. in Stausituationen, bemerkbar.

Auf Basis dieser Randbedingungen werden die machbaren Drehzahlamplituden am Kupplungsausgang abhängig von maximalem Drehmoment und Rotorträgheit des Prüfstandsmotors berechnet.

Ausgehend von einer harmonischen Drehzahlgleichförmigkeit am Kupplungsausgang von

$$\omega(t) = \hat{\omega} \sin(2\pi f_0 t) \quad (5.2)$$

ergibt sich eine maximale Winkelbeschleunigung von

$$\hat{\dot{\omega}} = 2\pi f_0 \hat{\omega} \quad (5.3)$$

Zusammen mit Gleichung (5.1) folgt für die machbare Drehzahlamplitude:

$$\hat{\omega} = \frac{T_{LS} - T_R}{2\pi f_0 (J_{KS} + J_{Adap} + J_R)} \quad (5.4)$$

Die Variation der maximalen Motordrehmomente und Rotorträgheiten ist in Tabelle A.1 im Anhang A.2 dargestellt. Das Motordrehmoment steht direkt in Verbindung mit der Rotorträgheit. Eine Drehmomentsteigerung wird üblicherweise durch einen größeren Durchmesser oder eine Verlängerung des Rotors, bei PMS in Kombination mit einer Erhöhung der Magnetdichte, erreicht. Daher sind nicht alle Drehmoment- und Trägheitskombinationen in Tabelle A.1 technisch realisierbar.

Vorab werden auf Basis der Parametervariation drei hochdynamische PMS ausgewählt, die bei den Worst-Case Randbedingungen eine maximale Drehzahlamplitude von ungefähr 100 min^{-1} ermöglichen:

- PMS 1 mit $T_{max} = 600 \text{ Nm}$ und $J_R = 0.029 \text{ kgm}^2$
- PMS 2 mit $T_{max} = 800 \text{ Nm}$ und $J_R = 0.045 \text{ kgm}^2$
- PMS 3 mit $T_{max} = 1200 \text{ Nm}$ und $J_R = 0.095 \text{ kgm}^2$

5.3.2 Erreichbare Schwingwinkel bei der Dämpferanalyse

Bei der Analyse des Übertragungsverhaltens von Torsionsschwingungsdämpfern werden als Kriterium oftmals die bei hohen Frequenzen noch darstellbaren dynamischen Verdrehwinkel und die erreichbaren Winkelbeschleunigungen des ZMS angegeben. Für diese Größen wird analog zur Vorgehensweise im vorhergehenden Abschnitt eine Parameterstudie mit typischen Torsionsdämpfereigenschaften bzgl. maximalem Drehmoment und Rotorträgheit der vorausgewählten Prüfstandsmotoren durchgeführt.

Hinsichtlich der Schwingfestigkeit der Motoren ist die maximale Drehmomentamplitude üblicherweise begrenzt. Zur Abbildung realistischer Betriebszustände setzt sich das Drehmoment jedoch ohnehin aus einem stationären und einem überlagerten dynamischen Anteil zusammen. Für die betrachteten Antriebe sind die Grenzwerte:

- PMS 1: $\hat{T}_{max} = 350 \text{ Nm}$
- PMS 2: $\hat{T}_{max} = 400 \text{ Nm}$
- PMS 3: $\hat{T}_{max} = 600 \text{ Nm}$

Das grundlegende mechanische Modell des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Im Gegensatz zur Analyse des Kupplungsrupfens wird an dieser Stelle davon ausgegangen, dass Primär- und Sekundärseite des ZMS ohne Kupplungsdeckel direkt und wiederum möglichst steif mit den Prüfstandsmotoren verbunden werden.

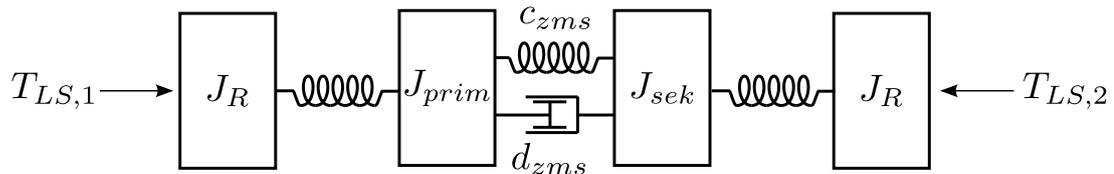


Abbildung 5.4: Schwingwinkelanalyse ZMS - grundlegendes Modell

Zur Durchführung der Berechnung werden vereinfachende Annahmen getroffen:

- Die minimalen Restschwingungen der Sekundärseite bei hohen Frequenzen werden zur Berechnung der Schwingwinkel und Winkelbeschleunigungen vernachlässigt. Der relative Verdrehwinkel ergibt sich allein aus der Schwingung der Primärseite, die Sekundärseite wird als fest eingespannt betrachtet.
- Bei hohen Frequenzen und kleinen Schwingwinkeln arbeitet das ZMS nahezu dämpfungs- und reibungsfrei.
- Die in Abbildung 5.4 angedeuteten Koppelsteifigkeiten werden als groß im Vergleich zur Steifigkeit des ZMS angenommen und daher vernachlässigt.

Aus diesen Vereinfachungen resultiert das Modell gemäß Abbildung 5.5.

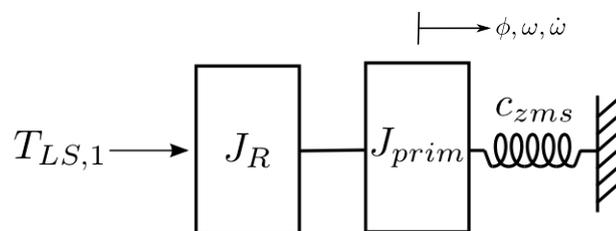


Abbildung 5.5: Vereinfachtes Modell zur ZMS Schwingwinkelanalyse

Mit einer harmonischen Drehmomentanregung $T_{LS,1} = \hat{T} \sin \Omega t$ und der Anregungsfrequenz $\Omega = 2\pi f$ lautet die Bewegungsgleichung für den ungedämpften Einmassenschwinger:

$$(J_R + J_{prim}) \dot{\omega} + c_{zms} \phi = \hat{T} \sin \Omega t \quad (5.5)$$

Die vollständige Lösung der Bewegungsgleichung lautet

$$\phi(t) = \frac{\hat{T}}{(J_R + J_{prim}) (\omega_0^2 - \Omega^2)} \left(\sin\Omega t - \frac{\omega_0}{\Omega} \sin\omega_0 t \right) \quad (5.6)$$

mit der Eigenkreisfrequenz

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{zms}}{(J_R + J_{prim})}} \quad (5.7)$$

Der harmonische Term der freien Schwingung in ω_0 verschwindet für $\Omega \gg \omega_0$ bzw. klingt bei Vorliegen einer minimalen Dämpfung ab und wird daher vernachlässigt. Fokus der Analyse sind die aus der Fremderregung mit Drehmomentamplitude \hat{T} in der Erregerfrequenz Ω resultierenden Schwingwinkel und Winkelbeschleunigungen. Daraus ergibt sich für die erreichbaren Schwingwinkel- und Winkelbeschleunigungsamplituden

$$\hat{\phi} = \frac{\hat{T}}{(J_R + J_{prim}) (\omega_0^2 - \Omega^2)} \quad (5.8)$$

$$\hat{\omega} = \frac{\hat{T}\Omega^2}{(J_R + J_{prim}) (\omega_0^2 - \Omega^2)} \quad (5.9)$$

Für eine übliche ZMS-Steifigkeit von 10 Nm/° sind die Schwingwinkel und Winkelbeschleunigungen in Tabelle A.2 im Anhang A.2 über der Anregungsfrequenz und verschiedenen primärseitigen Trägheiten J_{prim} des ZMS aufgetragen.

Die Ergebnisse für kleine Anregungsfrequenzen sind darin durch die Resonanzstelle des zugrundeliegenden Einmassenschwingers beeinflusst. Ist die Anregungsfrequenz hinreichend groß im Vergleich zu dieser Resonanzstelle unterhalb von 20 Hz, nähern sich die erreichbaren Winkelbeschleunigungen einem konstanten Wert an.

Das wichtigste Ergebnis der Parametervariation liegt in dem Schluss, dass der leistungsstärkste Motor zwar für große Prüflinge die besten Werte erzielt, bei kleinen Prüflingen seine größere Eigenträgheit jedoch nicht kompensieren kann. Da der Trend in der Verbrennungsmotorenentwicklung eher hin zu kleinen Motoren mit niedrigen Zylinderzahlen geht, wird der kleinste Motor (PMS 1) mit günstigem Verhalten bei kleinen Verbrennungsmotor- und ZMS-Trägheiten gewählt.

5.3.3 Auswirkungen von Reglerdynamik und Datenübertragung

Zeitverzögerungen in der Datenübertragung und -verarbeitung sowie Einflüsse der Reglerdynamik bei der Einstellung von Sollwerten müssen bei der Abbildung von dynamischen Wechselwirkungen zwischen Echtzeitsimulation und physischen Antriebselementen berücksichtigt werden. Bei der Abbildung von Schwingungswechselwirkungen wirken

sich diese Zeitverzögerungen als Phasenverschiebungen aus und führen zu Verfälschungen der Ergebnisse oder zu Instabilität, vgl. Kapitel 4.3.3.

Die wesentlichen Einflüsse auf den Zeitversatz zwischen Echtzeitsimulation und Einregelung eines Drehmoments am Motor sind:

1. Zeit $t_{RT,in}$ zur Messwertverarbeitung im Echtzeitsystem
2. Berechnungszeit $t_{RT,calc}$ des Sollwertes aus gemessenen Daten
3. Zeit zum Datentransfer t_{ff} durch die zyklische Datenübertragung zwischen Echtzeitsystem und Leistungselektronik
4. Zeit t_{LE} zur Einregelung des Sollwertes durch die Leistungselektronik

Die ersten beiden Schritte laufen innerhalb eines Rechenzyklus des Echtzeitsystems ab. Zwischen dem zweiten und dritten Schritt vergeht längstens ein Rechenzyklus.

Das Übertragungsdelat ist im Falle einer Datenübertragung durch EtherCAT topologieabhängig. Durch geschickte Anordnung der Bus-Teilnehmer zur Sollwerterzeugung und -verarbeitung kann durch die Zugriffe auf das Datenframe innerhalb eines Zyklus die Transferzeit minimiert und vernachlässigt werden, vgl. Kapitel 2.5.3. Bei dieser sogenannten Slave-to-Slave Kommunikation schreibt das Echtzeitsystem einen Sollwert in das umlaufende Datenframe und die in Umlaufrichtung folgende Leistungselektronik liest den Sollwert im gleichen Zyklus aus. Bei ungünstiger Anordnung der Slaves erreicht der Sollwert über den EtherCAT-Master erst im folgenden Zyklus den Empfänger.

Die Dynamik moderner Leistungselektronik hinsichtlich der Einstellung von Strom- bzw. Drehmomentsollwerten ist in Kapitel 2.5.3 beschrieben. Technisch möglich ist die Einstellung eines Stromsollwertes innerhalb von zwei Regelzyklen. Demnach resultiert eine Phasenverschiebung, die abhängig von der Wechselrichter-Schaltfrequenz ist.

Als Grundlage für die Auswahl der Leistungselektronik und für die Gestaltung der Kommunikationstopologie wird eine Sensitivitätsanalyse mit Fokus auf den Taktzyklus der Pulsweitenmodulation im Wechselrichter t_{PWM} sowie den Einfluss der Slave-Anordnung durchgeführt. Hierzu wird ein einfaches Simulationsmodell auf Basis des Einmassenschwingers gemäß Abbildung 2.8 implementiert.

Darin wird die Trägheit des Einmassenschwingers durch die Rotorträgheit des Prüfstandsmotors repräsentiert, auf die einerseits eine Fremderregung und andererseits die berechneten Feder-Dämpfer-Reaktionen aus der festen Einspannung wirken. In einem realen Versuchsszenario wäre die Berechnung der Feder-Dämpfer-Reaktionen Bestandteil eines Echtzeitmodells, das z.B. aus der gemessenen Rotor-Drehzahl unter Verwendung der Steifigkeits- und Dämpfungparameter ein Solldrehmoment für den Prüfstandsmotor berechnet.

In der durchgeführten modellbasierten Sensitivitätsanalyse wirken diese Feder-Dämpfer-Reaktionen im Simulationsmodell zunächst ideal mit der ebenfalls simulierten

Trägheitsmasse und können in einem weiteren Schritt mit den oben beschriebenen Zeitversätzen beaufschlagt werden.

Zur Durchführung des Vergleichs wird die Trägheitsmasse mit einer harmonischen Anregung beaufschlagt. Aufgrund der Linearität des Modells ist die Amplitude der Anregung unerheblich. Bei der Variation der Anregungsfrequenz wird die Steifigkeit des schwach gedämpften Einmassenschwingers so angepasst, dass eine Resonanzanregung erreicht wird.

Abbildung 5.6 zeigt die Ergebnisse der Variation von Wechselrichter-Schaltfrequenz sowie den Einfluss des Delays durch eine ungünstige Anordnung der EtherCAT-Teilnehmer. Darin sind die Abweichungen der sich einstellenden Drehzahlamplituden der schwingenden Trägheit mit und ohne Zeitversatz gegenübergestellt und über der Anregungsfrequenz aufgetragen.

Es ist zu erkennen, dass im unteren Frequenzbereich, der für die Analyse von Kupplungsrupfschwingungen relevant ist, unabhängig von der jeweiligen Konfiguration keine Auswirkungen der Zeitversätze zu erwarten sind. Im höheren Frequenzbereich der motorinduzierten Schwingungen treten jedoch deutliche Abweichungen bis hin zur Instabilität auf.

Dies lässt sich dadurch begründen, dass die Phasenverschiebung im gestellten Drehmoment die Koppeldämpfung zwischen virtueller und physischer Domäne reduziert. Im Beispiel des Einmassenschwingers mit der Koppelsteifigkeit c und der Koppeldämpfung d ergibt sich unter Annahme einer harmonischen Schwingung in Ω aus dem Verdrehwinkel ϕ und der Drehzahl ω der Trägheit ein zu stellendes Drehmoment von

$$T_{soll} = T_c + T_d \quad (5.10)$$

$$= c\hat{\phi} \sin \Omega t + d\hat{\omega} \cos \Omega t \quad (5.11)$$

mit der Steifigkeitsreaktion T_c und der Dämpfungsreaktion T_d .

Aus der resultierenden Verzugszeit t_V bis zur Einregelung des Sollwertes resultiert eine Phasenverschiebung

$$\alpha_V = 2\pi \frac{t_V}{T} \quad (5.12)$$

mit der Periodendauer $T = 2\pi/\Omega$ der vorliegenden Schwingung.

Die dynamischen Wechselwirkungen ergeben sich damit zu:

$$T_{real} = c\hat{\phi} \sin(\Omega t - \alpha_V) + d\hat{\omega} \cos(\Omega t - \alpha_V) \quad (5.13)$$

Durch Auflösen und Umstellen der Sinus- und Kosinusfunktionen gemäß

$$\begin{aligned} T_{real} &= c\hat{\phi} (\cos \alpha_V \sin \Omega t - \sin \alpha_V \cos \Omega t) + d\hat{\omega} (\cos \alpha_V \cos \Omega t + \sin \alpha_V \sin \Omega t) \\ &= (c\hat{\phi} \cos \alpha_V + d\hat{\omega} \sin \alpha_V) \sin \Omega t + (d\hat{\omega} \cos \alpha_V - c\hat{\phi} \sin \alpha_V) \cos \Omega t \end{aligned}$$

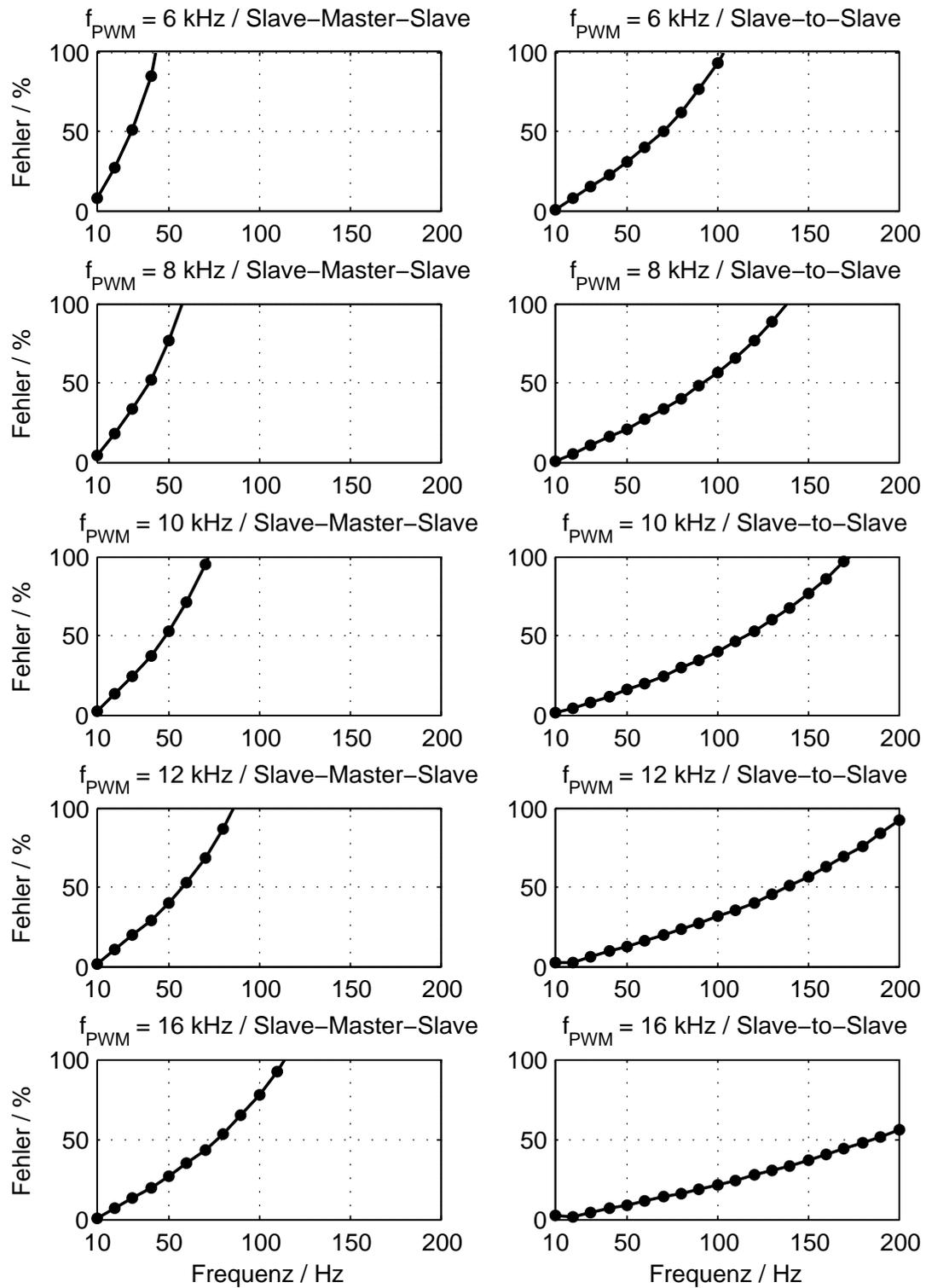


Abbildung 5.6: Sensitivitätsanalyse zum Einfluss von Zeitversätzen

ergeben sich die tatsächlichen Feder-Dämpfer-Reaktionen unter Berücksichtigung der Phasenverschiebung:

$$T_{c,real} = (c\hat{\phi} \cos \alpha_V + d\hat{\omega} \sin \alpha_V) \sin \Omega t \quad (5.14)$$

$$T_{d,real} = (d\hat{\omega} \cos \alpha_V - c\hat{\phi} \sin \alpha_V) \cos \Omega t \quad (5.15)$$

Darin wird die Reduktion der wirksamen Dämpfung abhängig von der Phasenverschiebung deutlich.

Abbildung 5.6 zeigt, dass schon sehr geringe Phasenverschiebungen bei schwach gedämpften Systemen zu erheblichen Amplitudenabweichungen führen. In der Beispielkonfiguration mit Wechselrichter-Schaltfrequenz $f_{PWM} = 10$ kHz und Slave-to-Slave Kommunikation variiert der Phasenwinkel von $\alpha_V = 1.1^\circ$ bei 10 Hz bis $\alpha_V = 21.6^\circ$ bei 200 Hz.

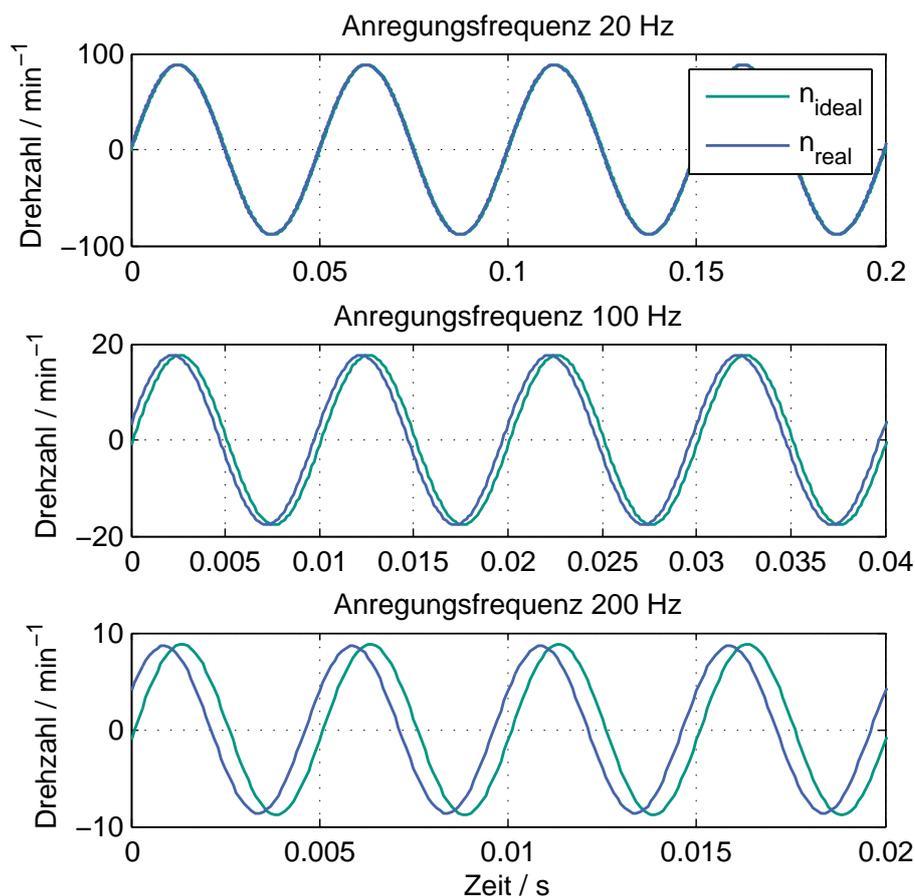


Abbildung 5.7: Dämpfungskorrektur bei $f_{PWM} = 10$ kHz und Slave-to-Slave Kommunikation

Es kann gezeigt werden, dass sich die Amplitudenabweichung bei Kenntnis bzw. durch Auswertung der Anregungsfrequenz kompensieren lässt. Durch Vergleich der

Solldämpfung d in Gleichung (5.11) mit Gleichung (5.15) ergibt sich für den korrigierten Dämpfungswert d_{kor} :

$$d\hat{\omega} = d_{kor}\hat{\omega} \cos \alpha_V - c\hat{\phi} \sin \alpha_V \quad (5.16)$$

Mit $\omega = \dot{\phi}$ bzw. $\hat{\omega} = \Omega\hat{\phi}$ ergibt sich

$$d_{kor} = d + \frac{c}{\Omega} \sin \alpha_V \quad (5.17)$$

Das Resultat der Dämpfungskorrektur ist für die Beispielkonfiguration mit $f_{PWM} = 10$ kHz und Slave-to-Slave Kommunikation in Abbildung 5.7 dargestellt. Während die Integration von Gleichung (5.17) für das beschriebene Beispiel mit bekannter Anregung vergleichsweise einfach ist, muss für unbekannte Anregungen mit mehreren Frequenzanteilen eine Bewertung der Dämpfungswechselwirkung im Frequenzbereich durchgeführt werden.

5.4 Umsetzung des Prüfstands

5.4.1 Ausgewählte Komponenten im Überblick

Auf Basis der Parameterstudien in Kapitel 5.3 werden die Kernkomponenten gemäß Tabelle 5.1 für die Validierungsumgebung ausgewählt.

Für die Auswahl der Leistungselektronik ist der Zusammenhang zwischen der Schaltfrequenz und dem maximalen Ausgangsstrom relevant. Bei gegebener Nominalleistung des Wechselrichters nimmt der darstellbare Strom und damit das maximale Drehmoment am Motor mit steigender Schaltfrequenz ab. Um einen wirtschaftlichen Kompromiss zu finden, kann die ausgewählte Leistungselektronik mit verschiedenen Schaltfrequenzen im Bereich von 8 bis 16 kHz betrieben werden. So stehen für Versuche im unteren Frequenzbereich maximale wirksame Leistungen zur Verfügung. Bei Untersuchungen im hohen Frequenzbereich treten abtriebsseitig durch das Isolationsverhalten des Torsionsschwingungsdämpfers üblicherweise kleine Drehmomentschwankungen auf. Daher kann eine Reduktion der wirksamen Leistung bei Erhöhung der Schaltfrequenz in Kauf genommen werden.

Abbildung 5.8 zeigt die Umsetzung des Powerpack-Prüfstandes (PPP) im ZMS-Aufbau. In der Darstellung ist die zugehörige Top-Down Beschreibung hinterlegt. Neben den bisher diskutierten Prüfstandseigenschaften ist eine Schienenführung der Motoren umgesetzt, die einen schnellen Tausch von Prüflingen ohne Neuausrichtung ermöglicht¹²⁹.

¹²⁹siehe Häfner (2011) / betreute Bachelorarbeit

Motoren	
Fabrikat	Krebs&Aulich PMW132 (An- und Abtrieb identisch)
Nenn-Drehmoment	330 Nm
Maximale Drehmoment	600 Nm
Nenn-Drehzahl	6000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	9000 min ⁻¹
Rotorträgheit	0.029 kgm ²
Leistungselektronik	
Fabrikat	Wechselrichter Unico 2400 (An- und Abtrieb identisch)
Nenn-Leistung	373 kW
Maximal-Leistung	560 kW
Schaltfrequenz	2-16 kHz
Echtzeitumgebung	
Fabrikat	ADwin Pro-II System
Schnittstellen (u.a.)	Analog/Digital I/O Counter I/O für Inkrementalgeber CAN-Bus EtherCAT Slave
EtherCAT Kommunikation	
Mastersystem	EtherLab
Zykluszeiten	4-6 kHz (bisher getestet)

Tabelle 5.1: Technische Daten des Powerpack-Prüfstandes (PPP)

5.4.2 Kommunikation und Topologie

Die gewählte Kommunikationstopologie ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

Zur Berechnung der Wechselwirkungen der virtuellen und physischen Komponenten werden Simulationsmodelle für die Echtzeitumgebung ADwin¹³⁰ implementiert. Die Echtzeitumgebung verfügt über leistungsfähige Eingangsschnittstellen zur schnellen Erfassung und Vorverarbeitung von Daten. Auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 5.3.3 ist eine EtherCAT Slave-to-Slave Kommunikation zwischen der Echtzeitumgebung und der Leistungselektronik vorgesehen.

Zur Verwaltung und Definition des EtherCAT Netzwerks wird das Linux-basierte Mastersystem EtherLab¹³¹ verwendet. Mit der Masterimplementierung auf gewöhnlichen Industrierechnern konnten bisher Zykluszeiten bis 6 kHz realisiert werden.

¹³⁰Jäger (2014)

¹³¹IGH (2014)

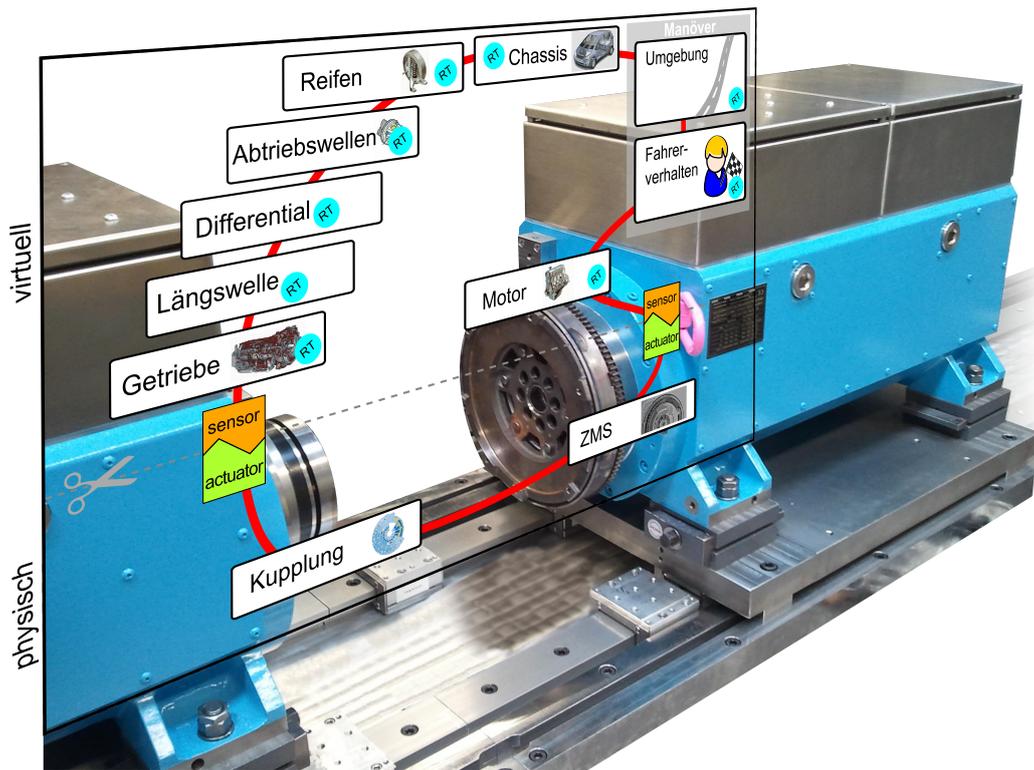


Abbildung 5.8: Powerpack-Prüfstand (PPP) mit ZMS-Aufbau

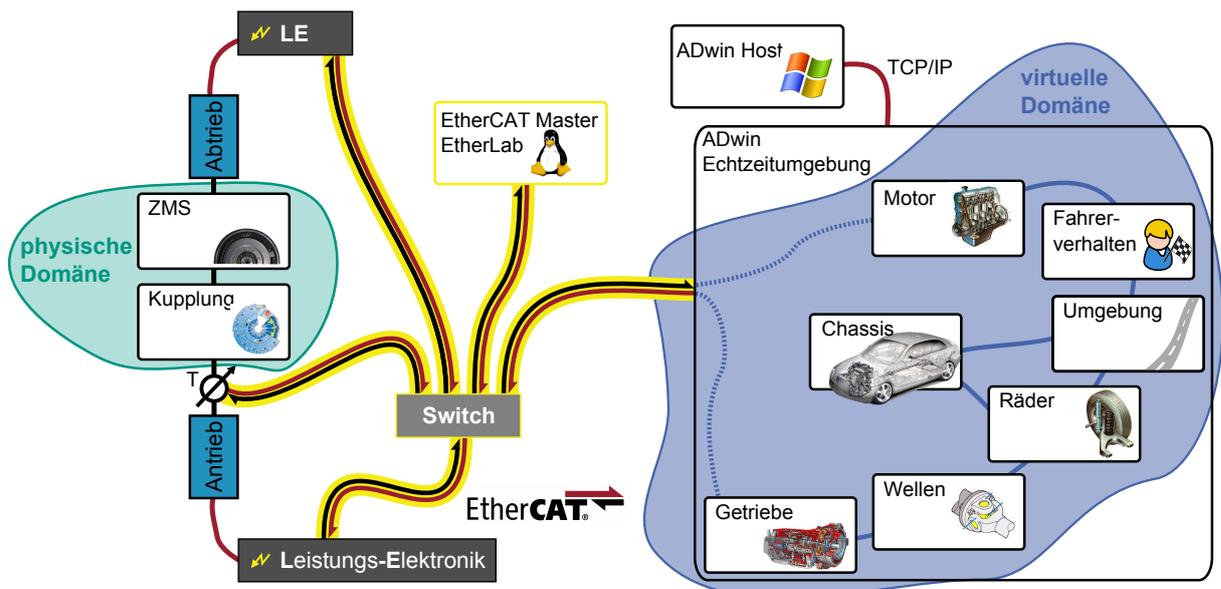


Abbildung 5.9: Kommunikationstopologie des PPP

6 Analyse von fremderregten Kupplungsrupfschwingungen

Aufbauend auf den in Kapitel 4 vorgestellten Untersuchungen zu Fremderregungsmechanismen im Kupplungssystem werden in den folgenden Abschnitten die deutlich erweiterten Anwendungsmöglichkeiten der neuen Validierungsumgebung aufgezeigt.

Die Leistungsfähigkeit der Echtzeitumgebung wird durch eine Sensitivitätsanalyse von Antriebsstrangparametern auf das Rupfverhalten des Antriebssystems veranschaulicht. Darüber hinaus werden in einer Potentialanalyse die Möglichkeiten zur Schwingungsreduktion durch ein Rupftilgersystem zunächst durch Echtzeitsimulation bewertet und anschließend verifiziert.

In den durchgeführten Versuchen soll zusätzlich zu der Rupfanregung durch Überlagerung geometrischer Abweichungen die Fremderregung durch die Kurbelwellenaxial-schwingung (vgl. Kapitel 2.2.3) nachgebildet werden.

