

Jan Christoph Berger

**Betrachtung der Abbildung und des Einflusses  
von Restsystemen bei Zweimassenschwungrad-  
Komponentenuntersuchungen im Kontext des  
IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes**

Examination of the mapping and influence of  
remaining systems in dual-mass flywheel  
component investigations in the context of the  
IPEK-X-in-the-Loop-Approach

Band 140

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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

Jan Christoph Berger

**Betrachtung der Abbildung und des Einflusses  
von Restsystemen bei Zweimassenschwungrad-  
Komponentenuntersuchungen im Kontext des  
IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes**

Examination of the mapping and influence of  
remaining systems in dual-mass flywheel  
component investigations in the context of the  
IPEK-X-in-the-Loop-Approach

Band 140

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

Copyright: IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2022  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Alle Rechte vorbehalten

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

ISSN: 1615-8113

# **Betrachtung der Abbildung und des Einflusses von Restsystemen bei Zweimassenschwungrad- Komponentenuntersuchungen im Kontext des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes**

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

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

**DISSERTATION**

von

Dipl.-Ing. Jan Christoph Berger

Tag der mündlichen Prüfung:	24.06.2021
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin



# Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe\* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

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

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

Albert Albers und Sven Matthiesen

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



## Vorwort zu Band 140

Die individuelle Mobilität als ein wichtiger Beitrag zur Lebensqualität, aber auch zur Lebensgestaltung bezogen auf Arbeitsplatz, Wohnort, gesellschaftliche und familiäre Vernetzung, hat sich in den letzten mehr als hundert Jahren durch die allgemeine Verfügbarkeit von Fahrzeugen für die Bürger stürmisch entwickelt. Dass dieses Bedürfnis nach individueller Mobilität ganz offensichtlich ein Grundbedürfnis ist, zeigt sich auch im Bereich der Schwellenländer, wo die Anzahl der Fahrzeuge, gerade in den letzten dreißig Jahren, enorm gestiegen ist. So sagen aktuelle Prognosen für das Jahr 2035 eine jährliche Produktion von 69 Millionen Fahrzeugen voraus, was einer Steigerung zum Jahr 2020 um 40 % entspricht. Aus gesellschaftlichen Gründen ist es daher zwingend erforderlich die Lösungen für die individuelle Mobilität so zu gestalten, dass die Aspekte des Klimaschutzes, der Nachhaltigkeit, aber auch der Bedürfnisse der individuellen Nutzer bestmöglich entsprochen wird. Diese technische Entwicklung führt zu immer komplexeren technischen Lösungen. Fahrzeuge sind schon heute mit umfangreichen Informations- und Regelsystemen ausgestattet, um so die Anforderungen zu erfüllen – dieser Trend wird sich fortsetzen. Bezogen auf die Antriebssysteme ergeben sich ebenfalls große Herausforderungen. Neben den neu im Fahrzeugbereich aufkommenden Antrieben mit Elektromotor und Batterie als Energiespeicher sowie den insbesondere für die größeren Reichweiten geeigneten Fahrzeugen mit Elektromotor und Wasserstoff als Energieträger, der dann über eine Brennstoffzelle in Strom gewandelt wird, werden auch die klassischen Verbrennungsmotoren, insbesondere in der Kombination mit einem Elektromotor als Plug-In-Lösungen, weiterhin eine hohe Bedeutung haben. Diese Fahrzeuge sind allesamt komplexe mechatronische Systeme, wo es zu sehr starken Wechselwirkungen aller beteiligten mechanischen, elektrischen und informationstechnischen Komponenten kommt. Ein solches Fahrzeug kann nur noch zielgerichtet entwickelt werden, wenn entsprechende Simulations- und vor allen Dingen auch Untersuchungsumgebungen zur Verfügung stehen. Es ist dabei zentral, ein immer tieferes Verständnis sowohl der mechanischen als auch der mechatronischen Teilsysteme und vor allen Dingen ihrer Wechselwirkungen zu bekommen. Der Validierung, als dem mit Abstand kostenintensivsten Prozess in der Produktentwicklung, kommt dabei eine besondere Bedeutung zu. Es müssen Lösungen für Validierungsumgebungen geschaffen werden, mit denen ganze Fahrzeuge, aber auch deren Teilsysteme bis hinunter zur Komponente, in einem ganzheitlichen Ansatz, eingebunden in die Umgebung, untersucht und entwickelt werden können. Ziel ist es dabei zum einen die Systemsynthese weiter zu unterstützen, aber auch durch das wachsende Verständnis die Möglichkeiten der Simulation durch entsprechende Modellbildung zu verbessern.

In der Gruppe um ALBERS wurde für die Validierung in mittlerweile mehr als 20 Jahren Forschung ein ganzheitlicher Ansatz erarbeitet, der unter dem Begriff IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz beschrieben wird. Grundidee ist dabei eine konsequente Kopplung von virtuellen und physischen Abbildungen des Produktes in einer Validierungsumgebung, die

es erlaubt, unter realistischen Randbedingungen auch Umwelteffekte oder auch spezielle Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen darzustellen. Hier konnte durch die konsequente Forschung an diesem Ansatz mittlerweile eine erhebliche Leistungsfähigkeit zur Gestaltung von gemischt virtuell-physischen Validierungsumgebungen erreicht werden. Im IPEK stehen hierzu mehrere, auf Basis dieses Konzeptes realisierte, Validierungsumgebungen für moderne Antriebssysteme mit Verbrennungskraftmaschine, batterie- oder brennstoffzellengetriebene Elektroantriebe, aber auch handgehaltene Geräte zur Verfügung. Im Antriebssystem spielen dynamische Anregungen immer eine große Rolle. Bei Antrieben mit Verbrennungsmotor ist hier insbesondere der Motor selbst als Schwingungserreger im Antriebssystem zu begreifen. Eine technische Lösung, die hier eine erhebliche Reduzierung der Torsionsschwingungsanregungen ab Getriebeeingangswelle erlaubt, ist das Zweimassenschwungrad. Dieses ist mittlerweile zum Standard in modernen Antriebssystemen geworden, wobei die Anforderung an das Schwingungsreduzierungspotenzial kontinuierlich steigt. Begründet wird dies zum einen durch die wirkungsgradoptimierten Motoren mit höheren Drehungleichförmigkeiten, aber auch durch die Kombination des Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor zu einem Plug-In-Antrieb, wo beim Zuschalten des Verbrennungsmotors alle Geräusch- und Schwingungseffekte als besonders störend empfunden werden. Das Zweimassenschwungrad stellt dabei eine komplexe mechanische Lösung für diese Aufgabenstellung dar.

Das Verständnis für die Wechselwirkungen zwischen dem Verbrennungsmotor, dem Restantriebsstrang und Architektur und dem Design des Zweimassenschwungrades zu bekommen, spielt für dessen Synthese eine große Rolle. Im IPEK wird seit vielen Jahren an der experimentellen Untersuchung von Zweimassenschwungradern gearbeitet. Im Kontext dieser Forschung hat Herr Dr.-Ing. Jan Christoph Berger in seiner wissenschaftlichen Arbeit einen ganz wesentlichen Beitrag geleistet. Er hat mit einer sehr konsequenten Vorgehensweise den Einfluss von Restsystemen bei der Zweimassenschwungrad-Komponentenuntersuchung auf der Basis des IPEK-XiL-Ansatzes untersucht und in diesem Rahmen auch ganz neue experimentelle Einrichtungen zur Darstellung von Restsystemen konstruiert, aufgebaut und in Betrieb genommen. Die Arbeit leistet einen wichtigen Beitrag zur wissenschaftlichen Erweiterung des IPEK-XiL-Ansatzes und erbringt gleichzeitig konkrete Konzepte und Lösungsansätze für die Validierung dynamischer Systeme in der Entwicklungspraxis.

Juni, 2021

Albert Albers

## Kurzfassung

Der Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs stellt aufgrund der starken Wechselwirkungen der Teilsysteme ein komplexes Themengebiet dar. Auch erfüllen viele Teilsysteme erst im Systemverbund ihre angedachte Funktion. Damit ergibt sich für die Validierung dieser Systeme die Anforderung, gesamtsystemische Zusammenhänge dem Validierungsziel entsprechend mit zu berücksichtigen. Methodisch kann der Aufbau solcher Testkonfigurationen durch den IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz unterstützt werden. Das zu untersuchende Teilsystem wird um die relevanten Restantriebssysteme, die Umwelt und den Fahrer entweder modellhaft oder durch reale Elemente erweitert. Dabei können die einzelnen Systemteile physisch oder virtuell in der Testkonfiguration berücksichtigt werden. Welche Restsysteme und durch welche Abbildungsvariante diese Berücksichtigung finden, muss spezifisch für das zu untersuchende System und Untersuchungsziel definiert werden.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Herausforderungen bei der Testkonfigurationserstellung für die Untersuchung von Zweimassenschwungrädern näher beleuchtet werden. Der Fokus liegt dabei auf den zu definierenden und integrierenden Restsystemen bzw. deren Modellen. Es wird eine Struktur vorgestellt, die ein zielgerichtetes Vorgehen zur Restsystemdefinition und -abbildung in der Testkonfiguration ermöglicht. Für das Untersuchungsziel der Parameterermittlung des Feder-Dämpfersystems des Zweimassenschwungrads werden – als Teil der Vorgehensstruktur – Einflüsse unterschiedlicher abtriebsseitiger Restsystemmodelle aufgezeigt und durch eine speziell entwickelte Messmethodik samt Prüfaufbau sowie Versuchsführung und Auswertung eine Quantifizierung der Unterschiede vorgenommen. Neben der Definition, welche Restsysteme für die Untersuchung relevant sind, muss eine geeignete Abbildungsvariante der Systeme gewählt werden. Erfolgt die modellhafte Abbildung am Prüfstand nicht physisch, sondern virtuell durch Echtzeitsimulationen, so sind mögliche Abweichungen durch die eingebrachten Schnittstellensysteme zum physischen Ideal auszuweisen. Für ein vereinfachtes Untersuchungssetup und die genannte Parameteridentifikation des Zweimassenschwungrads werden auf Basis eines virtualisierten physischen Restsystemmodells Beeinflussungen identifiziert sowie Maßnahmen zur Verminderung der gesamtsystemverändernden Einwirkungen aufgezeigt und angewendet. Die domänenverbindenden Systeme, welche eine hochdynamische Wechselwirkung zwischen physischen und virtuellen Teilsystemen des Fahrzeugantriebsstrangs ermöglichen sollen, sind nach aktuellem Stand der Forschung auf eine eindimensionale rotatorische Anregung beschränkt. Zweidimensionale Anregungen, bestehend aus einem rotatorischen und translatorischen Anteil, sind somit am Prüfstand nicht umsetzbar. Für die Variation des antriebsseitigen Restsystemmodells hin zu einem virtuellen Verbrennungsmotormodell, welches zweidimensionale Anregungen ermöglicht, wird ein solches Koppelsystem entworfen, untersucht und in beispielhaften Testkonfigurationen verwendet.



## Abstract

Due to the strong interactions of its subsystems the drivetrain of an automobile is a complex subject. Also, many subsystems only fulfill their intended function in the system network. As a result, the validation of these systems must take into account any correlation of the overall system in accordance with the validation objective. Methodologically, the design of such test configurations can be supported by the IPEK-X-in-the-loop-Approach. The system under investigation is extended to include the relevant remaining drive systems, the environment and the driver, either as a model or by means of real elements. Here, the individual system parts may be incorporated both physically and virtually in the test configuration. The remaining systems and the mapping variant by which they are taken into account must be specifically defined for the system to be investigated as well as for the objective of the investigation.

The scope of this paper is to take a more detailed look at the challenges posed by the creation of test configurations for the investigation of dual-mass flywheels while focusing on the remaining systems or their respective models that have to be defined and integrated. Furthermore, a structure is presented that enables a targeted procedure for defining and mapping the remaining systems in the test configuration. For the purpose of determining the parameters of the spring-damper system of the dual-mass flywheel the influences of different remaining system models on the output side are shown – as part of the procedure structure – and the differences are quantified by means of a specially developed measurement methodology including test setup, test execution and evaluation. In addition to defining which remaining systems are relevant for the investigation, an appropriate representation variant of the systems must be selected. If the model is not mapped physically on the test rig but virtually by real-time simulations, it is necessary to specify potential deviations from the physical ideal caused by the interface systems used. For a simplified test setup and the mentioned parameter identification of the dual-mass flywheel influences are identified on the basis of a virtualized physical remaining system model, and measures to reduce the effects on the overall system are shown and applied. According to the current state of research, the domain-connecting systems, which are intended to enable highly dynamic interactions between physical and virtual subsystems of the vehicle powertrain, are limited to one-dimensional rotational excitation. Two-dimensional excitations, composed of a rotational and translational component, are therefore not feasible on the test rig. For a variation of the drive side remaining system model towards a virtual combustion engine model which allows for two-dimensional excitations, a corresponding coupling system is designed, investigated and used in exemplary test configurations.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Im Besonderen möchte ich daher meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers danken, der mir sein Vertrauen entgegen brachte und mir dadurch Freiraum für Gestaltung in Lehre und Forschung ermöglichte. Über diese Gestaltungsmöglichkeiten bin ich außerordentlich dankbar, da sie mich in einem großen Maße wissenschaftlich, fachlich als auch persönlich weiterentwickelt haben.

Für die Übernahme des Korreferats bedanke ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin. Die persönlichen wissenschaftlichen Austausche habe ich stets schätzen gelernt und durch ihn wertvolle fachliche Impulse erhalten.

In Bezug auf die unzähligen kleineren und größeren Forschungsprojekte möchte ich mich für das entgegengebrachte Vertrauen sowie die über die Jahre gewachsene kollegiale Zusammenarbeit auch bei Frau Katharina Bause in der Funktion als Oberingenieurin und Herrn Sascha Ott in der Funktion als Geschäftsführer bedanken. Der Teamgedanke stand hier stets im Vordergrund, was mich überleitet zum gesamten IPEK-Team, dem ich herzlichst für den fachlichen aber auch persönlich bereichernden Austausch danke. Das Forschen und Arbeiten am Institut war für mich mehr als ein reiner Arbeitsalltag. Tatsächlich gerne erinnere ich mich an die Abende am Institut mit dem „harten Kern“ meiner Forschungsgruppe zurück, an denen noch wichtige Meilensteine zusammen vorbereitet oder wissenschaftliche Thesen diskutiert wurden, als auch an die forschungsgruppenübergreifenden Zusammenkünfte am Fasanengarten zum geselligen Austausch und gegenseitiger Motivation. Gerade die letzten Jahre am Institut haben mir verdeutlicht, wie gewinnbringend und bereichernd die Arbeit zwischen unterschiedlichen Fachdisziplinen als auch Berufen ist – den hilfsbereiten Kolleg/innen der Werkstatt, mit denen ich gerne so manch eine (Über-)Stunde am Prüfstand verbracht habe, danke ich daher sehr!

Zu guter Letzt möchte ich denen danken, die die Aufnahme und Durchführung dieser Promotion erst ermöglicht haben. Nicht nur meinen lieben Eltern bin ich für ihre Unterstützung und ihren Rückhalt zu tiefstem Dank verpflichtet, sondern überallermaßen auch meiner lieben Ehefrau Sabine und meinen großartigen Kindern – oft sind Instituts- und Familienleben verschwommen.

Juli, 2021

Jan Berger



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>i</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>xiii</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>xxvii</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>xxix</b>
<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>xxxi</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>5</b>
2.1 Modellbeschreibung technischer Systeme .....	5
2.1.1 System- und Modelltheorie .....	5
2.1.2 Berechnungsmodelle .....	6
2.1.3 Parametermittlung für diskrete Massen-Feder-Systeme .....	8
2.1.4 Pragmatismus bei der Modellbildung von Prüfstandsaufbauten .....	11
2.1.5 Reduktion des Modellumfangs nach Rivin und Di .....	13
2.2 Begrifflichkeiten und Zusammenhänge harmonischer Schwingungen .....	15
2.3 Verbrennungsmotorinduzierte Schwingungen im Kfz-Antriebsstrang ....	16
2.3.1 Funktionsweise, Kinematik und Kinetik des Hubkolben- Verbrennungsmotors .....	18
2.3.2 Schwingungen des Triebwerks .....	21
2.4 Beispiele verbrennungsmotorinduzierter Schwingungsphänomene .....	27
2.4.1 Kupplungsrupfen und Längsruckeln .....	27
2.4.2 Getrieberasseln .....	29
2.4.3 Schaltrasseln .....	30
2.4.4 Pedalvibrationen .....	30
2.5 Torsionsschwingungsreduzierung im Kfz-Antriebsstrang .....	30
2.6 Validierung im Produktentstehungsprozess .....	38
2.6.1 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL) .....	39

2.6.2	Koppelsysteme im Kontext des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes .....	42
2.6.3	Testfalldefinition und Restsystemabbildung .....	49
2.6.4	Validierung von Schwingungsisolatoren und Torsionsdämpfersystemen .....	50
<b>3</b>	<b>Forschungsbedarf und Zielsetzung .....</b>	<b>73</b>
3.1	Motivation und Forschungsbedarf .....	73
3.2	Forschungslücke .....	73
3.3	Zielsetzung und Forschungshypothese .....	74
<b>4</b>	<b>Vorgehensweise und Lösungsweg .....</b>	<b>77</b>
<b>5</b>	<b>Vorgehensstruktur – ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem .....</b>	<b>79</b>
5.1	Situationsanalyse – Zusammenstellung der Wechselwirkungen des Sul .....	80
5.2	Problemeingrenzung – Ermittlung der erforderlichen Wechselwirkungen .....	82
5.3	Alternative Lösungen – Erstellung möglicher Ausprägungen der Testkonfiguration .....	84
5.4	Lösungsauswahl – Festlegung der Testkonfiguration mit Koppelsystemen .....	85
5.5	Tragweitenanalyse – Chancen und Risiken der Testkonfiguration .....	87
5.6	Entscheiden und Umsetzen / Nachbereiten und Lernen – Testkonfigurationsumsetzung und Dokumentation .....	88
5.7	Zusammenfassung und Fazit zur Vorgehensstruktur .....	89
<b>6</b>	<b>Einflüsse abtriebsseitiger Restsystemmodelle auf das ZMS .....</b>	<b>91</b>
6.1	Fragestellung und Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung .....	91
6.1.1	Ausgangspunkt der Untersuchung .....	91
6.1.2	Fragestellung der Untersuchung und Zielgrößen .....	94
6.2	Prinzipielle Umsetzung der Restsystemmodelle am Prüfstand .....	95
6.3	Vorausgehende Fragestellungen zur Ermöglichung des Vergleichs .....	97
6.3.1	Methodik zur Verhaltenserfassung des Feder-Dämpfer-Teilsystems .....	97
6.3.2	Methodik zur reproduzierbaren Einstellung definierter ZMS-Betriebspunkte .....	138

6.3.3	Mathematisches Modell zur quantitativen Beschreibung des Feder-Dämpfer-Verhaltens .....	142
6.3.4	Reproduzierbarkeit der ermittelten Feder-Dämpfer-Parameter.....	148
6.4	Prüfaufbaufinalisierung zur Restsystemvariation, Versuchsdurchführung und Ergebnis.....	153
6.4.1	Finalisierung der Prüfaufbauten zur physischen Restsystemvariation .....	153
6.4.2	Versuchsdurchführung, Ergebnis und Diskussion.....	155
6.5	Weiterführung – ZMS-Parameter bei gesamtsystemferner Systemanregung .....	158
6.5.1	Erzielung höherer Verdrehwinkelamplituden – Aufbau und Vorgehen.....	158
6.5.2	Erzielung höherer Verdrehwinkelamplituden – Ergebnisse.....	160
6.6	Zusammenfassung und Fazit zum Einfluss der abtriebsseitigen Restsystemmodelle .....	163
<b>7</b>	<b>Einflüsse physisch-virtueller Koppelsysteme in Testumgebungen und auf das ZMS .....</b>	<b>165</b>
7.1	Fragestellung und Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung.....	165
7.2	Vorstudie – Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Teilsysteme .....	166
7.2.1	Anwendungsfall, Untersuchungssetup und Versuchsdurchführung.....	167
7.2.2	Berechnungsmethode zur Vorabschätzung und Veranschaulichung der Auswirkung einer physisch-virtuellen Koppelsystemintegration .....	171
7.2.3	Maßnahmen zur Korrektur der Systemveränderung .....	176
7.3	Ermittlung von ZMS-Parametern mit physisch-virtueller Testumgebung .....	180
7.3.1	Umsetzung der physisch-virtuellen ZMS-Testkonfiguration .....	180
7.3.2	Massenkompensationsrechnung .....	182
7.3.3	Wechselwirkung parasitärer physischer Eigenfrequenzen mit dem virtuellen Teilsystem.....	184
7.3.4	Versuchsdurchführung und Bewertung des Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens im virtuellen Schnitt .....	185
7.3.5	Vergleich transienter Frequenzhochläufe bei unterschiedlichen Restsystemabbildungen .....	191

7.3.6	Auswertung der ZMS-Parameter bei physisch-virtueller Testkonfiguration .....	194
7.4	Zusammenfassung und Fazit zum Einfluss physisch-virtueller Koppelsysteme .....	197
<b>8</b>	<b>Koppelsystementwurf zur mehrdimensionalen physisch-virtuellen VKM-Wechselwirkung .....</b>	<b>199</b>
8.1	Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung & KS-Anforderungen .....	200
8.1.1	Ausgangsbasis zum Entwurf einer ZMS-Testkonfiguration mit mehrdimensionalen Wechselwirkungen .....	200
8.1.2	Definition von Koppelsystemanforderungen .....	201
8.2	Umsetzung des zweidimensional anregenden Koppelsystems .....	203
8.3	Identifikation des Koppelsystems .....	205
8.3.1	Identifikation des rotatorischen Koppelsystempfades .....	205
8.3.2	Identifikation des axial-translatorischen Koppelsystempfades .....	209
8.4	KS-Einsatzbeispiel I: ZMS-Primärseitenschwingung bei generischer Anregung .....	213
8.4.1	Testkonfiguration .....	213
8.4.2	Messaufbau und virtuelle Messstellen .....	214
8.4.3	Untersuchung der ZMS-Primärseitenschwingung in Wechselwirkung mit dem axial-translatorischen Koppelsystem .....	217
8.4.4	Schirmschwingungsresonanz der ZMS-Primärseite bei Variation der Drehzahl .....	224
8.5	KS-Einsatzbeispiel II: ZMS-Primärseitenschwingung bei VKM-Anregung mit Triebstrang .....	226
8.5.1	Testkonfiguration und physikalische Restsystemabbildung .....	227
8.5.2	Durchführung des Versuchsmanövers .....	232
8.5.3	Ergebnisdiskussion .....	235
8.5.4	Verifikation der Schwingungsverläufe .....	237
8.6	Zusammenfassung und Fazit zum umgesetzten mehrdimensionalen Koppelsystem .....	239
<b>9</b>	<b>Fazit zur übergeordneten Forschungshypothese .....</b>	<b>241</b>
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>243</b>
10.1	Zusammenfassung .....	243

10.2 Ausblick .....	244
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>XXXVII</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>LI</b>
A.1 Parameterwerte des Antriebsstrangmodells .....	LI
A.2 Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem .....	LIII
A.3 Datenblatt: Rheintacho SDN6.FK10.E05RV .....	LV
A.4 Datenblatt: Baumer HMC18A1 N60D02 .....	LVII
A.5 Datenblatt: Heidenhain ROD 426 .....	LIX
A.6 Vergleich der Drehzahl- und Winkelsignale des Rheintacho- Sensors zum HMC18-Sensor .....	LX
A.7 Fehlerkennfeld aus dem Vergleich der Drehzahlsignale des Rheintacho-Sensors zum HMC18-Sensor .....	LXI
A.8 Fehlerkennfeld aus dem Vergleich der Winkelsignale des Rheintacho-Sensors zum HMC18-Sensor .....	LXII
A.9 Datenblatt: Manner MF-1000-132 .....	LXIII
A.10 Eigenmoden des Prüfaufbaus zur Identifikation des Drehmoment- Mess-Koppelsystems .....	LXIV
A.11 Auswertung der Sprungantworten zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems .....	LXIV
A.12 Fehlerkennfelder des Schnittmoments bei unterschiedlichen Anregungsamplituden .....	LXV
A.13 Mittelwerte von 8 Parametermittelwerten eines Versuchs mit je 30 Parametersätzen für unterschiedliche Betriebspunkte .....	LXVI
A.14 Parametervergleich des ZMS – nachgiebiges und starres Triebstrangmodell .....	LXVII
A.15 Parametervergleich des ZMS – beidseitige Anregung und nachgiebiges Triebstrangmodell .....	LXIX
A.16 Parametervergleich des ZMS – physisches und physisch-virtuelles Triebstrangmodell .....	LXXI
A.17 Datenblatt: IPEK-Powerpack-Prüfstand (PPP) .....	LXXIII
A.18 Datenblatt: IPEK-Multi-Component-Prüfstand (MCP) .....	LXXV
A.19 Datenblatt: Schwingerreger .....	LXXVII
A.20 Datenblatt: Laser-Wegsensor Keyence LK H052 .....	LXXVIII
A.21 Datenblatt: Induktiver Wegsensor Baumer IPRM 12I9505/S14 .....	LXXIX



# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Drehschwingungssystem als diskretes Masse-Feder-Modell (in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014)).....	8
Abbildung 2.2: Diskretes Masse-Feder-System als Modell einer abgesetzten Welle aus Zylinderelementen (in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014)) .....	10
Abbildung 2.3: Pragmatismus bei der Diskretisierung eines beispielhaften (Prüfaufbau-)Systemabschnitts mit stark unterschiedlichen Teilelementsteifigkeiten und -trägheiten.....	12
Abbildung 2.4: Größen und Zusammenhänge zweier harmonischer Schwingungen .....	15
Abbildung 2.5: Struktur eines beispielhaften konventionellen Antriebsstrangs (Dresig & Fidlin, 2014) .....	17
Abbildung 2.6: Bewegung der Triebwerksteile (links) und am Triebwerk wirkende Kräfte (rechts) (Basshuysen & Schäfer, 2017).....	19
Abbildung 2.7: Aufteilung der Pleuel-Stangenkraft (Basshuysen & Schäfer, 2017) .....	19
Abbildung 2.8: Tangentialkraft- und Radialkraftverlauf eines Einzyylindertriebwerks (Basshuysen & Schäfer, 2017) .....	20
Abbildung 2.9: Überlagerte Tangentialkräfte eines Viertakt-Sechszylinder- Reihenmotors (Basshuysen & Schäfer, 2017) .....	20
Abbildung 2.10: Exemplarischer Verlauf des Drehmomentes eines Vierzylindermotors (Dresig & Fidlin, 2014).....	21
Abbildung 2.11: Das erregte biegeelastische Triebwerkssystem eines Zylinders mit Schwungrad (in Anlehnung an Kritzer (1957)) .....	23
Abbildung 2.12: Verformung der schwungradseitigen Kurbelkröpfung infolge des Wellendrehmoments (nach Benz (1971)).....	23
Abbildung 2.13: Mehrfach gekröpfte Kurbelwelle, elastisches Ersatzsystem und längserregte Kräfte (nach Benz (1960)) .....	24
Abbildung 2.14: Elastische Verformung der Kurbelkröpfung bei Belastung in Längsrichtung (links) und bei Belastung durch die radiale Kurbelkraftkomponente (rechts) (nach Benz (1960)).....	24
Abbildung 2.15: Reduziertes Ersatzsystem einer Kurbelkröpfung (Benz, 1960) .....	26

Abbildung 2.16: Axialversatz aufgrund einer Wechselverdrehbeanspruchung einer Kurbelkröpfung (Draminski und Warming (1942) – eigene Darstellung).....	26
Abbildung 2.17: Eigenform der Rupf- und Ruckelschwingung eines konventionellen Antriebsstrangs (aus Stier (2015) nach Dresig (2006)).....	28
Abbildung 2.18: Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung (Zink & Hausner, 2009).....	31
Abbildung 2.19: Modell und schematischer Aufbau eines Antriebsstrangs mit Zweimassenschwungrad (unten) im Vergleich zu einem Antriebsstrang mit konventionellem Schwungrad und Kupplungsscheibendämpfer (oben) (Albers, 1994).....	32
Abbildung 2.20: Vereinfachtes diskretes Modell des Antriebsstrangs mit und ohne Zweimassenschwungrad (Dresig & Fidlin, 2014).....	33
Abbildung 2.21: Vergrößerungsfunktion für die Massenträgheit $J_2$ für das System mit starrem Schwungrad (durchgezogene Linie) und das System mit Zweimassenschwungrad (gestrichelte Linie) (nach Dresig und Fidlin (2014)) .....	33
Abbildung 2.22: Zweimassenschwungrad mit a) Bogenfedern (Kooy et al., 2002) und b) Zylinderfedern (ZF Friedrichshafen AG - PKW-Kupplungssysteme, 2017).....	34
Abbildung 2.23: Modell eines konventionellen Antriebsstrangs (Parameterwerte siehe Anhang A.1 / in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014) und Stier (2015)).....	35
Abbildung 2.24: Eigenmoden des modellhaften konventionellen Antriebsstrangs im 1. und 4. Gang (Modell vgl. Abbildung 2.23 / Parameterwerte vgl. Anhang A.1).....	37
Abbildung 2.25: Rule of Ten (Zehnerregel) – Zusammenhang von Änderungskosten über die Entwicklungsphasen (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) nach Ehrlenspiel (2006)) .....	38
Abbildung 2.26: IPEK-X-in-the-Loop-(IPEK-XiL)-Ansatz (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) auf Basis von Albers und Düser (2008)).....	40
Abbildung 2.27: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) auf Basis von Albers und Düser (2010) und Albers et al. (2014)).....	41
Abbildung 2.28: Beispielhaftes Modell der IPEK-XiL-Architektur einer Validierungskonfiguration zur Validierung einer Getriebe-Seitenwellen-Einheit (aus Pinner (2017) nach Albers, Pinner, et al. (2016)).....	42

Abbildung 2.29: Beschreibungsmodell für ein physisch-virtuelles Koppelsystem (aus Pinner (2017) nach Pinner et al. (2015))	44
Abbildung 2.30: Mögliche Schnittstellentopologien zwischen physischer und virtueller Domäne (a) sowie beispielhafte Teilsysteme eines physisch-virtuellen Koppelsystems bei einem Systemschnitt nach einer physischen Masse (b) (Berger et al., 2016)	46
Abbildung 2.31: Aufbau eines Zweimassenschwungrads mit Bogenfedern (eigene Analyse)	51
Abbildung 2.32: Gestalt-Funktions-Modellierung des Zweimassenschwungrads in Bezug auf sein Feder-Dämpfer-Verhalten durch den C&C <sup>2</sup> -Ansatz (Albers et al., 2017)	53
Abbildung 2.33: Kräfte im Zweimassenschwungrad – Wechsel vom Zug- in den Schubbereich (auf Basis von Kooy et al. (2002))	55
Abbildung 2.34: Kräfte auf die Bogenfeder im Federkanal – Freischnitt für eine Windung (Lux, 2000)	56
Abbildung 2.35: Prüfstandskonfiguration für die Validierung von Zweimassenschwungradern (links: schematische Darstellung / rechts: Prüfaufbau) (Albers et al., 2011; Stier et al., 2009)	57
Abbildung 2.36: Vergrößerungsfunktion gebildet aus dem Amplitudengang der gemessenen Drehmomente für verschiedene Drehzahlniveaus (Stier et al., 2009)	58
Abbildung 2.37: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Machbarkeitsstudie zum Einsatz heutiger Torsionsdämpfersysteme in zukünftigen Antriebssträngen (Stier, 2015)	59
Abbildung 2.38: Vergrößerungsfunktionen für unterschiedliche Positionen im Antriebsstrang (Stier, 2015)	60
Abbildung 2.39: Reibungsdämpfung (oben) und Federrate (unten) eines Zweimassenschwungrads in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Schwingwinkel (Albers, 1994)	61
Abbildung 2.40: Statische und dynamische Teilschleifen eines Zweimassenschwungrads (Stier et al., 2009)	62
Abbildung 2.41: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung des Federhaltens von Kupplungsscheibendämpfersystemen (aus Koch (2019) nach Albers, Boog, Koch, Müller, et al. (2015))	63
Abbildung 2.42: Drehzahlhochlauf – Sollwertvorgabe an die Prüfstandsmotoren und Federbelastungen über der Zeit (aus Koch (2019) nach Albers, Boog, Koch, Müller, et al. (2015))	65

Abbildung 2.43: Auswertung des Drehzahlhochlaufs im Resonanzpunkt zum Zeitpunkt 1,1 s (Koch, 2019) .....	66
Abbildung 2.44: Mess-Koppelsysteme zur dynamischen Identifizierung des Federsystems eines Kupplungsscheibendämpfers (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016) .....	67
Abbildung 2.45: Einmassenschwinger bei Kraftanregung (links) mit dazugehörigem Kraft-Weg-Diagramm (rechts) zur Darstellung der Hysterese (nach DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2002)).....	68
Abbildung 2.46: Modelle verschiedener Dämpfungsansätze mit Hysteresekurven (links: Viskose Dämpfung nach Kelvin-Voigt / rechts: Reibungsdämpfung nach Coulomb) (Dresig & Holzweißig, 2011) .....	69
Abbildung 2.47: Modell aus Kevin-Voigt-Ansatz und Coulombschen Reibungsansatz mit Hysteresekurve (in Anlehnung an Dresig und Holzweißig (2011)) .....	69
Abbildung 2.48: Beobachtungspunkte mit dazugehöriger Regressionsgraden für ein einparametrisches Regressionsmodell (Müller, 2006).....	71
Abbildung 5.1: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Situationsanalyse</i> .....	80
Abbildung 5.2: Einordnung des Zweimassenschwungrads im Gesamtsystem .....	81
Abbildung 5.3: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Problemeingrenzung</i> .....	83
Abbildung 5.4: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Alternative Lösungen</i> .....	84
Abbildung 5.5: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Lösungsauswahl</i> .....	85
Abbildung 5.6: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Tragweitenanalyse</i> .....	88
Abbildung 5.7: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Entscheiden und Umsetzen / Nachbereiten und Lernen</i> .....	89
Abbildung 6.1: C&C <sup>2</sup> -Analyse des Antriebsstrangs (Analyse in Anlehnung an Albers, Bursac, et al. (2016); Bildquelle des Antriebsstrangs: Dresig und Fidlin (2014)).....	93
Abbildung 6.2: Eigenmoden des modellhaften Antriebsstrangs im 4. Gang – Vergleich drei zu zwei Freiheitsgraden.....	95

Abbildung 6.3: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit nachgiebigem Triebstrangmodell .....	96
Abbildung 6.4: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit starrem Triebstrangmodell .....	96
Abbildung 6.5: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS ohne Sensorik .....	97
Abbildung 6.6: Schematische Abbildung der Bogenfeder im Federkanal mit Analyse durch den C&C <sup>2</sup> -Ansatz zur Ableitung eines Berechnungsmodells .....	99
Abbildung 6.7: Einfluss des Drehzahl-Messortes auf die Drehzahlamplitude bei harmonischer Schwingung – Untersuchungssetups und Ergebnisse .....	102
Abbildung 6.8: Angewandetes Vorgehen zur Gewinnung von Erkenntnissen über ein Drehgeber-Sensorsystem hinsichtlich seines Eigenverhaltens .....	103
Abbildung 6.9: Identifikation der Drehgebersysteme – Testmodule .....	105
Abbildung 6.10: Identifikation der Drehgebersysteme – Messtechniksetup .....	105
Abbildung 6.11: Zeitverlauf des Drehzahlsignals des Rheintacho-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten .....	106
Abbildung 6.12: Zeitverlauf des Drehzahlsignals des HMC18-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten .....	107
Abbildung 6.13: Zeitverlauf des Winkelsignals des Rheintacho-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten .....	108
Abbildung 6.14: Auswertungsbeispiel (links) und Plausibilisierung (rechts) zur frequenzbasierten Amplituden- und Phasengangermittlung der Drehgebersysteme .....	109
Abbildung 6.15: Identifikation der Drehgebersysteme – Amplituden- und Phasenverläufe bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	111
Abbildung 6.16: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahlsensorik .....	112
Abbildung 6.17: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zum direkten Drehzahl- und Winkelvergleich des Rheintacho-Sensors mit dem zusätzlichen HMC18-Sensor .....	113
Abbildung 6.18: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahlsensorik und Verrechnungslogik .....	114
Abbildung 6.19: Vorgehen zur Verdrehwinkelreferenzierung zur Festlegung der 0°-Position des Verdrehwinkels zu Versuchsbeginn .....	116

Abbildung 6.20: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahl- und Drehmomentsensorik .....	118
Abbildung 6.21: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahl- und Drehmomentsensorik – ZMS modifiziert.....	119
Abbildung 6.22: Allgemeines Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testumgebung zur ZMS-Vermessung.....	119
Abbildung 6.23: Allgemeines Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testumgebung zur ZMS-Vermessung mit eingezeichneten Mess-Koppelsystemen (in Anlehnung an Albers et al. (2017)).....	120
Abbildung 6.24: Tatsächliche Umsetzung des ZMS-Prüfmoduls mit Fokus auf dem sekundärseitigen (Drehmoment-)Mess-Koppelsystem .....	121
Abbildung 6.25: Eigenmoden des Prüfaufbaus mit starrem Triebstrang mit Fokus auf dem abtriebsseitigen Drehmoment-Mess-Koppelsystem .....	122
Abbildung 6.26: Schematische Darstellung des Prüfaufbaus zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems.....	123
Abbildung 6.27: Umgesetzter Prüfaufbau zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems mit angreifenden Kräften und Drehzahlmessstellen...	124
Abbildung 6.28: Sprungantwort in Form des gemessenen Drehmoments und der Winkelgeschwindigkeit zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems hinsichtlich Totzeit- und Trägheitswerten .....	126
Abbildung 6.29: Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems – Amplituden- und Phasenverläufe des HMC18-Sensors (links) und des Rheintacho-Sensors (rechts) bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	129
Abbildung 6.30: Drehzahlvariable Totzeitkorrekturkurve des Rheintacho-Sensors.....	130
Abbildung 6.31: Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems – Amplituden- und Phasenverläufe des HMC18-Sensors (links) und des Rheintacho-Sensors (rechts) mit vorheriger Totzeitkorrektur bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	131
Abbildung 6.32: Zeitverlauf der Momente des Drehmoment-Mess-Koppelsystems in einem beispielhaften Betriebspunkt – ohne (links) und mit (rechts) durchgeführter Totzeitkorrektur.....	132
Abbildung 6.33: Fehlerkennfeld des berechneten Schnittmoments in der virtuellen Drehmomentstelle der gewählten Konfiguration zur ZMS-Vermessung im gesamten Messbereich und im Hauptbetriebsbereich des Verbrennungsmotors.....	134

Abbildung 6.34: Lage und Form dynamischer Hysteresen unterschiedlicher Vorspannung und Verdrehwinkelamplitude in der quasi-statischen Verdrehkennlinie bei äußerer Drehmomentmessstelle (Albers et al., 2017)..	136
Abbildung 6.35: Form und Lage dynamischer Hysteresen unterschiedlicher Vorspannung und Verdrehwinkelamplitude in der quasi-statischen Verdrehkennlinie bei innerer Drehmomentmessstelle (Anwendung der <i>InSitu</i> -Methode) (Albers et al., 2017) .....	137
Abbildung 6.36: Einfluss einer beispielhaften Totzeit im Drehzahlsignal auf die Hystereseform und dessen Parameter in einem beispielhaften Betriebspunkt (in Anlehnung an Albers et al. (2017)).....	138
Abbildung 6.37: Automatisierungsmanöver zur Sicherstellung reproduzierbarer Betriebspunkte für einen beispielhaften Betriebspunkt .....	140
Abbildung 6.38: Sollgrößenvorgabe am IPEK-Powerpack-Prüfstand .....	141
Abbildung 6.39: Aufbau und Funktionsweise der Verdrehwinkelregelung .....	142
Abbildung 6.40: Hysteresen-Approximation bei unterschiedlichen Beschreibungsansätzen für zwei beispielhafte Betriebspunkte .....	145
Abbildung 6.41: Hysteresen- und ZMS-Moment-Approximation bei unterschiedlichen Beschreibungsansätzen mit Ausweisung der Residuen und Bestimmtheit .....	146
Abbildung 6.42: Zwei beispielhafte dynamische Hysteresen zur Verdeutlichung der Herausforderung einer guten Approximation bei Losreißvorgängen von Federwindungen (Albers et al., 2017).....	148
Abbildung 6.43: Ergebnis des Lilliefors-Test zur Überprüfung von 30 Parametersätzen hinsichtlich Normalverteilung für unterschiedliche Betriebspunkte.....	149
Abbildung 6.44: Boxplots (links) und arithmetische Mittelwerte (rechts) von 8 Versuchsdurchläufen mit je 30 Parametersätzen für mehrere Betriebspunkte.....	150
Abbildung 6.45: Hysteresenvergleich des ZMS bei einem Betriebspunkt fester Drehzahl, fester Vorspannung und variabler Schwingungsamplitude.....	151
Abbildung 6.46: Ergebnis des Lilliefors-Test zur Überprüfung von 8x30 Parametersätzen hinsichtlich Normalverteilung für unterschiedliche Betriebspunkte.....	152
Abbildung 6.47: Umsetzung der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit nachgiebigem Triebstrangmodell.....	154
Abbildung 6.48: Umsetzung der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit starrem Triebstrangmodell.....	154

Abbildung 6.49: Vergleich der Eigenmoden der umgesetzten Testkonfigurationen zu den Eigenmoden der gewünschten Antriebsstrangmodelle mit (links) und ohne (rechts) Triebstrangnachgiebigkeit .....	155
Abbildung 6.50: Messmatrix der anzufahrenden Betriebspunkte .....	156
Abbildung 6.51: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit nachgiebigem und starrem Triebstrangmodell für einen Betriebspunkt .....	157
Abbildung 6.52: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit nachgiebigem und starrem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden .....	157
Abbildung 6.53: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Lösungsauswahl</i> : Vorhandene Koppelsysteme erfüllen abgeleitete Anforderungen nicht! .....	159
Abbildung 6.54: Umsetzung des physischen Teils der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit betriebspunktoptimiertem Aufbau .....	160
Abbildung 6.55: Messmatrix der anzufahrenden Betriebspunkte mit Ergänzung der erreichten Verdrehwinkelamplituden bei der Testkonfiguration mit nachgiebigem Triebstrangmodell und der Testkonfiguration mit beidseitiger ZMS-Anregung .....	161
Abbildung 6.56: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit beidseitiger Anregung und Versuchen mit fahrzeugnäherem Triebstrangmodellen für einen Betriebspunkt .....	162
Abbildung 6.57: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit beidseitiger Anregung und Versuchen mit nachgiebigem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden .....	162
Abbildung 6.58: Hysteresen des ZMS ermittelt mit unterschiedlichen Restsystemausprägungen bei Verwendung des Moments am Feder-Dämpfer-System des ZMS (links) und des Moments des systemäußeren Messflansches (rechts) .....	164
Abbildung 7.1: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Lösungsauswahl</i> (Ausschnitt): Einfluss Koppelsystem unklar! .....	166
Abbildung 7.2: Modell der IPEK-XiL-Architektur des Untersuchungssetups zur Identifikation physisch-virtueller Koppelsystemeinflüsse – rein physischer Aufbau (nach Berger et al. (2016)) .....	168

Abbildung 7.3: Modell der IPEK-XiL-Architektur des Untersuchungssetups zur Identifikation physisch-virtueller Koppelsystemeinflüsse – physisch-virtueller Aufbau (nach Berger et al. (2016)) .....	168
Abbildung 7.4: Umsetzung des Untersuchungssetups zur Identifikation von physisch-virtuellen Koppelsystemeinflüssen – rein physischer Aufbau .....	169
Abbildung 7.5: Moment im Messflansch bei einem Frequenzsweep durch die Resonanz beim rein physischen Zweimassenschwingeraufbau (Berger et al., 2016).....	170
Abbildung 7.6: Umbau des rein physischen Untersuchungssetups in ein physisch-virtuelles Setup (nach Berger et al. (2016)).....	171
Abbildung 7.7: Identifikation der Teilsysteme des eingesetzten physisch-virtuellen Koppelsystems (links) und deren Übertragungsverhalten (rechts) (nach Berger et al. (2016)).....	172
Abbildung 7.8: Charakterisierung der koppelsystembedingten Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung von den (simulativ) vorgegeben Sollwerten für ein System mit $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ; $t_{\text{Totzeit}}, M_{vp} = 1,2 \text{ ms}$ ; $csoll = 17,3 \text{ Nm}^\circ$ (Berger et al., 2016).....	175
Abbildung 7.9: Theoretische koppelsystembedingte Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung von den (simulativ) vorgegeben Sollwerten für ein System mit $D = 0,1$ ; $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ; $t_{\text{Totzeit}}, M_{vp} = 1,2 \text{ ms}$ ; $csoll = 17,3 \text{ Nm}^\circ$ ergänzt um Ergebnisse aus Simulations- und Prüfstandsmessungen (Berger et al., 2016).....	175
Abbildung 7.10: Korrektur der Totzeit durch Momentenprädiktion (nach Berger et al. (2016)).....	177
Abbildung 7.11: Theoretische Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung für $D = 0,1$ ; $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ; $t_{\text{Totzeit}}, M_{vp} = 1,2 \text{ ms}$ ; $csoll = 17,3 \text{ Nm}^\circ$ ergänzt um Ergebnisse aus Simulations- und Prüfstandsmessungen ohne und mit Totzeitkorrektur (Berger et al., 2016).....	178
Abbildung 7.12: Verdrehwinkelverläufe des Zweimassenschwingers über die Resonanz auf Basis einer simulativen Untersuchung für unterschiedliche Abbildungsvarianten und Totzeit-Korrekturansätze (nach Berger et al. (2016)).....	179
Abbildung 7.13: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit virtualisiertem, nachgiebigen Triebstrangmodell .....	181
Abbildung 7.14: Umsetzung des physischen Teils der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit virtualisiertem, nachgiebigen Triebstrangmodell.....	181

Abbildung 7.15: Vergleich der Eigenmoden der physisch-virtuellen Testkonfiguration ohne durchgeführte Koppelsystem-Massenkompensation mit der rein physischen Testkonfiguration.....	182
Abbildung 7.16: Vorzeichenkonvention der Massenkompensation im Prüfaufbau – Freischnitt der Trägheitsmasse vom Messflansch bis zur virtuellen Torsionswelle .....	183
Abbildung 7.17: Gegenüberstellung der Systemantwort eines Butterworth-Filter und eines Chebyshev-Filter (Typ II).....	185
Abbildung 7.18: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien) .....	186
Abbildung 7.19: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien) ohne und mit (drehmomentbasierter) Totzeitkompensation .....	188
Abbildung 7.20: Aufbau und Integration des Modellbasierten Reglers ( <i>IMC-Regler</i> ) in der dynamischen Testkonfiguration zur Domänenverknüpfung mit drehzahlbasierter Totzeitkorrektur .....	189
Abbildung 7.21: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien) ohne und mit (drehmoment- und drehzahlbasierter) Totzeitkompensation .....	190
Abbildung 7.22: Drehzahlamplituden der rein physischen Testkonfiguration bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep mit den ersten zwei theoretischen Eigenmoden und Eigenfrequenzen dieser Konfiguration.....	192
Abbildung 7.23: Drehzahlamplituden der physischen und physisch-virtuellen (mit Korrekturen) Testkonfiguration bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep.....	193
Abbildung 7.24: Drehzahlamplituden der physisch-virtuellen Testkonfiguration mit und ohne Korrekturen bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep .	194
Abbildung 7.25: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit physischem und Versuchen mit physisch-virtuellem Triebstrangmodell für einen Betriebspunkt .....	195
Abbildung 7.26: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit physischem und Versuchen mit physisch-virtuellem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden .....	196
Abbildung 8.1: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit antriebsseitig mehrdimensionaler Anregung.....	201

Abbildung 8.2: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – <i>Lösungsauswahl</i> (Ausschnitt): Koppelsystem existiert nicht!.....	202
Abbildung 8.3: Schematische Darstellung des umgesetzten Koppelsystems zur Ermöglichung torsionaler und axialer Wechselwirkungen mit exemplarischen virtuellen CS und physischem Sul (auf Basis von Berger et al. (2018)) .....	204
Abbildung 8.4: Umgesetztes Koppelsystem zur Ermöglichung torsionaler und axialer Wechselwirkungen mit ZMS-Primärseite als Sul (Berger et al., 2018) .....	204
Abbildung 8.5: Drehmoment-Sollwertsprung mit berechnetem Drehmomentanstieg auf Basis des Motorstroms bei dem neuen Umrichtersystem (MCP) und dem Referenz-Umrichtersystem (PPP) .....	206
Abbildung 8.6: Amplituden- und Totzeitverhalten des neuen Umrichtersystems (MCP) .....	207
Abbildung 8.7: Amplituden- und Totzeitverhalten des rotatorischen Aktors als Teil des rotatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems (MCP) und des Referenz-Koppelsystems (PPP).....	208
Abbildung 8.8: Eigenmoden des rotatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit ZMS-Primärschwungmasse (auf Basis von Berger et al. (2018)) .....	209
Abbildung 8.9: Gemessenes und simuliertes Amplituden- und Totzeitverhalten des Shakersystems als Aktor im axial-translatorischen Pfad des zweidimensional anregenden Koppelsystems (MCP) .....	210
Abbildung 8.10: Eigenmoden des axial-translatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit starrem Prüflings-Dummy .....	212
Abbildung 8.11: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung der ZMS-Primärseite bei zweidimensionaler generischer Anregung (nach Berger et al. (2018)) .....	213
Abbildung 8.12: Messsysteme an der ZMS-Primärseite: Wegmesspunkte auf der Primärseite (oben links); Sensoren zur Erfassung der Wegmesspunkte (oben rechts); Blick Richtung Primärseite mit Bezeichnung der Wegmesspunkt (unten rechts); Seitenansicht auf Primärseite im fertig montierten Zustand (unten links) .....	215
Abbildung 8.13: Berechnete fiktive „Wangenebene“ über drei Messpunkte mit mittigem virtuellen Messpunkt auf der Ebene und definiertem Koordinatensystem .....	216

Abbildung 8.14: Eigenmoden des axial-translatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite als Prüfling .....	218
Abbildung 8.15: Admittanz des Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite bei einem Frequenzsweep fester Kraftamplitude von 50 bis 750 Hz bei $600 \text{ min}^{-1}$ .....	220
Abbildung 8.16: Fußpunktanregungen des Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite bei einem Frequenzsweep fester Kraftamplitude von 50 bis 750 Hz bei $600 \text{ min}^{-1}$ .....	222
Abbildung 8.17: Schwingungsform der ZMS-Primärseite in der Schirmschwingungsresonanz bei 500 Hz Anregung – Zeitschrieb über eine Schwingungsperiode (oben) und interpolierte Auslenkungsfläche zu drei Zeitpunkten (unten) .....	224
Abbildung 8.18: Amplituden und Phasenverlauf der ZMS-Primärseite zur Detektion von Resonanzfrequenzlagen der Axialschwingung bei einem Frequenzsweep fester Amplitude von 50 bis 600 Hz bei drei Drehzahlstufen .....	225
Abbildung 8.19: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung der ZMS-Primärseite bei (zweidimensionaler) verbrennungsmotorischer Anregung und dynamischen Triebstrangeinflüssen (nach Berger et al. (2018)).....	227
Abbildung 8.20: Rotatorisches Wechselwirkungsmodell der physischen ZMS-Primärseite mit dem virtuellen Verbrennungsmotor und Triebstrang (in Anlehnung an Berger et al. (2018)) .....	228
Abbildung 8.21: Axialschwingungsmodellbildung der Kurbelwelle (Berger et al., 2018) .....	230
Abbildung 8.22: Eigenmoden des axial-translatorischen Kurbelwellenmodells (Theuerkauf, 2018) <sup>67</sup> .....	231
Abbildung 8.23: Axial-translatorisches (closed-loop) Wechselwirkungsmodell der physischen ZMS-Primärseite mit dem virtuellen Verbrennungsmotormodell .....	231
Abbildung 8.24: Axial-translatorisches (open-loop) Wechselwirkungsmodell des virtuellen Verbrennungsmotormodells mit der physischen ZMS-Primärseite .....	232
Abbildung 8.25: Zeitverläufe unterschiedlicher Systemgrößen des Antriebsstrangs während einer Beschleunigungsfahrt .....	233
Abbildung 8.26: Zeitverläufe unterschiedlicher Systemgrößen des Antriebsstrangs während einer Beschleunigungsfahrt – Detailansicht 5. Gang; Gaspedalstellung 60 %; Motordrehzahl $2.050 \text{ min}^{-1}$ .....	236

Abbildung 8.27: Gefilterter und ungefilterter Zeitverlauf des Wegs des ZMS-Primärseitenzentrums .....	237
Abbildung 8.28: Gemessener (-) und simulierter (- - -) axialer Weg des Zentrums der ZMS-Primärseite bei einer Drehzahl von $900 \text{ min}^{-1}$ (Berger et al., 2018).....	238
Abbildung 8.29: Axialer Weg der ZMS-Primärseite bei einer Drehzahl von $900 \text{ min}^{-1}$ (Dresig & Fidlin, 2014; Fidlin et al., 2009).....	238



# Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Typische Parameter der drei Modellstufen (Dresig & Holzweißig, 2011) .....	7
Tabelle 7.1: Parameterwerte des virtualisierten Triebstrangmodells .....	181
Tabelle 7.2: Geänderte Dämpfung des virtualisierten Triebstrangmodells .....	185



# Abkürzungsverzeichnis

C	Connector
C&C <sup>2</sup> -Ansatz	Contact and Channel Ansatz
CAD	Computer-Aided Design
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CS	Connected Systems
deg	Einheit Grad (°)
DMS	Dehnungsmessstreifen
FHG	Freiheitsgrade
FKP	Fliehkraftpendel
Fzg	Fahrzeug
HiL	Hardware-in-the-Loop
HP-Filter	High-pass-Filter
IMC	Internal Model Control
Ink	Inkrement
IPEK	Institut für Produktentwicklung
Kfz	Kraftfahrzeug
Komp	Kompensation
KS	Koppelsystem
KS <sub>pp</sub>	Koppelsystem, das physische Modelle verbindet
KS <sub>vp</sub>	Koppelsystem, das virtuelles mit physischem Modell verbindet
KS <sub>vv</sub>	Koppelsystem, das virtuelle Modelle verbindet
LP-Filter	Low-pass-Filter
LSS	Leitstützstruktur
MCP	Multi-Component-Prüfstand (des IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT)
MiL	Model-in-the-Loop
MO	Motorordnung

NVH	Noise, Vibration, Harshness
phy	physisch
Pkw	Personenkraftwagen
PPP	Powerpack-Prüfstand (des IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT)
PWM	Pulsweitenmodulation
rev	Revolution (Umdrehung)
SiD	System in Development
SiL	Software-in-the-Loop
Sul	System under Investigation
TTL	Transistor-Transistor-Logik
TZ-Kor.	totzeitkorrigiert
virt	virtuell
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WF	Wirkfläche
WFP	Wirkflächenpaar
XiL	X-in-the-Loop
ZMS	Zweimassenschwungrad

# Symbolverzeichnis

$\alpha$	rad	Phasenverschiebung
$\Delta\varphi$	rad	Phasenverschiebungswinkel
$\Delta\varphi$	rad	Differenzwinkel / Verdrehwinkel
$\Delta\dot{\varphi}$	rad/s	Differenzwinkel- / Verdrehwinkelgeschwindigkeit
$\mu$	-	Reibungskoeffizient
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varphi$	rad	Winkel (Drehwinkel); Phasenwinkel einer Schwingung
$\varphi_0$	rad	Nullphasenwinkel
$\omega$ bzw. $\dot{\varphi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit / Kreisfrequenz einer Schwingung
$\dot{\omega}$ bzw. $\ddot{\varphi}$	rad/s <sup>2</sup>	Winkelbeschleunigung
$\hat{\omega}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeitsamplitude
$\Omega$	rad/s	(Wechselwirkungs-)Kreisfrequenz einer Schwingung
$Amp_{vhl}$	-	Amplitudenverhältnis zweier Schwingungen
$b$ bzw. $d$	Ns/m	Viskose Dämpfung
$b$ bzw. $d$	Nms/rad	Viskose Torsionsdämpfung
$c_{pv}$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit über den physisch-virtuellen Schnitt
$d$	m	Durchmesser
$D$	-	Lehrsches Dämpfungsmaß
$d_{pv}$	Nms/rad	Viskose Torsionsdämpfung über den physisch-virtuellen Schnitt
$d\Phi$	°	Verdrehwinkel des ZMS
$d\Phi_{amp\_akt}$	°	Istwert Verdrehwinkelamplitude des ZMS

$d\Phi_{amp\_soll}$	°	Sollwert Verdrehwinkelamplitude des ZMS
$d\Phi_{freq\_soll}$	Hz	Sollwert der Frequenz der ZMS-Verdrehwinkelschwingung
$d\Phi_{mittel\_akt}$	°	Istwert mittlere Verdrehung des ZMS
$d\Phi_{mittel\_soll}$	°	Sollwert mittlere Verdrehung des ZMS
$d_{soll}$	rad/s <sup>2</sup>	Viskose Torsionsdämpfung in der virtuellen Domäne
$d_{soll\_kor}$	rad/s <sup>2</sup>	Korrigierte viskose Torsionsdämpfung in der virtuellen Domäne
$F$	N	Schnittkraft
$F_{calcFromVoiceCoilAcceleration}$	N	Berechnete Beschleunigungskraft der Schwingspule
$F_{Gas}(P(\varphi))$	N	Gaskraft als Funktion des Gasdrucks im Brennraum
$F_{Gegengewicht}$	N	Massenkraft des Gegengewichts (rotierend)
$f_h$	Hz	Hauptanregung eines Hubkolben-Verbrennungsmotors
$F_{Kolben}$	N	Massenkraft des Kolbens (oszillierend)
$F_{Kröpfung}$	N	Umgerechnete radiale Pleuel-Stangenkraft (axial wirkend)
$F_{Kurbelkrpfg. rot}$	N	Massenkraft der Kurbelkröpfung (rotierend)
$F_{Shaker\_set}$	N	Sollkraftvorgabe an Shaker
$f_{soll}$	Hz	Anregungsfrequenz
$F_R$	N	Coulombsche Reibkraft (Reibungsdämpfung)
$F_{ST}$	N	Pleuel-Stangenkraft
$F_T$	N	Tangentiale Kraftkomponente an der Kurbelkröpfung
$G$	N/m <sup>2</sup>	Schubmodul
$G(s)$	-	Übertragungsverhalten im Bildbereich
$G_{KS\_vp}$ und $G_{KS\_pv}$	-	Übertragungsverhalten des physisch-virtuellen Koppelsystems (bidirektional)

$i$	-	Zündordnung
$I_p$	$\text{m}^4$	Polares Flächenträgheitsmoment
$J$	$\text{kgm}^2$	(Dreh-)Trägheit
$J_{ideal}$	$\text{kgm}^2$	Ideale Trägheit zwischen virtueller Steifigkeit und physischem Drehmoment-Messflansch für Massenkompensationsrechnung
$J_{komp}$	$\text{kgm}^2$	Zu kompensierende Trägheit
$J_{real}$	$\text{kgm}^2$	Reale Trägheit zwischen virtueller Steifigkeit und physischem Drehmoment-Messflansch für Massenkompensationsrechnung
$J_{red}$	$\text{kgm}^2$	Reduzierte Trägheit
$k$ bzw. $c$	N/m	Steifigkeit
$k$ bzw. $c$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit
$l$	m	Länge
$m$	kg	Masse
$M$	Nm	Drehmoment (allgemein)
$M_0$	Nm	Vorspannmoment des ZMS
$M_{c_{pv}}$	Nm	Federmoment über den physisch-virtuellen Schnitt
$M_{d_{pv}}$	Nm	Dämpfungsmoment über den physisch-virtuellen Schnitt
$M_K$	Nm	Kurbelwellen-Torsionsmoment
$M_R$	Nm	Coulombsches Reibmoment (Reibungsdämpfung)
$M_{R_{arctan}}$	Nm	Coulombsches Reibmoment (Reibungsdämpfung) mit fließendem Übergang
$M_{VKM}$	Nm	Verbrennungsmotormoment
$M_{vp}$	Nm	Tatsächliches Moment an der physischen Masse nach dem Koppelsystem
$M_{ZMS}$	Nm	Drehmoment am Feder-Dämpfer-System des ZMS
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl

$n_{\text{Inkremente}}$	-	Anzahl der Inkremente eine Winkel- bzw. Drehzahlsensors
$n_{\text{mittel\_soll}}$	$\text{min}^{-1}$	Sollwert mittlere Drehzahl des ZMS
$n_{\text{ZMS\_prim}}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl der ZMS-Primärseite
$n_{\text{ZMS\_sek}}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl der ZMS-Sekundärseite
$n_{\text{ZMS}_{\text{sek,Rheintacho}}}$ auch: $n_{\text{ZMS,sek}}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl ermittelt über den Rheintacho-FK10-Sensors
$n_{\text{ZMS}_{\text{sek,HMC18}}}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl ermittelt über den Baumer-HMC18-Sensors
$p$	N	Kraftanregung
$q$	m	Weg
$\dot{q}$	m/s	Geschwindigkeit
$r$	m	Radius
$s_{\text{Shaker\_Keyence}},$ $s_{\text{SR\_Keyence}}$	mm	Wegmesspunkte am Shaker und an der ZMS-Primärseite (Laser-Wegmesssystem)
$s_{\text{SR\_0deg}},$ $s_{\text{SR\_120deg}},$ $s_{\text{SR\_240deg}}, s_{\text{SR}}$	mm	Wegmesspunkte an der ZMS-Primärseite (Induktives Wegmesssystem)
$s_{\text{SR\_Wangenebene}}_{\text{imZentrum\_calc}}$	mm	Virtueller Wegmesspunkt im Zentrum der fiktiven Wangenebene
$s_{\text{SR\_Wangenebene\_x}}$	mm	Virtueller Wegmesspunkt an der Position x auf der fiktiven Wangenebene
$T$	Nm	Drehmoment (allgemein); Inneres Übertragungsmoment eines Drehfederelements
$T_{\text{Aktor\_Luftspalt}}$	Nm	Luftspaltmoment des Aktors
$T_{\text{calcFromRotorAcceleration}}$	Nm	Berechnetes Beschleunigungsmoment des Rotors
$T_d$	Nm	Dämpfungsmoment
$T_D$	s	Totzeit
$T_{el}$	Nm	Elastisches Moment
$T_{\text{komp}}$	Nm	(Massen-)Kompensationsmoment
$T_{\text{Mess,Abtrieb}}$	Nm	Abtriebsseitig gemessenes Drehmoment

$T_r$	Nm	Reibungsmoment
$T_{set}$	Nm	Sollmoment an Motoren
$T_{SM}$	Nm	Interessierendes Schnittmoment des Drehmoment-Mess-Koppelsystems
$T_{SM,MaxFehler}$	Nm	Maximaler Fehler des interessierenden Schnittmoments des Drehmoment-Mess-Koppelsystems
$t_{Totzeit,M\_vp}$	s	Totzeit des Drehmoments von der virtuellen in die physische Domäne (= Koppelsystem-totzeit)
$T_{TW}$	Nm	Torsionswellenmoment
$T_{unico\_fbk\_ethercat}$	Nm	Berechnetes Rückgabemoment des Umrichters
$T_{ZMS}$	Nm	Drehmoment am Feder-Dämpfer-System des ZMS
$T_{ZMS,sek}$	Nm	Drehmoment am Feder-Dämpfer-System des ZMS an der/ über die Sekundärseite
$u$	-	Übersetzung
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$v_{Shaker\_Keyence},$ $v_{SR\_Keyence}$	mm/s	Aus den Wegmesspunkte am Shaker und an der ZMS-Primärseite (Laser-Wegmesssystem) berechnete Geschwindigkeiten
$v_{SR\_Wangenebene}$ $_{imZentrum\_calc}$	mm/s	Aus dem virtuellen Wegmesspunkt im Zentrum der fiktiven Wangenebene berechnete Geschwindigkeit
$x$	m	Weg
$x$	-	Allgemeine harmonische Schwingung
$\hat{x}$	-	Allgemeine harmonische Schwingungsamplitude
$z$	-	Zähneanzahl, Zylinderanzahl



---

# 1 Einleitung

Der stetig wachsende globale Wettbewerb zwingt Unternehmen die Entwicklungszeiten ihrer Produkte zu verkürzen, um ihre Produkte früher am Markt platzieren zu können. Bei komplexen Produkten wie beispielsweise dem Automobil wird daher seit Jahren eine Parallelisierung der Teilsystementwicklung angestrebt, was jedoch die Gefahr birgt, dass gesamtsystemische Zusammenhänge nur unzureichend erfasst beziehungsweise validiert werden.

Nebst einer optimalen Entwicklung der Teilsysteme selbst wird daher eine immer frühere Gesamtsystemerprobung angestrebt (Frontloading), welche durch heutige Simulationswerkzeuge weit vor physischen Gesamt- oder Teilsystemprototypen erfolgen kann. Grundvoraussetzung hierfür sind valide Simulationsmodelle der interagierenden Teilsysteme.

Liegen validierte Modelle bereits aus früheren Produktgenerationen vor, so können diese unter den entsprechenden Randbedingungen direkt übernommen werden. Ist dies nicht der Fall so müssen – sofern die Systeme physisch vorliegen – auf Basis von Untersuchungen im Gesamtsystem oder auf Systemprüfständen Erkenntnisse über das zu modellierende System erlangt und nach erfolgter simulativer Abbildung anhand dieser die Validität sichergestellt werden. Dabei bieten Komponentenuntersuchungen auf Systemprüfständen den Vorteil einer hohen Flexibilität, einer guten Zugänglichkeit für Messungen sowie der Unabhängigkeit von dem physischen Gesamtsystem als Systemumgebung.

Diesem Vorteil steht gegenüber, dass zur Sicherstellung der Validität eines Modells, welches auf Basis von an Systemprüfständen erlangten Erkenntnissen und Parametern beruht, der Einfluss der definierten Testumgebung(en) auf die gewonnenen Informationen beleuchtet werden muss. Hierbei ergeben sich drei allgemeine Herausforderungen:

- Der Einfluss der im Realsystem vorliegenden Teilsystemumgebung auf das zu validierende Teilsystem muss bekannt sein, um die einzelnen Systeme dieser Umgebung hinsichtlich ihrer Relevanz für die Untersuchung – gemäß einer Einbindung als Restsystem nach dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers, Behrendt, et al., 2016) für eine Validierung im Gesamtsystemkontext – zu bewerten.
- Ist die erforderliche Systemumgebung definiert, so sind Abbildungsvarianten (physisch, virtuell, physisch-virtuell) dieser Systeme in der Testum-

gebung zu definieren und Einflüsse der entsprechenden Umsetzungen und/oder Verkürzungen zu bewerten.

- Die Messsystem- und Messstellendefinition muss so erfolgen, dass das Validierungsziel erreicht werden kann. Eine weitestgehende Unabhängigkeit der erfassten Informationen vom Prüfstandsystem ist erforderlich.

Die Behandlung dieser Herausforderungen soll in dieser Arbeit für die Zweimassenschwungraduntersuchung<sup>1</sup> im Fokus stehen. Aufgrund der konstruktiven Gestaltung des Zweimassenschwungrads (ZMS) hinsichtlich seiner Hauptfunktionserfüllung – Schwingungsisolierung des Getriebes vom Verbrennungsmotor – in den unterschiedlichsten Betriebsituationen, ist besonders die Feder-Dämpfer-Charakteristik dieses Systems von Interesse. Geprägt durch ein starkes nichtlineares Verhalten über den Betriebsbereich hinweg führt dieses zu einer prägnanten Beeinflussung der gesamten Antriebsstrangdynamik. Das Ziel der Untersuchung ist daher die Ermittlung von Parametern und deren Werte zur Beschreibung der ZMS-Feder-Dämpfer-Charakteristik in unterschiedlichen Lastpunkten respektive den oben genannten Herausforderungen.