Als Referenzsystem dient ein PKW-Kupplungssystem der Firma LuK, das sowohl mit und ohne Rupftilger betrieben werden kann. Das System kommt in heck- und allradgetriebenen Fahrzeugen zum Einsatz. Als Referenzantriebssystem wird die Heckantriebs-Variante gewählt, vgl. Kapitel 6.1.3.

6.1 Zielsetzung

6.1.1 Erweiterte Sensitivitätsanalyse

Im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse sollen Einflüsse von Antriebsstrangparametern auf kupplungsinduzierte Drehmoment- und Drehzahlschwankungen im Antriebsstrang quantifiziert werden. Bekanntlich wird die für das Kupplungsrupfen relevante erste Eigenform des offenen Antriebsstrangs, der durch die schlupfende Kupplung vom Motor getrennt ist, maßgeblich durch die Drehmasse der Kupplungsscheibe sowie die Steifigkeitseigenschaften von Gelenkwelle und Reifen beeinflusst, vgl. Kapitel 2.2.

In der Top-Down-Betrachtung nach Abbildung 6.1 werden diese Elemente dem *Teilsystem in Entwicklung* zugeordnet, d.h. sie sind Bestandteil des Designraums. In einem realen Produktentwicklungsprozess können Erkenntnisse aus den Versuchen, z.B. die Identifikation kritischer Dämpfungsparameter oder günstiger Steifigkeitsbereiche, direkt

in den Design- und Auswahlprozess einfließen. Durch die Parametervariation im Echtzeitmodell kann die Durchführung aufwändiger Versuche mit zahlreichen physischen Prototypen der Einzelelemente deutlich eingeschränkt werden.

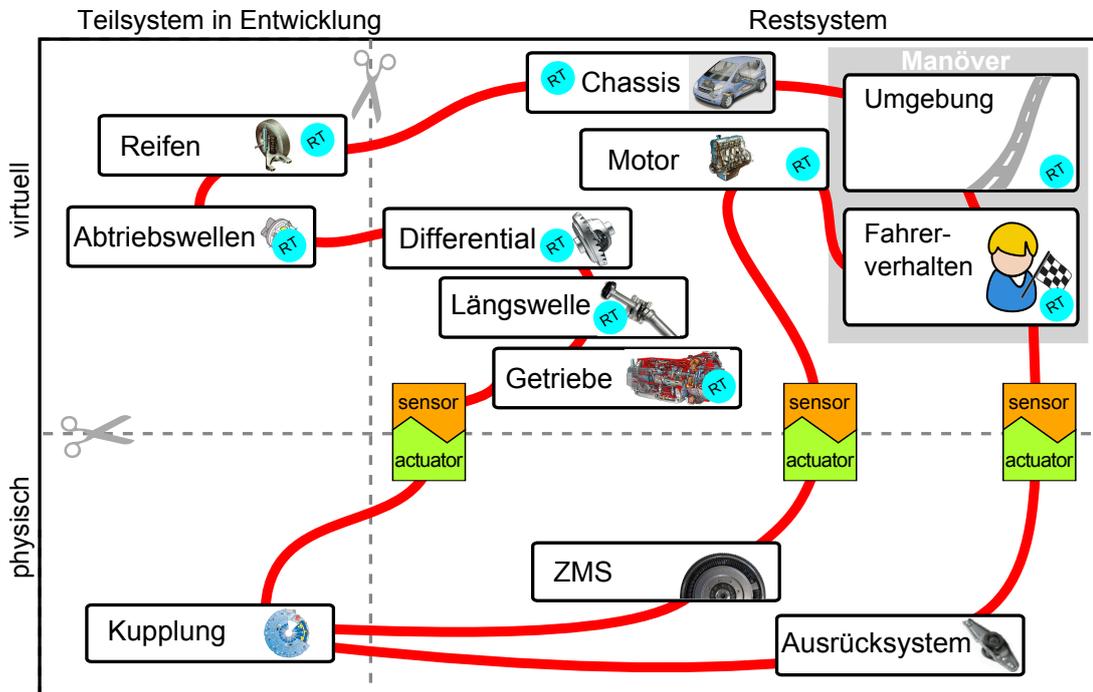


Abbildung 6.1: Top-Down Modell zur Sensitivitätsanalyse

Die Wechselwirkungen zwischen dem virtuell abgebildeten Motor und dem Schwungrad beinhalten neben dem rotatorischen Leistungsfluss auch die Zusammenhänge zwischen Axialschwingungen der Kurbelwelle und Anpresskraftmodulation im Kupplungssystem. Die Umsetzung dieser Wechselwirkung am Prüfstand ist in Kapitel 6.2.2 erläutert.

6.1.2 Potentialanalyse von Methoden zur Schwingungsreduktion

Die stetige Verbesserung der Energieeffizienz moderner Antriebssysteme, z.B. durch Reibungsreduktion, führt gleichzeitig zu einer erhöhten Schwingungsempfindlichkeit des Antriebsstrangs. Bereits kleinste Abweichungen im Kupplungssystem, die sich im Bereich von konstruktiven Bauteiltoleranzen bewegen, können spürbaren Schwingungen hervorrufen. Zudem ergeben sich aus Wirkungsgradverbesserungen im Verbrennungsmotor wie dem Downsizing, d.h. der Steigerung der spezifischen Leistung durch Zylinderaufladung, nicht nur erhöhte rotatorische, sondern auch verstärkte Axial- und Biegeschwingungen der Kurbelwelle, die als Anregungsmechanismus von Kupplungsrupfschwingungen bekannt sind, vgl. Kapitel 2.3.3.

Daher kommen in heutigen Antriebssystemen bereits passive Tilgersysteme zum Einsatz. Durch Anwendung der neuen Validierungsumgebung sollen zunächst die Potentiale dieser Tilgersysteme am Referenzsystem analysiert werden. Darüber hinaus

soll durch die Implementierung einer flexiblen Echtzeitumgebung ermöglicht werden, die Potentiale der Tilgersysteme aktiven Methoden zur Schwingungsreduktion gegenüberzustellen, die Fokus weiteren Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung sind.

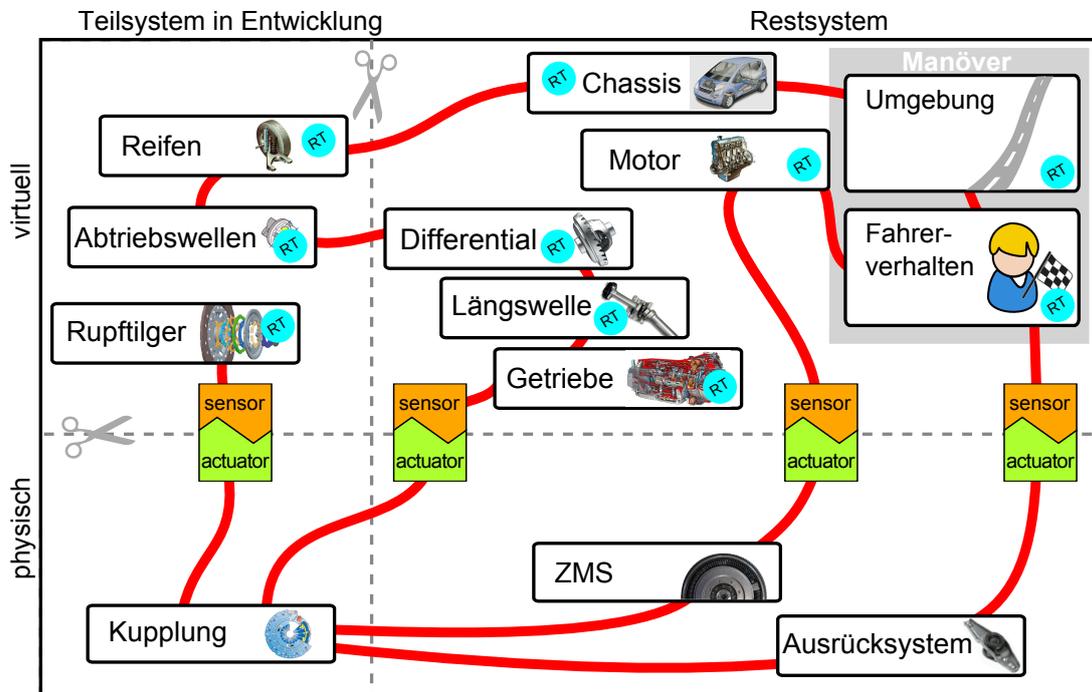


Abbildung 6.2: Top-Down Modell zur Potentialanalyse von Rupftilger-Systemen

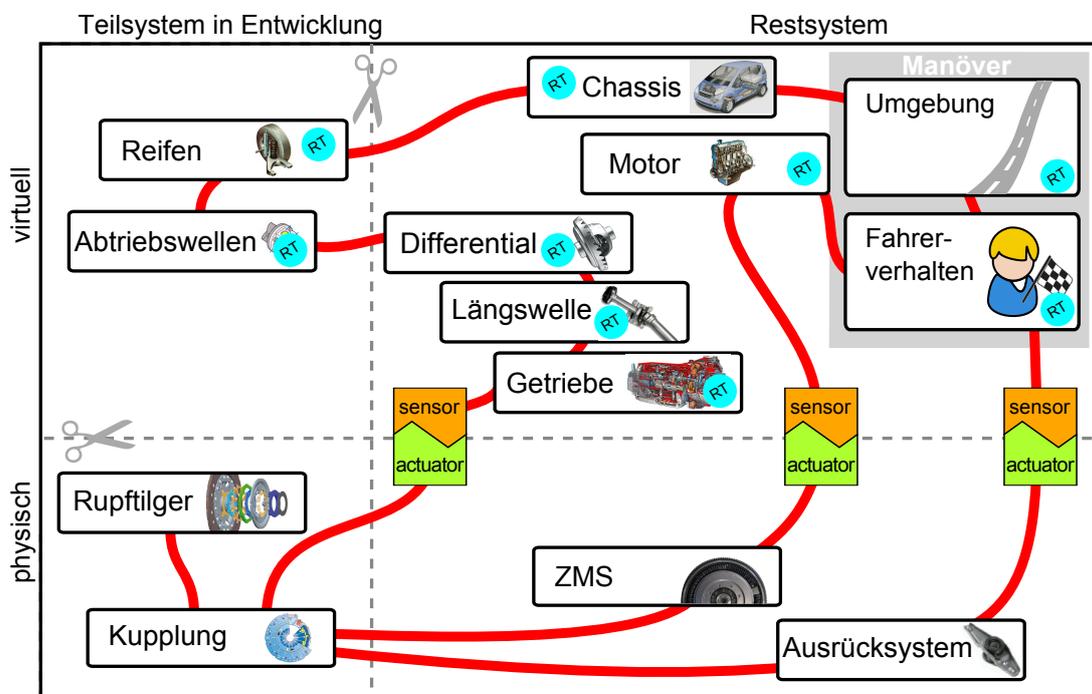


Abbildung 6.3: Top-Down Modell zur Verifizierung der Tilger-Echtzeitsimulation

Das Top-Down Modell in Abbildung 6.2 zeigt nun zusätzlich die Wechselwirkung des Antriebssystems mit dem Rupftilger. Der Rupftilger ist auf der Kupplungsscheibe

angebracht und befindet sich nicht im Leistungsfluss zwischen Kupplungssystem und Getriebe, sondern übt abhängig von der Winkelbeschleunigung der Kupplungsscheibe ein Gegenmoment auf diese aus, vgl. Kapitel 2.2.4.

Der Rupftilger wird im ersten Schritt als virtuell abgebildetes *Teilsystem in Entwicklung* betrachtet. Durch eine Verifizierung der Echtzeitsimulation sollen die Potentiale der Validierungsumgebung zur Auslegung des Tilgersystems, z.B. zur Dimensionierung der für die Tilgerwirkung ausschlaggebenden Tilgermassen, aufgezeigt werden. Das Top-Down Modell für die Verifizierung des Tilgermodells ist in Abbildung 6.3 dargestellt.

6.1.3 Parameter des Referenzsystems

Ausgangspunkt für die Implementierung des Echtzeitmodells des Antriebsstrangs sind die Trägheits- und Steifigkeitsparameter des Referenzfahrzeugs, siehe Tabelle 6.1.

Die dimensionslosen Dämpfungskennwerte D_i beruhen auf Erfahrungs- bzw. Literaturwerten¹³². Im Rahmen der Modellreduktion in Kapitel 6.2.4 werden aus diesen Werten dimensionsbehaftete Dämpfungskoeffizienten ermittelt. Zu diesem Zweck werden die diskreten Steifigkeiten c_i einer Eigenform mit Eigenkreisfrequenz ω_j zugeordnet. Die Dämpfungskoeffizienten d_i ergeben sich daraus gemäß¹³³:

$$d_i = \frac{2D_i c_i}{\omega_j} \quad (6.1)$$

6.2 Umsetzung auf dem Powerpack-Prüfstand

6.2.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau mit Kupplungssystem und Kupplungsaktuator auf dem Powerpack-Prüfstand ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

Zwischen antriebsseitigem Prüfstandsmotor und Kupplungssystem ist eine Lagerungseinheit vorgesehen, die zur Abstützung der Ausrückkräfte notwendig ist. Abtriebsseitig ist die Abtriebswelle aus dem Kupplungssystem über eine Messwelle steif an den Abtriebsmotor gekoppelt. Die Motoren sind jeweils über ausgleichende und torsionssteife Balgkupplungen angebunden, um eine Überbestimmung der Lagerung zu verhindern.

Die Einbindung des Kupplungssystems ist an dem bekannten Aufbau aus Kapitel 4 orientiert, und ermöglicht analog die Variation verschiedener geometrischer Fehler, vgl. Abbildung 4.11.

¹³²siehe Laschet u. a. (1988) und Dresig (2006)

¹³³siehe z.B. Dresig (2006)

Tabelle 6.1: Parameter des Referenzsystems

Parameter	Einheit	Wert
Trägheit Kurbelwelle	10^{-3} kgm^2	45,187
Trägheit ZMS Primärseite	10^{-3} kgm^2	126,000
Trägheit ZMS Sekundärseite	10^{-3} kgm^2	142,200
Trägheit Kupplungsscheibe	10^{-3} kgm^2	15,000
Trägheit Getriebeeingang	10^{-3} kgm^2	5,000
Trägheit Getriebeausgang	10^{-3} kgm^2	25,000
Trägheit Gelenkscheibe vorne Primärseite	10^{-3} kgm^2	1,248
Trägheit Längswelle vorne Primärseite	10^{-3} kgm^2	2,150
Trägheit Längswelle vorne Sekundärseite	10^{-3} kgm^2	1,383
Trägheit Längswelle hinten Primärseite	10^{-3} kgm^2	1,099
Trägheit Längswelle hinten Sekundärseite	10^{-3} kgm^2	1,886
Trägheit Gelenkscheibe hinten	10^{-3} kgm^2	1,355
Trägheit Hinterachsgetriebe Eingang	10^{-3} kgm^2	1,567
Trägheit Hinterachsgetriebe Ausgang	10^{-3} kgm^2	31,017
Trägheit Antriebswelle	10^{-3} kgm^2	4,261
Trägheit Rad	10^{-3} kgm^2	1700,000
Fahrzeugmasse	kg	2000
Steifigkeit Zweimassenschwungrad (Hauptstufe)	Nm/°	10
Steifigkeit Getriebeeingangswelle	Nm/°	350
Steifigkeit Getriebe (Verzahnung & Ausgang)	Nm/°	700
Steifigkeit Gelenkscheibe vorne	Nm/°	525
Steifigkeit Längswelle vorne	Nm/°	600
Steifigkeit Längswelle hinten	Nm/°	400
Steifigkeit Gelenkscheibe hinten	Nm/°	525
Steifigkeit Antriebswelle	Nm/°	240
Steifigkeit Reifen	Nm/°	500
Dämpfungsmaß Getriebeeingangswelle	-	0,005
Dämpfungsmaß Getriebe (Verzahnung)	-	0,04
Dämpfungsmaß Gelenkscheibe (vorne & hinten)	-	0,05
Dämpfungsmaß Längswelle (je Abschnitt)	-	0,005
Dämpfungsmaß Antriebswelle	-	0,15
Dämpfungsmaß Reifen	-	0,05
Übersetzung 1. Gang	-	3,410
Übersetzung Hinterachsgetriebe	-	3,727

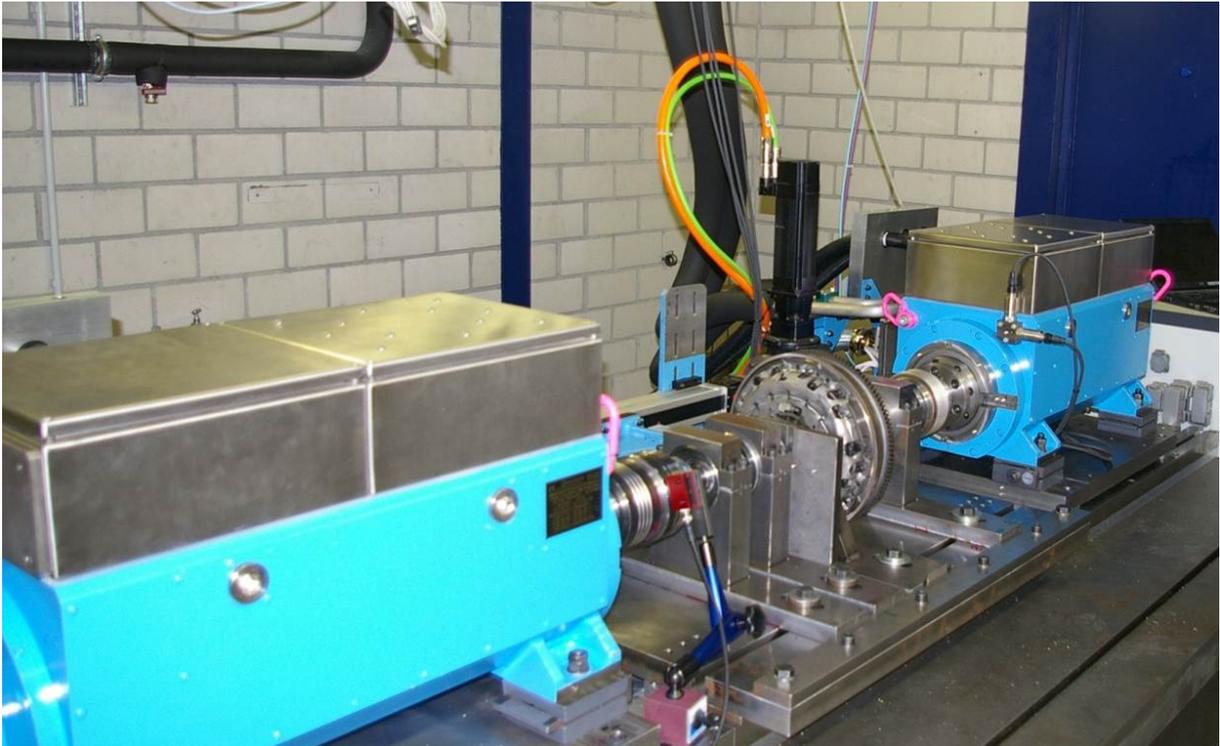


Abbildung 6.4: Versuchsaufbau

6.2.2 Rupfanregung durch Axialkraftmodulation

Der Anregungsmechanismus der Axialkraftmodulation, die durch Längs- und Biegeschwingungen der Kurbelwelle und damit des gesamten Kupplungssystems hervorgerufen wird, ist in Kapitel 2.2.3 beschrieben.

Zur direkten Umsetzung des Anregungsmechanismus müsste das gesamte Kupplungssystem über die Lagerung und den Unterbau gegenüber einem ortsfesten Ausrücksystem verschoben werden. Neben der schwierigen konstruktiven Umsetzung ist hierfür vor allem die hohen benötigten Aktuatorleistungen zur Anregung der großen Gesamtmasse als problematisch zu bewerten.

Die Abbildung der Relativbewegung zwischen Ausrücksystem und Kupplungssystem wird daher im elektromechanischen Steller realisiert. Der Positionsregelung des Aktuators wird zu diesem Zweck ein dynamischer Stromsollwert, z.B. in Form einer harmonischen Schwingung mit einstellbarer Frequenz und Amplitude, überlagert. Die dynamische Ansteuerung des Aktuators erlaubt neben der Schwingungsanregung auch die modellbasierte Untersuchung von Algorithmen zur Anti-Rupfregelung.

Der Zusammenhang zwischen Sollstromvorgabe des Aktuators, Schwingweg am Aktuator und Drehmomentschwankung in der Kupplung wird für verschiedene mittlere Anfahr Drehmomente im Bereich von 20 Nm bis 50 Nm in Schlupfversuchen mit stationärer Drehzahlregelung von An- und Abtriebsmotor mit geringer Differenzdrehzahl ermittelt. Eine exemplarische Messgrößenübersicht ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Die Stromvorgabe in Prozent weist einen niedrigen Stationäranteil zur Einregelung der

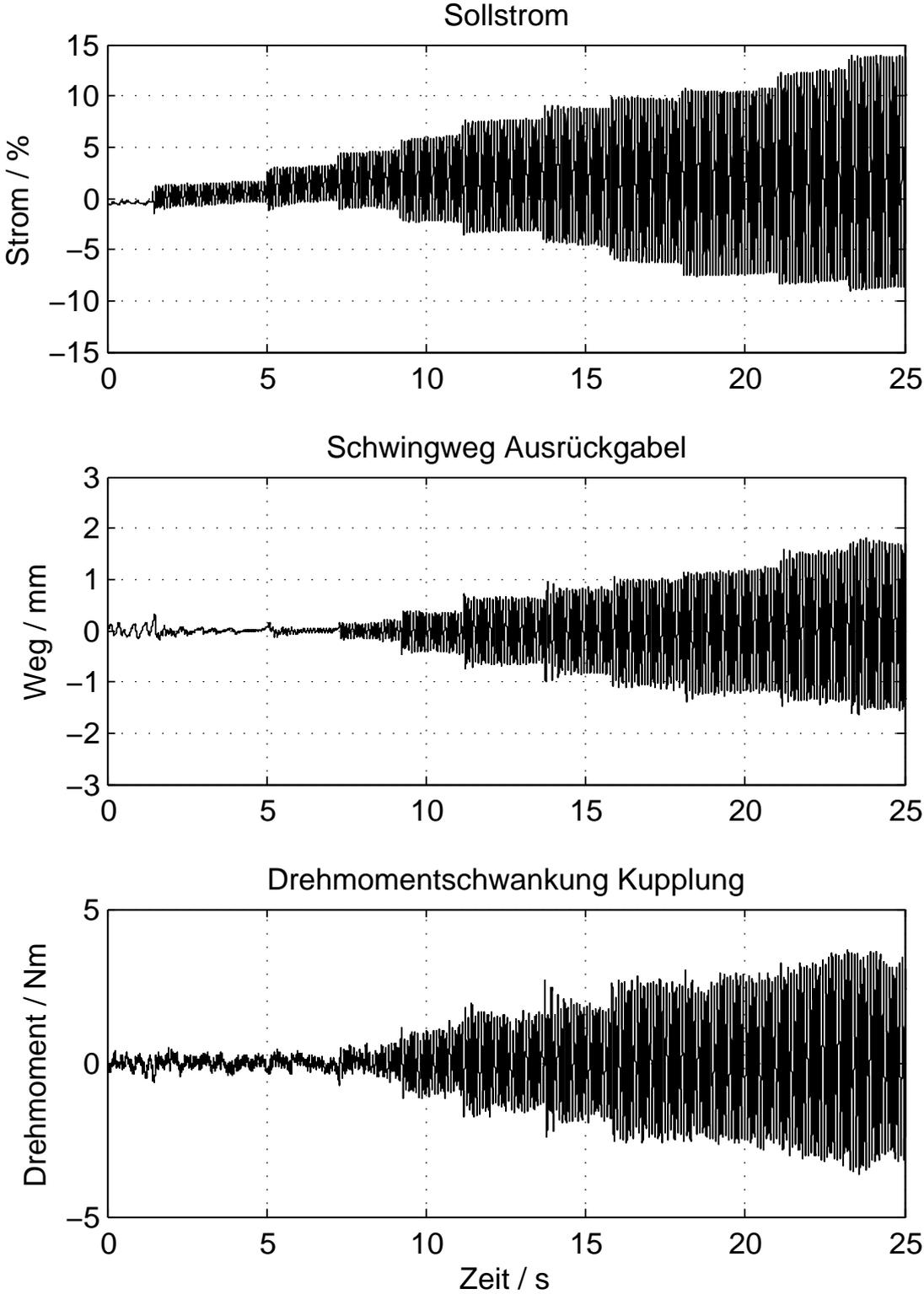
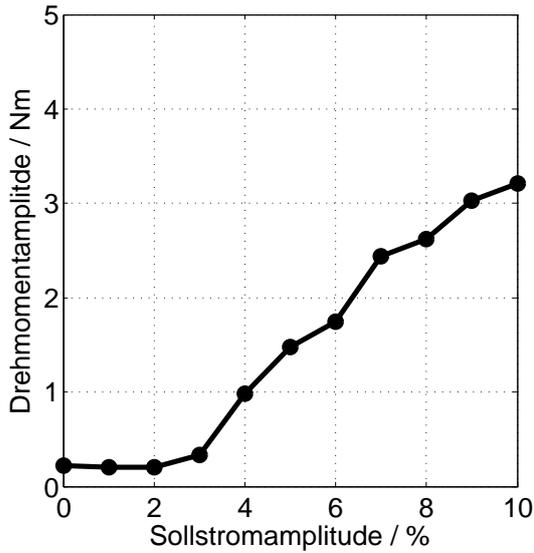
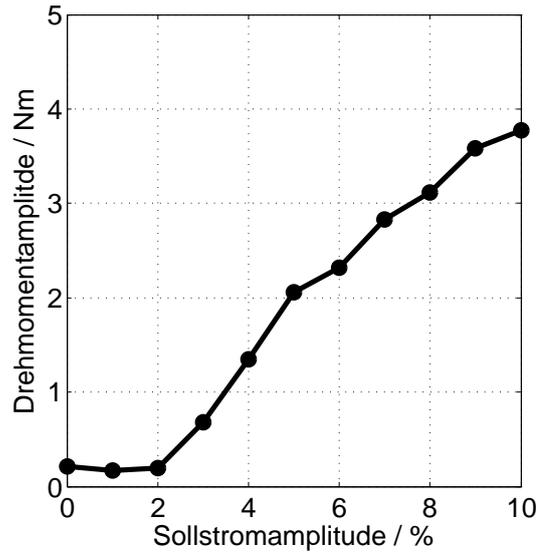


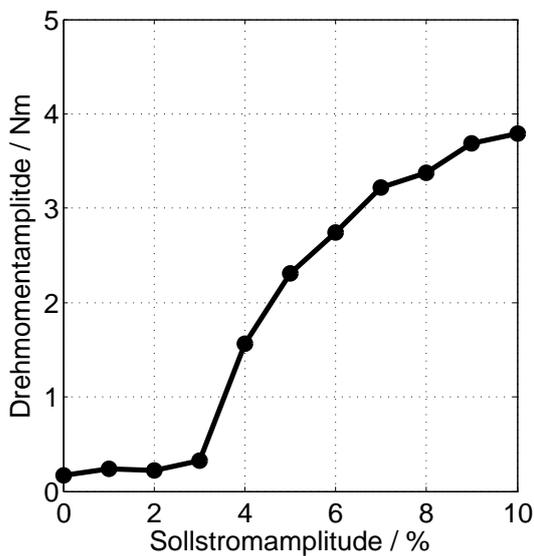
Abbildung 6.5: Messgrößen zur Ermittlung der Kupplungsmomentschwankung



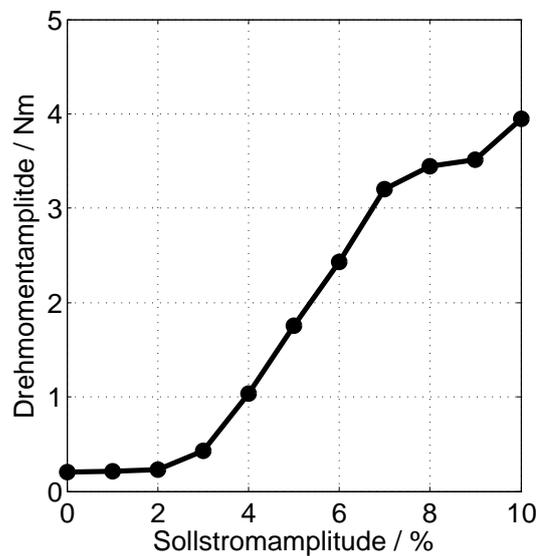
(a) Mittleres Drehmoment 21 Nm



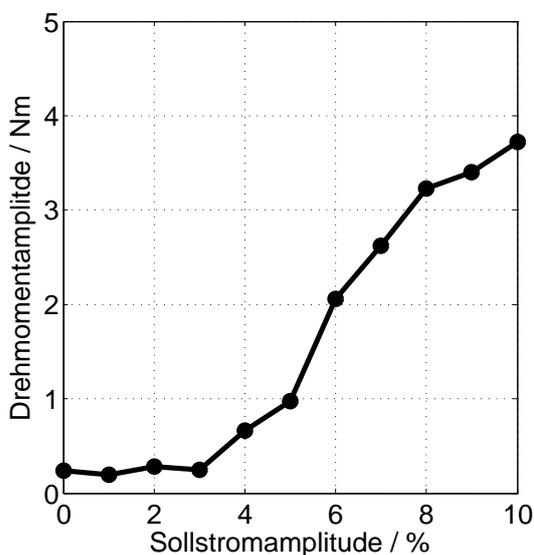
(b) Mittleres Drehmoment 26 Nm



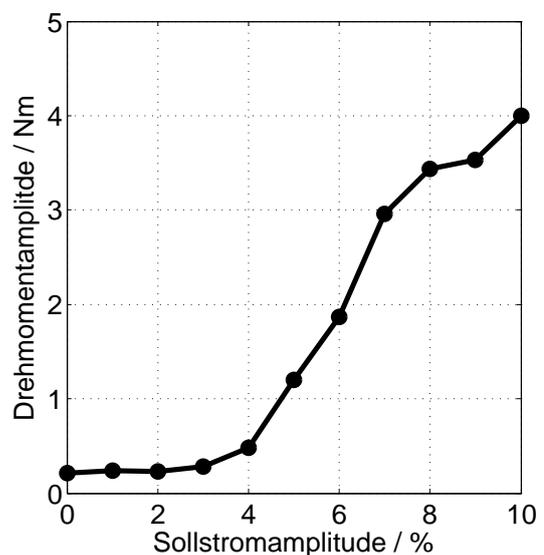
(c) Mittleres Drehmoment 32 Nm



(d) Mittleres Drehmoment 37 Nm



(e) Mittleres Drehmoment 43 Nm



(f) Mittleres Drehmoment 50 Nm

Abbildung 6.6: Zusammenhang Axialkraftmodulation und Kupplungsmoment

Schlupfposition sowie den überlagerten harmonischen Anteil auf, dessen Amplitude im Bereich von 0 bis 10 % variiert wird. Abhängig von dieser Anregungsamplitude nehmen die Positionsschwankung und die Drehmomentschwankung an der Messnabe zu, die jeweils mittelwertfrei dargestellt sind. Diese Drehmomentschwankung repräsentiert die Fremderregung, mit der das System im späteren Betrieb beaufschlagt wird.

Die Abhängigkeit von Sollstromamplitude und Drehmomentschwankung ist ausgewertet in Abbildung 6.6 dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass sich die Kennlinien im analysierten mittleren Drehmomentbereich nur geringfügig unterscheiden.

6.2.3 Echtzeitsimulation des Rupftilgers

Aufbauend auf der Beschreibung des Rupftilgers in der Literatur (vgl. Kapitel 2.2.4) ist in Abbildung 6.7 das mechanische Schema des Rupftilgers in Verbindung mit der Kupplungsscheibe dargestellt.

Die Tilgermasse J_T ist über das Federpaket mit Steifigkeit c_T und einer schwingwinkelabhängigen Reibeinrichtung mit Reibmoment R_T angebunden. Zusätzlich zu der Wechselwirkung zwischen Kupplungsscheibenträgheit J_K und Tilger ist die Anbindung der nächsten diskreten Masse J_{ab} des Antriebsstrangs mit der Steifigkeit c_1 und Dämpfung d_1 dargestellt.

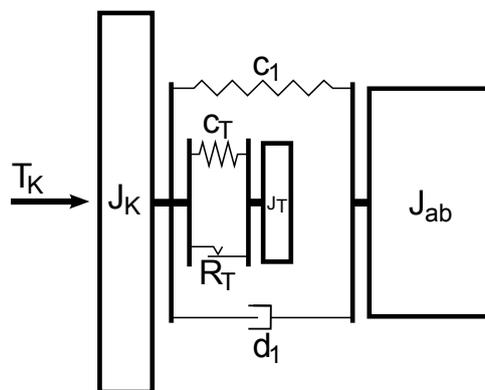


Abbildung 6.7: Mechanisches Schema des Rupftilgers¹³⁴

Aus dem Schema wird deutlich, dass sich die Tilgermomente zu den Wechselwirkungen zwischen Kupplungsscheibe und abtriebsseitiger Drehmasse, d.h. dem Getriebe, addieren. In Bezug auf das Top-Down-Modell in Abbildung 6.2 kann daher zur Darstellung der Wechselwirkungen zwischen physischer Kupplungsscheibe sowie den virtuellen Elementen Rupftilger und Getriebe der gleiche Aktuator verwendet werden.

Abbildung 6.8 zeigt einen detaillierten Freischnitt der Tilgermasse. Die Schnittkräfte sind Grundlage für die signalflossorientierte Modellimplementierung in Simulink.