Hierzu werden in Kapitel 2 die Grundlagen und der Stand der Forschung aufbereitet. Beginnend mit Methoden zur modellhaften Beschreibung technischer Systeme (Kapitel 2.1) und Begrifflichkeiten aus der Schwingungslehre (Kapitel 2.2) erfolgt anschließend das Aufzeigen der Ursachen und Auswirkungen verbrennungsmotor-induzierter Schwingungen im Kraftfahrzeug. Dabei erfolgt eine Unterscheidung nach den Schwingungen des Triebwerks (Kapitel 2.3) und den Schwingungsphänomenen im Antriebsstrang (Kapitel 2.4), welche allgemein und mit Fokus auf Torsionsschwingungen samt Maßnahmen zu deren Reduzierung (Kapitel 2.5), behandelt werden. Mit Kapitel 2.6 werden die Grundlagen zur Validierung im Produktentstehungsprozess eingeführt. Nach allgemeinen Hintergründen und Begrifflichkeiten folgt darin die Vorstellung des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes mit den dafür erforderlichen Koppelsystemen (Albers, Pinner, et al., 2016), welche die Schnittstelle zwischen Teilsystemen bzw. deren Modellen in der Testumgebung bilden, die aufgrund ihrer Inkompatibilität zueinander keine direkte Wechselwirkung zulassen. Der letzte Teil dieses Kapitels wird sich der Betrachtung durchgeführter Validierungen von Torsionsschwingungsisolatoren mit Fokus auf dem ZMS widmen.

Darauf aufbauend wird in Kapitel 3 eine Motivation zur behandelten Forschung gegeben, der Forschungsbedarf und die Forschungslücke aufgezeigt, eine Ziel-

---

<sup>1</sup> Siehe auch (Albers, 1994)

setzung und Forschungshypothese formuliert und in Kapitel 4 der dazugehörige Lösungsweg zur Klärung aufgezeigt.

Mit Kapitel 5 wird eine Vorgehensstruktur für ZMS-Komponentenuntersuchungen gegeben, welche die systematische Entwicklung von Testkonfigurationen in Bezug auf die erforderlichen Restsysteme sowie deren Abbildung in der Konfiguration ermöglicht. Die folgenden Kapitel dieser Arbeit sind Aktivitäten innerhalb dieser Vorgehensstruktur und finden sich daher in dieser wieder.

Kapitel 6 betrachtet die Einflüsse von zwei exemplarischen Ausprägungen des Triebstrangs als berücksichtigtes Restsystem in der Testkonfiguration sowie einer gänzlich Fahrzeug-untypischen Anregung des ZMS mit der Motivation einer bestmöglichen Ausnutzung der eingesetzten Koppelsysteme. Zur Quantifizierung der Einflüsse erfolgen hinführend eine Qualifizierung des Prüfaufbaus hinsichtlich der Messanforderung, der Entwurf einer geeigneten Versuchsführung zur Versuchsreproduzierung und die Ableitung von Bewertungsgrößen für den Vergleich.

Die Beleuchtung des Einflusses virtueller Abbildungsvarianten des Restsystemmodells auf die ermittelten Feder-Dämpfer-Parameterwerte erfolgt in Kapitel 7. Nach einer theoretischen und experimentellen Vorstudie zu physisch-virtuellen Koppelsystemeinflüssen auf das schwingungsfähige Gesamtsystem erfolgt eine Übertragung auf die ZMS-Untersuchung. Hierzu wird ein physisches Resttriebstrangmodell aus Kapitel 6 virtualisiert und über ein physisch-virtuelles Koppelsystem in der Testkonfiguration integriert.

Nachdem die beiden vorherigen Kapitel sich mit unterschiedlichen abtriebsseitigen Restsystemausprägungen beschäftigt haben, erfolgt in Kapitel 8 die Vorarbeit auf eine Variation der antriebsseitigen Verbrennungsmotoranregung – weg von einer generischen Torsionsanregung, hin zu einer zweidimensionalen Anregung durch ein Verbrennungsmotormodell. Zur Ermöglichung der Integration dieses 2D-Verbrennungsmotormodells in einer Testumgebung mit physischen Folgesystemen erfolgen der Entwurf und die Identifizierung eines physisch-virtuellen Koppelsystems, welches überlagerte rotatorische und axial-translatorische Wechselwirkungen zulässt. Die Einsatzfähigkeit des neuartigen Koppelsystems ohne und mit virtuellem Verbrennungsmotormodell wird auf Basis von zwei beispielhaften Testkonfigurationen mit einer physischen Primärmasse gezeigt.

Schließen wird diese Arbeit mit einem Fazit zur übergeordneten Forschungshypothese (Kapitel 9), einer Zusammenfassung und einem Ausblick für weiterführende Forschungsaktivitäten (Kapitel 10).



---

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Validierungsmethoden für Zweimassenschwungräder und Kupplungssysteme aus dem Kfz-Antriebsstrang nach dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz. Hierzu werden in diesem Kapitel die Grundlagen und der aktuelle Stand der Forschung aufgearbeitet. Nach den Grundlagen zur Modellbeschreibung technischer Systeme, der Modelltheorie und der Schwingungslehre erfolgen die Beleuchtung von Schwingungen, und deren überwiegend verbrennungsmotorische Anregung, im konventionellen Kfz-Antriebsstrang. Kapitel 2.5 zeigt etablierte Maßnahmen zur Beruhigung von Torsionsschwingungen auf. Hinsichtlich der Entwicklung und Untersuchung von Teilsystemen wird in Kapitel 2.6 auf entsprechende Validierungsmethoden nach dem Stand der Forschung eingegangen. Einleitend liegt der Fokus auf dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz, den hierfür erforderlichen Koppelsystemen und allgemeinen Grundlagen zur Testfalldefinition und Restsystemabbildung. Dem folgt die genauere Betrachtung von Validierungsansätzen für Torsionsdämpfersysteme mit besonderem Blick auf das ZMS sowie dessen Modellbildung.

### 2.1 Modellbeschreibung technischer Systeme

#### 2.1.1 System- und Modelltheorie

Veröffentlichungen zum Grundgedanken der systemtheoretischen Beschreibungsformen gehen bereits auf das Ende der vierziger Jahre zurück. In dieser Zeit hat Wiener (1948) den Begriff der „Kybernetik“ geprägt, mit dem er „das gesamte Gebiet der Steuerungs-, Regelungs- und Nachrichtentheorie sowohl bei Maschinen als auch bei Lebewesen“ zusammenfasst (Ropohl, 1975, S. 12). Ferner geht auf von Bertalanffy (1949) als zweiten Wegbereiter der systemtheoretischen Betrachtung der Ansatz der „allgemeinen Systemtheorie“ zurück (Ropohl, 1975, S. 13). In diesem geht es um die „Formulierung und Ableitung jener allgemeinen Prinzipien ..., die für Systeme überhaupt gelten“ (von Bertalanffy (1949), zitiert nach Ropohl (1975, S. 13)). Unter anderem ist dies die Erkenntnis, dass „Untersuchungsgegenstände nicht allein durch ihre Bestandteile, sondern auch durch das Beziehungsgeflecht zwischen den Bestandteilen gekennzeichnet sind“ (Ropohl, 1975, S. 13). Systeme besitzen demnach funktionale, strukturelle und hierarchische Eigenschaften (Ropohl, 1975), über die sich Systeme modellhaft beschreiben

lassen. Gerade dieses Verständnis, dass – zu validierende – Systeme Teil eines Gesamtsystems sind und mit anderen Systemen wechselwirken, wird in heutigen Validierungsmethoden, wie beispielsweise dem IPEK X-in-the-Loop-Ansatz (Albers, Behrendt, et al., 2016; Albers et al., 2008), aufgegriffen.

Im Kontext dieser Validierungsmethoden sind *die drei Hauptmerkmale des allgemeinen Modellbegriffs* nach Stachowiak (1973) einer der Kernpunkte zur Berücksichtigung von Modellen. Die Hauptmerkmale bestehen darin aus dem *Abbildungsmerkmal*, dem *Verkürzungsmerkmal* sowie dem *pragmatischen Merkmal*. Unter *Abbildungsmerkmal* ist dabei zu verstehen, dass Modelle stets Modelle von etwas – Abbildungen von Originalen – sind, welche selbst wieder ein Modell sein können. So kann der Kfz-Antriebsstrang als ein abstraktes Modell von Teilsystemen abgebildet werden, welches wiederum durch ein mathematisches Modell (Massen, Steifigkeiten, ...) beschrieben wird. Das *Verkürzungsmerkmal* besagt, dass Modelle im Allgemeinen nicht alle Attribute des Originals erfassen, sondern eben nur die, die dem Modellerschaffer als relevant erscheinen (Stachowiak, 1973). Das *pragmatische Merkmal* drückt aus, dass Modelle ihren Originalen nicht immer eindeutig entsprechen, sondern sie erfüllen eine „Ersetzungsfunktion für bestimmte Subjekte, innerhalb bestimmter Zeitintervalle und mit Einschränkung auf bestimmte Operationen“ (Stachowiak, 1973, S. 132). Damit sind Modell nicht nur Modelle von etwas, sondern auch Modelle für etwas, d.h. für einen definierten Zweck bestimmt (Stachowiak, 1973).

Wie in den Folgekapiteln tiefergehend erläutert wird, sind die beiden letztgenannten Merkmale eines der wichtigsten Aspekte für eine zielgerichtete, durchführbare und ökonomische Validierung. So weist Stier (2015) darauf hin, dass die Modellverkürzung erst recheneffiziente Modelle zulässt, um eine Echtzeitfähigkeit der Modelle zu gewährleisten.<sup>2</sup> Dennoch ist Sorge zu tragen, dass alle untersuchungsrelevanten Attribute des Originalsystems Berücksichtigung finden, jedoch nicht nach der Prämisse gehandelt wird: *je mehr Attribute berücksichtigt werden, desto aussagekräftiger werden die Validierungsergebnisse*. Die Identifizierung technischer Zusammenhänge würde dadurch oftmals erschwert werden (Stier, 2015).

### 2.1.2 Berechnungsmodelle

Berechnungsmodelle von Systemen in der Maschinendynamik lassen sich nach Dresig und Holzweißig (2011) in *drei Modellstufen* einteilen, wobei die Komplexität der Modelle und die Realitätsnähe mit der Stufenzahl zunehmen:

---

<sup>2</sup> Vergleiche auch (Albers, Stier, Babik, et al., 2013)

1. System starrer Körper
2. Lineares Schwingungssystem (freie Schwingung oder Zwangserregung)
3. Nichtlineares System (Reibung, Spieldurchläufe u. w.)

Bei der Auswahl der Modellstufe für das Berechnungsmodell sind dabei stets das Verkürzungsmerkmal und das pragmatische Merkmal im Blick zu halten, sodass vorerst möglichst mit einem sogenannten Minimalmodell begonnen werden sollte (Dresig & Holzweißig, 2011).

Nach Dresig und Holzweißig (2011) muss für die Aufstellung des Berechnungsmodells eine Struktur festgelegt werden, welche durch die gegenseitige Kopplung von Elementen wie

- Massen: Speicherung kinetischer Energie,
- Federn: Speicherung potentieller Energie,
- Dämpfern: Wandlung von mechanischer Energie in Wärmeenergie und
- Erregern: Energiezufuhr aus Energiequelle

aufgebaut wird. Zur Beschreibung dieser vier Elemente sind *Parameter* – wie beispielsweise Länge, Massen, Übersetzungen – zu definieren, welche eine geometrische oder physikalische Größe besitzen und in dem Berechnungsmodell enthalten sind. Dabei sind die Parameteranzahl, welche das Systemverhalten hinsichtlich bestimmter Erscheinungen beeinflussen, sowie die Anzahl der Freiheitsgrade die wesentlichen Merkmale des Berechnungsmodells (Dresig & Holzweißig, 2011). Beispielhaft sind in Tabelle 2.1 typische Parameter und die daraus berechenbaren Größen aufgelistet. Die berechenbare Größe ist hierbei als das Ergebnis der Untersuchung anzusehen, zu dessen Zweck das Berechnungsmodell erstellt wurde.

Tabelle 2.1: Typische Parameter der drei Modellstufen (Dresig & Holzweißig, 2011)

Stufe	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

### 2.1.3 Parameterermittlung für diskrete Massen-Feder-Systeme

Im Gegensatz zu Berechnungsmodellen, in denen die Systemelemente als Kontinuum betrachtet werden, erweisen sich Modelle mit konzentrierten Parametern in Bezug auf die mathematische Handhabung und Rechenintensität als besonders günstig. Die Struktur einer geraden, unvermaschten, diskreten Schwingerkette mit dessen physikalischen Größen ist in Abbildung 2.1 gezeigt.

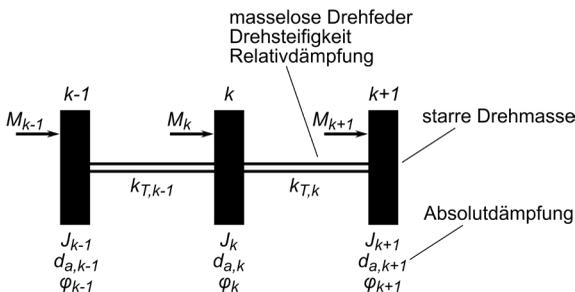


Abbildung 2.1: Drehschwingungssystem als diskretes Masse-Feder-Modell (in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014))

Das System setzt sich hierbei primär aus Drehmassen  $J_k$  (schwarz) als kinetische Energiespeicher und masselosen Drehfedern  $k_{T,k}$  (weiß) als potentielle Energiespeicher zusammen. Überdies greifen äußere *Erregermomente*  $M_k$  wie dargestellt

an den Drehmassen an und können – wie im Fall eines Verbrennungsmotors – neben einer zeitlichen Abhängigkeit auch von Systemgrößen wie dem Drehwinkel  $\varphi_k$  abhängen. Wird das System in den masselosen Drehfederelementen aufgeschnitten, so lässt sich das innere *Übertragungsmoment*  $T_k$  ermitteln. Dieses kann sich aus elastischen-, (relativ) dämpfenden- oder auch Reibungsanteilen zusammensetzen. Eine formale Beschreibung ergibt sich nach Dresig und Fidlin (2014) zu

$$T_k = T_{el,k} + T_{d,k} + T_{r,k} \quad 1$$

wobei für die Einzelmomente in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014) gilt:

$T_{el,k} = k_{T,k} \Delta\varphi_k$	Elastisches Moment	2
$T_{d,k} = d_{T,k} \Delta\dot{\varphi}_k$	Dämpfungsmoment	3
$T_{r,k} = T_{r,k}(\Delta\varphi_k, \Delta\dot{\varphi}_k)$	Reibungsmoment	4

Dabei bezeichnet  $\Delta\varphi_k$  und  $\Delta\dot{\varphi}_k$  den Differenzwinkel bzw. die Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen zwei benachbarten Drehmassen.

Liegen Parameterwerte für die Teilsysteme nicht explizit vor, z. B. gegeben über Herstellerangaben von Teilsystemen, so müssen diese möglichst genau ermittelt werden. Auch hier gilt gemäß der Systemtheorie eine möglichst minimalistische und einfache Modellbildung zur Parameterberechnung zu wählen, um die Freiheitsgradanzahl möglichst gering zu halten und die Parameterberechnung zu vereinfachen. Im Folgenden sollen übliche Vorgehensansätze zur Ermittlung der einzelnen Parameterwerte vorgestellt werden.

### 2.1.3.1 Parameterwerte: Drehmassen und Steifigkeiten

Die Werte der Parameter der Drehmassen lassen sich auf verschiedenste Art ermitteln. Welches Verfahren davon verwendet wird, hängt dabei in erster Linie vom angestrebten Diskretisierungsgrad der Teilelemente ab. So gehen die Werte

- aus Datenblättern der Bauteile hervor,
- sind bei starren Systemen aus dem CAD-Modell ermittelbar (Trägheit),
- können experimentell ermittelt werden oder
- können durch eine Zerlegung der Systemelemente in einzeln zu berechnende Abschnitte ermittelt werden.

Insbesondere die letztgenannte theoretische Ermittlung findet dann Anwendung, wenn physische Systeme noch nicht vorliegen. Dabei basiert die Ermittlung –

beschrieben in Dresig und Fidlin (2014) – auf einem Modell einer *abgesetzten Welle* mit einer Zerlegung in einzelne Wellenelemente wie z. B. Zylinder- und Kegelelemente. Der Schwerpunkt jedes Wellenelements dient hierbei als Bezugspunkt.

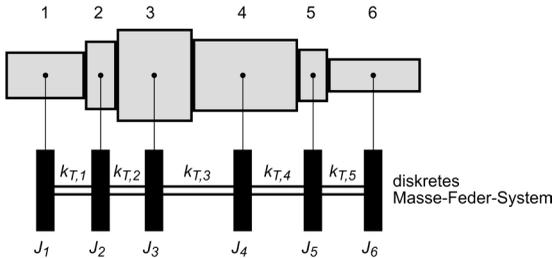


Abbildung 2.2: Diskretes Masse-Feder-System als Modell einer abgesetzten Welle aus Zylinderelementen (in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014))

Abbildung 2.2 zeigt eine solche Zerlegung in zylindrische Körper, wobei sich deren polare Trägheitsmomente  $J_k$  durch

$$J_k = \rho I_p \quad 5$$

mit der Dichte  $\rho$  und dem polaren Flächenträgheitsmoment

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad 6$$

berechnen lassen.

Die Steifigkeit  $k_T$  zwischen zwei Zylinderelementen  $k$  und  $k + 1$  kann durch eine Reihenschaltung der Teilsteifigkeiten der halbierten Zylinder-Elemente angenähert werden gemäß

$$k_T = \left( \frac{1}{k_{T,k}} + \frac{1}{k_{T,k+1}} \right)^{-1} \quad 7$$

mit den Teilsystemsteifigkeiten  $k_{T,k}$  der halben Zylinderlängen  $l_k$  und dem Schubmodul  $G$

$$k_{T,k} = \frac{G I_p}{l_k}. \quad 8$$

### 2.1.4 Pragmatismus bei der Modellbildung von Prüfstandsaufbauten

Für den Betrieb von Prüfaufbauten ist die Kenntnis der (Gesamtsystem-)Eigenfrequenzen des Aufbaus zwingend erforderlich. Je nach Untersuchungsziel und Untersuchungsbereich hinsichtlich der Anregungsfrequenzen müssen diese bereits bei der Konstruktion des Prüfaufbaus berücksichtigt und gegebenenfalls beeinflusst werden. Eine Berechnung basierend auf einem diskreten Mehrmassenmodell bietet sich hier an. Über Erfahrungswerte können hier aus „ingenieurtechnischer Sicht“ und zur Vermeidung „steifer Systeme“ bereits bei der Modellierung des Berechnungsmodells starke Vereinfachungen getroffen und einzelne Elemente als starr angenommen werden (Dresig & Fidlin, 2014, S. 25). Dies gilt insbesondere bei Systemen mit Einzelelementen, welche sich hinsichtlich ihrer Teilsteifigkeiten stark unterscheiden. Als ein Beispiel ist im oberen Teil von Abbildung 2.3 exemplarisch der Abschnitt eines Prüfaufbaus gezeigt, bestehend aus einer Balgkupplung als Ausgleichselement, einem Adapter mit Flansch und Klemmnabe (Klemmadapter), einer Lagerungswelle, einer ZMS-Primärseite<sup>3</sup> als Teil eines Prüflings sowie alle relevanten Verschraubungen. Die Systemkennwerte für die Massen- und Steifigkeitsmatrizen werden über diese Einzelsysteme bestimmt. So sind für das Teilsystem *Balgkupplung* die Kennwerte (Gesamträgheit und Balgsteifigkeit) vom Hersteller gegeben. Aufgrund der vergleichsweise geringen Balgsteifigkeit und der Kupplungssymmetrie wird das System als Zweimassenschwinger modelliert, mit gleich aufgeteilter Trägheit  $J_{BK}$  und der Balgsteifigkeit  $k_{BK}$  als verbindendes Element. Der Klemmadapter ( $J_{Adapt}$ ) hingegen wird aufgrund des großen Flanschdurchmessers und des vernachlässigbar kleinen freien Hohlwellenabschnitts als starr modelliert. Gleiches gilt auch für die ZMS-Primärseite ( $J_{ZMS\_prim}$ ). Die Schrumpfscheibe zur Bereitstellung der Klemmkraft liegt indes selbst nicht im Kraftfluss und muss daher nur durch seine vom Hersteller angegebene Drehträgheit  $J_{Srsch}$  berücksichtigt werden. Gleiches gilt auch für die Schrauben ( $J_{Schr}$ ) der Flanschverbindungen, wobei deren Trägheiten durch den *Satz von Steiner* (siehe z. B. Böge und Böge (2016)) auf die Drehachse des Gesamtsystems bezogen werden. Die Lagerungswelle als letztes Element weist durch den großen Durchmesserunterschied der Zylinderelemente stark unterschiedliche Drehmassen und Steifigkeiten auf. Somit wird auch hier ein Zweimassenschwinger modelliert, mit den Zylinderabschnitt-Trägheiten  $J_{Welle,1}$  und  $J_{Welle,2}$  als Massen und der Steifigkeit  $k_{Welle,1}$  des dünneren Zylinderabschnitts als verbindendes Element. Durch das Zusammenziehen der identifizierten Drehmassen und das Verbinden

<sup>3</sup> Vergleiche auch Kapitel 2.5 zur Funktion und Aufbau des ZMS

der Drehmassen über die Steifigkeitselemente folgt ein Dreimassenschwinger als Berechnungsmodell dieses Prüfaufbau-Teilabschnitts.

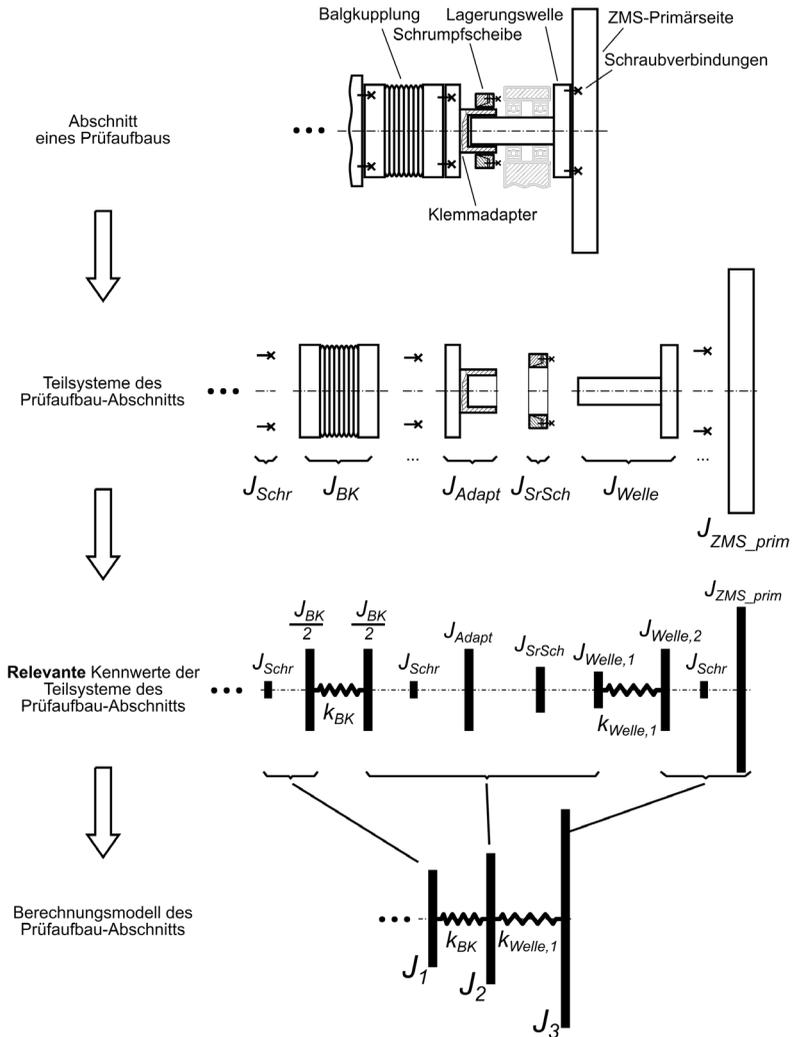


Abbildung 2.3: Pragmatismus bei der Diskretisierung eines beispielhaften (Prüfaufbau-)Systemabschnitts mit stark unterschiedlichen Teilelementsteifigkeiten und -trägheiten

## 2.1.5 Reduktion des Modellumfangs nach Rivin und Di

Berechnungsmodelle nach der *Modellstufe 2* (vgl. Tabelle 2.1) sind primär definiert über ihre Anzahl an Freiheitsgraden, aus der sich die Anzahl der Eigenformen des linearen Systems ergibt. Dabei ist nach Dresig und Fidlin (2014) die Anzahl der Freiheitsgrade und Eigenformen so festzulegen, dass im Kontext einer effizienten und eindeutigen Interpretation von technischen und mathematischen Zusammenhängen möglichst ein Minimalmodell mit wenig Freiheitsgrad zu verwenden ist. Andererseits soll das System Eigenfrequenzen bis oberhalb des Untersuchungsbereichs, z. B. definiert über die Systemanregungsfrequenz, besitzen. Eigenformen oberhalb dieses Frequenzbandes, welche sich aus der initialen Modellierung der berücksichtigten Teilsysteme ergeben haben, sind demnach über geeignete Methoden zu eliminieren.

Etabliert hat sich dafür eine von Rivin vorgeschlagene Methode zur Freiheitsgradreduktion von Torsionsschwingerketten, welche durch Di (1973) aufgegriffen und auch hinsichtlich gedämpfter Schwinger erweitert wurde. Grundlage für die Reduktion nach Di ist ein diskretes Mehrkörpermodell, welches auch Leistungsaufteilungen – wie beispielsweise hervorgerufen durch ein Differentialgetriebe im Antriebsstrang – enthalten kann (Laschet, 1988). Alternativ sind verzweigte Systeme zu „geraden Systemen“ umformbar (Dresig & Fidlin, 2014). Im Gesamtsystem enthaltene Übersetzungsstufen können des Weiteren „für einen besseren Vergleich von Energieinhalten“ durch Bezug aller Parameter (Drehmasse, Drehsteifigkeit, Relativdämpfung) auf eine sogenannte „Bildwelle“ reduziert werden (Dresig & Fidlin, 2014). Diese Reduktion lässt sich über den Energieerhaltungsansatz gemäß Gleichung 9 durchführen (Dresig & Fidlin, 2014). Reduktionen von Trägheiten  $J$  jeglicher Wellen  $W$  über mehrere Übersetzungsstufen  $k$  auf die Bildwelle  $R$  gehen dabei über das reziproke Produkt der quadrierten Einzelübersetzungen  $u_k$  mit ein:

$$J_{red}^R = \frac{J^W}{\prod_{k=1}^K u_k^2} \quad 9$$

Das Übersetzungsverhältnis  $u_k$  lässt sich hierbei aus der Zähneanzahl  $z$  bei Zahnrad- bzw. aus dem Wirkdurchmesser  $d$  bei Zugmittelgetrieben berechnen und steht mit den Winkelgeschwindigkeiten  $\omega$  beider Seiten im Verhältnis (Dresig & Fidlin, 2014):

$$u_k = \frac{z_{k+1}}{z_k} = \frac{d_{k+1}}{d_k} = \frac{\omega_k}{\omega_{k+1}} \quad 10$$

Für die Reduktion der Drehsteifigkeiten und Relativdämpfungen der Systemabschnitte gelten indes die analogen Beziehungen nach Gleichung 9 (Dresig & Fidlin, 2014). Gleichmaßen sind translatorische Massen, wie beispielsweise die Fahrzeugmasse, in eine rotatorische Trägheit umzuformulieren. Hierzu wird analog zu den Übersetzungsstufen der Energieerhaltungssatz herangezogen, sodass für die äquivalente rotatorische Trägheit  $J_{red}$  gilt (Steinhilper, 2012)

$$J_{red} = m \left( \frac{v}{\omega} \right)^2 \quad 11$$

mit der translatorischen Masse  $m$ , der translatorischen Geschwindigkeit  $v$  und der Drehgeschwindigkeit  $\omega$ . Über den Zusammenhang von Drehgeschwindigkeit und Geschwindigkeit bei Abrollvorgängen – wie von Reifen – über den (dynamischen) Radius  $r$  gemäß

$$v = r \omega \quad 12$$

lässt sich die reduzierte Drehträgheit aus Gleichung 11 umformulieren zu:

$$J_{red} = m r^2 \quad 13$$

Diese translatorische Masse lässt sich so in der Torsionsschwingerkette mit berücksichtigen.

Der Ansatz der Freiheitsgradreduktion nach Rivin und Di sieht vor, dass hohe Eigenfrequenzen von Teilsystemen einer Schwingerkette gegenüber ihrer Umgebung kenntlich gemacht und als lokal starrer Körper umformuliert werden. Hierzu wird die Schwingerkette in viele aufeinanderfolgende Teilsysteme mit nur einem Freiheitsgrad zerlegt, deren Eigenfrequenz berechnet und untereinander verglichen. Das Teilsystem mit der höchsten Eigenfrequenz stellt demnach das „steifste“ Teilsystem dar und wird – je nach Teilsystemdefinition – durch Aufteilen der mittleren Drehmasse auf die Nachbarscheiben oder durch Aufteilung der mittleren Drehfeder auf die Nachbarfedern zu einem „starren“ System umformuliert – ein Freiheitsgrad wird eliminiert. Diese Berechnung wird so lange iterativ wiederholt, bis alle Eigenfrequenzen des reduzierten Systems im angestrebten Frequenzbereich liegen und die Anforderung an ein *Minimalmodell* erfüllt wird. Für eine tiefere mathematische Ausführung des Reduktionsverfahrens sei indes auf Literatur wie Dresig und Fidlin (2014) oder Laschet (1988) verwiesen.

## 2.2 Begrifflichkeiten und Zusammenhänge harmonischer Schwingungen

Die harmonische Schwingung ist eine Sonderform der periodischen Schwingung, deren Zeitverlauf durch eine Kosinus- bzw. Sinusfunktion beschrieben werden kann. Durch diese Eigenschaft lassen sich vereinfacht Beziehungen zwischen harmonischen Signalen gleicher Kreisfrequenz herstellen. Zur Erläuterung kann gemäß (DIN 1311-1:2000-02, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2000) eine harmonische Schwingung angegeben werden durch:

$$x(t) = \hat{x} \cos(\omega t + \varphi_0) \quad 14$$

Darin beschreibt  $\hat{x}$  die *Amplitude* der Schwingung,  $\omega$  die *Kreisfrequenz* der Schwingung,  $t$  die Zeit und  $\varphi_0$  den *Nullphasenwinkel*. Das Argument

$$\varphi(t) = \omega t + \varphi_0 \quad 15$$

wird als *Phasenwinkel* bezeichnet.

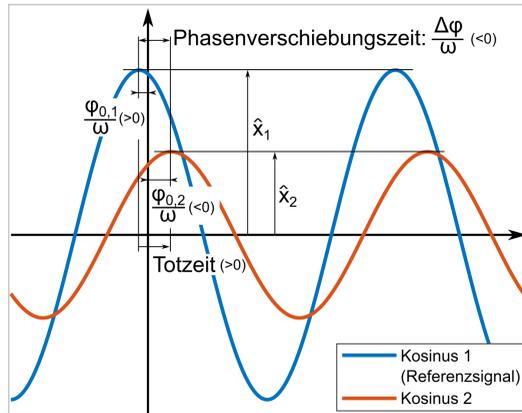


Abbildung 2.4: Größen und Zusammenhänge zweier harmonischer Schwingungen

Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge zweier Schwingungen sind in Abbildung 2.4 zwei beispielhafte Verläufe gezeigt, in blau ein um  $\varphi_{0,1}$  vorgezogener Kosinus und in rot ein um  $\varphi_{0,2}$  verzögerter Kosinus. Beide Schwingungen weisen die gleiche Kreisfrequenz auf. Nach (DIN 1311-1:2000-02, DIN Deutsches

Institut für Normung e. V., 2000) ergibt sich dann als zeitlicher Zusammenhang der *Phasenverschiebungswinkel* zu:

$$\Delta\varphi = (\omega t + \varphi_{0,2}) - (\omega t + \varphi_{0,1}) = \varphi_{0,2} - \varphi_{0,1} \quad 16$$

Die daraus berechenbare *Phasenverschiebungszeit*  $\frac{\Delta\varphi}{\omega}$  lässt sich durch Zuziehen der Kreisfrequenz  $\omega$  ermitteln. Für das gezeigte praxisnahe Beispiel, in dem ein Signal (Kosinus 2) einem Referenzsignal (Kosinus 1) nacheilt, ergeben sich gemäß den Vorzeichen der Nullphasenwinkel ein negativer Phasenverschiebungswinkel sowie eine negative Phasenverschiebungszeit.

In der Praxis, wie auch in dieser Arbeit, wird stattdessen oft bei zeitlichen Verzögerungen von einer sogenannten *Totzeit* gesprochen. Als Konvention entspricht diese der konjugierten Phasenverschiebungszeit. Eine positive Totzeit führt demnach zu einer zeitlichen (Signal-)Verzögerung.

Neben der zeitlichen Beziehung lässt sich die Verstärkung oder Verringerung einer Schwingung über die Amplituden quantifizieren. Hierzu wird die Amplitude des interessierenden Signals (hier: Kosinus 2) mit dem Referenzsignal (hier: Kosinus 1) in das Verhältnis gestellt. Das Amplitudenverhältnis ergibt sich demnach zu:

$$Amp_{vhl} = \frac{\hat{x}_{Signal}}{\hat{x}_{Referenzsignal}} = \frac{\hat{x}_2}{\hat{x}_1} \quad 17$$

## 2.3 Verbrennungsmotorinduzierte Schwingungen im Kfz-Antriebsstrang

Die Summe der antreibenden Teilsysteme eines Fahrzeugs wird als Antriebsstrang bezeichnet. Bei einem konventionellen Fahrzeug besteht dieser – wie Abbildung 2.5 beispielhaft zeigt – aus dem Verbrennungsmotor, dem Kupplungssystem mit Schwingungsdämpfer, dem Getriebe mit Gelenkwellen zum Heckdifferential und den Seitenwellen mit den Rädern.

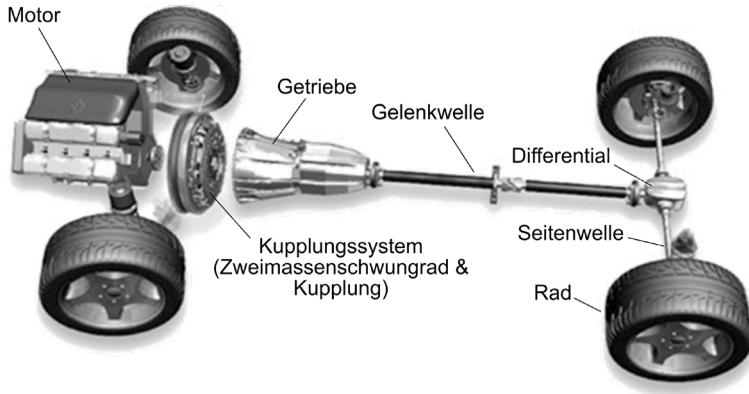


Abbildung 2.5: Struktur eines beispielhaften konventionellen Antriebsstrangs (Dresig & Fidlin, 2014)

Dieser Antriebsstrang kann im Betrieb aufgrund seiner drehnachgiebigen Teilsysteme unterschiedlichste Schwingungsformen ausprägen, wobei die Hauptanregung von Triebstrangschwingungen durch den Verbrennungsmotor hervorgerufen wird. Dabei sind die Schwingungsphänomene hinsichtlich ihrer Möglichkeit des Auftretens von der Fahr situation des Fahrzeugs abhängig. So treten beispielsweise Ruppffänomene des Kupplungssystems nur bei Anfahrvorgängen auf, bei der sich die Kupplung im Schlupf befindet, jedoch Rasselphänomene in fast allen Fahrzuständen einschließlich Leerlauf. Der Fahrer kann diese Ausprägungen als Geräusche oder Schwingungen wahrnehmen – allgemein bezeichnet als Noise-, Vibration-, Harshness-Phänomene (kurz: NVH-Phänomene).

Im Kontext der Bestrebungen zu einer Minimierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen – als Beitrag zur Erreichung der durch das EU-Klimapaket definierten Klimaziele (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU), 2018) – stellt die weitere Effizienzoptimierung heutiger automobiler Antriebsstränge einen wichtigen Baustein dar. Hierzu wird zum einen auf der Motorenseite durch Motorstrategien wie Downsizing, Downspeeding und Zylinderabschaltungen (Basshuysen & Schäfer, 2017; Kroll et al., 2014) der Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Ausstoß reduziert und zum anderen auf der Triebstrangseite durch den Einsatz von Schmierölen niedrigerer Viskosität Wirkungsgradoptimierungen durchgeführt:

- Downsizing

Durch ein Herabsetzen der mittleren Motordrehzahl und Anhebung des Motormoments zur Leistungsbeibehaltung lässt sich eine Verbrauchsminderung umsetzen (Kroll et al., 2014). Gleichzeitig lässt sich durch den

Einsatz von Getrieben mit mehreren Gängen oder längeren Übersetzungen ein häufigerer Betrieb in verbrauchsgünstigeren Bereichen erzielen (Basshuysen & Schäfer, 2017).

- Downsizing und Zylinderabschaltung  
Beim Downsizing werden durch eine Verringerung des Hubvolumens die Reibungs- und Wärmeübergangsverluste reduziert (Golloch & Merker, 2005). Die mit der Hubraumverringerung einhergehende Leistungsminimierung wird dabei durch eine (thermodynamisch günstige) Aufladung der Motoren erreicht. Ein gleiches kann durch die Abschaltung einzelner Zylinder erreicht werden (Basshuysen & Schäfer, 2017).

### 2.3.1 Funktionsweise, Kinematik und Kinetik des Hubkolben-Verbrennungsmotors

Über die Jahrzehnte der Fahrzeugentwicklungen wurden unterschiedlichste Bauformen von Hubkolbenmotoren erfunden. Die im Automobilbereich dabei am meisten vertretene Bauform ist der Viertakt-Reihenmotor, bei dem sich die einzelnen Zylinder (Kurbeltriebe) in Reihe befinden und nacheinander gezündet werden. Die in dieser Arbeit betrachtete motorinduzierte Schwingungsanregung bezieht sich auf diese Bauform, sodass – zum Verständnis der unterschiedlichen Schwingungsanregungsmechanismen – im Folgenden näher auf die Wirkweise und die auftretenden Kräfte eines Kurbeltriebs eingegangen wird. Die Aufarbeitung erfolgt auf Basis der Literatur von Basshuysen und Schäfer (2017), Dietsche und Reif (2011) und der Zusammenfassung von Berger (2012)<sup>4</sup>.

Kernbestandteil des Kurbeltriebs sind die in Abbildung 2.6, links dargestellten Bauelemente. Es ist ersichtlich, wie die geführte, lineare Kolbenbewegung durch die Pleuelstange und die Kröpfung der Kurbelwelle in eine rotatorische Bewegung umgewandelt wird. Die hierbei im und am Kurbeltrieb primär auftretenden Kräfte sind in Abbildung 2.6, rechts gezeigt und gliedern sich nach der

- äußeren Kraft  $F_{Gas}$  als Funktion des Gasdrucks im Brennraum,
- den oszillierenden Massenkräften  $F_{Kolben}$  und  $F_{Pleuel\ osz}$  sowie
- den rotierenden Massenkräften  $F_{Pleuel\ rot}$ ,  $F_{Kurbelkröpfung\ rot}$  und  $F_{Gegengewicht}$ .

---

<sup>4</sup> Abschlussarbeit des Autors (unveröffentlicht)



Zylinders über ein komplettes Arbeitsspiel ( $720^\circ$ ) ist in Abbildung 2.8, links gezeigt. Der Verlauf der radialen Kraftkomponente, welche zum Motormoment keinen Beitrag leistet, jedoch für Verbrennungsmotoraxialschwingungen von Relevanz ist, ist in Abbildung 2.8, rechts dargestellt.

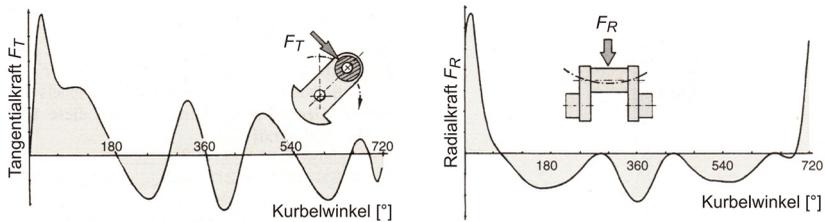


Abbildung 2.8: Tangentialkraft- und Radialkraftverlauf eines Einzylindertriebwerks (Basshuysen & Schäfer, 2017)

Für Mehrzylindermotoren wie den Reihenmotoren ergibt sich durch die vektorielle Überlagerung der Tangentialkraftverläufe der einzelnen Zylinder ein gänzlich anderer Verlauf. Die Phasenverschiebung der einzelnen Tangentialkraftverläufe ergibt sich dabei aus der Zylinderanzahl und -anordnung, der Pleuelzapfenanordnung sowie der Zündfolge und ist damit charakterisierend für die Bauart des Motors (Dietsche & Reif, 2011). Beispielhaft ist in Abbildung 2.9 der Tangentialkraftverlauf von nur einem Zylinder eines Viertakt-Sechszylinder-Reihenmotors (links) und der überlagerte Tangentialkraftverlauf aller sechs Zylinder (rechts) gezeigt. Zu erkennen ist die starke Reduzierung der Tangentialkraftschwankung und die Glättung der Tangentialkraftspitzen.

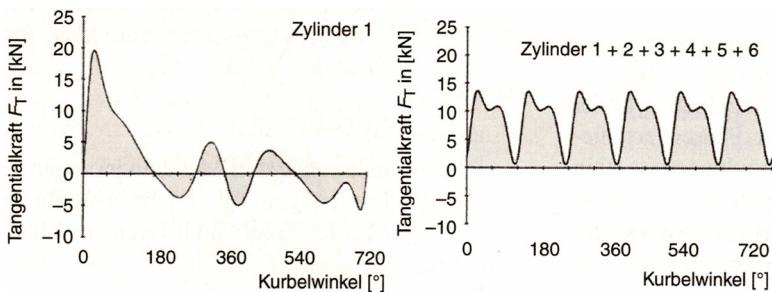


Abbildung 2.9: Überlagerte Tangentialkräfte eines Viertakt-Sechszylinder-Reihenmotors (Basshuysen & Schäfer, 2017)

Mathematisch kann gezeigt werden, dass das Motormoment, welches aus diesem Tangentialkraftverlauf resultiert, in harmonische Teilschwingungen zerlegt werden kann. Die dominierende Teilschwingung mit der (Hauptanregungs-)Frequenz  $f_h$  ergibt sich dabei aus der Zündordnung  $i$ , der Zylinderzahl  $z$  und der aktuellen Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  zu:

$$f_h = i z \frac{n}{60} \quad 18$$

Die Zündordnung  $i$  folgt aus der Anzahl an Zündungen pro Kurbelwellenumdrehung eines einzelnen Zylinders, welche charakteristisch für das Arbeitsverfahren des Motors ist (Zweitaktmotor: 1 / Viertaktmotor: 0,5). Abschließend ist in Abbildung 2.10 der typische Drehmomentverlauf am Kurbelwellenausgang für einen Viertakt-Vierzylindermotor dargestellt.

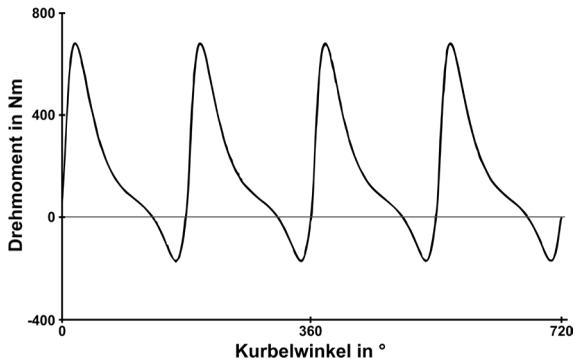


Abbildung 2.10: Exemplarischer Verlauf des Drehmomentes eines Vierzylindermotors (Dresig & Fidlin, 2014)

### 2.3.2 Schwingungen des Triebwerks

Bisher wurde das Triebwerk als starres System mit konzentrierten Parametern betrachtet. Viele Phänomene im Triebstrang resultieren jedoch aus dem dynamischen Schwingungsverhalten des Verbrennungsmotors, welches aus den Massen und Nachgiebigkeiten der Triebwerkskomponenten rührt. Die sich hierbei ausbildenden Schwingungen können nach Torsionsschwingungen, Biegeschwingungen und Axialschwingungen unterschieden werden, welche im Allgemeinen nicht isoliert voneinander auftreten, sondern durch die gekröpfte Kurbelwellenform gekoppelt sind, vergleiche Lang (1966) und Zürbes (1992).

### **2.3.2.1 Torsionsschwingungen**

Anfang des 20. Jahrhunderts waren Torsionsschwingungen die ersten bekannten Schwingungsphänomene an Kurbelwellen, welche durch Resonanzschwingungen in der Kurbelwelle zu erheblichen Dauerbrüchen der selbigen führte (Zürbes, 1992). Besonders anfällig für Resonanzzustände in Kurbelwellen sind schnelllaufende, vielzylindrige Motoren, da gerade hier durch die großen Drehmassen und die geringeren Steifigkeiten die Eigenfrequenzen abfallen und damit in den Betriebsbereich rücken (Kritzer & Lüthin, 1960). Über die Änderung von Gestaltparametern der Kurbelwelle wie der Kurbelzapfendurchmesser, die Zylinderabstände u. w. wird als Gegenmaßnahme versucht die Eigenfrequenzen zu erhöhen, um Schädigungen durch Resonanzzustände zu vermeiden.

### **2.3.2.2 Biegeschwingungen**

Biegeschwingungen der Kurbelwelle treten insbesondere durch eine mehrdimensionale Bewegung des Schwungrads in Erscheinung. Die zwei wichtigsten Anregungsarten dieser Schwingung sind eine Anregung durch Triebwerkskräfte und Kreismomente des Schwungrads und eine Anregung durch eine Wechselverdrebeanspruchung der Kurbelkröpfungen.

#### **2.3.2.2.1 Biegeschwingungen durch Triebwerkskräfte und Kreismomente**

Das Schwungradtaumeln aufgrund von Triebwerkskräften und Kreismomenten lässt sich anhand eines vereinfachten biegeelastischen Wellensystems von einem Zylinder und dem angeflanschten Schwungrad (siehe Abbildung 2.11) rechnerisch nachvollziehen. Dabei kann jedoch die Schwungradbewegung nicht allein durch die üblichen rotodynamischen Berechnungsansätze wie z. B. bei Gasturbinen beschrieben werden, da durch die an der Kurbelwelle angreifenden periodischen Gas- und Massekräfte weitere Anregungen mit berücksichtigt werden müssen (Kritzer, 1957). Auf eine Herleitung und eine genaue Ausführung der Schwungradbewegung wird an dieser Stelle verzichtet und auf Literatur von Kritzer (1957), Dresig und Holzweißig (2011) oder auch zusammenfassend Berger (2012) verwiesen.



### 2.3.2.3 Axialschwingungen

Die dritte signifikante Schwingungsform, um die es vertiefend in Kapitel 8 dieser Arbeit gehen wird, ist die Axialschwingung in der Kurbelwelle und am Kurbelwellenflansch. Charakterisiert ist diese durch eine periodische Längung und Verkürzung der Kurbelwelle in axialer Richtung, d. h. in Richtung ihrer Hauptachse. Ähnlich zu den Biegeschwingungsphänomenen kann auch hier zwischen zwei Anregungsmechanismen unterschieden werden: einer axialen Längung durch die radial wirkende Kurbelkraft sowie einer axialen Längung durch Torsionsmomente in der Kurbelwelle (Kritzer, 1961).

#### 2.3.2.3.1 Axialschwingungen durch Radialkräfte an der Kurbelwelle

Wie durch Kritzer (1961) beschrieben, ist für den axialen Ausschlag hauptsächlich die auf die Kurbelkröpfung wirkende Radialkraft der Kurbelstange (vgl. auch Abbildung 2.7) verantwortlich. Um diese Kraft in eine Längsschwingung zu überführen, wird nach Benz (1960) vereinfachend die Kurbelwelle als elastisches Ersatzsystem mit konzentrierten Massen in den Wellenzapfen und verbindenden Steifigkeiten formuliert, siehe Abbildung 2.13.

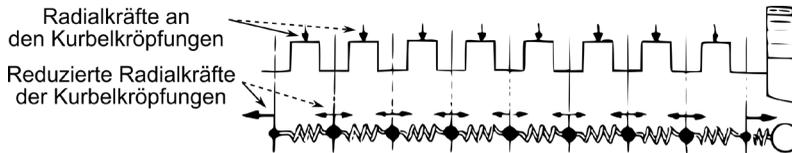


Abbildung 2.13: Mehrfach gekröpft Kurbelwelle, elastisches Ersatzsystem und längererregte Kräfte (nach Benz (1960))

Durch den Freischnitt einer Kröpfung ergibt sich das Modell in Abbildung 2.14, links.

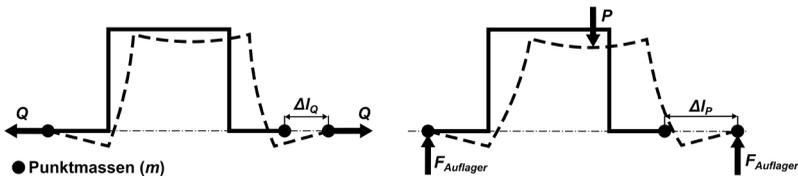


Abbildung 2.14: Elastische Verformung der Kurbelkröpfung bei Belastung in Längsrichtung (links) und bei Belastung durch die radiale Kurbelkraftkomponente (rechts) (nach Benz (1960))

Zu erkennen ist, wie sich die Massepunkte aufgrund einer Kraft auseinander bewegen und sich die Kröpfung – zugelassen durch die nachgiebige Gleitlagerung der Wellenzapfen – durchbiegt. Nach Benz (1960) kann diese Längung  $\Delta l_Q$  aufgrund einer Kraft  $Q$  mathematisch über die Gleichung

$$\Delta l_Q = Q L_Q \quad 19$$

angegeben werden, wobei  $L_Q$  die Elastizität der Kröpfung darstellt.

Wird die Kröpfung zusätzlich mit der genannten Radialkraft  $P$  (radial wirkende Pleuel-Stangenkraft) belastet, ergibt sich eine zusätzliche Längung  $\Delta l_P$ , welche zusammen mit der Längselastizität  $L_P$  des Kurbelwellenabschnitts nach der Gleichung

$$\Delta l_P = P L_P \quad 20$$

berechnet werden kann, siehe Abbildung 2.14, rechts. Die Gesamtlängung ergibt sich somit aus der Summe beider Längungen zu

$$\Delta l = P L_P + Q L_Q \quad 21$$

und damit die Längskraft  $Q$  basierend auf einer Radialkraft und Gesamtlängung einer Kröpfung (siehe auch Abbildung 2.15) zu:

$$Q = \frac{\Delta l}{L_Q} - P \frac{L_P}{L_Q} = \frac{x_b - x_a}{L_Q} - P \frac{L_P}{L_Q} \quad 22$$

Durch Berücksichtigung der Massenkkräfte sind die Bewegungsgleichungen gemäß Abbildung 2.15 für das reduzierte System aufstellbar:

$$m_b \ddot{x}_b + \frac{x_b - x_a}{L_Q} = P \frac{L_P}{L_Q} = P_{axial} \quad 23$$

$$m_a \ddot{x}_a - \frac{x_b - x_a}{L_Q} = -P \frac{L_P}{L_Q} = -P_{axial} \quad 24$$

Daraus kann gefolgert werden, dass für Längsschwingungsuntersuchungen der Kurbelwelle die periodische, radial wirkende Pleuel-Stangenkraft  $P$  auf die Kröpfung über das Verhältnis der Nachgiebigkeiten  $\frac{L_P}{L_Q}$  in eine axiale Ersatzkraft  $P_{axial}$  umgerechnet werden kann (Benz, 1960). Es folgt

$$P_{axial} = P \frac{L_P}{L_Q}$$

wobei nach Benz (1960) das Kröpfungsformabhängige Verhältnis  $\frac{L_P}{L_Q}$  in etwa mit 2 abgeschätzt werden kann. Demnach entspricht die Längskraft der doppelten Radialkraft.



Abbildung 2.15: Reduziertes Ersatzsystem einer Kurbelkröpfung (Benz, 1960)

### 2.3.2.3.2 Axialschwingungen durch eine Wechselverdrebeanspruchung der Kurbelzapfen

Eine weitere – eher sekundäre – Anregung von Axialschwingungen wird durch ein Wechseldrehmoment der vorausgehenden Zylinder hervorgerufen (Draminski & Warming, 1942). Dieses an der Kröpfung anliegende Moment sorgt für eine Verkippung der Achse des Kröpfungszapfens bezüglich der Kröpfungsebene. Dadurch werden die Kurbelwangen entsprechend der Periodizität des Kurbelwellenmoments auf Biegung und der Kurbelzapfen auf Torsion belastet. Es kommt zu einer Verkürzung der Kurbelwelle (Axialversatz). Zur Anschauung ist diese Verformung für eine Kröpfung auf Basis eines Kurbelwellenmoments  $M_K$  in Abbildung 2.16 schematisch dargestellt.

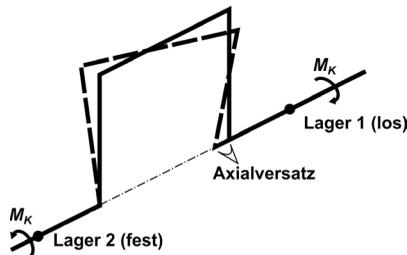


Abbildung 2.16: Axialversatz aufgrund einer Wechselverdrebeanspruchung einer Kurbelkröpfung (Draminski und Warming (1942) – eigene Darstellung)

Grundannahme bei dieser Modellvorstellung ist, dass in der Kurbelwellenlagerung kein Spiel und keine Nachgiebigkeit auftreten. Die in der Realität vorhandene Nachgiebigkeit durch den Ölfilm des Gleitlagers führt deshalb zu geringeren Axialschwingungen (Draminski & Warming, 1942). Durch das Kurbelwellenmo-

ment als Axialerschwingungsursache kommen besonders hohe Axialerschwingungen bei Torsionsschwingungsresonanzen zum Vorschein.

### 2.3.2.3.3 Zusammenfassung zur Axialerschwingungsanregung

Axialerschwingungsanregungen können auf vielfältige Weise entstehen und werden auf die am Motor angeflanschten Systeme übertragen. Eine strikte Trennung der axialen Anregung von den Torsions- und Biegeschwingungen der Kurbelwelle kann nicht erfolgen. So kann festgehalten werden (Liang et al., 2014):

- Die Axialerschwingung ist an die Dreh- und Biegeschwingung gekoppelt.
- Die Biegeschwingung trägt besonders bei hohen Drehzahlen zur Axialerschwingungsanregung bei.
- Die Torsionsschwingung trägt besonders bei geringen Drehzahlen zur axialen Anregung bei, spielt sie bei hohen Drehzahlen jedoch eher eine untergeordnete Rolle.
- Die Biegeschwingungs- und Axialerschwingungsfrequenz sind identisch, die Torsionsschwingung regt hingegen die Axialerschwingung in der doppelten Frequenz an.

## 2.4 Beispiele verbrennungsmotorinduzierter Schwingungsphänomene

Wie im vorausgehenden Kapitel erläutert, werden durch die Triebstrangkinematik unterschiedlichste Schwingungsformen angeregt. Dabei tritt das Triebwerk mit den nachfolgenden Teilsystemen in Wechselwirkung. Eine gesamtsystemische Betrachtung der Phänomene und deren Anregung sind daher unabdingbar. Für den Fahrer äußern sich diese als komfortbeeinträchtigende Phänomene im fühl- oder hörbaren Bereich (NVH-Phänomene). Im Folgenden werden ohne Anspruch auf Vollständigkeit einige wichtige Schwingungsphänomene des Antriebsstrangs vorgestellt.

### 2.4.1 Kupplungsrupfen und Längsruckeln

Kupplungsrupfen ist eines der bekanntesten Anfahrschwingungen im PKW und wird in verschiedensten Literaturen behandelt, vergleiche Newcombe und Spurr (1972), Jarvis und Oldershaw (1973), Albers und Herbst (1998).

Nach Albers und Herbst (1998) entsteht Rumpfen, wenn sich die Kupplung im Schlupfzustand befindet und periodische Wechseldrehmomente erzeugt, welche im Eigenfrequenzbereich des Antriebsstrangs liegen und das Fahrzeug zu Längsschwingungen anregen. Aufgrund der schlupfenden Kupplung ist der Motor mit Schwungrad und Kupplungsdruckplatte dynamisch vom restlichen Antriebsstrang getrennt (geöffneter Triebstrang), sodass die erste Eigenfrequenz zwischen 8 und 12 Hz liegt (Albers & Herbst, 1998). Damit unterscheidet sich diese erste Eigenfrequenz von der ersten Eigenfrequenz des geschlossenen Antriebsstrangs bei 2–10 Hz, deren Ausprägung z. B. durch schnelle Lastwechsel angeregt wird und als *Ruckeln* bezeichnet wird (Albers, 1994). Ein Vergleich beider Schwingungsausprägungen ist in Abbildung 2.17 gegeben. Zu erkennen ist, dass die größte Verdrehung (Schwingungsknoten) in beiden Fällen in den Achswellen und Reifen stattfindet.

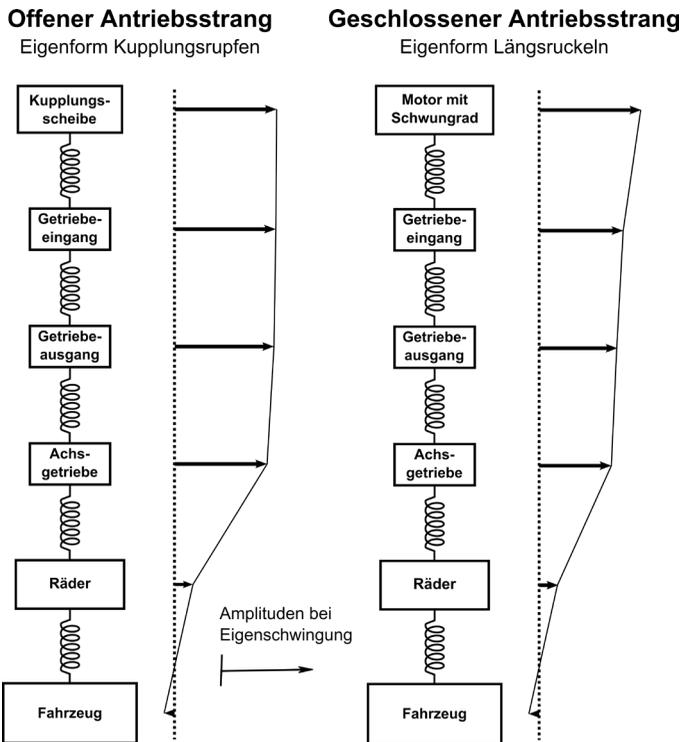


Abbildung 2.17: Eigenform der Rumpf- und Ruckelschwingung eines konventionellen Antriebsstrangs (aus Stier (2015) nach Dresig (2006))

Die Rupfeigenform wird aufgrund des offenen Antriebsstrangs, abgesehen von einer Zwangserregung durch die Kurbelwellenaxialschwingung, üblicherweise nicht von der Motorungleichförmigkeit angeregt. Vielmehr wird zwischen zwei Entstehungsmechanismen unterschieden:

- **Selbsterregtes Rupfen**  
Eine Anregung der Rupfeigenform erfolgt während des Einkuppelns durch eine Zunahme des Übertragungsmoments der Kupplung aufgrund einer Abnahme der Drehzahldifferenz. Diese Änderung ist von den Parametern des Kupplungsbelages abhängig. Der Reibwert fällt mit Zunahme der Gleitgeschwindigkeit ab (Albers & Herbst, 1998).
- **Zwangserregtes Rupfen**  
Beim zwangserregten Rupfen wird durch eine äußere Erregerquelle mit periodischer Anregung ein Wechsellmoment in der Reibfläche erzeugt. Durch den proportionalen Zusammenhang von Anpresskraft und Reibkraft führt dabei eine periodische Anpresskraft zu einem periodischen Moment. Typische Anpresskraftmodulationen können aus Abweichungen von der Planparallelität der Kupplung in Verbindung mit einer nicht fluchtenden Motor-Getriebe Kombination, durch eine Zwangsbewegung des Kupplungssystems durch Axialschwingungen der Kurbelwelle oder durch Taumelbewegungen des Schwungrads hervorgerufen werden (Steinel, 2009). Steinel (2009) merkt an, dass gerade die letztgenannte Anregungsform mit den Motor-Wirkungsgradoptimierungen wie *Downsizing* und *Downspeeding* verstärkt in Erscheinung treten. Analysen von Taumelbewegungen des Schwungrads ließen auf eine 0,5te-Motorordnung schließen, welche auf die Beteiligung von nur einem Zylinder – dem Schwungradnahen – hinweist.

## 2.4.2 Getrieberasseln

Das NVH-Phänomen des Getrieberasseln entsteht durch die in das Getriebe eingeleitete Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors (Kernstock, 2012; Küçükay & Pfeiffer, 1986; Seebacher et al., 2013). Diese Ungleichförmigkeit regt dabei Getriebebestandteile, welche sich nicht im Kräftefluss befinden, wie Losräder, Synchronringe oder Schaltmuffen zu Schwingungen an. Die hörbaren Rassel- und Klappergeräusche werden dabei primär durch das Flankenspiel von aktuell nicht im Leistungsfluss befindlichen Zahnradpaarungen erzeugt. Getrieberasseln kann sowohl in Fahrsituationen als auch im Leerlauf auftreten.

### 2.4.3 Schaltrasseln

Analog zu dem Getrieberasseln wird durch eine Drehungleichförmigkeit der Getriebeeingangswelle ein Rasselgeräusch in den Losteilen des Getriebes hervorgerufen. Der Unterschied liegt in der Drehungleichförmigkeitsanregung, welche hierbei nicht durch die Torsionsschwingung des Verbrennungsmotors hervorgerufen wird, sondern durch die sich im Schlupf befindende Kupplung während einer Schaltphase. Dabei tritt wie beim Phänomen des zwangserregten Kupplungsrupfens eine Kupplungsmomentmodulation durch eine Axial- und Taumelschwingung des Kupplungssystems auf (Tikhomolov et al., 2011).

### 2.4.4 Pedalvibrationen

Pedalvibrationen können von dem Fahrer am Kupplungspedal wahrgenommen werden. Als Ursache können die Axialschwingungen der Kurbelwelle und des Kupplungssystems identifiziert werden, durch die das Kupplungssystem gegen den gehäusefesten Ausrücker schwingt (Fidlin et al., 2009). Die Relativwegänderung führt zu einer Schwankung des Hydraulikdrucks, welche an den Geberzylinder des Kupplungspedals weitergegeben wird. Abhilfemaßnahmen können konstruktive Änderungen an der Kurbelwelle oder am Ausrücklager sowie der Einsatz sogenannter *Kribbelfilter* schaffen (Fidlin et al., 2009).

## 2.5 Torsionsschwingungsreduzierung im Kfz-Antriebsstrang

Wie im vorausgehenden Unterkapitel aufgezeigt wird die überwiegende Anzahl an Schwingungsphänomenen in Kfz-Antriebssträngen durch die Drehmomentungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors hervorgerufen. Um diese Phänomene in ihrer Ausprägung zu reduzieren bzw. zu eliminieren, wird in der Antriebsstrangentwicklung verstärkt versucht, die Ungleichförmigkeit am Getriebeeingang durch zusätzliche Systeme zu minimieren. Dabei lassen sich heutige (System-)Komponenten hinsichtlich ihres Wirkmechanismus – Dämpfung, Isolation, Tilgung – einteilen, wobei übergeordnet zwischen aktiven und passiven Systemen unterschieden wird (Zink & Hausner, 2009). Folgende Gegenmaßnahmen sind dabei prinzipiell durchführbar (Stier, 2015):

#### 1. Passive Maßnahmen

- Schwingungsdämpfung durch Dissipation (Reibeinrichtungen, o. ä.)

- Schwingungsisololation durch Antriebsstrangverstimmung (ZMS, o. ä.)
- Schwingungstilgung mit/ohne Dämpfung (Schwungrad, Fliehkraftpendel u. w.)

2. Aktive Maßnahmen

- Gegenmoment am Motor oder im Triebstrang zur Anregungsverringerung: Geregelttes Hybridmodul (vgl. bspw. Orlamünder (2020)), o. ä.
- Gezielter Schlupfbetrieb der Kupplung (vgl. bspw. Albers (1990), Lutz (1988), Bischofberger et al. (2021) u. w.)

Abbildung 2.18 symbolisiert zusammenfassend die Möglichkeiten für eine Schwingungsreduzierung am und hinter dem Verbrennungsmotor.

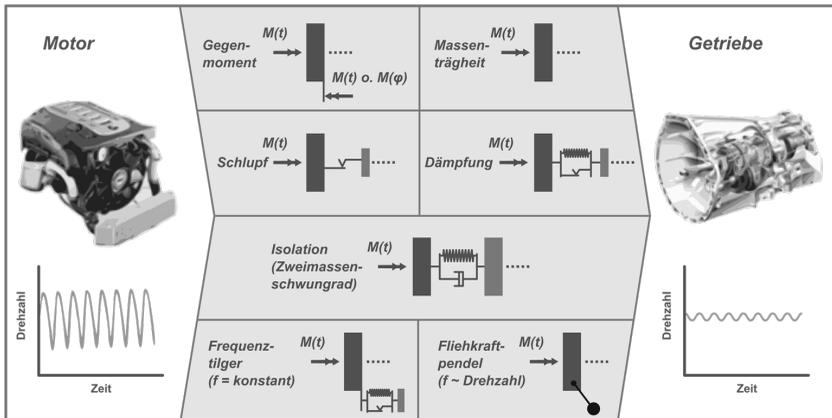


Abbildung 2.18: Möglichkeiten zur Schwingungsreduzierung (Zink & Hausner, 2009)

Einer der wichtigsten und deshalb viel behandelte Vertreter<sup>5</sup> heutiger Isolationssysteme ist das Zweimassenschwungrad (ZMS), ohne das ein Betrieb hochaufgeladener Dieselmotoren – welche bis heute in etwa zu „einer Verdreifachung der maximal möglichen spezifischen Motormomente“ führte – nicht möglich wäre (Zink & Hausner, 2009). Im Gegensatz zu konventionellen Torsionsschwingungsdämpfern in der Kupplungsscheibe, bei dem durch die Federcharakteristik die „reibungsgedämpfte Resonanz“ im Fahrbereich (allgemein zwischen 700 und

<sup>5</sup> Vergleiche (Albers, 1991, 1994; Kooy et al., 2002; Reik et al., 1998)

$2.000 \text{ min}^{-1}$ ) liegt, zielt das Prinzip des ZMS auf eine Verschiebung der Resonanz unterhalb des Leerlaufbereiches ab, der Schwingungsisolator wird überkritisch betrieben (Albers, 1991). Die Masse des konventionellen Schwungrades (vgl. Abbildung 2.19 oben) wird hierzu aufgeteilt und zwischen einer weichen Feder angeordnet (vgl. Abbildung 2.19 unten).

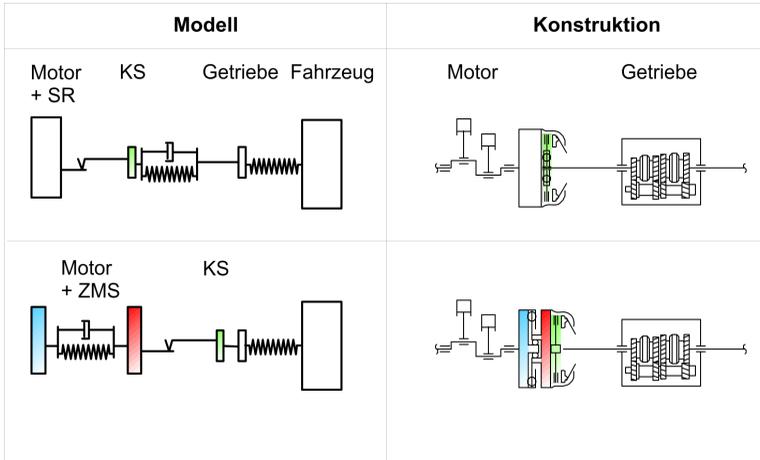


Abbildung 2.19: Modell und schematischer Aufbau eines Antriebsstrangs mit Zweimassenschwungrad (unten) im Vergleich zu einem Antriebsstrang mit konventionellem Schwungrad und Kupplungsscheibendämpfer (oben) (Albers, 1994)

Zum schwingungsdynamischen Vergleich sind in Abbildung 2.20 die vereinfachten Feder-Massen-Modelle des Triebstrangs (a) ohne und (b) mit ZMS gezeigt. In diesen entspricht  $J_1$  der Masse des Motors mit Schwungrad,  $J_2$  der Getriebemasse und die feste Einspannung der vergleichsweise sehr großen Fahrzeugmasse. Als Steifigkeiten sind der konventionelle Kupplungsscheibendämpfer  $k_1$  und der vereinfachte Restantriebsstrang  $k_2$  inklusive dessen Dämpfung  $b_2$  berücksichtigt. Im System (a) ist  $J_1$  als starres Schwungrad ausgeführt, in System (b) wurde das starre Schwungrad der Masse  $J_1$  durch das ZMS ( $J_{11}, J_{12}, k_{ZMS}$ ) ersetzt. Die Vergrößerungsfunktion für beide Systeme ist in Abbildung 2.21 über der Drehgeschwindigkeit eines Vierzylinder-Motors aufgetragen. Die sich ergebende *Ruckeigenfrequenz* bei ca.  $350 \text{ min}^{-1}$  ist für beide Systeme nahezu identisch. Die zweite Eigenfrequenz liegt bei dem System mit Kupplungsscheibendämpfer (durchgezogene Linie) oberhalb der Leerlauf-Drehwinkelgeschwindigkeit  $\omega_{LL}$  und regt durch diese Lage im Fahrbereich potentiell zu Geräuschen wie Getrieberas-

seln an. Der Blick auf die Vergrößerungsfunktion des Systems mit ZMS zeigt hingegen, dass dort die zweite Eigenfrequenz unter die Leerlaufdrehzahl gedrückt wird. Die dritte (Getriebe-)Eigenform beim System mit ZMS ist hingegen nicht dargestellt, da diese oberhalb von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  angeregt wird und sich in der Regel wenig kritisch auswirkt.

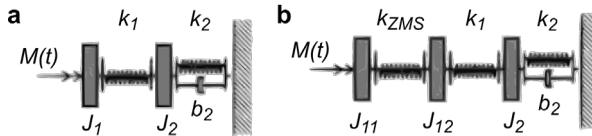


Abbildung 2.20: Vereinfachtes diskretes Modell des Antriebsstrangs mit und ohne Zweimassenschwungrad (Dresig & Fidlin, 2014)

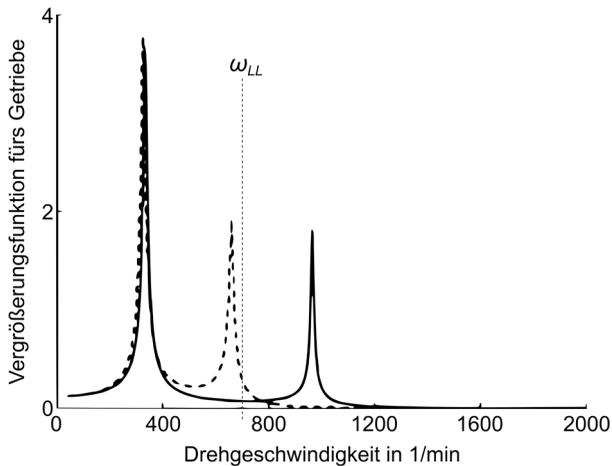


Abbildung 2.21: Vergrößerungsfunktion für die Massenträgheit  $J_2$  für das System mit starrem Schwungrad (durchgezogene Linie) und das System mit Zweimassenschwungrad (gestrichelte Linie) (nach Dresig und Fidlin (2014))

Die Anforderungen an den Schwingungsisolator ZMS sind vielfältig. So soll (Albers, 1994)

- das Getrieberasseln im Leerlauf, Zug und Schub minimiert werden,
- das Ruckeln bei Zug-Schub-Laständerungen vermieden werden sowie
- die Resonanzdurchgänge beim Motorstart und Motorstopp beherrscht werden.

Erreicht wird die überkritische Isolation zur Minimierung des Getrieberassels durch eine möglichst geringe Federrate bei gleichzeitig geringer Dämpfung und Reibung. Zugleich wird für hohe Schwingwinkel des ZMS, wie im Fall von transienten Resonanzdurchgängen oder Lastwechseln, eine möglichst hohe Dämpfung gefordert. Für die konstruktive Umsetzung der weichen Federrate haben sich zwei Systeme etabliert: das ZMS mit Bogenfeder (Schaeffler AG) sowie das ZMS mit einer Reihenschaltung von Zylinderfedern (ZF Friedrichshafen AG), vergleiche Abbildung 2.22.

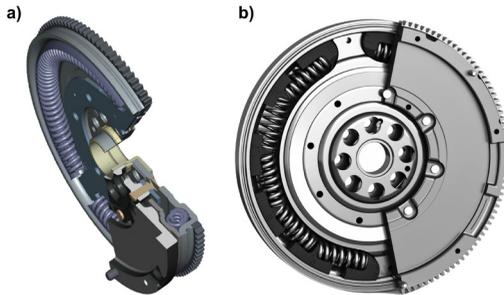


Abbildung 2.22: Zweimassenschwungrad mit a) Bogenfedern (Kooy et al., 2002) und b) Zylinderfedern (ZF Friedrichshafen AG - PKW-Kupplungssysteme, 2017)

Das ZMS<sup>6</sup> besitzt durch die auf die Federn wirkenden Fliehkräfte ein stark ausgeprägtes Reibungsverhalten im Federkanal, welches maßgeblich für die Charakteristik des ZMS verantwortlich ist (Albers, 1994). Aufgrund dessen wurden in unterschiedlichsten Studien Variationen am tribologischen System aus (Bogen-)Feder, Fett, Federkanal und ggf. Federschuhen untersucht, um insbesondere bei den üblichen kleinen Schwingwinkeln im Fahrbereich möglichst nur eine Isolationswirkung ohne Dissipationseffekte zu erreichen (Kooy et al., 2002). Insbesondere für die Resonanzdurchfahrt kommen des Weiteren auch Reibsteuerscheiben zum Einsatz, die ein gewisses Maß an Freiwinkel für eine Schwingungsentkopplung im Leerlauf zulassen, jedoch bei höheren Winkeln im Resonanzdurchgang durch Reibung dem System kinetische Energie entziehen. Gerade bei sehr hoch aufgeladenen Motoren wird heutzutage zur Erreichung der erforderlichen Drehungleichförmigkeitsberuhigung das ZMS mit sogenannten Fliehkraftpendeln<sup>7</sup> – einem drehzahladaptiven Tilger – kombiniert. Diese Pendel sind im Allgemeinen auf der Sekundärseite des ZMS angeordnet, können jedoch auch zur

---

<sup>6</sup> Anm.: Im Folgenden wird nur auf das ZMS in Bogenfederausführung eingegangen.

<sup>7</sup> Siehe auch (Dresig & Fidlin, 2014; Kooy et al., 2002; Zink & Hausner, 2009)

Beruhigung der Nebenaggregatsseite auf der Primärseite angebracht werden, was jedoch erheblich höhere Pendelmassen erfordert (Kooy et al., 2002). Für eine optimale Ausnutzung des Schwingungs-Tilgungseffekts muss das Pendel in seiner Eigenfrequenz angeregt werden. Durch eine spezielle konstruktive Umsetzung kann die wirkende Fliehkraft durch die Rotation der Pendel ausgenutzt werden, um die Tilger-Eigenfrequenz drehzahlvariabel zu gestalten und somit an die Drehungsgleichförmigkeitsfrequenz des Motors zu koppeln. Die Abstimmung der Eigenfrequenz erfolgt dabei auf die hauptanregende Motorordnung.

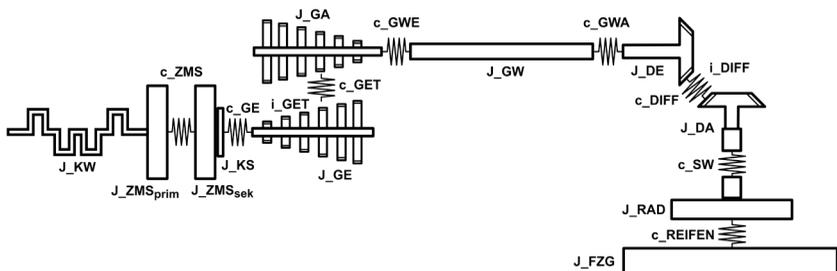


Abbildung 2.23: Modell eines konventionellen Antriebsstrangs (Parameterwerte siehe Anhang A.1 / in Anlehnung an Dresig und Fidlin (2014) und Stier (2015))

Abschließend sollen die typischen Eigenmoden eines konventionellen Antriebsstrangs diskutiert werden. Hierzu werden basierend auf dem in Abbildung 2.23 gezeigten Antriebsstrangmodell und dazugehörig den im Anhang A.1 gegebenen Parameterwerten, welche sich an den Stand der Technik<sup>8</sup> anlehnen, die Eigenmoden und Eigenfrequenzen berechnet. Abbildung 2.24 zeigt die Moden für einen Antriebsstrang im 1. und 4. Gang, bei dem die Freiheitsgrade über das Vorgehen nach Rivin soweit reduziert wurden, dass überwiegend nur noch Eigenformen sichtbar sind, welche im Anregungsbereich des Verbrennungsmotors – ausgehend von der Hauptordnung eines Vierzylinder Viertakt-Motors – liegen. Gut zu erkennen sind die signifikanten Ausprägungen in den Eigenfrequenzen:

- Ruckel-Eigenform bei ca. 3 bzw. 6 Hz
- ZMS-Eigenform bei ca. 15 bzw. 16 Hz
- Rad-Eigenform bei ca. 27 Hz. Diese Eigenform wird üblicherweise stark gedämpft und verursacht im Allgemeinen „kaum signifikante Probleme“ (Dresig & Fidlin, 2014).

<sup>8</sup> Vergleiche (Dresig & Fidlin, 2014; Stier, 2015)

- Getriebeeigenform (Ausgang + Differential) bei ca. 115 bzw. 96 Hz. Das mit dieser Eigenform assoziierte Geräusch wird als Differentialbrummen bezeichnet (Dresig & Fidlin, 2014).
- Getriebe-Eigenform (Eingang) bei ca. 238 bzw. 247 Hz. Diese Eigenform liegt bei einem Vierzylinder-Verbrennungsmotor außerhalb dessen Hauptanregung.

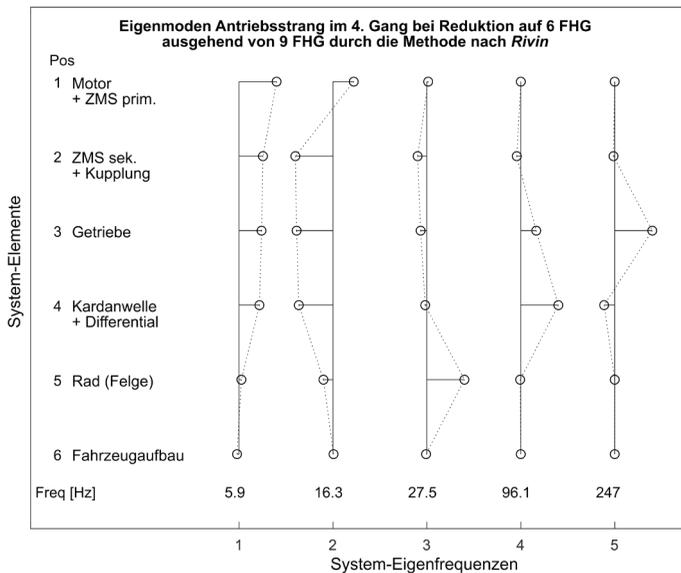
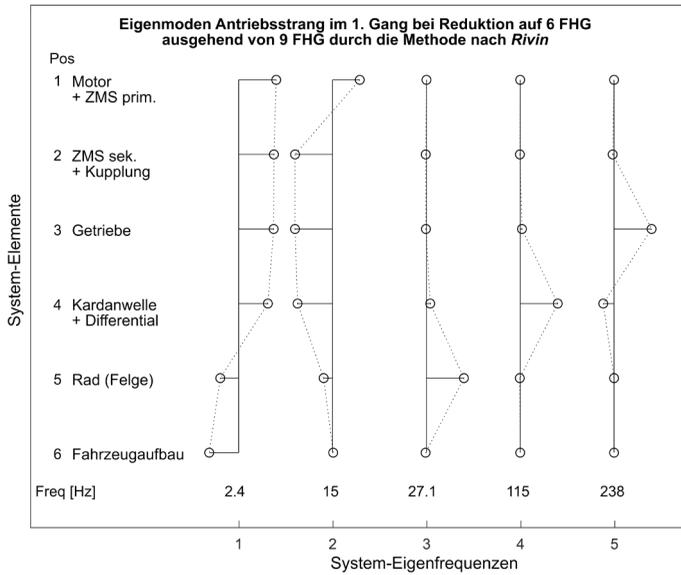


Abbildung 2.24: Eigenmoden des modellhaften konventionellen Antriebsstrangs im 1. und 4. Gang (Modell vgl. Abbildung 2.23 / Parameterwerte vgl. Anhang A.1)

## 2.6 Validierung im Produktentstehungsprozess

In der Literatur zum Thema Validierung und Absicherung in der Produktentwicklung wird mehrfach die Wichtigkeit einer durchgängigen Validierung dargelegt. So kann nach Albers (2010) die Validierung als die zentrale Aktivität im Produktentwicklungsprozess angesehen werden. Auch Thomke und Bell (2001) verweisen darauf, dass Tests eines der wesentlichen Erfolgsfaktoren in der Produktentwicklung darstellen. Deutlich wird dies mit dem Verständnis, dass durch eine kontinuierliche Validierung im Entwicklungsprozess stetig ein Abgleich zwischen Produktzielen und -zwecken mit dem aktuellen Entwicklungsstand erfolgt (Albers, Behrendt, et al., 2016). Daneben regen diese einzelnen Validierungsschritte bei deren Durchführung kontinuierlich wieder neue Lösungen an.

Jedoch nicht nur die vollumfängliche Durchführung selbst ist von Bedeutung, sondern auch deren Zeitpunkt im Produktentstehungsprozess. Eine möglichst frühzeitige und kontinuierliche Validierung sollte hierbei angestrebt werden, um im Fall von änderungsauslösenden Validierungsergebnissen möglichst „aufwandsmi-  
nimal“ Maßnahmen und Änderungen noch in die Wege leiten zu können (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 543). Anhand der sogenannten *Zehnerregel (Rule-of-Ten)* lässt sich schematisch der Zusammenhang von Änderungskosten in den jeweiligen Entwicklungsphasen zeigen: Diese besagt, dass die Änderungskosten von einer Entwicklungsphase zur nächsten um etwa den Faktor 10 ansteigen, vgl. Abbildung 2.25.

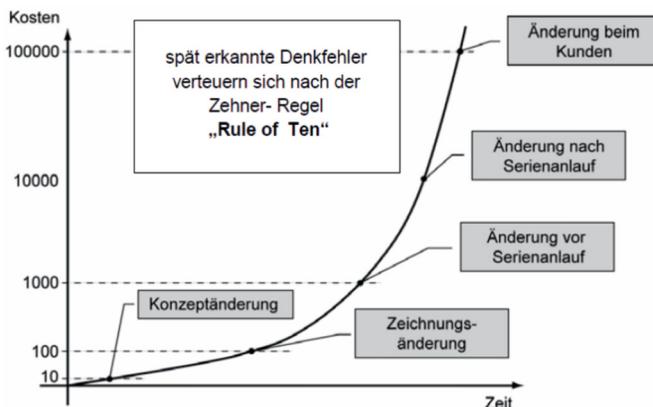


Abbildung 2.25: Rule of Ten (Zehnerregel) – Zusammenhang von Änderungskosten über die Entwicklungsphasen (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) nach Ehrlenspiel (2006))

Mit diesem Bestreben der Vorverlagerung der Validierungsaktivität geht einher, dass die zu validierenden Systeme oftmals nur teilweise vorliegen beziehungsweise die Reifegrade der wechselwirkenden Teilsysteme – beispielsweise die eines Antriebsstrangs – sehr unterschiedlich sind. Die Validierung einzelner Teilsysteme, hinsichtlich einer Überprüfung der Bedarfserfüllung im Gesamtsystemverbund, erfordert jedoch eine Berücksichtigung der Teilsystem-Wechselwirkung mit den Übersystemen. Auch können viele Teilsysteme erst im Systemverbund ihre angedachte Funktion erfüllen und damit abgesichert werden. Gerade in der Antriebssystementwicklung von Fahrzeugen wird dies vermehrt deutlich, in der durch eine immer tiefere Vernetzung von Funktionen – oftmals durch das Zusammenspiel von mechanischen, elektrischen und informationstechnischen Elementen – eine isolierte Subsystemvalidierung nicht mehr durchgeführt werden darf und kann. Demnach muss, sofern die mit dem zu untersuchenden Teilsystem wechselwirkenden Teilsysteme nicht vorliegen oder deren Verwendung nicht zweckmäßig erscheint, die „notwendige Transformation des Teilsystemverhaltens ins Gesamtsystemverhalten mit entsprechenden Restsystemmodellen realisiert werden“ (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 559).

### 2.6.1 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL)

Die Grundidee der Berücksichtigung der Systemumgebung auf Basis virtueller Gesamtsystemmodelle kommt ursprünglich aus dem Bereich der Steuergeräteentwicklung. So wurde bereits im Jahre 1988 durch Powell et al. (1988) das Grundkonzept eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands vorgestellt, welcher die Verbindung von (Regelungs-)Modellen auf Echtzeitsystemen mit physischen Teilsystemen zur Entwicklung von Verbrennungsmotor-Steuergeräten erlaubte, sowie die Durchführbarkeit der Untersuchung aufgezeigt. Im Laufe der Jahrzehnte wurde dieser Grundgedanke weiter aufgegriffen, sodass neben den modellbasierten Entwicklungsansätzen für Steuergeräte und *embedded Systems* wie

- dem Hardware-in-the-Loop-Ansatz (HiL),
- dem Software-in-the-Loop-Ansatz (SiL) oder
- dem Model-in-the-Loop-Ansatz (MiL),

insbesondere der Hardware-in-the-Loop-Gedanke auf weitere Systeme ausgeweitet wurde. Genannt sei hier als jüngeres Beispiel das Testen von Leistungselektroniken elektrischer Antriebssysteme unter dem Begriff der Power-Hardware-in-the-Loop (Power-HiL-Prüfstand) (Bouscayrol, 2008).

„Der IPEK-X-in-the-Loop-(IPEK-XiL)-Ansatz [<sup>9</sup>] nach Albers (Albers & Düser, 2010) (...) greift diese etablierten Ansätze auf, integriert die jeweiligen Vorteile und erweitert diese konsequent um die Belange der Mechanik bzw. Mechatronik sowie der Entwickler aus unterschiedlichen Fachdisziplinen“ (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 559). Der hierdurch geschaffene IPEK-XiL-Ansatz beschreibt somit „das grundlegende Verständnis in der Validierung eines Teilsystems, dieses in das Gesamtsystem, die Umwelt und auch evtl. weitere interagierende Systeme wie bspw. den Fahrer einzubinden“ (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 559). Damit wird am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung dem zu untersuchenden Teilsystem (X-in-the-Loop) ermöglicht, mit dem Restsystem, dem Fahrer und der Umgebung zu wechselwirken, vgl. Abbildung 2.26.

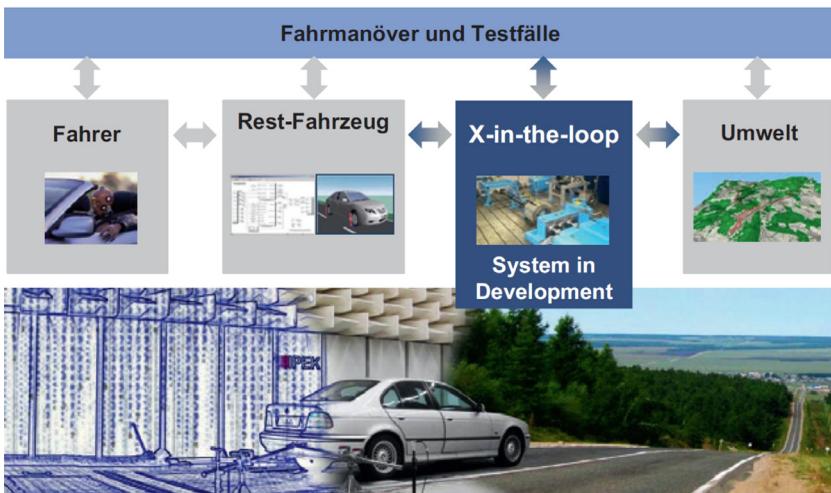


Abbildung 2.26: IPEK-X-in-the-Loop-(IPEK-XiL)-Ansatz (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) auf Basis von Albers und Düser (2008))

Hierbei wird die Einschränkung, dass zu untersuchende Systeme stets nur in virtuelle Gesamtsystem-Umgebungen eingebunden werden, aufgehoben. Die Art der Einbindung und Wechselwirkung muss vielmehr in Abhängigkeit der Systemanforderungen und des Validierungsziels festgelegt werden. Demnach können rein physische, physisch-virtuell gemischte oder rein virtuelle Validierungsumgebungen entstehen (Albers, Behrendt, et al., 2016).

<sup>9</sup> Siehe auch (Albers et al., 2008; Albers & Düser, 2008; Düser, 2010; Geier et al., 2009)

Das zu untersuchende System kann bei der Untersuchung auf unterschiedlichsten Systemebenen vorliegen: als Gesamtsystem, als Teilsystem bis hin zum einzelnen Funktionskontakt. Die Darstellung und Einbindung in die Umgebung aus Restsystem, Umwelt und Fahrer ist im IPEK-X-in-the-Loop-Framework in Abbildung 2.27 für das Beispiel der Fahrzeugentwicklung gezeigt.

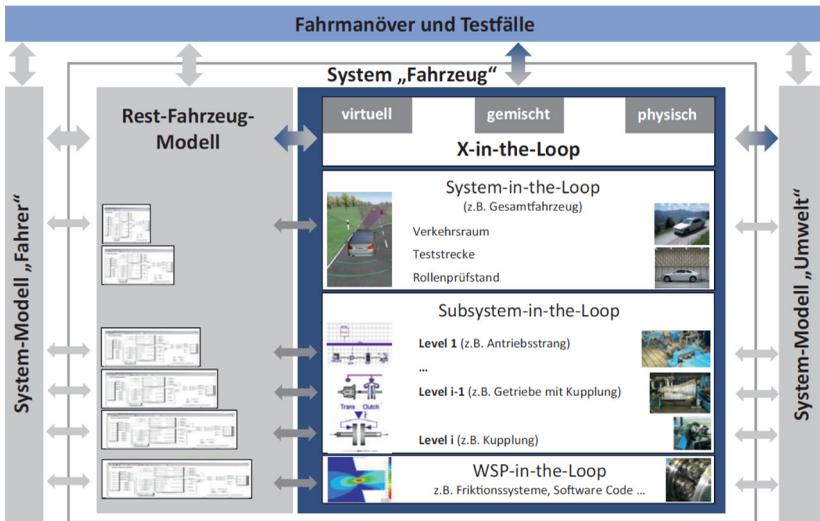


Abbildung 2.27: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (aus Albers, Behrendt, et al. (2016) auf Basis von Albers und Düser (2010) und Albers et al. (2014))

Eine mögliche Lösung des IPEK-XiL-Ansatzes für die Validierung einer physischen Getriebe-Seitenwellen-Einheit ist anhand eines Modells der IPEK-XiL-Architektur (auch: Top-Down-Darstellung) der validierungszielspezifischen Validierungsumgebung – bezeichnet als Validierungskonfiguration (Albers et al., 2018) – in Abbildung 2.28 gezeigt. Durch die dargestellte vertikale Unterteilung wird eine Unterscheidung in die Systeme in Entwicklung (*System in Development* (SiD)) und in die umgebenden Systeme (*Connected Systems* (CS)) getroffen. Liegt der Fokus nicht primär auf einer Absicherung der Eigenschafts- und Funktionserfüllung, sondern auf einem Erkenntnisgewinn, so wird zweckmäßigerweise der Begriff *System under Investigation* (Sul) anstatt SiD verwendet (Albers, Behrendt, et al., 2016). Des Weiteren wird im Modell der IPEK-XiL-Architektur durch die horizontale Unterteilung festgelegt, welche Teilsysteme im Aufbau physisch vorliegen – in diesem Beispiel ZMS, Kupplung, Getriebe und Seitenwellen – und welche Teilsysteme virtuell berücksichtigt werden – in diesem Beispiel Reifen, Chassis, Umwelt,

Fahrer und Motor –. Für diese Art des Aufbaus von Validierungsumgebungen bedarf es dabei an intelligenten und system-spezifisch ausgewählten Umsetzungssystemen, wie Echtzeitumgebungen für die virtuellen Modelle (Simulationsmodelle), physisch-physische Kopplungselemente wie Adapter(-Wellen) ( $KS_{pp}$ ), virtuell-virtuelle Kopplungselemente wie Datenschnittstellen ( $KS_{vv}$ ) und physisch-virtuelle Kopplungselemente wie Aktoren und Sensoren ( $KS_{vp}$ ). Welche und in welcher Form – physisch, physisch als Modell, virtuell, virtuell als Modell – die Systeme in Entwicklung und die Restsysteme abgebildet werden, muss auf Basis des Validierungsziels, des modellhaften Verständnisses vom Gesamtsystem und den Kopplungsmöglichkeiten der einzelnen Systeme entschieden werden (Albers, Behrendt, et al., 2016).

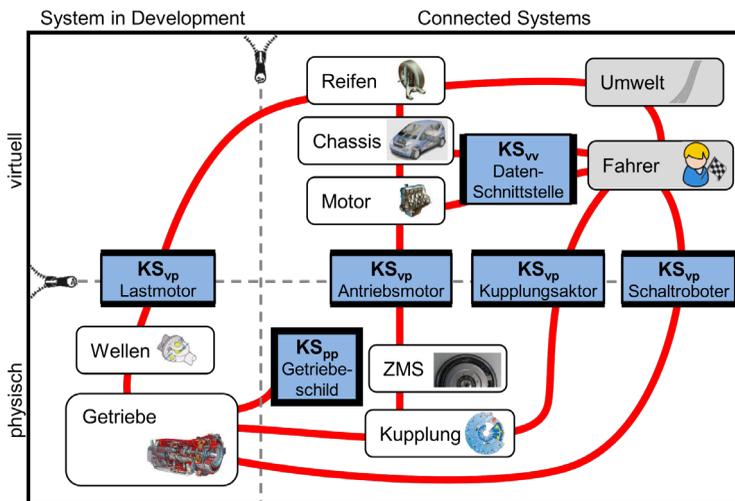


Abbildung 2.28: Beispielhaftes Modell der IPEK-XiL-Architektur einer Validierungskonfiguration zur Validierung einer Getriebe-Seitenwellen-Einheit (aus Pinner (2017) nach Albers, Pinner, et al. (2016))

## 2.6.2 Koppelsysteme im Kontext des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes

Für die Kopplung der einzelnen Teilsysteme und Teilsystemmodelle in der Validierungsumgebung bedarf es demnach an intelligenten und wechselwirkungsspezifischen Lösungen.

### 2.6.2.1 Beschreibung und allgemeine Definition

Die hierzu eingesetzten Systeme können nach Albers et al. (2016) als Koppelsysteme bezeichnet werden. Dabei versucht das „Konzept der Koppelsysteme“ bestimmte Eigenschaften der Systeme zu erklären und Gemeinsamkeiten herauszuarbeiten (Pinner, 2017, S. 99). Allgemein wird der Begriff des Koppelsystems nach Albers et al. (2016) definiert zu<sup>10</sup>:

*„Modelle und Koppelsysteme sind Teil von Validierungsumgebungen. Modelle (virtuelle, physische oder gemischte) repräsentieren dabei relevantes Systemverhalten bei der Durchführung von Validierungsaktivitäten. Koppelsysteme können notwendig sein, um Modelle miteinander zu verbinden. Wenn der Output eines Modells als Input für ein weiteres Modell dient, sind Koppelsysteme all jene Systeme, die zwischen den Modellen angeordnet sind.“*

Gemäß dieser Definition sollen Koppelsysteme die einzelnen Systemmodelle miteinander verbinden und deren Wechselwirkungen ermöglichen (Erfüllung der „Koppelfunktion“ (Pinner, 2017, S. 102)), selbst jedoch kein modellrelevantes und validierungsergebnis-beeinflussendes Verhalten hinzufügen, welches die Validierungsqualität herabsetzt. Eine Klassifizierung von Koppelsystemen nach

- $KS_{pp}$ : Koppelsysteme, die physische Modelle verbinden,
- $KS_{vv}$ : Koppelsysteme, die virtuelle Modelle verbinden und
- $KS_{vp}$ : Koppelsysteme, die virtuelle mit physischen Modellen verbinden

erscheint aufgrund der unterschiedlichen Modellausprägungen als zweckmäßig (Pinner, 2017), siehe auch Koppelsysteme in Abbildung 2.28.

Insbesondere das physisch-virtuelle Koppelsystem ( $KS_{vp}$ ) steht in dieser Arbeit im Fokus, sodass auf dessen Aufbau und Modellbildung im Folgenden näher eingegangen wird. Die Grundlage hierzu bildet das durch Pinner et al. (2015) aufgestellte Beschreibungsmodell in Abbildung 2.29. Dieses zielt auf die Beschreibung und Verdeutlichung der Verbindung zwischen virtuellen und physischen Modellen sowie die Transformation der Flüsse zwischen den Modellen ab (Pinner, 2017). Gemäß dem Beschreibungsmodell werden zur Durchführung der Transformation in jede Flussrichtung drei Modellebenen durchlaufen, wobei jede dieser Ebenen ein gewünschtes oder ungewünschtes Modellverhalten erzeugt. Beispielsweise ist eine gewünschte Flussmodifikation die Transformation einer Spannungsgröße in eine Weggröße, eine ungewünschte Modifikation die Verzögerung einer Stellgröße

---

<sup>10</sup> Deutsche Fassung, siehe Pinner (2017)

(Totzeit). Des Weiteren muss in Abhängigkeit der Verwendung des Koppelsystems in der Validierungskonfiguration entschieden werden, ob Modellteile des Koppelsystems nur der Koppelfunktion zugeordnet werden und/oder auch ein erforderlicher Teil der Modellbildung im Sinne des IPEK-XiL-Ansatzes sind (Pinner, 2017). So kann beispielsweise die zwangsweise vorhandene Rotorträgheit eines zur Kopplung eingesetzten Aktors entweder nur dem Koppelsystem als unerwünschte Flussbeeinflussung zugeordnet werden oder der Rotor stellt selbst ein Trägheitsmodell eines Teilsystems des in der Validierungskonfiguration abzubildenden Gesamtsystems dar und wird nicht mehr dem Koppelsystem zugeordnet (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016).

Eine genauere Erklärung der einzelnen Modellebenen u. a. am Beispiel eines Kupplungsaktors wird durch Pinner (2017) gegeben, sodass an dieser Stelle auf diese Ausführungen verwiesen sei.

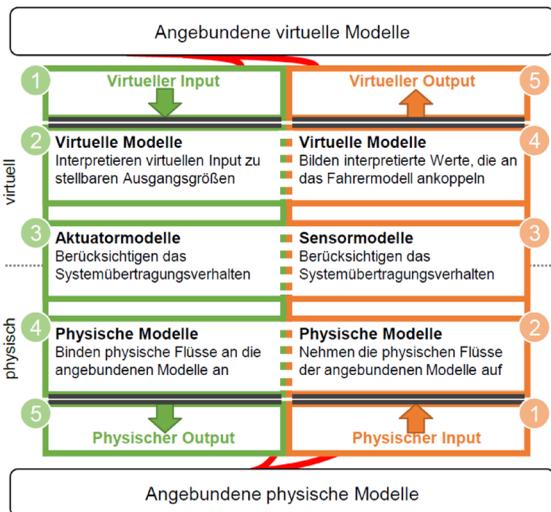


Abbildung 2.29: Beschreibungsmodell für ein physisch-virtuelles Koppelsystem (aus Pinner (2017) nach Pinner et al. (2015))

### 2.6.2.2 Physisch-Virtuelle Koppelsysteme in (schwingungs-)dynamischen Validierungskonfigurationen

Viele gesamtsystemische Schwingungsphänomene lassen sich gemäß der allgemeinen Modelltheorie durch reduzierte, diskrete (Teilsystem-)Modelle simulativ nachbilden und untersuchen. Werden diese virtuellen Teilsysteme neben

physisch vorhandene Systemen in der Validierungskonfiguration integriert, so bedarf es für die dynamische Wechselwirkung physisch-virtuelle Koppelsysteme, welche die Domänen verbinden. Die über das Koppelsystem zu übertragenden Größen wie beispielsweise Drehmomente oder Drehzahlen ergeben sich dabei aus der Kausalität des schwingungsfähigen, mechanischen Systems. Im Bereich der Co-Simulation, in dem virtuelle Modelle meist unterschiedlicher Fachbereiche gekoppelt werden ( $KS_{v,v}$ ), ist diese Kopplung unter dem Begriff *Force-Displacement Coupling* bekannt.<sup>11</sup> Diese Modellvorstellung zur Kopplung kann auch bei der Verbindung von virtuellen und physischen Teilsystemen grundsätzlich herangezogen werden, dennoch ergeben sich aus der Verschiedenheit der Teilsysteme in Bezug auf die Signalflossrichtungen Besonderheiten, welche die erreichbare physisch-virtuelle Wechselwirkungsdynamik bedeutend beeinflusst und somit im Folgenden aufgezeigt werden sollen.

Die genauere Betrachtung von in der Literatur<sup>12</sup> beschriebenen Validierungskonfigurationen, in denen physische und virtuelle Teilsysteme gekoppelt werden, zeigen zwei grundsätzliche Topologien hinsichtlich des (modellhaften) Integrationsortes des Koppelsystems. So veranschaulicht Galm (2015)<sup>13</sup>, dass diese gemäß der Wechselwirkungskausalität bei diskreten Massen-Feder-Modellen bei der Umsetzung des Systemschnitts und der sich daraus ergebenden Signalflossrichtungen unterschieden werden können nach:

- Schnitt nach einer physischen Feder (vgl. Abbildung 2.30 (a), links)
- Schnitt nach einer physischen Masse (vgl. Abbildung 2.30 (a), rechts)

Die Betrachtung der linken Topologie in Abbildung 2.30 (a) verdeutlicht, dass bei einem Systemschnitt nach einer physischen Feder die Drehzahlinformation der anschließenden Masse im virtuellen Teilsystem der physischen Feder aufgeprägt werden muss. Da ein Elektromotor nicht unmittelbar die Drehzahl stellen kann, ist ein zusätzliches virtuelles Modell in Form eines Drehzahlreglers zu integrieren, welches gemäß Abbildung 2.29 dem Koppelsystem zugeordnet werden muss und die Funktion der *Interpretation des virtuellen Inputs zu stellbaren Ausgangsgrößen* hat. Welchen negativen Einfluss dieses Koppelsystem auf das gesamtsystemische Schwingungsverhalten haben kann, wurde durch Berger et al. (2010) im Rahmen einer simulationsgestützten Versuchsplanung für die Untersuchung von Kuppelungsrupfphänomenen am Prüfstand und der dabei eingesetzten Fahrzeugmas-

---

<sup>11</sup> Vergleiche beispielsweise (Busch & Schweizer, 2010)

<sup>12</sup> Vergleiche beispielsweise (Albers, Stier, & Geier, 2013b; Albers & Düser, 2007; Berger et al., 2010; Stier, 2015)

<sup>13</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

sensimulation dargestellt. Weiterführende beispielhafte Studien durch Galm (2015)<sup>13</sup> an einer Validierungskonfiguration mit virtuellem Triebstrang zeigen, dass durch die Integration dieses zusätzlichen Drehzahlreglers der Dynamikbereich der Wechselwirkung auf maximal 15 Hz beschränkt ist. Demnach muss für höhere Wechselwirkungsfrequenzen – wie durch Galm (2015)<sup>13</sup> modellhaft gezeigt und durch erfolgreich durchgeführte Validierungsaktivitäten<sup>14</sup> dargelegt – auf eine Topologie mit einem Systemschnitt nach einer physischen Masse zurückgegriffen werden, vgl. Abbildung 2.30 (a), rechtes System.

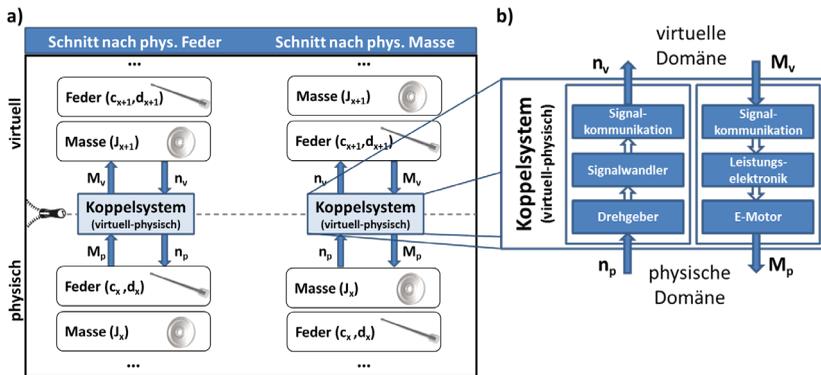


Abbildung 2.30: Mögliche Schnittstellentopologien zwischen physischer und virtueller Domäne (a) sowie beispielhafte Teilsysteme eines physisch-virtuellen Koppelsystems bei einem Systemschnitt nach einer physischen Masse (b) (Berger et al., 2016)

In dieser Arbeit wird sich daher auf diese letztgenannte Topologie bezogen und im Folgenden genauer vorgestellt. Abbildung 2.30 (b) zeigt hierzu beispielhaft ein übliches Koppelsystem für einen physisch-virtuellen Übergang nach einer physischen Masse. Der Pfad der (Drehzahl-)Information der Masse in die virtuelle Domäne erfolgt dabei über (Drehzahl-)Sensoren und deren Signalverarbeitung, der Pfad vom Virtuellen ins Physische erfolgt über Signalkommunikationswege zur Leistungselektronik, welche den Prüfstandsmotor ansteuert. Bereits aus dieser Übersicht wird ersichtlich, dass viele komplexe Teilsysteme mit einzelnen Systemdynamiken miteinander interagieren. Was dies konkret bedeuten kann, wurde bereits theoretisch für den Momentenpfad von der virtuellen zur physischen Domäne gezeigt (Galm (2015)<sup>13</sup>, Stier (2015)). Hierbei kommt es aufgrund von

<sup>14</sup> Vergleiche beispielsweise (Albers, Stier, & Geier, 2013a)

Totzeiten in diesem Pfad des Koppelsystems zu einer Reduktion der *Koppeldämpfung* (Galm, 2015)<sup>13</sup>, welche mitunter zu Systeminstabilitäten führen kann. Eine Erklärung dieses Phänomens kann mathematisch auf Basis der Annahme einer harmonischen Momentenschwingung  $M(t)$  der Amplitude  $\widehat{M}$  und der Kreisfrequenz  $\Omega$  für einen stationären Betriebspunkt gegeben werden:

$$M(t) = \widehat{M} \sin \Omega t \quad 26$$

Unter Voraussetzung einer konstanten Totzeit des Koppelsystems ( $t_{\text{Totzeit},M_{vp}}$ ), als nur eine – jedoch wichtige – Eigenschaft des Übertragungsverhaltens ( $G_{KS,vp}$ ) des Momentenpfades des Koppelsystems, wird die Momentenschwingung um die Phase  $\alpha = \Omega t_{\text{Totzeit},M_{vp}}$  verschoben, sodass sich nach Stier (2015) ein tatsächliches Moment ( $M_{vp}(t)$ ) an der physischen Masse gemäß Gleichung 27 ergibt.

$$M_{vp}(t) = \widehat{M} \sin(\Omega t - \alpha) = \widehat{M} \sin(\Omega(t - t_{\text{Totzeit},M_{vp}})) \quad 27$$

Unter der weiteren Annahme, dass sich üblicherweise das Moment eines (virtuellen) Federelements über einen verdrehwinkelproportionalen Steifigkeitsanteil  $c \Delta\varphi(t)$  und einen verdrehgeschwindigkeitsproportionalen (*Koppel-*)Dämpfungsanteil  $d \Delta\omega(t)$  modellieren lässt, folgen durch Einsetzen und Umstellen von Gleichung 27 die sich durch das Koppelsystem tatsächlich einstellenden Steifigkeits- und Dämpfungsmomente zwischen virtueller und physischer Masse (Stier, 2015):

$$M_{c,vp}(t) = \widehat{M}_{c,vp} \sin \Omega t = (c \Delta\hat{\varphi} \cos \alpha + d \Delta\hat{\omega} \sin \alpha) \sin \Omega t \quad 28$$

$$M_{d,vp}(t) = \widehat{M}_{d,vp} \cos \Omega t = (d \Delta\hat{\omega} \cos \alpha - c \Delta\hat{\varphi} \sin \alpha) \cos \Omega t \quad 29$$

Hierin beschreibt  $\widehat{M}_{c,vp}$  und  $\widehat{M}_{d,vp}$  die sich einstellende Steifigkeits- bzw. Dämpfungsmomentamplitude über den physisch-virtuellen Schnitt,  $\Delta\hat{\varphi}$  die Verdrehwinkelamplitude und  $\Delta\hat{\omega}$  die Verdrehwinkelgeschwindigkeitsamplitude. Die beispielhafte Annahme von zwei Totzeiten für ein Koppelsystem ohne und mit Totzeitverhalten ( $t_{\text{Totzeit},M_{vp,1}} = t_{\text{Totzeit},ideal} = 0$  und  $t_{\text{Totzeit},M_{vp,2}} = \frac{\pi}{4} \frac{1}{\Omega}$ ), welche zu einer Phasenverschiebung von  $\alpha_1 = 0$  und  $\alpha_2 = \frac{\pi}{4}$  führen, verdeutlicht den Effekt der abnehmenden Systemdämpfung anhand des Dämpfungsmoments:

$$M_{d,vp,Totzeit_1}(t) = d \Delta\hat{\omega} \cos \Omega t = M_{d,soll} \quad 30$$

$$M_{d,vp,Totzeit_2}(t) = \frac{1}{\sqrt{2}} (d \Delta\hat{\omega} - c \Delta\hat{\varphi}) \cos \Omega t \quad 31$$

Es kommt zu einer Abnahme der Amplitude des Dämpfungsmomentes, wie die Gegenüberstellung beider Lösungen mit den jeweiligen Totzeiten zeigt:

$$\frac{1}{\sqrt{2}}(d \Delta\hat{\omega} - c \Delta\hat{\varphi}) < d \Delta\hat{\omega} \quad 32$$

Als Korrekturmaßnahme der Dämpfungsänderung wird daher durch Stier (2015) das kontinuierliche Nachführen des virtuell vorgegebenen Dämpfungswertes  $d_{soll\_kor}$  in Abhängigkeit der Solldämpfung  $d_{soll}$ , der Steifigkeit  $c$ , der aktuellen Phasenverschiebung  $\alpha$  und der Anregungsfrequenz  $\Omega$  nach Gleichung 33 vorgeschlagen. Es erfolgt damit eine virtuelle Überhöhung der Dämpfung, welche im Koppelsystem durch die Totzeit wieder kompensiert wird.

$$d_{soll\_kor} = d_{soll} + \frac{c}{\Omega} \sin \alpha \quad 33$$

### 2.6.2.3 Koppelsysteme im Kontext von Echtzeit-Co-Simulationen

Der Ansatz der Co-Simulation ermöglicht das Verbinden von Simulationsmodellen unterschiedlicher Teilsysteme und Fachbereiche zu einem Gesamtsystem. Die zur Kopplung entworfenen Techniken ermöglichen damit den Aufbau rein virtueller Validierungskonfigurationen. Üblicherweise ist dieser Ansatz nicht echtzeitfähig (Zehetner et al., 2014), dennoch bietet das Einbinden von Systemen in Echtzeit – wie beispielsweise physisch vorliegende Hardwarekomponenten – weiteres Potential<sup>15</sup>. Dem gegenüber stehen die auch unter anderem im Kontext physisch-virtueller Validierungskonfigurationen skizzierten Herausforderungen wie beispielsweise die zeitlich korrekte Kopplung der Systeme, die Beherrschung von Signaltotzeiten (möglichst geringe Umlaufzeiten), um die Stabilität von Regelkreisen sicherzustellen sowie der Umgang mit verrauschten Sensorsignalen (Zehetner et al. (2014) auf Basis von Stettinger et al. (2013)). Um diesen Herausforderungen zu begegnen und damit Validierungskonfigurationen auf Basis von in *Quasi-Echtzeit* ablaufenden *Nicht-Echtzeit-Co-Simulationen*, sowie aus in *Echtzeit* ablaufenden *Echtzeit-Co-Simulationen* (Echtzeitsysteme und physische Systeme) aufbauen zu können, wurden im Rahmen eines Forschungsprojekts *ACORTA* die erforderlichen Kopplungsalgorithmen entwickelt und in Anwendungsbeispielen überprüft (Zehetner et al., 2014). Diese Topologie erlaubt es die üblicherweise erforderliche Portierung von Simulationsmodellen in das Echtzeitsystem zu umgehen, sofern diese überhaupt möglich ist (Benedikt et al., 2014). Das dabei zur Totzeitkompensation und zur Signalfilterung eingesetzte modellbasierte

---

<sup>15</sup> Vergleiche auch Kapitel 2.6.1

Koppelement besteht aus einem Systemidentifikations- und einem Extrapolationsteil. Im Identifikationsteil wird auf Basis eines linearen, zeitvarianten Modellansatzes niedriger Ordnung das Systemverhalten der gekoppelten Systeme zur Laufzeit identifiziert (Stettinger et al., 2015). Dieses Modell wird anschließend zur Signalextrapolation herangezogen, wodurch eine Signalfilterung und Totzeitkompensation erreicht werden kann. Anwendung fanden diese Koppelemente zur Echtzeit-Co-Simulation beispielsweise bei der Kopplung von Temperatur-Simulationsmodellen mit realen Motorsteuergeräten oder bei der Regelung einer Abtriebsmaschine an einem Motorprüfstand (Stettinger et al., 2015; Zehetner et al., 2014).

### **2.6.3 Testfalldefinition und Restsystemabbildung**

Nach Ebel (2015) wird unter einem Test die Ermittlung von Systemeigenschaften eines zu untersuchenden Systems verstanden, um – im Kontext der Validierung – zu überprüfen, ob zuvor definierte Ziele, Anforderungen oder Hypothesen ganz, teilweise oder nicht erfüllt werden. Dabei beinhaltet der Test einen Testfall, eine Testumgebung und eine Testinterpretation. Als Testfall wird dabei ein Modell eines Kollektivs von Anwendungsfällen verstanden, welches durch eine Testumgebung umzusetzen ist (Albers, Behrendt, et al., 2016). Die Testumgebung beinhaltet dabei nach Ebel (2015) alle für den Testfall erforderlichen virtuellen oder physischen Modelle oder einzelne Komponenten des Originalsystems selbst. In Anlehnung an Pinner (2017) wird ferner – orientiert am Begriff der Validierungskonfiguration – der Begriff Testkonfiguration eingeführt, welcher für die spezifische Ausprägung einer Testumgebung für einen Test steht. Bei der Testinterpretation wird nach Ebel (2015) das bei der Durchführung des Testfalls erfasste Systemverhalten in Systemeigenschaften überführt, was letztendlich Erkenntnisse über das System und den Test wie Hypothesenverifikationen u. w. liefert.

Im Sinne der Modelltheorie nach Stachowiak und bezüglich der Effizienz der Tests müssen die Testfälle nur so viel abbilden, wie unbedingt für die Testfragestellung und das System nötig sind. Eine direkte Nachbildung der realen Anwendung ist demnach nicht immer zielführend und erforderlich, sodass zum Beispiel auch über „anwendungsferne Testfälle“ auf die Validität des Systems geschlossen werden kann (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 554). Nach Albers, Behrendt, et al. (2016, S. 556) liegt demnach die Herausforderung bei der Definition von Testfällen darin, „einen optimalen Kompromiss zwischen Validierungsaufwand und Sicherheit zu finden.“

Bei der Interpretation der Testergebnisse ist zu beachten, dass diese mitunter umgebungsspezifisch sind, was bedeutet, dass die verwendete Testkonfiguration

mit all ihren Eigenschaften wie Messfehler, Latenzzeiten oder auch Modellverkürzungen mit bei der Ergebnisinterpretation berücksichtigt werden muss (Albers, Behrendt, et al., 2016). Gegebenenfalls muss – sofern die erzielte Ergebnisqualität zur Schließung der Wissenslücke nicht ausreicht – über eine Nachjustierung der Anforderungen an die Testkonfiguration in Bezug auf die einzelne Einflussfaktoren vorgenommen werden (Albers, Behrendt, et al., 2016).

Für die Definition der Testfälle muss ferner festgehalten werden, dass „ein generelles Vorgehen zur Testfalldefinition (...) nicht beschrieben werden [kann], da dies in hohem Maße produkt- und anwendungsfallspezifisch ist. In vielen Fällen liegt auf Seiten der Unternehmen darin auch eine nicht unerhebliche Kompetenz und Erfahrung, welche mit viel Aufwand erarbeitet wurde“ (Albers, Behrendt, et al., 2016, S. 554 f.).

## **2.6.4 Validierung von Schwingungsisolatoren und Torsionsdämpfersystemen**

Die Validierungsmethodik für Zweimassenschwungräder ist – wie bei allen Systemuntersuchungen gegeben – vom Validierungsziel abhängig. So finden sich in der Literatur unterschiedlichste Ausarbeitungen zu durchgeführten Untersuchungen. Zum einen wurden Messungen durchgeführt um das System zu charakterisieren z. B. hinsichtlich seiner quasi-statischen drehzahlabhängigen Reibungseinflüsse oder bezüglich seines Isolationsverhaltens und zum anderen, um Simulationsmodelle zu validieren (Albers et al., 2001; Stier et al., 2009; Sucker, 2015). Im Folgenden sollen, aufbauend auf einer Systemanalyse und der Einführung eines gängigen Modellbildungsansatzes zur Simulation des ZMS, durchgeführte Untersuchungen am Prüfstand mit Bezug zu dieser Arbeit vorgestellt werden.

### **2.6.4.1 Analyse und Modellbildung eines ZMS**

Zum Verständnis der ZMS-typischen Charakteristik ist es erforderlich die inneren Komponenten des ZMS-Systems hinsichtlich ihrer Funktion und Wechselwirkung zu analysieren. Ein beispielhaftes ZMS der Schaeffler AG, welches zugleich in dieser Arbeit durchgängig bei allen ZMS-Untersuchungen als Sul Verwendung findet, ist in Abbildung 2.31 gegeben. Auf der linken Seite ist das ZMS in geschlossener Form gezeigt mit Blick auf die Sekundärseite, an der das Kupplungssystem befestigt wird. Auf der rechten Seite ist das ZMS von der Sekundärseite aus stückweise aufgeschnitten dargestellt. Zu sehen ist die Innenseite der Primärschwungscheibe mit Anlasserzahnkranz, in der zwei zweistufige Bogenfedersets und die äußeren Gleitschalen liegen. Geschlossen wird die Primärschwungscheibe

über den Federkanaldeckel. Sekundärseitig folgen der (Feder-)Mitnehmerflansch und die Reibscheibe, welche mit der Sekundärschwungscheibe vernietet sind. Hier nicht gezeigt, ist eine an der Primärseite befestigte Lagerung, welche die Sekundärseite führt.

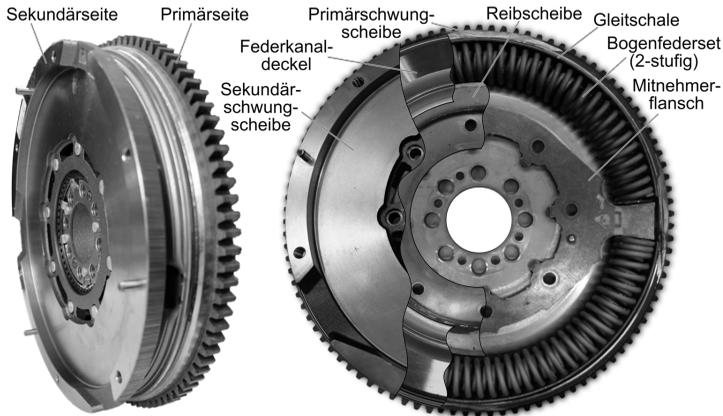


Abbildung 2.31: Aufbau eines Zweimassenschwungrads mit Bogenfedern (eigene Analyse)

Im Rahmen der Karlsruher Schule für Produktentwicklung (KaSPRO) hat sich zur tieferen Systemanalyse hinsichtlich der Gestalt-Funktions-Zusammenhänge als Metamodell der C&C<sup>2</sup>-Ansatz<sup>16</sup> bewährt, sodass – nach einer kurzen Erläuterung der Modellelemente – mit diesem das ZMS näher analysiert werden soll. Die Kernelemente (sog. „Gestaltfunktionselemente“) des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes sind (aus Matthiesen (2021, S. 421 f.) in Anlehnung an Matthiesen (2002) und Albers und Sadowski (2014)):

#### **Wirkflächenpaar (WFP):**

*„Wirkflächenpaare sind Flächenelemente. Sie werden gebildet, wenn zwei beliebig geformte Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern in Kontakt treten und am Energie-, Stoff- und/ oder Informationsaustausch beteiligt sind.“*

<sup>16</sup> Vergleiche (Albers et al., 2009; Albers, Gladysz, et al., 2016; Albers & Sadowski, 2014; Matthiesen, 2002)

### **Leitstützstruktur (LSS):**

*„Leitstützstrukturen sind Volumenelemente. Sie beschreiben Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie und/oder Information zwischen ihnen ermöglichen.“*

### **Connector (C):**

*„Connectoren integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Gestaltungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Sie sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Connectoren haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung. Die Systemumgebung liegt damit im Betrachtungsraum aber nicht im aktuellen Gestaltungsraum.“*

### **Wirkfläche (WF)<sup>17</sup>:**

*„Wirkflächen sind Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise in Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und dann ein Wirkflächenpaar bilden.“*

Mit diesen Elementen lässt sich der Gestalt-Funktions-Zusammenhang des ZMS mit der Hauptfunktion „Isolation des Getriebes von der Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors“ beschreiben. Hierzu ist in Abbildung 2.32 das ZMS aus Abbildung 2.31 ohne Sekundärschwungscheibe, Reibscheibe und Federkanaldeckel gezeigt. Zu sehen sind als Komponenten die ZMS-Primärschwungscheibe mit Gleitschale für die Bogenfeder, der Mitnehmerflansch der ZMS-Sekundärseite sowie zwei ineinander liegende Bogenfedern für die Zweistufigkeit der Steifigkeitskennlinie.<sup>18</sup>

---

<sup>17</sup> Die Wirkfläche ist kein „Kernelement“, sondern ein sog. „Nebenelement“ des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes, welches als weiteres Modellbildungselement genutzt werden kann (Matthiesen, 2021, S. 423).

<sup>18</sup> Anm.: Zur Vereinfachung wird in der Modellierung vorerst nur auf die äußere Feder eingegangen. Eigentlich vorhandene Reibeinrichtungen sind entfernt.

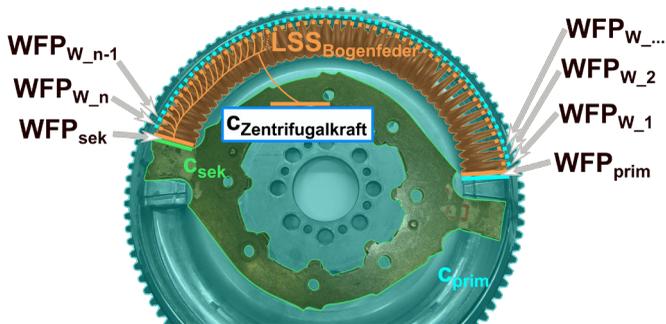


Abbildung 2.32: Gestalt-Funktions-Modellierung des Zweimassenschwungrads in Bezug auf sein Feder-Dämpfer-Verhalten durch den C&C<sup>2</sup>-Ansatz (Albers et al., 2017)

Zusätzlich sind in der Abbildung die Gestaltfunktionselemente des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes mit eingezeichnet, um beispielhaft Zusammenhänge zwischen der ZMS-Gestalt und dem charakteristischen Feder-Dämpfer-Verhalten aufzuzeigen. Hierbei beschreibt der Connector  $C_{\text{prim}}$  das antriebsseitige System durch das im Connector hinterlegte Modell des Verbrennungsmotors und der ZMS-Primärschwungradscheibe inklusive Gleitschale. Dabei bildet dieser Connector Wirkflächenpaare mit der Bogenfeder am primärseitigen Federmitnehmer ( $WFP_{\text{prim}}$ ) und an den äußeren Windungspunkten ( $WFP_{W_1 \dots n}$ ). Die Wirkflächenpaare der äußeren Windungspunkte sind hinsichtlich ihrer Reibungs- und Dämpfungseigenschaft für die ZMS-Funktion von hoher Bedeutung und müssen daher mit beschrieben werden. Die Berücksichtigung der abtriebsseitigen Systemumgebung erfolgt durch den Connector  $C_{\text{sek}}$  und beinhaltet damit den sekundärseitigen Mitnehmerflansch mit Sekundärschwungradscheibe sowie den Restantriebsstrang zum Beispiel als Modell aus Massen und Steifigkeiten. Die Wechselwirkung zwischen diesem Connector und der Bogenfeder erfolgt über das Wirkflächenpaar  $WFP_{\text{sek}}$ , welches am Mitnehmerflansch sitzt. Der letzte äußere Einfluss auf die Bogenfeder erfolgt durch den Connector  $C_{\text{Zentrifugalkraft}}$ , welcher ein von der Primärseitendrehzahl abhängiges Kraftmodell beinhaltet. Alle Wirkflächenpaare stehen über die Leitstützstruktur der Bogenfeder ( $LSS_{\text{Bogenfeder}}$ ) in Verbindung. Die Leitstützstruktur besitzt dabei die Steifigkeitseigenschaft.

Die sich tatsächlich im ZMS ausbildenden Wirkflächenpaare sind stark abhängig vom aktuellen Betriebszustand **und** der Vorgeschichte, vgl. auch Albers (1994). Beispielhaft werden folgend drei Betriebssituationen diskutiert:

### **Leerlauf (geschlossene Kupplung, kein Gang eingelegt)**

Im Leerlauf wird – bis auf ein geringes Reibmoment – kein Drehmoment an den Restantriebsstrang abgegeben. Die Drehzahl ist niedrig, sodass die Bogenfeder entspannt im Federkanal liegt. Im Idealfall bilden sich zwischen dem Federflansch und dem Mitnehmerflansch keine (leistungsübertragenden) Wirkflächenpaare aus. Die Primärseite mit Federnset schwingt im geometrisch festgelegten Freiwinkelbereich des ZMS relativ zum sekundären Mitnehmerflansch.

### **Zug (aus dem Leerlauf)**

Mit Beginn des Zugs wird die gesamte Feder durch das  $WFP_{\text{sek}}$  vorgespannt, da sich die Feder im niedrigen Drehzahlbereich überwiegend am Primärseitenflansch ( $WFP_{\text{prim}}$ ) abstützt. Die Wirkflächenpaare an den Federwindungen ( $WFP_{W_{1...n}}$ ) dienen überwiegend zur Positionsbestimmung der Feder (Information). Erhöht sich die Drehzahl und Vorspannung, wird die in die Feder eingeleitete Kraft über das Wirkflächenpaar des sekundären Mitnehmers ( $WFP_{\text{sek}}$ ) mehr und mehr über die Reibstellen der Windungen ( $WFP_{W_{1...n}}$ ) – durch den fliehkraft- und vorspannungsbedingten Anstieg der Normalkraft – in die Primärseite geleitet. Der Kraftanstieg im primärseitigen Mitnehmer ( $WFP_{\text{prim}}$ ) ist indes nur geringfügig bis stagnierend. Je nach Drehzahl ist die Druckkraft in der Feder vom sekundärseitigen Federende hin zum primärseitigen Federende hin abnehmend. Bei einer nun zusätzlich zur Vorspannung auftretenden dynamischen Wechsellast sind, wieder je nach Drehzahl und Vorspannung, nur die letzten sekundärseitigen Windungen nach dem  $WFP_{\text{sek}}$  aktiv. Die übrigen Windungen sind „abgeschaltet“, siehe auch Albers (1994).

### **Wechsel vom Zug in den Schub (Anlagenwechsel bei hoher Drehzahl)**

Wird das ZMS ausgehend vom Zugzustand bei hoher Drehzahl (siehe vorheriger Absatz) auf Schub belastet, kommt es zu einem Anlagenwechsel des sekundärseitigen Mitnehmers unter Beibehaltung der Federposition und -vorspannung durch die drehzahlbedingten Reibungskräfte der Windungen. Hierbei durchfährt der Mitnehmer den konstruktiv festgelegten und den aus der Vorspannung im Zug hervorgegangenen Freiwinkel, siehe Abbildung 2.33. Es kommt zu einem „harten“ Auftreffen des Mitnehmers auf die vorgespannte Bogenfeder (Kooy et al., 2002, S. 8). Weiter kann, je nach Höhe des Schubmoments und den Reibungskräften in den Windungswirkflächenpaaren, die gesamte Bogenfeder im Bogenfederkanal bis zur Schubseite des primärseitigen Federmitnehmers verschoben werden. Das Auftreffen der Bogenfeder ist als „Plonck“ akustisch wahrnehmbar. Demnach können beim Wechsel vom Zug in den Schub zwei „Schläge“ im ZMS auftreten.

Das gleiche Phänomen kann auch beim Wechsel vom Schub- in den Zugbereich unter ähnlichen Randbedingungen erscheinen.

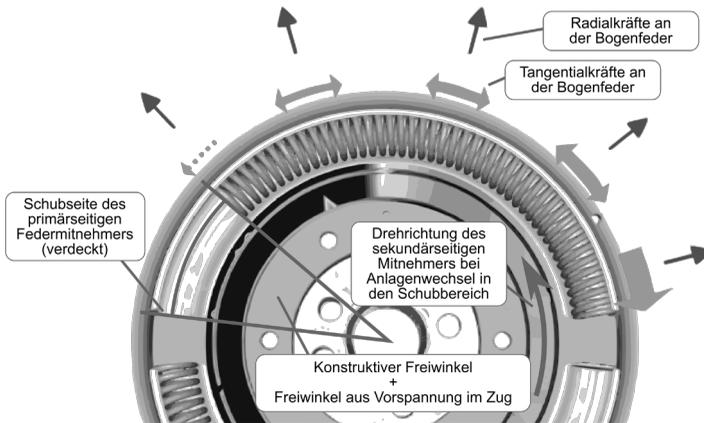


Abbildung 2.33: Kräfte im Zweimassenschwungrad – Wechsel vom Zug- in den Schubbereich (auf Basis von Kooy et al. (2002))

Neben Versuchen im Fahrzeug oder am Prüfstand lassen sich diese beschriebenen Zustände und Effekte mit heutigen Simulationswerkzeugen auch virtuell nachbilden und so das komplexe Zusammenspiel von Windungen, Bogenfederkanal und Flanschen detailliert untersuchen. Das für die Simulationsmodellerstellung erforderliche grundlegende Systemverständnis hinsichtlich Reibkontakten und Kraftzusammenhängen der Bogenfeder im ZMS wird durch Albers (1991) gegeben. Die (gängige) Modellbildung sieht dabei eine Diskretisierung der Teilsysteme vor. Hierbei wird die Feder des ZMS in konzentrierte Massepunkte unterteilt und durch Steifigkeiten miteinander verbunden (Lux, 2000). Die Steifigkeit kann dabei aus der Windungsanzahl und der Bogenfedergesamtsteifigkeit berechnet werden. Für jede konzentrierte Windungsmasse mit dem Index  $i$  (vgl. Abbildung 2.34) kann nun eine

- Kräftebilanz in radialer Richtung – die sich zusammensetzt aus der drehzahlabhängigen Zentrifugalkraft  $F_{N\omega,i}$ , den radialen Anteilen beider Federkräfte  $F_{KU,li}$  und  $F_{KU,re}$  durch die Feder(kraft)-Umlenkung im Bogenfederkanal und der radialen Abstützkraft am Bogenfederkanal  $F_{N,i}$  – sowie eine
- Kräftebilanz in tangentialer Richtung – die sich zusammensetzt aus den tangentialen Anteilen beider Federkraft-Umlenkungskräfte  $F_{KU,li}$  und

$F_{KU,ree}$  und der Reibkraft zwischen Windung und Federkanal  $F_{R,i}$  – aufgestellt werden.

Die Reibkraft kann dabei zum Beispiel aus dem *Coulombschen Reibkraftgesetz* berechnet werden, mit der radialen Abstützkraft aus der radialen Kräftebilanz und dem Reibwert des Tribokontaktes (Kanal, Windung, Fett). Durch gängige numerische Berechnungsmethoden kann nun die systeminterne Federdynamik, als auch die Gesamtsystemdynamik des Triebstrangs für verschiedene Betriebsituationen berechnet werden.

Abschließend sei angemerkt, dass diese Modellbildung auf Basis einer einstufigen ZMS-Kennlinie erfolgt. Bei mehrstufigen Kennlinien durch eine Ineinander-Schachtelung von Federn ergeben sich komplexe Reibungszustände, dessen vollumfängliche Beschreibung bisher noch eine „ungelöste Aufgabe“ ist (Dresig & Fidlin, 2014, S. 491).

Für tiefer gehende Informationen zu Simulationsmodellen vom ZMS sei an dieser Stelle auf einschlägige Literaturen (Albers, 1991, 1994; Dresig & Fidlin, 2014; Friedrich, 2017; Lux, 2000; Stier et al., 2009)<sup>19</sup> verwiesen.

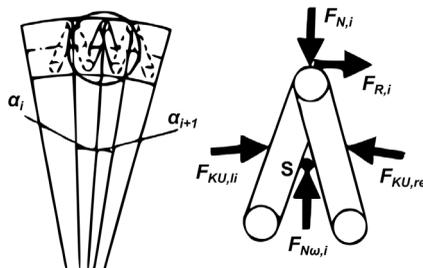


Abbildung 2.34: Kräfte auf die Bogenfeder im Federkanal – Freischnitt für eine Windung (Lux, 2000)

#### 2.6.4.2 Charakterisierung des ZMS-Isolationsverhaltens am Prüfstand

Die Ermittlung des Isolationsverhaltens am Prüfstand für ein ZMS kann motiviert sein durch Fragestellungen bezüglich der Identifizierung charakteristischer Betriebspunkteinflüsse (mittlere Drehzahl, mittleres Moment u. w.) auf die Isolationswirkung, durch Benchmark-Fragestellungen zu unterschiedlichen Systemen oder durch Qualitätsfragestellungen zu erstellten Simulationsmodellen. Des Weiteren

<sup>19</sup> Friedrich, 2017: Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

sind jedoch auch Fragestellungen von Interesse, bei denen das System-Isolationsverhalten in Wechselwirkung mit verschiedenen Umgebungen, d.h. Triebstrangkonfigurationen und -modifikationen untersucht werden soll. Dies macht deutlich, dass sich der Prüfstands Aufbau und die Berücksichtigung des Restsystems an dem Untersuchungsziel und der Systemwechselwirkung orientieren müssen. Im Folgenden sollen hierzu zwei Beispiele gegeben werden.

#### 2.6.4.2.1 Isolationsverhaltensermittlung mit generischem Restsystemmodell

In Abbildung 2.35 ist der Prüfaufbau für eine ZMS-Vermessung gezeigt und linksseitig beschrieben (Stier et al., 2009). Dabei wird das ZMS zwischen zwei E-Motoren angeordnet, wobei vor und hinter dem ZMS über einen Messflansch das Drehmoment erfasst wird. Die Drehzahlmessung ist in den Motoren integriert. Der Antriebsmotor wird bei der Untersuchung in Drehmomentregelung betrieben und ist damit in der Lage das dynamische Verbrennungsmotorverhalten zu simulieren. Der Abtriebsmotor hingegen wird in Drehzahlregelung betrieben und soll vereinfacht das (quasi-stationäre) Restantriebsstrangverhalten repräsentieren.