Zur Abbildung der geschwindigkeitsabhängigen Reibung zwischen Tilger und Kupplungsscheibe wird ein Reset-Integrator-Reibmodell verwendet, das hinsichtlich der

¹³⁴nach Häfner (2013) / betreute Masterarbeit

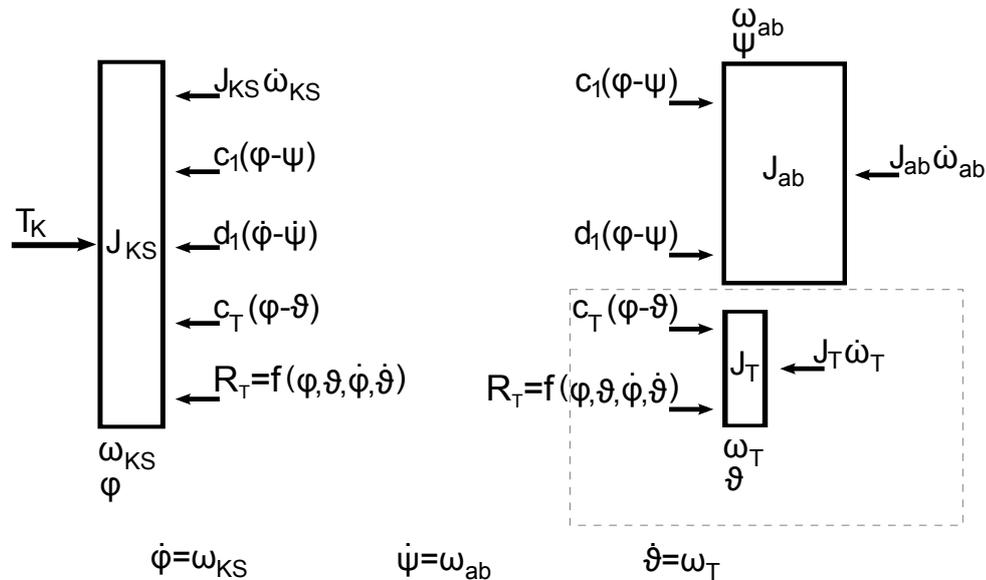


Abbildung 6.8: Freischnitt des Rupftilgers¹³⁴

Echzeitsimulation sehr gut geeignet ist. Zusätzlich wird eine verdrehwinkelabhängige Axialkraftmodulation integriert, um den Rampenmechanismus des Tilgers abzubilden¹³⁴.

6.2.4 Antriebsstrangsimulation

Grundlage für die Implementierung des Echtzeitmodells sind die Top-Down Beschreibungen sowie die Referenzsystemparameter in Kapitel 6.1. Während antriebsseitig eine generische Abbildung des Verbrennungsmotors ohne Drehungleichförmigkeiten zur Untersuchung von Kupplungsrupfschwingungen ausreicht, muss abtriebsseitig das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs dargestellt werden.

Ausgangspunkt für die Echtzeitimplementierung ist ein detailliertes Mehrkörpermodell des Antriebsstrangs von der Kupplungsscheibe bis zum Fahrzeug. Hierzu werden die Trägheiten und Steifigkeiten aus Tabelle 6.1 zunächst nach den Gleichungen (2.1) und (2.2) bezüglich der Übersetzungen reduziert. Die Diskretisierung des Ausgangsmodells ist in Tabelle 6.2 dargestellt.

Die Eigenformen für dieses Schwingungsmodell sind in Abbildung 6.9 dargestellt. Ausgehend von der ersten Eigenform werden jeder Eigenform die Steifigkeit bzw. die Steifigkeiten mit dem größten Schwingungsbeitrag zugeordnet. Damit werden gemäß Gleichung (6.1) die Dämpfungsbeiwerte aus den dimensionslosen Dämpfungsmaßen in Tabelle 6.1 berechnet. Die Zuordnung der Eigenformen und Steifigkeiten ist in Tabelle 6.3 dargestellt.

Mithilfe der Methoden zur Modellreduktion (vgl. Kapitel 2.1.2) wird das Modell durch Zusammenfassung von Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen vereinfacht. Da für das Kupplungsrupfen die niederfrequenten Eigenformen relevant sind, kann das Schwingungsmodell stark vereinfacht werden. Randbedingung dabei ist, dass die ersten

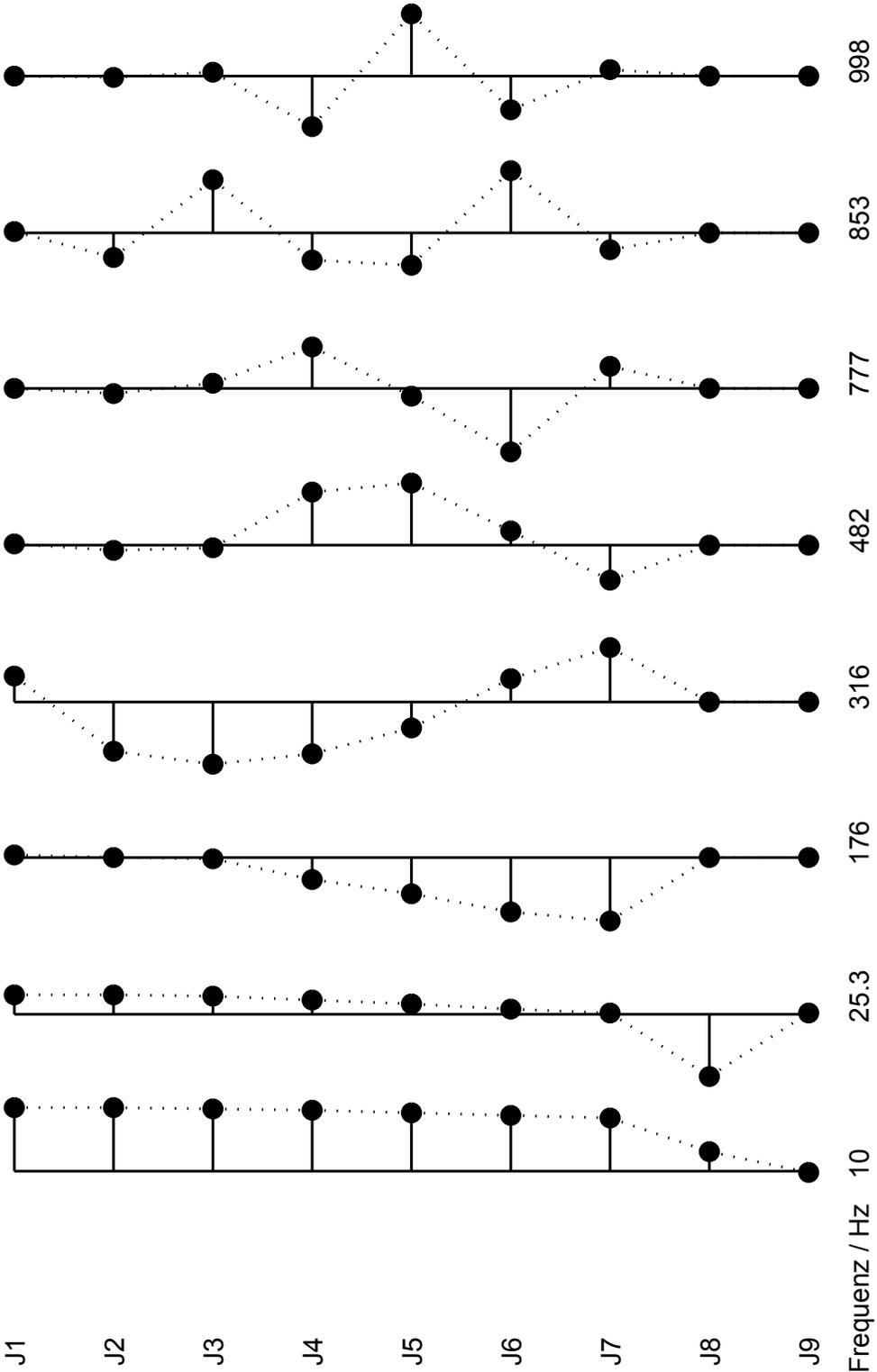


Abbildung 6.9: Modalanalyse des initialen Mehrkörpersystems

Tabelle 6.2: Diskretisierung des initialen Antriebsstrang-Modells

Trägheit	Bestandteile
J_1	Kupplungsscheibe
J_2	Getriebeeingang
J_3	Getriebeausgang
J_4	Gelenkscheibe vorne Primärseite
	Gelenkscheibe vorne Sekundärseite
J_5	Längswelle vorne Primärseite
	Längswelle vorne Sekundärseite
J_6	Längswelle hinten Primärseite
	Längswelle hinten Sekundärseite
J_7	Gelenkscheibe hinten Primärseite
	Gelenkscheibe hinten Sekundärseite
J_8	Hinterachsgetriebe Eingang
	Hinterachsgetriebe Ausgang
	Antriebswellen Primärseite
	Antriebswellen Sekundärseite
J_9	Rad (Felge)
	Fahrzeugmasse

Tabelle 6.3: Zuordnung von Eigenformen und Steifigkeiten zur Dämpfungsberechnung

Eigenform	Eigenfrequenz	Steifigkeit
1	10 Hz	Reifen
2	25.3 Hz	Seitenwellen
3	176 Hz	Gelenkscheibe vorne
4	316 Hz	Getriebeeingang
		Längswelle hinten
5	482 Hz	Gelenkscheibe hinten
6	777 Hz	Getriebe
		Längswelle vorne

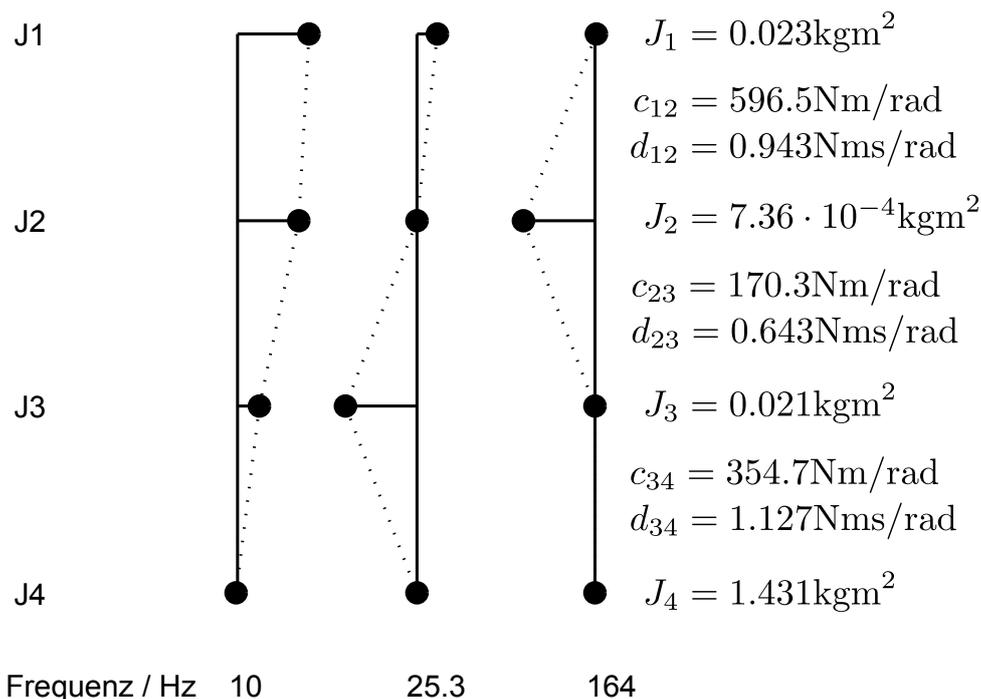
beiden Eigenfrequenzen im Bereich bis 25 Hz hinreichend genau erhalten bleiben. Mit einer Reduktion des Modells auf drei Freiheitsgrade wird diese Anforderung erfüllt. Die zugehörige Modalanalyse in Abbildung 6.10 zeigt die resultierende Trägheits-, Steifigkeits- und Dämpfungsverteilung im reduzierten Schwingungsmodell.

Die ursprünglichen Trägheitsmassen aus Tabelle 6.2 werden gemäß dem Reduktionsverfahren auf die reduzierten Trägheiten J_1 , J_2 , J_3 und J_4 verteilt, siehe Tabelle 6.4.

Analog zeigt ein Vergleich der reduzierten Steifigkeitswerte mit den ursprünglichen Referenzsystemparametern, dass die Steifigkeit c_{12} im Wesentlichen durch die Rei-

Tabelle 6.4: Verteilung der Trägheitsmassen im reduzierten Modell

Trägheit	Bestandteile
J_1	Kupplungsscheibe (physisch) Getriebe Gelenkscheibe vorne Längswelle Primärseite Längswelle vorne Sekundärseite (anteilig)
J_2	Längswelle vorne Sekundärseite (anteilig) Längswelle hinten Gelenkscheibe hinten Hinterachsgetriebe Antriebswellen Primärseite
J_3	Antriebswellen Sekundärseite Rad (Felge)
J_4	Fahrzeugmasse

**Abbildung 6.10:** Reduziertes Antriebsstrangmodell mit drei Freiheitsgraden

henschaltung der Kardanwellen- und Gelenkscheibensteifigkeiten bestimmt ist, die Steifigkeit c_{23} durch die Seitenwellensteifigkeiten und die Steifigkeit c_{34} durch die Reifensteifigkeiten.

Das Echtzeit-Schwingungsmodell wird in der Simulationsumgebung Simulink signalflussorientiert gemäß dem exemplarischen Freischnitt einer Trägheit in Abbildung 6.11 implementiert. Für jede Trägheitsmasse wird zusätzlich zu den Schwingungswechselwirkungen eine parametrierbare geschwindigkeitsabhängige Reibung zur Abbildung

von Lager- und Verzahnungswiderständen implementiert. Die Unstetigkeit beim Null-durchgang wird über eine Arkustangens-Beziehung mit dem Grundreibmoment $R_0(\mu_i)$ gemäß

$$R(\omega_i) = R_0(\mu_i) \left(\arctan(k_i \omega_i) + \mu_i' \omega_i \right) \quad (6.2)$$

umgesetzt. Durch den Parameter k_i ist die Steilheit der Vorzeichenumkehr im Nullpunkt einstellbar. Die detailliertere Abbildung von Reibvorgängen ist angelehnt an die Reset-Integrator Implementierung des Rupftilgermodells in Kapitel 6.2.3 auch an dieser Stelle möglich.

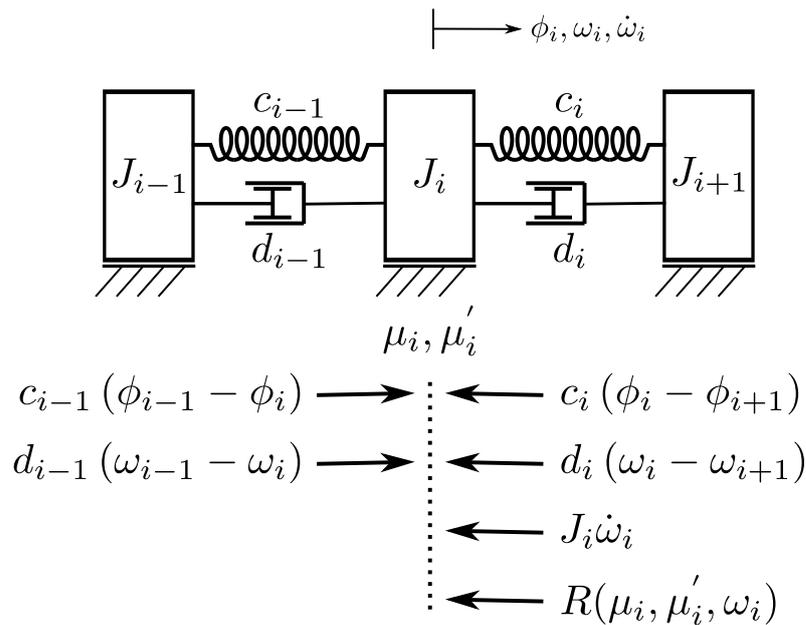


Abbildung 6.11: Freischnitt einer Trägheitsmasse zur Signalflussimplementierung

6.2.5 Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne

Das reduzierte Modell in Abbildung 6.10 besteht im Versuchsmodell aus teilweise physischen Komponenten wie der Kupplungsscheibe und im Echtzeitmodell abgebildeten virtuellen Antriebsteilsystemen. Daher dient dieses Modell auch zur Konfiguration der Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne.

Die Trägheit J_1 in Abbildung 6.10 setzt sich aus den Trägheiten der Kupplungsscheibe J_{KS} , des Getriebes und anteilig der Kardanwelle zusammen. Zusätzlich zur Kupplungsscheibe umfasst der Versuchsaufbau in Abbildung 6.4 physische Trägheiten der Messwelle J_{MW} , der Adaptionsteile J_{Adap} sowie die Rotorträgheit J_R des Abtriebsmotors.

Diese Trägheiten werden zur Abbildung der Trägheitsmasse J_1 genutzt. Die Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne ist demzufolge der Luftspalt des Elektromotors. Hinsichtlich der Kausalität ist es zweckmäßig, die mittlere Motor-Inkrementalgeber sehr genau messbare Drehzahl des Elektromotors als Eingangssignal für die Echtzeitsimulation zu verwenden. Das Echtzeitmodell hingegen gibt einen Sollwert für das

Luftspaltpmoment aus, das durch moderne Leistungselektronik sehr dynamisch und genau eingestellt wird.

In vielen Fällen weichen die physischen Trägheiten des Versuchsaufbaus von den darzustellenden Trägheiten ab, oder die darzustellenden Trägheiten sollen im Rahmen von Parameterstudien variiert werden. Daher müssen Trägheitsunterschiede regelungstechnisch kompensiert werden können.

Für die Abtriebsseite des Versuchsaufbaus ergeben sich die physischen Trägheiten

$$\begin{aligned} J_{phys} &= J_{KS} + J_{Adap} + J_{MW} + J_R \\ &= 0.015\text{kgm}^2 + 0.01\text{kgm}^2 + 0.006\text{kgm}^2 + 0.030\text{kgm}^2 \\ &= 0.061\text{kgm}^2 \end{aligned}$$

Verglichen mit der darzustellenden Trägheit von $J_1 = 0.023\text{kgm}^2$ ist diese physische Trägheit zu groß, d.h. das Trägheitsmoment

$$\begin{aligned} \Delta J &= J_{phys} - J_1 \\ &= 0.061\text{kgm}^2 - 0.023\text{kgm}^2 \\ &= 0.038\text{kgm}^2 \end{aligned}$$

muss kompensiert werden.

Zur Veranschaulichung der Kompensationsrechnung sind die physischen Komponenten des Versuchsaufbaus in Abbildung 6.12 schematisch dargestellt, wobei die Anteile der Adaptionsteile zwischen Messwelle und Kupplungsscheibe vernachlässigbar klein sind. Die Trägheit der Messwelle wird hinsichtlich der tatsächlichen Drehmomentmessstelle in zwei gleiche Anteile aufgeteilt.

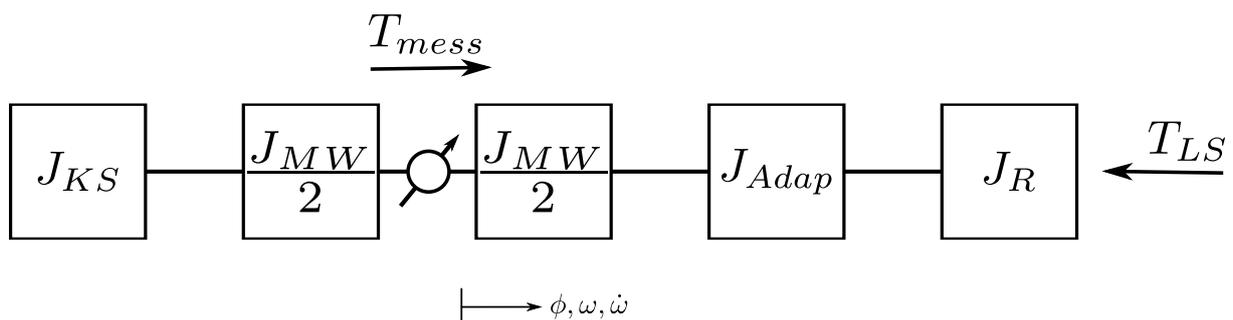


Abbildung 6.12: Schema des Versuchsaufbaus zur Kompensationsrechnung

Im Idealfall, in dem keine Kompensation erforderlich ist, entsprechen die Trägheiten rechts der Messstelle genau der Trägheitsdifferenz der darzustellenden Trägheit J_1 und der linksseitigen Trägheiten:

$$\Delta J_{ideal} = J_1 - \left(J_{KS} + \frac{J_{MW}}{2} \right) \quad (6.3)$$

Mit dieser idealen Trägheitsdifferenz lässt sich aus dem gemessenen Drehmoment T_{mess} und dem Luftspalt-Sollmoment T_{LS} aus der Echtzeitsimulation die Sollbeschleunigung

$$\dot{\omega}_{soll} = \frac{T_{mess} - T_{LS}}{\Delta J_{ideal}} \quad (6.4)$$

berechnen.

Das erforderliche Kompensationsdrehmoment T_{komp} ergibt sich aus der Trägheitsabweichung

$$\Delta J_{real} = \frac{J_{MW}}{2} + J_{Adap} + J_R - \Delta J_{ideal} \quad (6.5)$$

zu

$$T_{komp} = \Delta J_{real} \dot{\omega}_{soll} \quad (6.6)$$

$$= \left(\frac{\frac{J_{MW}}{2} + J_{Adap} + J_R}{J_1 - \left(J_{KS} + \frac{J_{MW}}{2} \right)} - 1 \right) (T_{mess} - T_{LS}) \quad (6.7)$$

Durch Implementierung dieses Zusammenhangs, d.h. durch Addition des Kompensationsdrehmoments T_{komp} zum Sollmoment T_{LS} aus der Echtzeitsimulation, wird die Trägheitsmasse J_1 im Echtzeitmodell parametrierbar.

6.3 Versuchsdurchführung

6.3.1 Regelungsarten

Da die Kupplungsrupfversuche durchweg im Schlupfbereich der Kupplung durchgeführt werden, sind Verbrennungsmotoreinflüsse wie verbrennungsinduzierte Drehungleichförmigkeiten vernachlässigbar. Der Antriebsmotor wird daher in Drehzahlregelung betrieben; der Drehzahlregler des Prüfstandmotors stellt ähnlich wie der Leerlaufregler des Verbrennungsmotors in niedrigen Drehmomentbereichen ein lastabhängiges Drehmoment ein.

Der Abtriebsmotor wird in Drehmomentregelung betrieben und erhält wie in Kapitel 6.2 beschrieben Sollwerte aus dem Echtzeitmodell. Im Echtzeitmodell können wiederum die beiden Regelungsarten Fahrgeschwindigkeitsregelung und Fahrzeugsimulation eingestellt werden.

Fahrgeschwindigkeitsregelung

In der Fahrgeschwindigkeitsregelung kann im Echtzeitmodell ein Sollwert für die Radrehzahl vorgegeben werden. Das restliche Echtzeitmodell bleibt dabei schwingungsfä-

hig. Übertragen auf das reale Fahrzeugverhalten stellt sich in dieser Regelungsart der Fahrwiderstand abhängig von der Last so ein, dass die Geschwindigkeit konstant bleibt.

Dieser Regelungsmodus eignet sich sehr gut, um stationäre Schlupfvorgänge einzustellen, wie sie beispielsweise in Stausituationen oder bei Anfahrten am Berg kurzzeitig auftreten. Diese Fahr Situationen werden bei Rupfbewertungen im Fahrzeug bewusst nachgestellt, beispielsweise durch Rupfversuche an Anfahrhügeln. Wie auch im realen Fahrversuch eignet sich die Einstellung einer konstanten Geschwindigkeit sehr gut, um Vergleichsanalysen für verschiedene Kupplungssysteme oder verschiedene Parametereinstellungen durchzuführen.

Der Verlauf eines typischen Schlupfvorgangs bei einer niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeit von 0,1 km/h ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Neben der Kupplungsaktuierung sind die Drehzahlen an Kupplungseingang und -ausgang sowie das Ausgangsdrehmoment einschließlich des simulierten Rupftilger-Drehmoments aufgetragen.

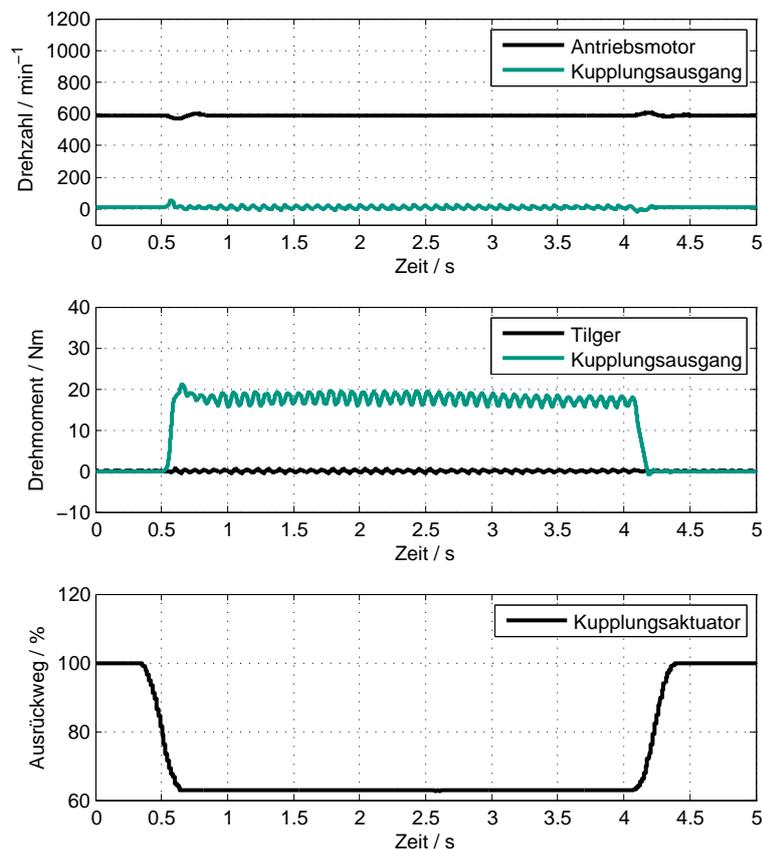


Abbildung 6.13: Schlupfvorgang in Fahrgeschwindigkeitsregelung

Fahrzeugsimulation

Zur Fahrzeugsimulation wird eine parametrierbare Fahrwiderstandskurve im Echtzeitmodell integriert. Übliche Fahrwiderstandskurven, die sich zunächst aus Rollwiderstand und

Luftwiderstand zusammensetzen, weisen eine annähernd quadratische Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit v auf. Der Nulldurchgang wird ähnlich wie die Reibungsabbildung nach Gleichung (6.2) durch eine Arkustanges-Beziehung abgebildet. Mit den Koeffizienten w_0 , w_1 und w_2 ergibt sich:

$$W_v(v) = w_0 \arctan(kv) + w_1 v + w_2 v^2 \quad (6.8)$$

Zusätzlich zu diesen Fahrwiderständen wirkt der Steigungswiderstand W_α , der bekanntlich aus der Hangabtriebskraft resultiert und mit der Fahrzeugmasse m , der Erdbeschleunigung g und dem Steigungswinkel α gemäß

$$W_\alpha = mg \sin \alpha \quad (6.9)$$

implementiert werden kann. Für den Steigungswinkel α gilt der ebenfalls bekannte Zusammenhang mit der Steigung s in Prozent

$$\tan \alpha = \frac{s}{100} \quad (6.10)$$

6.3.2 Versuchsablauf

Der Versuchsablauf für beide Regelungsmodi des Echtzeitmodells ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Die Flexibilität der Validierungsumgebung erlaubt es, während einer Messreihe Parameter des Echtzeitmodells, z.B. zur Dämpfungsvariation im Rahmen von Sensitivitätsanalysen, zu variieren.

6.3.3 Signale

Im Rahmen der Kupplungsrupfversuche werden verschiedene Sensorsignale erfasst. Zusätzlich zu gemessenen Signalen können grundsätzlich alle Zustände des Echtzeitmodells aufgenommen und zur Auswertung herangezogen werden. Gemäß der Aufteilung der Einzelträgheiten im reduzierten Modell nach Abbildung 6.10 sind die Drehzahlen, Drehwinkel und Drehmomente an den jeweils interessierenden Stellen zugänglich. Unter Berücksichtigung der jeweils wirksamen Übersetzung können daraus die Werte im realen Antriebssystem berechnet werden.

In Tabelle 6.5 sind die Signale, die zur Durchführung der Parameterstudien in Kapitel 6.5 herangezogen werden, übersichtlich dargestellt. Darin ist unter der Signalart angegeben, ob es sich bei dem jeweiligen Signal um ein gemessenes Sensorsignal (physisch) oder ein Signal aus der Echtzeitsimulation (virtuell) handelt.

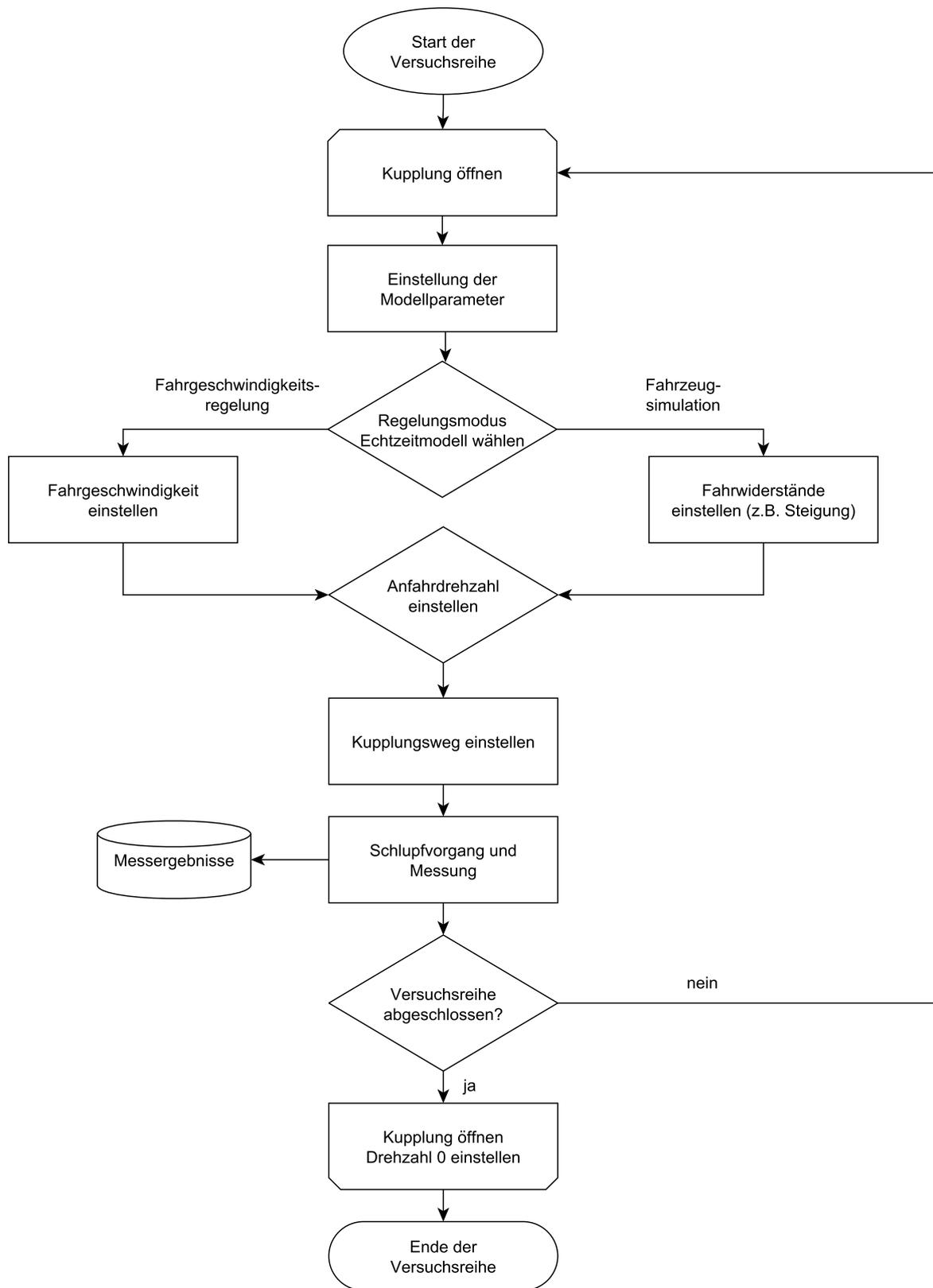
**Abbildung 6.14:** Versuchsablauf Kupplungsrupfanalyse

Tabelle 6.5: Aufgezeichnete Signale zur Kupplungsrupfanalyse

Signal	Einheit	Signalart	Beschreibung
n_{an}	min^{-1}	physisch	Drehzahl Antriebsmotor Messung durch Motorinkrementalgeber
n_{ab}	min^{-1}	physisch	Drehzahl Kupplungsausgang und Getriebe Eingang zur Echtzeitsimulation Messung durch Motorinkrementalgeber
n_{diff}	min^{-1}	virtuell	Drehzahl Heckdifferential
n_{rad}	min^{-1}	virtuell	Drehzahl Rad (Felge)
v_{fzg}	m/s	virtuell	Fahrzeuggeschwindigkeit Sollwert im Modus Fahrgeschwindigkeitsregelung Istwert im Modus Fahrzeugsimulation
s_{kup}	mm	physisch	Position des Kupplungsaktuators
T_{mess}	Nm	physisch	Drehmoment Kupplungsausgang Nutzung zur Trägheitskompensation Messung durch Drehmomentmesswelle
T_{kw}	Nm	virtuell	Drehmoment Kardanwelle
T_{sw}	Nm	virtuell	Drehmoment Seitenwelle (Summe)
T_{reif}	Nm	virtuell	Drehmoment im Reifen (Summe)
T_W	Nm	virtuell	Drehmoment aus den Fahrwiderständen
T_{til}	Nm	virtuell	Drehmoment des Rupftilgers
F_{kup}	N	physisch	Kraft am Kupplungsaktor
I_{kup}	%	physisch	Stromsollwert des Kupplungsaktuators

6.4 Plausibilitätsanalysen

6.4.1 Funktionalitätsnachweis der Trägheitskompensation

Zur Überprüfung der Funktionalität des Trägheitskompensations-Algorithmus nach Gleichung (6.7) wird das Echtzeitmodell bei geöffneter Kupplung im Regelungsmodus Fahrgeschwindigkeitssimulation mit Sollgeschwindigkeits-Sprüngen beaufschlagt. Durch Messung des Ausschwingvorgangs der Kupplungsscheibe kann die Eigenfrequenz ermittelt werden.