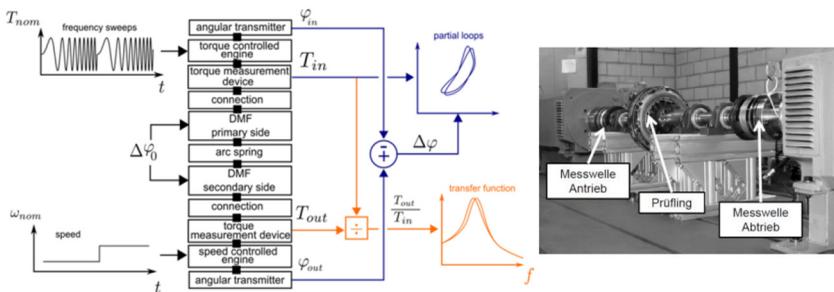


Abbildung 2.35: Prüfschichtkonfiguration für die Validierung von Zweimassenschwungrädern (links: schematische Darstellung / rechts: Prüfaufbau) (Albers et al., 2011; Stier et al., 2009)

Zur Ermittlung des drehzahlspezifischen Übertragungsverhaltens wurden Messungen durchgeführt, bei denen das ZMS durch einen Drehmomentfrequenzsweep von 3 bis 100 Hz bei 90 Nm Vorspannung und 50 Nm dynamischem Drehmoment angeregt wurde. Über das Verhältnis der Drehmomentamplitude von dem Abtriebs- zum Antriebs-Drehmomentmessflansch wurde anschließend die Vergrößerungsfunktion für jede Drehzahlstufe dargestellt, siehe Abbildung 2.36. Aus dem Vergleich geht hervor, dass für höhere Drehzahlen das Isolationsverhalten schlechter wird und die gesamtssystemischen (ZMS-Prüfstand-)Eigenfrequenzen durch die Systemversteifung leicht ansteigen (Stier et al., 2009).

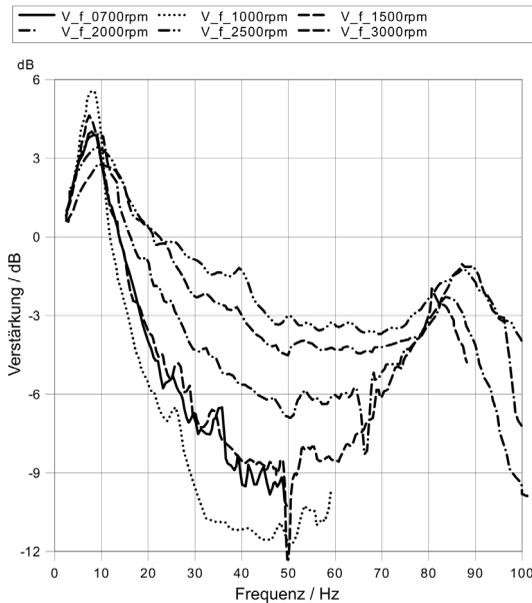


Abbildung 2.36: Vergrößerungsfunktion gebildet aus dem Amplitudengang der gemessenen Drehmomente für verschiedene Drehzahl-niveaus (Stier et al., 2009)

#### 2.6.4.2.2 Isolationsverhaltensauswirkung mit Antriebsstrang-Restsystemmodell

Neben generischen Untersuchungen, wie die Ermittlung des drehzahlabhängigen Übertragungsverhaltens des ZMS, sind auch gesamtsystemische Fragestellungen von Interesse. So soll im Folgenden beispielhaft eine Machbarkeitsstudie vorgestellt werden, in der heutige Schwingungsisolatoren hinsichtlich ihrer Eignung für zukünftige effizienzoptimierte Antriebsstränge (Maßnahmen: siehe hierzu auch Kapitel 2.3) untersucht werden. Bewertungsgröße hierfür ist wie auch bei der vorherigen Untersuchung die Isolationswirkung des Schwingungsisolators, jedoch mit Fokus auf die Anregung und Ausprägung von Antriebsstrangschwingungen.

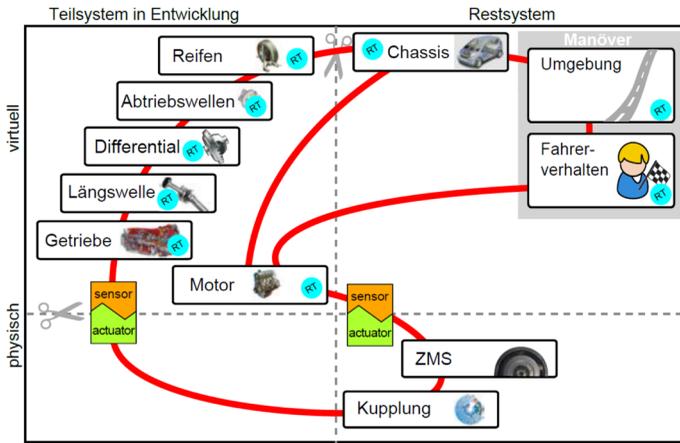


Abbildung 2.37: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Machbarkeitsstudie zum Einsatz heutiger Torsionsdämpfersysteme in zukünftigen Antriebssträngen (Stier, 2015)

Das hierzu verwendete Modell der IPEK-XiL-Architektur ist in Abbildung 2.37 gezeigt. Zu erkennen ist, dass für eine hohe Flexibilität hinsichtlich Parametervariationen am Motor und Getriebe nur die Teilsysteme ZMS und Kupplung physisch aufgebaut wurden, der Restantriebsstrang hingegen – bestehend aus dem Motor auf der Antriebsseite sowie dem Triebstrang von Getriebe bis zur Fahrzeugmasse – wurden virtuell in Form eines schwingungsfähigen Mehrmassenmodells berücksichtigt. Mit diesem Aufbau lassen sich die signifikanten Schwingungsausprägungen des Antriebsstrangs am Prüfstand anregen und bewerten. Als Manöver wurde ein definierter Betriebspunkt über die Vorgabe einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit und eines mittleren Drehmoments eingestellt. Durch die überlagerte Aufprägung eines dynamischen Drehmoments mit sich ändernder Frequenz (Sweep) am Antrieb können die spezifischen Schwingungsausprägungen im Triebstrang analysiert werden. Die Auswertung erfolgte über die Bildung des Übertragungsverhaltens durch Gegenüberstellung der Drehzahl- und Drehmomentamplituden an verschiedenen Positionen im Triebstrang (ZMS-Sekundärseite, Differential, ...) mit der Anregungsamplitude. Die hierbei gewonnenen Amplitudengänge sind beispielhaft für ein mittleres Drehmoment von 100 Nm mit 200 Nm dynamischer Überlagerung in einem Frequenzbereich von 10 bis 100 Hz in Abbildung 2.38 gezeigt. Zu erkennen ist die Ausprägung der ZMS-Eigenform bei ca. 14 Hz und die Ausprägung der Radeigenform bei ca. 55 Hz. Die Differentialeigenform wird aufgrund ihrer Lage oberhalb von 100 Hz nicht angeregt, vgl. Stier (2015). Das Auftreten von durch den Verbrennungsmotor angeregten Eigenformen

im virtuellen Getriebe zeigt damit, dass prinzipiell Schwingungswechselwirkungen über den physisch-virtuellen Schnitt möglich sind. Abschließend sei angemerkt, dass die hier vorgestellte Studie exemplarisch für weitere vorhergehend veröffentlichte Analysen auf Basis physisch-virtueller Validierungskonfigurationen steht und auf diesen aufbaut (Albers, Stier, Babik, et al., 2013; Albers, Stier, & Geier, 2013b, 2013a).

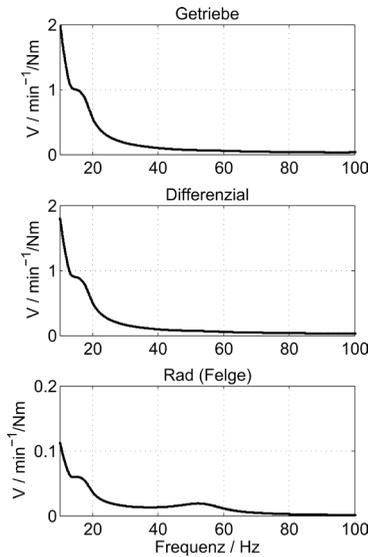


Abbildung 2.38: Vergrößerungsfunktionen für unterschiedliche Positionen im Antriebsstrang (Stier, 2015)

#### 2.6.4.3 Charakterisierung des Feder-Dämpfer-Systems durch Parameter linearisierbarer Betriebspunkte

Das ZMS weist eine der Hauptfunktion „Schwingungsisolierung“ und den realen Betriebspunkten angepasste spezifische Charakteristik auf. So wird beispielsweise im Leerlauf- und Zug-/Schub-Bereich eine gute Schwingungsisolierung bei geringer Dämpfung gefordert. Beim Motorstart und -stopp hingegen wird eine hohe Dämpfung zur Minimierung der Schwingungsamplituden in Resonanzzuständen angestrebt. Durch das betriebspunktspezifische Verhalten der Bogenfeder im Federkanal kann diese Anforderung weitestgehend erfüllt werden. So verdeutlicht das obere Kennfeld in Abbildung 2.39 dieses Verhalten, indem die Reibungsdämpfung für unterschiedliche Schwingwinkel und mittlere Drehzahlen ausgewertet wurde. Es ist ersichtlich, dass mit steigender Drehzahl und steigendem Schwingwinkel die

Systemdämpfung ansteigt. Zugleich verdeutlicht das darunter liegende Kennfeld, dass die wirkende Federrate durch das Abschalten von Windungen mit steigender Drehzahl und fallendem Schwingwinkel ansteigt.

Diese Kennfelder sind spezifizierend für die unterschiedlichen gestalterischen Umsetzungen der ZMS-Systeme, sodass eine experimentelle Ermittlung dieser Charakteristiken und Parameter von hoher Bedeutung ist.

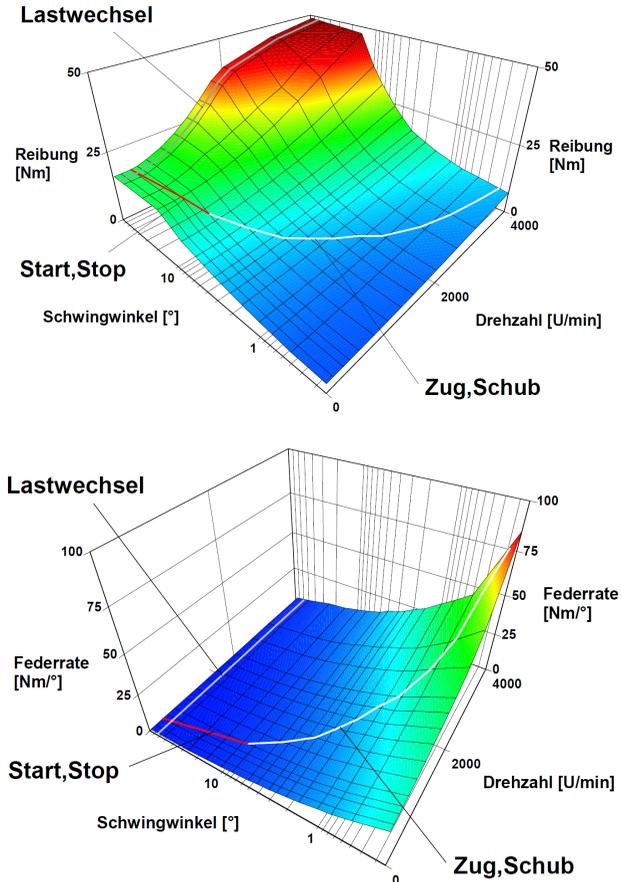


Abbildung 2.39: Reibungsdämpfung (oben) und Federrate (unten) eines Zwei-massenschwungrads in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Schwingwinkel (Albers, 1994)

### 2.6.4.3.1 Hysteresenermittlung

Die Möglichkeit Torsionsdämpfersysteme kennfeldbasiert zu quantifizieren, besteht in der Auswertung von Hysteresekurven, aus denen betriebspunktspezifische Parameter wie Steifigkeit, Dämpfung u. w. ermittelt werden können. Die Kurven entstehen dabei durch das Auftragen des Drehmoments über dem Verdrehwinkel des Torsionsdämpfers.

Folgend soll noch einmal auf die in Kapitel 2.6.4.2.1 beschriebene ZMS-Vermessung eingegangen werden. Neben dem vorgestellten Übertragungsverhalten wurden in einer zweiten Vermessung stationäre Betriebspunkte angefahren, um Hystereseschleifen zu ermitteln. Hierzu wurde das ZMS in einem konstanten Betriebspunkt bei  $700 \text{ min}^{-1}$  und  $90 \text{ Nm}$  Vorspannung mit dynamischen Momenten unterschiedlicher Frequenzen beaufschlagt und die sich einstellenden Hysteresen aus der ZMS-Verdrehung und dem im abtriebsseitigen Messflansch ermittelten Drehmoment gebildet, siehe Abbildung 2.40. Zu erkennen ist, wie die Hystereseform mit der Frequenzsteigerung gegen den Uhrzeigersinn kippt. Dieses Verhalten resultiert aus der Phasenverschiebung von Systemanregung und Systemantwort, welche sich oberhalb der Resonanzfrequenz  $180^\circ$  annähert.

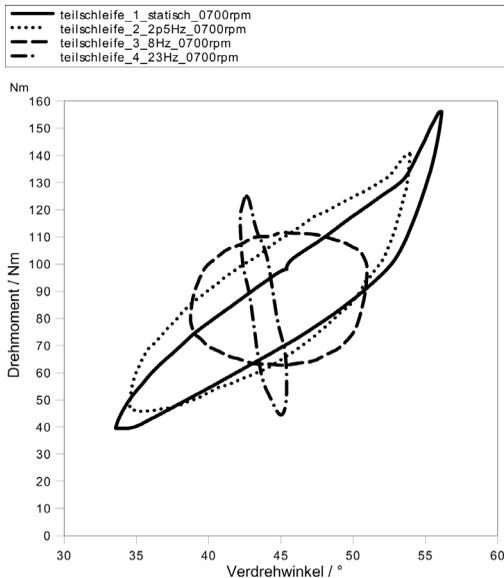


Abbildung 2.40: Statische und dynamische Teilschleifen eines Zweimassenschwungrads (Stier et al., 2009)

Damit beschreiben die Hysteresen bei höherer Anregungsfrequenz nicht das Feder-Dämpfer-System des ZMS isoliert, sondern beinhalten noch die Eigenschaften des Prüfling-Prüfstand-Systemverbunds wie Eigenfrequenzen, Massen, Steifigkeiten u. w.

### *InSitu*-Methode

Hieraus leitet sich der Bedarf für eine Methode ab, die es ermöglicht das isolierte Feder-Dämpfer-Verhalten zu erfassen, um darüber gezielte Erkenntnisse zu gewinnen und ggf. Anpassungen an Federn und Reibungselementen durchzuführen. Ein Ansatz ist mit der *InSitu*-Methode – beschrieben durch Albers et al. (2015) – gegeben, welche es erlaubt die Drehmomentmessstelle in das relevante Wirkflächenpaar des Torsionsdämpfersystems zu verschieben. Am Beispiel einer durchgeführten Untersuchung von technischen Federn in Kupplungsscheibendämpfern soll folgend das Vorgehen vorgestellt werden. In Abbildung 2.41 ist das Modell der IPEK-XiL-Architektur der Untersuchung gezeigt.

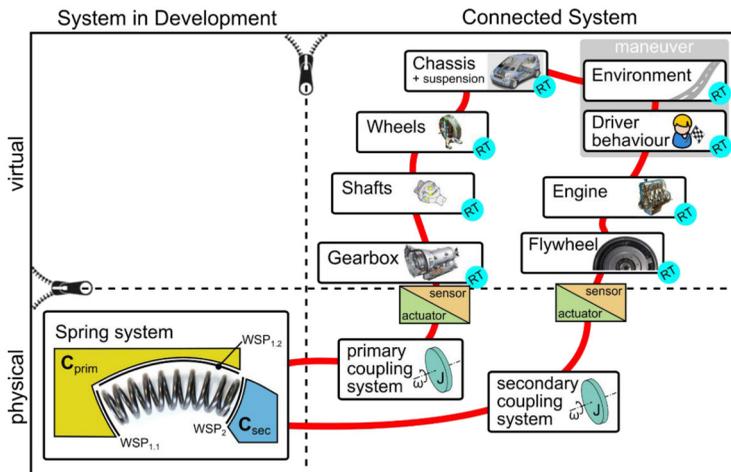


Abbildung 2.41: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung des Federhaltens von Kupplungsscheibendämpfersystemen (aus Koch (2019) nach Albers, Boog, Koch, Müller, et al. (2015))

Das System in Development sind die technischen Federn im Dämpfer, welche mit dem Restantriebsstrang sowie der Umwelt und dem Fahrer wechselwirken. Aus der getroffenen Festlegung, dass das Federnetz physisch in der Validierungskonfiguration berücksichtigt wird und alle weiteren Systeme virtuell abgebildet werden,

folgt, dass das dynamische Moment des Verbrennungsmotors inklusive Schwungrad ( $M_{VKM}$ ) über die physisch-virtuelle Schnittstelle dem durch eine speziell angepasste Adaption eingebundenen Federnetz beaufschlagt werden muss. Gleiches gilt für den abtriebsseitigen Antriebsstrang, die Wechselwirkung erfolgt über die physisch-virtuelle Schnittstelle. Kann die Adaption vom *Sensor/Aktor* zum *Federnetz* als starr angenommen werden, so gilt nach Albers et al. (2015):

$$J_{prim}\ddot{\varphi}_{prim} + M_{Feder} = M_{VKM} \text{ mit } M_{Feder} = b\Delta\dot{\varphi} + c\Delta\varphi + M_c \quad 34$$

$$J_{sek}\ddot{\varphi}_{sek} - M_{Feder} = M_{Getriebe} \text{ mit } M_{Feder} = b\Delta\dot{\varphi} + c\Delta\varphi + M_c \quad 35$$

mit

- $J_{prim}, J_{sek}$ : Primär- und sekundärseitige Trägheit zwischen physischer und virtueller Messstelle
- $b$ : Viskose Dämpfung des Torsionsdämpfers
- $c$ : Steifigkeit des Torsionsdämpfers
- $M_c$ : Coulombsche Reibung des Torsionsdämpfers

Über das bekannte Verbrennungsmotormoment, die bekannte primärseitige Adaptionsträgheit und die primärseitige Rotationsbeschleunigung lässt sich so das interessierende Federmoment ( $M_{Feder}$ ), welches die technische Feder erfährt, berechnen. Gleiches Vorgehen gilt formal auch für die Abtriebsseite. Welche Unterschiede sich in den Hysteresen basierend auf dem verwendet Moment – äußeres Anregungsmoment oder inneres Federmoment – ergeben, lässt sich an einem beispielhaften Versuchsmanöver erkennen, in dem das System während eines Drehzahlhochlaufs in seiner Eigenfrequenz aufgeschwungen wird. Abbildung 2.42 zeigt, wie die Drehzahl (linkes Diagramm) und die korrespondierende Anregungsfrequenz (rechtes Diagramm) ansteigen. Im mittleren Diagramm ist das systemanregende Verbrennungsmotormoment konstanter Amplitude dargestellt, in blau die Sollwertvorgabe und in rot das tatsächliche Luftspaltmoment des Motors. Trotz gleichbleibender Amplitude ist zu erkennen, wie die Federwindungen bei ca. 1,1s auf Block gehen, bis es letztendlich zu einer Schädigung kommt. Wird zu diesem Zeitpunkt die Hysterese aus dem anregenden Moment und dem Verdrehwinkel des Dämpfers gebildet, so ergibt sich die orangene Hysterese in Abbildung 2.43, welche keine Besonderheit aufweist. Wird hingegen gemäß der *InSitu*-Methode die Massenträgheit zwischen dem Ort der Momentenbeaufschlagung ( $M_{VKM}$ ) und dem interessierenden Federsystem kompensiert, um das Federmoment ( $M_{Feder}$ ) zu erhalten, so ergibt sich die türkise Hysterese. Zu erkennen ist die Systemversteifung ab einem Verdrehwinkel von ca. 24°, welche aus dem Abschalten von Windungen durch die Stauchung bis auf Block hervorgerufen wird

(Koch, 2019). Hier zeigt sich, dass gesamtsystemische Messgrößen alleine nicht ausreichen, um das isolierte Systemverhalten zu erfassen und eine Berücksichtigung der Einflüsse der Systemumgebung unabdingbar ist.

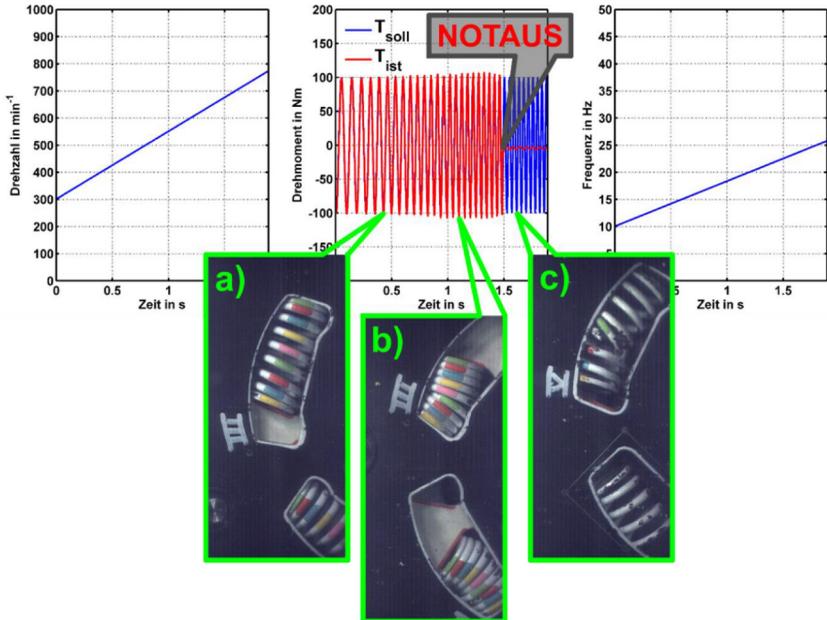


Abbildung 2.42: Drehzahlhochlauf – Sollwertvorgabe an die Prüfstandsmotoren und Federbelastungen über der Zeit (aus Koch (2019) nach Albers, Boog, Koch, Müller, et al. (2015))

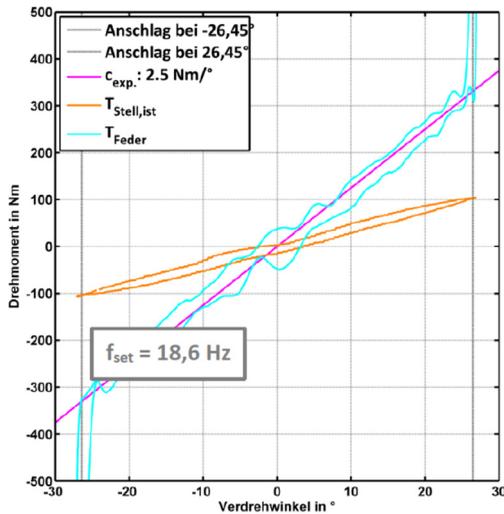


Abbildung 2.43: Auswertung des Drehzahlhochlaufs im Resonanzpunkt zum Zeitpunkt 1,1 s (Koch, 2019)

Die Anwendbarkeit dieser Methodik setzt jedoch einige Punkte an das mechanische und sensorische System voraus, welche im Voraus geprüft werden müssen. Dieses genannte System kann als sogenanntes *Mess-Koppelsystem* verstanden werden (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016). Ferner lassen sich durch die Analyse des Mess-Koppelsystems Einflüsse auf die Ergebnisqualität reduzieren beziehungsweise kompensieren. Für die vorausgehend beschriebene Untersuchung technischer Federn in Kupplungsscheibendämpfern ist das Mess-Koppelsystem in Abbildung 2.44 eingezeichnet. Dieses beinhaltet die mechanische Struktur zwischen der Feder – als das interessierende System – und den Sensoren sowie Laufzeiteigenschaften der Sensoren bis zur Messdatenerfassung. Der Einfluss durch dieses System ist dabei charakterisiert durch (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016):

- Trägheiten
 

Durch diese sind dem gemessenen Drehmomentsignal ein Beschleunigungsmoment überlagert. Die Kompensationsrechnung setzt die Kenntnis des Trägheitswertes voraus. Es ist aufgezeigt, dass sich dieser über Sprungantworten ermitteln lässt.
- Steifigkeiten
 

Nachgiebigkeiten verletzen die Grundannahme eines steifen Mess-

Koppelsystems zur Durchführung der Kompensationsrechnung aufgrund eingetragener Amplituden- und Phasenveränderungen. Zur Absicherung können u. a. analytische Modalanalysen herangezogen werden.

- Totzeiten

Signaltotzeiten verändern die Phasenlage der Signale wie dem gemessenen Drehmoment und der gemessenen Beschleunigung relativ zueinander. Totzeiten sind demnach zu kompensieren. Eine Bestimmung der Totzeit kann ebenfalls über Sprungantworten erfolgen.

- Nichtlinearitäten

Wie auch Steifigkeiten sind Nichtlinearitäten zum Beispiel durch Spielbereiche starke Störgrößen und des Weiteren schwer bis nicht kompensierbar. Nichtlinearitäten sind demnach zu vermeiden.

- Unsicherheiten und Auflösung

Die Genauigkeit der verwendeten Drehzahl- und Drehmomentsensoren beeinflusst das Ergebnis der Kompensationsrechnung. Deren Einflüsse lassen sich über eine Fehlerrechnung beziffern.

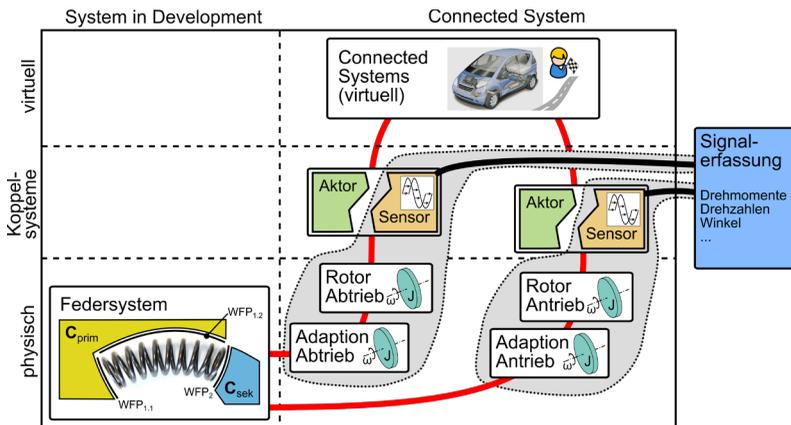


Abbildung 2.44: Mess-Koppelsysteme zur dynamischen Identifizierung des Federsystems eines Kupplungsscheibendämpfers (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016)

#### 2.6.4.3.2 Hysteresekurven und Parameter von Feder-Dämpfer-Systemen

Ein weiteres Erfordernis zur Berechnung des an dem Feder-Dämpfer anliegenden Moments folgt aus dem Ziel der Parameterbestimmung von Feder-Dämpfer-Systemen. Ein übliches Vorgehen ist die Auswertung von Hystereseschleifen, welche sich aus der Auftragung der momentanen Kraftwerte über den Wegwerten

ergeben. Bei einem linearen, zeitinvarianten, schwingungsfähigen System resultiert aus einer harmonischen Anregung eine harmonische Systemantwort. Für den Einmassenschwinger aus Abbildung 2.45, links – als solch ein System – mit der Steifigkeit  $k$ , der Dämpfung  $d$  und der Masse  $m$  ergibt sich bei der Auftragung der Anregung  $p(t)$  über dem Weg  $x(t)$  beispielsweise eine Hysterese in elliptischer Form (Abbildung 2.45, rechts).

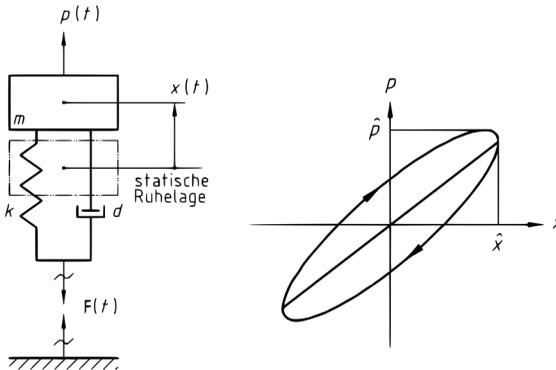


Abbildung 2.45: Einmassenschwinger bei Kraftanregung (links) mit dazugehörigem Kraft-Weg-Diagramm (rechts) zur Darstellung der Hysterese (nach DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2002))

Eine direkte Parameterbestimmung ist hieraus jedoch nicht möglich, da „neben dem elastischen und dämpfenden Kraftanteil auch Trägheitskräfte enthalten sind“ (DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2002, S. 11).

Wird hingegen über die *InSitu*-Methode die Kraft  $F(t)$  „hinter“ der Trägheitsmasse berechnet, welche unmittelbar am Feder-Dämpfer angreift, so beinhalten die Hysteresekurven – je nach Modellvorstellung – reine Anteile aus der Elastizität und Dämpfung. In Abbildung 2.46 sind die Systemmodelle und die sich ergebenden Hysteresekurven bei harmonischer Anregung für zwei gängige Dämpfungsansätze – Kelvin-Voigt-Ansatz aus linearer Steifigkeit und viskoser Dämpfung (links) und Coulombscher Reibungsansatz mit linearer Steifigkeit (rechts) – dargestellt. Zu erkennen ist die Unstetigkeit in der Kraft beim Coulombschen Reibungsansatz.

Werden beide Ansätze kombiniert, so ergibt sich gemäß Gleichung

$$F(t) = c q(t) + b \dot{q}(t) + F_R \operatorname{sign}(\dot{q}(t)) \quad 36$$

die Hysterese in Abbildung 2.47.

Hierbei bezeichnet

- $F(t)$  die Schnittkraft,
- $q(t)$  den Weg,
- $\dot{q}(t)$  die Geschwindigkeit,
- $c$  den Steifigkeitskoeffizient (auch: dynamische Steifigkeit),
- $b$  den viskosen Dämpfungskoeffizienten und
- $F_R$  die Coulombsche Reibkraft (auch: Reibungskraft).

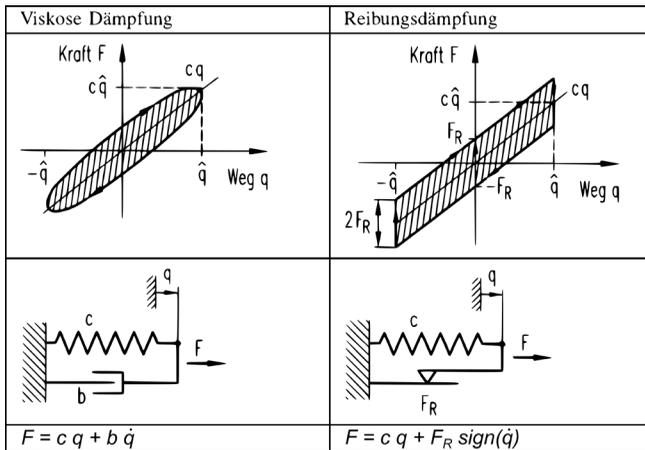


Abbildung 2.46: Modelle verschiedener Dämpfungsansätze mit Hysteresekurven (links: Viskose Dämpfung nach Kelvin-Voigt / rechts: Reibungsdämpfung nach Coulomb) (Dresig & Holzweißig, 2011)

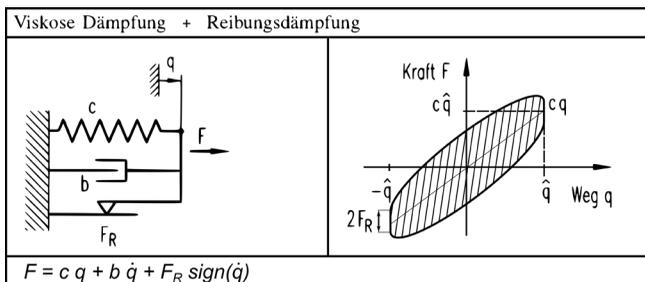


Abbildung 2.47: Modell aus Kelvin-Voigt-Ansatz und Coulombschen Reibungsansatz mit Hysteresekurve (in Anlehnung an Dresig und Holzweißig (2011))

Abschließend sei angemerkt, dass sich die vorgestellten Betrachtungen und Beziehungen für translatorische Systeme entsprechend für rotatorische Systeme umformulieren lassen. Aus der Schnittkraft wird somit das Schnittmoment  $M(t)$  sowie aus dem Weg und der Geschwindigkeit der Winkel  $\varphi(t)$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}(t)$ . Für Feder-Dämpfer-Systeme in Schwingungssystemen mit mehreren Freiheitsgraden ist statt des absoluten Winkels der Relativwinkel  $\Delta\varphi(t)$  (Verdrehwinkel) und anstatt der absoluten Winkelgeschwindigkeit die relative Winkelgeschwindigkeit  $\Delta\dot{\varphi}(t)$  (Verdrehwinkelgeschwindigkeit) zu verwenden.

#### 2.6.4.3.3 Bestimmung von Systemparametern

Für die Bestimmung der Systemparameter wie Steifigkeit und Dämpfung aus den Zeitverläufen des Schnittmoments, des Verdrehwinkels und der Verdrehwinkelgeschwindigkeit lassen sich unterschiedliche Ermittlungsmethoden und -ansätze heranziehen. Genannt seien hier die Auswertung von Ausschwingkurven sowie die Berechnung von Relativdämpfungen, Verlustwinkeln und Halbwertsbreiten, wobei für Informationen zum Vorgehen an dieser Stelle auf Ausführungen in weiteren Literaturen (DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2002; Dresig & Holzweißig, 2011) verwiesen sei.

Die Parameterermittlung in dieser Arbeit beruht auf einer Parameterschätzung mithilfe einer Regressionsanalyse. Diese werden laut Müller (2006) üblicherweise durchgeführt,

- um Verständnis über kausale Zusammenhänge zu gewinnen,
- um Vorhersagen zu treffen oder
- Streuungen zu ermitteln.

Grundlage zur Durchführung einer Regressionsanalyse ist ein – meist lineares – Modell, in dem der „Zusammenhang zwischen einer *Zielvariable*  $Y$  und einer oder mehrerer *erklärender Variablen*  $x_1, \dots, x_p$ “ abgebildet wird (Müller, 2006, S. 1). Nichtlineare Variablen sind hierfür gegebenenfalls vorher zu transformieren. Die mathematische Schreibweise für das Modell ergibt sich zu (Müller, 2006):

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_p x_p \quad 37$$

Die Zielvariable und die erklärenden Variablen liegen dabei – z. B. durch Messungen – explizit vor, die sogenannten Regressionskoeffizienten  $\beta_0, \dots, \beta_p$  sind hingegen mittels der Regressionsanalyse zu schätzen. Je nach Ausprägung der Datensätze (binär, kategoriell, stetig) lässt sich ferner zwischen unterschiedlichen Modelltypen unterscheiden, siehe Müller (2006). Für kontinuierliche Messwerte am

Prüfstand kommen hingegen nur das *einfache lineare Regressionsmodell* und das *multiple Regressionsmodell* in Betracht. Während beim einfachen Modell ein linearer Zusammenhang zwischen der Zielvariable  $Y$  und nur einer erklärenden Variable  $x_1$  gesucht wird, so werden beim multiplen Regressionsmodell mehrere erklärende Variablen  $x_1, \dots, x_p$  berücksichtigt. Aus der geschätzten Regressionsgraden für das einparametrische einfache Modell (vgl. Abbildung 2.48) wird so beispielsweise für ein zweiparametrisches Modell eine geschätzte Ausgleichsebene.

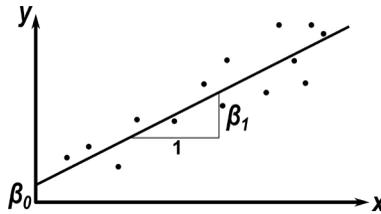


Abbildung 2.48: Beobachtungspunkte mit dazugehöriger Regressionsgraden für ein einparametrisches Regressionsmodell (Müller, 2006)

Die Durchführung der Parameterschätzung beruht auf Gleichung 37, welche um einen Fehlerterm  $\varepsilon$  erweitert wird und folgend für das Beispiel eines einparametrischen Modells (siehe Gleichung 38) ergänzt wurde. Der Index  $i$  bezeichnet dabei die  $i$ -te Beobachtung.

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 x_i + \varepsilon_i \quad 38$$

Durch Umstellen und Einsetzen der Wertepaare  $(x_i, y_i)$  aus der Messung lassen sich die Residuen  $r_i$  ermitteln, welche die Abweichung (Fehler) jedes Messpunkts  $y_i$  von dem zugehörigen Punkt der modellbasierten Schätzung – hier die Punkte der geschätzten Ausgleichsgerade –  $(\beta_0 + \beta_1 x_i)$  angeben:

$$r_i = y_i - (\beta_0 + \beta_1 x_i) \quad 39$$

Die Bestimmung der Regressionskoeffizienten  $\beta_0, \beta_1$  erfolgt so, dass die Quadratsumme der Residuen  $Q$  minimiert wird, vergleiche Gleichung 40 für dieses Beispiel der Ausgleichsgeradenschätzung.

$$Q(\beta_0, \beta_1) = \sum_{i=1}^n r_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - (\beta_0 + \beta_1 x_i))^2 \quad 40$$

Diese Verfahren wird auch als *Methode der kleinsten Fehlerquadrate* (engl.: *Least Squares Method*) bezeichnet. Die Durchführung erfolgt dabei mithilfe numerischer Berechnungen.

In dieser Arbeit werden, zur Bewertung der Güte der Hysteresenapproximation auf Basis des angesetzten Modells, nach erfolgter Parameterbestimmung nochmals die Residuen berechnet. Hierdurch kann eine Aussage getroffen werden, bei welchen Messpunkten die größten Abweichungen zwischen Schätzung  $\hat{y}_i$  und Messung  $y_i$  auftreten. Die Berechnung erfolgt für das beschriebene Beispiel gemäß Gleichung 39, allgemein gemäß

$$r_i = y_i - \hat{y}_i \quad 41$$

oder bezogen auf die in dieser Arbeit gemessenen und approximierten Drehmomente gemäß

$$r_i = M_{\text{Messung}} - M_{\text{Approximation}} \cdot \quad 42$$

Eine Aussage zur allgemeinen Übereinstimmung der Schätzung mit der Messung kann über das (multiple) *Bestimmtheitsmaß*  $R^2$  getroffen werden (Müller, 2006). Dessen Werte bewegen sich zwischen 0 – für keine Übereinstimmung – und 1 – für eine perfekte Übereinstimmung (Residuen = 0) –. Die Berechnung des Bestimmtheitsmaß erfolgt dabei nach Müller (2006) gemäß

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad 43$$

Hierbei beschreibt  $SSE$  die Summe der quadrierten Residuen (vgl. Gleichung 44) und  $SST$  die Summe der quadrierten Abweichungen jedes Messpunktes vom arithmetischen Mittel der Gesamtmessung (vgl. Gleichung 45).

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (M_{\text{Messung},i} - M_{\text{Approximation},i})^2 \quad 44$$

$$SST = \sum_{i=1}^n \left( y_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \right)^2 = \sum_{i=1}^n \left( M_{\text{Messung},i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n M_{\text{Messung},i} \right)^2 \quad 45$$

---

## 3 Forschungsbedarf und Zielsetzung

### 3.1 Motivation und Forschungsbedarf

Die Validierung von Systemen im Fahrzeugantriebsstrang hinsichtlich ihres Beitrags zu Schwingungsphänomenen des Gesamtsystems stellt – aufgrund der dabei auftretenden Wechselwirkungen der unterschiedlichsten Teilsysteme – ein komplexes Themengebiet dar. Dieser Herausforderung kann mit Methoden und Tools für eine möglichst frühzeitige und flexible Validierung im Produktentwicklungsprozess begegnet werden. Exemplarisch dafür steht das im Zuge der Digitalisierung stark zunehmende Bestreben einer Verlagerung von Validierungsaktivitäten in die virtuelle Domäne in Form von (Gesamtsystem-)Simulationen.

Grundvoraussetzung hierfür sind valide Simulationsmodelle der interagierenden Teilsysteme. Zur Sicherstellung dieser Validität muss daher bereits bei der Simulationsmodellerstellung und -parametrierung, auf Basis von an Systemprüfständen erlangten Erkenntnissen und Parametern über das zu modellierende System, der Einfluss der definierten Testumgebungen auf diese gewonnenen Informationen beleuchtet werden. Insbesondere ZMS-Systeme mit einer starken nichtlinearen Verhaltensausrprägung könnten dabei sensitiv auf die Schwingungswechselwirkung mit ihrer Umgebung reagieren und demnach wären dann die ermittelten Kenngrößen nicht wie gefordert rein komponentenspezifisch sondern auch umgebungsspezifisch. Der Blick in auch jüngere Veröffentlichungen<sup>20</sup> zum Thema ZMS-Vermessung macht den Bedarf an einer Bewertung des Einflusses der Realsystemumgebung, als auch des Einflusses der Messsysteme und des Messortes auf die Untersuchungsergebnisse sowie dessen richtige Deutung, sichtbar. Konkret für Prüfstandsversuche bedeutet dies, dass die Testumgebung systematisch an das Ziel der ZMS-Validierung angepasst werden muss.

### 3.2 Forschungslücke

Wie insbesondere im letzten Abschnitt des Kapitels zum Stand der Forschung aufgezeigt, ist die für die Validierung notwendige Auswahl und **Spezifikation der Testumgebung** für effiziente und dennoch erfolgreiche Tests nicht allgemeingültig

---

<sup>20</sup> Z. B. (Sucker, 2015)

durchführbar, sondern muss vielmehr **system-, anwendungsfall- und validierungszielspezifisch** erfolgen (vgl. auch Albers, Behrendt, et al. (2016)). Ergänzend weist Pinner (2017, S. 66) darauf hin, dass diese Spezifizierung erforderlich ist, da „neben übergeordneten Zielen und Anforderungen auch die spezifische Umsetzung Einfluss auf das Systemverhalten, auf die Modellbildung in der Validierung und auf die damit darstellbaren Tests“ hat.

Aus der Tatsache heraus, dass gerade bei der erforderlichen modellbasierten Validierung von Fahrzeugkomponenten nach dem IPEK-XiL-Ansatz sowohl Systeme des Fahrzeugs, als auch (Koppel-)Systeme der Validierungsumgebung wie Aktoren, Sensoren u. w. miteinander wechselwirken, muss zwingend eine Bewertung des Einflusses dieser Interaktion auf das Validierungsergebnis durchgeführt und gegebenenfalls Änderungsmaßnahmen eingeleitet werden. So heben in diesem Kontext Albers, Behrendt, et al. (2016, S. 561 f.) hervor, dass die zur Testumgebungsrealisierung erforderlichen intelligenten Echtzeitkopplungen wie Software (Übergang virtuell-virtuell), Prüfstandsanbindungen (Übergang physisch-physisch) sowie Sensoren und Aktoren (Übergang virtuell-physisch) ein „Kernelement des IPEK-XiL-Ansatzes darstellen und auch der grundlegenden Forschung“. In Bezug auf die ZMS-Validierung ist solch eine Erforschung und Bewertung bisher nicht tiefergehend erfolgt. Zwar konnte in Vorarbeiten wie von Stier (2015) gezeigt werden, dass Schwingungsausprägungen des Triebstrangs zur Funktionsabsicherung durch eine gemischt physisch-virtuelle Testumgebung reproduziert werden können, jedoch eine genauere quantitative Betrachtung der Testumgebungs-Einflüsse auf die Schwingungsausprägung oder die ermittelten Kenngrößen des *System under Investigation* indes noch aussteht. Der Fokus liegt in dieser Arbeit daher auf der dynamischen Charakterisierung von Zweimassenschwungrädern mittels hochdynamischer Komponentenprüfstände unter Betrachtung des Einflusses der Testumgebung mit den berücksichtigten Restsystemmodellen und Koppel-elementen.

### 3.3 Zielsetzung und Forschungshypothese

Kern und Ziel dieser Arbeit ist die Klärung der Fragestellung, welchen messbaren Einfluss Restsystemmodelle – im Sinne der Realsystemferne und Verkürzung – sowie deren Abbildung – im Sinne der Implementierung am Prüfstand – auf das Ergebnis bei ZMS-Untersuchungen haben. Dies betreffend lässt sich folgende Forschungshypothese aufstellen:

Die Wahl der berücksichtigten Restsysteme sowie deren modellhafte Umsetzung am Prüfstand beeinflussen maßgeblich das Untersuchungsergebnis bei quantitativen Parameterstudien von Zweimassenschwungrädern.

Um diese Hypothese zu veri- oder falsifizieren, liegen dieser Arbeit mehrere Forschungsfragen zu Grunde. Hintergrund ist die Vielschichtigkeit dieser Hypothese, welche zielgerichtet erarbeitet und für verschiedenste Ausprägungen der Testumgebungen mit mehreren Teiluntersuchungen ergründet werden muss. Die aufeinander aufbauenden Forschungsfragen sind dabei wie folgt gewählt:

1. Nach welcher Systematik kann bei Untersuchungen von Komponenten wie dem Zweimassenschwungrad das erforderliche Restsystem sowie dessen Abbildung und die dafür erforderlichen Koppelsysteme definiert werden?
2. Welchen messbaren Einfluss haben unterschiedliche physische Restsystemmodelle auf ein beispielhaftes physisches, nichtlineares Zweimassenschwungrad als *System under Investigation*? Durch welche Messmethodik, Prüfaufbau, Versuchsführung und Auswertung kann ein quantitativer Vergleich ermöglicht werden?
3. Welchen Einfluss haben virtuelle Restsystemmodelle insbesondere durch die erforderlichen physisch-virtuellen Koppelsysteme auf die Untersuchungsergebnisse des Zweimassenschwungrads? Wie lassen sich potentielle Einflüsse reduzieren?
4. Lassen sich aktuelle technische Grenzen bei der mehrdimensionalen physisch-virtuellen Wechselwirkung überwinden, um detailreichere und damit realistischere Restsystemmodelle (z. B. virtueller Verbrennungsmotoren) bei den Untersuchungen zu berücksichtigen?



---

## 4 Vorgehensweise und Lösungsweg

Basierend auf Untersuchungsfragestellungen zu ZMS-Systemen aus dem Pkw-Antriebsstrang soll exemplarisch das Vorgehen zur Erstellung von möglichen ZMS-Testkonfigurationen, mit Fokus auf den darin enthaltenen Restsystemmodellen, erläutert werden. Hierzu wird in einem ersten Schritt eine mögliche Vorgehensstruktur vorgestellt. Aus dieser wird deutlich werden, dass unterschiedliche Ausprägungsarten der Testumgebung für einen Testfall möglich sind, sodass sich nur durch ein hohes Maß an Wissen über das zu prüfende System, dessen Systemumgebung und die Prüfumgebung selbst für eine validierungs- bzw. untersuchungszieloptimale Testkonfiguration entschieden werden kann.

In dem Folgekapitel soll daher eine Methodik vorgestellt werden, wie eine quantitative Bewertung unterschiedlicher Restsysteme in Testumgebungen bei ZMS-Untersuchungen erfolgen kann. Basis dieser Betrachtung sind objektive Kenngrößen, die das ZMS in einem definierten Betriebspunkt beschreiben. Hierzu werden die erforderlichen Messgrößen und Messorte definiert sowie dafür passende Messmethoden ausgewählt und bewertet. Dies beinhaltet unter anderem die Explizierung der *InSitu*-Methode aus dem Stand der Forschung (Kapitel 2.6.4.3.1) für einen spezifischen Prüfaufbau, um innere Größen wie Schnittmomente im ZMS zu erfassen. Durch eine speziell entwickelte Prüfstandsautomatisierung und -regelung wird ferner sichergestellt, dass die Komponente eine reproduzierbare, periodische Anregung in einem definierten Betriebspunkt erfährt, um das ZMS-System in diesem Betriebspunkt quantitativ zu beschreiben und damit Vergleiche zu anderen Restsystemabbildungen in der Testumgebung zulässt. Der erste darauf folgende Vergleich sieht eine Variation der abtriebsseitigen Restsystemabbildung hinsichtlich seiner modellhaften Umsetzung vor. Als Umsetzungsvarianten kommen ein physisches Triebstrangmodell mit berücksichtigter Nachgiebigkeit, ein physisches Triebstrangmodell ohne Nachgiebigkeit und zuletzt eine Messpunkt-motivierte Testkonfiguration gänzlich ohne Berücksichtigung der realen abtriebsseitigen Triebstrangeigenschaften zum Einsatz.

Auf diesem Kapitel aufbauend soll der Einfluss von Koppelsystemen, welche die Wechselwirkung von physischen mit virtuellen Teilsystemen ermöglichen, beleuchtet werden. Durch den Entwurf eines vereinfachten Untersuchungssetups wird hierzu sowohl experimentell als auch theoretisch für ein konkretes physisch-virtuelles Koppelsystem der Einfluss berechnet und dem gewünschten, idealen Systemverhalten gegenübergestellt. In einem zweiten Schritt werden Lösungsan-

sätze aus dem Stand der Forschung sowie eigene Ansätze zur Vermeidung der Systemverfälschung vorgestellt, angewandt und diskutiert. Die bis hierhin gewonnenen Erkenntnisse sollen abschließend dazu genutzt werden, um den Einsatz von physisch-virtuellen Koppelsystemen bei der kennwertbezogenen ZMS-Untersuchung zu bewerten.

Nebst den bisher genannten Einflüssen physisch-virtueller Koppelsysteme, welche eine virtuelle Abbildung von Teilsystemen in Testumgebungen gegebenenfalls nicht zulassen, sind für manche geforderten Wechselwirkungscharakteristiken über den physisch-virtuellen Schnitt schlichtweg keine Koppelsysteme (am Markt) verfügbar. So beschränkt sich üblicherweise aufgrund dieser Tatsache die hochdynamische Wechselwirkung über den Systemschnitt in physisch-virtuellen Testumgebungen auf eindimensionale Vorgänge. Im vierten Teil dieser Arbeit soll daher der Fokus auf die primärseitige Anregung des ZMS gelegt werden, d. h. die Berücksichtigung virtueller Restsystemmodelle mit mehrdimensionaler Dynamik in Testumgebungen, wie die eines Verbrennungsmotors. Aufgrund der Komplexität von mehrdimensional anregenden Koppelsystemen wird in einem ersten Schritt durch Reduzierung der Freiheitsgrade auf eine zweidimensionale rotatorisch-axiale Anregung eine erste Erfahrungsgewinnung mit und Bewertung von diesem Koppelsystem ermöglicht. Auf Basis einer Definition der umzusetzenden Wechselwirkungscharakteristik wie Schwingfrequenzen, Wege u. ä. wird dieses neuartige Koppelsystem abgeleitet, vorgestellt und dessen Anwendung in unterschiedlichen Testkonfigurationen – wie die Anregung einer physisch aufgebauten ZMS-Primärseite durch ein virtuelles Verbrennungsmotormodell, welches rotatorische Momente und axiale Kräfte berechnet – gezeigt. Diese Erkenntnisse bilden dabei die Basis für weitere Testkonfigurationen mit zweidimensionalen (torsional-axialen) Wechselwirkungen.

---

## 5 Vorgehensstruktur – ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem

Der Aufbau von Testkonfigurationen erfordert ein hohes Maß an Wissen über die zu prüfenden Systeme sowie dessen gesamtsystemische Integration und Wechselwirkungen. Kommt nun noch die unzählige Anzahl an Varianten hinzu, wie sich Testkonfigurationen hinsichtlich ihrer Ausprägungsart und Detaillierungstiefe unterscheiden können, so liegt nahe, dass die Erstellung möglichst schlanker, ökonomischer und zugleich insbesondere valider Tests ein komplexes Unterfangen ist und damit den Validierungsingenieur vor große Herausforderungen stellt. Um diesen zu begegnen, soll in diesem Kapitel eine Vorgehensstruktur für die Erstellung einer Testkonfiguration hinsichtlich der untersuchungszielspezifischen Restsystemabbildung für die Validierung bzw. Untersuchung von ZMS-Systemen vorgestellt werden.

Die Herausforderung der *Definition einer Testkonfiguration in Bezug auf das Restsystem* kann methodisch durch den Problemlösungsprozess SPALTEN<sup>21</sup> unterstützt werden. Das Akronym SPALTEN steht dabei für die folgenden Aktivitäten, welche prozessual aufeinander aufbauen:

1. Situationsanalyse
2. Problemeingrenzung
3. Alternative Lösungen
4. Lösungsauswahl
5. Tragweitenanalyse
6. Entscheiden und Umsetzen
7. Nachbereiten und Lernen

Der Prozess gleicht dabei einem sich abwechselnd erweiternden und fokussierenden Wissensstrang, in dem auf umfangreiche Recherchen und vielen Lösungsansätzen jeweils eine Konzentrierung der Informationen und Lösungen folgen. Eine vorschnelle Lösungsauswahl wird hierdurch weitgehend vermieden und somit die beste Lösung gewählt.

---

<sup>21</sup> Siehe auch (Albers et al., 2005; Albers, Reiß, et al., 2016; Reiß et al., 2017)

Gemäß diesen einzelnen Aktivitäten ist die Vorgehensstruktur chronologisch aufgebaut und wird folgend nach diesen gegliedert auszugsweise vorgestellt. Eine Gesamtansicht der Struktur als Flussdiagramm ist im Anhang A.2 gegeben.

## 5.1 Situationsanalyse – Zusammenstellung der Wechselwirkungen des Sul

In der ersten Aktivität gilt es möglichst viele Informationen über die durchzuführende Untersuchung sowie über das zu untersuchende System und dessen Systemumgebung zu sammeln. Konkreter zeigt Abbildung 5.1, welche Teilfragestellungen hierzu in dieser Aktivität bearbeitet werden sollten.

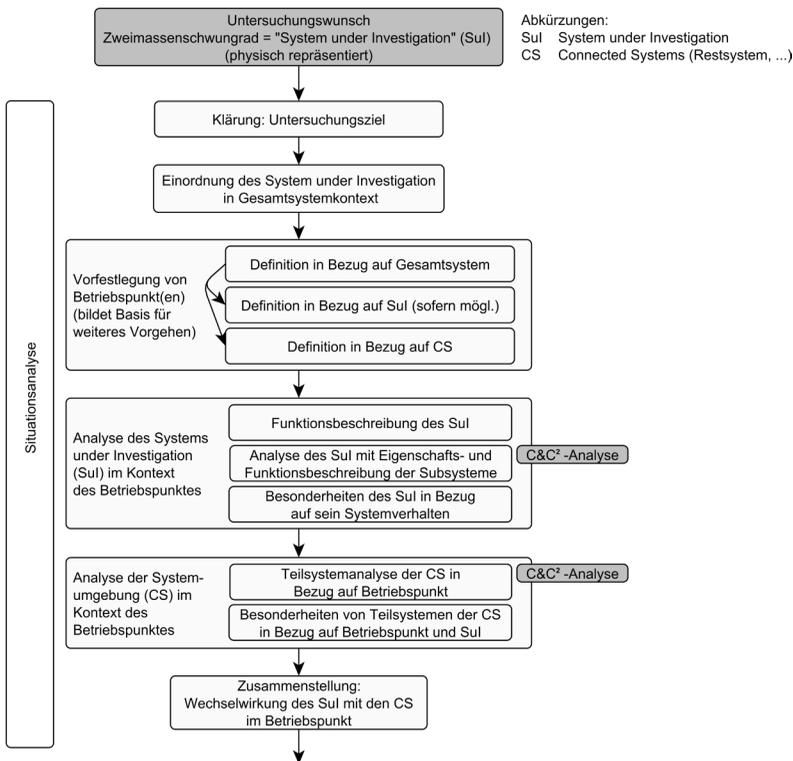


Abbildung 5.1: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – Situationsanalyse

Die *Situationsanalyse* beginnt mit der Klärung des Untersuchungsziels. Für die Komponente „ZMS“ sind hier beispielsweise eine *Funktionsabsicherung*, eine *Systembeschreibung durch Parameter-Kennfelder* oder die *Parameteridentifikation für (physikalische) Simulationsmodelle* denkbar. Jedes Ziel impliziert hierbei Anforderungen an das Restsystem und dessen Detaillierungstiefe.

Über eine daran anschließende Einordnung der Komponente „ZMS“ als Sul im Gesamtsystem lassen sich erste Wechselwirkungsbeziehungen verdeutlichen und die Systemgrenzen festhalten, vgl. Abbildung 5.2.

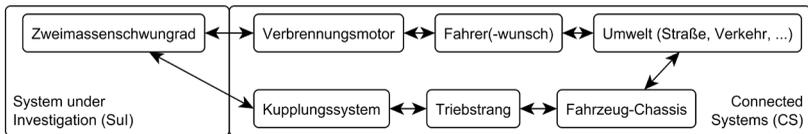


Abbildung 5.2: Einordnung des Zweimassenschwungrads im Gesamtsystem

Um das ZMS hinsichtlich seines Verhaltens und seiner Wechselwirkungen genauer zu untersuchen, ist es hinsichtlich des Analyseumfangs zielführend bereits zu diesem Zeitpunkt eine Vorfestlegung der Betriebspunkte der Untersuchung durchzuführen. Die Betriebspunkte der Teilsysteme ergeben sich dabei aus der manöverbasierten Beschreibung des Betriebs des Gesamtsystems, folglich ist eine hierarchische Definition zielführend:

- Definition in Bezug auf das Gesamtsystem,  
Bspw.: Autobahnfahrt in Teillast im Winter, ...
- Definition in Bezug auf das Sul (ZMS),  
Bspw.: Drehzahl, Vorspannung, Umgebungstemperatur, ...
- Definition in Bezug auf die CS (Systemumgebung).  
Bspw.: Motormomentbedarf, Gangwahl, Umgebungstemperatur, ...

Bezüglich der zuvor definierten Betriebspunkte folgt nun eine detaillierte Analyse des zu untersuchenden Systems und der Systemumgebung. Für das ZMS als Sul folgt primär die Benennung der Hauptfunktion im Betriebspunkt. Für das Beispiel der Autobahnfahrt ist dies die *Schwingungsisolierung des Getriebes vom Motor durch ein gezieltes Verschieben von Resonanzbereichen des Antriebsstrangs*. Eine genauere Analyse des Sul hinsichtlich der für diese Funktion erforderlichen Teilsysteme soll Besonderheiten der Komponente aufzeigen. Die Analyse kann dabei durch Methoden wie dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz unterstützt werden, wobei an dieser Stelle auf die Ausführungen für das ZMS in Kapitel 2.6.4.1 verwiesen wird. Beispielfhaft seien hier die Bogenfedern in ihren Federkanälen und die beiden

Schwungmassen als primär funktionsrelevante Teilsysteme genannt. Des Weiteren offenbart die Analyse die Besonderheit, dass das Reibungs- und Dämpfungsverhalten der Federwindungen stark vorspannungs- und drehzahlabhängig ist und hierdurch sich die gesamtsystemische Steifigkeit im Betrieb verändert.

Nach der Betrachtung des Sul erfolgt nun die Analyse der Systemumgebung. In Bezug auf die für den Betriebspunkt relevanten Teilsysteme kann auch hier eine methodische Unterstützung durch den C&C<sup>2</sup>-Ansatz erfolgen. Als Beispiele für relevante Teilsysteme können antriebsseitig der Motor – spezifiziert über den Hubraum, die Aufladung und die Kurbelwellengeometrie – und abtriebsseitig der Triebstrang – spezifiziert über die Ausführungsart, der aktive Gang, die Schmierung oder die verbauten Seitenwellen und Reifen – genannt werden. Auch für die Restsysteme sind Besonderheiten wieder gesondert festzuhalten, z. B. für die Kurbelwelle die Drehungleichförmigkeit sowie dessen Biegung und axiale Längung oder für den Triebstrang dessen Nachgiebigkeit, Dämpfung und Eigenformen im Verbund.

Zum Ende der *Situationsanalyse* erfolgt eine Zusammenstellung der Wechselwirkung(en) des Sul mit seiner Systemumgebung im spezifizierten Betriebspunkt. Für das ZMS hier beispielhaft genannt die Drehungleichförmigkeit der ZMS-Primärseite durch die Kurbeltriebkinematik und Verbrennungsdrücke des Motors, das Taumeln der ZMS-Primärseite durch die Durchbiegung der Kurbelwelle oder die Anregung von Triebstrangeigenformen durch die Restdrehungleichförmigkeit der ZMS-Sekundärseite.

## **5.2 Problemeingrenzung – Ermittlung der erforderlichen Wechselwirkungen**

Auf die umfangreiche Zusammenstellung von Informationen über das (Gesamt-) System folgt in der zweiten Aktivität eine erste Fokussierung, mit dem Ziel, alle herausgearbeiteten Wechselwirkungen des Sul hinsichtlich ihrer Relevanz für das Untersuchungsergebnis zu bewerten und damit die Mindestanzahl an zu berücksichtigenden Wechselwirkungen in der Testkonfiguration festzulegen.

Ein prozessuales Vorgehen hierzu wird in Abbildung 5.3 gezeigt. Über eine Schleife wird sichergestellt, dass jede identifizierte Wechselwirkung hinsichtlich seiner Relevanz auf das Untersuchungsergebnis bewertet wird. Dabei sind drei Ausprägungen möglich:

- 1) Die Wechselwirkung hat Relevanz.

- 2) Die Wechselwirkung hat keine Relevanz.
- 3) Basierend auf dem aktuellen Wissenstand ist unklar, ob die Wechselwirkung von Relevanz ist.

Im Falle der Relevanz ist die Wechselwirkung in der Testkonfiguration – als Teil der Repräsentation des Gesamtsystem(-einflusses) – zu berücksichtigen. Im Falle keiner Relevanz muss die Wechselwirkung hingegen nicht berücksichtigt werden. Ist der Einfluss unklar, so sind – sofern möglich – Untersuchungen zum Einfluss durchzuführen, um die Relevanzfrage zu beantworten. Sind jedoch keine Untersuchungen möglich oder das Aufwand-Nutzen-Verhältnis spricht gegen eine Untersuchung, so sind im Zweifel die Wechselwirkungen zu berücksichtigen und Unsicherheiten zu dokumentieren.

Zum Schleifenende ergibt sich daraus eine Restsystemrepräsentation in Form eines Minimalmodells, bestehend aus einer Mindestmenge an Teilsystemen bzw. Wechselwirkungen, die in der Testkonfiguration hinsichtlich des Untersuchungsziels zu berücksichtigen sind.

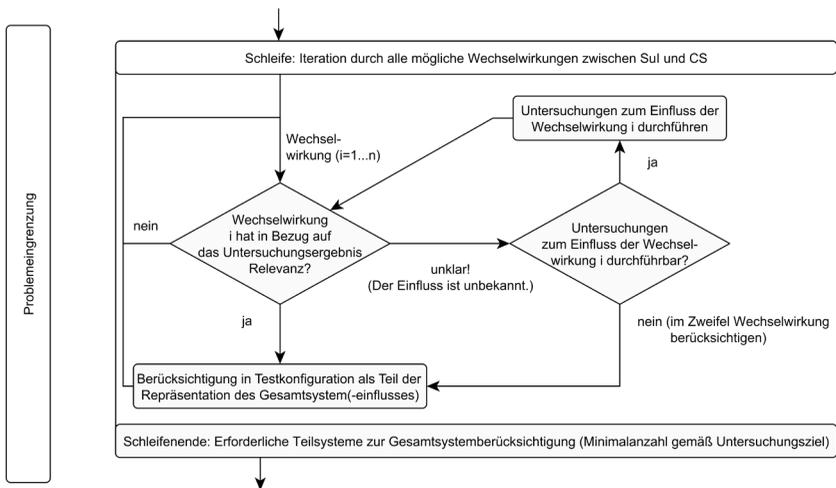


Abbildung 5.3: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Problemeingrenzung*

### 5.3 Alternative Lösungen – Erstellung möglicher Ausprägungen der Testkonfiguration

Nach erfolgter Spezifizierung der relevanten Teilsysteme und Wechselwirkungen müssen Lösungen erarbeitet werden, wie diese Elemente in der Testkonfiguration umgesetzt werden können, vergleiche Auszug aus Vorgehensstruktur in Abbildung 5.4. Gemäß dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz sind hierbei unterschiedlichste Ausprägungsarten denkbar:

- Die Teilsysteme der Systemumgebung werden als physisches „Realsystem“ mit in der Testkonfiguration integriert.
- Die Teilsysteme der Systemumgebung werden modellhaft in der Testkonfiguration berücksichtigt. Dies kann stattfinden durch
  - *Physische Modelle* → z. B. eine Torsionswelle mit einer Schwungmasse zur Repräsentation einer Triebstrangeigenform
  - *Virtuelle Modelle (Echtzeitsimulation)* → z. B. ein mathematisches Beschreibungsmodell einer Triebstrangeigenform durch Steifigkeiten und Massen
  - *Physisch-virtuell kombinierte Modelle* → z. B. eine physische Torsionswelle mit einer simulierten Schwungmasse zur Repräsentation einer Triebstrangeigenform

Im Fall einer modellhaften Abbildung lassen sich als Vereinfachung relevante Teilsystemwirkungen zusammenfassen. Beispielsweise könnten, je nach Untersuchung, die Verluste im Triebstrang durch Dichtungen, Lagerungen, Ölschmierungen zusammengefasst werden. Insbesondere für dynamische Restsystemabbildungen (Eigenformen, ...) sollten Massenträgheiten und Steifigkeiten einzelner Systeme entsprechend der wechselwirkungsbezogenen Zulässigkeit zusammengefasst werden.

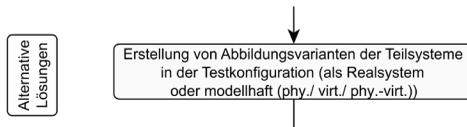


Abbildung 5.4: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Alternative Lösungen*

## 5.4 Lösungsauswahl – Festlegung der Testkonfiguration mit Koppelsystemen

Das Ziel der Lösungsauswahl ist eine Testkonfiguration zu finden, welche den Anforderungen aus der Untersuchungszieldefinition und den daraus erarbeiteten erforderlichen Wechselwirkungen bzw. Restsystemen des Gesamtsystems hinsichtlich ihrer Berücksichtigung bestmöglich gerecht wird. Dies basiert hierbei auf einer Bewertung der Umsetzbarkeit einer Testkonfiguration in Bezug auf dessen Restsysteme bzw. deren Modelle sowie den erforderlichen Teilsystemverknüpfungen (Koppelsysteme).

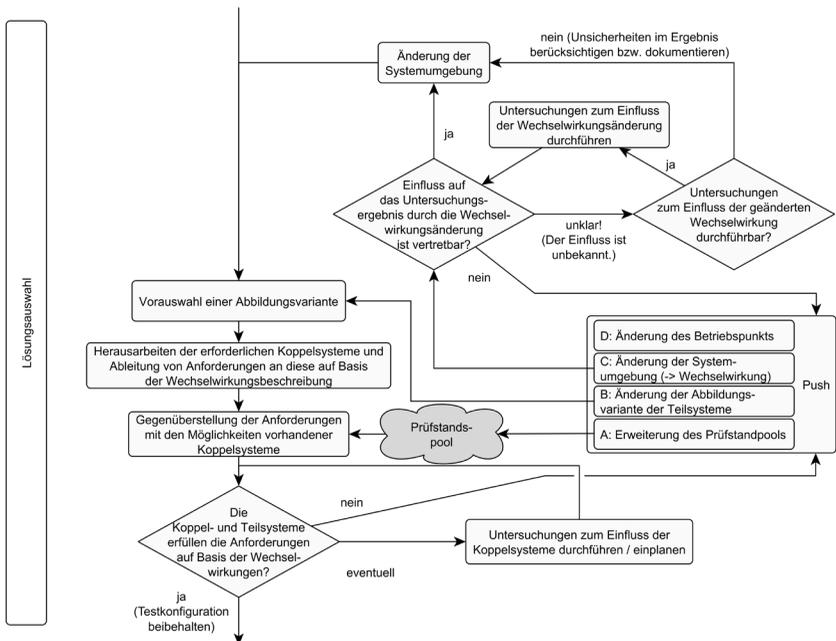


Abbildung 5.5: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – Lösungsauswahl

Zu Beginn der *Lösungsauswahl* ist von einer großen Menge an zuvor generierten Testkonfigurationen hinsichtlich ihrer Teilsystem-Ausprägungen auszugehen, sodass bereits hier für genauere Analysen die vielversprechendste Umsetzungsmöglichkeit ausgewählt werden sollte, vgl. Abbildung 5.5. Diese Vorauswahl kann hierbei zum Beispiel erfolgen auf Basis von Randbedingungen wie

- die Verfügbarkeit physischer Teilsysteme (z. B. Prototypen),
- die Komplexität physischer Teilsysteme,
- die Verfügbarkeit und Komplexität physischer und/oder virtueller (Teilsystem-)Modelle,
- dem Erfahrungswissen des Validierungsingenieurs aus vergangenen Untersuchungen,
- dem Know-how des Validierungsingenieurs oder des Prüfstandsfahrers bezüglich dem Umgang mit den diversen Prüfstandssystemen, die insbesondere virtuelle Modelle erfordern (Echtzeitplattformen, ...),
- der Austausch- oder die Änderbarkeit der Restsysteme oder deren Eigenschaften während der Untersuchung (Simulation statt physische Abbildung).

Darüber hinaus gibt es noch eine weitere Anzahl an harten und weichen Auswahlkriterien, welche zum Beispiel über eine Nutzwertanalyse gewichtet und bewertet werden können, um auf eine dezidierte Umsetzung hinzuleiten, vergleiche Ausführungen von Yan (2020, Kapitel 6).

Auf Basis dieser vorausgewählten Umsetzungsvariante erfolgt die weitere Analyse, welche mit der Spezifikation von Anforderungen an die teilsystemverknüpfenden Elemente (Koppelsysteme) auf Basis der sicherzustellenden Wechselwirkung beginnt.

In der darauffolgenden Prüfphase sind diese Anforderungen den Möglichkeiten vorhandener Koppelsysteme – aus dem Prüfstandspool als Teil des Ressourcensystems – gegenüberzustellen. Der Vergleich lässt dabei drei Schlussfolgerungen zu:

- 1) Die Koppelsysteme erfüllen die Anforderungen.
- 2) Die Koppelsysteme erfüllen die Anforderungen eventuell. Der aktuelle Wissensstand über dessen Einfluss auf das Gesamtsystem und Untersuchungsergebnis ist unklar.
- 3) Die Koppelsysteme erfüllen die Anforderungen nicht.

Im besten Fall werden die Anforderungen erfüllt, die Testkonfiguration mit den definierten Schnittstellen kann geplant werden. Ist hingegen unklar, welchen Einfluss die in das „möglichst realistische“ Gesamtsystem eingebrachten Koppelsysteme auf das Untersuchungsergebnis haben und/oder ob die Wechselwirkung über das Koppelsystem wie gefordert erfolgen kann, so sind gesonderte Untersuchungen durchzuführen. Einflüsse und Restriktionen sind zum Beispiel bei der mechanischen Adaption (bspw. Eigenfrequenzänderungen, ...) oder der physisch-

virtuellen Kopplung (bspw. Leistungseinschränkungen, Systemdämpfungsänderungen, ...) von Teilsystemen zu erwarten. Stellt sich bei den Untersuchungen oder auch bereits vorher heraus, dass die ausgewählten Koppelsysteme die Wechselwirkungsanforderungen nicht erfüllen, so erfolgt der „Push“ an mögliche Zusatzaktivitäten zur Problembhebung:

- Option A  
Der Prüfstandspool (inkl. Adaptionenmaterialien, ...) wird erweitert.
- Option B  
Die gewählte Abbildungsvariante der Teilsysteme in der Testkonfiguration wird geändert. Zum Beispiel wird ein bisher simulativ berücksichtigtes Teilsystemmodell durch sein physisches Pendant ersetzt. Dies hätte den Wegfall des physisch-virtuellen Koppelsystems oder, sofern weiterhin an anderer Stelle erforderlich, geänderte Anforderungen an dieses zur Folge.
- Option C  
Die Umgebung des Sul (ZMS) wird geändert, wodurch sich andere Wechselwirkungen einstellen. Demnach muss – wie auch in der Aktivität der *Problemeingrenzung* – geprüft werden, ob die Änderungen hinsichtlich des Untersuchungsziels vertretbar sind und im Falle zu geringen Wissens sind auch in dieser Aktivität zusätzliche Untersuchungen zum Einfluss durchzuführen.
- Option D  
Die Betriebspunktdefinition wird geändert. Dies kann beispielsweise ein Punkt geringerer Last sein, sodass die vorausgewählten Koppelsysteme die Wechselwirkung darstellen können.

## 5.5 Tragweitenanalyse – Chancen und Risiken der Testkonfiguration

Durch die vorausgehende *Lösungsauswahl* steht eine Testkonfiguration fest, welche das Erreichen des definierten Untersuchungsziels im Kontext der Untersuchungsrandbedingungen ermöglicht. Eine Betrachtung von Bewertungspunkten, welche über die reine Untersuchungszielerreichung hinausgehen, steht indes noch aus. In der *Tragweitenanalyse* soll deshalb die gewählte Testkonfiguration hinsichtlich ihrer Chancen, aber auch ihrer Risiken bewertet werden und damit letzte Punkte für die Umsetzungsentscheidung liefern, vgl. Abbildung 5.6. Beispiele für die Chancen einer Lösung wären etwa zusätzliche Validierungsmöglichkeiten, welche sich durch wenig Aufwand durch die gewählte Testkonfiguration bei der

Untersuchung mit berücksichtigen ließen. Für das ZMS könnte dies eine Verhaltensanalyse bei transienten Motorstarts sein, welche durch eine entsprechende Modellausprägung neben den eigentlichen ZMS-Parameteridentifikationen ermöglicht wäre. Ein weiteres Beispiel für die Chance einer Lösung wäre die Wiederverwendbarkeit der gegebenenfalls zu erstellenden Echtzeit-Simulationsmodelle für andere Validierungsfragestellungen. Eine Risikobetrachtung hingegen könnte die Frage nach der Gültigkeit der Restsystemmodelle aufwerfen, z. B.: Welche Tragweite hat die Vereinfachung und die mögliche Nicht-Berücksichtigung von Wechselwirkungen auf das Untersuchungsziel und übergeordnet auf das Produkt und den Kunden? Sind Rückrufaktionen durch in der Validierung nicht erkannte Wechselwirkungsprobleme denkbar?

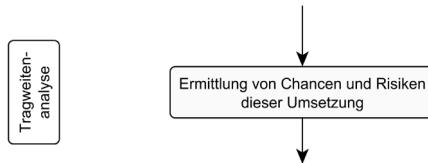


Abbildung 5.6: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Tragweitenanalyse*

## 5.6 Entscheiden und Umsetzen / Nachbereiten und Lernen – Testkonfigurationsumsetzung und Dokumentation

Mit den zusätzlichen Punkten aus der *Tragweitenanalyse* wird final entschieden, ob die Testkonfiguration umgesetzt wird. Wird dagegen entschieden, so folgt ein Rücksprung in die *Lösungsauswahl* zur Überprüfung der Umsetzung anderer Abbildungsvarianten der Restsysteme. Andernfalls erfolgt die Durchführung der Untersuchung basierend auf der definierten Systemumgebung (siehe *Problemeingrenzung*) und deren Abbildung inklusive erforderlicher Koppelsysteme (siehe *Lösungsauswahl*).

Nach den Versuchen erfolgt die Aktivität *Nachbereiten und Lernen*. Positive und kritische Situationen werden betrachtet und zusammen mit weiteren gewonnenen Erfahrungen und Erkenntnissen für zukünftige Testkonfigurationserstellungen und Produktgenerationen im Sinne der *Produktgenerationsentwicklung* (Albers, Bursac, et al., 2016) dokumentiert.

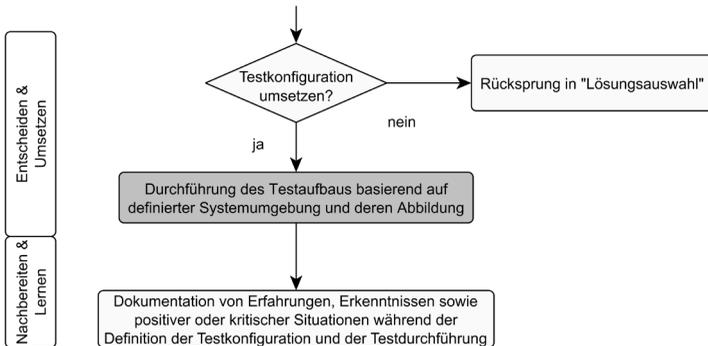


Abbildung 5.7: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Entscheiden und Umsetzen / Nachbereiten und Lernen*

## 5.7 Zusammenfassung und Fazit zur Vorgehensstruktur

Um den Herausforderungen bei der Erstellung von Testkonfigurationen hinsichtlich ihrer Restsystemberücksichtigung zu begegnen, wird in diesem Kapitel eine Vorgehensstruktur als Flussdiagramm vorgestellt, um systematisch das Restsystem und dessen Abbildung für ZMS-Komponentenuntersuchungen zu definieren. Dieser Ablauf ist dabei unterteilt in verschiedene Aktivitäten des Problemlösungsprozesses SPALTEN, um gezielt auf eine Ausprägung der Testumgebung hinzuleiten. Mit der Aktivität der *Situationsanalyse* werden dabei zu Beginn möglichst umfangreich Informationen über die durchzuführende Untersuchung, das zu untersuchende System sowie dessen Umgebung zusammengetragen, um in der darauf folgenden Aktivität der *Problemeingrenzung* eine Fokussierung auf die Wechselwirkung des Sul mit seiner Umgebung vorzunehmen und diese hinsichtlich ihrer Relevanz für die Untersuchungsergebnisse zu bewerten. Ziel ist es eine Mindestanzahl an erforderlichen Wechselwirkungen in der Testkonfiguration zu erhalten. Auf Basis dieser Wechselwirkungen folgt in der Aktivität der Erstellung *alternativer Lösungen* eine Aufstellung möglicher Umsetzungslösungen dieser Wechselwirkungen in der Testkonfiguration, basierend auf Teilsystemmodellen oder über die realen Systeme selbst. Diese Summe an Abbildungsvarianten wird in der darauf folgenden Aktivität der *Lösungsauswahl* hinsichtlich ihrer bestmöglichen Erfüllung des Untersuchungsziels und hinsichtlich der Umsetzbarkeit überprüft und eine Abbildungsvariante ausgewählt. Die daran anknüpfende Aktivität

der *Tragweitenanalyse* soll Chancen und Risiken dieser Umsetzungsvariante ermitteln, um folgend in der Aktivität des *Entscheidens und Umsetzens* einen finalen Beschluss zu treffen und gegebenenfalls den Aufbau durchzuführen. Über eine Aktivität des *Nachbereiten und Lernen* wird sichergestellt, dass Erkenntnisgewinne während der Testkonfigurationsentwicklung, aber auch während dessen Nutzung dokumentiert und für folgende Erstellungsprozesse zur Verfügung gestellt werden.

Neben einer allgemeinen Vorstellung der einzelnen Abschnitte der Struktur werden Beispiele von ZMS-Untersuchungen herangezogen, wobei insbesondere die nachfolgenden Kapitel dieser Arbeit sich gezielt in dieser Struktur verorten werden und demnach weiterführend jeweils kapituleinleitend eine Instanzierung der Struktur erfolgt.

Mit der vorgestellten Vorgehensstruktur kann – auch im Vorgriff auf die dazugehörigen Ausführungen in den kommenden Kapiteln – die erste Forschungsfrage

Nach welcher Systematik kann bei Untersuchungen von Komponenten wie dem Zweimassenschwungrad das erforderliche Restsystem sowie dessen Abbildung und die dafür erforderlichen Koppelsysteme definiert werden?

beantwortet werden.

---

## 6 Einflüsse abtriebsseitiger Restsystemmodelle auf das ZMS

Wie in der Forschungshypothese formuliert, liegt die Vermutung nahe, dass Umfang und Art der Abbildung des Restsystems einen möglichen Einfluss auf das ZMS-Untersuchungsergebnis haben. Generell zu beschließen, dass in Bezug auf den Restsystemumfang alle Triebstrangeigenschaften wie beispielsweise Nachgiebigkeiten, Spiele u. w. in der Testkonfiguration berücksichtigt werden sollen, ist hinsichtlich des Aufwands und der parasitären Einflüsse nicht zielführend. So bieten einfache Konzepte beim Prüfstands Aufbau und dem regelungstechnischen Betrieb oftmals Vorteile. Dennoch kann eine Bezifferung des Einflusses von diesen Vereinfachungen bisheriger Literatur nicht entnommen werden, da dieser mitunter stark vom zu untersuchenden System und dem Untersuchungsziel abhängt. Hierdurch wird sich im Folgenden auf die **Parameterermittlung des Feder-Dämpfer-Systems** von Zweimassenschwungrädern ohne drehzahladaptiven Tilger fokussiert und für diese Untersuchung Restsystemeinflüsse aufgezeigt.

Anzumerken ist bereits hier, dass eine direkte Übertragung der Aussagen auf andere Systeme nicht ohne weiteres vollzogen werden darf.

### 6.1 Fragestellung und Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung

Ausgelöst wird die Untersuchung während der Aktivität der *Problemeingrenzung* (vgl. Kapitel 5.2), als geklärt werden soll, welche der abtriebsseitigen Wechselwirkungen im Gesamtsystem für die Untersuchung von Relevanz sind.

#### 6.1.1 Ausgangspunkt der Untersuchung

Basis für die durchzuführende *Problemeingrenzung* sind die Inhalte der *Situationsanalyse*. Stichpunktartig zusammengefasst – jedoch ohne Anspruch auf Vollständigkeit – bringt diese für die ZMS-Untersuchung (vgl. auch Struktur der *Situationsanalyse* in Abbildung 5.1) dabei folgendes Ergebnis:

- Klärung Untersuchungsziel:  
dynamische Beschreibung des ZMS durch Parameteridentifikation des Feder-Dämpfer-Systems im Zugbereich in variierenden Betriebspunkten
- Einordnung des ZMS in Gesamtsystemkontext:  
siehe Abbildung 5.2 bzw. ergänzend der Kfz-Antriebsstrang in Abbildung 6.1 (Erläuterung folgt)
- Vorfestlegung von Betriebspunkt(en):
  - Kontext Gesamtsystem:  
Überlandfahrt bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Steigungen
  - Kontext ZMS:  
System permanent vorgespannt, keine Lastwechsel, Drehzahlen von Leerlauf- bis Maximaldrehzahl, variierende Schwingungsamplituden
  - Kontext Systemumgebung:
    - Motor: Last von Teil- bis Volllast
    - Getriebe: überwiegend 4. Gang, normaler Ölstand, Betriebstemperatur
    - Straße und Umwelt: variierende Steigungen und Luftwiderstände
- Analyse des ZMS als Sul im Kontext des Betriebspunktes:  
Das ZMS sorgt im Betriebspunkt für eine Schwingungsisolierung des Verbrennungsmotors vom Restantriebsstrang. Dabei befindet sich das ZMS unter permanenter Vorspannung. Ein Anlagenwechsel des sekundärseitigen Mitnehmers oder der Bogenfedern tritt nicht auf. Auf die Vorspannungs- und Drehzahlabhängigkeit der Reibung und Dämpfung ist zu achten, vergleiche auch tiefergehende Ausführungen in Kapitel 2.6.4.
- Analyse der Systemumgebung im Kontext des Betriebspunktes:  
Auf Basis einer C&C<sup>2</sup>-Analyse des Kfz-Antriebsstrangs in Abbildung 6.1 wird grundsätzlich ersichtlich, welche Teilsysteme über den Kraftfluss mit der Komponente ZMS in Wechselwirkung stehen.
  - Antriebsseitig:  
Antriebsseitig befindet sich der Verbrennungsmotor, dessen Verhalten modellhaft durch den Connector *Motor* beschrieben wird. Aus der Literatur kann entnommen werden, dass der Motor ein ungleichförmiges Drehmomentverhalten aufweist und der Kurbelwellenflansch als Schnittstelle zum ZMS mehrdimensionale Auslenkungen vollführt, vgl. Kapitel 2.3.2.
  - Abtriebsseitig:  
Aus der C&C<sup>2</sup>-Analyse wird ebenfalls ersichtlich, dass die Drehbewegung der ZMS-Sekundärseite durch das dynamische

Verhalten des Triebstrangs beeinflusst wird. Ferner wird das Triebstrangverhalten selbst durch äußere Einflüsse verändert: Connector *Kupplung* (geschlossen), Connector *Getriebe* (gewählter Gang), Connector *Fahrzeug* (Fahrzeugmasse & Luftwiderstände) und Connector *Straße* (Fahrbahnkontakt). Die durch eine detailliertere Analyse der Triebstrangkomponenten identifizierten Spiele kommen durch den betriebspunktbedingten permanenten Verbleib im Zugbereich nicht zum Tragen.

- Zusammenstellung – Wechselwirkung des ZMS mit der Systemumgebung im Betriebspunkt:
  - (1) Drehungleichförmigkeitsanregung (last- und drehzahlabhängig) durch die Verbrennungskraftmaschine (VKM)
  - (2) Axial- und Taumelbewegungen der ZMS-Primärseite durch die VKM
  - (3) Unterschiedliche Drehzahlen und Vorspannungen des ZMS durch unterschiedliche Straßenprofile und Fahranforderungen
  - (4) Wechselwirkung der ZMS-Sekundärseite mit den Schwingungsformen des Triebstrangs

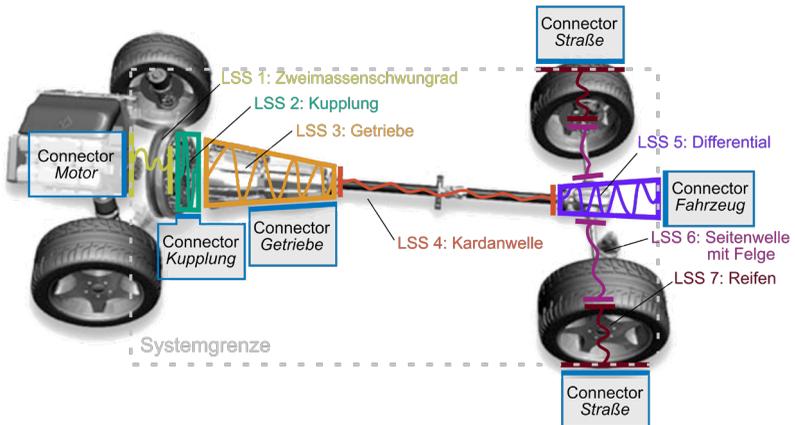


Abbildung 6.1: C&C<sup>2</sup>-Analyse des Antriebsstrangs (Analyse in Anlehnung an Albers, Bursac, et al. (2016); Bildquelle des Antriebsstrangs: Dresig und Fidlin (2014))

Die Überprüfung der Wechselwirkungspunkte dieser Zusammenstellung hinsichtlich ihrer Relevanz für die Untersuchung – wie es die Aktivität der *Problemeingrenzung* der Vorgehensstruktur vorgibt – zeigt, dass Punkt (1) und (3) für die Untersuchung von großer Bedeutung sind. Der Einfluss der Axial- und Taumelbewegung

der ZMS-Primärseite auf die dynamischen Parameter des ZMS-Feder-Dämpfer-Systems (2) ist hingegen unklar. Untersuchungen zur Einflussermittlung lassen sich jedoch nicht durchführen, sodass gemäß der Vorgehensstruktur die Taumel-Anregung (vorerst) mit berücksichtigt werden sollte.<sup>22</sup> Dennoch bleibt dieser Punkt als erste Unklarheit hinsichtlich seiner Relevanz bestehen.

### 6.1.2 Fragestellung der Untersuchung und Zielgrößen

Die zweite, hinsichtlich ihrer Relevanz unklare, Wechselwirkung folgt aus der Interaktion der ZMS-Sekundärseite mit den Schwingungsformen bzw. der Nachgiebigkeit des Triebstrangs (4). Hier wird entschieden Untersuchungen durchzuführen, um den Einfluss näher zu beleuchten und eine fundierte Entscheidung zur Berücksichtigung treffen zu können. In der Untersuchung soll herausgearbeitet werden, ob sich die ermittelten Parameter des Feder-Dämpfer-Systems in fahrzeugtypischen Betriebspunkten unterscheiden, wenn das verwendete Restsystemmodell hinsichtlich seines (passiven) Schwingungsverhaltens variiert wird. Hierzu wird einmal die Nachgiebigkeit des Triebstrangs mitberücksichtigt und weiterführend vereinfachend nicht mit abgebildet. Der Hauptunterschied im Betrieb liegt dabei auf dem Schwingungsverhalten der ZMS-Sekundärseite. Aktive, periodische Anregungen im Triebstrang – beispielsweise hervorgerufen durch Zwangsbewegungen aufgrund des Kardanfehlers bei Kardangelen(-wellen)<sup>23</sup> – werden hingegen nicht betrachtet.

Bezogen auf den Kfz-Antriebsstrang kann der Unterschied durch eine Analyse der Schwingungsformen verdeutlicht werden. Hierzu wird auf den beispielhaften Triebstrang, welcher in den Grundlagen eingeführt wurde (vgl. Kapitel 2.5), zurückgegriffen. Abbildung 2.24 im Grundlagenkapitel zeigt bei eingelegtem 4. Gang eine analytische Modalanalyse des Triebstrangs, welcher auf sechs Freiheitsgrade reduziert ist. Sichtbar sind die fünf signifikanten Eigenformen Ruckeln, ZMS-Resonanz, Rad-Resonanz, Differential-Resonanz und Getriebe-Resonanz. Aus Komplexitätsgründen erfolgt bei der Untersuchung eine weitere Fokussierung bzw. Reduzierung der Schwingungsformen, sodass sich lediglich die ZMS-Resonanz ausbilden kann. Die ZMS-Sekundärseite vollführt so eine freie, unregelmäßige Schwingung. Abbildung 6.2, links zeigt diesen auf drei Freiheitsgrade reduzierten Aufbau. Die Gegenüberstellung erfolgt mit einem Restsystemmodell, bei dem die ZMS-Sekundärseite keine (großen) freien Schwingungen mehr ausführen kann. Hierzu wurde die markante Triebstrangnachgiebigkeit entfernt, sodass eine starre

---

<sup>22</sup> In Kapitel 8 wird hierauf noch einmal gesondert eingegangen.

<sup>23</sup> Vergleiche beispielsweise (Purdie, 2020)

Kopplung der ZMS-Sekundärseite mit der Fahrzeugmasse vorliegt, siehe Abbildung 6.2, rechts. Die ZMS-Resonanzfrequenz fällt hierdurch auf ca. 10 Hz ab.

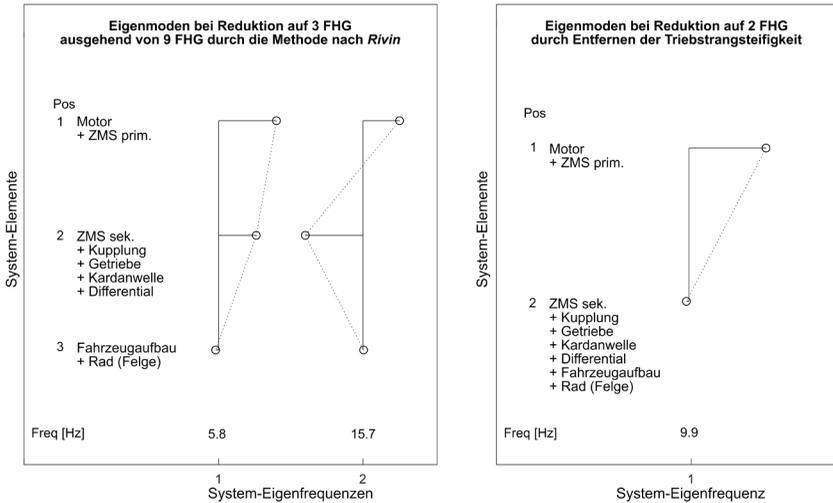


Abbildung 6.2: Eigenmoden des modellhaften Antriebsstrangs im 4. Gang – Vergleich drei zu zwei Freiheitsgraden

## 6.2 Prinzipielle Umsetzung der Restsystemmodelle am Prüfstand

Die Umsetzung am Prüfstand erfolgt auf Basis physischer Modelle der abtriebsseitigen Teilsysteme sowie mit einem physisch berücksichtigten ZMS. Diese rein physische Umsetzungsform – von der generischen Anregung abgesehen – wird gewählt, um Einflüsse durch Schnittstellen zwischen physischer und virtueller Domäne (physisch-virtuelle Koppelsysteme) zu vermeiden. Die dazugehörigen Modelle der IPEK-XiL-Architekturen mit der Einordnung hinsichtlich dem interessierenden Teilsystem „Bogenfeder im Federkanal“ und den variierenden Restsystemen sind in Abbildung 6.3 für den Aufbau mit nachgiebigen Triebstrang und in Abbildung 6.4 für den Aufbau mit starrem Triebstrang gegeben.

Um parasitäre Einflüsse auf das Untersuchungsergebnis durch unterschiedliche Einbausituationen des ZMS beim Wechsel des Restsystems zu vermeiden, wird dieses als separates Prüfmodul im Prüfaufbau integriert, was eine eigene Lage-

zung des ZMS durch zwei Stützlagerungen voraussetzt. Die Kopplung des Moduls zur Umgebung erfolgt über versatzausgleichende, jedoch spielfreie Kupplungen. Eine schematische Darstellung dieses Prüfmoduls ist in Abbildung 6.5 gegeben. Dieses besitzt noch keine Sensorik-Systeme, da dessen Spezifikation wiederum eigene Untersuchungen erfordert, um verfälschende Einflüsse auf das Ergebnis zu minimieren. Im Folgenden soll hierauf gesondert eingegangen werden.

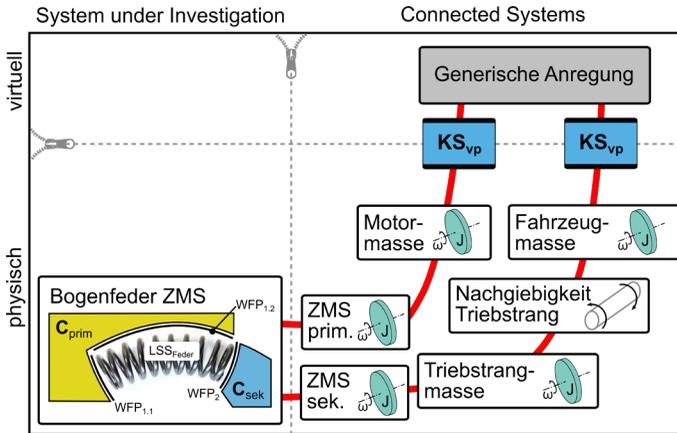


Abbildung 6.3: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit nachgiebigem Triebstrangmodell

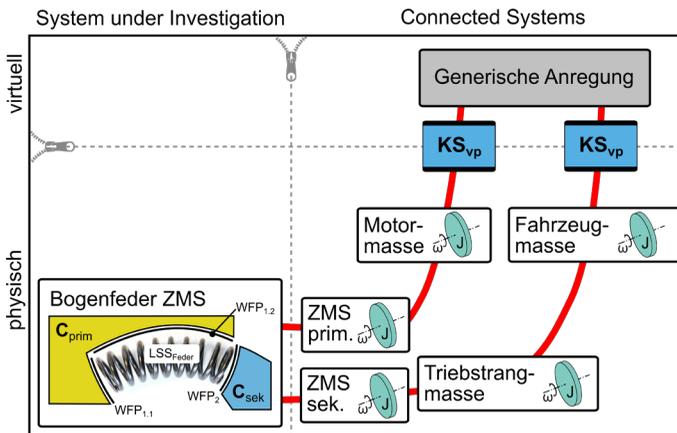


Abbildung 6.4: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit starrem Triebstrangmodell

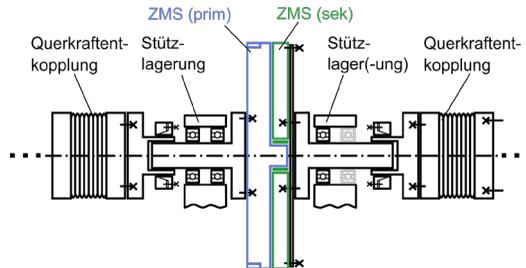


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS ohne Sensorik

## 6.3 Vorausgehende Fragestellungen zur Ermöglichung des Vergleichs

Um den quantitativen Vergleich der ZMS-Parameter auf Basis unterschiedlicher Restsystemmodelle durchführen zu können, müssen hinführende Teilfragestellungen beantwortet werden, welche die Bereiche Messmethodik und Prüfaufbau sowie Untersuchungsführung und Auswertung betreffen:

- Durch welche Messmethodik lassen sich innere Zustände des ZMS (Feder-Dämpfer-Systems) ermitteln und wie kann ein für die Messung optimierter Prüfaufbau aussehen? Welche Messmittel können hierzu eingesetzt werden und wie sind diese hinsichtlich ihrer Eigenschaften zu bewerten?
- Wie lassen sich reproduzierbar Betriebspunkte der Komponente in experimentellen Untersuchungen einstellen (z. B. statische Beanspruchung, dynamische Verdrehung, ...), um einen Vergleich zu ermöglichen?
- Durch welches mathematische Modell können die Hysteresen der Betriebspunkte quantitativ beschrieben werden?

### 6.3.1 Methodik zur Verhaltenserfassung des Feder-Dämpfer-Teilsystems

Für die Erfassung des Feder-Dämpfer-Teilsystemverhaltens ist es erforderlich das Teilsystem hinsichtlich seiner funktionsrelevanten Elemente und seiner Systemgrenze genauer zu untersuchen. Hierzu wird eine Systembeschreibung mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes – aufbauend auf den Erläuterungen im Grundlagenkapitel – vorgenommen und basierend darauf die erforderlichen Systemgrößen und deren

Messort für die Teilsystemcharakterisierung definiert. Nach erfolgter Definition steht die Frage der technischen Realisierung der Systemgrößenbestimmung wie Drehwinkel, Drehzahl oder Drehmoment im Vordergrund. Hierbei wird auf Besonderheiten hinsichtlich der Messmethode, des Messortes und der Sensoreigenschaften eingegangen und diesbezüglich experimentelle Voruntersuchungen und Systemverifikationen vorgestellt. Ergebnis dieses Kapitels ist die (verifizierte) Kenntnis, durch welche Messmethodik die inneren Zustände des ZMS in Bezug auf das Feder-Dämpfer-System ermittelt werden können und wie ein auf diese Messung optimierter Prüfaufbau aussehen kann.

### 6.3.1.1 Teilsystembeschreibung und erforderliche Systemgrößen

Wird das ZMS hinsichtlich seiner hauptfunktionsrelevanten Teilsysteme untersucht – zum Beispiel anhand des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes wie in Kapitel 2.6.4.1 vorgestellt und angewendet – so ist das mechanisch-tribologische System aus Bogenfeder(n), Gleitschalen, Reibscheibe und primär sowie sekundärseitiger Federanschläge das gesamtsystemcharakterisierende Teilsystem. In Abbildung 2.32 ist für ein beispielhaftes ZMS dieses Teilsystem analysiert und die hauptfunktionsrelevanten *Wirkflächenpaare* und *Leitstützstrukturen* eingezeichnet. Wird dieses Teilsystem extrahiert, vereinfacht schematisch dargestellt und wieder das C&C<sup>2</sup>-Wirknetz eingezeichnet, so folgt Abbildung 6.6 (a). Zu sehen ist die ZMS-Primärseite, repräsentiert durch den *Connector*  $C_{\text{prim}}$ , welcher das antriebsseitige Systemverhalten abbildet. Dieser Connector bildet Wirkflächenpaare mit der Bogenfeder am Primärseitenanschlag ( $WFP_{\text{prim}}$ ) und an den einzelnen Windungen ( $WFP_{W1\dots9}$ ). Die Leitstützstruktur der Feder ( $LSS_{\text{Feder}}$ ) verbindet diese Wirkflächenpaare mit dem sekundärseitigen Wirkflächenpaar ( $WFP_{\text{sek}}$ ), welches die Verbindung zur ZMS-Sekundärseite und dem abtriebsseitigen Systemverhalten in Form des Connectors  $C_{\text{sek}}$  darstellt. Parallel ist die ZMS-Sekundärseite ( $C_{\text{sek}}$ ) über die Reibscheibe ( $WFP_{\text{Reibscheibe}}$ ) mit der ZMS-Primärseite ( $C_{\text{prim}}$ ) in Kontakt.

Wird das System nun in einem spezifischen Betriebspunkt analysiert – siehe Abbildung 6.6 (b) –, in dem die Feder unter Drehzahleinfluss durch die wirkende Zentrifugalkräfte ( $C_{\text{Zentrifugalkraft}}$ ) und eine Lastkraft ( $F_{\text{sek}}$ ) belastet wird, so zeigt sich<sup>24</sup>, dass einzelne Windungen „abgeschaltet“ sind. Die Kraft  $F_{\text{sek}}$  stützt sich allein über die Wirkflächenpaare  $WFP_{W6\dots9}$  und das Wirkflächenpaar  $WFP_{\text{Reibscheibe}}$  an der Primärseite ab, was durch die lilafarbenen Kraftpfeile symbolisiert wird. Der mit  $LSS_{\text{Feder,inaktiv}}$  bezeichnete Federbereich ist somit dynamisch inaktiv und trägt zur Entkopplungsfunktion nicht bei.

---

<sup>24</sup> Vergleiche Stand der Forschung (Kapitel 2.6.4)

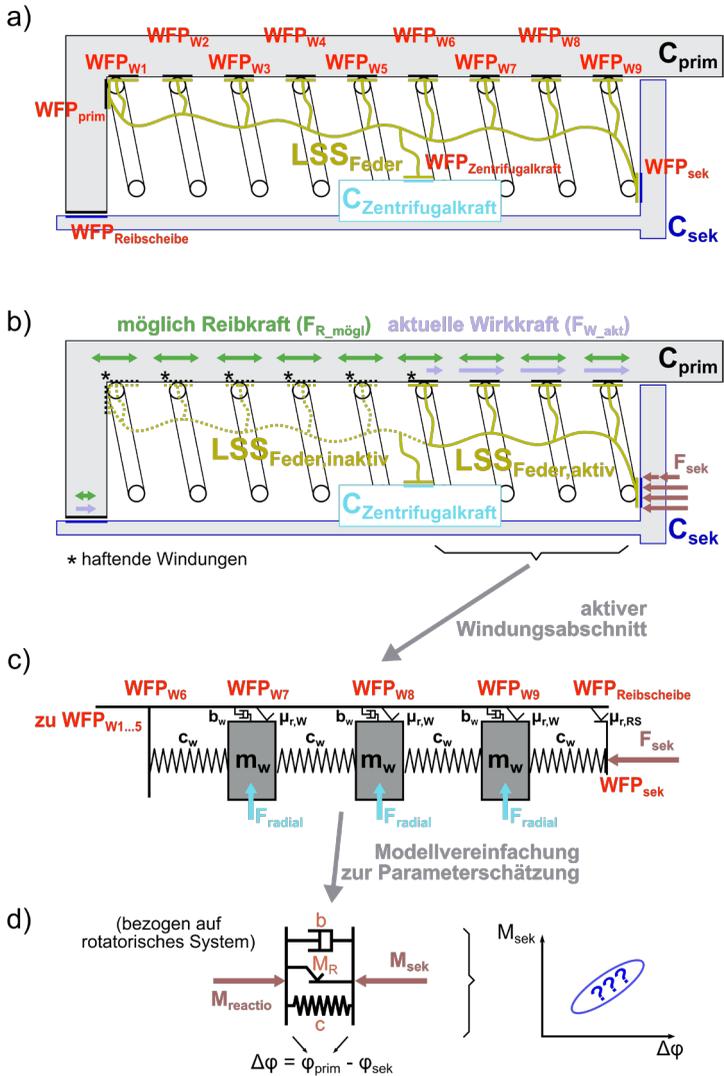


Abbildung 6.6: Schematische Abbildung der Bogenfeder im Federkanal mit Analyse durch den C&C<sup>2</sup>-Ansatz zur Ableitung eines Berechnungsmodells

Das Systemmodell des dynamisch aktiven Windungsabschnitts ist in Abbildung 6.6 (c) gezeigt. Es besteht aus den drei sich im Betriebspunkt noch bewe-

genden Windungsmassen ( $m_w$ ), Federsteifigkeiten ( $c_w$ ) zwischen diesen aktiven Windungsmassen, Energie dissipierenden Reibungsanteilen der Windungen ( $\mu_{r,w}$ ), viskosen Dämpfungsanteilen ( $b_w$ ) durch Fettverdrängung zwischen Windung und ZMS-Primärseite sowie der Reibung der Reibscheibe ( $\mu_{r,RS}$ ).

In Bezug auf die Parameterermittlung ist in diesen Versuchen – anders als beispielsweise in der von Koch (2019) vorgestellten Untersuchung zur Federbewegung – ein Beobachten der einzelnen Windungsabschnitte nicht geplant, sodass das Modell weiter vereinfacht werden muss, vergleiche Abbildung 6.6 (d). Es ergibt sich ein masseloses Feder-Dämpfersystem, welches zwischen der Primär- und Sekundärseite des ZMS aufgespannt wird. Über eine periodische Systemanregung lassen sich somit – in Bezug auf ein rotorisches System – bei Auftragung des Moments über dem Verdrehwinkel Hysteresen bilden, welche über systembeschreibenden Parameter approximiert werden sollen. Die Anforderung, das isolierte Feder-Dämpfer-Verhalten ohne Einflüsse von angrenzenden Trägheitsmassen zu erfassen, erfordert zum einen die Kenntnis der relativen Stauchung der aktiven Bogenfederwindungen und zum anderen die Kenntnis des in das System eingeleiteten Moments.

a) Verdrehwinkel und Verdrehwinkelgeschwindigkeit

Die Stauchung der aktiven Bogenfederwindungen lässt sich durch Kenntnis der **Verdrehung der Primär- zur Sekundärseite** erfassen. Diese Annahme gilt, solange der sekundärseitige Flansch nicht von der Feder abhebt. Diese Annahme ist in den hier betrachteten Betriebszuständen unter permanenter Vorspannung gegeben.<sup>25</sup>

b) Eingeleitetes Moment

Aus der Analyse geht hervor, dass sowohl primär- als auch sekundärseitig die jeweiligen Wirkflächenpaare an den Connectoren den Schnitt zur Feder darstellen. Zur Kenntnis des eingeleiteten Moments in die Feder über die Primärseite muss bekannt sein, welche Wirkflächenpaare in dem Betriebspunkt dynamisch aktiv sind, um die „richtige“ Momentensumme zu bilden. Des Weiteren sollte die Masse der inaktiven Windungen zur Genauigkeitserhöhung der Primärseitenmasse zugerechnet werden. Dies lässt sich ohne nähere Kenntnis des Windungsverhaltens nicht durchführen.

Von der Sekundärseite aus betrachtet, gibt es dem gegenüber ausschließlich zwei Wirkflächenpaare (**WFP<sub>sek</sub>** & **WFP<sub>Reibscheibe</sub>**), welche in den betrachteten Betriebspunkten dauerhaft im Eingriff sind. Die Deakti-

---

<sup>25</sup> Ist diese Annahme nicht gültig, so müssten die Windungspositionen – mit Verweis auf Koch (2019) – beobachtet werden.

vierung von Windungen ist nicht von Relevanz. Die Verwendung dieser **sekundärseitigen Schnittgröße als eingeleitetes Moment** ist demnach zielführend.

### 6.3.1.2 Erfassung der erforderlichen Systemgrößen

Der Freischnitt des Feder-Dämpfer-Systems zeigt, welche Systemgrößen im System ZMS erfasst werden müssen. Somit stellt sich folglich die Frage, wie dessen Erfassung technisch umgesetzt werden kann. Diese Frage umfasst die Bereiche Messstellendefinition und Messsystemdefinition, jeweils durchgeführt für die Erfassung des (Ver-)Drehwinkels bzw. der (Ver-)Drehwinkelgeschwindigkeit und des Drehmoments.

#### 6.3.1.2.1 Verdrehwinkel-/ Verdrehwinkelgeschwindigkeits-Erfassung

Zur Ermittlung des Verdrehwinkels beziehungsweise der Verdrehwinkelgeschwindigkeit der Primär- zur Sekundärseite des ZMS sollen Drehgeber zum Einsatz kommen. Im Gegensatz zu beispielweise optischen Sensoren wie einem Laser-Rotationsvibrometer bieten sie den Vorteil der Erfassung von Schwingungen niedrigerer Frequenz, von transienten Schwingungen, von großen Winkelamplituden oder von mittleren Verdrehungen (Matitschka et al., 2015). Dem gegenüber steht ein erhöhter Aufwand für die Integration im Prüfaufbau. Allein aus dem letzten Aspekt ist daher die Verwendung bereits installierter Sensoren zielführend, wie beispielsweise die Drehgeber der Prüfstands-Elektromotoren.

#### *Messort*

Um die Integration weiterer Sensoren möglichst zu vermeiden, wird für diesen Aufbau geprüft, ob die Motordrehgeber verwendet werden können. Diese Sensoren befinden sich an der nicht leistungsabgebenden Seite der Motoren und sind daher vom interessierenden Messort weit entfernt. In Matitschka et al. (2015) konnte für einen spezifischen Prüfaufbau durch eine Referenzmessung mit einem Laser-Rotationsvibrometer am Prüfling die Verwendbarkeit bis ca. 80 Hz gezeigt werden. Dennoch sind diese Messungen nur für den spezifischen Aufbau gültig und nicht auf diese Versuche übertragbar.

Um die Tragweite des Integrationsortes des Sensors auf die ermittelten Drehzahlen zu beleuchten, werden experimentelle Versuche durchgeführt. Untersuchungsziel ist die Quantifizierung der Abweichung der Drehzahlen am interessierenden Messort von den gemessenen Drehzahlen des Motorsensors. Zugleich erfolgt eine Variation der Prüflingsträgheit und damit des mechanischen Aufbaus. Abbildung 6.7, oben zeigt auf der linken Seite den Aufbau mit direkter Anbindung

eines Referenzsensors am Rotor und auf der rechten Seite einen Aufbau mit einer Zusatzmasse, welche in etwa der einer großen ZMS-Primärseite ( $\sim 0,13 \text{ kgm}^2$ ) entspricht.

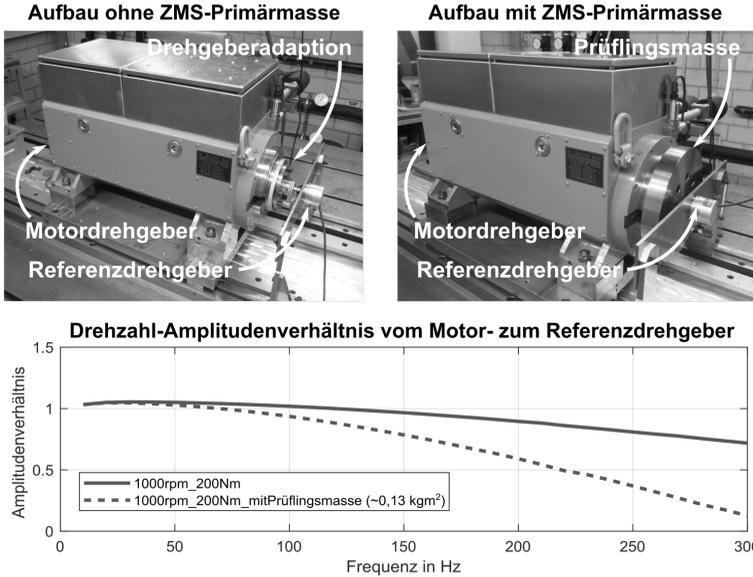


Abbildung 6.7: Einfluss des Drehzahl-Messortes auf die Drehzahlamplitude bei harmonischer Schwingung – Untersuchungssetups und Ergebnisse

Durch Anregung mit einer Sinus-Drehmomentschwingung bei stationären Frequenzstufen im Bereich von 10 bis 300 Hz, bei einer festen Drehmomentamplitude und einer festen mittleren Drehzahl lassen sich für jede Stufe über eine Fast-Fourier-Transformation die Winkelgeschwindigkeitsamplituden  $\hat{\omega}$  jedes Sensors bei der jeweiligen Anregungsfrequenz  $f_{soll}$  ermitteln. Über das Verhältnis dieser Amplituden eines jeden Sensors gemäß

$$Amp_{Vhl}(f_{soll}) = \hat{\omega}_{Motorsensor}(f_{soll}) / \hat{\omega}_{Referenzsensor}(f_{soll}) \quad 46$$

lassen sich die Amplitudenverläufe darstellen, vgl. Abbildung 6.7, unten. Zu erkennen ist, dass die vom Motorsensor gemessene Amplitude mit steigender Frequenz von der tatsächlichen Schwingungsamplitude des „Prüflings“ abweicht. Dieser Effekt tritt bei Berücksichtigung der größeren Prüflingsmasse noch deutlicher in Erscheinung. Das mechanische System aus Sensoradaption, Rotor sowie Prüfling (dies entspricht der Leitstützstruktur vom Motordrehgeber zum Referenz-

drehgeber) darf somit aus messtechnischer Sicht nicht als starr angenommen werden. Die Integration von Sensoren nahe dem gewünschten Messort ist somit je nach Frequenzbereich der Untersuchung zwingend erforderlich.

### Messsystem

Als Messsystem muss für eine prüflingsnahe Messung ein Sensor gewählt werden, welcher sich koaxial sowohl an-, als auch abtriebsseitig im Prüfaufbau integrieren lässt. Weitere Bewertungspunkte zur Auswahl eines Sensors sind die mitdrehende Trägheitsmasse (möglichst gering), die mechanische Integrierbarkeit (möglichst wenig Aufwand und keine „Schwächung“ des mechanischen Systems), die Kompatibilität zum Messsystem (Erfassbarkeit der Sensor-Ausgangssignale), die Sensorauflösung (möglichst hoch) und das Eigenverhalten (möglichst keine Verfälschung von der realen Information zum digitalen Signal). Gerade die Sensorauflösung und das Sensoreigenverhalten sind für die Ergebnisgüte von großer Bedeutung, sodass Vorversuche für eine fundierte Auswahlentscheidung im Prüfaufbau zielführend sind. Im Folgenden soll das Vorgehen und das Ergebnis dieser Vorversuche vorgestellt werden.

Als Untersuchungsziel wird die Gewinnung von Erkenntnissen über das Sensorsystem hinsichtlich seines Eigenverhaltens durch die Bewertung der Amplituden- und Phasentreue in Bezug auf ein Referenzmesssystem festgehalten. Des Weiteren wird die erzielte Sensorauflösung in Bezug auf die Messaufgabe bewertet. Abbildung 6.8 zeigt das hierzu angewendete Vorgehen.

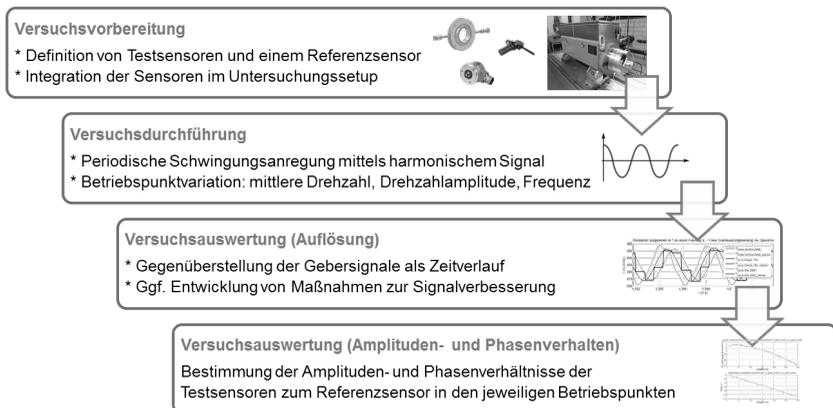


Abbildung 6.8: Angewendetes Vorgehen zur Gewinnung von Erkenntnissen über ein Drehgeber-Sensorsystem hinsichtlich seines Eigenverhaltens

Zu Beginn steht die Vorauswahl von Sensoren. Für diese ZMS-Untersuchung und den Prüfaufbau werden dazu folgende lagerlose Sensoren vorausgewählt:

- **Rheintacho SDN6.FK10.E05RV**<sup>26</sup>  
Messprinzip: 2-Kanal Hall-Differenz-Sensor (inkrementell)  
Anzahl Inkremente: 120 (entspricht Zähnezah der Mess-Zahnscheibe)  
Ausgangssignal: TTL (Transistor-Transistor-Logik)
- **Baumer Drehgeber HMC18A1 N60D02**<sup>27</sup>  
Messprinzip: Magnetischer Inkrementalsensor (Sin/Cos-Signale)  
Anzahl Inkremente: 200 (physisch) / 3.200 (interpoliert: x16)  
Ausgangssignal: TTL (Transistor-Transistor-Logik) durch Umwandlung und Interpolation der Sin/Cos-Signale  
Besonderheit: Rundlauffehlerkompensierend

Diese beiden Sensoren unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Funktionsweise und bestimmungsmäßigen Einsatzortes grundlegend. Der Sensor von Rheintacho wird üblicherweise in größeren Stückzahlen in mobilen Anwendungen verbaut. Der Sensor der Firma Baumer ist hingegen ein Spezielsensor für hochgenaue System- und Winkelüberwachungen wie beispielweise von Werkzeugmaschinen. Interpolationsraten, die zu einer Auflösung von bis zu 102.400 Inkrementen pro Umdrehung führen, sind einstellbar.

Als Referenzsensor für die Untersuchung wird folgendes System gewählt:

- **Heidenhain Drehgeber ROD 426**<sup>28</sup>  
Messprinzip: Photoelektrische Abtastung  
Anzahl Inkremente: 5.000 (Strichscheibe, fotolithografisch hergestellt)  
Ausgangssignal: TTL (Transistor-Transistor-Logik)

Dieser Referenzsensor zeichnet sich hinsichtlich seines direkten Zeitverhaltens durch seine optische Funktionsweise und der direkten Ausgabe einer TTL-Spur ohne vorherige Signalverarbeitung wie Filterungen oder Interpolationen aus.<sup>29</sup> Zudem bietet die vergleichsweise hohe Inkrementenanzahl eine hohe Auflösung.

---

<sup>26</sup> Datenblatt: Anhang A.3 | Bezeichnung im folgenden Text: Rheintacho-Sensor

<sup>27</sup> Datenblatt: Anhang A.4 | Bezeichnung im folgenden Text: HMC18-Sensor

<sup>28</sup> Datenblatt: Anhang A.5 | Bezeichnung im folgenden Text: Referenzsensor

<sup>29</sup> Weiterführende experimentelle Untersuchungen konnten die Eignung dieses Sensors als Referenzsensor durch Untersuchung seines Zeitverhaltens in Relation zur Drehmomentmessung bestätigen.

Als Versuchsaufbauten werden beide Testsensoren möglichst steif am Rotor des Antriebsmotors und der Referenzsensor möglichst nah am Testsensor befestigt. Abbildung 6.9 zeigt links den Versuchsaufbau für den HMC18-Sensor und rechts den Aufbau für den Rheintacho-Sensor. Der elektrische Anschluss erfolgt gemäß Abbildung 6.10. Um die Sin/Cos-Signale des HMC18-Sensors in erfassbare TTL-Signale zu wandeln und um Rundlauffehler in der ersten Drehzahlordnung zu kompensieren, wird eine dazugehörige Auswerteeinheit eingesetzt. Zugleich erfolgt in dieser eine Interpolation der aus der magnetischen Polzahl des Rotors hervorgehenden 200 Sin/Cos-Perioden pro Umdrehung auf 3.200 Ink/rev (TTL-Signal). Höhere Interpolationsraten können aufgrund der Maximaldrehzahl bei den geplanten Untersuchungen und der maximalen Taktrate der Auswerteelektronik und des Messsystems nicht gewählt werden. Der Rheintacho-Sensor und der Referenzsensor liefern hingegen direkt ein TTL-Signal und können dadurch unmittelbar erfasst werden.

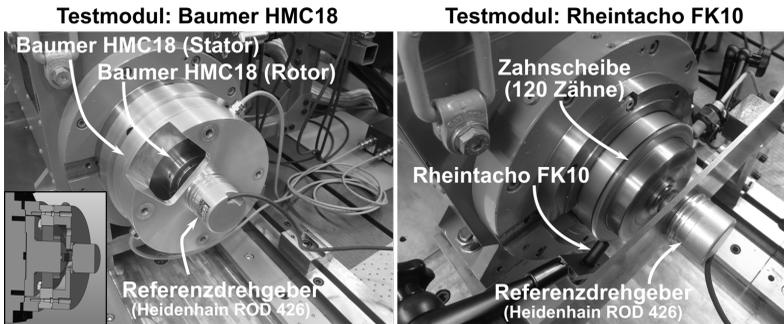


Abbildung 6.9: Identifikation der Drehgebersysteme – Testmodule

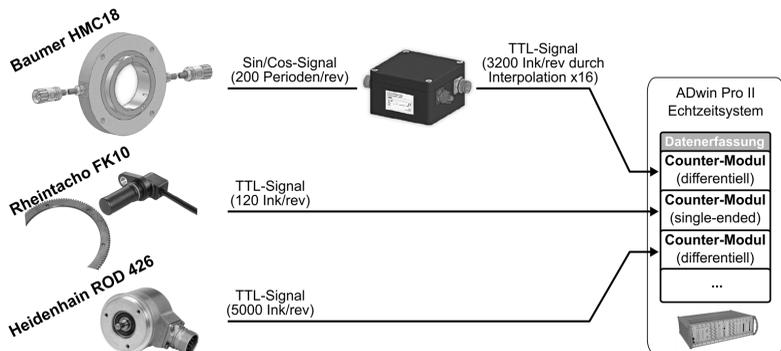


Abbildung 6.10: Identifikation der Drehgebersysteme – Messtechniksetup

Die Versuchsdurchführung in Bezug auf die Drehzahlprofile orientiert sich an den späteren ZMS-Untersuchungen, sodass Drehzahlschwingungen bzw. Drehwinkelschwingungen erfasst werden sollen. Hierzu werden bei mehreren Stufen mittlerer Drehzahl harmonische Drehzahlschwingungen unterschiedlicher Frequenz und Amplitude überlagert. Durch diese Versuchsführung lassen sich Abhängigkeiten hinsichtlich dieser drei variierenden Betriebsparameter (mittlere Drehzahl, Schwingungsamplitude und Schwingungsfrequenz) identifizieren.

Der erste Teil der Versuchsauswertung sieht eine Gegenüberstellung der Signale im Zeitbereich vor, um Besonderheiten im Signalverlauf aufzuzeigen und grundlegende Informationen zur Messauflösung zu erhalten. Hierzu werden unterschiedliche Betriebspunkte herausgegriffen und gegenübergestellt. Abbildung 6.11 zeigt die Gegenüberstellung der Drehzahlsignale des Rheintacho-Sensors zum Referenzsensor bei zwei Drehzahlniveaus mit identischer Schwingungsanregung.

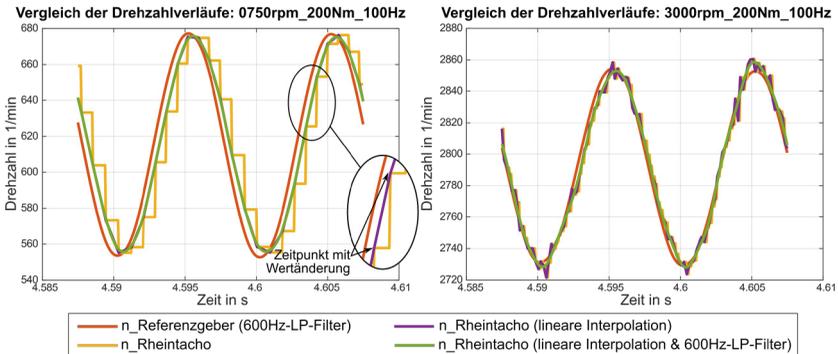


Abbildung 6.11: Zeitverlauf des Drehzahlsignals des Rheintacho-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten

Zu erkennen ist, wie die niedrige Zähnezahls der Mess-Zahnscheibe (= Inkremente) beim Rheintacho-Sensor bei geringen Drehzahlen zu ausgeprägten Stufen in der gemessenen Drehzahl führt (gelbe Linie). Eine Nachabstastung, durch die Ermittlung der Messpunkte mit der „aktuellsten“ Drehzahlinformation (= Wertänderung) und anschließender linearer Interpolation und Tiefpassfilterung (grüne Linie), führt insbesondere zeitlich zu einem plausibleren Drehzahlsignal.

Für den HMC18-Sensor ergibt sich durch die gewählte Interpolationsrate hingegen direkt ohne Signalnachbereitung ein „glatteres“ Drehzahlsignal, vgl. Abbildung 6.12.

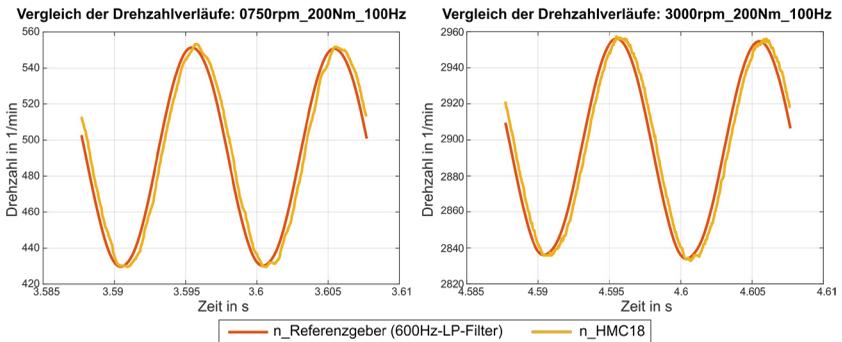


Abbildung 6.12: Zeitverlauf des Drehzahlsignals des HMC18-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten

Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der Erfassung der Drehwinkelinformation. Bei der Winkelberechnung durch eine Auswertung der steigenden TTL-Flanken ergibt sich über die Inkrementenanzahl  $n_{\text{Inkremente}}$  der Sensoren gemäß folgender Gleichung

$$\text{Winkelauflösung}_{\text{min}} = 360^\circ / n_{\text{Inkremente}} \quad 47$$

eine Auflösung von  $3^\circ$  (Rheintacho-Sensor) und  $0,1125^\circ$  (HMC18-Sensor). Abbildung 6.13 zeigt für den kritischeren, „gröberen“ Rheintacho-Sensor das dynamische Winkelsignal bei dieser Art der Auswertung des TTL-Signals (gelb). Zu erkennen ist die Diskretisierungsschrittweite der  $3^\circ$ -Auflösung, welche sich auch bei höheren mittleren Drehzahlen nicht verbessert, siehe Diagramm rechts. Dieses Erkenntnis kann simulativ bestätigt werden (Matitschka et al., 2015). Dem Verlauf gegenüber steht das nach der gleichen Methodik erfasste Winkelsignal des Referenzdrehgebers (blau). Ein Abgleich der erzielten Auflösung mit den Anforderungen an die Auflösung bei den ZMS-Untersuchungen fordert hingegen eine verbesserte Winkelsignalauflösung. Analog zu der Drehzahlerfassung ist hierzu eine lineare Interpolation zwischen den „aktuellen“ Winkelinformationen durchführbar. Die lila Linie zeigt den Winkelverlauf – ausgewertet nach dieser Methodik – für den Rheintacho-Sensor, was zu einer Auflösungsverbesserung führt. Eine weitere Alternative ist die zeitliche Integration des aufgezeichneten Drehzahlsignals. Das Ergebnis der Referenzsensor-Drehzahl-Integration (rot) und der vorher linear interpolierten Rheintacho-Drehzahl-Integration (grün) ist in der Abbildung 6.13 zusätzlich mit dargestellt. Diese Methodik führt zum besten Auflösungsergebnis, kann jedoch auch bei langen Messungen aufgrund numerischer Ungenauigkeiten zum Wegelaufen des mittleren Winkels führen. Eine spezielle Versuchs- und Auswertungsprozedur machen jedoch das letztgenannte Problem beherrschbar.

Ergänzend sei angemerkt, dass zur direkten Berechnung des Winkels durch eine geänderte Auswertung der TTL-Flanken (Vierflankenauswertung<sup>30</sup>) sich die Winkelauflösung vierfach erhöhen lässt. Aufgrund der dabei immer noch zu geringen Auflösung wird diese Methode jedoch nur für Messungen des mittleren Winkels mit den höher auflösenden Sensoren angewendet.

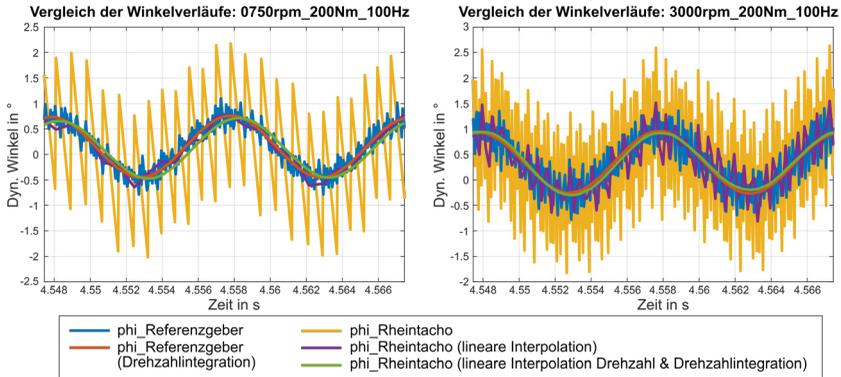


Abbildung 6.13: Zeitverlauf des Winkelsignals des Rheintacho-Sensors gegenüber dem Referenzsensor in zwei beispielhaften Betriebspunkten

Die zweite Versuchsauswertung soll Schwingungscharakteristika eines harmonischen Signalverlaufs – wie bei der ZMS-Vermessung zu erwarten – identifizieren. Hierbei sind sensorbedingte Schwingungsamplitudenveränderungen und Phasenverschiebungen von besonderem Interesse, da sich diese unmittelbar auf die zu ermittelnden Feder-Dämpfer-Parameter auswirken. Die Änderungen sollen hier in Bezug zum als ideal angenommenen Referenzsensor aufgezeigt werden, wobei die Auswertung mathematisch über eine Fast-Fourier-Transformation für unterschiedliche Betriebspunkte (Drehzahl, Frequenz, Schwingungsamplitude) erfolgen soll. Abbildung 6.14 zeigt links für einen Betriebspunkt fixer mittlerer Drehzahl und Anregungsmomentamplitude das aus den Drehzahlsignalen errechnete frequenzabhängige Amplitudenverhältnis (oben), Phasenverhältnis (unten) und die aus der Phase errechnete zeitliche Signalverschiebung – folgend bezeichnet als Totzeit – (Mitte). Aus diesen Diagrammen kann somit beispielhaft für eine Schwingfrequenz von 300 Hz abgelesen werden, dass der hier getestete HMC18-Sensor zum Referenzsensor eine um 9 % geringere Schwingungshöhe aufweist und um 0,31 ms dem Referenzsignal nacheilt.

<sup>30</sup> Siehe auch (Matitschka et al., 2015)

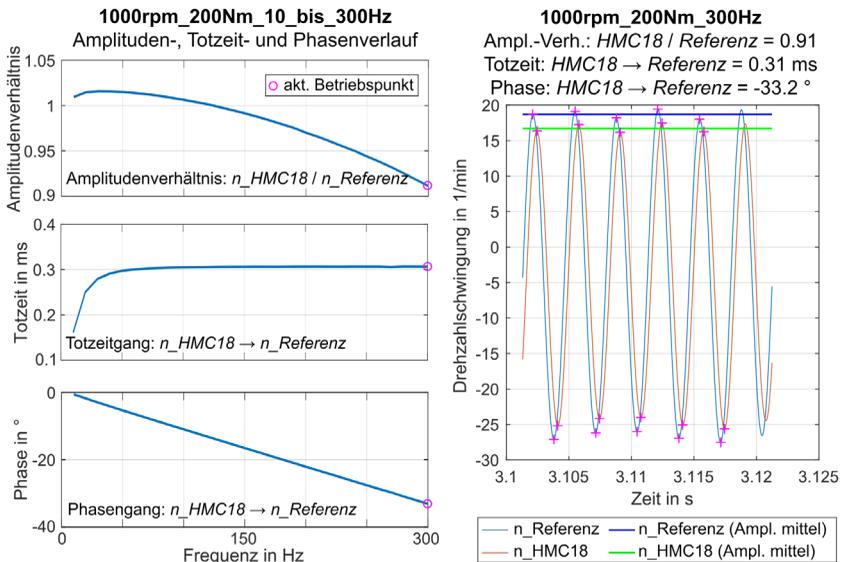


Abbildung 6.14: Auswertungsbeispiel (links) und Plausibilisierung (rechts) zur frequenzbasierten Amplituden- und Phasengangermittlung der Drehgebersysteme

Zur exemplarischen Plausibilisierung dieser Auswertungsmethodik sind in Abbildung 6.14, rechts die Zeitverläufe der Drehzahl-schwingung beider Sensoren dieses Betriebspunktes bei 300 Hz Schwingfrequenz gezeigt. Zu erkennen ist die auch frequenzbasiert identifizierte geringere Schwingungshöhe und das Nacheilen des Drehzahl-signals vom HMC18-Sensor. Die quantitative Bezifferung dieser Abweichungen – ermittelt über die Auswertung der Schwingungsminima und -maxima – verifiziert das Ergebnis der frequenzbasierten Auswertung.

Werden nach dem frequenzbasierten Auswertungsvorgehen weitere Betriebspunkte bei gleicher Anregungsamplitude jedoch unterschiedlicher mittlerer Drehzahl- und Frequenzstufen ausgewertet, so lässt sich eine Gegenüberstellung zur betriebspunktspezifischen Eigenschaftsidentifikation vornehmen. Abbildung 6.15 zeigt hierzu in der linken Spalte die Verläufe für den HMC18-Sensor und in der rechten Spalte die Verläufe für den Rheintacho-Sensor mit vorher durchgeführter linearer Signalinterpolation. Der Vergleich der Amplitudenbeziehungen zeigt ein nahezu identisches Verhalten beider Test-Sensoren. Lediglich bei geringen Drehzahlen bildet sich aufgrund der geringen Impulsanzahl beim Rheintacho-Sensor eine stärkere Amplitudendrückung aus. Aufgrund des gleichen Verhaltens beider Sensoren ist von einer mechanischen und/oder elektrischen Amplituden-

überhöhung durch den Referenzsensor auszugehen. Anders verhält es sich mit der Signalverschiebung (Totzeit) beider Sensoren. Der HMC18-Sensor weist ausschließlich eine starke Frequenzabhängigkeit auf, der Rheintacho-Sensor hingegen eine ausschließliche Drehzahlabhängigkeit<sup>31</sup>. Ausgedrückt als Phase treten gegenüber dem Referenzsensor beim HMC18-Sensor Verzüge von bis zu 33° auf, beim Rheintacho-Sensor kommen solche Verzüge indes nur bei geringen Drehzahl-niveaus vor. Die Untersuchung und Bewertung des Versuchsaufbaus hinsichtlich seiner mechanischen Eigenschaften lässt darauf schließen, dass es sich bei dem (Phasen-)Verzug um keine mechanische<sup>32</sup>, sondern um eine (elektrische) Sensoreigenschaft handelt.

Nicht dargestellt sind die Verläufe mit variiertem Drehzahlschwingungsamplitude. Eine explizite Abhängigkeit von dieser kann bei beiden Sensoren nicht festgestellt werden. Hierzu sei abschließend angemerkt, dass bereits bei den diskutierten Verläufen aus Abbildung 6.15 – durch die Variation der Schwingfrequenz unter Beibehaltung der Drehmomentanregungsamplitude – eine Drehzahlamplitudenveränderung mit Einfluss gefunden hat.

---

<sup>31</sup> Die leichte, nur bei geringer Drehzahl bemerkbare Frequenzabhängigkeit folgt aus der Schwingungsformpräzisierung mit abnehmender Schwingfrequenz durch die steigende Anzahl an Stützstellen pro Schwingungsperiode.

<sup>32</sup> Über eine Variation der Referenzsensorkopplung mit dem Motor bzw. Testsensor lässt sich experimentell zeigen, dass die (erste) Sensor-Eigenfrequenz mit Schwingungsknoten in der Kupplung für die hier verwendete Standarddrehgeberkupplung bei ca. 986 Hz liegt. Für eine Anbindung mittels Balgkupplung ergibt sich eine niedrigere Eigenfrequenz von ca. 723 Hz.