In Abbildung 6.15 sind die resultierenden Eigenfrequenzen für verschiedene Soll-Trägheitsmomente aufgetragen. Verglichen mit dem theoretischen Schwingungsverhalten aus der Modalanalyse in Abbildung 6.10 wird die theoretische Eigenfrequenz bei 10 Hz durch die nominelle Trägheit $J_1 = 0.023\text{kgm}^2$ sehr gut getroffen.

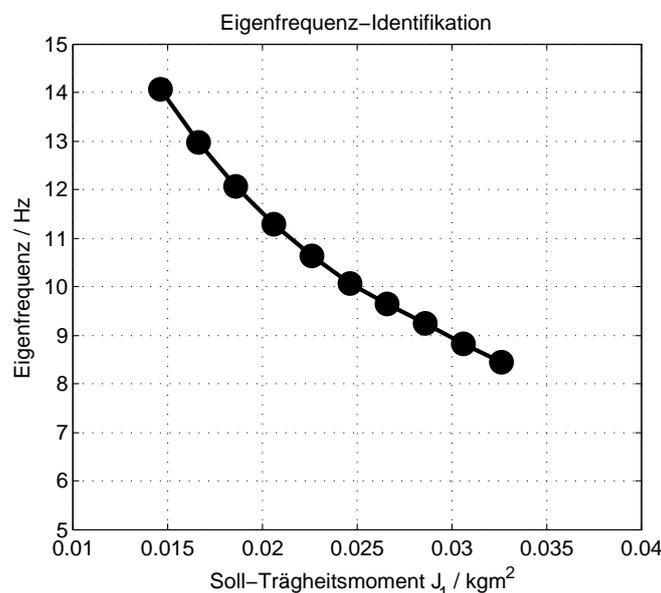


Abbildung 6.15: Gemessene Eigenfrequenzen bei virtueller Trägheitsvariation

6.4.2 Verifizierung der Rupftilgersimulation

Die Abbildungstreue der Echtzeitsimulation des Rupftilgers wird in Schlupfversuchen im Betriebsmodus Fahrgeschwindigkeitsregelung analysiert.

Im ersten Schritt werden Vergleichsanalysen bei Rupfanregung durch Überlagerung geometrischer Abweichungen vorgenommen. Hierzu wird am Antriebsmotor eine Anfahr-drehzahl von 600 min^{-1} eingestellt. Da das Kupplungssystem bzw. der Versuchsaufbau eine motordrehzahlabhängige Anregung aufweist, wird bei dieser Einstellung die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs von 10 Hz angeregt, vgl. Abbildung 6.10.

Abbildung 6.16 zeigt den zeitlichen Verlauf der Drehzahlen am Kupplungsausgang für die starre Kupplungsscheibe mit und ohne simuliertem Rupftilger sowie für die

Rupftilgerscheibe. Darin ist bereits zu erkennen, dass die Rupftilgersimulation das Schwingungsverhalten des Systems mit physischer Rupftilgerscheibe gut abbildet.

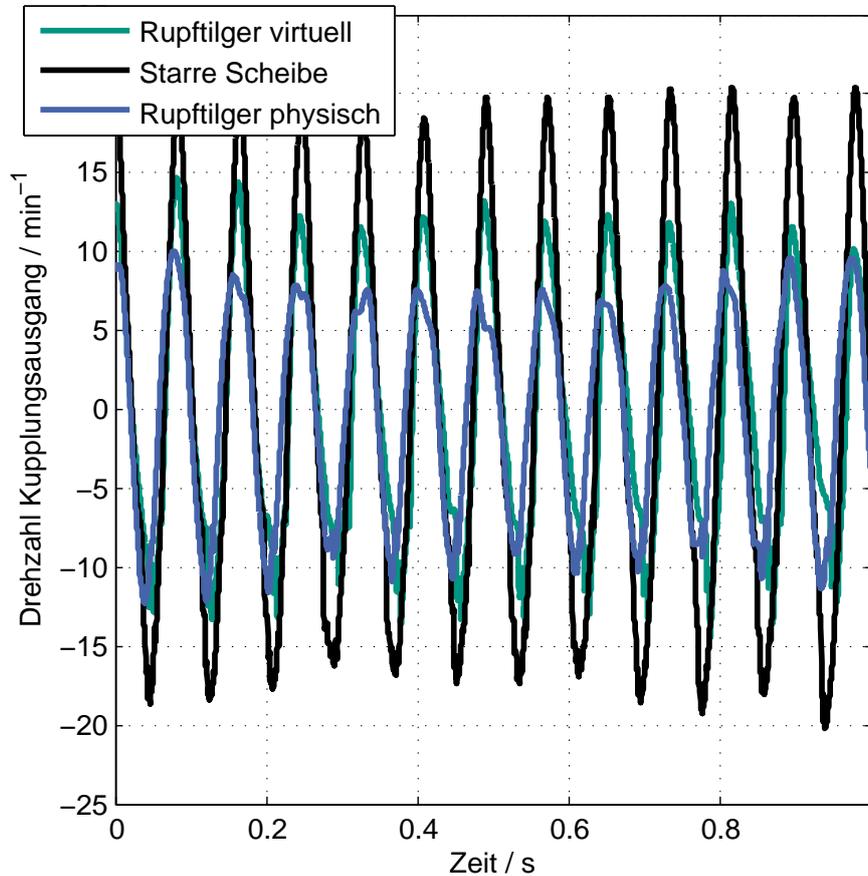


Abbildung 6.16: Vergleich Rupftilger physisch und virtuell

In einem weiteren Schritt wird diese Vergleichsanalyse auf die Rupfanregung durch Axialkraftmodulation übertragen. Um wiederum die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs anzuregen, wird eine harmonische Axialkraftmodulation mit einer Frequenz von 10 Hz eingestellt, wobei die Sollstromamplitude des Aktuators innerhalb der durchgeführten Messreihe von 4 bis 8 % variiert wird. Bei diesen Versuchen wird hinsichtlich des realen Fahrzeugverhaltens eine Anfahrtdrehzahl von 1200 min^{-1} gewählt, da die Anpresskraftmodulation üblicherweise durch Kurbelwellenaxialschwingungen mit halber Motorordnung hervorgerufen werden, vgl. Kapitel 2.2.3.

Die zeitlichen Signalverläufe entsprechen qualitativ den in Abbildung 6.16 dargestellten Verläufen. Zur besseren Vergleichbarkeit sind in Abbildung 6.17 die aus den Zeitverläufen ermittelten Drehzahlamplituden am Kupplungsausgang über den dynamischen Wegamplituden des Kupplungsaktuators aufgetragen. Daraus wird ebenfalls die gute Abbildungstreue der Tilgersimulation deutlich.

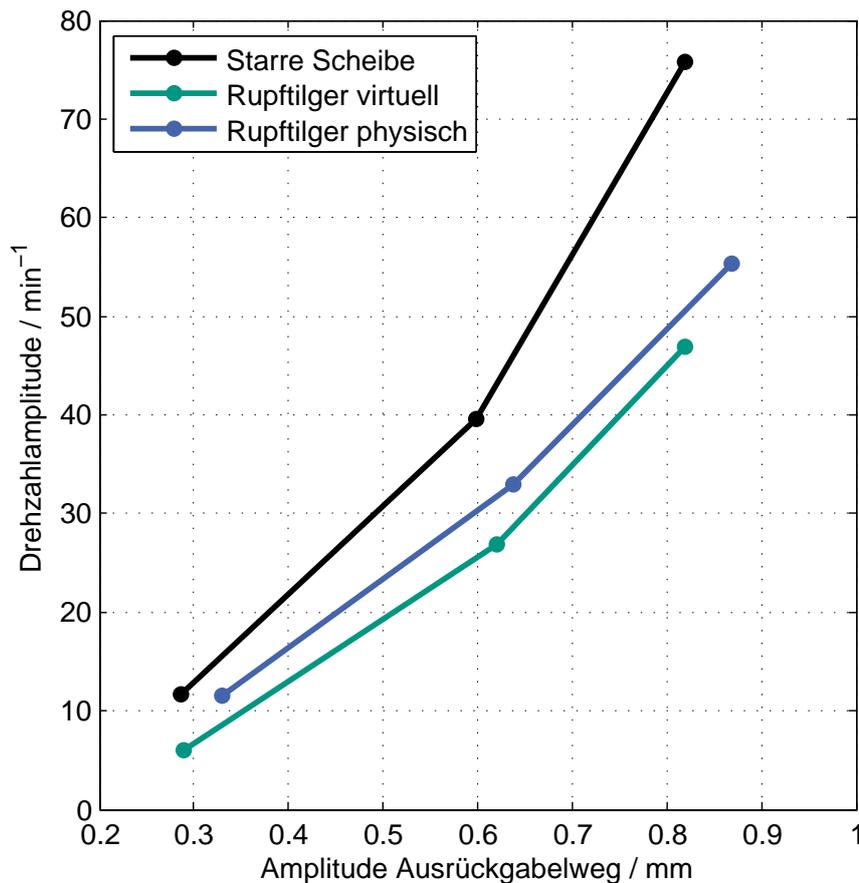


Abbildung 6.17: Messreihe zur Verifizierung der Rupftilger-Simulation

6.4.3 Reproduzierbarkeit

In Abbildung 6.18 ist exemplarisch eine Messreihe mit Rupftilgerscheibe bei verschiedenen Axialkraftanregungen dargestellt. Die ausgewerteten Drehzahlamplituden sind über der Axialweg-Amplitude an der Ausrückgabel aufgetragen. Verglichen mit der überlagerten Trendkurve zeigen die Messwerte nur geringe Abweichungen, sodass in Bezug auf die Verifizierungsmessungen in Abbildung 6.17 eine ausreichende Trennschärfe nachgewiesen ist.

Die Restabweichungen sind vor allem auf Temperatureinflüsse zurückzuführen. Durch den Wärmeeintrag in der Schlupfphase können sich die Reibwertigenschaften und insbesondere der Reibwertgradient verändern und so zu Ergebnisschwankungen während einer Messreihe oder sogar während eines einzelnen Anfahrvorgangs führen. Eine weitere Verbesserung der Ergebnistreue lässt sich durch z.B. durch telemetrische Temperaturmessung erreichen, die es erlaubt, Temperaturen in der Nähe der Reibkontakte zu messen und die Einflüsse zu bewerten bzw. zu kompensieren.

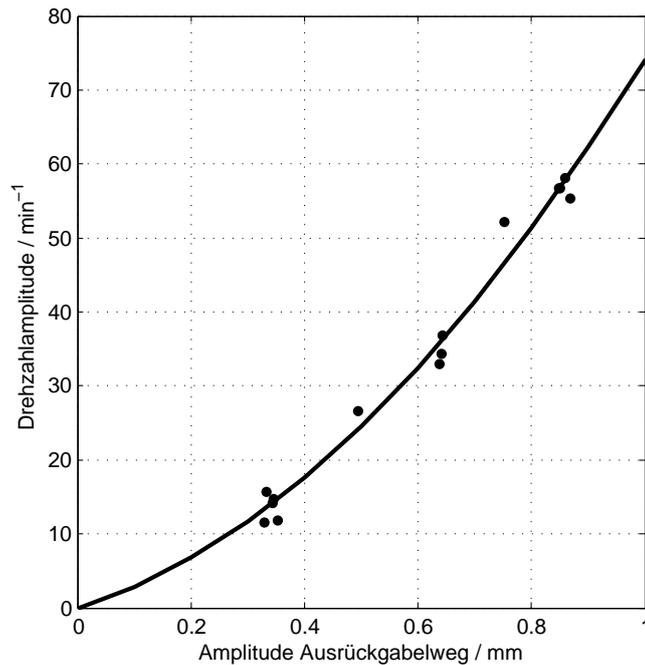


Abbildung 6.18: Wiederholmessungen mit der Rupftilger-Scheibe

6.5 Parameterstudien

6.5.1 Vergleich der Fremderregungsmechanismen

Fremderregtes Kupplungsrupfen kann grundsätzlich durch Zwangsbewegung des Kupplungssystems und einer damit verbundenen periodischen Anpresskraftmodulation oder der Überlagerung geometrischer Abweichungen hervorgerufen werden, vgl. Kapitel 2.2.3.

Die Versuchsumgebung mit der Möglichkeit zur gezielten Einstellung der Anpresskraftmodulation erlaubt eine Gegenüberstellung der beiden Anregungsmechanismen. Zielsetzung dabei ist es zu ermitteln, welche Anpresskraftmodulation und Kupplungsmomentmodulation der vorliegenden geometrischen Anregung und den entstehenden Schwingungen im Antriebsstrang äquivalent ist. Mit Kenntnis dieses Zusammenhangs lassen sich Grenzwerte für die Kupplungsmomentschwankung, z.B. zum Einsatz in der Qualitätsprüfung, ableiten, oder grundsätzliche Machbarkeitsanalysen zur aktiven Rupfdämpfung mit bestehenden automatisierten Kupplungsaktoren durchführen.

Abbildung 6.19 zeigt zunächst eine Variation der Anpresskraftmodulation durch den Kupplungsaktor bei einer konstant eingestellten Fahrgeschwindigkeit von 0,1 km/h. Als Anfahrtdrehzahl und Anregungsfrequenz sind wiederum die korrelierenden Werte 1200 min⁻¹ und 10 Hz eingestellt, das mittlere Anfahrtdrehmoment beträgt 20 Nm.

In den Diagrammen ist die resultierende Drehzahl am Kupplungsausgang sowie die mittelwertfreie Wegschwankung des Kupplungsaktors bzw. der Ausrückgabel

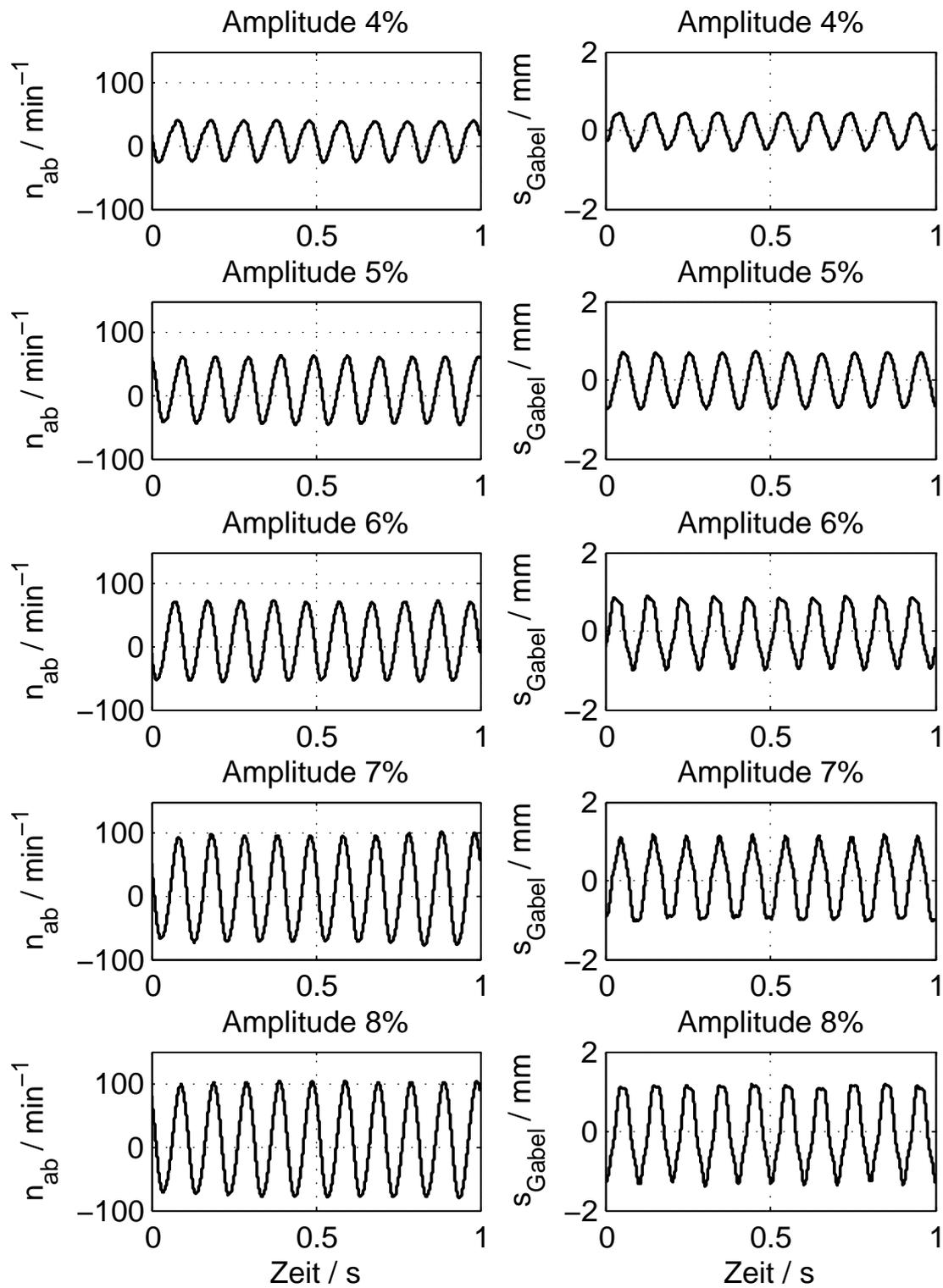


Abbildung 6.19: Auswirkung der Axialbewegung auf die Rupschwingung

dargestellt. Mit den eingestellten Sollstromamplituden von 4 bis 8 % kann ein Bezug zu der Größe des induzierten Anregungsmoments in der Kupplung gemäß Abbildung 6.6 hergestellt werden.

Zur Analyse der Fremderregung durch Überlagerung geometrischer Fehler kann die Messung mit starrer Scheibe aus Abbildung 6.16 herangezogen werden. Mit der Anfahrtdrehzahl von 600 min^{-1} ergibt sich mit den motordrehzahlabhängigen Erregungsmechanismen ebenfalls eine Anregungsfrequenz von 10 Hz. Die resultierenden Drehzahlschwankungen sind bezogen auf die Ergebnisse der Axialkraftmodulation in Abbildung 6.19 sehr niedrig. Bei der Axialkraftmodulation mit einer Sollstromamplitude von 4 % wird ein ähnliches Schwingungsniveau erreicht, d.h. gemäß Abbildung 6.6a kann damit auf eine Anregungsamplitude durch Überlagerung geometrischer Abweichungen von unter 1 Nm geschlossen werden.

6.5.2 Dämpfungsvariation im Antriebsstrang

Die Validierungsumgebung lässt sich sehr flexibel zur Variation virtueller Antriebssystemparameter einsetzen. Ein naheliegendes Anwendungsszenario sind Sensitivitätsanalysen, in denen ausgehend von einem existierenden physischen Kupplungssystem z.B. kritische Dämpfungsparameter hinsichtlich der Grenzwerte für Drehmoment- und Drehzahlungleichförmigkeiten im Antriebsstrang ermittelt werden. Ebenso kann die Wirksamkeit von zusätzlichen Elementen zur Schwingungsdämpfung an verschiedenen Stellen im Antriebsstrang analysiert werden.

In einer exemplarisch durchgeführten Sensitivitätsanalyse werden die Dämpfungsbeiwerte von Seitenwellen und Reifen, die auf die Ausprägung der Rupfschwingung einen großen Einfluss haben, variiert. Die technische Umsetzung der Dämpfungswerte, z.B. durch zusätzliche Dämpfungselemente, spielt an dieser Stelle eine untergeordnete Rolle. Die Versuchsparameter sind:

- Fahrgeschwindigkeitsregelung bei 0,1 km/h
- Anfahrtdrehzahl 1200 min^{-1}
- Mittleres Anfahrtdrehmoment im Bereich von 20 bis 25 Nm
- Axialkraftmodulation mit 10 Hz und 6 % Sollstromamplitude
- Variation der Seitenwellendämpfung von 0,4 bis 2,0 Nms/rad
- Variation der Reifendämpfung von 0,8 bis 1,7 Nms/rad

In Abbildung 6.20 und 6.21 sind die Versuchsergebnisse für die Seitenwellen- und Reifendämpfungsvariation dargestellt. Darin sind für verschiedene Stellen im Antriebssystem die resultierenden Schwingungsamplituden der Drehzahl- und Drehmomentsignale über dem Dämpfungsfaktor aufgetragen. Das erwartete Verhalten der Schwingungszunahme mit geringeren Dämpfungswerten kann damit bestätigt und quantifiziert werden.

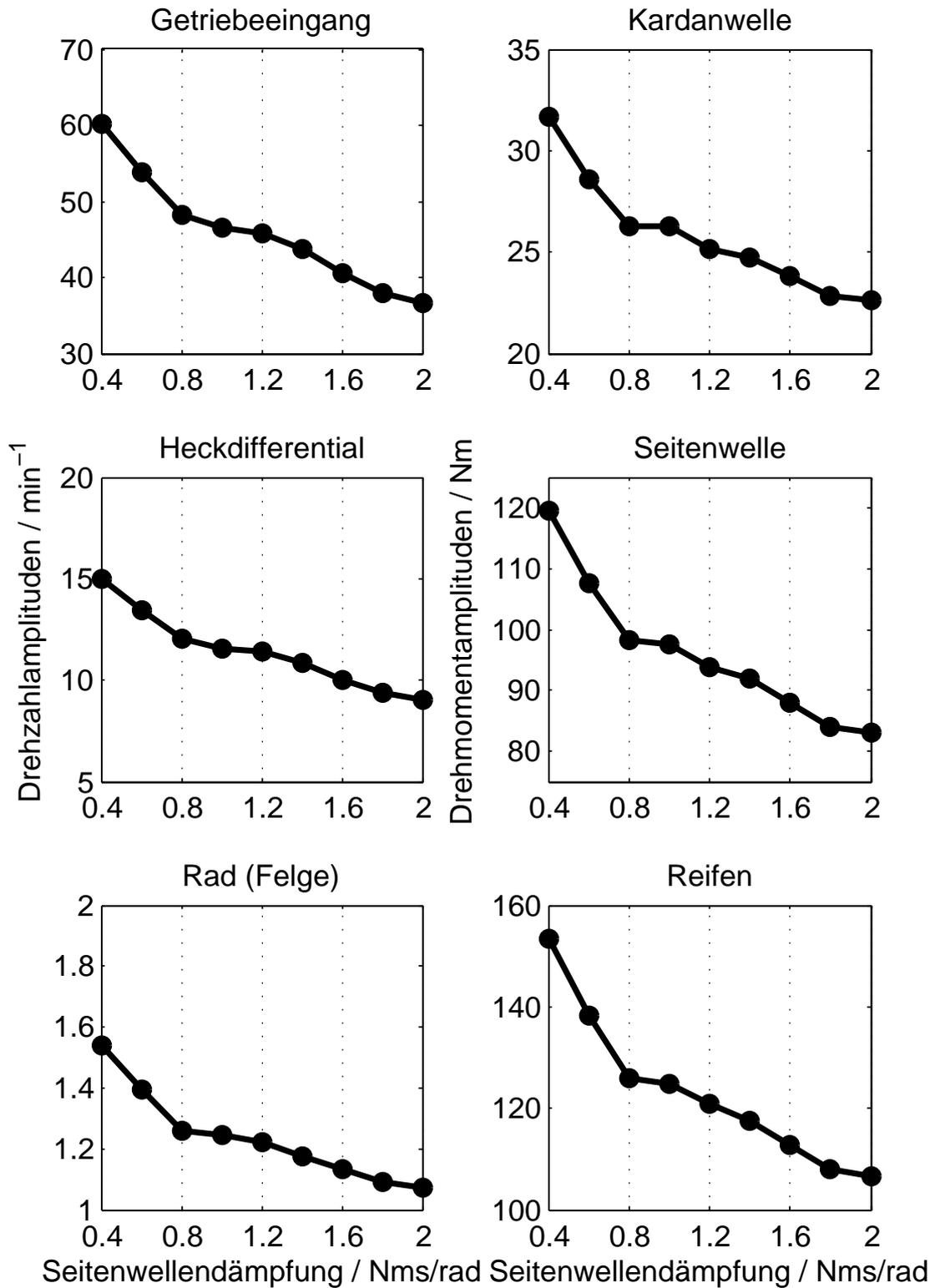


Abbildung 6.20: Variation Seitenwellen-Dämpfung: Drehzahl- und Drehmomentamplituden

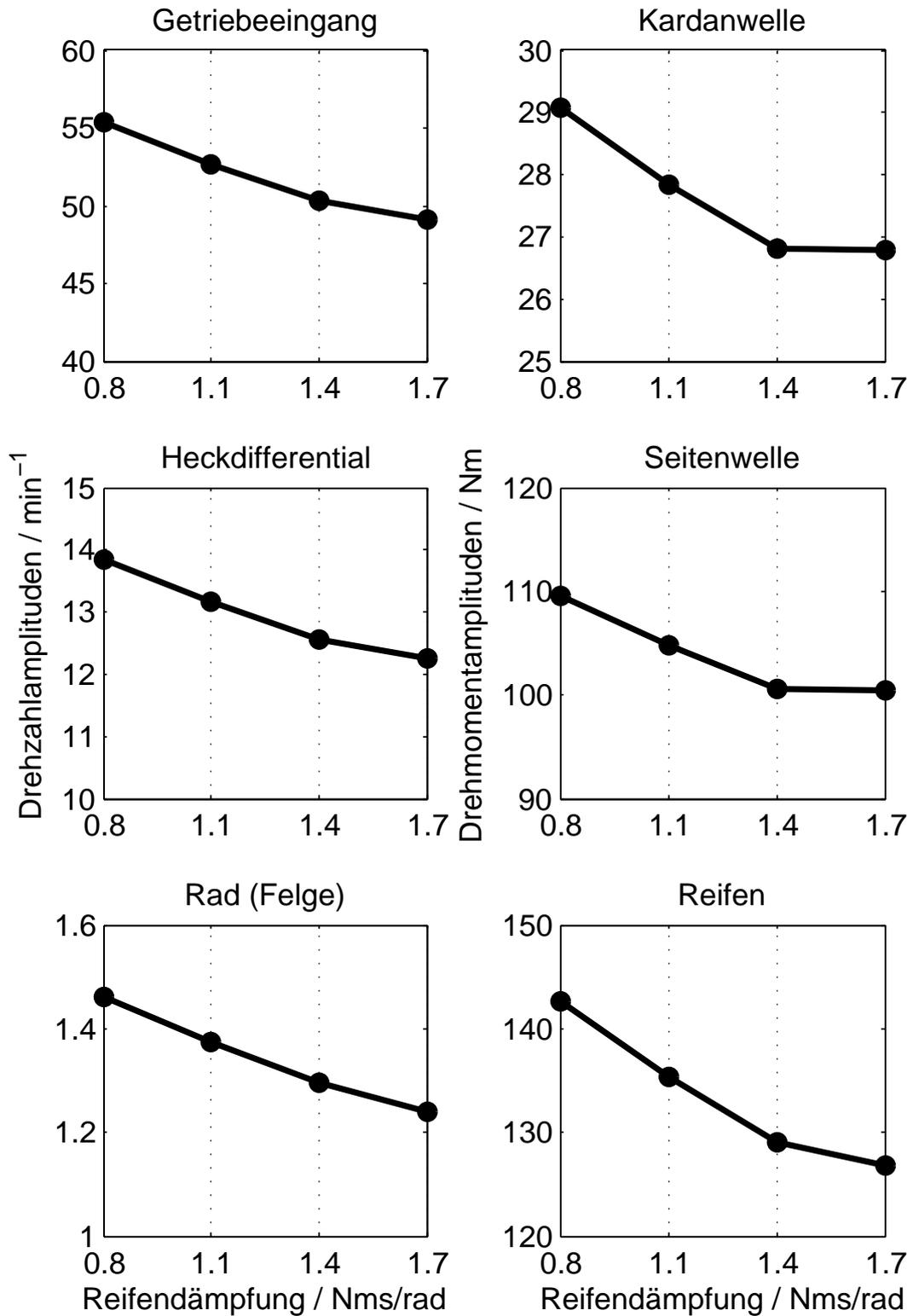


Abbildung 6.21: Variation Reifen-Dämpfung: Drehzahl- und Drehmomentamplituden

6.5.3 Kupplungsrupfen in Anfahrvorgängen

Mit dem Regelungsmodus *Fahrzeugsimulation* lassen sich die zuvor durchgeführten Parameterstudien bei quasistationären Schlupfzuständen auf den kompletten Anfahrvorgang übertragen. Bei diesen Anfahrversuchen können zusätzlich zu den Antriebsstrangeigenschaften auch die Fahrwiderstände, z.B. die Steigung der Straße oder die Fahrzeugmasse, variiert werden.

Zur Veranschaulichung sind im Folgenden ausgewählte Beispiele dargestellt. In den Diagrammen sind jeweils die Anfahr Drehzahl und die Kupplungsausgangsdrehzahl sowie das Drehmoment am Kupplungsausgang dargestellt, jeweils mit und ohne simuliertem Rupftilger.

Axialkraftmodulation

Die Abbildungen 6.22 bis 6.25 zeigen den Einfluss der Axialkraftmodulation analog zu Abbildung 6.19. Die Sollstromamplitude wird dabei von 2 % bis 8 % variiert.

Während bei der Sollstromamplitude von 2 % kaum Rupfschwingungen zu erkennen sind, wird vor allem bei größeren Anregungen der Einfluss des Rupftilgers deutlich.

Dämpfungsvariation Seitenwelle

Wie in Kapitel 6.5.2 wird auch für die Anfahrversuche der Dämpfungseinfluss im Antriebsstrang untersucht. Abbildung 6.26 zeigt die Variation der Seitenwellendämpfung von 0.4 Nms/rad bis 2.0 Nms/rad. Sowohl die Dämpfungswirkung als auch die zusätzliche Schwingungsreduktion durch den Rupftilger sind wie bei den quasistationären Schlupfversuchen deutlich zu erkennen.

Aus dem Vergleich der Anfahrversuche mit und ohne simuliertem Rupftilger kann darüber hinaus gefolgert werden, dass der Einsatz des Rupftilgers bei dem vorliegenden Anfahrmanöver eine ähnliche Wirkung aufweist wie die Verdreifachung der Seitenwellendämpfung, vgl. Abbildung 6.26b und Abbildung 6.26e.

Anfahrversuche bei verschiedener Steigung

Im realen Fahrzeugversuch werden Anfahrversuche in der Ebene und an Steigungen durchgeführt, um Kupplungsrupfbewertungen in verschiedenen Betriebszuständen, v.a. mit variierendem mittleren Anfahrmoment, durchzuführen.

Am Prüfstand kann das mittlere Anfahrmoment im Modus Fahrgeschwindigkeitsregelung einfach durch Veränderung des Kupplungsausrückwegs verändert werden, da sich die Last automatisch einstellt. Zum Vergleich von Prüfstandsergebnissen mit Anfahrversuchen im realen Fahrzeug ist jedoch die Abbildung vollständiger Synchronisa-

tionsvorgänge mit Fahrzeugsimulation sinnvoll. Im Regelungsmodus Fahrzeugsimulation wird die Last aus den parametrierbaren Fahrwiderständen berechnet, vgl. Kapitel 6.3.1.

In den Abbildungen A.2 bis A.4 im Anhang A.3 sind exemplarische Anfahrversuche bei Steigungen von 1 %, 3 % und 5 % jeweils mit und ohne simuliertem Rupftilger dargestellt.

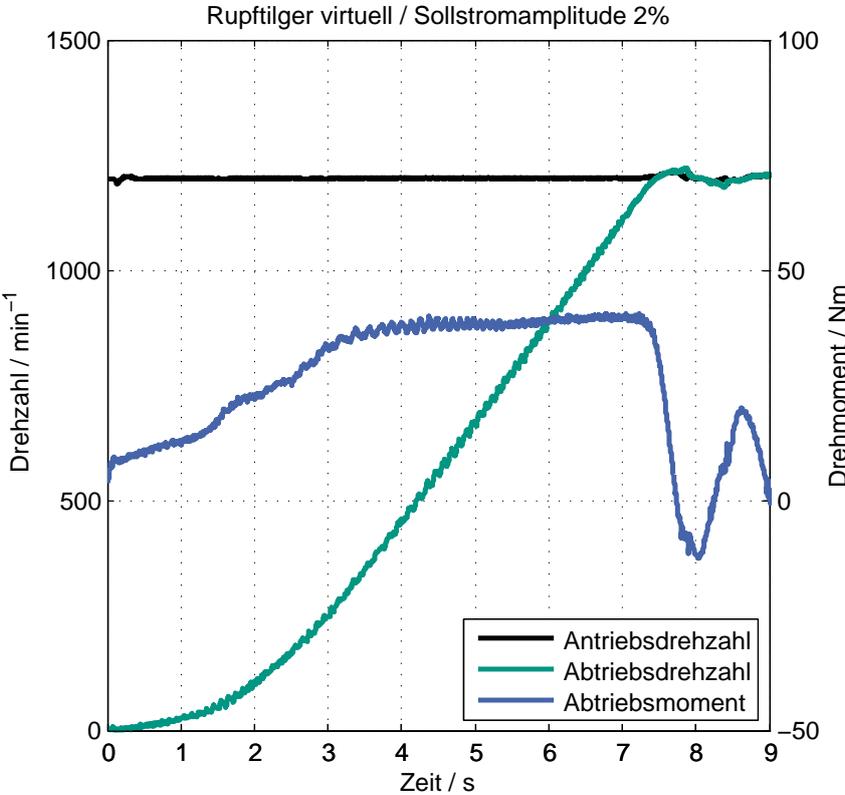
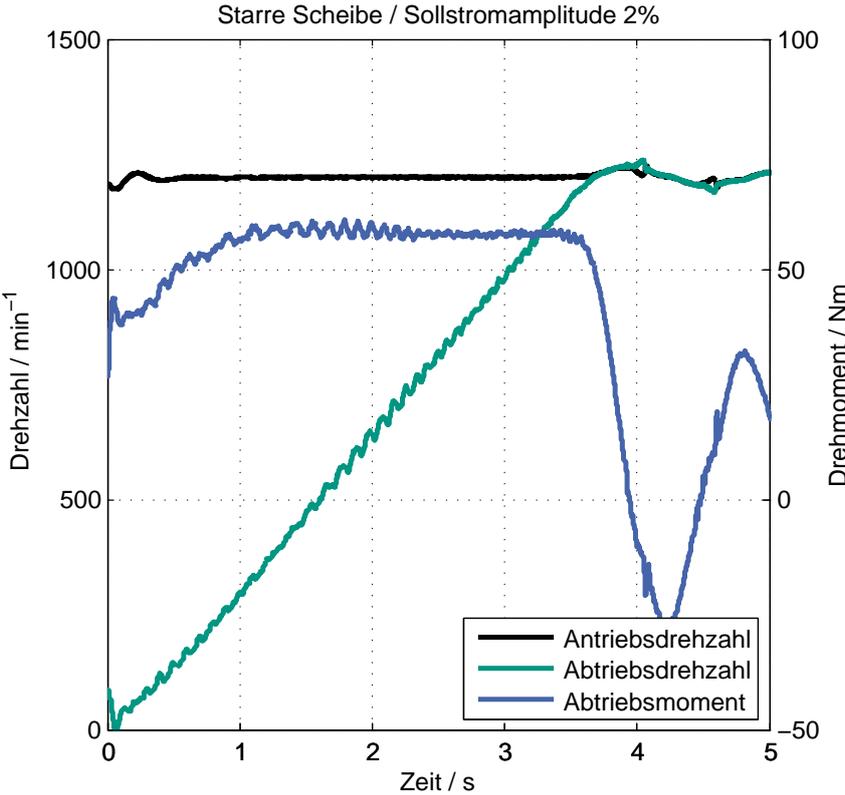


Abbildung 6.22: Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation

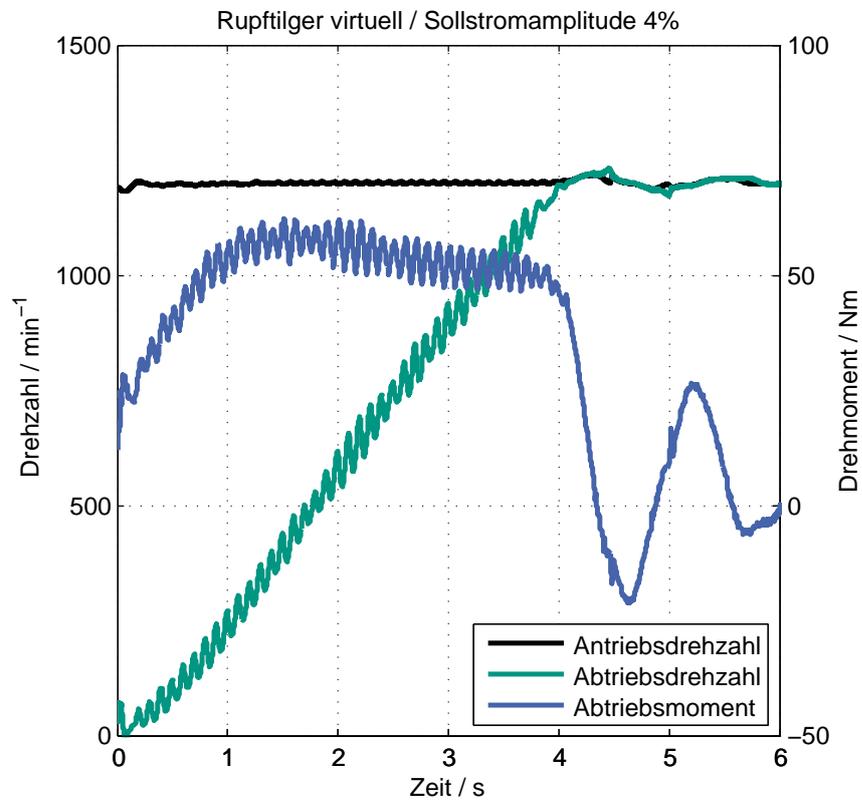
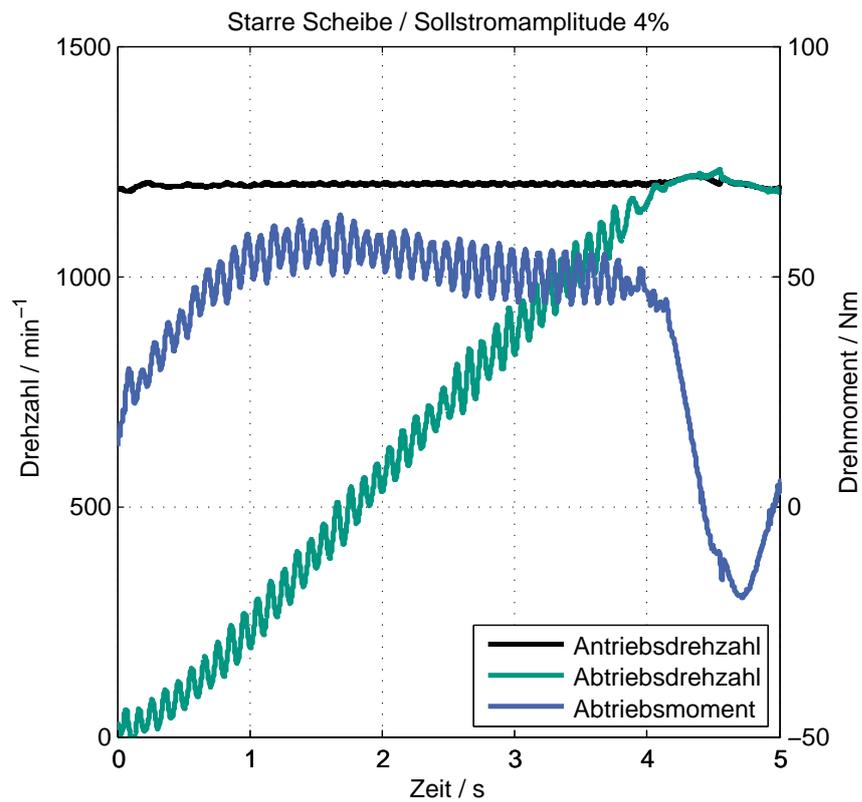


Abbildung 6.23: Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation

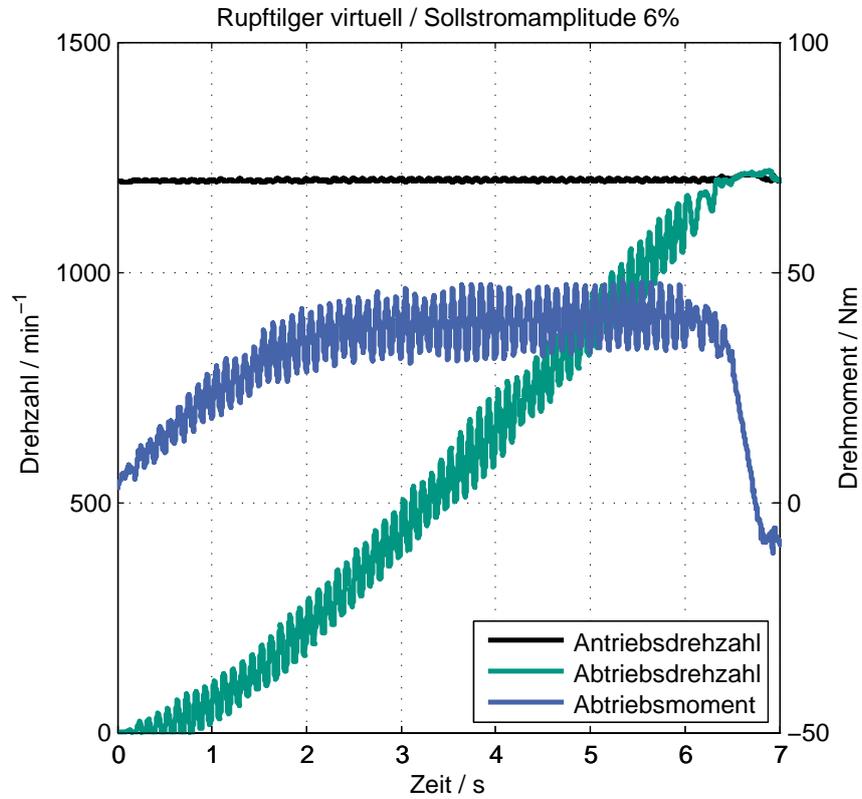
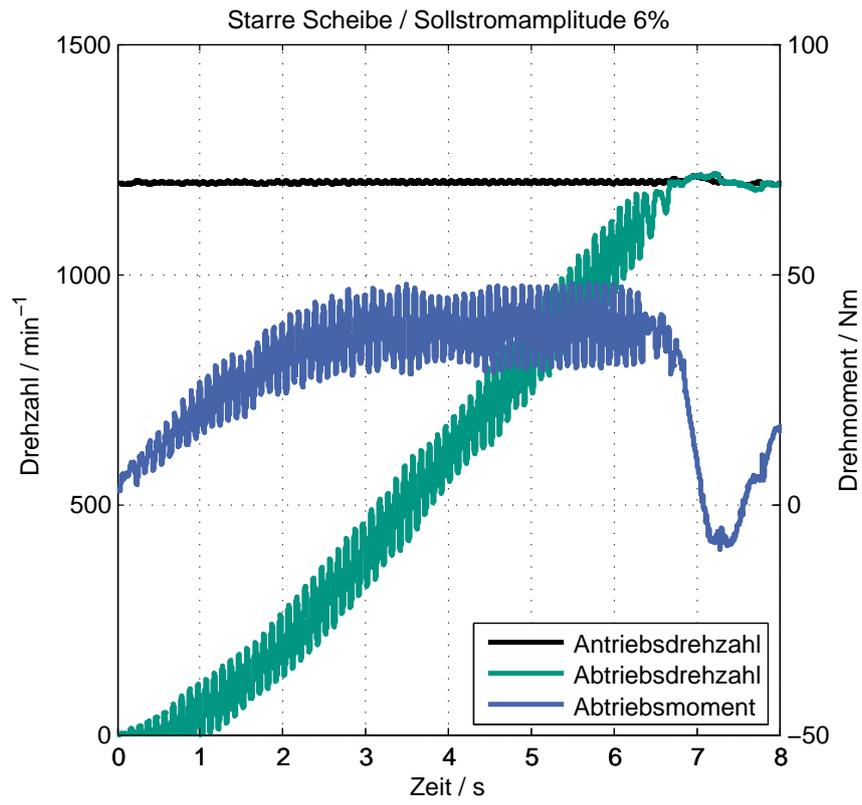


Abbildung 6.24: Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation

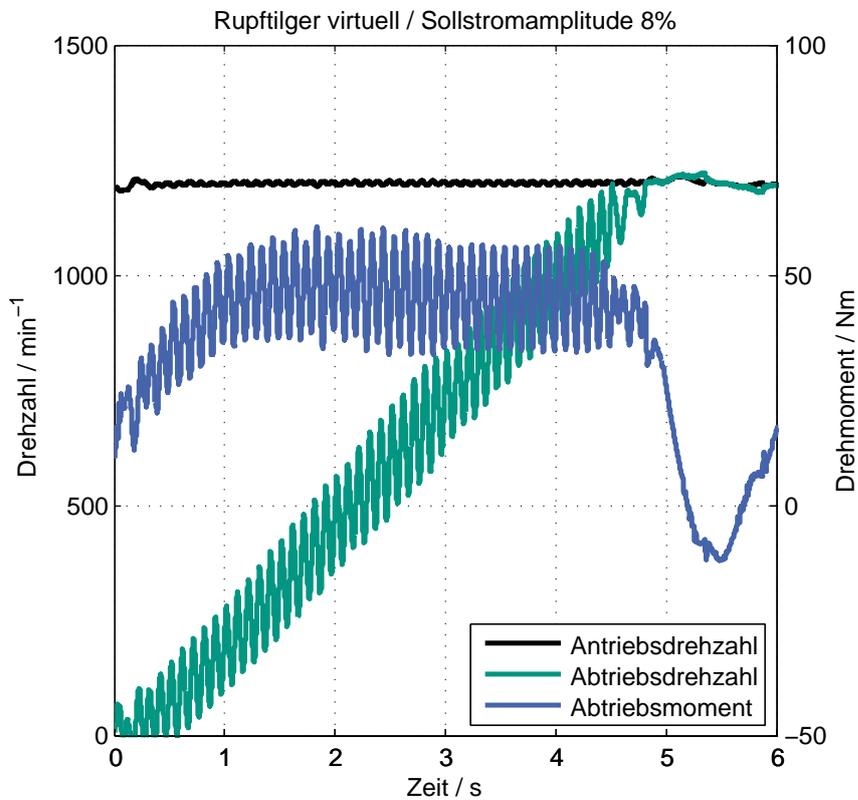
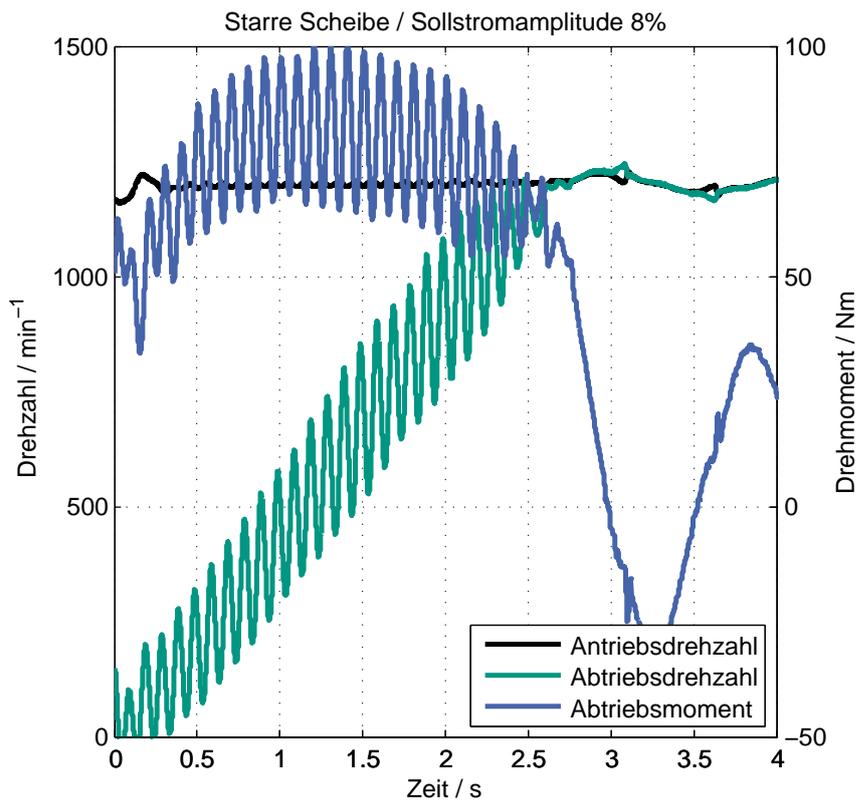
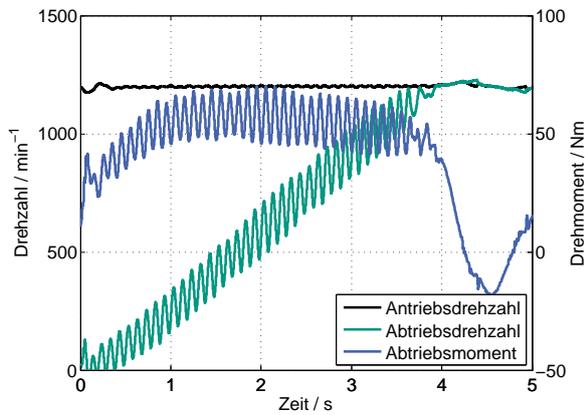
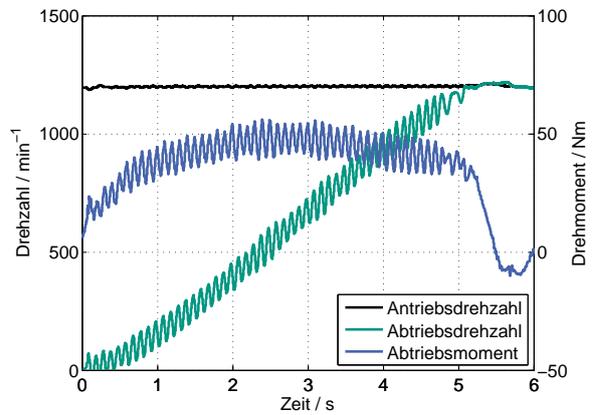


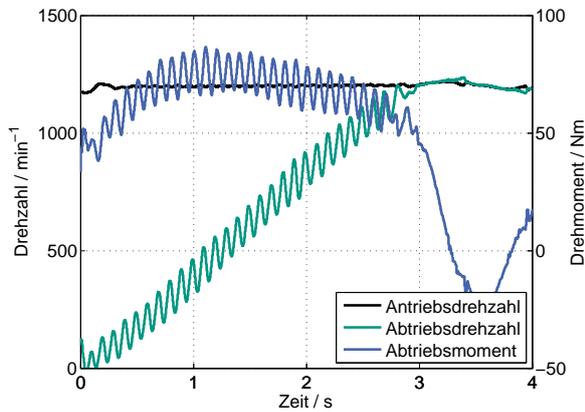
Abbildung 6.25: Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation



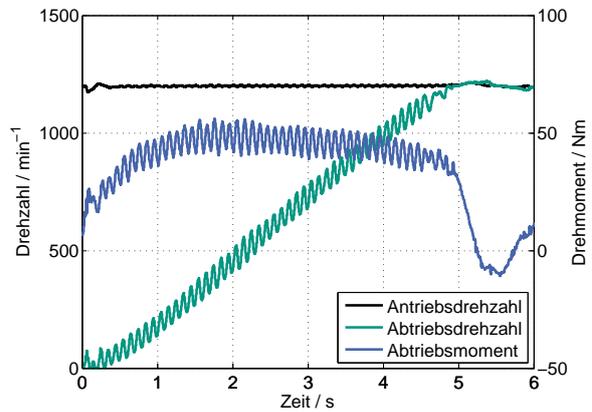
(a) Tilger physisch / $d_{SW} = 0.6 \text{ Nms/rad}$



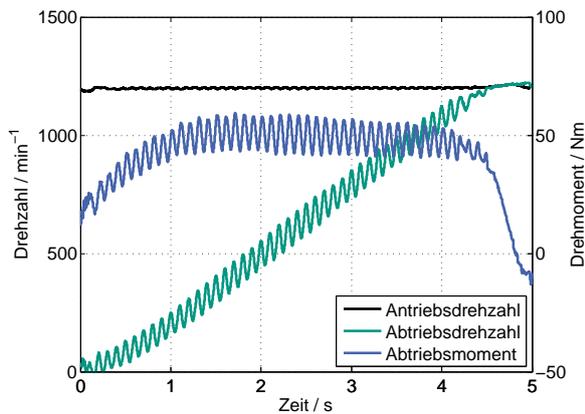
(b) Tilger virtuell / $d_{SW} = 0.6 \text{ Nms/rad}$



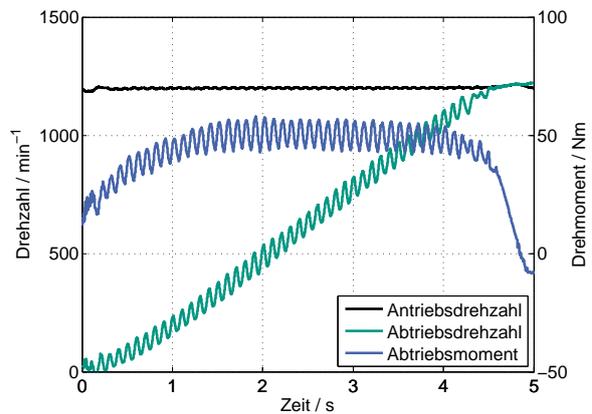
(c) Tilger physisch / $d_{SW} = 1.2 \text{ Nms/rad}$



(d) Tilger virtuell / $d_{SW} = 1.2 \text{ Nms/rad}$



(e) Tilger physisch / $d_{SW} = 1.8 \text{ Nms/rad}$



(f) Tilger virtuell / $d_{SW} = 1.8 \text{ Nms/rad}$

Abbildung 6.26: Anfahrversuche mit Variation der Seitenwellendämpfung

7 Analyse der Übertragung von verbrennungsmotorischen Anregungen

Neben der Analyse von kupplungsinduzierten Schwingungen mit detailgetreuer Abbildung dynamischer Wechselwirkungen im Frequenzbereich bis 20 Hz ist der Anspruch an die vorgestellte Validierungsumgebung, Schwingungswechselwirkungen zwischen virtuellen und physischen Komponenten in einem erweiterten Frequenzbereich zu ermöglichen.

Während die Prüfstandsumsetzung die Abbildung von Schwingungsanregungen, z.B. zur Verbrennungsmotorsimulation, im Frequenzbereich bis 500 Hz erlaubt, liegt im Folgenden der Schwerpunkt wiederum auf der Abbildung von Schwingungswechselwirkungen zwischen Kupplungssystem und Antriebsstrang.

7.1 Zielsetzung und Versuchsbeschreibung

7.1.1 Motivation

Die Nutzung der Prüfstandsumgebung zur Analyse von verbrennungsmotorischen Anregungen ist motiviert durch die Zielkonflikte in der Antriebssystementwicklung, die in Kapitel 2.3.3 beschrieben sind. Die höhere Schwingungsanregung zukünftiger Verbrennungsmotoren und die erhöhte Schwingungsempfindlichkeit von Antriebssträngen aufgrund von Maßnahmen zur Reibungsreduktion führen zu steigenden Anforderungen an das Torsionsschwingungsdämpfersystem.

Zur Beurteilung der Umsetzbarkeit dieser Maßnahmen in zukünftigen Antriebssystemen mit heute verfügbaren und bereits stark ausgereizten Dämpfersystemen sind Versuche mit Fahrzeugen oder kompletten Antriebssträngen nicht zweckmäßig bzw. nicht möglich. Der Anspruch ist es daher, die steigende Schwingungsanregung des Verbrennungsmotors und die sinkende Dämpfung im Antriebsstrang virtuell abzubilden. Auf diesem Weg soll eine frühzeitige Beurteilung der Leistungsgrenzen der Torsionsschwingungsdämpfer in Form einer Machbarkeitsstudie von wirkungsgradsteigernden Maßnahmen ermöglicht werden.

7.1.2 Top-Down Beschreibung

Wie auch bei den Kupplungsrupfunterforschungen ergibt sich für die Top-Down Beschreibung der Validierungsumgebung in Abbildung 7.1, dass hinsichtlich einer flexiblen Parametervariation und aufgrund fehlender Prototypen alle Komponenten neben dem Kupplungs- bzw. Torsionsschwingungsdämpfersystem virtuell abgebildet werden müssen. Die *Teilsysteme in Entwicklung* setzen sich aus den Antriebselementen zusammen, an denen wirkungsgradsteigernde Maßnahmen durchgeführt werden, d.h. Motor, Getriebe, Seitenwellen und Reifen. Das Kupplungssystem als physischer Teil des Versuchsaufbaus wird dagegen dem Restsystem zugeordnet.

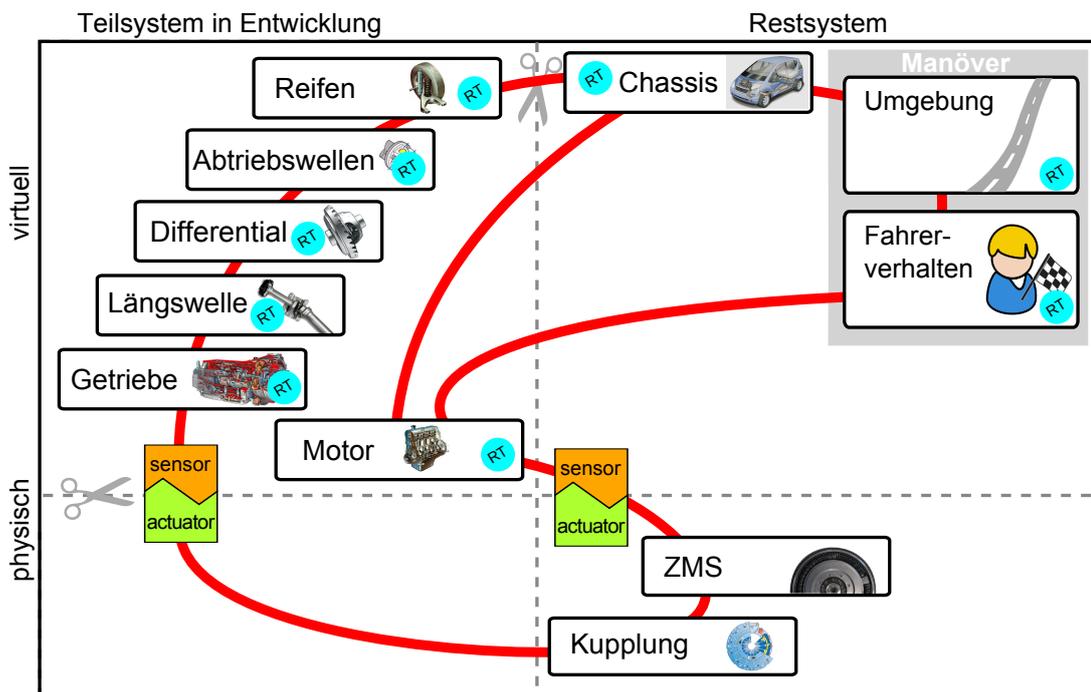


Abbildung 7.1: Top-Down Beschreibung für die Machbarkeitsstudie

7.1.3 Umsetzung auf dem Powerpack-Prüfstand

Die Implementierung des Echtzeitmodells erfolgt analog zu dem Vorgehen bei der Kupplungsrupfanalyse in Kapitel 6.2. Abhängig von Topologie und Parametern wird das Top-Down-Modell aus Abbildung 7.1 in ein schwingungsfähiges Mehrkörpermodell überführt.

Im Gegensatz zu der Analyse von Anfahrerschwingungen wirken sich motorinduzierte Schwingungsanregungen auf höhere Eigenformen des Antriebssystems aus, sodass die Freiheitsgradreduktion früher abgebrochen werden muss. Zusätzlich kann die Torsionsdämpferanalyse ohne das Kupplungsbetätigungssystem und ohne reale Kupplung durchgeführt werden. In der Top-Down-Beschreibung ist die Kupplung jedoch als physisches Element dargestellt, da die Trägheit der Kupplung durch Adapterteile und die

Rotorträgheit des Elektromotors abgebildet wird. Zur Variation der Kupplungsträgheit kann die Trägheitskompensation gemäß Kapitel 6.2.5 genutzt werden. Der resultierende Versuchsaufbau ist in Kapitel 5 in Abbildung 5.8 dargestellt.

Wie bei den Kupplungsrupfversuchen kann die Echtzeitimplementierung in den Regelungsarten Fahrgeschwindigkeitssimulation und Fahrzeugsimulation betrieben werden. Für die im Folgenden beschriebenen Versuche wird aufgrund der einfachen Einstellung von quasi-stationären Betriebspunkten die Fahrgeschwindigkeitssimulation verwendet.

7.2 Übertragungsverhalten von Torsionsschwingungsdämpfern

7.2.1 Versuchsablauf und Auswertung

Zur Analyse des Übertragungsverhaltens von Antriebselementen in einem weiten Betriebsbereich ist die Durchführung von generischen Frequenzsweeps zweckmäßig. Über die Vorgabe einer Fahrzeuggeschwindigkeit im Echtzeitmodell und eines antriebsseitigen mittleren Drehmoments wird zunächst ein initialer Betriebspunkt eingestellt. Durch Überlagerung einer harmonischen Anregung am Antrieb und Variation der Anregungsfrequenz kann so bei konstanter mittlerer Drehzahl der interessierende Frequenzbereich analysiert werden.

Bei der Auswertung werden die resultierenden Drehzahl- und Drehmomentamplituden am Ausgang des ZMS und an verschiedenen Stellen des Echtzeitmodells der Anregungsamplitude gegenübergestellt. Auf diese Weise werden Amplitudengänge über der Frequenz ermittelt, aus denen sich kritische Betriebspunkte für verschiedene Positionen im Antriebssystem identifizieren lassen.

Abbildung 7.2 zeigt die analytische Modalanalyse des verwendeten Referenzfahrzeugs, in die alle relevanten physischen und virtuellen Trägheiten und Steifigkeiten eingehen. Neben dem ZMS wird die Trägheit des Verbrennungsmotors teilweise durch die Rotorträgheit des Antriebsmotors dargestellt, die Kupplung wird wie bereits beschrieben durch die Rotorträgheit des Abtriebsmotors repräsentiert. Die Kopplung zwischen ZMS und Getriebeeingang bis hin zum Fahrzeug wird in der Echtzeitumgebung abgebildet.

In der Modalanalyse sind die niederfrequente Ruckelfrequenz bei ca. 6 Hz, die ZMS-Eigenfrequenz bei 14 Hz sowie höhere Eigenformen bei Reifen, Differential und Getriebe zu erkennen.

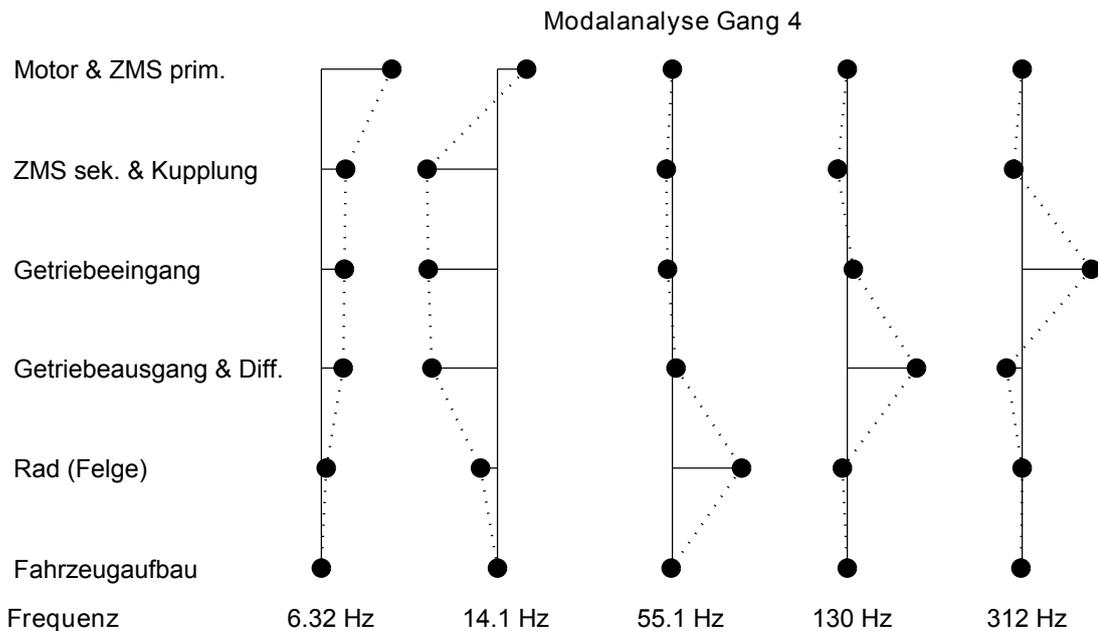


Abbildung 7.2: ZMS Übertragungsverhalten: Modalanalyse des Antriebsstrangs im 4. Gang

7.2.2 Amplitudengänge

Exemplarische Amplitudengänge in Bezug auf die gemessene Drehzahlschwankung am ZMS-Ausgang sowie die Drehzahlen von Differential und Rad aus dem Echtzeitmodell sind in Abbildung 7.3 dargestellt. Zugrunde liegt ein Frequenzsweep bei einem mittleren Drehmoment von 100 Nm und einer überlagerten Anregung mit 200 Nm im Frequenzbereich von 10 bis 100 Hz.

In den Amplitudengängen finden sich die ZMS-Eigenfrequenz bei 14 Hz sowie im Amplitudengang des Rads die Reifeneigenform bei 55 Hz aus der analytischen Modalanalyse wieder. Die hohe Verstärkung bei 10 Hz resultiert aus der Ruckeigenfrequenz bei ca. 6 Hz. Diese Eigenform ist für Lastwechselvorgänge relevant und wird in Kapitel 7.4 näher betrachtet.

Auf Basis der Modalanalyse in Abbildung 7.2 kann daraus gefolgert werden, dass die Wechselwirkungen zwischen virtueller und physischer Domäne richtig abgebildet werden.

7.2.3 Dämpfungsvariation

Der Vorteil einer flexiblen XiL Echtzeitumgebung ist die einfache Variation von Antriebssystemparametern. Durch die Variation von Dämpfungswerten kann beispielsweise der Einfluss von Reibungsreduktionsmaßnahmen bewertet werden.

In Abbildung 7.4 ist der Amplitudengang für die Raddrehzahl für verschiedene Seitenwellen- und Reifendämpfungen dargestellt. Die Raddrehzahl wird dabei im Echtzeitmodell an der Trägheit der Radfelgen gemessen, die über die Seitenwellensteifigkeit und die Reifensteifigkeit an den Antriebsstrang bzw. an das Fahrzeug angebunden ist.