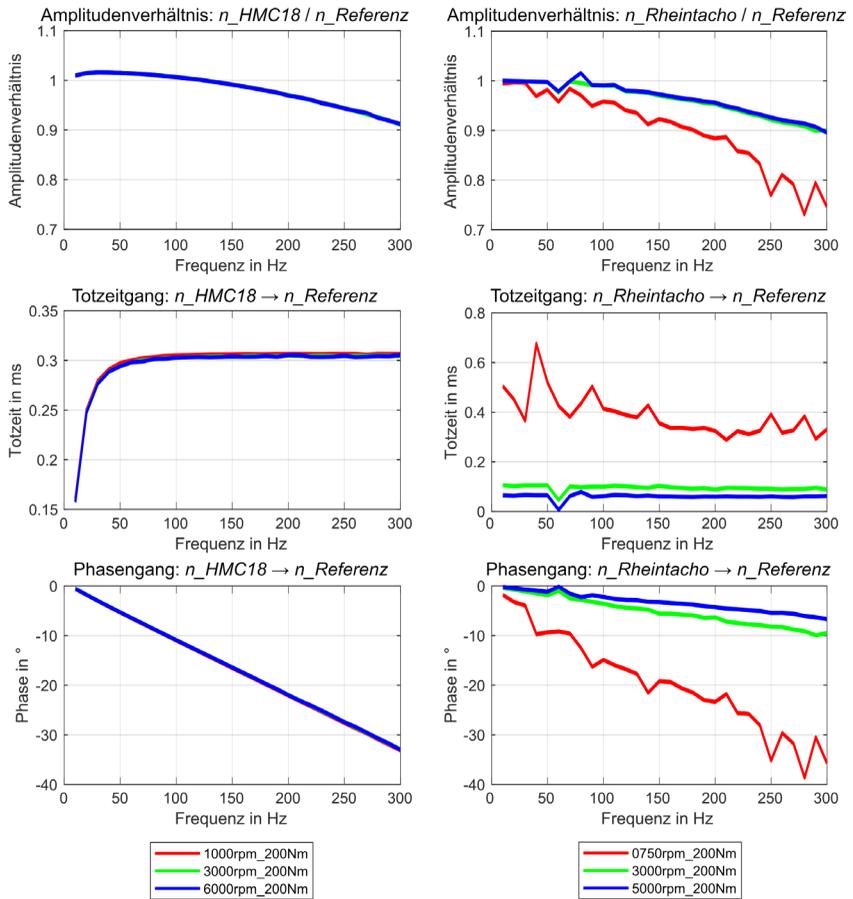


Abbildung 6.15: Identifikation der Drehgebersysteme – Amplituden- und Phasenverläufe bei unterschiedlichen Drehzahlen

### Fazit zur Winkel- und Drehzahlerfassung

Die vorgestellten Untersuchungen zum Messort der Drehzahl- bzw. Winkelmessung zeigen, dass für Untersuchungen im höheren Frequenzbereich (>80 Hz) eine Messung nahe dem interessierenden Messort erforderlich wird, um mechanische Einflüsse zu minimieren. Diese Erkenntnis führt zur Auswahl von zwei Sensoren, welche sich koaxial im Aufbau integrieren lassen. Ein Vergleich beider Sensoren mit einem Referenzsensor identifiziert die Besonderheiten beider Sensorsysteme

hinsichtlich ihres Auflösungsverhaltens und ihrer Schwingungseigenschaften. In Bezug auf das Auflösungsverhalten kann durch eine Signalnachbereitungsmethodik sowohl das Drehzahl- als auch das Winkelsignal des diskreter abtastenden Rheintacho-Sensors verbessert werden. Eine Gegenüberstellung der Amplituden-, Totzeit- und Phasenverläufe der Sensoren in Relation zu dem Referenzsensor zeigt insbesondere im Zeitverzugsverhalten Besonderheiten auf, welche mitunter zu großen Phasenverzügen führen. Eine Korrektur beziehungsweise Bewertung dieser Phasenlage – zum Beispiel auf die im tatsächlichen Versuch zu ermittelnde Dämpfung – ist daher zwingend erforderlich (vgl. Kapitel 6.3.1.3.2). Aufgrund der prinzipiellen Eignung beider Sensoren wird eine Integration im Prüfaufbau realisiert. Der HMC18-Sensor ist hinsichtlich seines Auflösungsverhaltens dem Rheintacho-Hall-Sensor zwar überlegen, aufgrund der größeren Sensorrotorträgheit und der Verfügbarkeit nur eines Sensors zum Versuchszeitpunkt wird im Prüfmodul nur ein HMC18-Sensor sekundärseitig integriert, vgl. Abbildung 6.16. Primär werden zur Drehzahl- bzw. Drehwinkelerfassung<sup>33</sup> des ZMS zwei Rheintacho-Sensoren verwendet, welche unmittelbar vor und nach diesem angeordnet sind.

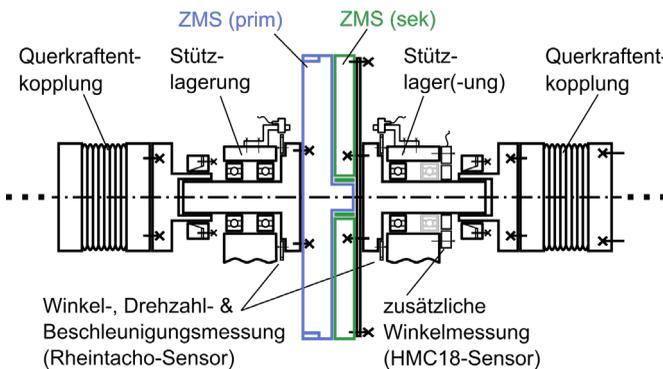


Abbildung 6.16: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehsensorik

Eine abschließende Bewertung der Drehgeber – insbesondere des vorrangig gewählten Rheintacho-Sensors mit seiner tendenziell schlechteren Auflösung – soll auf Basis einer direkten Gegenüberstellung der Drehzahl- bzw. Winkelsignale beider Sensoren erfolgen. Hierzu wird der sekundärseitige Aufbau des Prüfmoduls

<sup>33</sup> Zur besseren Lesbarkeit inkludiert der Begriff „Drehzahlerfassung“ oder „Drehzahlsensorik“, aufgrund des bei den Messungen ausgenutzten physikalischen Zusammenhangs, im Folgenden die Winkel- bzw. Beschleunigungsmessung.

(vgl. Abbildung 6.17) am Prüfstand aufgebaut und mit einer hochdynamischen Antriebsmaschine eine Drehzahl(-Schwingung) aufgeprägt.

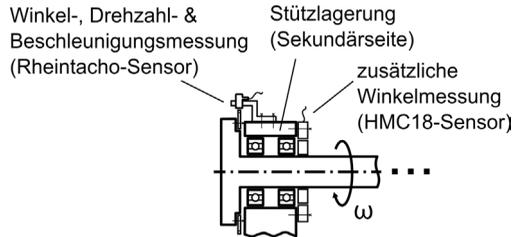


Abbildung 6.17: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zum direkten Drehzahl- und Winkelvergleich des Rheintacho-Sensors mit dem zusätzlichen HMC18-Sensor

Durch das Abfahren von stationären Betriebspunkten unterschiedlicher mittlerer Drehzahl  $n_{mittel}$ , Anregungsfrequenz  $f_{soll}$  und Anregungsamplitude  $T_{amp}$  lässt sich für jeden Betriebspunkt ein Vergleich der Drehzahl- und Winkelsignale im Zeitbereich über eine bestimmte Anzahl an Schwingungsperioden  $n_{perioden}$  durchführen sowie die dynamische Abweichung aus der Differenz der Signale beider Sensoren zu jedem Zeitpunkt  $t_x = t_0 \dots t_0 + n_{perioden}/f_{soll}$  nach Gleichung 48 für die Drehzahl und in gleicher Weise für den Winkel angeben. Beispielhaft sind die Ergebnisse für einen Betriebspunkt im Anhang A.6 gezeigt.

$$\Delta n(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}, t_x) = n_{ZMS_{sek}, Rheintacho}(t_x) - n_{ZMS_{sek}, HMC18}(t_x) \quad 48$$

Durch die Ermittlung der maximalen betragsmäßigen Abweichung dieser Differenz und Bezug auf die maximale Schwingungsamplitude des HMC18-Sensors während mehrerer Schwingungsperioden  $n_{perioden}$  lässt sich für jeden Betriebspunkt die maximale prozentuale Abweichung gemäß Gleichung 49 für die Drehzahl und entsprechend auch für den Winkel angeben.

$$\begin{aligned} & \Delta n_{max}(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}) \\ &= \frac{\max(|\Delta n(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}, t_{t_0 \dots t_0 + n_{perioden}/f_{soll}})|)}{\max(|\hat{n}_{ZMS_{sek}, HMC18}(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}, t_{t_0 \dots t_0 + n_{perioden}/f_{soll}})|)} \cdot 100 \% \end{aligned} \quad 49$$

Das aus mehreren Betriebspunkten resultierende Abweichungskennfeld (siehe Anhang A.7 für die Drehzahl und Anhang A.8 für den Winkel) zeigt, dass im interessierenden Betriebsbereich der ZMS-Untersuchung in Bezug auf konventionelle Verbrennungsmotoren ( $750-3500 \text{ min}^{-1}$  & 2. Motorordnung) im Schnitt eine

maximale Abweichung von 2-4 % bei der Drehzahl und 1-3 % beim Winkel auftritt. Dieses Ergebnis festigt den Beschluss der Verwendung der diskreten abtastenden Rheintacho-Sensoren für die dynamische ZMS-Untersuchung.

*Methodik zur Verdrehwinkel- und Verdrehwinkelgeschwindigkeitsberechnung*

Die für die Parameterermittlung erforderliche Verdrehwinkelgeschwindigkeit des ZMS wird über die prüflingsnahen Rheintacho-Sensoren realisiert, vgl. Abbildung 6.18.

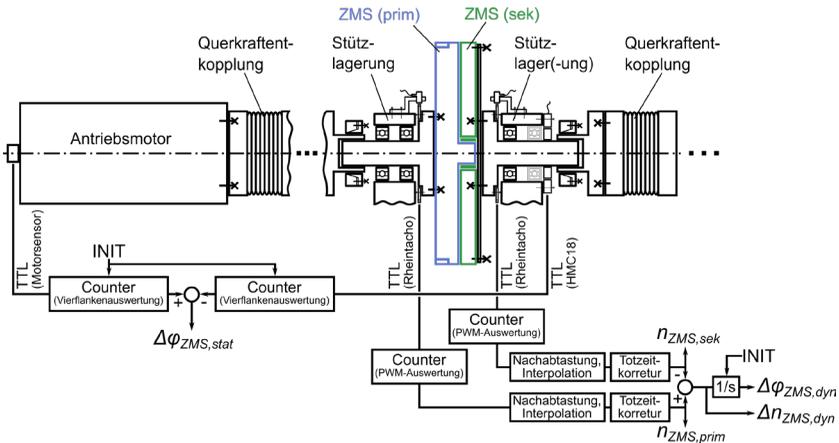


Abbildung 6.18: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahlsensoren und Verrechnungslogik

Hierzu wird das vom Sensor ausgegebene TTL-Signal über ein Zählermodul (Counter) im Echtzeitsystem erfasst und in diesem, über einen mit hoher Taktfrequenz laufenden PWM-Zähler, die aktuelle Drehzahl errechnet.<sup>34</sup> Eine nachgeschaltete Totzeitkorrektur bereinigt das Signal um seine Latenz bezüglich des erfassten Drehmomentsignals, siehe auch Kapitel 6.3.1.2.2. Über die Differenz der sich daraus ergebenden Primärseitendrehzahl  $n_{ZMS,prim}$  zur Sekundärseitendrehzahl  $n_{ZMS,sek}$  erfolgt die Angabe der ZMS-Verdrehwinkelgeschwindigkeit  $\Delta n_{ZMS,dyn}$ . Die Verdrehwinkelerfassung erfolgt getrennt nach dem Verwendungszweck: einem statischen und einem dynamischen Verdrehwinkel. Der Verdrehwinkel  $\Delta\varphi_{ZMS,stat}$  zur Angabe des mittleren (statischen) Verdrehwinkels erfolgt auf Basis von Dreh-

<sup>34</sup> Siehe auch (Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH, 2018; Matitschka et al., 2015)

gebern mit einer hohen Auflösung – dem Motordrehgeber und dem HMC18-Drehgeber auf der ZMS-Sekundärseite –, die teilweise aufgrund Ihrer Position nicht für die dynamischen Informationen herangezogen werden dürfen (vgl. Kapitel „Messort“). Über ein Zählermodul werden für die Winkelinformation die TTL-Drehgebersignale durch eine Vierflankenauswertung<sup>34</sup> ausgewertet und anschließend voneinander subtrahiert, vgl. Abbildung 6.18, unten links. Aufgrund der Tatsache, dass ein ZMS im experimentellen Versuch keinen klaren Nullpunkt hat, erfolgt die Nullpunktreferenzierung – in Anlehnung an Koch (2019) – über eine Referenzierungsprozedur vor jedem Versuch. Abbildung 6.19 zeigt, wie hierzu das ZMS bei einer geringen Drehzahl von  $30 \text{ min}^{-1}$  erst auf der Schubseite ( $-15 \text{ Nm}$  Vorspannung) und anschließend auf der Zugseite ( $+15 \text{ Nm}$  Vorspannung) referenziert wird, um den ZMS-Freiwinkel nach Gleichung 50 zu messen.

$$\Delta\varphi_{ZMS, \text{Freiwinkel}} = \Delta\varphi_{ZMS, \text{Referenzierung\_im\_Zug}} - \Delta\varphi_{ZMS, \text{Referenzierung\_im\_Schub}} \quad 50$$

Anschließend werden ab dem Initialisierungszeitpunkt  $t_{init}$  die ermittelten Verdrehwinkelsignale um ihre Offsets gemäß Gleichung 51 und 52 korrigiert.

$$\Delta\varphi_{ZMS, \text{stat}}(t) = \Delta\varphi_{ZMS, \text{stat}}(t) - \left( \Delta\varphi_{ZMS, \text{stat}}(t_{init}) - \frac{\Delta\varphi_{ZMS, \text{Freiwinkel}}}{2} \right) \quad 51$$

$$\Delta\varphi_{ZMS, \text{dyn}}(t) = \Delta\varphi_{ZMS, \text{dyn}}(t) - \left( \Delta\varphi_{ZMS, \text{dyn}}(t_{init}) - \frac{\Delta\varphi_{ZMS, \text{Freiwinkel}}}{2} \right) \quad 52$$

Der Verdrehwinkel  $\Delta\varphi_{ZMS, \text{dyn}}$  zur (dynamischen) Hysteresenbildung und Auswertung erfolgt aus der zeitlichen Integration der totzeitkorrigierten ZMS-Verdrehwinkelgeschwindigkeit  $\Delta n_{ZMS, \text{dyn}}$ , vgl. Abbildung 6.18, unten rechts. Aufgrund der Möglichkeit des „Weglaufens“ des Winkelsignals über der Zeit erfolgt während der Ungleichförmigkeitsbeaufschlagung eine Anpassung des mittleren dynamischen Verdrehwinkels an den referenzierten mittleren Verdrehwinkel des hochaufgelösten und winkeltreuen Verdrehwinkelsignals der äußeren Drehgeber  $\Delta\varphi_{ZMS, \text{stat}}$ . Der Vorteil dieser Erfassungsmethodik ist die Winkeltreue des mittleren Verdrehwinkels bei zugleich einem Verdrehwinkelschwingungssignal, welches durch mechanische Einflüsse wenig verfälscht ist (Messort) und eine hohe Auflösung durch die durchgeführte Drehzahlintegration besitzt.

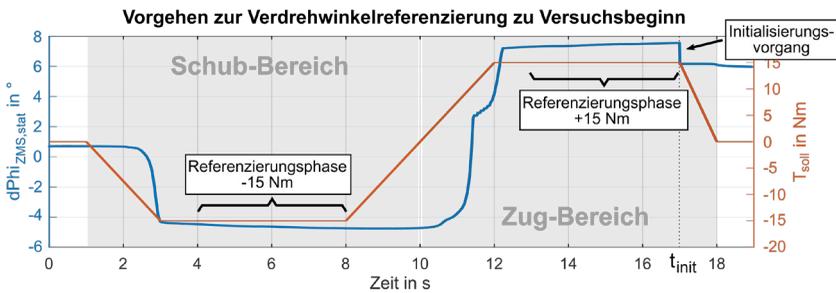


Abbildung 6.19: Vorgehen zur Verdrehwinkelreferenzierung zur Festlegung der 0°-Position des Verdrehwinkels zu Versuchsbeginn

### 6.3.1.2.2 Drehmomenterfassung

Bereits im Stand der Forschung wurde am Beispiel einer Untersuchung von Kupplungsscheibendämpfern aufgezeigt, dass bei Prüfaufbauten oftmals nicht die physischen Drehmomentmessstellen, wie beispielsweise Drehmomentmessflansche im Prüfaufbau, zur direkten Verwendung und Dateninterpretation herangezogen werden können. So stellt sich auch bei der Untersuchung von Zweimassenschwungrädern die Frage, wie das isolierte Feder-Dämpfer-Verhalten in Form von Moment-Verdrehwinkel-Diagrammen und den dabei erwarteten Hysteresen erfasst werden kann. Basis für die Beantwortung dieser Frage ist die Systemanalyse des ZMS mit der Feder-Dämpfer-Teilsystembeschreibung und der Spezifizierung der erforderlichen Messstellen aus Kapitel 6.3.1.1. Neben den bereits behandelten Messorten für Drehzahl und Winkel sind in dieser Spezifizierung als Lage des Drehmomentmessortes die Wirkfläche des sekundärseitigen Federmitnehmers zur Federwindung ( $WFP_{\text{sek}}$ ) und die Wirkfläche der Reibscheibe zur Primärseite ( $WFP_{\text{Reibscheibe}}$ ) identifiziert und festgelegt worden.

Eine Integration konventioneller Drehmomentmessflansche an diesen Orten ist nicht möglich, so sehen hardwarebasierte Messlösungen zum Beispiel die Beklebung der beiden Zungen des sekundärseitigen Mitnehmers mit Dehnungsmessstreifen (DMS) vor<sup>35</sup>, welche über die Verformung und die dadurch hervorgerufene Widerstandsänderung im DMS auf das Drehmoment (Federkraft am Mitnehmer) schließen lassen. Diese Messmethodik bedarf jedoch der Demontage des ZMS und ist durch die erforderliche Telemetrie und Kalibrierung mitunter kostenintensiv. Des Weiteren erfasst diese Lösung nicht die Schnittmomente im  $WFP_{\text{Reibscheibe}}$ .

<sup>35</sup> Gesehen u. a. auf: *Automotive Testing Expo Europe 2019*, Stuttgart | Messeexponat Firma *Manner Sensortelemetrie GmbH*

Diese Gegebenheit legt nahe für die Vermessung des Feder-Dämpfer-Systems von Zweimassenschwungrädern die vorgestellte *InSitu*-Methode anzuwenden, vgl. Kapitel 2.6.4.3.1. Im Kern handelt es sich dabei – basierend auf mehreren getroffenen Annahmen –, um eine virtuelle Verschiebung der physischen Drehmomentmessstelle ( $T_{Messort,physisch}$ ) in den interessierenden Schnitt ( $T_{Messort,Interesse}$ ) durch die Kompensation von Massen-Beschleunigungsmomenten der Trägheitsmasse zwischen physischem Messort und interessierendem Messort ( $J_{Komp}$ ) durch Hinzuziehen deren Beschleunigung ( $\dot{\omega}_{J_{Komp}}$ ). Dieser neue Messort wird in diesem Kontext zur Abgrenzung von der konventionellen, physischen Drehmomentmessstelle im Folgenden auch als virtuelle Drehmomentmessstelle bezeichnet und stellt demnach ein Schnittmoment dar. Es gilt für dieses die Berechnungsvorschrift (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015):

$$T_{Messort,Interesse} = T_{Messort,physisch} - J_{Komp}\dot{\omega}_{J_{Komp}} \quad 53$$

Gemäß dieser Gleichung bedarf es dennoch der Integration eines Drehmoment-Messsystems. Dieses kann ein äußeres Moment sein, wie das berechnete Luftspaltmoment der Prüfstandsmotoren<sup>36</sup> oder eine innere Messstelle<sup>37</sup>. Durch Wissen über die Kernaspekte der *Mess-Koppelsystem-Modellierung*<sup>38</sup> – *Anbindungssträgheiten*, *Anbindungssteifigkeiten*, *Sensortzeiten*, *Systemnichtlinearitäten*, *Sensor-Unsicherheiten*/-*Auflösung* –, welche dieses charakterisieren und damit die Qualität der Schnittmomentberechnung beeinflussen, lassen sich bereits bei der *Mess-Koppelsystem-Synthese* gezielt Maßnahmen zur Ergebnisverbesserung umsetzen. Aus dem Aspekt *Sensor-Auflösung* folgt die Entscheidung einen 1kNm-Drehmomentmessflansch der Firma Manner<sup>39</sup> einzusetzen, aus dem Aspekt *Sensor-Unsicherheiten* folgt die Entscheidung diesen im Prüfaufbau von parasitären Kräften zu entkoppeln und aus dem Aspekt *Anbindungssteifigkeiten* folgt die Entscheidung diesen Sensor möglichst nah am interessierenden Messort zu integrieren, um Nachgiebigkeiten zwischen Messort und Drehmomentsensor zu minimieren. Abbildung 6.20 zeigt das um die Drehmomentmessung erweiterte Prüfmodul.

<sup>36</sup> Vergleiche Beispiel Kupplungsscheibendämpfervermessung (Albers, Boog, Koch, Müller, et al., 2015; Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015)

<sup>37</sup> Vergleiche Beispiel Zweimassenschwungraduntersuchung oder Kupplungslamellenuntersuchung (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016)

<sup>38</sup> Siehe auch Kapitel 2.6.4.3.1

<sup>39</sup> Datenblatt siehe Anhang.A.9

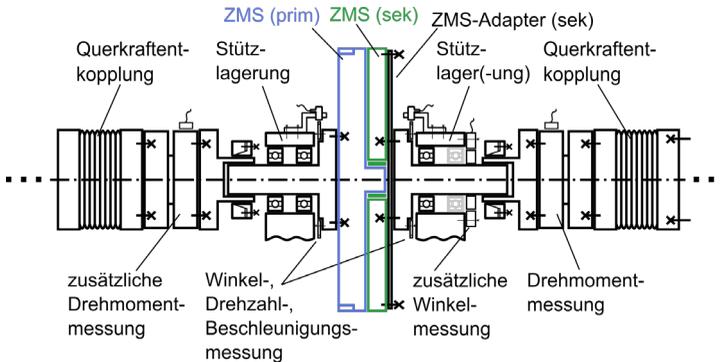


Abbildung 6.20: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahl- und Drehmomentsensorik

Weiter wird auf Basis des Wissens über die *Anbindungsträgheit* entschieden, die Sekundärmasse des ZMS hinter den Drehmomentsensor zu verschieben. Die üblicherweise erforderliche und oft träge sekundärseitige Adaptionsscheibe entfällt hierdurch. Unsicherheiten bei der für die Trägheits-Kompensationsrechnung erforderlichen Beschleunigungsmessung ( $\dot{\omega}_{J_{Komp}}$ ) haben durch die nun geringere zu kompensierende Trägheitsmasse ( $J_{Komp}$ ) einen kleineren Einfluss(-hebel), wobei allgemein der Grundsatz gilt, diese Anbindungsträgheit möglichst niedrig zu halten. Eine nicht vorhandene Anbindungsträgheit ( $J_{Anbindung} = J_{Komp} \rightarrow 0 \text{ kgm}^2$ ) entspricht demnach einer physischen Drehmomentmessung im interessierenden Messort. Abbildung 6.21 zeigt schematisch das dahingehend geänderte System, in welchem die sekundärseitige Systemgrenze zwischen ZMS-Originalsystem und Prüfstandsystem am ZMS-Federmitnehmerflansch liegt (vgl. auch ZMS-Aufbau in Abbildung 2.32). Die originale ZMS-Sekundärseitenträgheit wird ersatzweise im Prüfaufbau durch adaptionbedingte und zusätzliche physische Trägheiten modellhaft berücksichtigt. Des Weiteren befindet sich an der Verbindungswelle zwischen dem physischen und interessierenden Drehmomentmessort die benötigte Rotationsbeschleunigungsmessstelle ( $\dot{\omega}_{J_{Komp}}$ ).

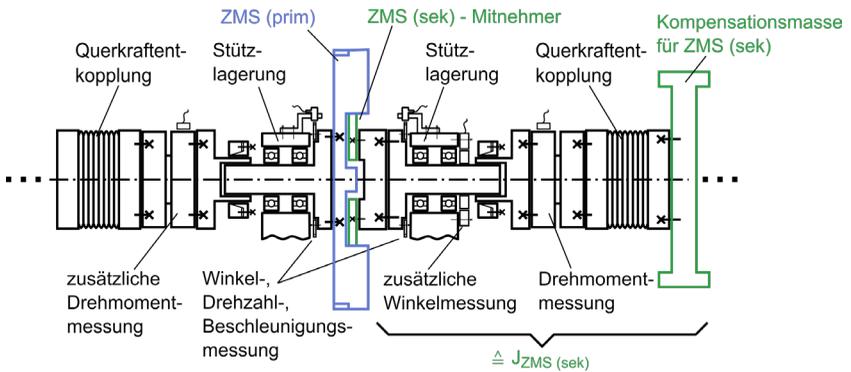


Abbildung 6.21: Schematische Darstellung des Prüfmoduls zur Aufspannung des ZMS mit Drehzahl- und Drehmomentsensorik – ZMS modifiziert

### Drehmoment-Mess-Koppelsystem

Für die in dieser Arbeit behandelte Vermessung von Zweimassenschwungrädern lässt sich verallgemeinert das Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testumgebung – hier mit virtueller Ausprägung der Systemumgebung – gemäß Abbildung 6.22 darstellen.

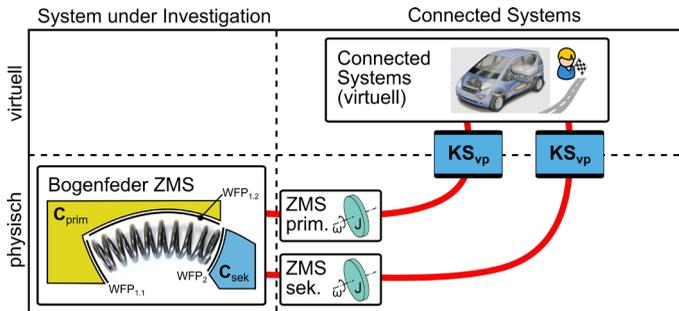


Abbildung 6.22: Allgemeines Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testumgebung zur ZMS-Vermessung

Wird dieses Architekturmodell um die in den vorausgehenden Kapiteln identifizierten Belange zur qualifizierten Feder-Dämpfer-System-Untersuchung erweitert und um die hierfür spezifizierten Messsysteme ergänzt, so ergeben sich die Mess-Koppelsysteme gemäß Abbildung 6.23. Auf der Primär- und Sekundärseite umfassen diese den mechanischen Pfad vom spezifizierten Drehzahl-Messort zum

Drehzahlsensor (Sensor  $\varphi, \omega$  & Sensor  $\varphi, \omega, \dot{\omega}$ ), den Drehzahlsensor selbst und den Signalpfad bis hin zur Signalerfassung. Auf der Sekundärseite wird das Drehzahl-Mess-Koppelsystem zudem um die Drehmomentmessung (Sensor  $M$ ) ergänzt, wobei das Drehmoment-Mess-Koppelsystem ebenfalls den mechanischen und signalbasierten Pfad aufweist.

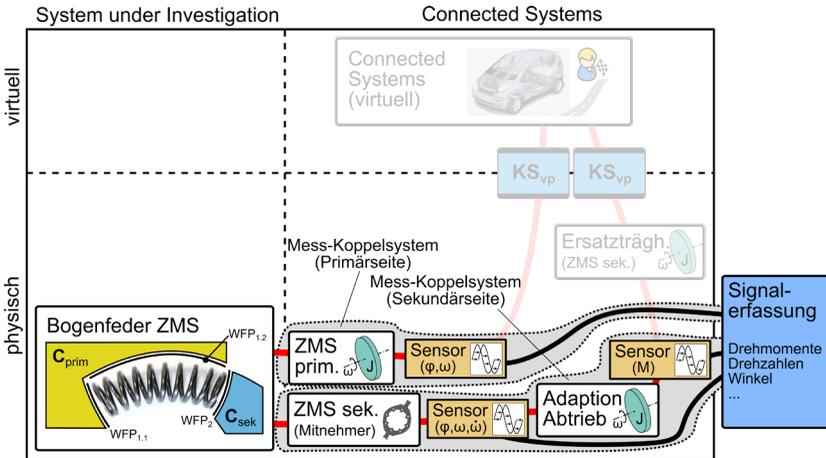


Abbildung 6.23: Allgemeines Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testumgebung zur ZMS-Vermessung mit eingezeichneten Mess-Koppelsystemen (in Anlehnung an Albers et al. (2017))

Die Umsetzung am Prüfstand ist in Abbildung 6.24 gezeigt. Zur Lokalisierung der einzelnen Systemteile der Testumgebung sind ausschnittsweise die Bezeichnungselemente aus dem Modell der IPEK-XiL-Architektur (siehe vorherige Abbildung) mit eingezeichnet und zugewiesen. Als graue Unterlegung ist das Mess-Koppelsystem zur Drehmomentmessung – ohne die dazugehörigen Signalwege und das Messdaten-Erfassungssystem – kenntlich gemacht, welches auf Basis der Kernaspekte der Mess-Koppelsystem-Synthese für die *InSitu*-Methode erstellt und (vor-)optimiert ist. Im Folgenden gilt es dieses genauer zu identifizieren, um die Anwendbarkeit der virtuellen Messstellenverschiebung aufzuzeigen und dessen Genauigkeit zu ermitteln.

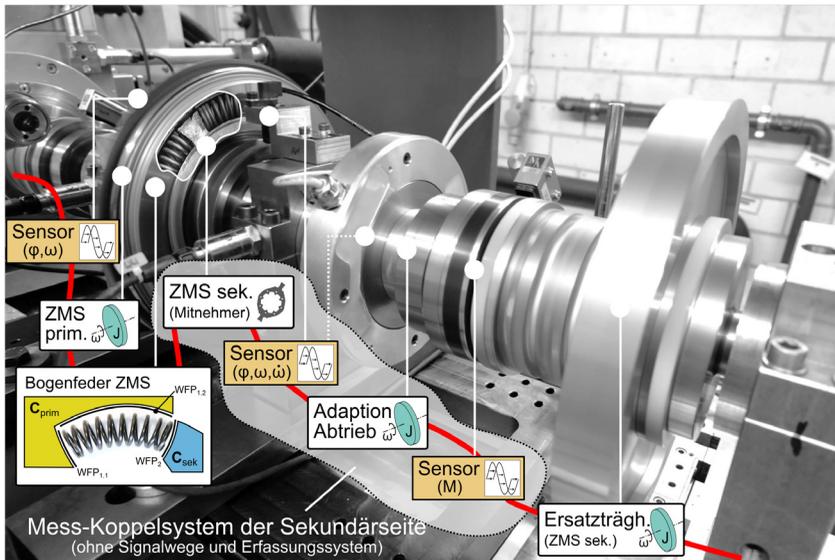


Abbildung 6.24: Tatsächliche Umsetzung des ZMS-Prüfmoduls mit Fokus auf dem sekundärseitigen (Drehmoment-)Mess-Koppelsystem

### *Drehmoment-Mess-Koppelsystem – Identifikation*

Die Identifikation des Mess-Koppelsystems beruht prinzipiell auf der in der Literatur<sup>40</sup> angegebenen Methodik. In dieser werden die drei primären Kernaspekte der *Mess-Koppelsystem-Modellierung* (*Steifigkeiten, Trägheiten, Totzeiten*) aufgegriffen, welche auch im Folgenden näher untersucht werden sollen. Gleichung 53 verdeutlicht, dass die Kompensation der Trägheitsmasse der Adaption auf einem Beschleunigungssignal und einer Gesamtträgheit beruht. Demnach muss sichergestellt werden, dass die Annahme einer „steifen“ Adaption (**Kernaspekt Koppelsystemsteifigkeit**) im Betriebsbereich gilt und die Beschleunigung dieses physischen Systemabschnitts realitätsnah, d. h. ohne Einfluss mechanischer Anbindungen (vgl. auch Kapitel „Messort“), erfasst wird. Letzterer Punkt wird durch die örtlich direkte Beschleunigungsmessung an der Prüflingsadaption sichergestellt, sodass nur die interne Verwindung des gesamten Adaptionssystems im geforderten Erfassungs-Frequenzbereich ausgeschlossen werden muss. Hierzu wird für den späteren Prüfaufbau zur ZMS-Vermessung eine analytische Moda-

<sup>40</sup> Vergleiche (Albers, Boog, Berger, Matitschka, et al., 2016; Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015; Koch, 2019)

analyse durchgeführt. Als Prüfaufbau wird der physische Aufbau mit verblockter Triebstrangnachgiebigkeit (vgl. Abbildung 6.4) gewählt, da in diesem Aufbau die resultierenden Eigenfrequenzen des Mess-Koppelsystems tendenziell niedriger liegen als in Vergleichsaufbauten und somit eine konservative Abschätzung erfolgt. Die diskrete Modellbildung sieht das Zusammenfassen von Trägheiten sehr steifer Systemabschnitte vor. Die noch berücksichtigten Nachgiebigkeiten des Gesamtaufbaus sind die der querkraftentkoppelnden Lamellenkupplungen, die der Drehmomentmessflansche, die der Stützlagerungswellen und die des ZMS. Dabei ist die Nachgiebigkeit der sekundärseitigen Stützlagerungswelle – als Teil der Adaption zwischen physischer und virtueller Drehmomentmessstelle – ein Element des Drehmoment-Mess-Koppelsystems und damit von besonderem Interesse. Abbildung 6.25 zeigt die sich in diesem Aufbau ergebenden Modalformen für eine ZMS-Steifigkeit von  $10 \text{ Nm}^\circ$ .

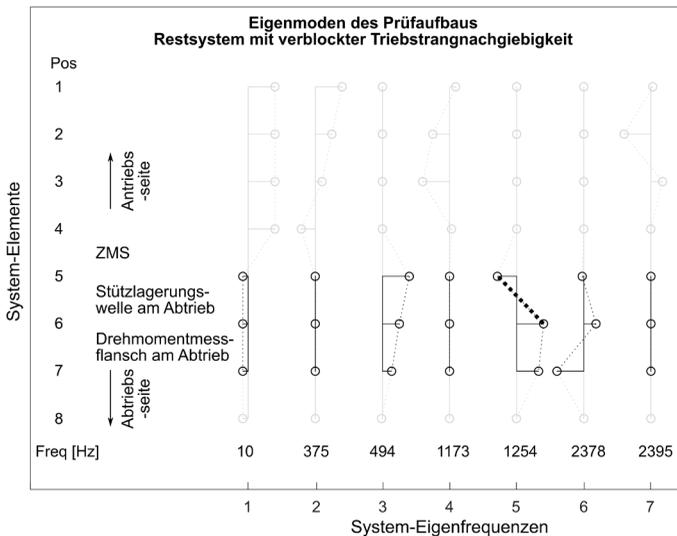


Abbildung 6.25: Eigenmoden des Prüfaufbaus mit starrem Triebstrang mit Fokus auf dem abtriebsseitigen Drehmoment-Mess-Koppelsystem

Hervorgehoben ist die Eigenform der Stützlagerungswelle (1.254 Hz) als die charakterisierende Eigenform des Mess-Koppelsystems. Diese Frequenz liegt damit weit außerhalb des geforderten Drehmoment-Messbereichs von ca. 300 Hz. Auch eine betriebsbedingte Versteifung des ZMS um den Faktor 5 als Beispiel ändert diese Mess-Koppelsystem-Eigenfrequenz nahezu nicht ab. Von einer resonanzbedingten Verwindung der Adaption mit Schwingungskonten in dieser ist

demnach im Betrieb nicht auszugehen. Leichte Schwingungsamplitudenänderungen vor und nach der Stützlerungsnachgiebigkeit sind hingegen schon ab ca. 500 Hz zu identifizieren. Die Unterschiede sind jedoch gering, wie im „Fazit zur Winkel- und Drehzahlerfassung“ mit dem Drehzahlabweichungskennfeld zwischen dem Sensor vor und nach der Stützlerung gezeigt werden konnte. Demnach ist die Annahme einer steifen Trägheitsmasse zur Durchführung der Kompensationsrechnung für den Betriebsbereich gerechtfertigt.

Der zweite **Kernaspekt** des Drehmoment-Mess-Koppelsystems ist die **Massenträgheit** dieser Adaption. Eine Ermittlung kann über eine Berechnung auf Basis von Geometrie- und Werkstoffdaten erfolgen oder auf Basis experimenteller Versuche. In dieser Arbeit werden beide Lösungswege verfolgt: Berechnete und experimentell ermittelte Trägheiten der einzelnen Teilsystemen werden hierzu addiert und zur Plausibilisierung des Ergebnisses im Anschluss mit einer experimentellen Trägheitsmessung der Gesamtdaption verglichen. Zur Durchführung dieser Messung wird das prinzipielle Vorgehen aus der Literatur<sup>41</sup> gewählt, bei dem das Mess-Koppelsystem am interessierenden, virtuellen Drehmomentmessort vom übrigen System entkoppelt wird. Konkret umgesetzt wird dies für das ZMS-Prüfmodul gemäß der schematischen Abbildung 6.26. Abgebildet ist der sekundärseitige Aufbau mit dem über die Ausgleichskupplung angeflanschten Motor am Prüfmodul<sup>42</sup>. In pink ist die Adaption vom physischen Drehmomentmessort durch den Drehmomentmessflansch an den virtuellen Drehmomentmessort hervorgehoben, was demnach die zu kompensierende Trägheitsmasse  $J_{Komp}$  darstellt.

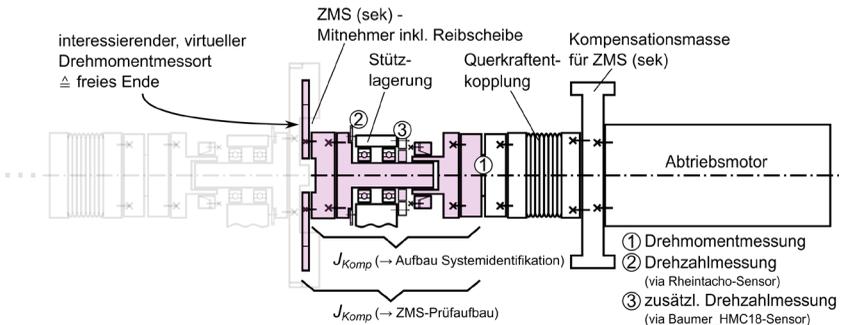


Abbildung 6.26: Schematische Darstellung des Prüfaufbaus zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems

<sup>41</sup> Siehe (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015)

<sup>42</sup> Die zusätzliche Schwungmasse ist für die Messung nicht erforderlich.

Aufgrund von Montagerandbedingungen wird der zum Mess-Koppelsystem dazugehörige sekundärseitige ZMS-Federmitnehmer inklusive Reibscheibe bei den folgenden Identifikationsmessungen nicht mit berücksichtigt. Stattdessen erfolgt eine einzelne Trägheitsmessung dieses Teilsystems, sodass eine spätere Berücksichtigung in der Adaption-Gesamtmasse bei den ZMS-Messungen erfolgen kann. Die Adaptionmasse bei den Identifikationsmessungen ist hierdurch etwa um 16 % reduziert. Der so umgesetzte Prüfaufbau für die Identifikationsmessungen ist in Abbildung 6.27 gezeigt. Eine für diesen reduzierten Aufbau durchgeführte analytische Modalanalyse zeigt, dass wie zu erwarten die Eigenfrequenz des physischen Mess-Koppelsystems über 1.000 Hz liegt, vgl. Anhang A.9.

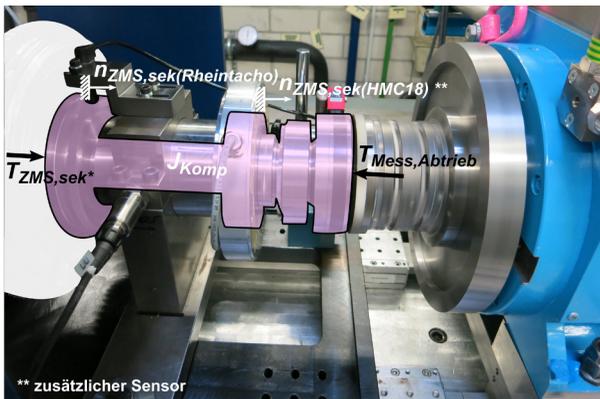


Abbildung 6.27: Umgesetzter Prüfaufbau zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems mit angreifenden Kräften und Drehzahlmessstellen

In Abbildung 6.27 ist analog zur schematischen Abbildung die zu kompensierende Masse  $J_{Komp}$  eingezeichnet. Zusätzlich sind die an dieser Masse angreifenden Drehmomente<sup>43</sup> ergänzt sowie die Drehzahlmessstellen hervorgehoben. Aufgrund des Auftrennens des Gesamtsystems im virtuellen Drehmoment-Messort vereinfacht sich durch den Wegfall des ZMS-Drehmoments ( $T_{ZMS,sek^*} = T_{Umgebung} = 0$ ) Gleichung 53 zur Berechnung des Drehmoments im virtuellen Schnitt. Damit folgt durch Umstellen:

$$T_{Mess,Abtrieb} = J_{Komp} \dot{\omega}_{J_{Komp}} \quad 54$$

<sup>43</sup> Die Indizierung  $T_{ZMS,sek^*}$  verdeutlicht, dass in diesem Aufbau zur Identifikation der Schnitt vor dem eigentlich dazugehörigen ZMS-Mitnehmer liegt. Demnach beinhaltet  $T_{ZMS,sek}$  noch dessen Beschleunigungsmomente.

Das gemessene Drehmoment muss dem aufzubringenden Beschleunigungsmoment der Adaption entsprechen. Die Adaptionsträgheit kann somit durch Drehmoment-Sprungantworten ermittelt werden (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015). Über die Definition, das gemessene Drehmoment am Messflansch als Systemeingang und die sich ergebende Drehzahl der Adaption als Systemausgang zu verwenden, ergibt sich die Übertragungsfunktion durch eine Laplace-Transformation zu

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad \text{mit } Y(s) = L\{\omega_{J_{Komp}}(t)\} \quad \text{und } U(s) = L\{T_{Mess,Abtrieb}(t)\} \quad 55$$

und dem Systemmodell gemäß<sup>44</sup>

$$G(s) = \frac{K_p}{s} e^{-s T_D} \quad \text{mit } K_p = \frac{1}{J_{Komp}}. \quad 56$$

Die Proportionalitätskonstante  $K_p$  entspricht darin dem Kehrwert der zu beschleunigenden Adaptionsmasse. Aufgrund von Signallatenzen ist weiter in dem Systemmodell ein Zeitverzögerungsglied mit der Totzeit  $T_D$  implementiert. Über eine Parameterschätzung lässt sich nun aus der gemessenen Drehzahl und dem gemessenen Drehmoment die Adaptionsträgheit  $J_{Komp}$  und die Totzeit  $T_D$  ermitteln.

Als Versuchsführung werden gemäß der Literatur Sprungantworten bei unterschiedlichen Startdrehzahlen gewählt. Hierzu wird der Abtriebsmotor mit einem Drehmomentsprung von 300 Nm beaufschlagt, sodass sich eine Drehzahländerung mit nahezu konstanter Beschleunigung einstellt. Abbildung 6.28 zeigt ein Messergebnis bei einer Startdrehzahl von  $100 \text{ min}^{-1}$  bei Zugrundelegung der gemessenen Drehzahl des Rheintacho-Sensors und dem gemessenen Drehmoment des Messflansches. Zu erkennen ist im Drehmomentsignal (blau) die durch den Sprung angeregte erste Eigenfrequenz des Prüfaufbaus bei ca. 540 Hz. Gemäß der Modalanalyse im Anhang A.10 liegt deren Schwingungsknoten in der Lamellenkupplung, d. h. unmittelbar nach dem physischen Mess-Koppelsystem.

Die Ergebnisse der Parameterschätzung und die dazugehörigen Auswertungsrandbedingungen sind im gleichen Diagramm in der oberen linken Box niedergeschrieben. Es ergeben sich für diesen Betriebspunkt eine geschätzte Adaptionsträgheit von ca.  $0,028 \text{ kgm}^2$  und ein Zeitverzug von der Drehzahl zum Moment von

<sup>44</sup> In Anlehnung an (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015)

ca. 0,306 ms.<sup>45</sup> Das Ergebnis einer Totzeitkorrektur des Drehzahlsignals (rot) um den ermittelten Zeitverzugswert ist dem Ausgangssignal (grün) gegenübergestellt. Die Multiplikation des Drehmomentsignals als Systemeingang mit der geschätzten System-Übertragungsfunktion ergibt das geschätzte Drehzahlsignal (türkis).

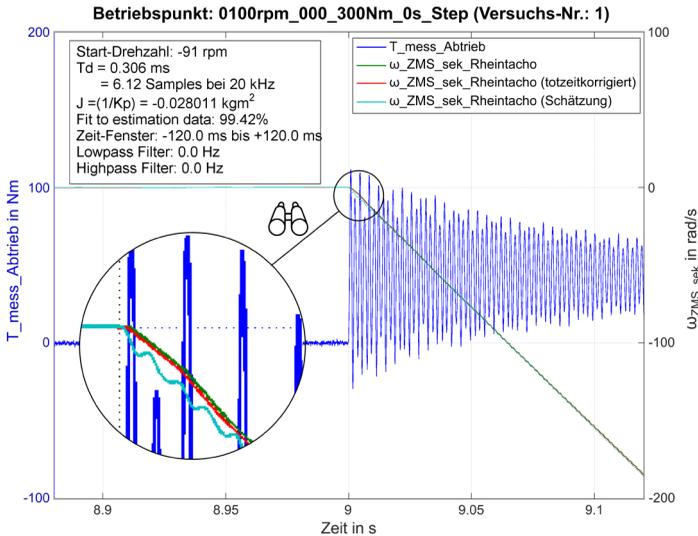


Abbildung 6.28: Sprungantwort in Form des gemessenen Drehmoments und der Winkelgeschwindigkeit zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems hinsichtlich Totzeit- und Trägheitswerten

Werden mehrere dieser Sprungantworten bei unterschiedlichen Startdrehzahlen durchgeführt und ausgewertet, so folgen die im Anhang A.11 gezeigten Ergebnisse in tabellarischer Form. Es ergibt sich als Trägheit für die Adaption ein mittlerer Wert von 0,02802 kgm<sup>2</sup> bei zugleich geringer Standardabweichung. Ein Vergleich mit dem gemäß Kapitel 2.1.3 berechneten Trägheitswert dieser Adaption von 0,02815 kgm<sup>2</sup> zeigt eine Abweichung von ca. 0,5 %. Damit sind beide Werte als plausibel zu betrachten.

<sup>45</sup> Aufgrund der Drehmoment- und Drehzahlkonvention am Prüfstand stellt sich bei einem positiven Drehmomentsprung eine negative Drehzahl ein, sodass bei einer Parameterschätzung eine negative Trägheitsmasse geschätzt wird. Das reale Ergebnis der Trägheit ist demnach der Betrag dieses Wertes.

Eine weitere Besonderheit zeigt sich in der geschätzten Totzeit zwischen dem gemessenen Drehmoment und der gemessenen Drehzahl vom Rheintacho-Sensor. Wie bereits bei der Gegenüberstellung der unterschiedlichen Drehzahlsensoren in Kapitel 6.3.1.2.1 gezeigt, ist auch bei diesen Versuchen – siehe Anhang A.11 – die für diesen Sensor identifizierte Abhängigkeit von der (Start-)Drehzahl erkennbar.

Der letzte zu behandelnde **Kernaspekt** ist demnach die **Totzeit** zwischen dem gemessenen Drehmoment und der gemessenen Drehzahl. Bereits in Stoll (2015)<sup>46</sup> kann nachgelesen werden, welchen unmittelbaren Einfluss eine Totzeit auf das berechnete Schnittmoment – durch dessen gegenseitige Verrechnung – hat, welcher insbesondere mit steigender Schwingungsfrequenz stark ansteigt. Aufgrund dessen wird eine Zeitkorrektur vorgeschlagen, welcher eine konstante Totzeit auf Basis der vorgestellten Parameterschätzung durch Sprungantworten zugrunde liegt.<sup>47</sup> In dieser Arbeit wird deutlich, dass die Drehzahlsensoren überdies ein stark drehzahl- oder schwingfrequenzabhängiges Totzeitverhalten aufweisen können, welche unter Umständen eine betriebspunktspezifische Korrektur erfordern. Im Folgenden soll dahingehend das Totzeitverhalten der eingesetzten Drehgeber in Bezug auf das gemessene Drehmoment untersucht, eine Totzeitkorrektur durchgeführt und die daraus resultierende Messfehlerverbesserung aufgezeigt werden.

Zur Totzeitidentifikation wird wieder der Identifikationsaufbau des Drehmoment-Mess-Koppelsystems aus Abbildung 6.27 verwendet. Durch das einseitig freie Ende am Mess-Koppelsystem lässt sich die Kenntnis des Schnittmoments ( $T_{ZMS,sek^*} = T_{Umgebung} = 0$ ) wie auch bei den Sprungantworten ausnutzen: Das im Drehmomentmessflansch gemessene Moment muss (unter Vernachlässigung der Lagerreibung<sup>48</sup>) dem erforderlichen Beschleunigungsmoment der Adaptionsträgheit entsprechen. Über eine harmonische Anregung des Systems bei unterschiedlichen mittleren Drehzahlen, Drehzahlamplituden und Schwingfrequenzen lässt sich – analog zu den Drehgebervergleichsmessungen in Kapitel 6.3.1.2.1 – eine betriebspunktbezogene Aussage zu den Totzeiten aufstellen. Diese Auswertung wird für die zu berechnenden Beschleunigungsmomente basierend auf beiden sekundärseitigen Drehgebern – für den HMC18-Sensor nach Gleichung 57 und für den Rheintacho-Sensor nach Gleichung 58 – vorgenommen und jeweils dem gemessenen Drehmoment ( $T_{Mess,Abtrieb}$ ) als Referenzsignal gegenübergestellt.

---

<sup>46</sup> Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

<sup>47</sup> Vergleiche auch (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015; Koch, 2019)

<sup>48</sup> Aufgrund speziell ausgewählter reibungsarmer Dünnringlager ist diese Annahme gerechtfertigt.

$$T_{acc,HMC18} = J_{Komp} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{ZMS_{sek,HMC18}}}{dt} \quad 57$$

$$T_{acc,Rheintacho} = J_{Komp} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{ZMS_{sek,Rheintacho}}}{dt} \quad 58$$

Über eine frequenzbasierte Auswertung gemäß der Drehgebervergleichsmessung folgt die in Abbildung 6.29 gezeigte Gegenüberstellung von Betriebspunkten unterschiedlicher mittlerer Drehzahlen bei gleicher Drehmomentanregungsamplitude. In der linken Spalte ist die Auswertung auf Basis einer Beschleunigungsberechnung mittels des HMC18-Drehzahlsensors zu sehen, in der rechten Spalte eine Auswertung auf Basis einer Beschleunigungsberechnung mittels des Rheintacho-Sensors.

In der ersten Zeile ist bei beiden Sensoren ersichtlich, dass das Amplitudenverhältnis bei geringen Schwingfrequenzen in etwa bei eins liegt. Dies bestätigt nochmals die Richtigkeit der ermittelten Adaptionsträgheit  $J_{Komp}$ . Bei höheren Frequenzen kommt es beim Rheintacho-Sensor zu größeren Abweichungen, insbesondere bei geringer mittlerer Drehzahl, was auf die sinkende Stützstellenanzahl mit steigender Schwingfrequenz zurückgeführt werden kann. Für die ermittelte Latenz zwischen beiden Schwingungssignalen ergibt sich eine identische Charakteristik wie bei den vorherigen Drehgebervergleichsmessungen: Der HMC18-Sensor zeigt eine Frequenzabhängigkeit (Zeile 2, links) und der Rheintacho-Sensor eine Drehzahlabhängigkeit (Zeile 2, rechts). In der letzten Zeile sind die dazugehörigen Phasenverläufe zu sehen. Allgemein zeigt sich beim Vergleich mit Versuchen anderer Drehzahlamplituden keine größere, systematische Abweichung in den Verläufen. Dieses Verhalten ist damit ähnlich dem identifizierten Verhalten der Drehgeber.

Es lässt sich zeigen, dass durch die bei der *InSitu*-Methode durchgeführte Subtraktion im Zeitbereich zur Berechnung des Schnittmoments (= virtuelle Drehmomentmessstelle) insbesondere die (beachtlichen) Phasenverzüge zu einer großen Abweichung des berechneten vom tatsächlichen Moment führen.

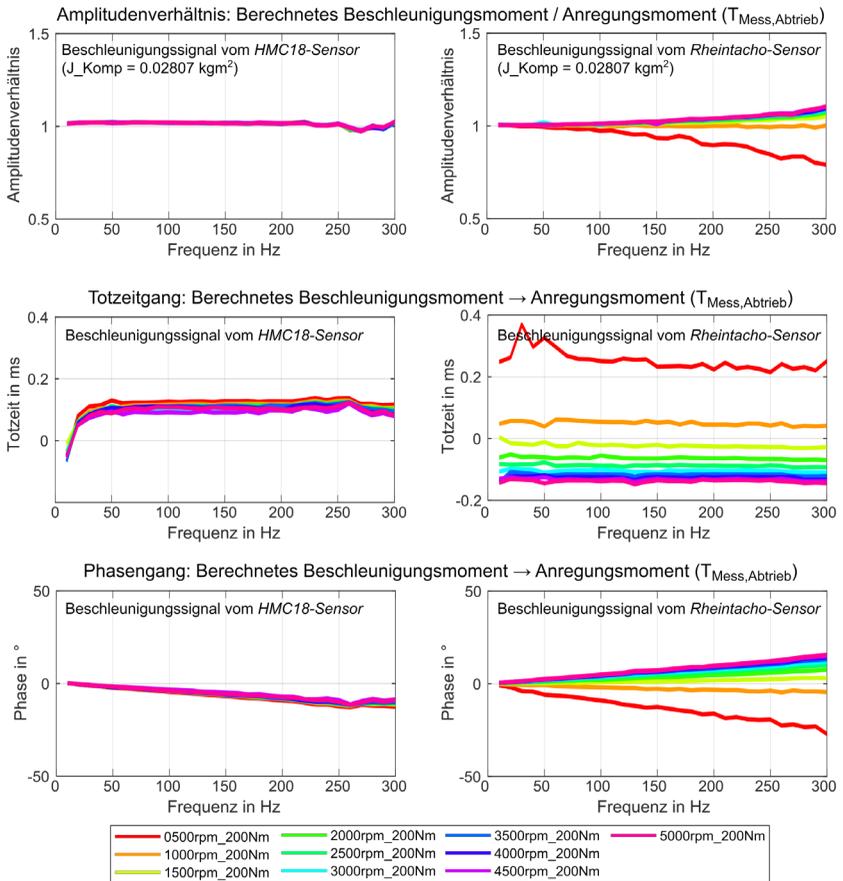


Abbildung 6.29: Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems – Amplituden- und Phasenverläufe des HMC18-Sensors (links) und des Rheintacho-Sensors (rechts) bei unterschiedlichen Drehzahlen

Diese Erkenntnis macht eine Totzeitkorrektur erforderlich:

- Korrektur der HMC18-Sensortotzeit  
Die von der Schwingungsfrequenz abhängige Totzeit macht eine frequenzvariable Korrektur erforderlich. Da bei den ZMS-Versuchen die Schwingfrequenzen nicht immer bekannt sind und sich mitunter Frequenzanteile überlagern, müsste eine Korrektur im Bildbereich durchge-

führt werden. Aufgrund des beachtlichen Aufwands wird an dieser Stelle eine Korrektur über einen konstanten Wert angesetzt. Dieser wird so gewählt, dass er der mittleren Totzeit bei höheren Frequenzen (0,12 ms) entspricht. Phasenverzögerungen bei geringerer Frequenz kommen durch diese Auswahlmethode weniger zur Geltung.

- Korrektur der Rheintacho-Sensortotzeit  
 Für den Rheintacho-Sensor ist eine drehzahlvariable Korrektur zielführend. Diese kann aufgrund der im Mittel drehzahlkonstanten Betriebspunkte bei den späteren ZMS-Messungen direkt im Zeitbereich umgesetzt werden. Es wird hierzu ein aus dem Totzeitgang interpolierter Korrekturverlauf verwendet, vgl. Abbildung 6.30.

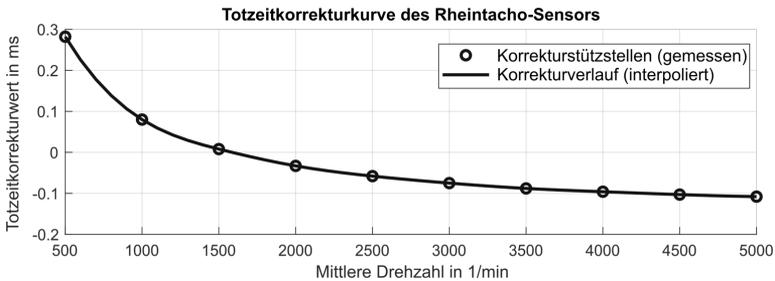


Abbildung 6.30: Drehzahlvariable Totzeitkorrekturkurve des Rheintacho-Sensors

Werden diese vorgestellten Korrekturmethode drehgeberspezifisch angewendet, so ergeben sich die in Abbildung 6.31 gezeigten Amplituden- und Phasenverläufe. Der Amplitudenverlauf bleibt von der Totzeitkorrektur unbeeinflusst, dadurch ist dieser identisch zu Abbildung 6.29. Der Totzeitgang des HMC18-Sensors (Zeile 2, links) spiegelt die konstante Offsetkorrektur von 0,12 ms wieder, sodass bei höheren Schwingfrequenzen nahezu keine Totzeit mehr auftritt. Entsprechend ergibt sich der dazugehörige Phasenverlauf (Zeile 3, links), indem durch die eingesetzte Korrekturmethode bereits bei niedrigen Frequenzen eine Abweichung auftritt. Für den Rheintacho-Sensor ergibt sich aufgrund der drehzahlvariablen Korrektur – bis auf den schwankenden Verlauf bei niedriger Drehzahl – ein gutes Totzeit- und Phasenverhalten (Zeile 2 & 3, rechts).

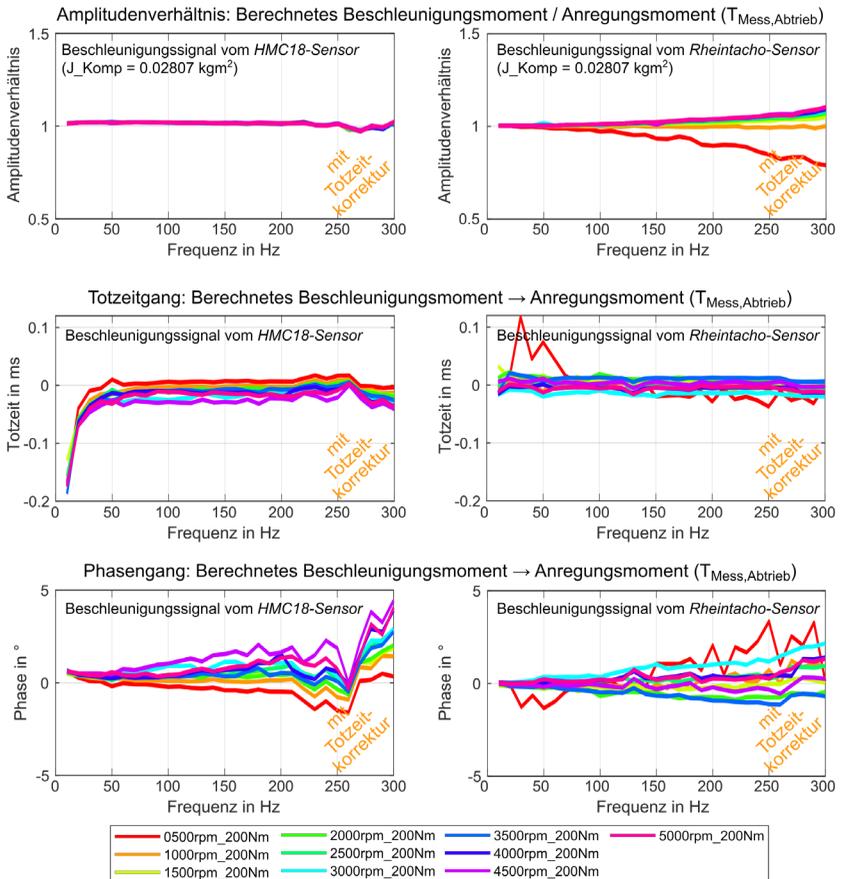


Abbildung 6.31: Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems – Amplituden- und Phasenverläufe des HMC18-Sensors (links) und des Rheintacho-Sensors (rechts) mit vorheriger Totzeitkorrektur bei unterschiedlichen Drehzahlen

*Drehmoment-Mess-Koppelsystem – Sensorauswahl und Fehler des Schnittmoments an der virtuellen Drehmomentmessstelle*

Basierend auf den vorgestellten Möglichkeiten und Auswirkungen einer Totzeitkorrektur kann nun die bestmögliche Sensorkombination zur Berechnung des virtuellen Moments bestimmt werden. Aufgrund der Tatsache, dass die mittleren Drehzahlen bei den Betriebspunkten zur Feder-Dämpfer-System-Quantifizierung des ZMS bei einer üblichen Leerlaufdrehzahl von ca. 750 min<sup>-1</sup> beginnen und der

Hauptbetriebsbereich bei ca. 3.500 min<sup>-1</sup> endet – eine Anregung in der 2. Motorordnung vorausgesetzt –, wird sich für die Verwendung des prüflingsnahen Rheintacho-Drehzahlsensors entschieden, welcher in diesem Bereich ausreichend gute Amplitudenwerte und Phasenverzüge aufweist.

Zur Veranschaulichung der Auswirkung des aufgezeigten Amplituden- und Phasenverhaltens des ausgewählten Sensors auf das berechnete Schnittmoment werden, basierend auf dem gezeigten Prüfaufbau zur Mess-Koppelsystemidentifikation (einseitig offenes Mess-Koppelsystem-Ende), mehrere stationäre Betriebspunkte unterschiedlicher mittlerer Drehzahl, Anregungsfrequenz und -amplitude gefahren. Die Auswertung eines beispielhaften Betriebspunkts ohne (links) und mit Totzeitkorrektur (rechts) ist in Abbildung 6.32 gezeigt.

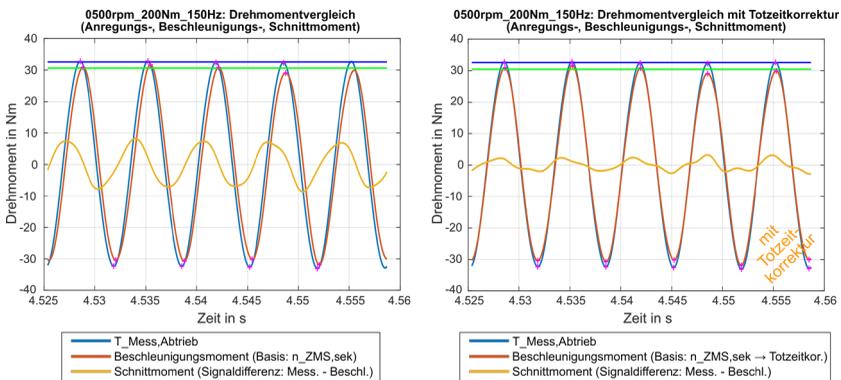


Abbildung 6.32: Zeitverlauf der Momente des Drehmoment-Mess-Koppelsystems in einem beispielhaften Betriebspunkt – ohne (links) und mit (rechts) durchgeführter Totzeitkorrektur

Dargestellt ist der Verlauf des gemessenen Drehmoments im Messflansch (blau) als anregendes Moment, dem das resultierende Beschleunigungsmoment (rot) gegenübergestellt ist. Dabei berechnet sich das Beschleunigungsmoment über die Rotationsbeschleunigung auf Basis des ausgewählten Rheintacho-Drehzahlsensors (im Folgenden:  $n_{ZMS,sek} = n_{ZMS,sek,Rheintacho}$ ) und die zu kompensierende Trägheit von 0,02807 kgm<sup>2</sup>. Zu erkennen ist im linken Diagramm der totzeitbedingte Phasenversatz der beiden Signale. Wird das Drehzahlsignal zeitlich korrigiert, ergibt sich der Beschleunigungsmomentverlauf im rechten Diagramm, welcher nahezu keinen Phasenversatz aufweist. Die Subtraktion des Beschleunigungs- (rot) vom Anregungsmoment (blau) ergibt den Schnittmomentverlauf  $T_{SM} \hat{=} T_{ZMS,sek}^*$  (orange), links ohne und rechts mit durchgeführter Totzeit-

korrektur. Aus der Korrektur ergibt sich eine deutliche Reduzierung des Peak-to-Peak-Abstands im Schnittmoment, welcher im Idealfall gemäß der Realität Null ergeben sollte.

Wird der größte Abstand des betragsmäßigen Schnittmoments von Null über mehrere Perioden  $n_{perioden}$  ermittelt, so lässt sich für einen Betriebspunkt  $(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp})$  der maximale, absolute Schnittmomentfehler angeben:

$$T_{SM,MaxFehler}(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}) = \max(|T_{SM}(f_{soll}, n_{mittel}, T_{amp}, t_{t_0 \dots t_0 + n_{perioden}/f_{soll}})|) \quad 59$$

Ausgewertet über fünf Perioden für mehrere Betriebspunkte bei gleicher Anregungsamplitude ergibt sich ein Fehlerkennfeld des absoluten Schnittmomentfehlers, aufgetragen über der Drehzahl und Schwingfrequenz. Abbildung 6.33 zeigt diese Kennfelder zur Ausweisung der Genauigkeit der Schnittmomentbestimmung auf Basis der für die in dieser Arbeit verwendete Konfiguration. Dabei zeigt das obere Diagramm einem Bereich bis 300 Hz und 5.000 min<sup>-1</sup> und das untere Diagramm den (relevanten) überwiegenden Betriebsbereich des hier betrachteten Verbrennungsmotors bei Voraussetzung einer Hauptschwingung in der 2. Motorordnung. Wird der aus dieser Abbildung ermittelbare maximale Fehler im Betriebsbereich von ca. 5 Nm wie bei Fehlerspezifikationen üblich prozentual ausgedrückt, so folgt bei Zugrundelegung des Messbereichs des eingesetzten Drehmomentmessflansches von 1 kNm ein prozentualer Fehler von ≤0,5 %. Angesichts der Genauigkeitsklasse des Drehmomentmessflansches von 0,1 % kann dieser erreichte Wert technisch als gut erachtet werden.

Bei Betrachtung des zusätzlichen Einflusses der Anregungsamplitude auf den Schnittmomentfehler kann – vermutlich überwiegend aufgrund des gezeigten Amplitudenverhältnisses, welches sich bei der durchgeführten Drehmomentsubtraktion bei variierenden Schwingungshöhen unterschiedlich stark auswirkt – nur ein geringer Einfluss aufgezeigt werden, wie Anhang A.12 zeigt. Dieser Einfluss wird hierdurch als vernachlässigbar erachtet.