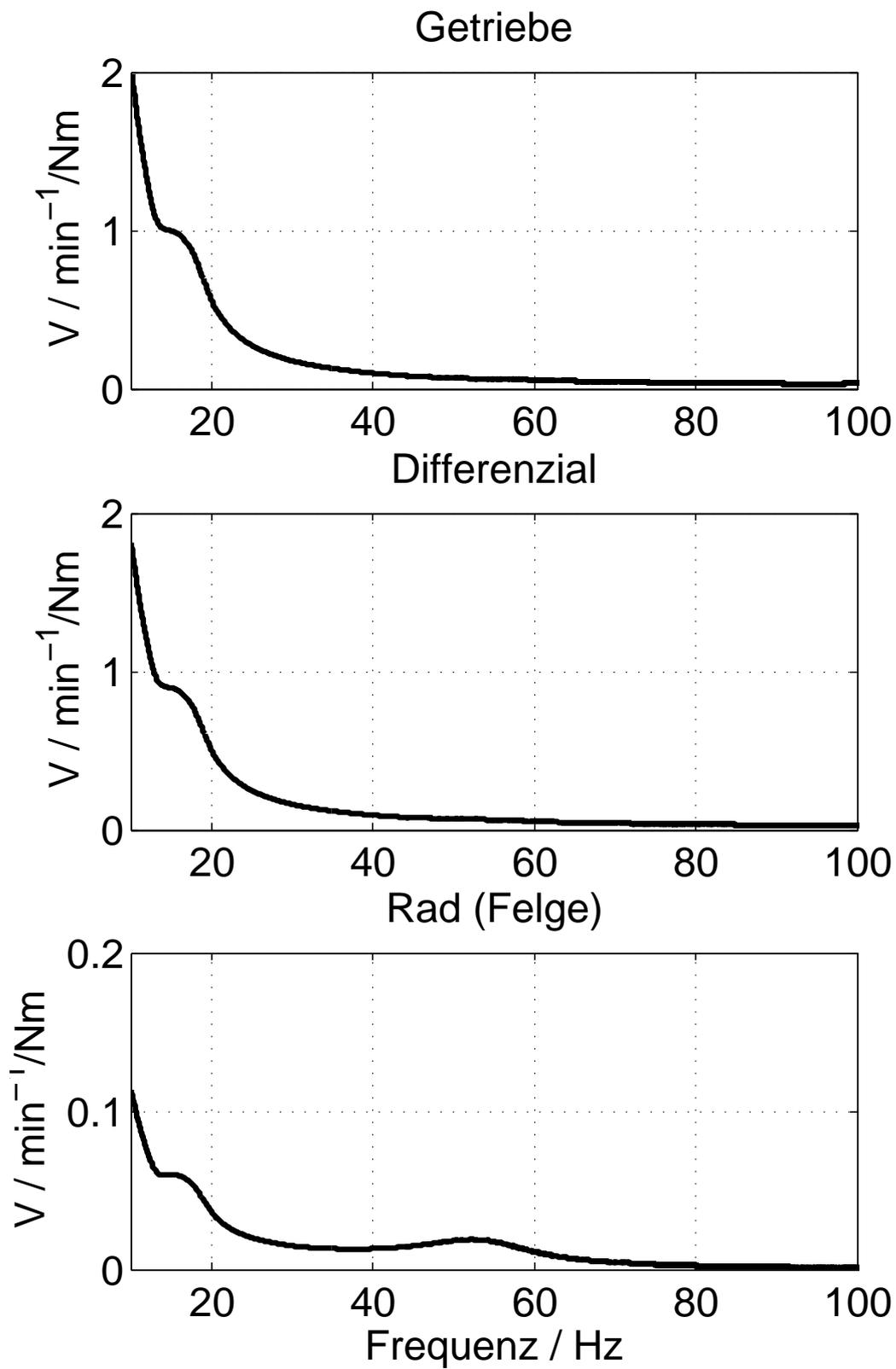


Abbildung 7.3: Vergrößerungsfunktion V (Amplitudengang) im 4. Gang

Es ist zu erkennen, dass die Verstärkung in der Resonanzstelle bei 55 Hz bei Halbierung der Dämpfungswerte ausgehend von den Nominalwerten um bis zu 50 % zunimmt.

7.3 Machbarkeitsanalysen

Effiziente Betriebspunkte von Verbrennungsmotoren liegen üblicherweise bei hohen Lasten und niedrigen Drehzahlen. Um diesen Zusammenhang zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs auszunutzen, werden Antriebssysteme durch längere Getriebeübersetzungen bei immer niedrigeren Drehzahlen betrieben. Außerdem sind bereits Motoren im Einsatz, die im Teillastbereich zur Erhöhung der spezifischen Last einzelne Zylinder abschalten.

Beide Szenarien gehen mit steigenden Drehmomenten und damit auch Drehmomentanregungen bei gleichzeitig sinkenden Anregungsfrequenzen einher, wodurch große Schwingwinkel im Antriebssystem hervorgerufen werden. In den beiden folgenden Machbarkeitsanalysen werden die Auswirkungen auf die Drehzahl- und Drehwinkelschwankungen durch das sogenannte Downspeeding und die Zylinderabschaltung ermittelt.

Grundlage für die Machbarkeitsanalyse ist ein Referenzfahrzeug mit einem Vierzylinder-Diesel-Antrieb, der für Zylinderabschaltung vorgesehen ist. Das Torsionsschwingungsdämpfersystem besteht aus einem ZMS mit Fliehkraftpendel (FKP). Für die Machbarkeitsstudie werden Betriebspunkte im 6. Gang des Fahrzeugs herangezogen. Die zugehörige Modalanalyse des Antriebs ist in Abbildung 7.5 dargestellt.

7.3.1 Downspeeding

Zur Analyse des Einflusses einer Drehzahlverringerng wird die Gangübersetzung im 6. Gang so verändert, dass sich im Betriebspunkt einer typischen Überlandfahrt die Motordrehzahl von 1400 min^{-1} auf 1200 min^{-1} reduziert. Auf die Eigenformen des Antriebssystems hat diese Übersetzungsänderung nur geringe Einflüsse, siehe Abbildung 7.6.

Zur Gegenüberstellung der beiden Betriebspunkte muss berücksichtigt werden, dass bei Absenkung der Drehzahl eine Erhöhung des Drehmoments notwendig ist, um die gleiche Leistung zu erzielen. Ausgehend von dem mittleren Drehmoment T_1 und der Drehmomentamplitude \hat{T}_1 bei der Ausgangsdrehzahl $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ werden die Drehmomentwerte T_{DS} und \hat{T}_{DS} zur Darstellung des Downspeedings bei $n_{DS} = 1200 \text{ min}^{-1}$ gemäß

$$T_{DS}n_{DS} = T_1n_1 \quad (7.1)$$

$$\hat{T}_{DS}n_{DS} = \hat{T}_1n_1 \quad (7.2)$$

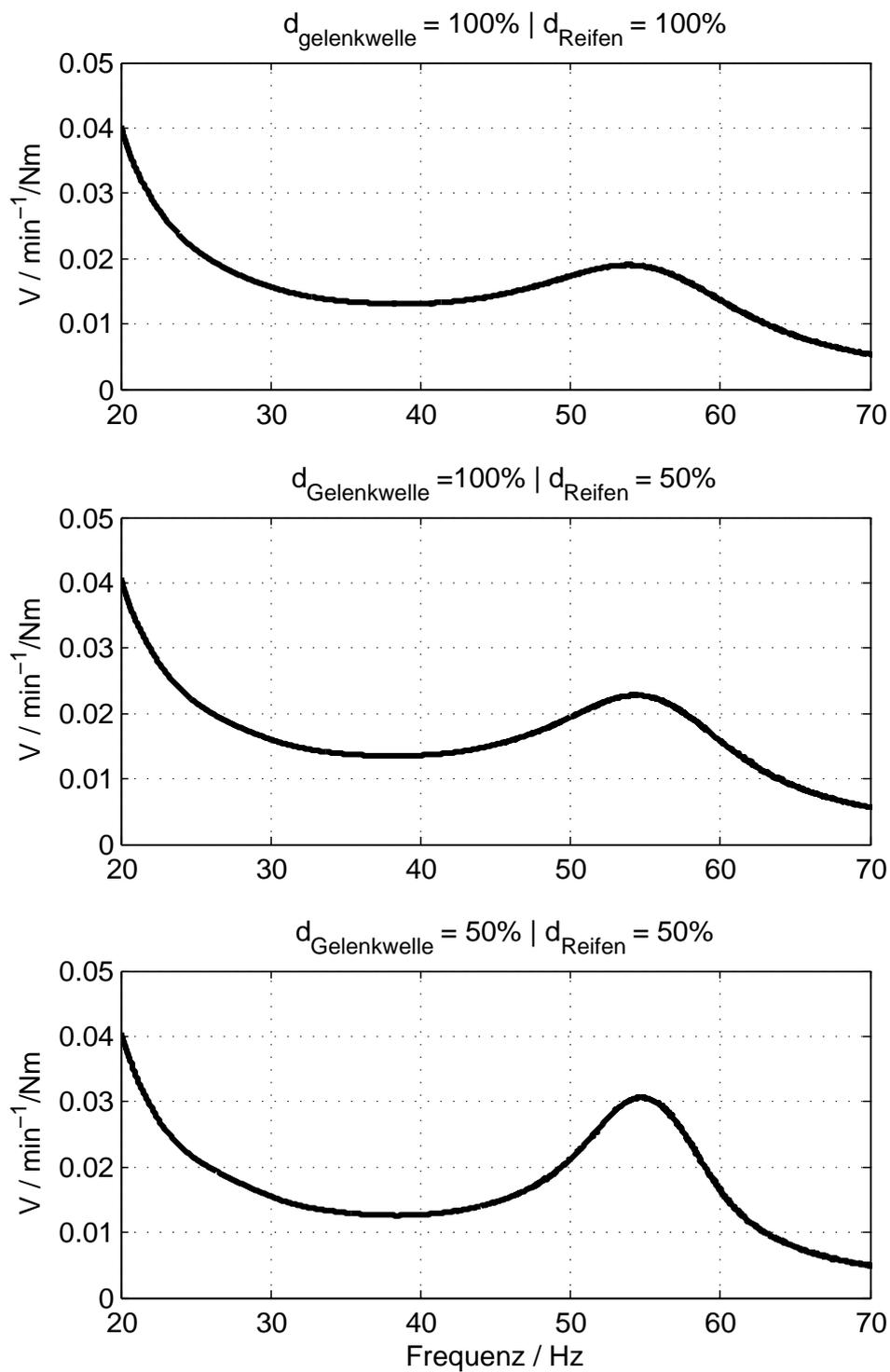


Abbildung 7.4: Vergrößerungsfunktion V (Amplitudengang) Rad bei Variation der Seitenwellen- und Reifendämpfung

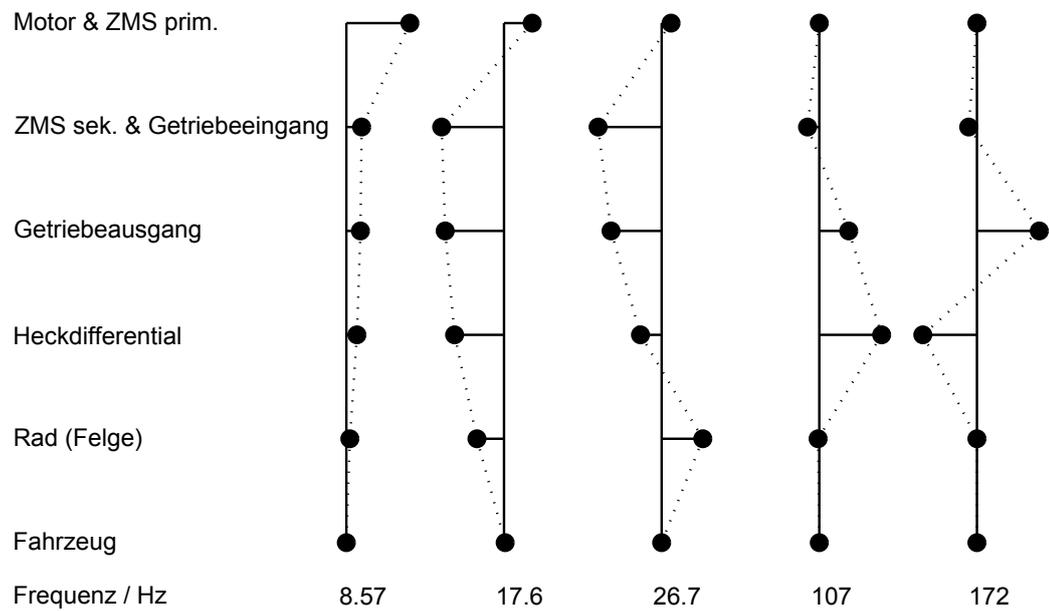


Abbildung 7.5: Modalanalyse Referenzfahrzeug im 6. Gang

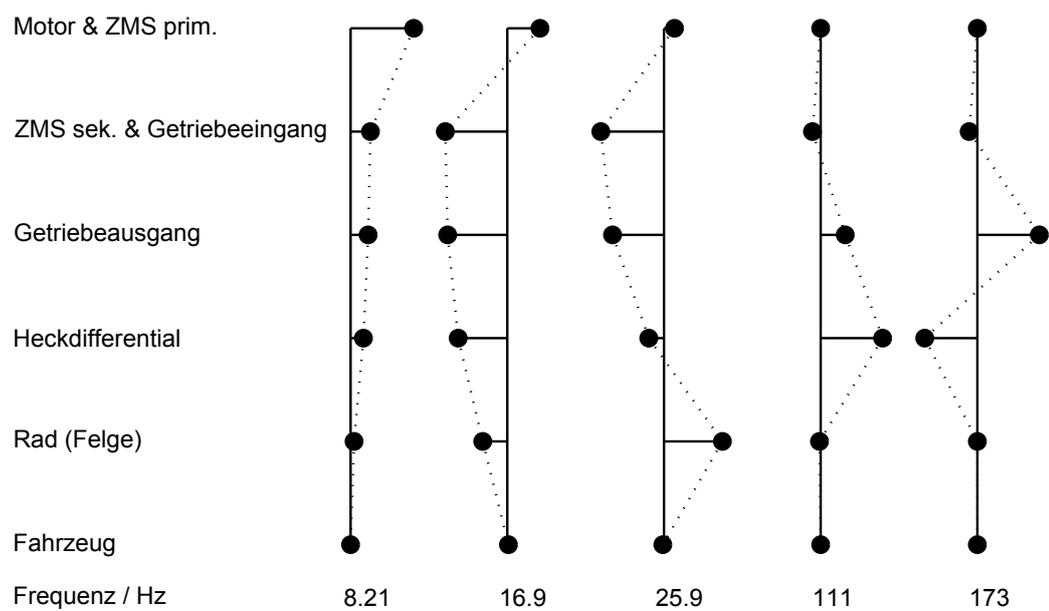


Abbildung 7.6: Downspeeding: Modalanalyse im 6. Gang

ermittelt.

Unter Ausnutzung des vollen Motordrehmoments werden bei 1200 min^{-1} ein Gleichanteil von 150 Nm und eine Amplitude von 400 Nm und bei 1400 min^{-1} ein Gleichanteil von 175 Nm und eine Amplitude von 342 Nm eingestellt. Die Anregungsfrequenzen ergeben sich aus der hauptanregenden Ordnung zu 40 Hz bzw. 46.7 Hz.

Die Ergebnisse der Gegenüberstellung ist in Abbildung 7.7 dargestellt. Abbildung 7.7a zeigt die Drehzahlschwankungen bei 1400 min^{-1} in der ersten Zeile und für 1200 min^{-1} in der zweiten Zeile. Die korrespondierenden dynamischen Schwingwinkel sind in Abbildung 7.7b dargestellt. Die Auswertung ist jeweils für die verschiedenen Drehzahlsignale am Getriebeeingang, am Differential und am Rad vorgenommen.

Aus dem Vergleich der beiden Einstellungen resultiert, dass die Drehzahlamplituden durch die Downspeeding-Maßnahme um 60% am Getriebeeingang, um 100% am Differential und um 130% am Rad zunehmen. Die Schwingwinkel verhalten sich ähnlich und steigen um 80% am Getriebeeingang, um 100% am Differential und um 90% am Rad an.

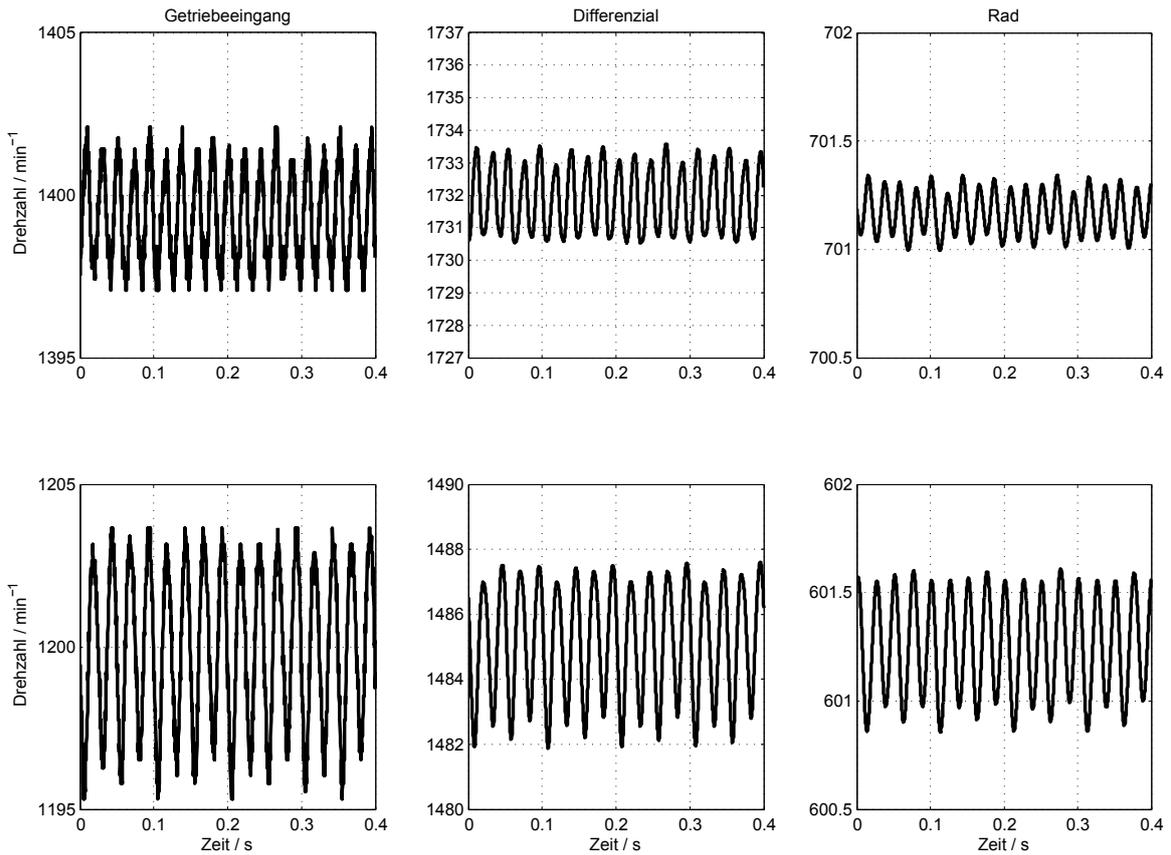
7.3.2 Zylinderdeaktivierung

Die Ermittlung der Auswirkung einer Zylinderdeaktivierung erfolgt nach der gleichen Vorgehensweise. Als Referenzzustand dient ein Teillast-Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} mit einem mittleren Drehmoment von 100 Nm. Um diesen Betriebszustand mit zwei anstatt vier Zylindern einzustellen, muss die spezifische Leistung der beiden aktiven Zylinder verdoppelt werden. Bei gleichem mittleren Moment wird zur Gegenüberstellung daher die Amplitude der Hauptanregung von 200 Nm auf 400 Nm verdoppelt, die Frequenz der Hauptanregung wird bei Abschaltung von zwei Zylindern von 66.7 Hz auf 33.3 Hz halbiert.

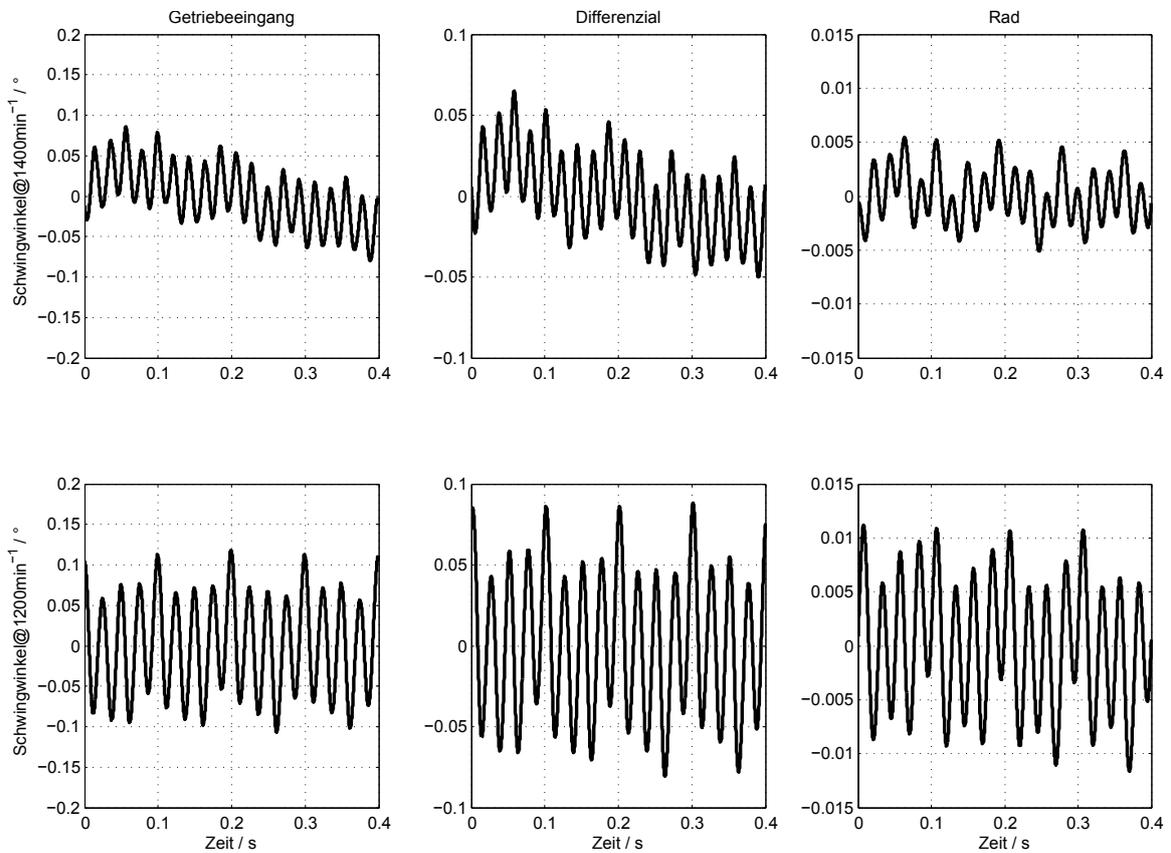
Die Ergebnisse der Zylinderdeaktivierung sind in Abbildung 7.8 dargestellt. Beim Vergleich der beiden Betriebszustände wird vor allem der Einfluss des Fliehkraftpendels deutlich. Durch die Auslegung des FKP auf die Hauptanregung im Vierzylinder-Betrieb wird eine sehr gute Schwingungsreduktion erreicht. Bei der Zylinderdeaktivierung nehmen die Drehzahl- und Drehwinkelschwankungen nicht nur aufgrund der höheren Drehmomentanregung bezogen auf das mittlere Drehmoment zu, sondern auch durch die Deaktivierung des FKP.

7.4 Lastwechselverhalten

Der Torsionsschwingungsdämpfer erfüllt nicht nur Aufgaben hinsichtlich der Isolation verbrennungsmotorischer Anregungen, sondern ist auch bei der Dämpfung von Lastwechselschwingungen wirksam, bei denen z.B. durch sprungartige Gasstöße und

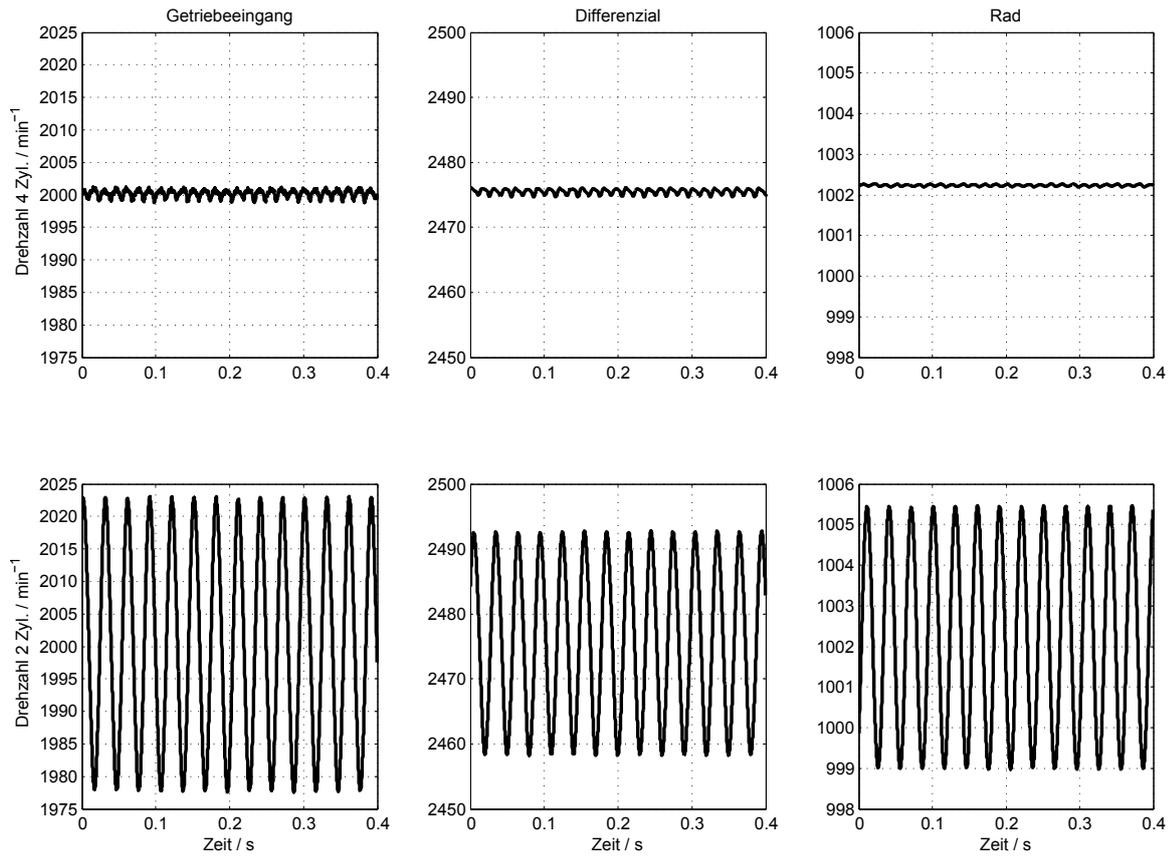


(a) Drehzahlen

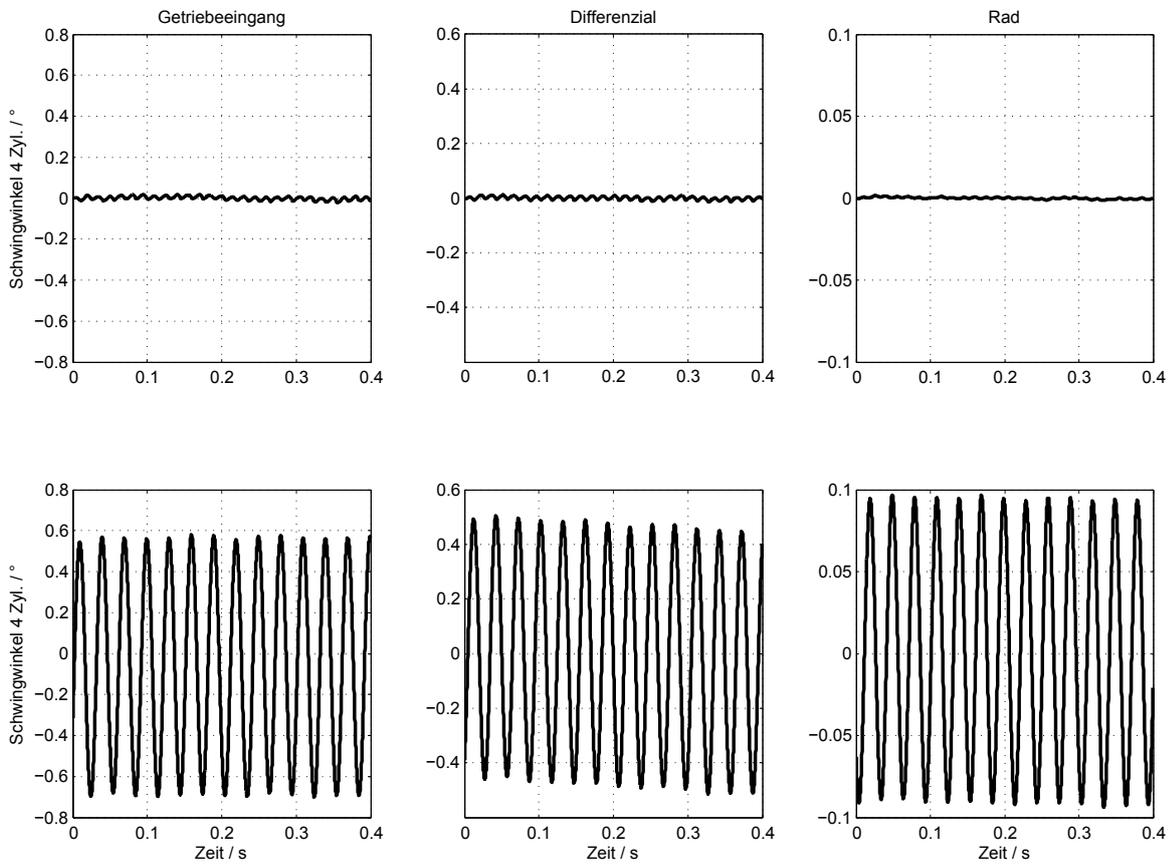


(b) Drehwinkel

Abbildung 7.7: Machbarkeitsanalyse Downspeeding



(a) Drehzahlen



(b) Drehwinkel

Abbildung 7.8: Machbarkeitsanalyse Zylinderdeaktivierung

-wegnahmen die erste Eigenform des Antriebssystems angeregt wird. Daraus resultieren bekanntlich niederfrequente Längsschwingungen des Fahrzeugs im Bereich von 5 Hz.

Durch Reibungsreduktionen im Antriebsstrang ergeben sich daher auch in diesen Betriebszuständen Anforderungen an das Torsionsdämpfersystem. Die folgenden exemplarischen Anwendungen basieren auf dem gleichen Referenzsystem wie jene in Kapitel 7.3.

7.4.1 Dämpfungsvariation

Zur Analyse des Einflusses der Seitenwellendämpfung auf niederfrequente Triebstrangschwingungen mit Einfluss des physischen Torsionsdämpfers werden sogenannte Back-out Manöver durchgeführt. Hierzu wird bei konstanter Fahrgeschwindigkeit der Triebstrang verspannt. Anschließend wird das Drehmoment mit hohem Gradient reduziert.

Die resultierenden Ausschwingkurven der Getriebeeingangsdrehzahl, die durch Messung am abtriebsseitigen Prüfstandsmotor ermittelt wird, sind für verschiedene Seitenwellendämpfungen von 40%, 60% und 80% bezogen auf den Nominalwert in Abbildung dargestellt. Darin ist ein vergleichsweise kleiner Einfluss der Seitenwellendämpfung zu erkennen.

7.4.2 Reproduzierbarkeit von Versuchsmanövern

Die geringen Abweichungen bei der Dämpfungsvariation in Abbildung 7.9 führen zu der Frage nach der Wiederholgenauigkeit von Versuchsmanövern mit der Validierungsumgebung. Nachdem bereits im Rahmen der Rupftilgeranalysen in Kapitel 6.4.3 eine sehr gute Reproduzierbarkeit nachgewiesen ist, wird die Wiederholbarkeit auch am Beispiel der Lastwechsel-Versuche analysiert, bei denen die Wechselwirkungen zwischen virtueller und physischer Domäne relevant sind und nicht-lineare Einflüsse insbesondere beim Spieldurchlauf des ZMS auftreten.

In Abbildung 7.10 sind drei zeitlich verteilte Wiederholungen des Back-out Manövers bei 200 Nm und Nominaldämpfung dargestellt. Die Reproduzierbarkeit kann auch hier als sehr gut bezeichnet werden und gewährleistet eine hinreichende Trennschärfe bzgl. der Parametervariation in Abbildung 7.9.

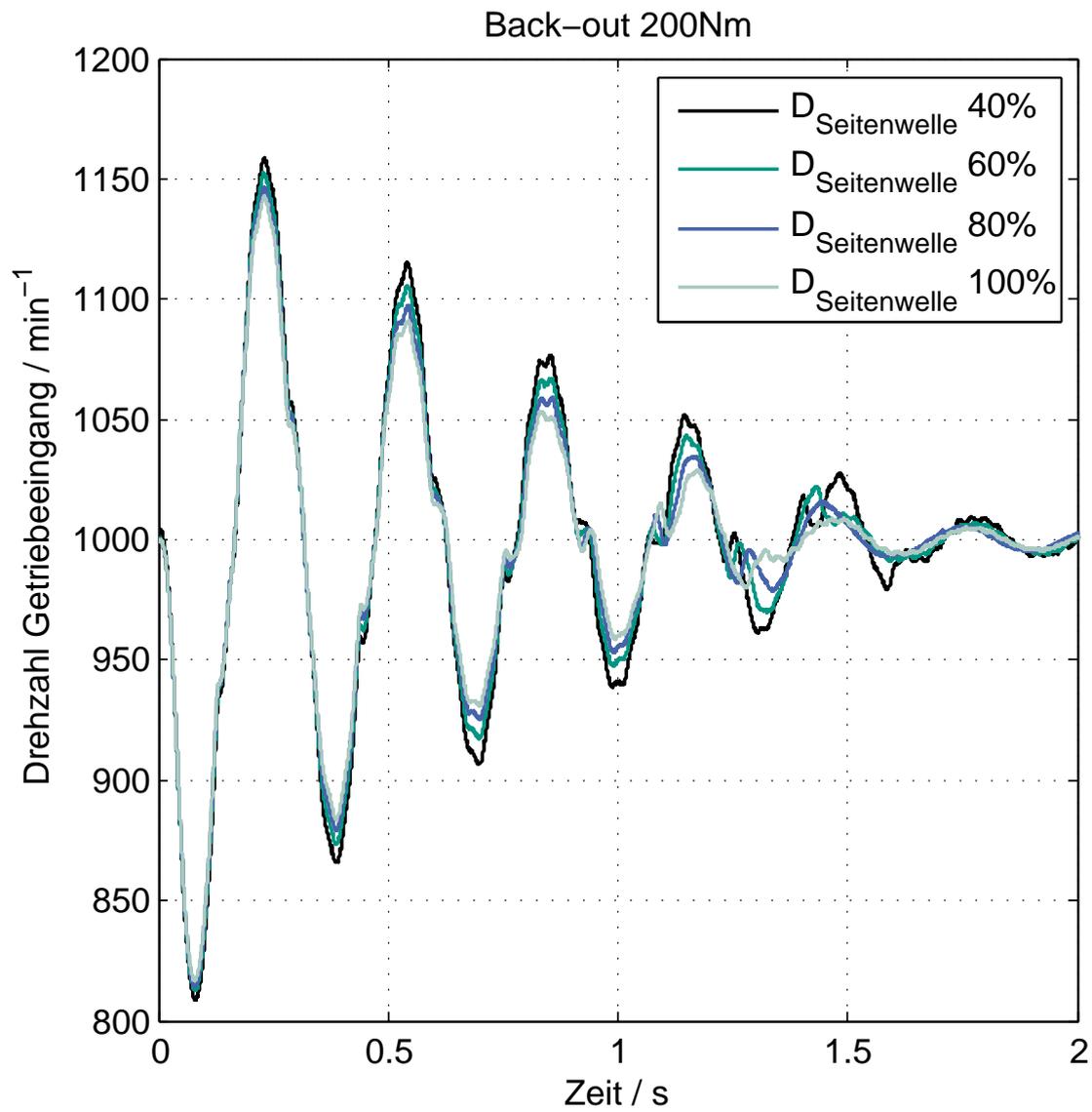


Abbildung 7.9: Dämpfungsvariation: Back-out Manöver bei 200 Nm

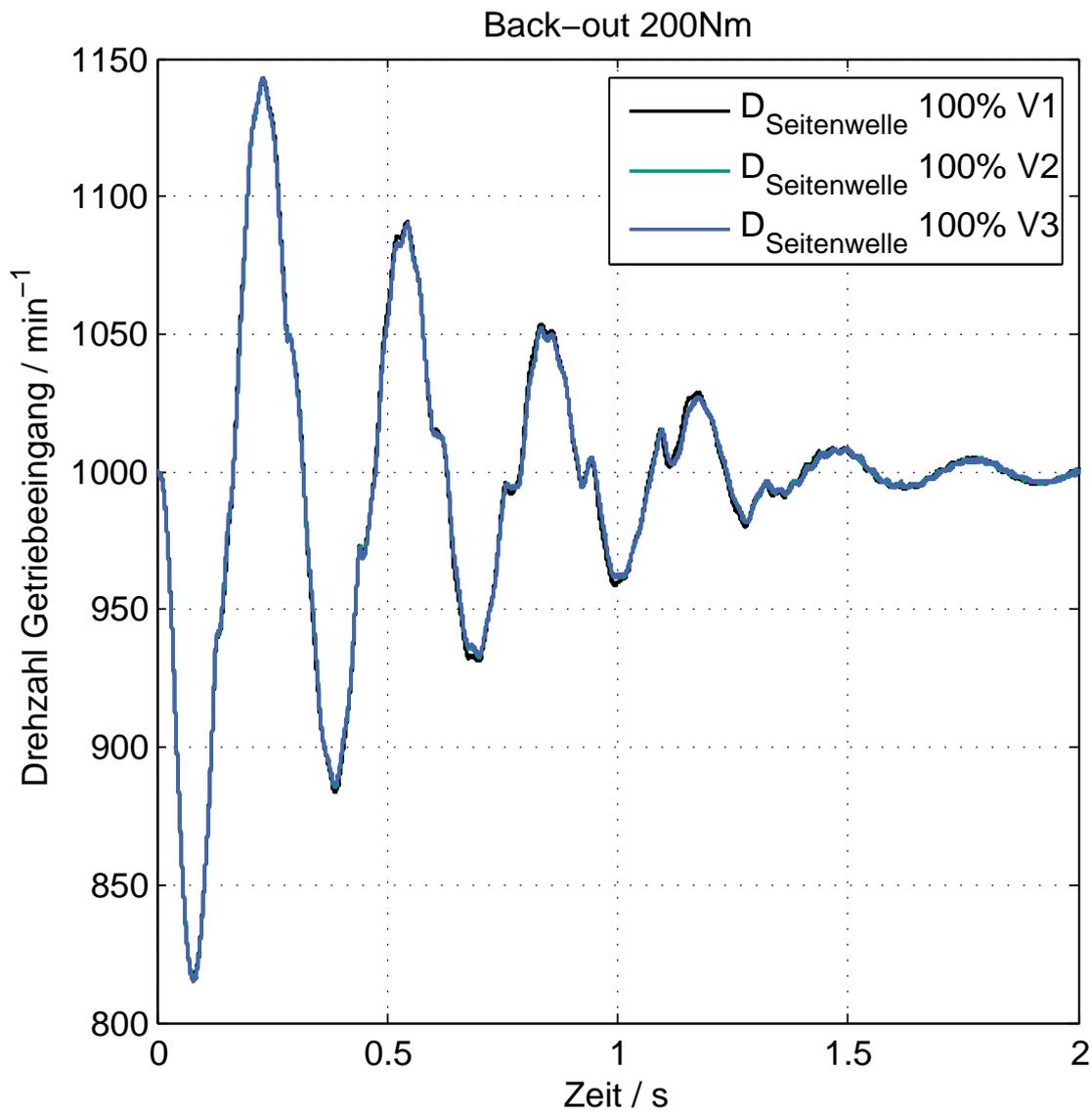


Abbildung 7.10: Reproduzierbarkeit am Beispiel eines Back-out Manövers

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

Kern der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer neuartigen Prüfstands Umgebung zur Validierung von Antriebssystemen mit physischen Kupplungs- und Dämpfersystemen. Der Powerpack-Prüfstand (PPP) ist mit einer neuen leistungsfähigen Echtzeitumgebung ausgestattet, die eine detaillierte Simulation der restlichen Antriebssystemkomponenten ermöglicht. Über eine schnelle Kommunikation und hochdynamische Prüfstandsantriebe kann der Einfluss von Kupplungs- und Dämpfersystemen auf Schwingungsphänomene im gesamten Antriebssystem im Sinne der XiL Validierung realistisch abgebildet werden.

Aufbauend auf einer Analyse der zu untersuchenden Schwingungsphänomene, insbesondere der Entstehungsmechanismen des Kupplungsrupfens, sowie der Eigenschaften existierender Validierungsumgebungen werden in Kapitel 4 die Herausforderungen bei der Analyse einzelner Antriebselemente im Gesamtsystemkontext ermittelt. Als Beispiel wird die Überlagerung geometrischer Abweichungen in Bezug auf fremderregtes Kupplungsrupfen an einer bestehenden Prüfstands Umgebung am IPEK untersucht. Die Eignung der Prüfstands Umgebung hinsichtlich verschiedener Ansätze zur Abbildung der erforderlichen Gesamtsystemdynamik wird durch eine modellbasierten Machbarkeitsanalyse bewertet. Fokus der Machbarkeitsanalyse sind insbesondere die Einflüsse der Regelung und Ansteuerung der elektrischen Prüfstandsmotoren auf die Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse.

Mit dem umgesetzten Versuchsaufbau werden Überlagerungsmechanismen von motordrehzahlabhängigen Abweichungen nachgewiesen, die zu einer Verstärkung oder Abschwächung der Kupplungsrupfschwingungen führen. Gleichzeitig werden aus der Umsetzung Grenzen der Prüfstands Umgebung hinsichtlich des Einsatzes in heutigen Validierungsprozessen abgeleitet.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wird in Kapitel 5 die Entwicklung einer neuartigen Prüfstands Umgebung mithilfe einer am IPEK erforschten Methode zur Top-Down Modellbildung im Rahmen von XiL Validierungsaktivitäten beschrieben. Anhand des Leitbeispiels Kupplungsrupfen sowie der Analyse von Torsionsschwingungsdämpfern werden basierend auf modellbasierten Parameterstudien die Eigenschaften von Leistungselektronik und Elektromotoren als elementare Prüfstandskomponenten festgelegt.

Insbesondere die Anforderungen an die Zykluszeiten zur Datenübertragung und Verarbeitung von Sollwerten durch die Kommunikationsstruktur bzw. die Leistungselektronik nehmen einen großen Stellenwert ein.

Die Anwendung der neuen Prüfstandsgebung und der Nachweis der Funktionalität erfolgt am Leitbeispiel Kupplungsrupfen in Kapitel 6 bzw. anhand der Analyse von Torsionsschwingungsdämpfern in Kapitel 7. Es wird gezeigt, wie mithilfe etablierter Methoden zur Modellreduktion echtzeitfähige Simulationsmodelle, z.B. aus bestehenden Offlinemodellen, erzeugt werden. Die Modellbildung beinhaltet die Gestaltung der Schnittstelle zwischen physischer und virtueller Domäne unter Berücksichtigung von Prüfstandseigenschaften wie der Rotorträgheit der Prüfstandsmotoren. Am Beispiel der Kupplungsrupfunterforschungen wird in diesem Zusammenhang eine Methode zur Trägheitskompensation vorgestellt und hinsichtlich der Plausibilität überprüft.

Im Rahmen der Kupplungsrupfunterforschungen wird zusätzlich zu den Anregungsmechanismen durch Überlagerung geometrischer Anregung eine Axialkraftanregung durch den Kupplungsaktuator implementiert, die eine Fremderregung durch Kurbelwellenlängsbewegungen nachbildet. Mit diesem Anregungsmechanismus erfolgt eine Analyse eines auf der Kupplungsscheibe integrierten Tilgersystems zur Reduktion von Rupschwingungen. Durch Gegenüberstellung der Echtzeitsimulation eines Rupsfilterers und einer physischen Rupsfiltererscheibe wird die Abbildungstreue der Validierungsumgebung nachgewiesen.

Die Flexibilität der neuen Validierungsumgebung hinsichtlich der Anwendung in frühen Phasen moderner Produktentstehungsprozesse wird abschließend anhand verschiedener Parametervariationen demonstriert. Sowohl in Bezug auf Kupplungsrupfschwingungen als auch auf motorinduzierte Schwingungen werden Studien zu den Auswirkungen der Reibungsreduktion in zukünftigen Antriebssträngen sowie der steigenden Torsions- und Axialanregung zukünftiger Motoren durchgeführt.

8.2 Ausblick

Nach dem Nachweis der Funktionalität und der Abbildungstreue der neuen Prüfstandsgebung erfolgt nun die produktive Anwendung in Forschungsvorhaben.

Weiteres Forschungspotenzial liegt insbesondere in der Darstellung von Wechselwirkungen bei motorinduzierten Schwingungen. In der vorliegenden Arbeit ist die Machbarkeit der Abbildung dynamischer Wechselwirkungen im Bereich bis 200 Hz beschrieben und anhand exemplarischer Versuche bestätigt. Hinsichtlich des Frequenzbereichs ergeben sich z.B. durch die Erhöhung der Wechselrichter-Schaltfrequenz bis 20 kHz in Verbindung mit einer noch schnelleren Sollwertübermittlung weiteres Optimierungspotenzial, das mit den bestehenden Prüfstandskomponenten oder durch technisch einfache Erweiterungen ausgeschöpft werden kann.

Im Zuge der Arbeit wurde die Kommunikations- und Echtzeittopologie des Powerpack-Prüfstandes bereits auf die Modernisierung eines Drei-Motoren-Prüfstandes übertragen. Der eDrive-in-the-Loop Prüfstand (eDriL) ist neben einem hochdynamischen Antriebsmotor mit Drehzahlen bis 20.000 min^{-1} mit zwei weiteren Belastungsmotoren und einer dynamisch ansteuerbaren Gleichspannungsquelle zur Batteriesimulation ausgestattet. Dadurch sind für künftige Forschungsaktivitäten flexible Aufbauvariationen und Anwendungsszenarien denkbar, z.B.:

- Aufbau eines konventionellen Gesamt-Antriebsstrangs
- Validierung eines Hybridantriebs mit elektrischem Traktionsantrieb und virtuellem Batterieverhalten sowie Abbildung des Verbrennungsmotorverhaltens durch den hochdynamischen Prüfstandsmotor, siehe Abbildung 8.1
- Wirkungsgradanalyse von elektrischen Traktionsmotoren mit oder ohne eigene Leistungselektronik im Drehzahlbereich bis 20.000 min^{-1}
- Analyse von Hochdrehzahlgetriebe-Konzepten mit virtueller Abbildung der Eigenschaften des elektrischen Traktionsmotors

Mit diesen teilweise neuartigen Anwendungsszenarien erweitert der eDriL die Möglichkeiten zur durchgängigen Durchführung von Validierungsaktivitäten im XiL Kontext.

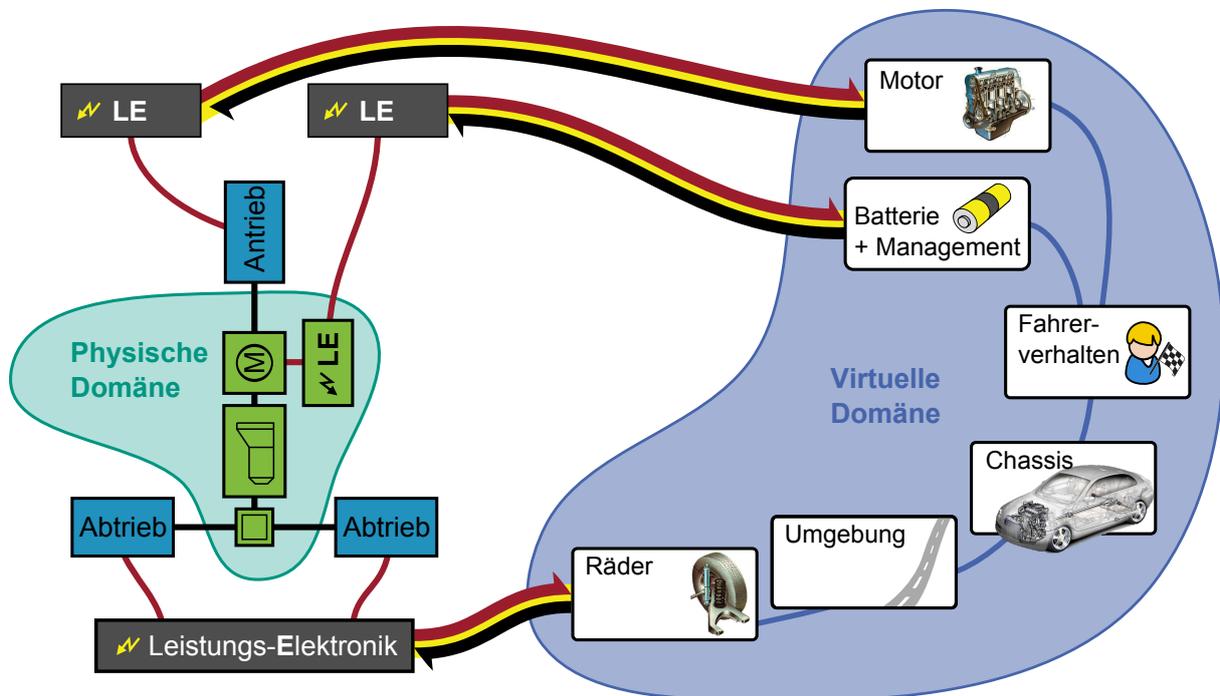


Abbildung 8.1: eDriL Topologie in Hybridkonfiguration

A Anhang

A.1 Messung und Auswertung des Schrägabhubs

Abbildung A.1 zeigt eine beispielhafte Messung des Schrägabhubs an einer Zweischeibenkupplung. Darin ist die Abweichung vom mittleren Abhub an den Messpositionen an Kupplungsplatte und Zwischenplatte für verschiedene Ausrückwege dargestellt.

Auf der Kupplungsplatte sind Messpositionen am mittleren Reibradius in Schritten von 60° festgelegt. Die Zwischenplatte ist an drei Stellen am äußeren Umfang zugänglich, daher sind die gemessenen Abhubwerte der Zwischenplatte größer als an der Kupplungsplatte.

Die Messungen sind für drei verschiedene Ausrückpositionen dargestellt.

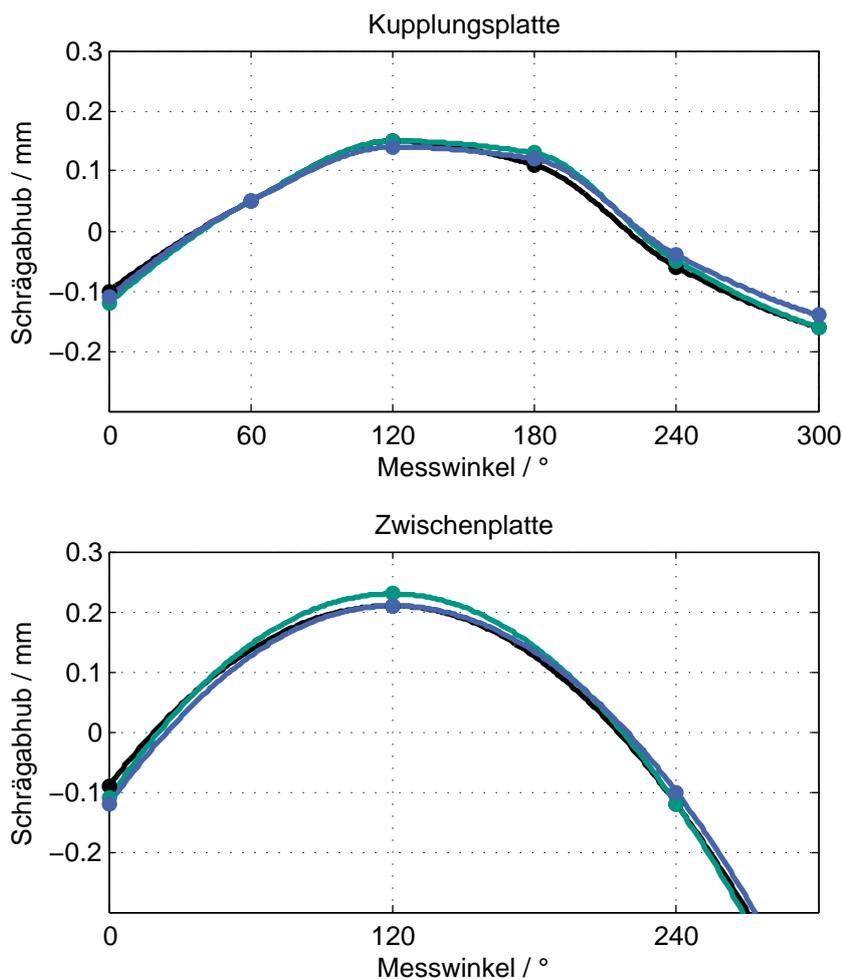


Abbildung A.1: Schrägabhub-Messung an einer Zweischeiben-Kupplung

A.2 Parametervariationen zur Auswahl von Prüfstandskomponenten

Tabelle A.1: Parametervariation Kupplungsrupfen: machbare Drehzahlamplituden in min^{-1}

(a) Mittleres Anfahr Drehmoment 50 Nm

$T_{LS,max} / \text{Nm}$	J_R / kgm^2								
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
300	53	46	40	36	33	30	27	25	23
350	64	55	49	43	39	36	33	30	28
400	75	64	57	50	46	41	38	35	33
450	86	74	65	58	52	47	43	40	37
500	96	83	73	65	59	53	49	45	42
600	118	101	89	79	72	65	60	55	51
700	139	120	105	94	85	77	71	65	61
800	160	138	121	108	98	89	82	75	70
900	182	157	137	123	111	101	92	85	79
1000	203	175	154	137	124	112	103	95	89
1100	225	193	170	151	137	124	114	106	98
1200	246	212	186	166	150	136	125	116	107
1300	267	230	202	180	163	148	136	126	117
1400	289	249	218	195	176	160	147	136	126
1500	310	267	235	209	189	172	158	146	135

(b) Mittleres Anfahr Drehmoment 100 Nm

$T_{LS,max} / \text{Nm}$	J_R / kgm^2								
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
300	43	37	32	29	26	24	22	20	19
350	53	46	40	36	33	30	27	25	23
400	64	55	49	43	39	36	33	30	28
450	75	64	57	50	46	41	38	35	33
500	86	74	65	58	52	47	43	40	37
600	107	92	81	72	65	59	54	50	47
700	128	111	97	86	78	71	65	60	56
800	150	129	113	101	91	83	76	70	65
900	171	147	129	115	104	95	87	80	75
1000	193	166	146	130	117	107	98	90	84
1100	214	184	162	144	130	118	109	100	93
1200	235	203	178	159	143	130	120	111	103
1300	257	221	194	173	156	142	130	121	112
1400	278	239	210	187	169	154	141	131	121
1500	299	258	226	202	182	166	152	141	131

Tabelle A.2: Analyse der erreichbaren Schwingwinkel und Drehbeschleunigungen**(a)** Schwingwinkel PMS 1 in °

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	8,98	5,00	3,47	2,65
50	2,78	1,65	1,17	0,91
100	0,66	0,40	0,29	0,22
150	0,29	0,18	0,13	0,10
200	0,16	0,10	0,07	0,06
300	0,07	0,04	0,03	0,02
400	0,04	0,02	0,02	0,01
500	0,03	0,02	0,01	0,01

(b) Winkelbeschleunigungen PMS 1 in rad/s²

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	5567	3101	2149	1644
50	4782	2841	2021	1568
100	4513	2744	1971	1538
150	4467	2727	1962	1533
200	4451	2721	1959	1531
300	4439	2717	1957	1529
400	4435	2715	1956	1529
500	4434	2714	1956	1529

(c) Schwingwinkel PMS 2 in °

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	8,18	5,01	3,61	2,82
50	2,60	1,67	1,23	0,97
100	0,62	0,40	0,30	0,24
150	0,27	0,18	0,13	0,11
200	0,15	0,10	0,07	0,06
300	0,07	0,04	0,03	0,03
400	0,04	0,03	0,02	0,01
500	0,02	0,02	0,01	0,01

(d) Winkelbeschleunigungen PMS 2 in rad/s²

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	5071	3104	2236	1748
50	4485	2874	2114	1672
100	4276	2787	2067	1642
150	4239	2771	2058	1637
200	4227	2766	2055	1635
300	4218	2762	2053	1634
400	4215	2760	2052	1633
500	4213	2760	2052	1633

(e) Schwingwinkel PMS 3 in °

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	7,51	5,41	4,23	3,47
50	2,50	1,84	1,46	1,20
100	0,61	0,45	0,36	0,30
150	0,27	0,20	0,16	0,13
200	0,15	0,11	0,09	0,07
300	0,07	0,05	0,04	0,03
400	0,04	0,03	0,02	0,02
500	0,02	0,02	0,01	0,01

(f) Winkelbeschleunigungen PMS 3 in rad/s²

f / Hz	J_{prim} / kgm^2			
	0,05	0,10	0,15	0,20
30	4656	3354	2622	2152
50	4311	3171	2508	2075
100	4180	3100	2464	2044
150	4156	3087	2455	2038
200	4148	3083	2453	2036
300	4143	3079	2451	2035
400	4141	3078	2450	2035
500	4140	3078	2450	2034

A.3 Anfahrversuche bei verschiedenen Steigungen

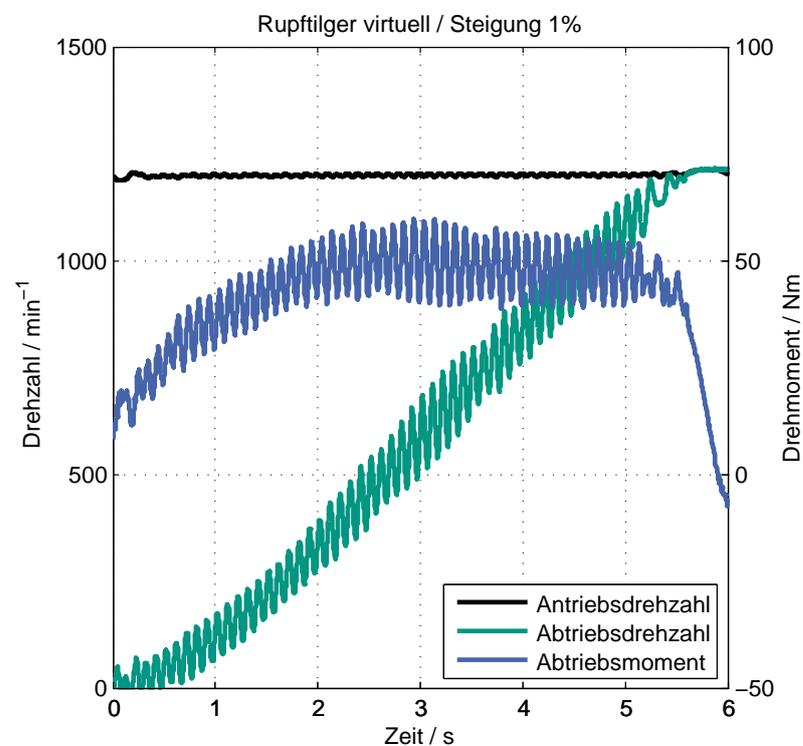
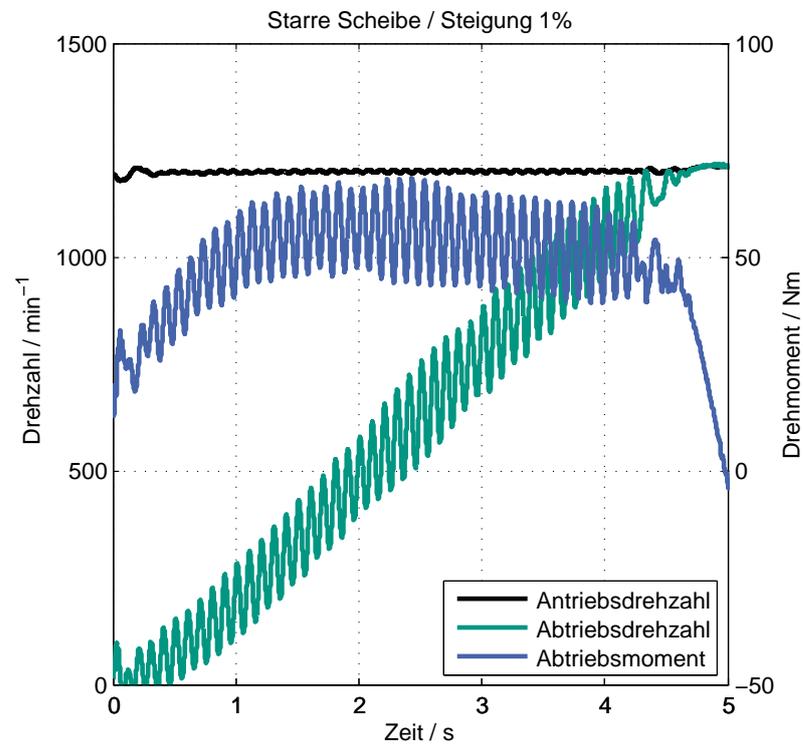


Abbildung A.2: Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 1%

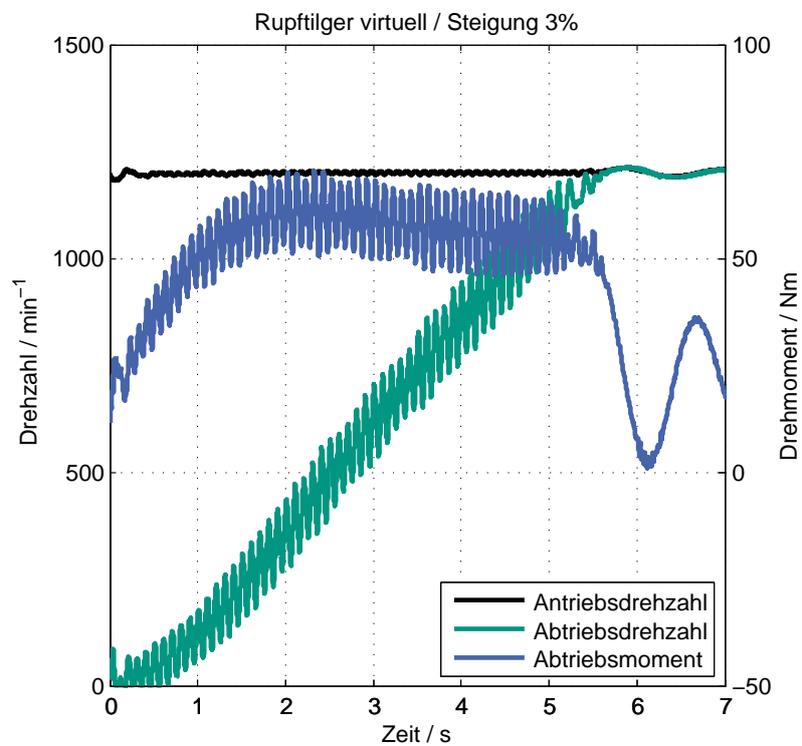
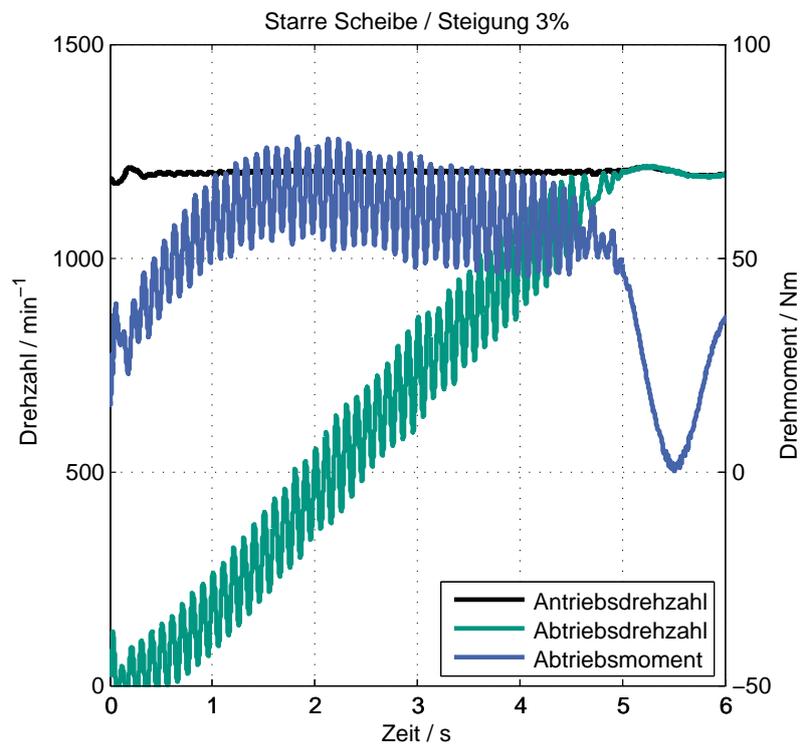


Abbildung A.3: Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 3%

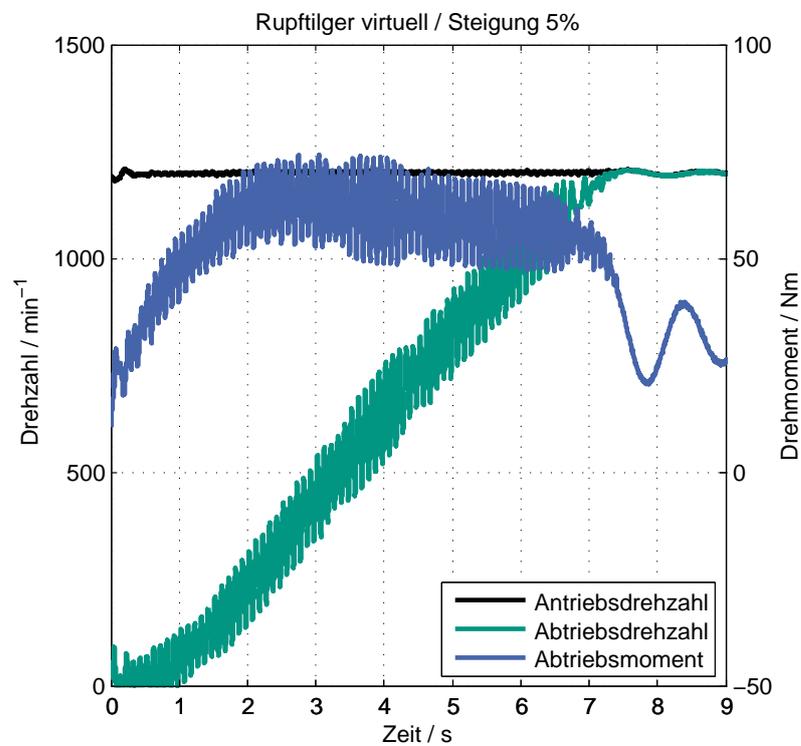
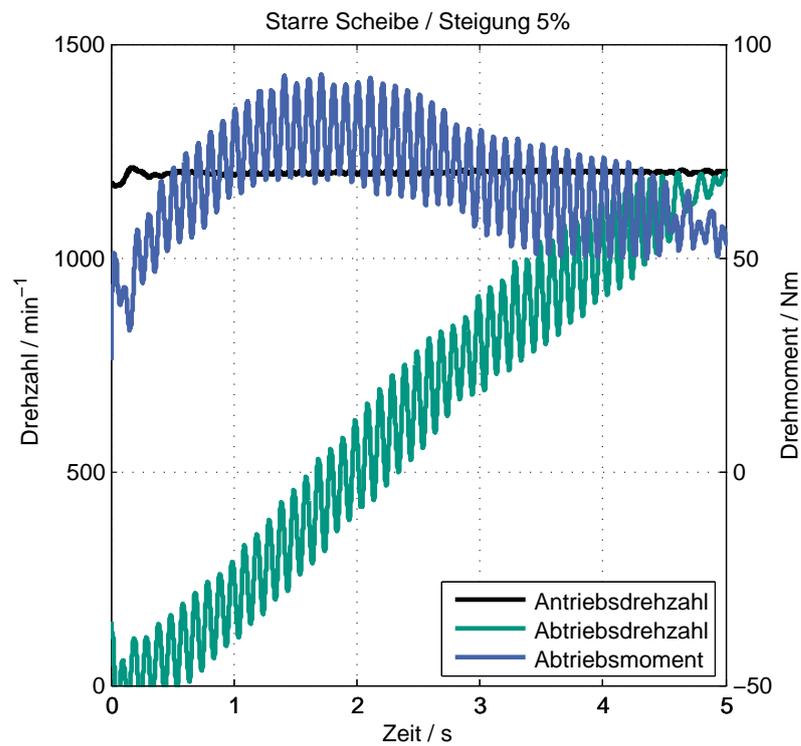