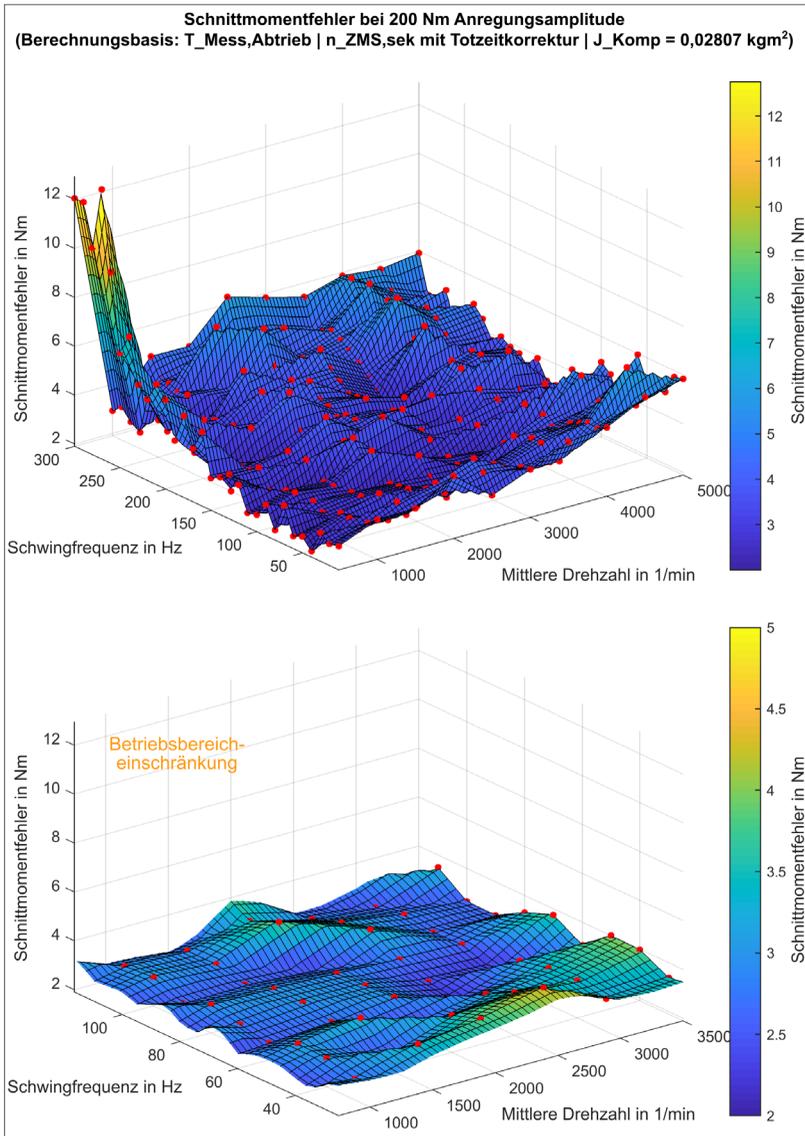


Abbildung 6.33: Fehlerkennfeld des berechneten Schnittmoments in der virtuellen Drehmomentstelle der gewählten Konfiguration zur ZMS-Vermessung im gesamten Messbereich und im Hauptbetriebsbereich des Verbrennungsmotors

### Fazit zur Drehmomenterfassung

Auf Basis der erfolgten Untersuchungen und dem Ergebnis der Fehlerausweisung wird die in dieser Arbeit verwendete Schnittmomentberechnung an der virtuellen Drehmomentmessstelle  $T_{ZMS,sek}$  auf Basis der *InSitu*-Methode anhand folgender Gleichung durchgeführt:

$$T_{ZMS,sek} = T_{Mess,Abtrieb} - J_{Komp} \frac{\pi}{30} \frac{dn_{ZMS,sek}}{dt} \quad \text{mit } n_{ZMS,sek} = n_{ZMS,sek,Rheintacho} \quad 60$$

Die Trägheit  $J_{Komp}$  umfasst hierbei die Rotationsträgheit von der Mitte des Drehmomentmessflansches bis in den virtuellen Schnitt, d. h. im ZMS-Prüfaufbau inklusive des sekundärseitigen Feder-Mitnehmers und der Reibscheibe. Die Drehbeschleunigung wird durch eine zeitliche Ableitung des nachbereiteten Drehzahlsignals (siehe Kapitel 6.3.1.2.1) des prüflingsnahen sekundärseitigen Rheintacho-Sensors berechnet.

Zur Vereinfachung der Schreibweise wird für alle weiteren Untersuchungen allgemein vom ZMS-Feder-Dämpfer-Moment gesprochen, worunter das sekundärseitige ZMS-Moment zu verstehen ist ( $M_{ZMS} = T_{ZMS,sek}$ ).

#### 6.3.1.3 Plausibilisierung der Messmethoden in Bezug auf die Verhaltenserfassung des Feder-Dämpfer-Systems

Zum Abschluss der erarbeiteten Messmethoden zur Verhaltenserfassung des Feder-Dämpfer-Systems soll aufgezeigt werden, welchen Einfluss die Drehmoment-Messstellendefinition und die Anwendung der *InSitu*-Methode auf die Hystereseform und -lage hat. Des Weiteren wird für einen beispielhaften Betriebspunkt der Einfluss der Systemtotzeit auf die ermittelten Systemparameter berechnet und ausgewiesen.

##### 6.3.1.3.1 Bewertung der Messstellenfestlegung in Bezug auf die Hysteresenbildung

Basierend auf der Feder-Dämpfer-Teilsystemanalyse und der daraus hervorgehenden Messstellendefinition (vgl. Kapitel 6.3.1.1) wurde festgelegt, dass der Drehmomentmessort an der Sekundärseite des ZMS, zwischen Feder-Mitnehmer und Feder bzw. Reibscheibe und ZMS-Primärseite erfolgen muss. Diese innere Messstelle erlaubt es, die Feder-Dämpfer-systemcharakterisierenden Hysteresen zu bilden. Um diese Messmethode und die auftretende Abweichung zu einer konventionellen Messung mit einer äußeren Messstelle aufzuzeigen, werden dynamisch gefahrene Teilschleifen ( $750 \text{ min}^{-1}$ , 25 Hz) bei zwei ZMS-

Vorspannungen (20° & 30°) und variierender Verdrehwinkelamplitude in eine quasi-statische Verdrehkennlinie des ZMS – hier bezeichnet als Grundhysterese – einer ähnlichen mittleren Drehzahl (1.000 min<sup>-1</sup>) eingezeichnet. Abbildung 6.34 zeigt das Ergebnis bei Auftragung der mit der konventionellen äußeren Drehmomentmessstelle gebildeten dynamischen Hysterese. Zu erkennen ist wie die Hysteresenausdehnung, aufgrund des nicht berücksichtigten Beschleunigungsmoments der Adaptionsträgheit, über die quasi-statische Kennlinie hinausgeht.

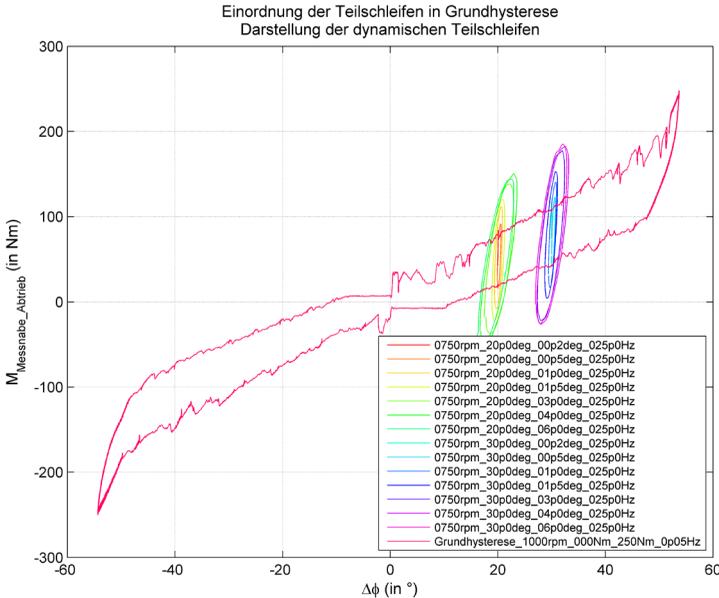


Abbildung 6.34: Lage und Form dynamischer Hysterese unterschiedlicher Vorspannung und Verdrehwinkelamplitude in der quasi-statischen Verdrehkennlinie bei äußerer Drehmomentmessstelle (Albers et al., 2017)

Erfolgt hingegen die Anwendung der *InSitu*-Methode zur Bestimmung des inneren Drehmoments im Schnitt zum Feder-Dämpfer-System, so gleicht sich die Hystereseform wie erwartet der Ausdehnung der Verdrehkennlinie an, vgl. Abbildung 6.35. Das bedeutet die Massenbeschleunigungsmomente bei der dynamischen Hysterese konnten soweit kompensiert werden, dass sie wie bei der quasi-statischen Verdrehkennlinie nahezu nicht zum Tragen kommen.

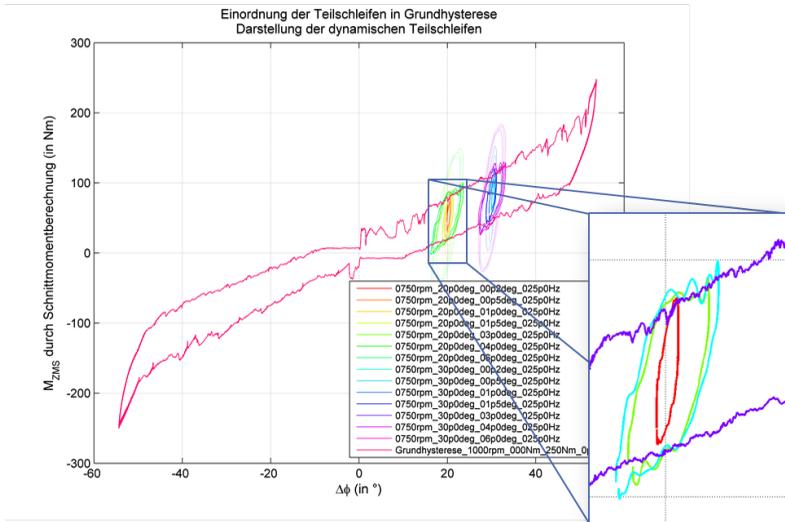


Abbildung 6.35: Form und Lage dynamischer Hysterese unterschiedlicher Vorspannung und Verdrehwinkelamplitude in der quasi-statischen Verdrehkennlinie bei innerer Drehmomentmessstelle (Anwendung der *InSitu*-Methode) (Albers et al., 2017)

### 6.3.1.3.2 Bewertung der Totzeitkorrektur in Bezug auf die ermittelten Hystereseparameter

Um die Tragweite einer nicht durchgeführten Totzeitkorrektur bei den Drehzahl- und Drehwinkelsignalen in Bezug auf das gemessene Drehmoment aufzuzeigen, soll im Folgenden beispielhaft deren Einfluss auf die ermittelten Hystereseparameter beleuchtet werden. Im Vorgriff auf die Vorstellung der Parameterermittlungsmethodik in Kapitel 6.3.3 soll hier die Linearisierung und damit Quantifizierung der Hysterese über die Parameter dynamische Steifigkeit, viskose Dämpfung und einem Coulombschen Reibanteil erfolgen. Abbildung 6.36 zeigt hierzu die Auswirkung einer möglichen Totzeit von 0,6 ms auf die Hystereseform und -parameter. Wird keine Zeitkorrektur angewendet, ist die totzeitbegründet Ausbauchung der Hysterese deutlich zu erkennen, womit eine Änderung der viskosen Dämpfung um ca. +18 % einhergeht. Gleichmaßen erfolgt auch eine Beeinflussung der dynamischen Steifigkeit um -12 % und des ermittelten Coulombschen Reibanteils um +19 %.

Für eine tiefere Betrachtung des Einflusses der Totzeit, aber auch weiterer Größen wie Massenträgheitsabweichungen oder Messungenauigkeiten im Drehmoment, über die Schnittmomentberechnung auf die ermittelten Systemparameter (dynamische Steifigkeit & Verlustarbeit) wird auf Ausführungen in der Literatur (Albers, Boog, Koch, & Stoll, 2015; Stoll, 2015) verwiesen.

**Beispiel des Totzeiteinflusses auf die Hystereseform und -parameter für den Betriebspunkt 3000 min<sup>-1</sup> | 0,6°-Verdrehwinkelamplitude | 100 Hz Anregungsfrequenz bei einer angesetzten Totzeit von 0,6 ms**

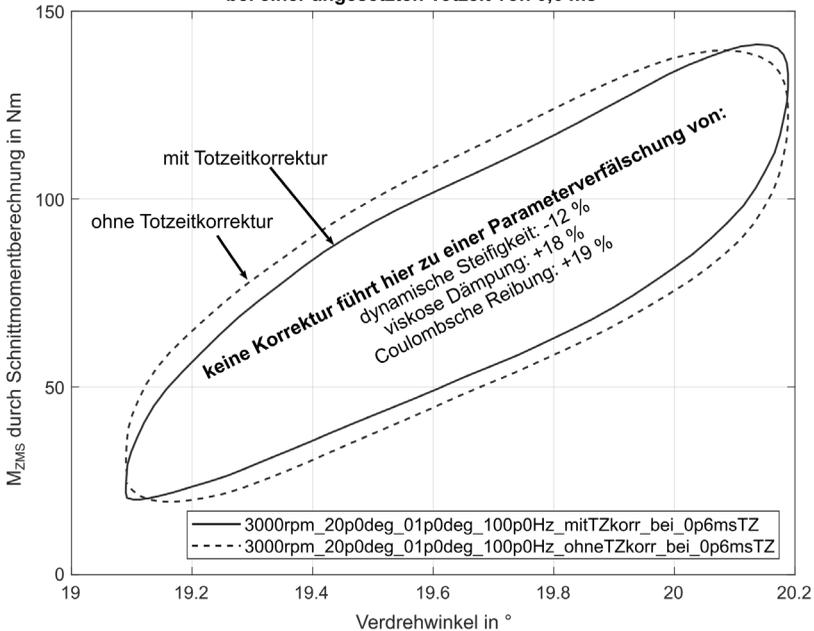


Abbildung 6.36: Einfluss einer beispielhaften Totzeit im Drehzahlsignal auf die Hystereseform und dessen Parameter in einem beispielhaften Betriebspunkt (in Anlehnung an Albers et al. (2017))

### 6.3.2 Methodik zur reproduzierbaren Einstellung definierter ZMS-Betriebspunkte

Die das Feder-Dämpfer-System charakterisierenden Parameter wie dynamische Steifigkeiten oder Dämpfungen sind bedeutend vom aktuellen Betriebspunkt und der ZMS-Vorgeschichte bis zum Erreichen des Betriebspunkts abhängig. Diese Eigenschaft wurde in vorausgehenden Untersuchungen bereits mehrfach beleucht-

tet, vgl. Kapitel 2.6.4. So spiegelt auch Abbildung 2.39 aus dem Stand der Forschung anhand der dynamischen Steifigkeit und Reibungsdämpfung das gestaltbedingte Systemverhalten wieder, indem eine Auftragung über der mittleren Drehzahl und dem Schwingwinkel erfolgt.

Dieses Verhalten bedeutet zugleich auch, dass für eine Gegenüberstellung von dynamischen Hysteresen und derer beschreibenden Parameter gleiche Betriebspunkte des ZMS eingestellt werden müssen. Dies gilt sowohl für eine Versuchswiederholung, als auch für eine Wiederholungsmessung nach Änderung des Versuchsaufbaus, wie es für die Einflussermittlung bei einer Variation des Restsystemmodells erforderlich ist.

In Anlehnung an die Betriebszustände im Fahrzeug erfolgt die Betriebspunktdefinition für das ZMS anhand

- der mittleren Drehzahl  
z. B. als Folge einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit und des eingelegten Gangs,
- der mittleren Verdrehung  
z. B. als Folge eines statischen Lastzustands,
- des Schwingwinkels (Verdrehwinkelamplitude)  
z. B. als Folge des Lastzustands und der Verbrennungsmotorcharakteristik und
- der Anregungsfrequenz  
z. B. als Eigenschaft des Verbrennungsmotors (z. B. die 2. Motorordnung).

Diese vier Betriebsgrößen müssen demnach im experimentellen Versuch sowohl reproduzierbar anfahrbar als auch einstellbar sein. Eine Prüflaufautomatisierung – zur Sicherstellung gleichbleibender Ausgangszustände und Anfahrbedingungen – sowie eine Betriebspunktregelung – zur Einstellung der genannten Betriebsgrößen – sind respektive der eingesetzten Testumgebung in der Lage diese Aufgabe zu übernehmen.

### **6.3.2.1 Prüflaufautomatisierung**

Die Automatisierung erfolgt zeitbasiert auf Basis der in Abbildung 6.37 gezeigten Abfolge, welche das Anfahren, Messen und Beenden beinhaltet. Jede Vorgabeänderung ist dabei durch einen Sprung eines mitlaufenden Indikators („Step“) gekennzeichnet. Zu Beginn folgt der im Kapitel „Methodik zur Verdrehwinkel- und Verdrehwinkelgeschwindigkeitsberechnung“ beschriebene Referenzierungspro-

zess zur Nulllagendefinition des Verdrehwinkels. Der aktuelle mittlere Verdrehwinkel (Diagr. 1, orange) wechselt in diesem Bereich von den anliegenden Schubflanken zu den anliegenden Zugflanken der primär- und sekundärseitigen Federmitnehmer. Etwa ab Sekunde 18 erfolgt die Anforderung einer ZMS-Vorspannung in Form eines mittleren Verdrehwinkels (hier:  $20^\circ$ ) (Diagr. 1, blau), welcher über eine Momentenbeaufschlagung eingeregelt wird. Die ZMS-Drehzahl (Diagr. 2, blauegestrichelt) beträgt zu diesem Zeitpunkt etwa  $30 \text{ min}^{-1}$  und wird erst nach erfolgter Vorspannung bei Sekunde 28 auf die mittlere Soll-Betriebsdrehzahl (hier:  $750 \text{ min}^{-1}$ ) (Diagr. 2, blau) gebracht. Ab Sekunde 33 erfolgt die Überlagerung des Vorspannmoments mit einer dynamischen Momentenschwingung fester Frequenz als Funktion der mittleren Solldrehzahl (2. Motorordnung). Zu erkennen ist im aktuellen mittleren Verdrehwinkelverlauf (Diagr. 1, orange) das damit einsetzende weitere Verspannen des ZMS aufgrund dynamischer Losreisvorgänge der Federwindungen. Die eigentliche Messung beginnt ab Sekunde 55, nachdem sich ein Beharrungszustand der mittleren Verdrehung und der Verdrehwinkelamplitude eingestellt hat. Abschließend folgt in der folgend genannten Reihenfolge das Absenken der Verdrehwinkelschwingung, der mittleren Drehzahl und der Vorspannung.

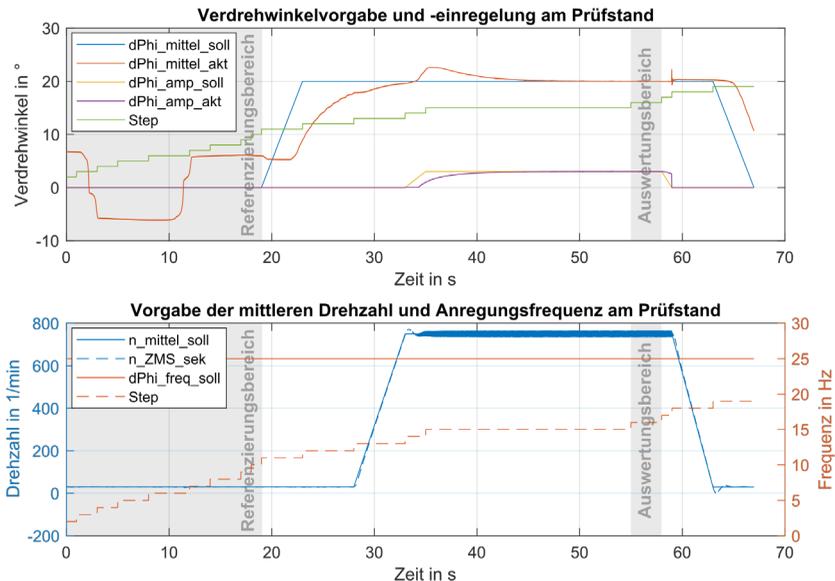


Abbildung 6.37: Automatisierungsmanöver zur Sicherstellung reproduzierbarer Betriebspunkte für einen beispielhaften Betriebspunkt

### 6.3.2.2 Betriebspunktregelung – Verdrehwinkel und mittlere Drehzahl

Der Betrieb des ZMS am Prüfstand soll möglichst fahrzeugnah erfolgen. Hierzu wird dem Prüfling primärseitig ein mittleres und ein dynamisches Moment beaufschlagt, siehe Abbildung 6.38.

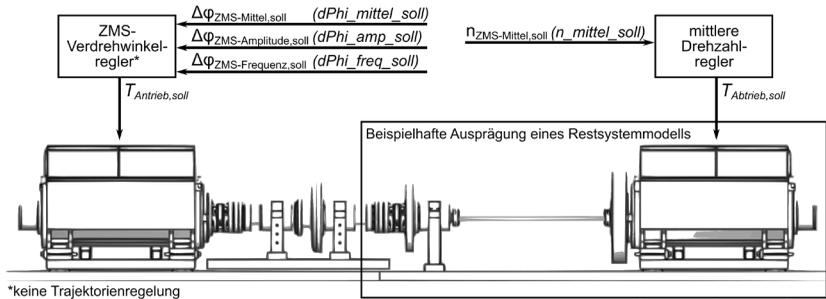


Abbildung 6.38: Sollgrößenvorgabe am IPEK-Powerpack-Prüfstand

Abtriebsseitig vom ZMS erfolgt die Wechselwirkung mit dem Restsystemmodell, wobei dieses gemäß den Modellen der IPEK-XiL-Architekturen der Testkonfigurationen<sup>49</sup> ein rotatorisches Modell der Fahrzeugmasse enthält. Diese Masse, und damit auch das ZMS, soll bei den Versuchen eine konstante mittlere Drehzahl halten, was über einen trägen Drehzahlregel realisiert wird – unabhängig davon, wie (physisch oder virtuell) diese Masse in der Testkonfiguration umgesetzt wird.

Die antriebsseitige Drehmomentvorgabe erfolgt über eine Verdrehwinkelregelung, welche in einen Regler für die mittlere Verdrehung und in einen Regler für die dynamische Verdrehung aufgeteilt ist, siehe Abbildung 6.39. Durch eine spezielle Auswertelogik wird in Echtzeit das gemessene Verdrehwinkelsignal des ZMS hinsichtlich seines aktuellen Mittelwerts und hinsichtlich seiner anregungsfrequenzbezogenen Schwingungsamplitude ausgewertet. Die ermittelte statische Verdrehung dient als Regelgröße für den Verdrehwinkel-Mittelwertregler, welcher ein mittleres Drehmoment ausgibt. Gleichmaßen dient die Information über die aktuelle Verdrehwinkelamplitude als Regelgröße für den Verdrehwinkelamplitudenregler, welcher als Steuergröße einen Drehmomentamplitudenwert ausgibt. Über einen nachgeschalteten Sinusgenerator wird aus diesem Drehmomentamplitudenwert und der Anregungsfrequenzvorgabe ein dynamisches Drehmomentensignal generiert und dem mittleren Drehmoment überlagert. Dieses Summenmoment wird

<sup>49</sup> Vergleiche Abbildung 6.3 bzw. Abbildung 6.4

als Sollgröße an den Prüfstandsmotor – als das verbindende Koppelsystem zum physischen Aufbau – übergeben.

Durch diese Regelungsmethode wird dem ZMS **keine feste Verdrehwinkeltrajektorie** (Zwangsbewegung) vorgegeben: Die Primär- und Sekundärseite können freie Schwingungen vollziehen, sofern der Betriebspunkt aus mittlerer Drehzahl, mittlerer Verdrehung und dynamischer Verdrehwinkelamplitude gehalten wird. Diese wichtige Eigenschaft ermöglicht erst die Durchführung der Untersuchung zum Einfluss einer abtriebsseitigen Restsystemvariation auf das Feder-Dämpfer-Verhalten, da zu vermuten ist, dass diese Variation unterschiedliche Schwingungszustände der ZMS-Sekundärseite hervorruft.

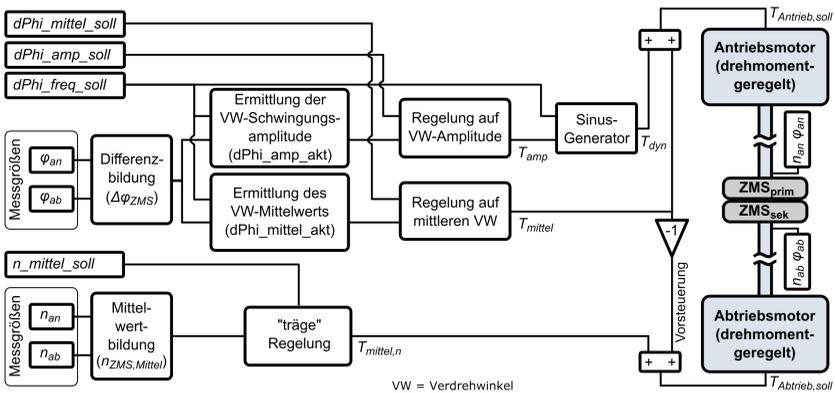


Abbildung 6.39: Aufbau und Funktionsweise der Verdrehwinkelregelung

### 6.3.3 Mathematisches Modell zur quantitativen Beschreibung des Feder-Dämpfer-Verhaltens

Das Ziel der Untersuchung, eine quantitative Angabe zum Einfluss der Restsystemmodellierung auf das Feder-Dämpfer-Verhalten zu treffen, erfordert einen mathematischen Beschreibungsansatz der ZMS-Charakteristik in jedem Betriebspunkt. Als qualitative erste Bewertung der Systemeigenschaften (hohe, geringe Steifigkeit / viel, wenig Dämpfung) eignet sich beispielweise die Auftragung des inneren Drehmoments über dem Verdrehwinkel als Schwingungsantwort zur Hysteresenbildung, sofern keine (bzw. keine ausgeprägten) Masseneinflüsse im Drehmoment enthalten sind (DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2002). Trotz des Wissens, dass es sich bei einem ZMS prinzipiell um ein stark nichtlineares System handelt, wird die Annahme getroffen, dass sich

einzelne dynamische Teilschleifen (wie bspw. in Abbildung 6.35) über eine lineare Differentialgleichung beschreiben lassen. Ändern sich die Koeffizienten der Differentialgleichung über die Zeit nicht – was hier über einen beschränkten Zeitraum angenommen wird – so ist von einem zeitinvarianten und linearen System(-verhalten) auszugehen (DIN 1311-2:2002-08, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2002).

Als Ansätze zur Beschreibung der Hysteresen werden unterschiedlichste mathematische Beschreibungsmodelle (vgl. auch Kapitel 2.6.4.3.2) hinsichtlich ihrer Approximationsgüte untersucht:

1. Kelvin-Voigt Ansatz

$$M_{ZMS}(t) = c \Delta\varphi_{ZMS}(t) + b \Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t) \quad 61$$

2. Coulombscher Reibungsansatz

$$M_{ZMS}(t) = c \Delta\varphi_{ZMS}(t) + M_R \operatorname{sign}(\Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t)) \quad 62$$

3. Kombinerter Ansatz aus Kelvin-Voigt und Coulombscher Reibung

$$M_{ZMS}(t) = c \Delta\varphi_{ZMS}(t) + b \Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t) + M_R \operatorname{sign}(\Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t)) \quad 63$$

4. Kombinerter Ansatz aus Kelvin-Voigt und Coulombscher Reibung mit Vermeidung von unstetigen Haft-/Gleitreibungsübergängen ( $m'$  bestimmt die Steilheit des  $\arctan$ )

$$M_{ZMS}(t) = c \Delta\varphi_{ZMS}(t) + b \Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t) + M_{R\_arctan} \frac{2}{\pi} \arctan(m' \Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t)) \quad 64$$

5. Kombinerter Ansatz aus Kelvin-Voigt, Coulombscher Reibung und dynamischer Massekräfte der Federwindungen

$$M_{ZMS}(t) = c \Delta\varphi_{ZMS}(t) + b \Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t) + M_R \operatorname{sign}(\Delta\dot{\varphi}_{ZMS}(t)) + J_{Feder\_dyn} \Delta\ddot{\varphi}_{ZMS}(t) \quad 65$$

Im Folgenden sollen diese Ansätze gegenübergestellt und hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit diskutiert werden. Hierzu werden über einen linearen Regressionsansatz – siehe Ausführungen in Kapitel 2.6.4.3.3 – die einzelnen Koeffizienten

geschätzt. Der Vergleich erfolgt zum einen im ersten Schritt auf Basis einer direkten Gegenüberstellung der gemessenen Hysterese<sup>50</sup> mit der berechneten Hysterese auf Basis der geschätzten Koeffizienten und zum anderen durch einen Vergleich und eine Plausibilisierung der geschätzten Parameterwerte.

Abbildung 6.40 zeigt hierzu für zwei beispielhafte Betriebspunkte (linke und rechte Spalte) die Auswertung anhand drei ausgewählter Approximationsansätze (Diagrammzeile 1 bis 3 mit Approximationsansatz 1, 3 und 5). In der ersten Zeile werden die Hysteresen über das Kelvin-Voigt-Modell angenähert. Zu erkennen ist, dass die Steifigkeit gut abgebildet wird, die typische Reibungscharakteristik hingegen nicht. Wird dieser Ansatz um einen Coulombschen Reibungsterm erweitert, so ergibt sich die Approximation in Zeile 2. Nun werden auch die durch die Reibung auftretenden seitlichen Flanken der Hysterese, welche den Vorzeichenwechsel des Federreibmoments beim Richtungswechsel der Federbewegung abbilden, gut approximiert. Das letzte hier in Zeile 3 gezeigte Approximationsmodell ergänzt diesen zweiten Modellansatz noch um einen weiteren Term. Dieser soll zusätzlich die aufgrund der definierten Lage des Drehmomentmessortes nicht berücksichtigten Federwindungsmassenträgheiten erfassen. Dabei wird (bzw. muss) auch hier die Annahme der Zeitinvarianz der aktuellen Systemkenngrößen getroffen (werden). Auf die Systemgestalt bezogen bedeutet dies, dass sich während eines Betriebspunkts die aktive Federmasse nicht ändert – es dürfen keine Losreißeffekte auftreten. Wird für die beiden Betriebspunkte ein qualitativer Vergleich der Approximation mit der Messung durchgeführt, so ergibt sich hier in Bezug auf alle anderen Approximationsansätze die beste Übereinstimmung. Problematisch ist hingegen, dass aufgrund der regressiven Berechnung die Parameter nicht hinsichtlich ihrer Werteplausibilität auf Basis klarer physikalischer Gegebenheiten überprüft werden. Dadurch kann, wie im letzten Diagramm gezeigt, auch als gesamtsystemisches Optimum aller Parameter eine negative Steifigkeit resultieren. Physikalisch begründbare Systemeigenschaften des ZMS, wie beispielsweise die in Abbildung 2.39 gezeigte Systemversteifung bei Erhöhung der Drehzahl, lassen sich somit nicht herausfinden oder plausibilisieren. Hierdurch folgt an dieser Stelle der Beschluss, den Ansatz mit Federmassenberücksichtigung nicht weiter zu betrachten.

---

<sup>50</sup> Die Messdaten sind für die Gegenüberstellung einer Signalfilterung von 300 Hz unterzogen worden, da andernfalls, durch die für die Schnittmomentberechnung erforderliche zeitliche Differenzierung des Drehzahlsignals, starke Schwingungen und Unstetigkeiten auftreten.

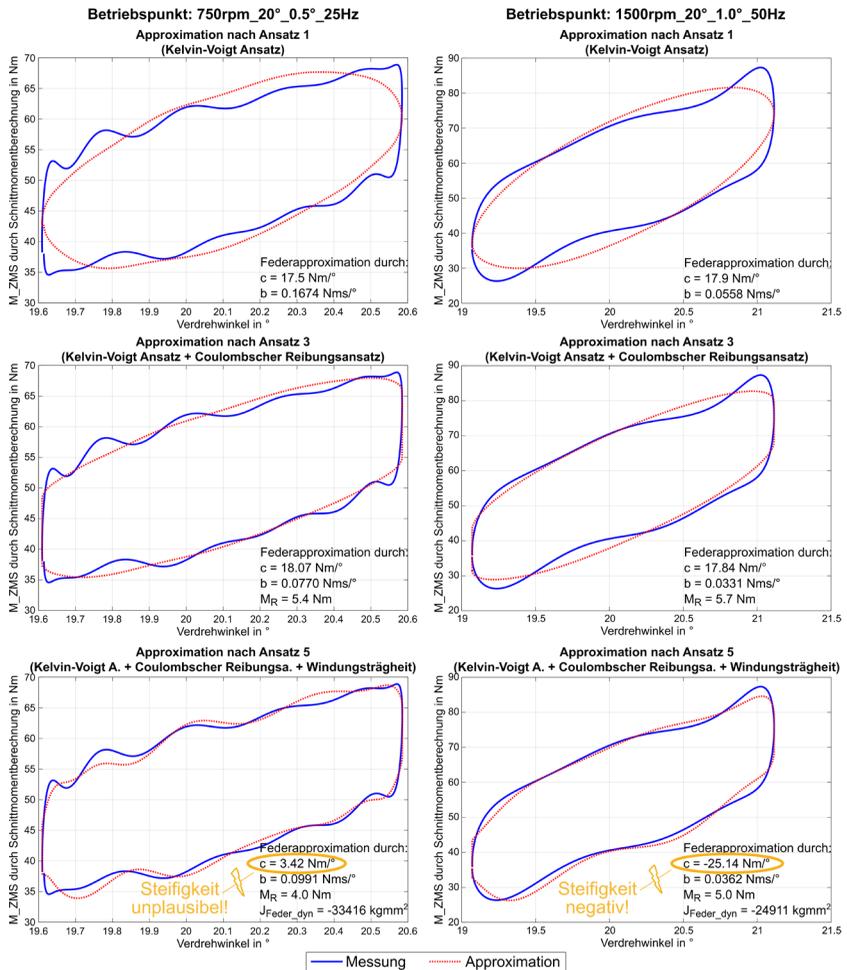


Abbildung 6.40: Hysteresen-Approximation bei unterschiedlichen Beschreibungsansätzen für zwei beispielhafte Betriebspunkte

Neben einem qualitativen Vergleich, beziehungsweise einer direkten Gegenüberstellung der Kennwerte, lässt sich auch quantitativ die Approximationsgüte der einzelnen Ansätze erfassen. Hierzu wird der in Kapitel 2.6.4.3.3 vorgestellte Ansatz der Residuen-Bildung aufgegriffen und ein Vergleich für Approximationsansatz 1 bis 4 (s. o.) durchgeführt. Abbildung 6.41 zeigt hierzu die Auswertung

einer Schwingungsperiode für den linken beispielhaften Betriebspunkt aus der vorherigen Abbildung 6.40.

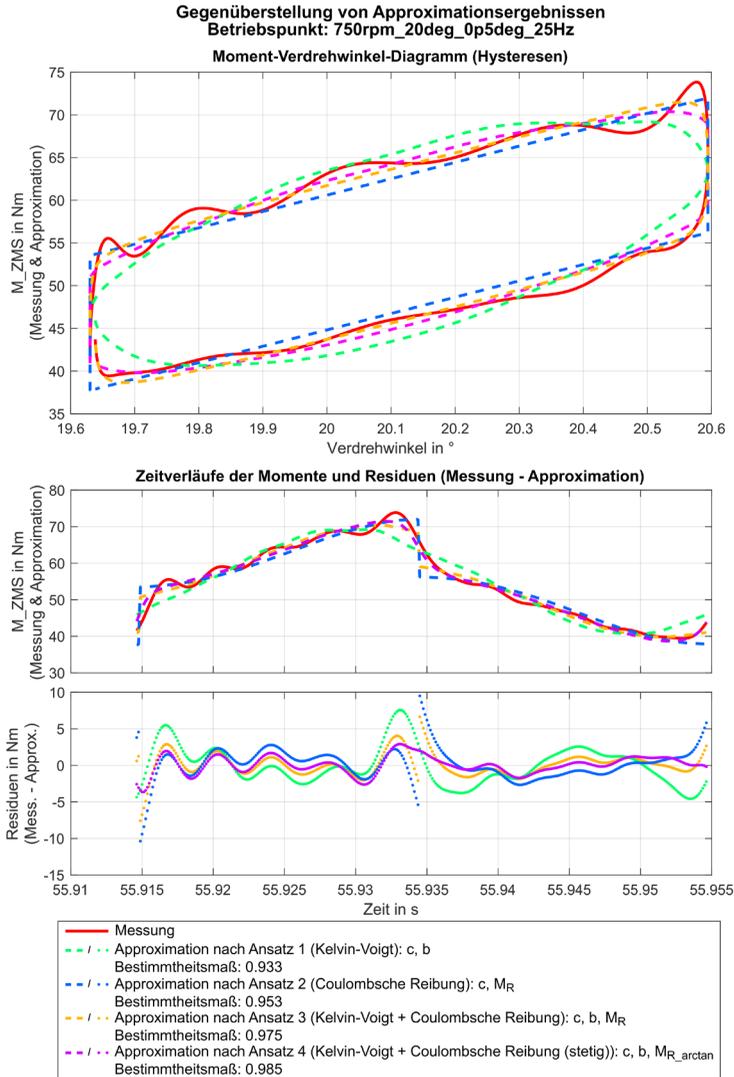


Abbildung 6.41: Hysteresen- und ZMS-Moment-Approximation bei unterschiedlichen Beschreibungsansätzen mit Ausweisung der Residuen und Bestimmtheit

Im mittleren Diagramm ist das gemessene Schnittmoment am Feder-Dämpfer-System (rot) über der Zeit aufgetragen. Dem gegenübergestellt sind die berechneten Zeitverläufe des Moments basierend auf den unterschiedlichen Approximationsansätzen: Ansatz 1 in grün ( $c, b$ ); Ansatz 2 in blau ( $c, M_R$ ); Ansatz 3 in orange ( $c, b, M_R$ ); Ansatz 4 in lila ( $c, b, M_{R_{arctan}}$ ). Die dazugehörige Moment-über-Verdrehwinkel-Auftragung der Signale zur Hysteresenbildung ist als Ergänzung im oberen Diagramm gegeben. Das unterste Diagramm zeigt die zu den zeitlichen Momentenverläufen gehörenden Residuen, welche für jeden Zeitpunkt die Abweichung des approximierten Messpunkts von dem realen Messpunkt angeben. Zu erkennen ist die Unstetigkeit bei den Ansätzen mit implementierter Reibungsdämpfung über die Signum-Funktion, welche insbesondere bei keiner Berücksichtigung weiterer Dämpfungsterme zu großen Abweichungen führt. Die geringste Abweichung ergibt sich unter Verwendung des Reibungsansatzes auf Basis einer arctan-Funktion (Ansatz 4). Dieses Erkenntnis ist deckungsgleich mit der Angabe des Bestimmtheitsmaßes dieser Approximation (siehe Legende des Diagramms), welches hier den höchsten Wert annimmt, gefolgt vom Kelvin-Voigt Ansatz mit Coulombscher Reibung über die Signum-Funktion (Ansatz 3). Aufgrund der Tatsache, dass sich die Steilheit der arctan-Funktion (Parameter  $m'$ ) nicht regressiv schätzen lässt, sondern manuell an jeden Betriebspunkt angepasst werden muss und aufgrund der nur geringen Abweichung im Bestimmtheitsmaß zum Ansatz 3, wird Ansatz 3 (Kelvin-Voigt Ansatz mit Coulombscher Reibung) gemäß Gleichung 63 für alle weiteren Auswertungen dieser Arbeit gewählt.

Zum Abschluss dieses Kapitels muss ergänzend hervorgehoben werden, dass sich das Feder-Dämpfer-Verhalten nicht in allen Betriebspunkten durch die gewählte Approximation mit einer hohen Genauigkeit beschreiben lässt. Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und hohen Amplituden kommt es während einer Schwingungsperiode zum Losreißen von Federwindungen, sodass sich das Feder-Dämpfer-System bereits während eines Schwingenspiels ändert – die Annahme eines zeitinvarianten Systems im Betriebspunkt wird verletzt. Abbildung 6.42 zeigt hierzu beispielhaft zwei ausgewählte Hysteresen unterschiedlicher Schwingungsamplitude als Auszug aus den Versuchen in Abbildung 6.35. In der Bildmitte ist zu erkennen, wie sich die Hysterese mit höherer Schwingungsamplitude (grün) an die quasi-statische Verdrehkennlinie (blau) „anschmiegt“. Dieser Übergang wird durch Losreißvorgänge einzelner Windungen hervorgerufen. Wird versucht, beide Hysteresen durch den linearen Regressionsansatz zu schätzen, so zeigt sich bei der Hysterese größerer Amplitude (grün), wie das Approximationsmodell diese Änderung nicht mit abbildet und seine Gültigkeit verliert. Zu einer besseren Beschreibung müssten folglich aufwendigere, physikalische Modelle herangezogen beziehungsweise für tiefergehende Validierungen die Federwindungspositionen –

wie durch Koch (2019) für den Kupplungsscheibendämpfer gezeigt – beobachtet werden.

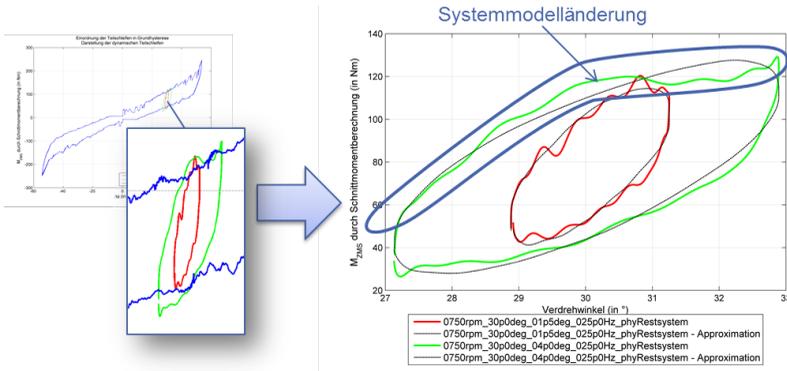


Abbildung 6.42: Zwei beispielhafte dynamische Hysteresen zur Verdeutlichung der Herausforderung einer guten Approximation bei Losreißvorgängen von Federwindungen (Albers et al., 2017)

### 6.3.4 Reproduzierbarkeit der ermittelten Feder-Dämpfer-Parameter

Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse bei Variation der Restsysteme erfordert die vorherige Kenntnis der Parameterstreuung, um Fehlinterpretationen zu vermeiden. Hierzu werden mit dem Referenzaufbau (physisches ZMS und physischer nachgiebiger Triebstrang) mehrere Versuchsdurchläufe durchgeführt. Ein Versuch umfasst dabei jeweils das Anfahren mehrerer Drehzahlstufen, Vorspannungen und Amplituden.

Die Auswertung der Hystereseschleifen erfolgt gemäß dem vorgestellten Approximationsansatz über ein Schwingenspiel. Durch eine Verlängerung der Aufnahmezeit lässt sich für einen Versuch und einen Betriebspunkt die Auswertung für mehrere Schwingungszyklen durchführen. Es werden hierbei 30 Schwingungszyklen gewählt, welche demnach 30 Parametersätze pro Betriebspunkt ergeben. Die Überprüfung dieser Parametersätze hinsichtlich Normalverteilung mittels Lilliefors-Test (5 % Signifikanzwert) zeigt, dass überwiegend die Nullhypothese des Vorliegens normalverteilter Parametersätze nicht widerlegt werden kann. Verdeutlicht werden kann dies durch Abbildung 6.43, in der für jeden Betriebspunkt – als Kombination aus mittlerer Drehzahl (Abszisse), Verdrehwinkelamplitude (Ordinate) und mittlerer Verdrehung (20°) – eines Versuchs (hier: Testlauf Nr. 10) parameter-

spezifisch die Überprüfung hinsichtlich Normalverteilung erfolgt ist. Die Kreuze kennzeichnen eine Widerlegung der Nullhypothese. Die Punkte kennzeichnen Betriebspunkte, bei denen die Nullhypothese für den Parametersatz nicht widerlegt werden konnten.

**Lilliefors-Testergebnisse (Signifikanzwert = 5 %) - Versuchsdurchlauf Nr. 10 (= 30 Einzelwerte)**

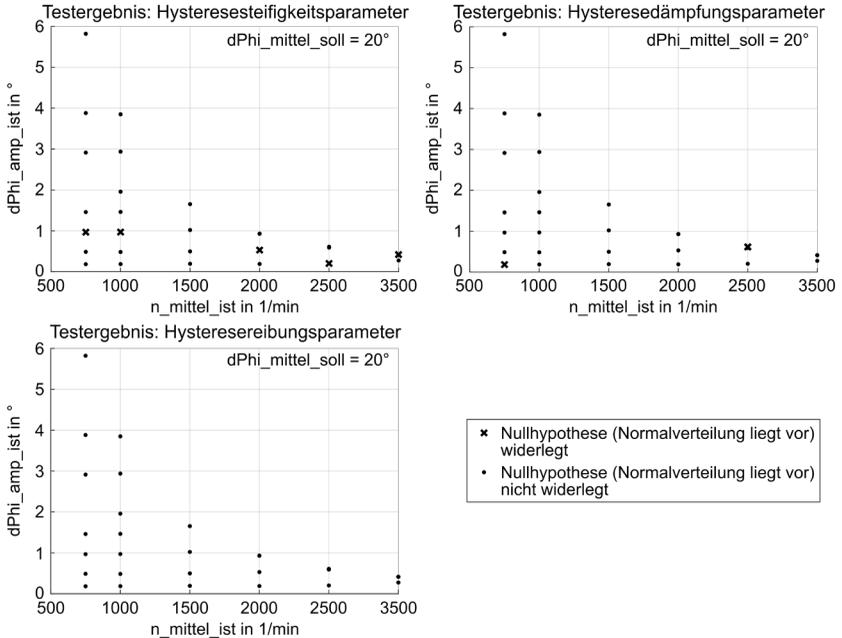


Abbildung 6.43: Ergebnis des Lilliefors-Test zur Überprüfung von 30 Parametersätzen hinsichtlich Normalverteilung für unterschiedliche Betriebspunkte

Dieser Versuch – in dem 30 Parametersätze generiert werden – wird im Folgenden 8-mal wiederholt, um Einflüsse wie beispielsweise die Regelungsgenauigkeit der Betriebspunktregelung oder Einlaufvorgänge im ZMS zu untersuchen. Abbildung 6.44 zeigt exemplarisch das Ergebnis (dynamische Steifigkeit, viskose Dämpfung, Reibung) der Versuchswiederholungen für eine mittlere Drehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  und einer Vorspannung von  $20^\circ$  bei unterschiedlichen Schwingungsamplituden. Auf der linken Seite sind die Ergebnisse der Einzelversuche – jeweils mit Auswertung der 30 Schwingenspiele – durch Boxplots abgebildet, auf der rechten Seite sind hingegen nur das arithmetische Mittel der Parameter der Einzelversuche aufgetragen.

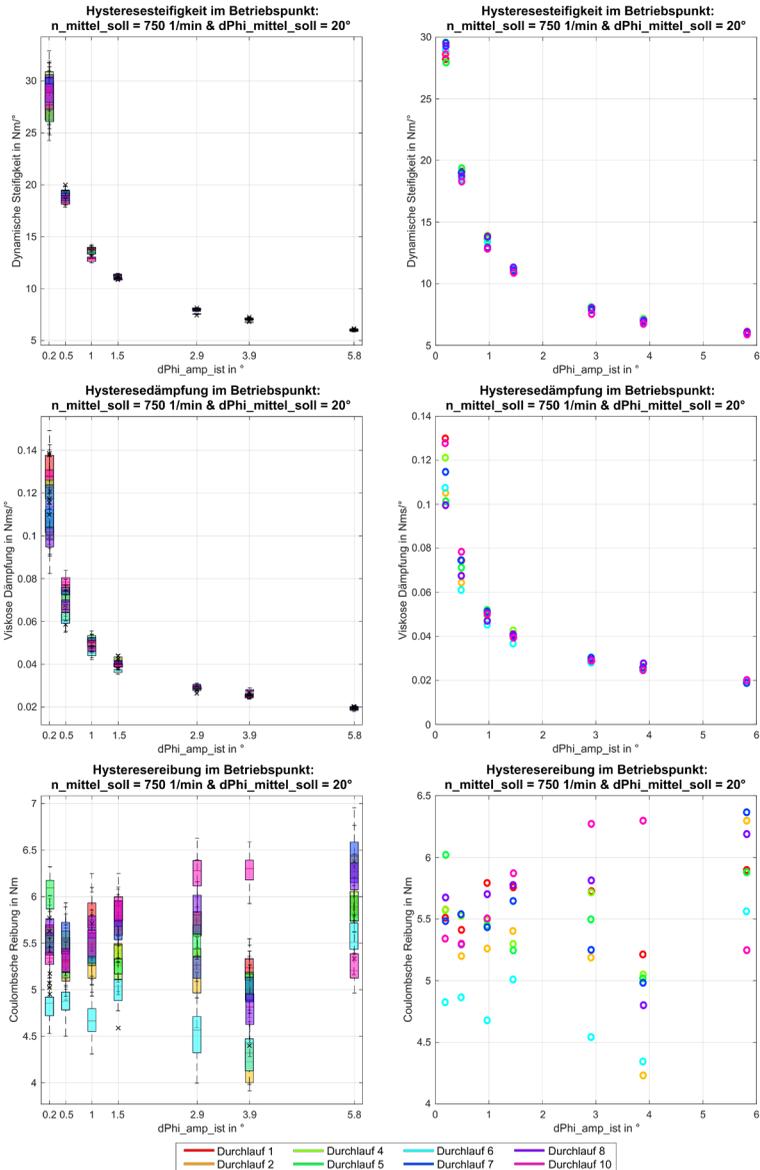


Abbildung 6.44: Boxplots (links) und arithmetische Mittelwerte (rechts) von 8 Versuchsdurchläufen mit je 30 Parametersätzen für mehrere Betriebspunkte

Zu erkennen ist das charakteristische Verhalten der Steifigkeit, welche bei Zunahme der Verdrehwinkelamplitude abnimmt, siehe Diagramme in erster Zeile. Abbildung 6.45 mit der Gegenüberstellung von Hysteresekurven eines Versuchsdurchlaufs (hier: Testlauf Nr. 10) bei variierender Verdrehwinkelamplitude (Farbkodierung) und fester Vorspannung sowie fester mittlerer Drehzahl bestätigt qualitativ dieses Auswertungsergebnis. Zugleich kommt es mit Vergrößerung der Verdrehwinkelamplitude auch zu einer Abnahme der viskosen Dämpfung (Diagramme in Zeile 2) bei einer relativ konstanten Coulombschen Reibung (Diagramme in Zeile 3).

Wie die Diagramme in Abbildung 6.44 mit den Ergebnissen über 10 Versuchsdurchläufe verdeutlichen und auch (in dieser Arbeit nicht dargestellte) Diagramme anderer Drehzahlniveaus zeigen, tritt eine Veränderung der Parameter über die Zeit (Versuchs-Laufleistung) nicht auf, das ZMS ist bereits eingefahren. Als Besonderheit zeigt sich jedoch die relativ hohe Streuung der Ergebnisse bei geringen Verdrehwinkelamplituden, was u. a. auf die Auflösung der Sensoren zurückgeführt werden kann.

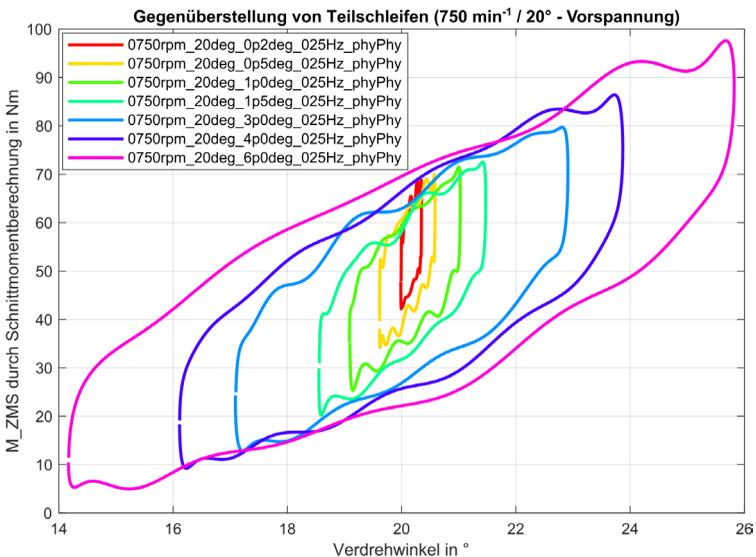


Abbildung 6.45: Hysteresenvergleich des ZMS bei einem Betriebspunkt fester Drehzahl, fester Vorspannung und variabler Schwingungsamplitude

Auch für den kombinierten Messdatensatz (8 Versuchsläufe mit je 30 Auswertungen = 240 Parametersätze) wird der Test auf Normalverteilung durchgeführt. Hier

ändert sich das Gesamtbild bezüglich normalverteilter Parametersätze, sodass überwiegend von keiner Normalverteilung ausgegangen werden muss, wie Abbildung 6.46 zeigt. Es ist zu vermuten, dass dies auf die – vor allem reibmomentbedingte – Einregelungsgenauigkeit des Betriebspunkts hinsichtlich des mittleren Verdrehwinkels zurückgeführt werden kann. Trotz langer Einschwingzeiten weicht dieser oftmals wenige zehntel Grad ab, sodass keine vollständige Betriebspunkt-übereinstimmung erzielt werden kann. Dies hat zur Folge, dass aufgrund des Reglers für die mittlere Verdrehung und den ZMS-Reibungseigenschaften, die ZMS-Vorspannung bei Wiederanfahrt des Betriebspunkts variiert. Hierdurch entstehen pro Versuch zwar die überwiegend normalverteilten Parametersätze, über die (geringe) Anzahl von 8 Versuchswiederholungen hinweg variiert jedoch deren Erwartungswert nicht normalverteilt.

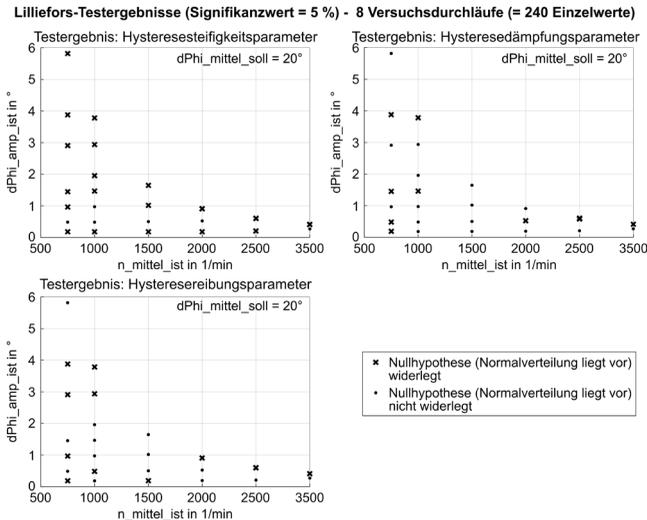


Abbildung 6.46: Ergebnis des Lilliefors-Test zur Überprüfung von 8x30 Parametersätzen hinsichtlich Normalverteilung für unterschiedliche Betriebspunkte

Als Ergänzung zu den gezeigten Darstellungen ist im Anhang A.13 eine Tabelle mit den Mittelwerten der Parametermittelwerte der Einzelversuche über die 8 Versuchswiederholungen sowie deren Streubereich als die Differenz aus Parametermaxima und Parameterminima gegeben. Auch in dieser Tabelle wird die – in Bezug auf die verwendete Sensorik – an sich geringe Abweichung der Parameter bei der Versuchswiederholung sichtbar, jedoch auch die relativ hohe Streuung des Vorspannmoments  $M_0$  zur Einregelung der mittleren ZMS-Verdrehung.

## **6.4 Prüfaufbaufinalisierung zur Restsystemvariation, Versuchsdurchführung und Ergebnis**

Die im vorherigen Kapitel erarbeiteten Fragestellungen rund um das Thema der Messmethodik, Versuchsdurchführung und -auswertung haben die erforderlichen Bausteine für die Finalisierung der Prüfaufbauten gegeben, welche in Kapitel 6.2 prinzipiell vorgestellt wurden. Im Folgenden werden die umgesetzten Aufbauten zur abtriebsseitigen Restsystemvariation gezeigt und hinsichtlich ihrer dynamischen Eigenschaften in Bezug auf das „Gesamtsystemverhalten des Fahrzeugs“ bewertet. Anschließend erfolgt die Versuchsdurchführung, Auswertung und Diskussion der Ergebnisse dieser möglichen Restsystemvariationen.

### **6.4.1 Finalisierung der Prüfaufbauten zur physischen Restsystemvariation**

Die Variation der Restsystemmodelle bezieht sich – wie in Kapitel 6.2 – beschrieben auf eine Variation der getriebeseitigen Antriebsstrangausprägung. Hierbei soll eine ZMS-Untersuchung mit berücksichtigter Triebstrangnachgiebigkeit in der Testkonfiguration einer Untersuchung ohne berücksichtigte Nachgiebigkeit gegenübergestellt werden. Die Modelle der sich hierbei ergebenden IPEK-XiL-Architekturen sind kapituleinleitend in Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4 gezeigt.

Die konkrete Umsetzung an einem hochdynamischen Prüfstand (IPEK-Powerpack-Prüfstand PPP, Technische Daten siehe Anhang A.17) mit Berücksichtigung der Erkenntnisse und Anforderungen aus dem vorhergehenden Kapitel liefert für den nachgiebigen Aufbau die Umsetzung gemäß Abbildung 6.47 und für den starren Aufbau die Umsetzung gemäß Abbildung 6.48. Zu erkennen ist der Wegfall der physischen Torsionswelle und der dafür erforderlichen Zwischenlagerung. Die Abstimmung dieses Aufbaus hinsichtlich seiner dynamischen Schwingungseigenschaften an das reale Antriebsstrangsystem kann durch Variation der Torsionswellensteifigkeit oder der Schwungmassenträgheiten erfolgen, wobei konkret die Nachbildung der Eigenformen und Eigenfrequenzen des beispielhaften Fahrzeugantriebsstrangs aus Kapitel 6.1.2 angestrebt wird. Das Ergebnis der Abstimmung ist in Abbildung 6.49 zu sehen. In dieser sind den berechneten Eigenformen der beiden Referenzfahrzeugantriebsstrangmodelle aus Kapitel 6.1.2 die sich ergebenden Eigenformen der Testkonfigurationen gegenübergestellt. Für den Aufbau mit berücksichtigter Triebstrangnachgiebigkeit (Diagramm, links) ergibt sich für die ZMS-Eigenform eine hohe Übereinstimmung bei nur geringfügiger Abweichung der Eigenfrequenz. Die Ruckeleigenfrequenz und -eigenform weichen

ebenfalls nur leicht ab. Für die Testkonfiguration ohne Triebstrangnachgiebigkeit bzw. Torsionswelle (Diagramm, rechts) ergibt sich gleichermaßen eine sehr gute Übereinstimmung der Eigenfrequenzen mit ebenfalls nur geringer Abweichung der Eigenmoden. Die auftretenden Unterschiede sind u. a. auf eine zu geringe modellhafte Fahrzeugmasse in den Testkonfigurationen zurückzuführen.

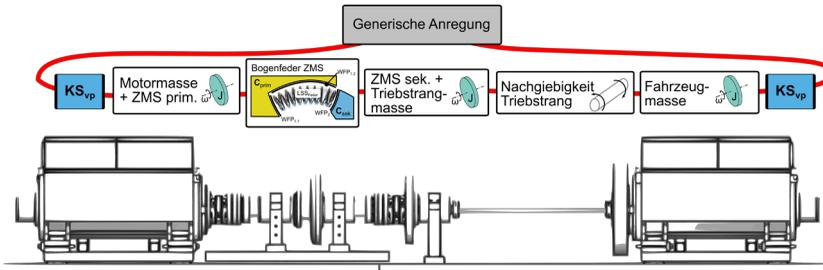


Abbildung 6.47: Umsetzung der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit nachgiebigem Triebstrangmodell

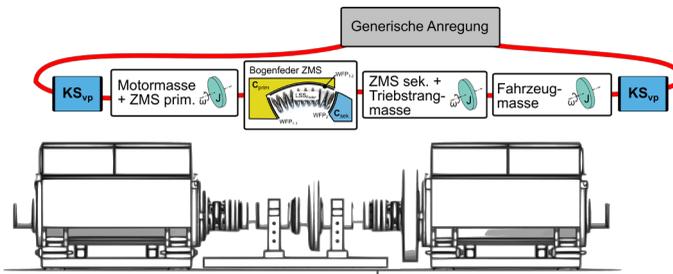


Abbildung 6.48: Umsetzung der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit starrem Triebstrangmodell

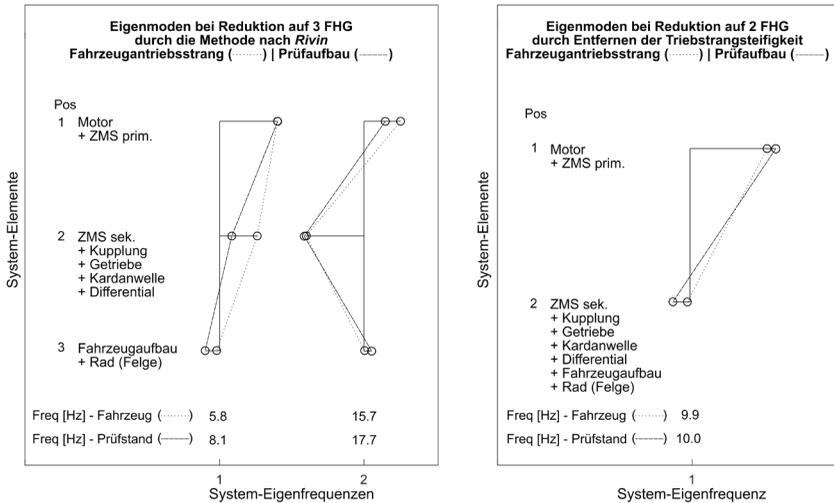


Abbildung 6.49: Vergleich der Eigenmoden der umgesetzten Testkonfigurationen zu den Eigenmoden der gewünschten Antriebsstrangmodelle mit (links) und ohne (rechts) Triebstrangnachgiebigkeit

## 6.4.2 Versuchsdurchführung, Ergebnis und Diskussion

Die Messmatrix mit den anzufahrenden Betriebspunkten orientiert sich an der Betriebskennlinie eines Motors, bei der der Schwingwinkel des ZMS über der mittleren Drehzahl aufgetragen ist und beispielsweise in Albers (1994) gegeben wird. Qualitativ nimmt bei dieser die Verdrehwinkelamplitude mit steigender Motordrehzahl ab. Abbildung 6.50 zeigt gleichermaßen die für die Untersuchungen gewählten Betriebspunkte in Form von Drehzahl-Verdrehwinkel-Kombinationen bei zwei unterschiedlichen Vorspannungen. Gemäß einer realistischen Betriebsbelastung und zur Reduzierung des Versuchsumfangs werden nur im niedrigen Drehzahlbereich hohe Verdrehwinkel gewählt.

Das Abfahren dieser Matrix erfolgt auf Basis der in Kapitel 6.3.2.2 vorgestellten Betriebspunktregelung, welche – wie in Kapitel 6.3.4 zur Versuchsreproduzierbarkeit diskutiert – weitestgehend reproduzierbar die drei Parameter mittlere Drehzahl, mittlerer Verdrehwinkel und Verdrehwinkelamplitude des ZMS einmal in der Testkonfiguration mit Triebstrangnachgiebigkeit und einmal in der Testkonfiguration ohne Triebstrangnachgiebigkeit anfährt. Die Anregungsfrequenz als vierter

Parameter ergibt sich über die 2. Ordnung der mittleren Drehzahl als Eigenschaft des Motors.

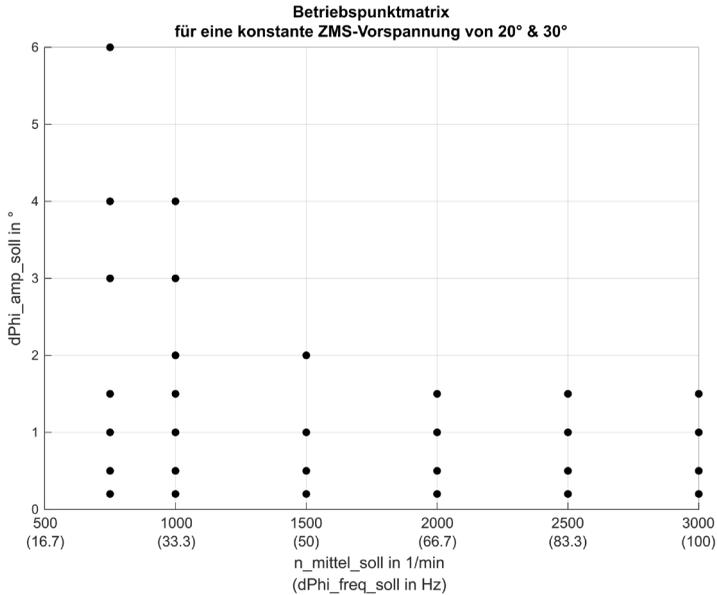


Abbildung 6.50: Messmatrix der anzufahrenden Betriebspunkte

Zur Veranschaulichung der dynamischen Unterschiede zwischen den Versuchen sind im rechten Diagramm von Abbildung 6.51 für einen Betriebspunkt die Zeitverläufe der primär- und sekundärseitigen Drehzahlen des ZMS aufgetragen. Wie zu erwarten, ist bei den Versuchen ohne Torsionswelle die Schwingung der ZMS-Sekundärseite (graue Linien) nahezu unterdrückt, wohingegen bei den Versuchen mit der durch die Torsionswelle berücksichtigten Triebstrangnachgiebigkeit (schwarze Linien) die Sekundärseite eine ausgeprägte Schwingung ausübt. Beziffern lässt sich die Schwingungsreduzierung in Bezug auf Primärseite mit ca. 97 % für das starre und ca. 60 % für das nachgiebige Triebstrangmodell. Werden im linken Diagramm die zugehörigen Hysteresen betrachtet, so fällt hier hingegen der qualitativ geringe Unterschied zwischen den Testkonfigurationen auf.

Nach Auswertung der Hystereseschleifen über den rekursiven Ansatz lässt sich über die dabei gewonnenen Feder-Dämpfer-Parameter als interessierende Größen eine quantitative Gegenüberstellung vornehmen. Hierzu wird eine Darstellung in Form von Boxplots gewählt, um ebenfalls die Streuung der Parameter der

Versuche jeder Testkonfiguration aufzuzeigen. Abbildung 6.52 zeigt beispielhaft den Vergleich der dynamischen Steifigkeit für unterschiedliche Verdrehwinkelamplituden bei  $750 \text{ min}^{-1}$  und  $20^\circ$  Vorspannung.

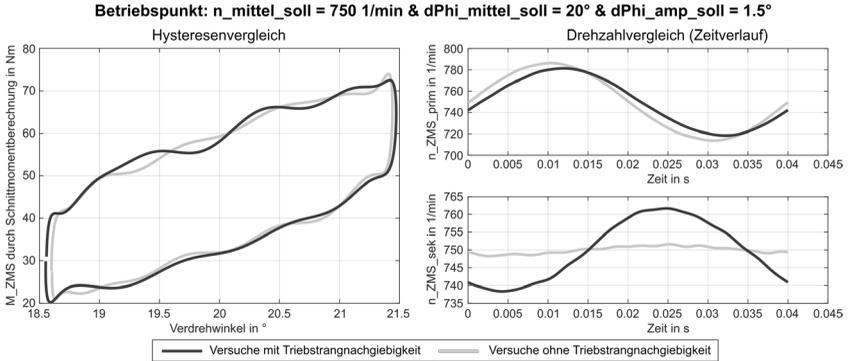


Abbildung 6.51: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit nachgiebigem und starrem Triebstrangmodell für einen Betriebspunkt

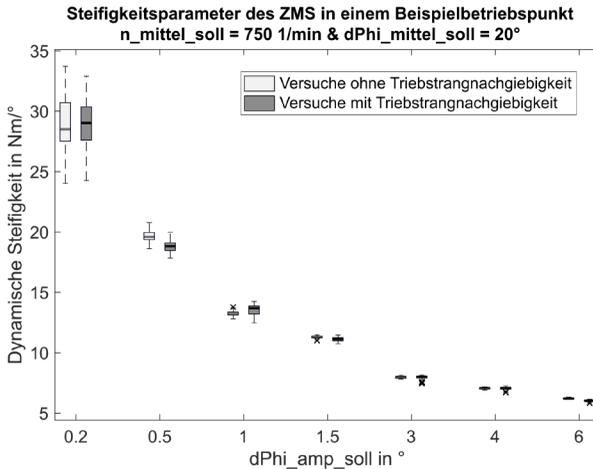


Abbildung 6.52: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit nachgiebigem und starrem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden

Es ist ersichtlich, dass die ermittelten Parameter beider Konfigurationen wenig voneinander abweichen. Ein gleiches Bild ergibt sich bei der Betrachtung der

übrigen Parametergrößen und Betriebspunkte, welche im Anhang A.14 für eine Vorspannung von  $20^\circ$  gegeben sind. Aufgrund der auf Lilliefors-Testergebnissen begründeten Annahme, dass überwiegend keine Normalverteilung der Parametersätze vorliegt, wird von einem Vergleich der arithmetischen Mittelwerte für eine genaue Quantifizierung der Abweichung abgesehen. Die Parameteränderung ist kleiner als die Parameterstreuung durch eine Versuchswiederholung beziehungsweise eine verlängerte Auswertung und nicht in eine bestimmte Richtung – steifer/weicher oder mehr/weniger gedämpft – interpretierbar.