Abbildung A.4: Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 5%

Abbildungsverzeichnis

1.1	Verkürzung der Lebenszykluszeiten	7
1.2	Wechselwirkungen und Modellbildung im X-in-the-Loop Ansatz	8
2.1	Modellstufen - exemplarische Parameter und berechenbare Größen	13
2.2	Verfahren zur Modellreduktion nach Rivin und Di	15
2.3	Einflussfaktoren auf die Echtzeitfähigkeit von Modellen	16
2.4	Komponenten eines PKW-Antriebsstrang ¹³⁵	18
2.5	Schnittansicht eines PKW-Doppelkupplungsgetriebes ²⁰	18
2.6	1. Eigenform im offenen und geschlossenen Antriebsstrang	20
2.7	Reduziertes Antriebsstrangmodell	20
2.8	Reduziertes Schwingungsmodell zur Herleitung der Destabilisierung	21
2.9	Modulation des Kupplungsmoments durch Längsbewegung der Kurbelwelle	23
2.10	Rupftilger - Funktionsprinzip	27
2.11	Rupftilger - Explosionsdarstellung	27
2.12	Exemplarische Tangentialkräfte an einem Zylinder im Viertaktverfahren	28
2.13	Torsionsdämpfer-Eigenfrequenzen im Vergleich	31
2.14	System der Produktentstehung	34
2.15	Das integrierte Produktentstehungs-Modell	35
2.16	Schema der Produktentstehung	36
2.17	X-in-the-loop Ansatz am Beispiel des Fahrzeugantriebssystems ¹³⁶	37
2.18	X-in-the-loop Ansatz	38
2.19	Systemwechselwirkungen in der Validierung von Antriebssystemen	39
2.20	Top-Down Vorgehen zur Modellbildung für Validierungsaktivitäten	40
2.21	Detailtreue und Produktreife in der Top-Down Modellbildung	41
4.1	Prüfstands Aufbau mit ZMS	55
4.2	Drehzahlregler-Analogie mit virtueller Drehmasse	55
4.3	Freischnitt der zu regelnden Drehmasse	55
4.4	Vergleich der Eigenformen mit und ohne Reglereinfluss	57
4.5	Modellbasierte Machbarkeitsanalyse - Vorgehensweise	59
4.6	Top-Down Modell zur Validierung von Anfahrsvorgängen	61
4.7	Detaillierungsgrad der Antriebselemente	62
4.8	Anfahrvorgang mit idealer (links) und simulierter (rechts) Fahrzeugmasse	64
4.9	Top-Down Modell mit physisch abgebildeter Fahrzeugmasse	65
4.10	Versuchsaufbau zur Analyse von Rupfschwingungen	65
4.11	Variation von geometrischen Abweichungen im Versuchsaufbau	66
4.12	Versuchsablauf zur Kupplungsrupfanalyse	68
4.13	Auswertung der Anfahrversuche	69
4.14	Überlagerungsmechanismus von Planschlag und Schrägabhub	70
4.15	Messvorrichtung zur Ermittlung des Schrägabhub-Verhaltens	70
4.16	Messergebnisse zur Überlagerung von Planschlag und Schrägabhub	71

5.1	Kupplungsrupfen: virtuelle Abbildung von Fahrzeug und Antriebsstrang	77
5.2	Kupplungsrupfen: Detaillierung der Antriebssystemelemente	78
5.3	Modell zur Machbarkeitsanalyse der Rupfdynamik	80
5.4	Schwingwinkelanalyse ZMS - grundlegendes Modell	82
5.5	Vereinfachtes Modell zur ZMS Schwingwinkelanalyse	82
5.6	Sensitivitätsanalyse zum Einfluss von Zeitversätzen	86
5.7	Dämpfungskorrektur bei $f_{PWM} = 10$ kHz und Slave-to-Slave Kommunikation	87
5.8	PPP mit ZMS-Aufbau	90
5.9	Kommunikationstopologie des PPP	90
6.1	Top-Down Modell zur Sensitivitätsanalyse	92
6.2	Top-Down Modell zur Potentialanalyse von Rupftilger-Systemen	93
6.3	Top-Down Modell zur Verifizierung der Tilger-Echtzeitsimulation	93
6.4	Versuchsaufbau	96
6.5	Messgrößen zur Ermittlung der Kupplungsmomentschwankung	97
6.6	Zusammenhang Axialkraftmodulation und Kupplungsmoment	98
6.7	Mechanisches Schema des Rupftilgers	99
6.8	Freischnitt des Rupftilgers	100
6.9	Modalanalyse des initialen Mehrkörpersystems	101
6.10	Reduziertes Antriebsstrangmodell mit drei Freiheitsgraden	103
6.11	Freischnitt einer Trägheitsmasse zur Signalflossimplementierung	104
6.12	Schema des Versuchsaufbaus zur Kompensationsrechnung	105
6.13	Schlupfvorgang in Fahrgeschwindigkeitsregelung	107
6.14	Versuchsablauf Kupplungsrupfanalyse	109
6.15	Gemessene Eigenfrequenzen bei virtueller Trägheitsvariation	111
6.16	Vergleich Rupftilger physisch und virtuell	112
6.17	Messreihe zur Verifizierung der Rupftilger-Simulation	113
6.18	Wiederholmessungen mit der Rupftilger-Scheibe	114
6.19	Auswirkung der Axialbewegung auf die Rupfschwingung	115
6.20	Variation Seitenwellen-Dämpfung: Drehzahl- und Drehmomentamplituden	117
6.21	Variation Reifen-Dämpfung: Drehzahl- und Drehmomentamplituden	118
6.22	Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation	121
6.23	Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation	122
6.24	Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation	123
6.25	Anfahrversuche mit Axialkraftmodulation	124
6.26	Anfahrversuche mit Variation der Seitenwellendämpfung	125
7.1	Top-Down Beschreibung für die Machbarkeitsstudie	128
7.2	ZMS Übertragungsverhalten: Modalanalyse des Antriebsstrangs im 4. Gang	130
7.3	Vergrößerungsfunktion V (Amplitudengang) im 4. Gang	131
7.4	Vergrößerungsfunktion V (Amplitudengang) Rad bei Variation der Seitenwellen- und Reifendämpfung	133
7.5	Modalanalyse Referenzfahrzeug im 6. Gang	134
7.6	Downspeeding: Modalanalyse im 6. Gang	134
7.7	Machbarkeitsanalyse Downspeeding	136
7.8	Machbarkeitsanalyse Zylinderdeaktivierung	137
7.9	Dämpfungsvariation: Back-out Manöver bei 200 Nm	139
7.10	Reproduzierbarkeit am Beispiel eines Back-out Manövers	140

8.1	eDriL Tologie in Hybridkonfiguration	143
A.1	Schrägabhub-Messung an einer Zweischeiben-Kupplung	145
A.2	Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 1%	148
A.3	Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 3%	149
A.4	Anfahrversuch mit und ohne Tilgersimulation bei Steigung 5%	150

Literaturverzeichnis

Albers 1991

ALBERS, A.: Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen. In: *Antriebstechnisches Kolloquium* (1991)

Albers 1994

ALBERS, A.: Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge. In: *LuK Kolloquium 5* (1994)

Albers 2010

ALBERS, A.: Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the TMCE*. Ancona, 2010

Albers u. a. 2014

ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; SCHILLE, F. ; LOCHMAHR, M.: Integration of XiL-Techniques at the roller test bench for a maneuver based identification of NVH phenomena. In: *FISITA World Automotive Congress*. Maastricht, 2014

Albers u. Geier 2011

ALBERS, A. ; GEIER, M.: Validation activities in the X-in-the-loop framework. In: *Vehicle Property Validation Conference*. Bad Nauheim, 2011

Albers u. a. 2013a

ALBERS, A. ; GEIER, M. ; JÄGER, S. ; STIER, C.: Validation of Vehicle Drive Systems with Real-Time Simulation on High-Dynamic Test Benches. In: *ASME Verification and Validation Symposium*. Las Vegas, 2013

Albers u. Herbst 1998a

ALBERS, A. ; HERBST, D.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. In: *VDI-Berichte 1416*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998

Albers u. Herbst 1998b

ALBERS, A. ; HERBST, D.: Rupfen – Ursachen und Abhilfen. In: *6. Internationales Kolloquium Torsionsschwingungen im Antriebsstrang*. Baden-Baden, 1998

Albers u. a. 2001

ALBERS, A. ; KRÜGER, A. ; LUX, R. ; ALBRECHT, M.: Prüfen von Antriebssträngen am Beispiel des Kupplungsrupfens – Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 103* (2001)

Albers u. a. 2009

ALBERS, A. ; MERKEL, P. ; GEIER, M. ; OTT, S.: Validation of powertrain systems on the example of real and virtual investigations of a dual mass flywheel in the X-in-the-Loop (XiL) environment. In: *8. Internationales CTI Symposium*. Berlin, 2009

Albers u. a. 2010

ALBERS, A. ; OTT, S. ; BEHRENDT, M. ; MERKEL, P. ; GEIER, M.: Validation as knowledgebase for future mobility systems. In: *9. Internationales CTI Symposium*. Berlin, 2010

Albers u. a. 2007

ALBERS, A. ; OTT, S. ; KARRAR, C.: Experimentelle und simulative Untersuchung des Systemverhaltens einer Kombination aus unterschiedlichen Friktionspaarungen. In: *VDI-Berichte 1987*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2007

Albers u. Stier 2010

ALBERS, A. ; STIER, C.: Analysis of geometrical deviations in clutch systems and their interdependencies in relation to the excitation of judder vibrations. In: *FISITA World Automotive Congress*. Budapest, 2010

Albers u. a. 2013b

ALBERS, A. ; STIER, C. ; BABIK, A. ; GEIER, M.: Validierung von Fahrzeug-Antriebssystemen mit hochdynamischen Prüfständen. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VII*. Essen : Expert-Verlag, 2013

Albers u. a. 2013c

ALBERS, A. ; STIER, C. ; GEIER, M.: Herausforderungen von Kupplungssystemen in modernen Antriebssystemen. In: *VDI-Berichte 2206*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2013

Audi AG 2014

AUDI AG: *Audi Presskit*. http://app.audi-presskit.de/de/woerthersee_2013/. Version: November 2014

Beer u. a. 2012

BEER, W. ; HOLLANDER, M. ; KORDON, M. ; KOZLIK, C. ; RASER, B.: Vom virtuellen Prüfstand in die Serie. In: *ETAS RealTimes (2012)*, Nr. 2

Benz 1935

BENZ, W.: Biegeschwingungen von Kurbelwellen, insbesondere bei schweren Schwungrädern. In: *Automobiltechnische Zeitschrift / Beihefte : ATZ für Konstruktion, Entwicklung, Forschung und Fertigung 38 (1935)*, Nr. 16

Benz 1960

BENZ, W.: Die Erregung der Längsschwingungen von Kurbelwellen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift 21 (1960)*, Nr. 8

Benz 1971

BENZ, W.: Durch Wechselverdrehbeanspruchungen hervorgerufene Biegeschwingungen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift 32 (1971)*, Nr. 4

Berger u. a. 2010

BERGER, J. ; STIER, C. ; ALBERS, A. ; ZÖLLER, T. ; LEIBFRIED, T.: Virtuelle Versuchsplanung durch Simulation von elektrischen Prüfstandsantrieben am Beispiel der Schwingungsuntersuchungen am Kfz-Antriebsstrang. In: *VDI-Berichte 2106*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2010

von Bertalanffy 1948

BERTALANFFY, L. von: Zu einer allgemeinen Systemlehre. In: *Biologia Generalis 195 (1948)*

Bock 2009

BOCK, C.: Current Trends in Powertrain Development – Downsizing and Downspeeding. In: *8. Internationales CTI Symposium*. Berlin, 2009

de Bonnaventure 2010

BONNAVENTURE, R. de: High-Speed Applikation. In: *ETAS RealTimes* (2010), Nr. 1

Braun u. a. 2007

BRAUN, H. ; BRODBECK, P. ; KNEWITZ, H. ; PFEIFFER, M. ; TRAN-XUAN, H.: Vorstellung eines Antriebsstrangprüfstands mit elektrischem Antrieb für die Simulation des Verbrennungsmotors. In: *VDI-Berichte 1990*, 2007

Brodbeck u. a. 2001

BRODBECK, P. ; PFEIFFER, M. ; GERMANN, S. ; SCHYR, C ; LUDEMANN, S.: Verbesserung der Simulationsgüte von Antriebsstrangprüfständen mittels Reifenschlupfsimulation. In: *VDI-Tagung Getriebe in Fahrzeugen*. Friedrichshafen, 2001

Butz u. a. 2004

BUTZ, T. ; EHMANN, M. ; STRYK, O. ; WOLTER, T.: Realistische Straßenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation in Echtzeit. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (2004), Nr. 2

Combe 2006

COMBE, T.: *Beitrag zur Drehmomentsimulation in Echtzeit*, TU Darmstadt, Diss., 2006

Denger u. a. 2010

DENGER, D. ; HIRSCH, A. ; HOCHMANN, G. ; ZEHETNER, J.: Das virtuelle Fahrzeug am Motorprüfstand. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), Nr. 9

Di 1973

DI, P.: *Beitrag zur Reduktion diskreter Schwingungsketten auf ein Minimalmodell*, TU Dresden, Diss., 1973

Draminski u. Warming 1942

DRAMINSKI, P. ; WARMING, T.: Axialschwingungen von Kurbelwellen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 4 (1942), Nr. 2

Dresig 2006

DRESIG, H.: *Schwingungen und mechanische Antriebssysteme : Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. 2. Auflage. Berlin : Springer, 2006

Dresig u. Holzweißig 2007

DRESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. 8. Auflage. Berlin / Heidelberg / New York : Springer, 2007

Düser 2010

DÜSER, T.: *X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2010

Espig u. Biermann 2007

ESPIG, M. ; BIERMANN, J.: Möglichkeiten zur Reduktion der CO₂-Emissionen am

Beispiel eines Kompaktklasse Pkw. In: *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2007)

Fidlin 2005

FIDLIN, A.: *Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering*. Berlin / Heidelberg : Springer, 2005. – ISBN 9783540281160

Fidlin u. Seebacher 2006

FIDLIN, A. ; SEEBACHER, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS. In: *LuK Kolloquium* (2006)

Geier u. a. 2012

GEIER, M. ; JÄGER, S. ; STIER, C. ; ALBERS, A.: Combined real and virtual domain product validation using top-down strategies. Las Vegas, 2012

Golloch 2005

GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren : ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin / Heidelberg : Springer, 2005

Hausner u. Hässler 2012

HAUSNER, M. ; HÄSSLER, M.: Kupplungsscheibe mit Frequenztilger gegen Rupschwingungen. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (2012), Nr. 1

Henning u. Moeller 2011

HENNING, F. ; MOELLER, E.: *Handbuch Leichtbau : Methoden, Werkstoffe, Fertigung*. München / Wien : Hanser, 2011. – ISBN 9783446428911

Hetzler 2008

HETZLER, H.: *Zur Stabilität von Systemen bewegter Kontinua mit Reibkontakten am Beispiel des Bremsenquietschens / von Hartmut Hetzler*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2008

Himmler 2010

HIMMLER, A.: Modulare und skalierbare Hardware-in-the-Loop-Systeme. In: *ATZ-elektronik* 5 (2010), Nr. 2

Holzmann u. Wurster 2011

HOLZMANN, H. ; WURSTER, U.: King of the HIL. In: *Vehicle Dynamics International Annual Showcase* (2011)

IGH 2014

IGH: *EtherLab - Ingenieurgemeinschaft IgH GmbH*. <http://www.etherlab.de/>. Version: Mai 2014

Jäger 2014

JÄGER: *ADwin - Die schnellsten Echtzeit-Lösungen unter Windows, Linux und Mac OS - Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH*. <http://www.adwin.de/>. Version: Mai 2014

Jarvis u. Oldershaw 1973

JARVIS, R.P. ; OLDERSHAW, R.M.: Clutch Judder in Automobile Drivelines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 187 (1973)

Jauch u. a. 2013

JAUCH, F. ; KIEFER, M. ; KEHRER, C. ; MOHR, S.: Von NVH zu HiL – Komplexitätsreduktion von Antriebsstrangmodellen. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben* Bd. VII. Essen : Expert-Verlag, 2013

Karrar 2009

KARRAR, C.: *Ein Beitrag zur Entwicklung, Dimensionierung und Prüfung trockenlaufender Kupplungen und Bremsen in Antriebsstrangsystemen im Hinblick auf die Vermeidung von Reibschwingungen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2009

Kauderer 1958

KAUDERER, H.: *Nichtlineare Mechanik*. Berlin / Göttingen / Heidelberg : Springer, 1958

Kimmig u. a. 2008

KIMMIG, K. ; WAGNER, U. ; BERGER, R. ; BÜHRLE, P. ; ZINK, M.: Kupplungssysteme für hocheffiziente Doppelkupplungsgetriebe. In: *VDI-Berichte 2029*. Düs : VDI-Verlag, 2008

Klotzbach u. a. 2006

KLOTZBACH, S. ; HERFELD, T. ; HEINRICHFREISE, H.: Eine flexibel konfigurierbare Modellumgebung für die Fahrdynamiksimulation. In: *VDI Berichte 1931*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006

Kollmer u. a. 2007

KOLLMER, H. ; JANSSEN, A. ; KÜCÜKAY, F.: Simulation kundennaher Betriebslasten für Fahrzeugkomponenten. In: *VDI-Berichte 1990*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2007

Kooy u. a. 2002

KOORY, A. ; GILLMANN, A. ; JÄCKEL, J. ; BOSSE, M.: ZMS – nichts neues? In: *LuK Kolloquium 7* (2002)

Kooy u. a. 2011

KOORY, A. ; GRAHL, U. ; GVOZDEV, M: Prinzipielle Betrachtungen und Optimierungen zum Fliehkraftpendel. In: *VDI Berichte 2139*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2011

Korte u. a. 2008

KORTE, V. ; BLAXHILL, H. ; LUMSDEN, G. ; HANCOCK, D.: Downsizing am Beispiel eines 1,2l 3-Zylindermotors. In: *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2008

Kraemer 1957

KRAEMER, O.: Erzwungene Biegeschwingungen bei Kurbelwellen. In: *Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau* 9 (1957), Nr. 4

Kritzer 1957

KRITZER, R.: Die Biegeschwingungen der Kurbelwelle von Kolbenmaschinen mit Berücksichtigung der Kreiselwirkung des Schwungrades. In: *MWM-Nachrichten – Motoren-Werke Mannheim AG* (1957), Nr. 1

Krüger 2003

KRÜGER, A.: *Kupplungsrupfen – Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen* -, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2003

Küpper u. a. 2006

KÜPPER, K. ; SEREBRENNIKOV, B. ; GÖPPERT, G.: Software für automatisierte Getriebe – Erfahrbare Intelligenz. In: *LuK Kolloquium 8* (2006)

Laschet u. a. 1988

LASCHET, A. ; MÖLLER, D. ; SCHMIDT, B.: *Entwicklung eines Verfahrens zur rechnerunterstützten Simulation von Torsionsschwingungen in Antriebssystemen*. Berlin : Springer, 1988

Lohmeyer 2013

LOHMEYER, Q.: *Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2013

Lux 2000

LUX, R.: *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2000

Magnus u. a. 2013

MAGNUS, K. ; POPP, K. ; SEXTRO, W.: *Schwingungen: Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen*. Springer Vieweg, 2013. – ISBN 9783834825759

Martinus u. a. 2013

MARTINUS, M. ; DEICKE, M. ; FOLIE, M.: Virtueller Fahrversuch Hardwareunabhängige Integration von Seriensoftware. In: *ATZelextronik 8* (2013), Nr. 5

Maucher 1990

MAUCHER, P.: Kupplungsrupfen Möglichkeiten zur Vermeidung. In: *LuK-Kolloquium 4* (1990)

Meboldt 2008

MEBOLDT, M.: *Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung-als Beitrag zum integrierten Produktentstehung-Modell (iPeM)*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2008

Merker u. a. 2012

MERKER, G. ; SCHWARZ, C. ; TEICHMANN, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Springer-Verlag, 2012. – ISBN 9783834819888

Mills 1938

MILLS, H. R.: *Brake Squeak*. Institution of Automobile Engineers, 1938

Morpain 2012

MORPAIN, M.: G6: neue Generation von Trockenkupplungsbelägen. In: *11. Internationales CTI Symposium*. Berlin, 2012

Newcombe u. Spurr 1972

NEWCOMBE, T.P. ; SPURR, R.T.: Clutch Judder. In: *14th International Automobile Technical Congress of Fista*. London, 1972

Nuß 1999

NUSS, U.: Umrichter mit maximaler Regeldynamik für die Prüfstandstechnik. In: *Antriebstechnik* 38 (1999), Nr. 2

Nuß 2007

NUSS, U.: Echtzeit-Verbrennungsmotorsimulation mit einem stromzustandsgeregelten Drehstromantrieb. In: *Beiträge aus Forschung & Technik*. Hochschule Offenburg, 2007

Pfeiffer 1992

PFEIFFER, F.: Das Phänomen der selbsterregten Schwingungen. In: *VDI-Berichte 957*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1992

Pfeiffer 1997

PFEIFFER, K.: *Fahrsimulation eines Kraftfahrzeuges mit einem dynamischen Motorenprüfstand*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1997

Pourabdolrahim 1979

POURABDOLRAHIM, R.: *Entwicklung und systemanalytische Untersuchung einer Drehschwingungsprüfmaschine für umlaufende Maschinenelemente*, TU Berlin, Diss., 1979

Prezel u. a. 2007

PREZEL, D. ; PRIEBSCHE, H. ; DANK, M. ; PUTZ, G. ; MEITZ, K.: Schwingungsmodell eines Antriebsstrangs für die Echtzeitumgebung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 109 (2007), Nr. 10

Prytz 2008

PRYTZ, G.: A performance analysis of EtherCAT and PROFINET IRT. In: *13th IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA)*, 2008

Reik 1988

REIK, W.: Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. In: *VDI-Berichte 697*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1988

Reik 2004

REIK, W.: Die Kupplung – das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In: *VDI-Berichte 1827*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2004

Reik u. a. 1998

REIK, W. ; SEEBACHER, R. ; KOOY, A.: Das Zweimassenschwungrad. In: *LuK Kolloquium* 6 (1998)

Ropohl 1975

ROPOHL, G.: *Einleitung in die Systemtechnik*. München / Wien : Carl Hanser Verlag, 1975

Sattler u. a. 2013

SATTLER, K. ; RAITH, A. ; BRANDMEIER, T. ; SCHYR, C. ; SADOU, D.: Maneuver-Based Testing of Integrated, Highly Interconnected Safety Systems. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Berlin / Heidelberg : Springer, 2013

Schindler u. Abel 2011

SCHINDLER, J. O. ; ABEL, A.: Einbindung von physikalischen Simulationsmodellen und I/O-Hardware für automatisierte Tests. In: *ATZechnik* 6 (2011), Nr. 2

Schnell u. Wiedemann 2006

SCHNELL, G. ; WIEDEMANN, B.: *Bussysteme in der Automatisierungs- und Prozesstechnik*. Wiesbaden : Vieweg, 2006. – ISBN 9783834891082

Schulte 1986

SCHULTE, L.F.: Das Zweimassenschwungrad. In: *LuK Kolloquium* 3 (1986)

Schumacher u. a. 2001

SCHUMACHER, T. ; REITZ, A. ; BIERMANN, J.-W.: Lastwechselschwingungen in Kfz-Antriebssträngen – eine Kompromissauslegung zwischen Komfort und Agilität. In: STEINMETZ, E. (Hrsg.): *Systemanalyse in der KFZ-Antriebstechnik I*. Essen : Expert-Verlag, 2001, S. 1–12

Schweiger u. a. 2004

SCHWEIGER, C. ; OTTER, M. ; CIMANDER, G.: Objektorientierte Modellierung mit Modelica zur Echtzeitsimulation und Optimierung von Antriebssträngen. DLR, Oberpfaffenhofen, München, 2004. – Forschungsbericht

Schyr 2006

SCHYR, C.: *Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2006

Schyr u. a. 2013

SCHYR, C. ; HAKULI, S. ; SCHICK, B.: Ganzheitliche Fahrzeugbewertung mittels X-in-the-Loop im Entwicklungsprozess am Beispiel Powertrain-in-the-Loop. In: *15. MTZ Fachtagung Virtual Powertrain Creation*, 2013

Seebacher u. a. 2013

SEEBACHER, R. ; KIESEL, A. ; ZHOU, Y.: Analyse und Reduktion von Rasselgeräuschen in der Schlupfphase einer Kupplung. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VII*. Essen : Expert-Verlag, 2013

Shannon 1949

SHANNON, C.E.: Communication in the Presence of Noise. In: *Proceedings IRE* (1949), Nr. 37

Sinn 1993

SINN, W.: *Drehschwingungssimulation: ein Prüfstand mit elektrischer Antriebsmaschine zur Nachbildung der ungleichförmigen Leistungsabgabe von Verbrennungsmotoren*. VDI-Verlag, 1993. – ISBN 9783181479117

Specka u. a. 2013

SPECKA, F. ; CONTINI, A. ; HAKULI, S. ; SCHICK, B. ; PFEFFER, P. E.: Bewertung und Optimierung des Lenkverhaltens im Gesamtfahrzeug am Steering-in-the-Loop Prüfstand. In: *VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn*. Hannover, 2013

Stachowiak 1973

STACHOWIAK, H.: *Allgemeine Modelltheorie*. Wien : Springer, 1973. – ISBN 3211811060

Steinel 1995

STEINEL, K.: Schwingungen im PKW-Antriebsstrang beim Leerlauf-Einkuppelvorgang – Analyse und Optimierung durch Versuch und rechnerische Simulation. In: *VDI-Berichte 1220*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995

Steinel 2011

STEINEL, K.: Schwingungsphänomene beim Anfahrvorgang: Analyse und Abhilfemaßnahmen. In: *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V* (2011), Nr. V

Steinhilper u. Sauer 2006

STEINHILPER, W. (Hrsg.) ; SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. 5. Auflage. Berlin / Heidelberg : Springer, 2006. – ISBN 3540296298

Stier u. a. 2009

STIER, C. ; GEIER, M. ; ALBERS, A.: Analyse des Drehzahleinflusses auf das dynamische Übertragungsverhalten von ZMS. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V*. Essen : Expert-Verlag, 2009. – ISBN 3816928447

Tasche u. Milbradt 1992

TASCHE, J. ; MILBRADT, G.: Selbsterregte Schwingungen von schaltbaren Reibkuppelungen in Pkw-Automatgetrieben. In: *VDI-Berichte 957*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1992

Thelen u. Hock 1999

THELEN, E. ; HOCK, S.: Modellversuche zur Beurteilung des Reibverhaltens von Komponenten der Antriebstechnik. In: *VDI-Berichte 1472*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1999

von Thun u. Pfeiffer 1988

THUN, H.-J. von ; PFEIFFER, M.: Dynamisches Testen auf einem Allrad-Triebstrangprüfstand. In: *VDI-Berichte 681*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1988

Urlaub 1995

URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren : Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. Berlin / Heidelberg / New York : Springer, 1995. – ISBN 3540581944

VDI 1993

VDI: *VDI-Richtlinie 2221 – Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. 1993

VDI 2004

VDI: *VDI-Richtlinie 2206 – Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. 2004

Vibe 1970

VIBE, I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*. Verlag Technik, 1970

Volkswagen 2013

VOLKSWAGEN: *Magazin - Special 05: Der Golf - Sieben Generationen. Ein Auto*. 2013

Welter u. a. 2010

WELTER, R. ; LANG, V. ; WOLF, B.: Kupplungsbetätigung mit Köpfchen. In: *LuK Kolloquium 9* (2010)

Wiener 1948

WIENER, Norbert: *Cybernetics; or, Control and communication in the animal and the machine*. J. Wiley, 1948

Winkelmann u. Harmuth 1985

WINKELMANN, S. ; HARMUTH, H.: *Schaltbare Reibkupplungen / Besonderheiten der Kraftfahrzeugkupplungen*. Berlin / Heidelberg / New York : Springer-Verlag, 1985. – ISBN 3540137556

Witte 1982

WITTE, L.: Schwingungen im Antriebsstrang von Personenkraftwagen. In: *VDI-Berichte 444*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1982

Zimmermann u. Schmidgall 2007

ZIMMERMANN, W. ; SCHMIDGALL, R.: *Bussysteme in der Fahrzeugtechnik : Protokolle und Standards*. Vieweg+Teubner, 2007. – ISBN 9783834891884

Zink u. Hausner 2009

ZINK, M. ; HAUSNER, M.: Das Fliehkraftpendel Anwendung, Leistung und Grenzen drehzahladaptiver Tilger. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 07-08

Zink u. a. 2002

ZINK, M. ; SHEAD, R. ; WELTER, R.: Kupplungsausrückssysteme. In: *LuK Kolloquium 7* (2002)

Studentische Arbeiten

Berger 2011

BERGER, Jan: Modellbasierte Versuchsplanung am Beispiel von Antriebsstraguntersuchungen / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Studienarbeit

Berger 2012

BERGER, Jan: Methodenbasierte Entwicklung eines Prüfstandkonzeptes zur Abbildung der verbrennungsinduzierten Schwungradodynamik / Institut für Technische Mechanik (ITM) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Diplomarbeit

Boog 2010

BOOG, S.: Modellbildung und Simulation einer Reibkupplung hinsichtlich geometrisch erregter Rupschwingungen / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2010. – Studienarbeit

Bubek 2010

BUBEK, J.: Experimentelle Untersuchungen zur Fremderregung von Kupplungsrupfschwingungen im Komponentenversuch / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2010. – Studienarbeit

De Biasi 2011

DE BIASI, C.: Nachbildung von Radlasten auf dem Antriebsstrangprüfstand / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Diplomarbeit

Ditz 2013

DITZ, V.: Dämpfungsanalyse einer Zahnrad-Ölpaarung am Modellprüfstand / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2013. – Studienarbeit

Engelmann 2012

ENGELMANN, D.: Recherche der Einflussparameter des Kupplungsrupfens sowie deren Prüfmethode zur Konstruktion eines Getriebedämpfungs demonstrators / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Studienarbeit

Häfner 2011

HÄFNER, J.: Konstruktion und Simulation einer frequenzoptimierten Aufnahme für Prüfstandsmotoren / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Bachelorarbeit

Häfner 2013

HÄFNER, J.: Entwicklung eines echtzeitfähigen Simulationsmodells für Rupsfilter / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2013. – Masterarbeit

Hepperle 2009

HEPPERLE, Walter: Identifikation und Simulation elektrischer Antriebssysteme für den Einsatz in einem Prüfstand für Antriebsstränge / Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik (IEH) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2009. – Diplomarbeit

Käse 2012

KÄSE, D.: Konstruktion und Schwingungsoptimierung einer Aufnahme für einen hochdrehenden elektrischen Prüfstandsmotor / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Bachelorarbeit

Kraus 2011

KRAUS, W.: Entwicklung einer Datenaufbereitungsmethode für die elektrische Verbrennungsmotorsimulation / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Diplomarbeit

Lang 2012

LANG, M.: Entwicklung eines Simulationsmodells zur Abbildung der Drehungleichförmigkeiten von Verbrennungsmotoren / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Studienarbeit

Matthies 2011

MATTHIES, R.: Experimentelle Analyse der Dämpfung von Torsionsschwingungen am Beispiel eines PKW-Antriebsstranges / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Diplomarbeit

Oehler 2012a

OEHLER, C.: Entwicklung eines Getriebes für den elektrischen Formelwagen KIT10e – Kegelradgetriebe / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Studienarbeit

Oehler 2012b

OEHLER, C.: Entwicklung eines Getriebes für den elektrischen Formelwagen KIT10e – Planetengetriebe / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Studienarbeit

Rehkop 2013

REHKOP, S.: Analytische Berechnung zwangserregter Rupfschwingungen im Kuppelungssystem / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2013. – Studienarbeit

Schlichter 2012

SCHLICHTER, P.: Methodische Ideenfindung von neuartigen Systemen zur Reduzierung von Schwingungen im Kfz-Antriebsstrang / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2012. – Diplomarbeit

Seichter 2009

SEICHTER, D.: Entwicklung eines Kurbel-CVTs für die Formula Student-Rennserie -Mechatronische Ausgestaltung und Reglerentwurf- / Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung. Karlsruhe, 2009. – Diplomarbeit

Titz 2013

TITZ, S.: Belastungsorientierte Erfassung und Steuerung der internationalen Aggregatedauererprobung / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2013. – Bachelorarbeit

Winter 2011

WINTER, M.: Simulation eines Fliehkraftpendels / IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2011. – Bachelorarbeit

Yan 2012

YAN, S.: Entwicklung eines Prüfstandes zur Messung der geometrischen Rupfanregung / Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung. Karlsruhe, 2012. – Studienarbeit

Zhou 2010

ZHOU, Y.: Einfluss von Kupplungsparametern auf drehschwingungsrelevante Fahrzustände / Institut für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Karlsruhe, 2010. – Diplomarbeit