## 6.5 Weiterführung – ZMS-Parameter bei gesamtsystemferner Systemanregung

Die in dem vorangehenden Kapitel erarbeiteten Ergebnisse lassen die Überlegung zu, bei quantitativen Parameterstudien, wie in dieser Arbeit vorgestellt, weitestgehend auf eine aufwendige gesamtsystemische Modellbildung beim Aufbau der Testkonfigurationen zu verzichten. Hierdurch ließen sich gegebenenfalls kompromissbasierte Einschränkungen im Aufbau – z. B. hinsichtlich einer Billigung einer schlechteren Messgenauigkeit zu Gunsten eines realistischeren Gesamtsystemverhaltens – leichter vermeiden.

### 6.5.1 Erzielung höherer Verdrehwinkelamplituden – Aufbau und Vorgehen

Werden die vorgestellten Vorversuche (zur finalen Festlegung der erforderlichen Systeme zur Restsystemberücksichtigung bei parameterbezogenen ZMS-Untersuchungen) genauer betrachtet, so lässt sich bereits in diesen eine andere Form der Einschränkung feststellen, welche beim Fortschreiten in der vorgeschlagenen *Vorgehensstruktur zur Entwicklung von ZMS-Testkonfigurationen* (vgl. Kapitel 5) erst zum Ende der *Lösungsauswahl* zu Änderungen in der Restsystemdefinition geführt hätten, vergleiche Hervorhebungen in *Lösungsauswahl*-Aktivität der Vorgehensstruktur in Abbildung 6.53. Die eingesetzten Koppelsysteme können die geforderten Betriebspunkte hinsichtlich der Verdrehwinkelamplitude nicht erreichen. Eine genauere Analyse zeigt, dass dies auf die Drehmomentgrenze des antriebsseitig eingesetzten Prüfstandmotors (550 Nm) zurückzuführen ist, über den primär die Drehungleichförmigkeitsbeaufschlagung des ZMS erfolgt. Der abtriebsseitig eingesetzte Motor als Teil des Koppelsystems nimmt hingegen eine eher quasi-statische Rolle in Form einer gleichförmigen Lastbeaufschlagung durch ein mittleres Moment ein, vgl. auch Regelungsmodell in Abbildung 6.39. Es folgt die Vermutung, dass über eine geänderte Regelungsstrategie höhere Verdrehwin-

kelschwingungen, durch eine vollständige Ausnutzung der Drehmomentbereiche beider Prüfstandsmotoren, ermöglicht werden können. Diese Vermutung führt zum „Push“ der Aktivität einer – dem gleichbedeutenden – *Änderung der Systemumgebung*, siehe Abbildung 6.53, Mitte rechts.

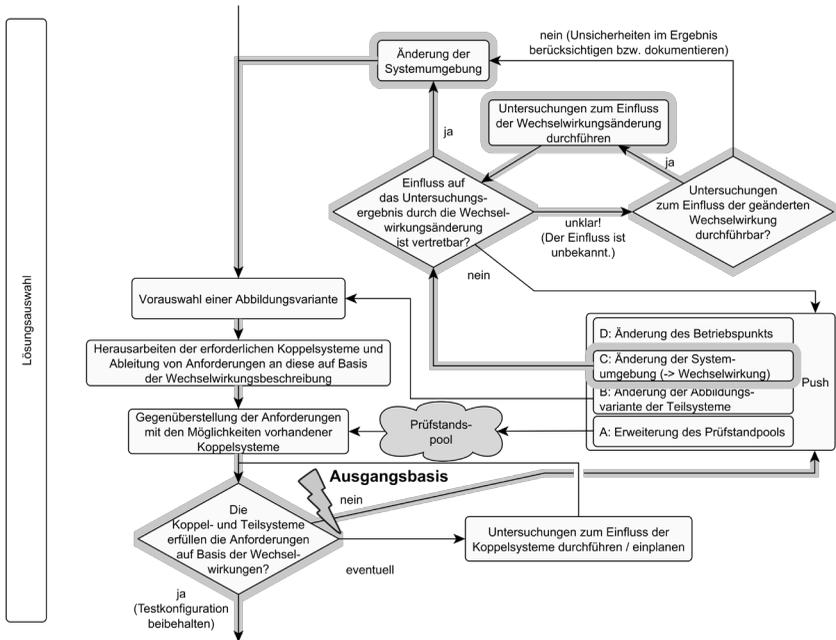


Abbildung 6.53: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Lösungsauswahl*: Vorhandene Koppelsysteme erfüllen abgeleitete Anforderungen nicht!

Eine Möglichkeit der Systemänderung ist die Verwendung komplexer nichtlinearer Ansätze zur Regelung der Verdrehwinkeltrajektorie auf Basis genauer Streckenmodelle des Prüfstand-Prüfling-Systemverbunds. In Folgenden wird hingegen eine Abwandlung der bisherigen Verdrehwinkelamplituden- und Verdrehwinkelmittelwertregelung vorgenommen, mit dem Ziel eine beidseitige dynamische Anregung des ZMS umzusetzen. Hierzu wird der Prüfaufbau insofern geändert, dass ein möglichst kompakter bzw. trägheitsarmer Aufbau mit einer nahezu gleichen Massenverteilung der An- und Abtriebsseite des ZMS erfolgt, vgl. Abbildung 6.54.

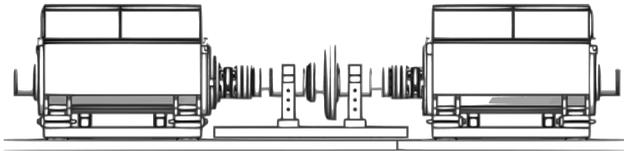


Abbildung 6.54: Umsetzung des physischen Teils der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit betriebspunktoptimiertem Aufbau

Zur Erzielung einer gegenläufigen Schwingung der beider Seiten wird das vorgestellte Regelungsmodell am Ausgang abgeändert, wodurch die antriebsseitige Momentenanregung auch abtriebsseitig in Gegenphase beaufschlagt wird. Zu einer weiteren Egalisierung der Schwingungsamplitudenhöhe beider ZMS-Seiten erfolgt über den Faktor  $x_{korrr}$  gemäß

$$x_{korrr} = J_{Abtriebsseite} / J_{Antriebsseite} \quad 66$$

eine abschließende Anpassung der abtriebsseitigen dynamischen Drehmomentvorgabe an die Trägheitsmassenverteilung.

### 6.5.2 Erzielung höherer Verdrehwinkelamplituden – Ergebnisse

Die Auswertung der erreichten Verdrehwinkelamplituden zeigt, dass eine Amplitudenerhöhung in Bezug auf eine fahrzeugtypische einseitige Anregung erzielt werden kann. Abbildung 6.55 verdeutlicht dies für die verwendete Betriebspunktmatrix aus mittlerer Drehzahl und Verdrehwinkelamplitude bei einer Vorspannung von 20°. In dieser sind die Soll-Betriebspunkte in schwarz aufgetragen. Diesen gegenüber stehen in blau die erreichten Betriebspunkte bei einer einseitigen Anregung (Aufbau physisches ZMS mit physischem Triebstrangmodell) und in rot die erreichten Punkte bei einer beidseitigen Anregung. Anhand der eingezeichneten Grenzl意思 lässt sich der Zugewinn an Verdrehwinkelamplitude erkennen.

Trotz der gezeigten Eignung der Systemumgebungsanpassung für das Erreichen höherer Verdrehwinkelamplituden muss, durch diesen (regelungstechnischen) Eingriff und die damit einhergehende Wechselwirkungsänderung, die Tragweite diese Abwandlung beleuchtet werden, bevor der finale Beschluss der Verwendung dieser neuen Testkonfiguration für die ZMS-Vermessung erfolgen kann. Da die *Auswirkung unklar* ist, sollten hier *Untersuchungen zum Einfluss* – so wie folgend vorgenommen – durchgeführt werden, siehe auch Ablaufschleife in Abbildung 6.53, oben rechts.

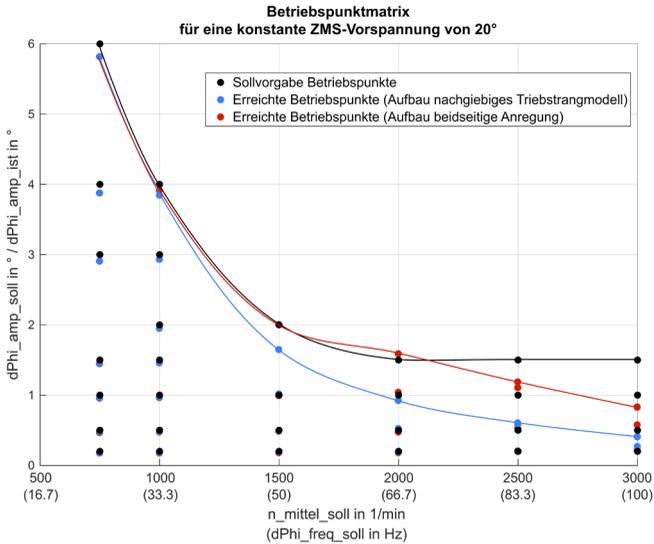


Abbildung 6.55: Messmatrix der anzufahrenden Betriebspunkte mit Ergänzung der erreichten Verdrehwinkelamplituden bei der Testkonfiguration mit nachgiebigem Triebstrangmodell und der Testkonfiguration mit beidseitiger ZMS-Anregung

Die Untersuchung sieht eine Gegenüberstellung der mit der neuen Testkonfiguration ermittelten ZMS-Parameter mit den Parametern aus der fahrzeugnahen Testkonfiguration mit und ohne berücksichtigte Triebstrangnachgiebigkeit vor. Hierzu ist vorab in Abbildung 6.56, rechtes Diagramm der zeitliche Verlauf der ZMS-Drehzahlen für die unterschiedlichen Aufbauten gegeben. Es ist ersichtlich, wie die An- und Abtriebsseite bei der beidseitigen Anregung (blau) gegenläufig und mit gleicher Amplitudenhöhe schwingen. Die Betrachtung der zugehörigen Hysterese der beidseitigen Anregung (blau) im linken Diagramm zeigt nun Abweichungen zu den bisherigen Versuchen und deutet auf eine Steifigkeitsverringerng hin. Diese Tendenz lässt sich auch in den Steifigkeitsparametern erkennen, wie Abbildung 6.57 zeigt. In dieser sind für unterschiedliche Verdrehwinkelamplituden bei einer mittlere Drehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  und bei einer Vorspannung von  $20^\circ$  die ermittelten Steifigkeitswerte der Versuche mit beidseitiger Systemanregung (hellgrau bzw. linke Elemente) den Versuchen aus dem vorherigen Kapitel mit abtriebsseitigen, nachgiebigen Triebstrangmodell (dunkelgrau bzw. rechte Elemente) gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, wie die Steifigkeiten bei einer beidseitigen Anregung immer unterhalb der Steifigkeit bei einem fahrzeugnahen Gesamtsystemmodell sind. Werden Betriebspunkte höherer Drehzahl betrachtet – siehe Anhang A.15 –, so tritt dieser Effekt nicht mehr (so stark) in Erscheinung, was

vermutlich u. a. mit den dortigen kleineren Verdrehwinkelamplituden zu begründen ist. Anders als bei der Steifigkeit sind für die Parameter der viskosen Dämpfung und der Coulombschen Reibung nicht so klare Effekte sichtbar. Der große Streubereich der Parameterwerte und die zu geringe Anzahl an Versuchswiederholungen lassen hier keine weiteren Interpretationen zu.

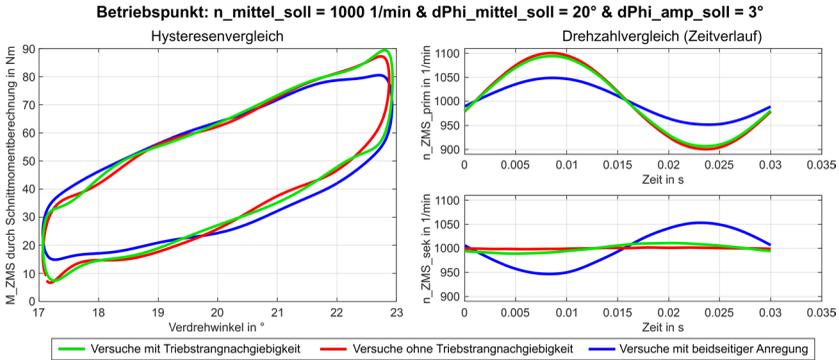


Abbildung 6.56: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit beidseitiger Anregung und Versuchen mit fahrzeugnäherem Triebstrangmodellen für einen Betriebspunkt

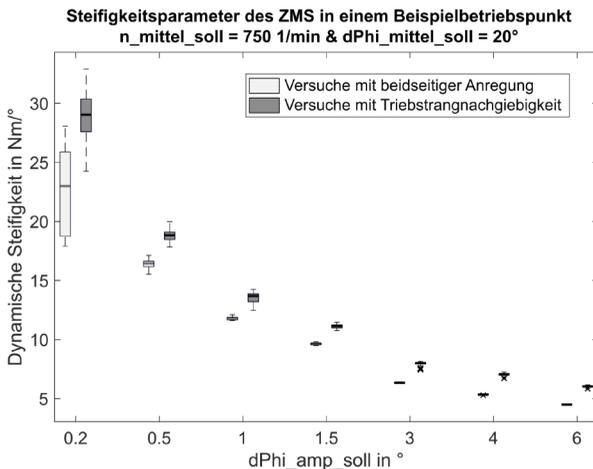


Abbildung 6.57: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit beidseitiger Anregung und Versuchen mit nachgiebigem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden

## 6.6 Zusammenfassung und Fazit zum Einfluss der abtriebsseitigen Restsystemmodelle

Die durchgeführten und in diesem Kapitel beschriebenen Untersuchungen haben zum Ziel die zweite Forschungsfrage nach dem messbaren Einfluss von (zwei) unterschiedlichen abtriebsseitigen Restsystemmodellen auf die ermittelten Hysterese-Parameter für ein beispielhaftes ZMS zu beantworten. Aufbauend auf einer umfassenden Entwicklung und Auswahl eines Messaufbaus zur Erfassung der Hystereseschleifen vom Feder-Dämpfer-System des ZMS werden Parameterwerte – dynamische Steifigkeit, viskose Dämpfung und Coulombsche Reibung – am Prüfstand für das ZMS mit variierenden Restsystemmodellen ermittelt. Hierbei zeigt sich, dass Verkürzungen im abtriebsseitigen Restsystemmodell wie einer „Blockierung“ der ZMS-Sekundärseitenschwingung durch Entfernen der Triebstrangsteifigkeit zu keinen ausgeprägten Parameteränderungen führen<sup>51</sup>. Eine klare Unterscheidung wird jedoch durch die relativ große Streuung der Parameterwerte bei einer reinen Versuchswiederholung erschwert. Überprüfungen hinsichtlich einer Normalverteilung der gewonnen Parameter bei Versuchswiederholung zeigen, dass diese nicht angenommen werden darf. Für eine belastbarere Aussage zur Normalverteilung, und damit der Möglichkeit der Identifikation eines eindeutigen Erwartungswertes und dessen Standardabweichung, ist das Hochsetzen der Anzahl der Versuchswiederholungen von 8 auf mindestens 30 Wiederholungen zielführend, was in dieser Arbeit aufgrund der langen Versuchsdauer der Einzelversuche nicht durchgeführt werden konnte.

Durch eine weitere Variation des Restsystems hin zu einer fahrzeug-untypischen Anregung des ZMS durch eine beidseitige Beaufschlagung des Feder-Dämpfer-Systems mit einem Wechseldrehmoment beziehungsweise einer Drehzahl-schwingung kann gezeigt werden, dass bei einem nichtlinearen System wie dem ZMS nicht in Gänze dessen gesamtsystemisches Verhalten im Realsystem vernachlässigt werden darf. Die üblicherweise im Betriebsbereich gedrückte Drehzahl-schwingung der ZMS-Sekundärseite, wie bei den Versuchen mit weicher oder geblockter Triebstrangsteifigkeit zu sehen, wird hierdurch gezielt aufgehoben. Das bedeutet, dass bei ZMS-Untersuchungen immer eine Abwägung zwischen Realsystemtreue, Messgenauigkeit und erreichbaren Betriebspunkten als Koppelsystemeinschränkung erfolgen muss.

---

<sup>51</sup> Dies gilt für den gezeigten Bereich der gewählten Betriebspunkte, welche sich an den stationären Betriebsbereich des Verbrennungsmotors anlehnen. Beispielsweise sind ZMS-Resonanzzustände beim Motorstart, bei denen sich die sekundärseitige Schwingung stärker unterscheidet, nicht betrachtet.

Zum Abschluss dieses Kapitels sei noch einmal darauf hingewiesen, dass alle Erkenntnisse auf Basis von Hysteresen und Parameterwerten auf Grundlage der Kenntnis des Drehmoments am Feder-Dämpfer-System des ZMS beruhen. Dessen Berechnung wird anhand der vorgestellten *InSitu*-Methode durchgeführt. Ein Vergleich der Hysteresen in Abbildung 6.58 mittels Schnittmomentberechnung (linkes Diagramm) und der Hysteresen, bei denen das „äußere“ Drehmoment des abtriebsseitigen Drehmomentmessflansches benutzt wird (rechtes Diagramm), verdeutlicht die auftretende Änderung der gesamtsystemischen dynamischen Eigenschaften am Prüfstand bei Variation der Restsystemmodelle. Bei Bezug des Drehmoments auf das Feder-Dämpfer-System durch die Schnittmomentberechnung bleiben diese Gesamtsystemveränderungen – bis auf die Änderungen des diskutierten dynamischen Verhaltens des Feder-Dämpfer-Systems selbst – nahezu von keiner Relevanz, siehe Hysteresen im linken Diagramm.

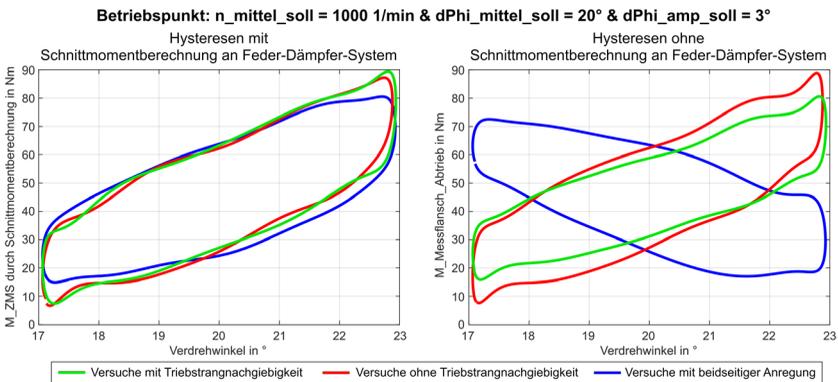


Abbildung 6.58: Hysteresen des ZMS ermittelt mit unterschiedlichen Restsystemausprägungen bei Verwendung des Moments am Feder-Dämpfer-System des ZMS (links) und des Moments des systemäußeren Messflansches (rechts)

Mit den in diesem Kapitel erarbeiteten Ergebnissen kann die zweite Forschungsfrage

Welchen messbaren Einfluss haben unterschiedliche physische Restsystemmodelle auf ein beispielhaftes physisches, nichtlineares Zweimassenschwungrad als *System under Investigation*? Durch welche Messmethodik, Prüfaufbau, Versuchsführung und Auswertung kann ein quantitativer Vergleich ermöglicht werden?

beantwortet werden.

---

## 7 Einflüsse physisch-virtueller Koppelsysteme in Testumgebungen und auf das ZMS

Die dritte Forschungsfrage beschäftigt sich mit der Betrachtung des Einflusses von physisch-virtuellen Koppelsystemen auf die Untersuchungsergebnisse bei ZMS-Parameterstudien durch eine Testumgebung, welche physische und virtuelle Teilsysteme beinhaltet. Hierzu erfolgt im ersten Kapitel eine Einordnung der Untersuchung in der *Vorgehensstruktur zur Entwicklung von ZMS-Testkonfigurationen* aus Kapitel 5. Darauf aufbauend wird ein vereinfachtes Untersuchungssetup vorgestellt, um allgemein den Einfluss von Koppelsystemen zur physisch-virtuellen Wechselwirkung sowohl theoretisch als auch experimentell zu beleuchten und Maßnahmen zur Vermeidung der Systemverfälschung aufzuzeigen. Abschließend erfolgt eine Übertragung der Erkenntnisse auf die ZMS-Untersuchung mit virtuellem Restsystemmodell und die Diskussion des Einflusses auf die Parameterwerte.

### 7.1 Fragestellung und Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung

Die Bewertung des Einflusses von Koppelsystemen auf das Untersuchungsergebnis ist eine der Kernaufgaben des Validierungsingenieurs. Hierdurch findet sich diese Frage auch in der vorgestellten Vorgehensstruktur mit Verortung am Ende der *Lösungsauswahl* wieder. Dort sind die Abbildungsvarianten der Restsystemmodelle in der Testkonfiguration festzulegen, welche die Untersuchungsanforderungen und die daraus abgeleiteten systemischen Wechselwirkungen (bestmöglich) erfüllen.

Zur Erläuterung wird die Testkonfiguration aus dem vorhergehenden Kapitel aufgegriffen. Ungeachtet des Ergebnisses aus diesem Kapitel beziehungsweise zur Durchführung transienter Hochlaufvorgänge wird beschlossen, die Nachgiebigkeit des Triebstrangs als Teil des Restsystems zu berücksichtigen. Durch die (fiktive) Anforderung, bei den Untersuchungen eine Variation der Triebstränge und damit der Triebstrangsteifigkeit durchzuführen, wird angestrebt die Nachgiebigkeit nicht physisch durch eine Torsionswelle abzubilden, sondern virtuell durch ein Simulationsmodell, welches überdies die Fahrzeuggasse enthält. Anschließend

durchzuführende Vorabschätzungen zur Bezifferung der Wechselwirkung in Form von Drehmomenten, Drehzahlen und Drehzahlgradienten zwischen physischem ZMS und virtueller Torsionswelle führen zur Auswahl eines Koppelsystems aus dem *Prüfstandspool* zur physisch-virtuellen Interaktion, siehe auch Abbildung 7.1 mit einem Ausschnitt der *Lösungsauswahl* der Vorgehensstruktur aus Kapitel 5. Eine detaillierte Betrachtung des Einflusses des Koppelsystems auf das gesamt-systemische Verhalten steht noch aus, sodass – sofern nicht bekannt – vor Entscheidung der Beibehaltung der generierten Testkonfiguration gesonderte Untersuchungen zum Einfluss durchgeführt werden müssen. Wie die Abbildung zeigt, wird der direkte Pfad zur finalen Festlegung der Testkonfiguration hierdurch verlassen (Pfeil: „eventuell“). Dieser Punkt ist damit die Ausgangsbasis der Untersuchung.

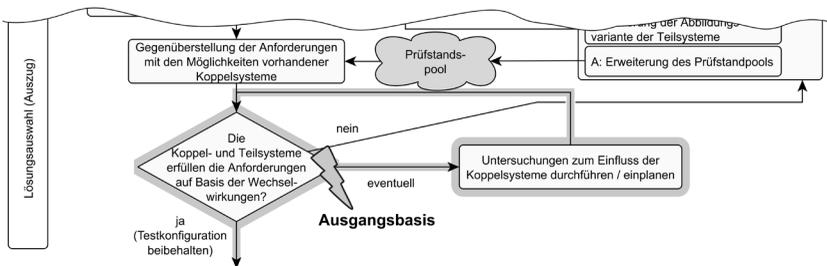


Abbildung 7.1: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Lösungsauswahl* (Ausschnitt): Einfluss Koppelsystem unklar!

## 7.2 Vorstudie – Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Teilsysteme

Aus der Literatur<sup>52</sup> ist bekannt, dass an Koppelsysteme wie beispielsweise Aktoren, Sensoren etc., welche als Schnittstelle physische (kontinuierliche) und virtuelle (diskrete) Teilsysteme verbinden, hohe Anforderungen gestellt werden, da sie das gesamt-systemische Verhalten (negativ) beeinflussen. Eine theoretische Betrachtung zu einer möglichen Beeinflussung in Form einer Änderung der Systemdämpfung ist im Stand der Forschung gegeben, vgl. Kapitel 2.6.2.2.

<sup>52</sup> Vergleiche (Albers, Pinner, et al., 2016; Stier, 2015)

Eine experimentelle Betrachtung einer realen Testkonfiguration mit physisch-virtuellen Koppelsystemen steht indes aus, sodass als Vorstudie zu den eigentlichen ZMS-Untersuchungen mit virtuellem Restsystem auf Basis eines vereinfachten und damit gut interpretierbaren Untersuchungssetups diese experimentelle Betrachtung sowie die Diskussion von Korrekturmaßnahmen nachgezogen werden soll. Der Fokus wird in dieser Studie – wie auch im Stand der Forschung – auf den gesamtsystemischen Veränderungen durch zeitliche Latenzen in den Pfaden des Koppelsystems liegen.

Die Ergebnisse dieser Vorstudie sind durch Berger et al. (2016) veröffentlicht, sodass sich dieses Kapitel überwiegend hierauf referenziert.

### **7.2.1 Anwendungsfall, Untersuchungssetup und Versuchsdurchführung**

Als schwingungsdynamischer Aufbau wird ein Zweimassenschwinger gewählt, sodass sich systemische Veränderungen hinsichtlich deren Herkunft gezielt interpretieren lassen. Die dynamische Auslegung<sup>53</sup> auf eine Eigenfrequenz von ca. 15 Hz orientiert sich am konventionellen Fahrzeugantriebsstrang mit der darin auftretenden Rupfschwingung (8-12 Hz) bzw. ZMS-Eigenform (15-16 Hz). Über eine physische Modellbildung durch Trägheitsmassen und eine Torsionswelle wird dieses System in einem ersten Schritt auf einem hochdynamischen Prüfstand (IPEK-Powerpack-Prüfstand, siehe Anhang A.17) umgesetzt und untersucht. Anschließend erfolgt die Virtualisierung eines Teils des Systems durch die Simulation der Torsionswelle und einer Trägheitsmasse unter Beibehaltung deren Parameter. Abbildung 7.2 und Abbildung 7.3 verdeutlichen beide Aufbauten anhand der Modelle der IPEK-XiL-Architekturen der Untersuchungssetups. Dabei macht der Vergleich erkenntlich, dass für den physisch-virtuell gemischten Aufbau durch Verschieben von Teilsystemen in die virtuelle Domäne (siehe Abbildung 7.3, 2. Quadrant) das System „Zweimassenschwinger“ um ein physisch-virtuelles Koppelsystem erweitert wird.

---

<sup>53</sup> Siehe auch (Theuerkauf, 2015) – Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

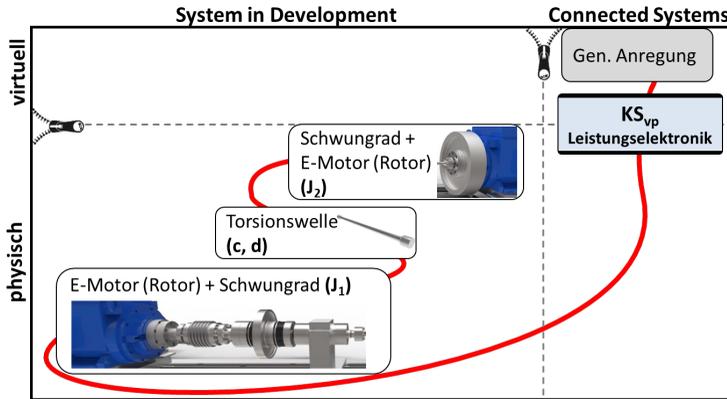


Abbildung 7.2: Modell der IPEK-XiL-Architektur des Untersuchungssetups zur Identifikation physisch-virtueller Koppelsystemeinflüsse – rein physischer Aufbau (nach Berger et al. (2016))

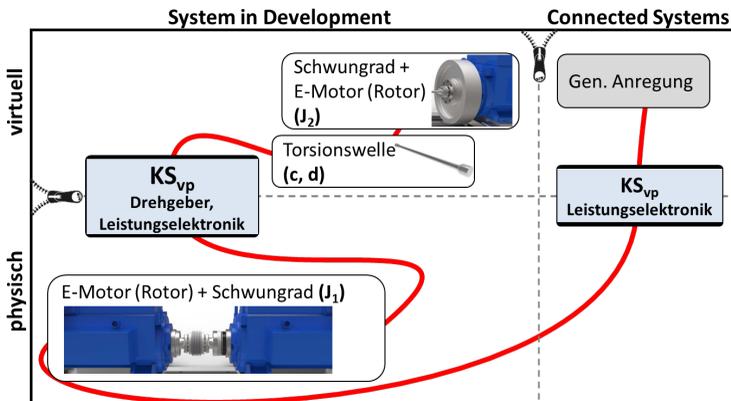


Abbildung 7.3: Modell der IPEK-XiL-Architektur des Untersuchungssetups zur Identifikation physisch-virtueller Koppelsystemeinflüsse – physisch-virtueller Aufbau (nach Berger et al. (2016))

### 7.2.1.1 Versuche mit dem rein physisch umgesetzten Zweimassenschwinger

In Abbildung 7.4 ist das umgesetzte Untersuchungssetup zu sehen. Dieser besteht linksseitig aus einer Antriebsmaschine, welche über eine Balgkupplung „starr“ an einen Verbund aus Drehmomentmessflanschen, Zwischenlagern und einer kleinen Schwungscheibe gekoppelt ist. Dieser Verbund inklusive Antriebsmaschine repräsentiert die Trägheitsmasse  $J_1$ , somit ist die Rotormasse des Motors dem Schwingungssystem zuzuordnen und damit nicht Teil des antriebsseitigen Koppelsystems zur Drehmomentbeaufschlagung. Daran angeschlossen folgt die Torsionswelle mit dem Steifigkeits- und Dämpfungswert  $c, d$ . Die zweite Trägheitsmasse  $J_2$  wird rechtsseitig durch das Schwungrad und den Rotor des Motors dargestellt. Die durch eine Sprungantwort ermittelte erste Systemeigenfrequenz lässt sich auf 15,5 Hz beziffern.

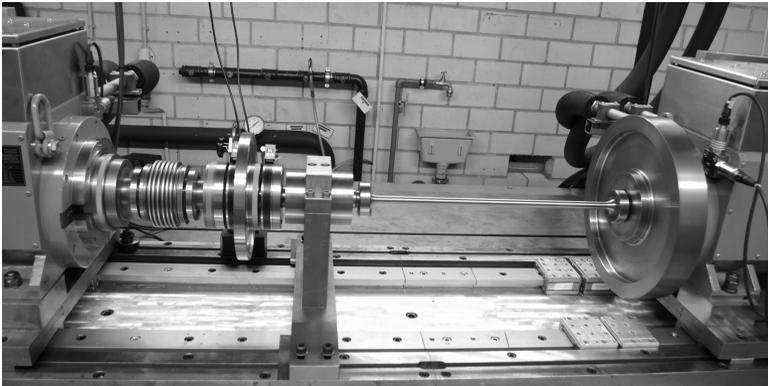


Abbildung 7.4: Umsetzung des Untersuchungssetups zur Identifikation von physisch-virtuellen Koppelsystemeinflüssen – rein physischer Aufbau

Als Testmanöver zum Vergleich des physischen mit dem physisch-virtuellen Zweimassenschwingermodell wird ein Frequenzsweep durch die Resonanz gewählt. Die Anregung erfolgt über die Antriebsmaschine durch Aufprägung eines harmonischen Drehmoments  $T_{an}$  (1 Nm Amplitude, 1 bis 20 Hz in 60 s), der „Abtriebsmotor“ dreht lastfrei mit. Die sich hierbei ergebende Systemantwort in Form eines gemessenen Drehmoments nahe der Torsionswelle als Schwingungsknoten ist in Abbildung 7.5 als Auftragung über der Anregungsfrequenz gezeigt. Zu sehen ist die Schwingungsüberhöhung in der Resonanzstelle und das wenig gedämpfte Systemverhalten.

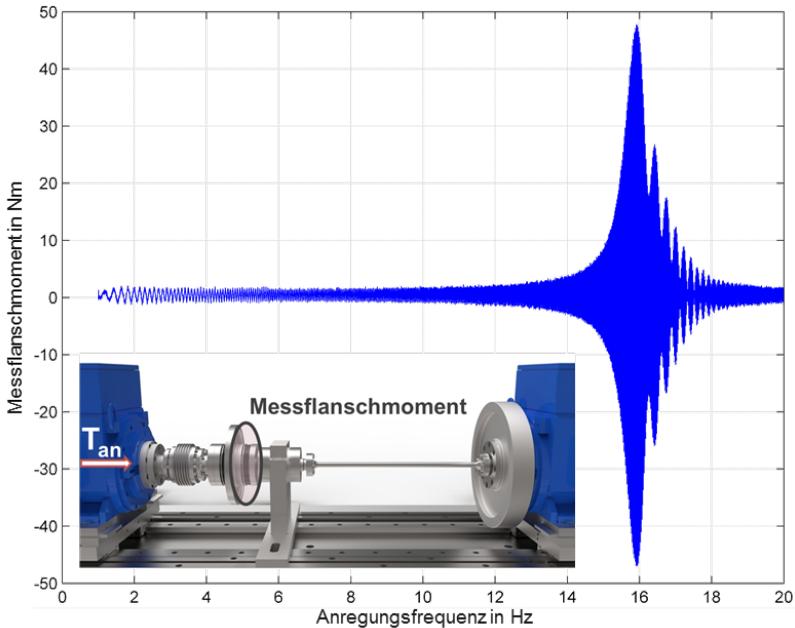


Abbildung 7.5: Moment im Messflansch bei einem Frequenzsweep durch die Resonanz beim rein physischen Zweimassenschwingeraufbau (Berger et al., 2016)

### 7.2.1.2 Versuche mit dem physisch-virtuell umgesetzten Zweimassenschwinger

Nach den Versuchen mit dem physischen Zweimassenschwinger und den dabei gewonnenen Daten inklusive genauen Massenträgheits-, Steifigkeits- und Dämpfungswerten der Teilsysteme erfolgt die Virtualisierung der Torsionswelle und der Trägheit  $J_2$ . Abbildung 7.6 verdeutlicht hierzu die äquivalente Darstellung des Zweimassenschwingers in beiden Aufbauten mit der Besonderheit, dass der Verbund aus kleiner Schwungmasse, Drehmomentmessflansch und Zwischenlagerung ( $J_{1,2}$ ) nun durch die Rotormasse des rechten Motors repräsentiert wird und damit nicht dem physisch-virtuellen Koppelsystem zuzuordnen ist. Dieser Aufbau erlaubt es, auf den Einsatz von – in physisch-virtuell gemischten Testkonfigurationen üblicherweise erforderlichen – Trägheitskompensationsmethoden zu verzichten und damit deren zusätzlichen Einfluss auf das Systemverhalten und dessen Interpretation zu vermeiden.

Die Wiederholung des beim physischen Aufbau durchgeführten Testmanövers verdeutlicht unmittelbar die Wirkung der *Koppeldämpfungs*-Reduzierung durch das eingebrachte Koppelsystem. Die wirkende Dämpfung der ohnehin gering gedämpften (virtuellen) Torsionswelle wird weiter reduziert bis hin zur Instabilität des Zweimassenschwingers. Die Tests sind folgendermaßen so nicht wiederholbar.

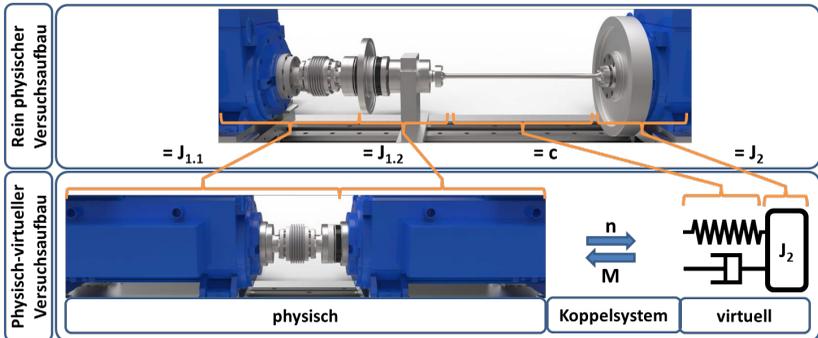


Abbildung 7.6: Umbau des rein physischen Untersuchungssetups in ein physisch-virtuelles Setup (nach Berger et al. (2016))

## 7.2.2 Berechnungsmethode zur Vorabschätzung und Veranschaulichung der Auswirkung einer physisch-virtuellen Koppelsystemintegration

Diese Versuche zeigen die Wichtigkeit einer genaueren Betrachtung des Koppelsystems im gesamtsystemischen Verbund, sodass generell bereits vor den Untersuchungen die Tragweite der Entscheidung einer Virtualisierung von Teilsystemen abgeschätzt werden muss. Als Datengrundlage für solch eine Entscheidung können Simulationen des späteren gesamtsystemischen Aufbaus inklusive des Koppelsystems dienen, welche jedoch mitunter aufwendig ausfallen können.

Hierdurch wird im Folgenden – basierend auf einem Ansatz des Stands der Forschung (vgl. Kapitel 2.6.2.2) – eine Berechnung vorgestellt, welche die Änderung der wirkenden Dämpfung, aber auch der wirkenden Steifigkeit in Abhängigkeit der Systemparameter und Koppelsystemzeit aufzeigt. Diese Berechnung wird für den verwendeten hochdynamischen Prüfstand expliziert und diskutiert.

### 7.2.2.1 Identifikation des physisch-virtuellen Koppelsystems

Die Explizierung der Systemveränderung setzt die genaue Kenntnis der Teilsysteme des Koppelsystems, bei üblichen Systemen mindestens jedoch die Kenntnis von zeitlichen Latenzen, voraus. Für das physisch-virtuelle Koppelsystem der Vorstudie wird diese Identifikation durchgeführt und das Ergebnis in Form von Teilsystemen, welche zu ihrer Funktionserfüllung in den physisch-virtuellen Aufbau des Zweimassenschwingers eingebettet sind, in Abbildung 7.7, links gezeigt. Zu erkennen ist der Informationspfad der physischen Drehzahl  $\omega_{1p}$  der Masse  $J_1$  über den Drehgeber, Signalwandler und die Kommunikationswege in die virtuelle Domäne. Aus dieser virtualisierten Drehzahl  $\omega_{1v}$  wird zusammen mit der Drehzahlinformation  $\omega_{2v}$  der virtuellen Masse  $J_2$  das Reaktionsmoment  $M_{1v}$  des Feder-Dämpfer-Systems (Torsionswelle) berechnet und der virtuellen Masse  $J_2$  beaufschlagt. Die Beaufschlagung der physischen Masse  $J_1$  erfolgt durch Umformung dieser virtuellen Sollmoment-Information  $M_{1v}$  in ein an Masse  $J_1$  angreifendes magnetisches Drehmoment  $M_{1p}$  durch einen Elektromotor mit zugehöriger Leistungselektronik und Signalkommunikation.

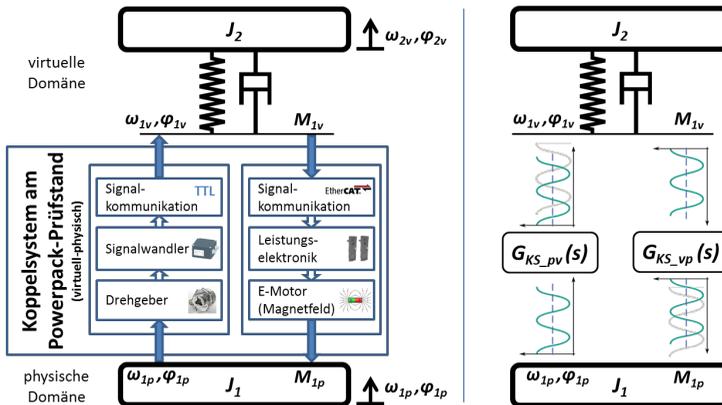


Abbildung 7.7: Identifikation der Teilsysteme des eingesetzten physisch-virtuellen Koppelsystems (links) und deren Übertragungsverhalten (rechts) (nach Berger et al. (2016))

Auf beiden Koppelsystempfaden erfolgt durch die beteiligten Teilsysteme und deren Eigenschaften eine Signalveränderung, welche in Abbildung 7.7, rechts durch eine zeitliche Verschiebung der Signale kenntlich gemacht ist. Diese zeitliche Verschiebung ist damit eine Folge der durchlaufenen Gesamtübertragungs-

funktion aller Teilsysteme in die virtuelle Domäne ( $G_{KS_{pv}}$ ) und aus dieser heraus ( $G_{KS_{vp}}$ ).

In der Praxis können diese Übertragungsfunktionen aus den Dokumentationen der einzelnen Systeme oftmals nicht entnommen werden, sodass hierfür koppelsystemspezifisch experimentelle Messungen durchgeführt werden müssen. Basierend auf der grundlegenden Methodik der Ermittlung und Auswertung von Amplituden- und Phasengängen gemäß dem Vorgehen zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems in Kapitel 6.3.1.2.2 werden auch für dieses Koppelsystem die Übertragungsfunktionen ermittelt, wobei für ein differenziertes Angeben der zeitlichen Verzüge in jede Signalpfadrichtung mehrere Messungen und in Beziehung Setzungen von Einzelverzügen zu erfolgen sind. Es folgt für die Totzeit des Koppelsystems:

- Drehzahlpfad ( $G_{KS_{pv}}$ ): 0,4 - 1 ms (schwingfrequenzabhängig)
- Drehmomentpfad ( $G_{KS_{vp}}$ ): 1,2 ms (schwingfrequenzunabhängig)

Aufgrund der Tatsache, dass im Amplitudengang nur geringe Abweichungen festgestellt werden und diese zudem auf die Koppeldämpfung nur wenig Einfluss haben, wird die Auswirkung dieser Signalveränderung folgend nicht weiter betrachtet.

### 7.2.2.2 Berechnung der Systemveränderung und Explizierung für das betrachtete Koppelsystem

Die Berechnung der systemischen Veränderung in Form der virtuellen Steifigkeit und Dämpfung erfolgt auf Basis des in der Literatur gegebenen Ansatzes, in dem ausschließlich von harmonischen Wechselwirkungen zwischen physischer und virtueller Domäne und einer reinen zeitlichen Signalverschiebung ausgegangen wird, vgl. Kapitel 2.6.2.2. Durch Umformen von Gleichung 28 und 29, sowie der Einführung des dimensionslosen Dämpfungsmaß  $D$  (Dresig & Fidlin, 2014) gemäß

$$D = d \omega_0 / (2 c) \quad 67$$

mit der dimensionsbehafteten Dämpfung  $d$ , der Steifigkeit  $c$  und der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  des ungedämpften Systemabschnitts, lassen sich die Steifigkeits- und Dämpfungsveränderungen berechnen (Berger et al., 2016):

$$\frac{c_{vp}}{c_{soll}} = \cos \alpha + \frac{2D_{soll}}{\omega_0} \Omega \sin \alpha \quad 68$$

$$\frac{d_{vp}}{d_{soll}} = \cos \alpha - \frac{\omega_0}{2D_{soll}} \frac{1}{\Omega} \sin \alpha \quad 69$$

Darin sind  $c_{vp}$  und  $d_{vp}$  die über das Koppelsystem effektiv wirkende Steifigkeit bzw. Dämpfung in dem physisch-virtuellen Setup,  $c_{soll}$  und  $d_{soll}$  bzw.  $D_{soll}$  die Sollvorgaben des virtualisierten Feder-Dämpfer-Systems,  $\omega_0$  die Eigenkreisfrequenz des Systemabschnitts über das Koppelsystem,  $\Omega$  die aktuelle Wechselwirkungsfrequenz der Schwingung und  $\alpha = \Omega t_{Totzeit, M_{vp}}$  die aktuelle Phasenverschiebung.

Für das in dieser Vorstudie aufgestellte Zweimassenschwingersystem lässt sich nun mit dessen Parametern wie der (zu simulierenden) Federsteifigkeit von 17,3 Nm/°, der theoretischen Schnittstelleneigenfrequenz von 15,1 Hz sowie der ermittelten Koppelsystemtotzeit von 1,2 ms die Feder-Dämpfer-Systemparameterabweichung in Prozent angeben. Abbildung 7.8, links verdeutlicht hierzu die Steifigkeitsabweichung durch Auftragung über der variablen Wechselwirkungsfrequenz im Systemschnitt und dem eingestellten Soll-Dämpfungsmaß. Zu erkennen ist, wie sich das System bei Vorgabe höherer Dämpfungswerte sowie mit steigender Wechselwirkungsfrequenz versteift. Unter Beibehaltung der variablen Parameter Soll-Dämpfungsmaß und Wechselwirkungsfrequenz ergibt sich in Abbildung 7.8, rechts der Verlauf der Dämpfungsabweichung in Prozent. Dargestellt sind die Abweichungen von 0 bis -100 %, wobei letztgenannter Wert die Stabilitätsgrenze darstellt. Ab -100 % stellt sich eine „negative“ Dämpfung ein, das System wird instabil. Das Ausrechnen der Dämpfungsabweichung für den in diesen Versuchen verwendeten Aufbau mit Stahlwelle ( $D < 0,01$ ) ergibt für eine Schwingung in der Eigenfrequenz eine Abweichung von größer -500 %, das System ist demnach – wie experimentell gezeigt – hochgradig instabil.

Um die Erkenntnisse dieser rein theoretischen Betrachtung zu verifizieren, werden stichpunktartig simulationsgestützte Untersuchungen auf Basis eines Modells des physisch-virtuellen Untersuchungsaufbaus, d. h. inklusive Implementierung der Charakteristik des Momentenpfades des Koppelsystems, sowie experimentelle Untersuchungen am realen physisch-virtuellen Untersuchungsaufbau vorgenommen. Um dafür die Durchführbarkeit zu gewährleisten, wird unter Beibehaltung der Trägheits- und Steifigkeitsparameter der Soll-Dämpfungswert  $D_{soll}$  der Torsionswelle auf 0,1 bzw. 0,2 erhöht. Es ergibt sich ein stabiles System, wie die zugehörigen Linien konstanter Soll-Dämpfung (blau) in Abbildung 7.8 zeigen. Die zweidimensionale Auftragung der Linie für eine Soll-Dämpfung von 0,1 ist in Abbildung 7.9 gegeben. Gezeigt sind als durchgezogene Linien die aus der vorgestellten Berechnung hervorgehende theoretische Steifigkeitsabweichung im

linken bzw. die Dämpfungsabweichung im rechten Diagramm jeweils über der aktuellen Wechselwirkungsfrequenz aufgetragen.

**Charakterisierung der Steifigkeitsabweichung**    **Charakterisierung der Dämpfungsabweichung**

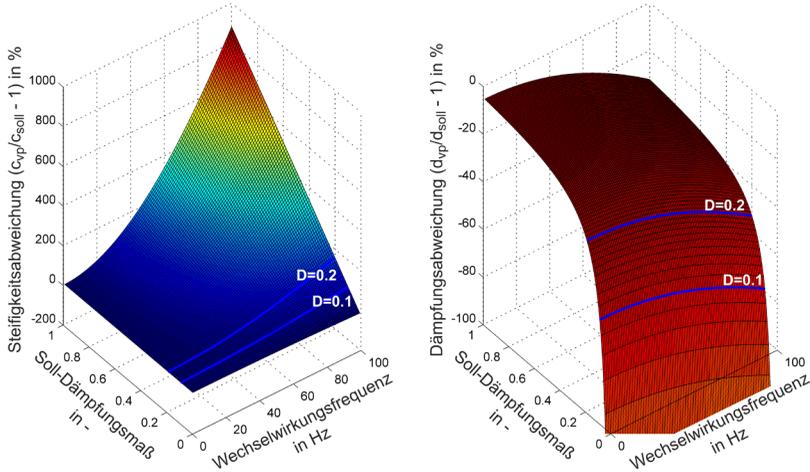


Abbildung 7.8: Charakterisierung der koppelsystembedingten Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung von den (simulativ) vorgegeben Sollwerten für ein System mit  $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ;  $t_{\text{Totzeit},M_{vp}} = 1,2 \text{ ms}$ ;  $c_{soll} = 17,3 \text{ Nm/}^\circ$  (Berger et al., 2016)

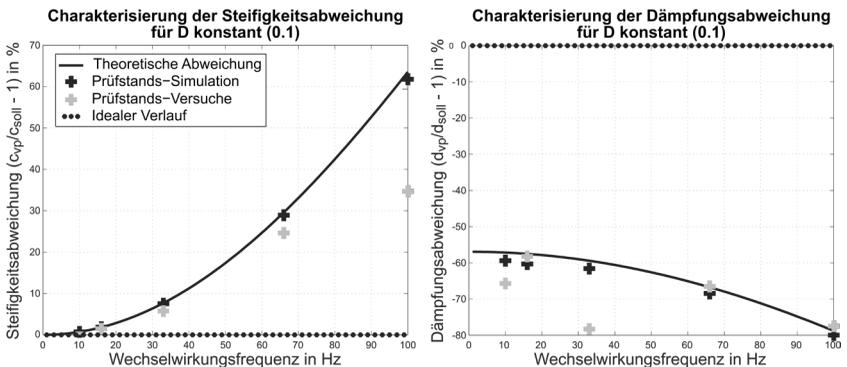


Abbildung 7.9: Theoretische koppelsystembedingte Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung von den (simulativ) vorgegeben Sollwerten für ein System mit  $D = 0,1$ ;  $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ;  $t_{\text{Totzeit},M_{vp}} = 1,2 \text{ ms}$ ;  $c_{soll} = 17,3 \text{ Nm/}^\circ$  ergänzt um Ergebnisse aus Simulations- und Prüfstandsmessungen (Berger et al., 2016)

Durch das Abfahren stationärer Frequenzstufen und einer regressiven Auswertung gemäß Kapitel 2.6.4.3.3 lassen sich die tatsächlich wirkenden Steifigkeiten und Dämpfungen ermitteln. Die hierzu zur Auswertung herangezogenen Größen sind die physische Drehzahl von  $J_1$  ( $\omega_{1p}, \varphi_{1p}$ ), die virtuelle Drehzahl von  $J_2$  ( $\omega_{2v}, \varphi_{2v}$ ) und das simulierte Luftspaltmoment des Koppelsystemaktors ( $M_{1p}$ ) in der simulationsgestützten Untersuchung beziehungsweise das vom Umrichter berechnete Luftspaltmoment in der experimentellen Untersuchung am Prüfstand, vergleich auch Abbildung 7.7.

Für fünf beispielhafte, stationäre Frequenzstufen sind über die ermittelten wirkenden Steifigkeiten und Dämpfungen die Abweichungen von den Sollvorgaben berechnet und in Abbildung 7.9 als diskrete Messpunkte ergänzt. Die aus den Simulationsdaten hervorgehenden Abweichungen sind darin als schwarze Kreuze kenntlich gemacht. Zu erkennen ist die hohe Übereinstimmung mit den theoretischen Verläufen. Werden nach gleichem Vorgehen auch die Ergebnisse der realen Prüfstandsversuche eingezeichnet, ergeben sich die als graue Kreuze hervorgehobenen Punkte, welche qualitativ einen ähnlichen Verlauf zeigen. Gerade im höheren Frequenzbereich zeigen sich jedoch Abweichungen, welche unter anderem auf die bei der Simulation und der theoretischen Betrachtung nicht berücksichtigten Eigenschaften des Drehzahlpfades des Koppelsystems zurückgeführt werden können. Des Weiteren beinhaltet die Auswertung keine umfangreicheren Messwertkorrekturen, wie im Kapitel „Drehmoment-Mess-Koppelsystem – Identifikation“ vorgestellt.

### 7.2.3 Maßnahmen zur Korrektur der Systemveränderung

Die vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass die Systemveränderung auf Basis einer zeitlichen Signalverschiebung eine beachtliche Größe annehmen kann. Eine Minimierung dieses Fehlers durch eine Minimierung der Totzeit als Ursache ist jedoch je nach Koppelsystem nicht (mehr) möglich, sodass Kompensationsansätze erarbeitet werden müssen. Folgend sind einige Ansätze aufgelistet und bewertet (Berger et al., 2016):

- Korrekturmaßnahme durch Nachführung der Soll-Dämpfungsvorgabe der virtuellen Feder in Abhängigkeit von der aktuellen Anregung und Phasenverschiebung (siehe Stand der Forschung, Kapitel 2.6.2.2)  
Dieser Ansatz ist nur gültig für kleine Phasenverschiebung und beinhaltet keine Steifigkeitsanpassung.
- Korrekturmaßnahme durch Erweiterung dieses Ansatzes aus dem Stand der Forschung mittels Sollwertnachführung hinsichtlich der Kompensati-

on größerer Phasenverschiebungen sowie Implementierung einer Steifigkeitskorrektur gemäß

$$c_{soll\_kor} = (c_{soll} - d_{soll\_kor} \Omega \sin \alpha) / \cos \alpha \quad 70$$

$$d_{soll\_kor} = \left( d_{soll} + \frac{c_{soll\_kor}}{\Omega} \sin \alpha \right) / \cos \alpha \quad 71$$

Dieser Ansatz gilt auch für größere Phasenverschiebungen, jedoch zeigen Untersuchungen, dass dieser Ansatz bei höheren Anregungsfrequenzen durch negative Sollwertvorgaben ( $c_{soll\_kor} < 0$  &  $d_{soll\_kor} < 0$ ) zu Instabilitäten führen kann.

- Dämpfungs- und steifigkeitsunabhängige Korrekturmaßnahme des Momentensignals durch Prädiktion des zukünftigen Sollmoments über die inverse idealisierte Übertragungsfunktion  $(G_{KS\_vp}^*(s))^{-1}$  des Koppelsystems

Dieser Ansatz basiert auf der Annahme eines harmonischen Drehmoments einer Frequenz über den physisch-virtuellen Schnitt und keiner Änderung über die Kompensationszeit, vgl. Abbildung 7.10. Der Berechnungsansatz lautet

$$M_{1v}^*(t) = M_{1v}(t) \cos(-\alpha) - \frac{\dot{M}_{1v}(t)}{\Omega} \sin(-\alpha) \quad 72$$

und ist damit vom berechneten virtuellen Federmoment ( $M_{1v}$ ), dessen zeitliche Ableitung ( $\dot{M}_{1v}$ ), der aktuellen Phasenverschiebung ( $\alpha$ ) auf Basis der Koppelsystemtotzeit ( $t_{Totzeit,M\_vp}$ ) und der aktuellen Schwingungsfrequenz ( $\Omega$ ) abhängig. Dieser Momentenverlauf ist somit das vorhergesagte Feder-Dämpfer-Moment und dient als Eingang in das Koppelsystem, welches folgend durch dessen reales Verhalten in Bezug auf die Wechselwirkung wieder zeitlich richtig „gerückt“ wird ( $M_{1p\_kor}$ ).

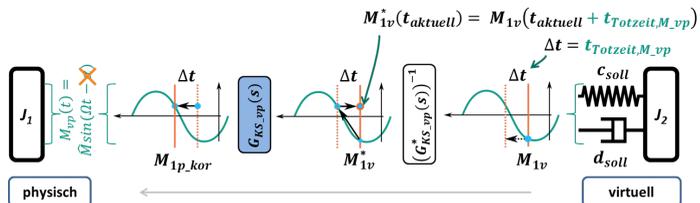


Abbildung 7.10: Korrektur der Totzeit durch Momentenprädiktion (nach Berger et al. (2016))

Im Einsatz erweist sich der letztgenannte Korrekturansatz der Momentenprädiktion hinsichtlich der Stabilität als am robustesten, sodass anhand von diesem am Beispielsystem „Zweimassenschwinger“ Korrekturmaßnahmen durchgeführt werden. Die sich noch ergebenden Steifigkeits- und Dämpfungsabweichungen nach durchgeführter Korrektur sind zusammen mit den Ergebnissen ohne Korrektur – wieder auf Basis einer reinen Prüfstandssimulation (schwarze Kreise) und auf Basis der realen physisch-virtuellen Prüfstandsversuche (graue Kreise) – in Abbildung 7.11 gezeigt. Erkennen lässt sich die Unterdrückung des Koppelsystemeinflusses. Dennoch müssen auch hier größere Abweichungen bei den realen Prüfstandsmessungen registriert werden, welche vermutlich auf den nicht berücksichtigten Drehzahl-Koppelsystempfad sowie auf Messunsicherheiten zurückzuführen sind.

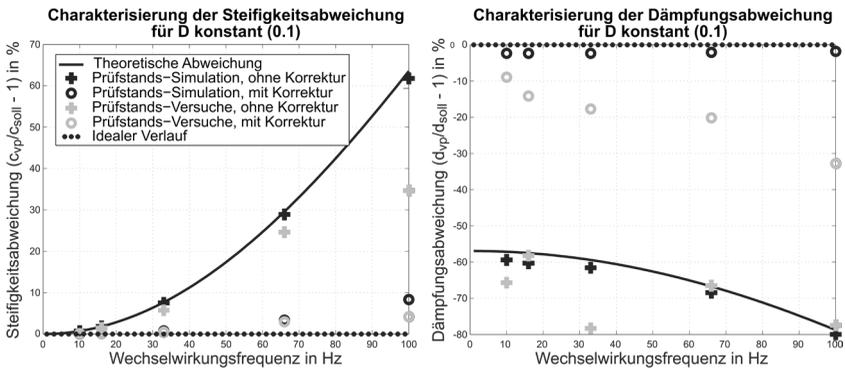


Abbildung 7.11: Theoretische Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung für  $D = 0,1$ ;  $\omega_0/2\pi = 15,1 \text{ Hz}$ ;  $t_{\text{Totzeit}, M_{vp}} = 1,2 \text{ ms}$ ;  $c_{soll} = 17,3 \text{ Nm/}^\circ$  ergänzt um Ergebnisse aus Simulations- und Prüfstandsmessungen ohne und mit Totzeitkorrektur (Berger et al., 2016)

Wird statt stationären Frequenzstufen und der reinen Auswertung der tatsächlich wirkenden Dämpfung ein transienter Frequenzhochlauf gefahren, so lassen sich die Resonanzkurven – Verdrehwinkel des Zweimassenschwingers über der Anregungsfrequenz – für unterschiedliche Systemkonfigurationen zeigen. Auf Basis einer simulativen Untersuchung sind in Abbildung 7.12 die unterschiedlichen Verläufe gegeben: der Referenzverlauf des rein physischen Untersuchungssetups (1), der Verlauf des physisch-virtuellen Setups mit seiner Überhöhung durch die Dämpfungsreduzierung (2), der Verlauf bei einem physisch-virtuellen Setup mit Dämpfungswertnachführung nach dem Stand der Forschung (3) sowie der Verlauf bei einem physisch-virtuellen Setup mit der auf der Momentenprädiktion basierenden Korrektur (4). Es ist zu erkennen, wie das physisch-virtuelle Untersuchungs-

setup mit Einsatz des letztgenannten Korrekturansatzes hier am besten das physische Referenzsystemverhalten widerspiegelt.

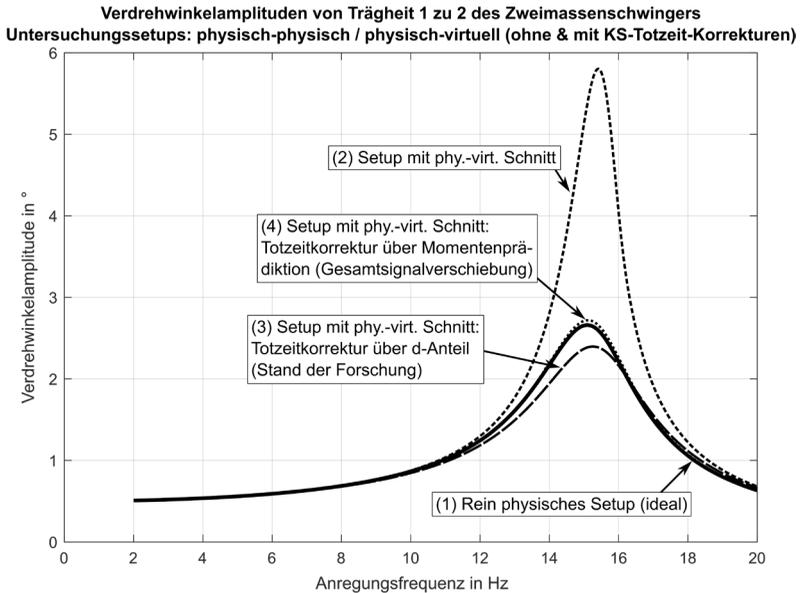


Abbildung 7.12: Verdrehwinkelverlaufe des Zweimassenschwingers über die Resonanz auf Basis einer simulativen Untersuchung für unterschiedliche Abbildungsvarianten und Totzeit-Korrekturansätze (nach Berger et al. (2016))

### Fazit zu den umgesetzten Korrekturmethode

Auch wenn die entworfenen Korrekturen für das Beispielsystem „Zweimassenschwinger“ gut funktionieren, muss in Bezug auf die Anwendbarkeit festgehalten werden, dass die gezeigten Ansätze nur bei harmonischen Wechselwirkungen mit nur einer und zudem bekannten Schwingungsfrequenz und Phasenverschiebung einsetzbar sind. Zudem gilt für den letztgenannten Ansatz der Momentenprädiktion die besondere Anforderung nach einer Drehmomentschwingung ohne mittleren Anteil. Auch wenn dieser Sonderfall in der Praxis eher selten gegeben ist, kann durch Auftrennen des Drehmomentsollwerts in einen statischen und einen dynamischen Anteil diese Anforderung weitestgehend erfüllt werden.

## 7.3 Ermittlung von ZMS-Parametern mit physisch-virtueller Testumgebung

Die Vorstudie macht deutlich, dass die eingebrachten Koppelsysteme das gesamt-systemische Verhalten verändern. Zur Beleuchtung dieser Einflüsse auf die ermittelten Parameter bei ZMS-Studien soll daher im Folgenden das in Kapitel 6 physisch umgesetzte nachgiebige Triebstrangmodell virtualisiert werden und eine ZMS-Vermessung vorgenommen werden. Nach der Vorstellung der Testkonfiguration erfolgt die Betrachtung von mit physisch-virtuellen-Aufbauten einhergehenden Restriktionen wie Massenkompensationen, Eigenfrequenzanfahrungen oder aus Signaltotzeiten hervorgehende Steifigkeits- und Dämpfungsänderungen. Dabei werden die Auswirkungen aufgezeigt und mögliche Gegenmaßnahmen diskutiert. Nach dem darauf folgenden Vergleich von transienten Frequenzhochläufen bei unterschiedlichen Testkonfigurationen erfolgt abschließend die Auswertung der Versuche zur Ermittlung der Feder-Dämpfer-Parameter des ZMS sowie die Gegenüberstellung mit den Referenzparametern aus der rein physisch umgesetzten Testkonfiguration.

### 7.3.1 Umsetzung der physisch-virtuellen ZMS-Testkonfiguration

Im Vergleich zu dem physisch umgesetzten Restsystemmodell in Abbildung 6.3 bzw. Abbildung 6.47 wird durch die Virtualisierung die Triebstrangnachgiebigkeit und die Fahrzeugmasse simulativ abgebildet. In dem dazugehörigen Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testkonfiguration in Abbildung 7.13 verschieben sich dadurch diese Teilsysteme in die virtuelle Domäne. Der physische Aufbau des Prüflings und der Antriebsseite sind dabei unverändert gelassen. Die Simulationsparameter des Fahrzeugmassenmodells und der Triebstrangnachgiebigkeit sind den Parametern des physisch umgesetzten Aufbaus angeglichen, siehe Tabelle 7.1.

Das hinsichtlich der Triebstrang-Virtualisierung veränderte Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testkonfiguration zeigt auch die damit einhergehende Platzierung des Koppelsystems mitten im Triebstrang-Schwingungssystem zur Realisierung der physisch-virtuellen Wechselwirkung. In Anlehnung an die Vorstudie und die erforderlichen Wechselwirkungsfrequenzen legt dieser Schnitt fest, dass das virtuelle Moment der jetzt simulierten Nachgiebigkeit an der physischen Triebstrangmasse angreifen muss. Das hierzu erforderliche Koppelsystem „rückt“ an den Prüfling bzw. an das Prüfmodul heran, wie Abbildung 7.14 mit dem physischen Teil der Testkonfiguration zeigt.

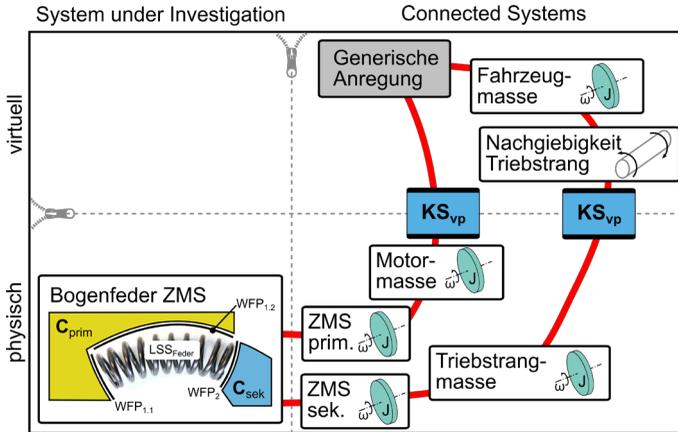


Abbildung 7.13: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit virtualisiertem, nachgiebigem Triebstrangmodell

Tabelle 7.1: Parameterwerte des virtualisierten Triebstrangmodells

Torsionswellensteifigkeit	$c_{TW\_virt}$	22 Nm/°
Torsionswellendämpfung	$b_{TW\_virt}$	0,0396 Nms/° (D = 0,1)
Fzg-Masse (Trägheit)	$J_{3\_virt}$	0,8227 kgm <sup>2</sup>

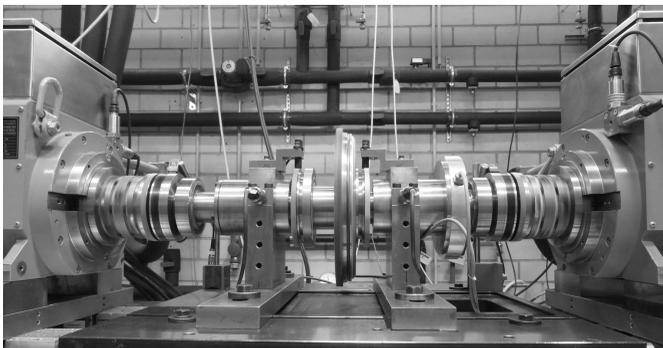


Abbildung 7.14: Umsetzung des physischen Teils der Testkonfiguration am IPEK-Powerpack-Prüfstand – ZMS-Untersuchung mit virtualisiertem, nachgiebigem Triebstrangmodell

Die genaue Position des abtriebsseitigen Koppelsystems wird dabei so gewählt, dass die Trägheit dieses Koppelsystems möglichst vollständig die Triebstrangmasse repräsentiert. Der Vergleich der einzelnen Trägheiten zeigt jedoch, dass dieses physische Modell der Triebstrangmasse eine verringerte Trägheit aufweist, sodass zur Angleichung physisch am Koppelsystem oder simulativ über das Koppelsystemmodell Trägheit hinzugefügt werden muss. Die sich andernfalls ohne diese Kompensationsmaßnahmen einstellenden ersten zwei Eigenformen und Eigenfrequenzen sind in Abbildung 7.15 gezeigt und der als ideal anzusehenden physischen Testkonfiguration gegenübergestellt. Insbesondere die zweite Eigenfrequenz steigt ohne eine Kompensationsmaßnahme an.

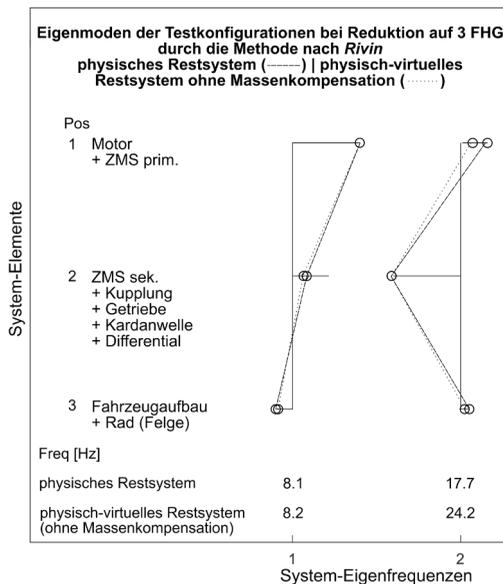


Abbildung 7.15: Vergleich der Eigenmoden der physisch-virtuellen Testkonfiguration ohne durchgeführte Koppelsystem-Massenkompensation mit der rein physischen Testkonfiguration

### 7.3.2 Massenkompensationsrechnung

Prinzipiell ist die physische Trägheitsangleichung der simulativen Angleichung vorzuziehen, da massenkompensationsverfälschende Effekte wie Koppelsystem-totzeiten so nicht zum Tragen kommen. So könnte bei diesem vorteilhaften Sonderfall von einer zu geringen physischen Masse am physisch-virtuellen Schnitt

Trägheitsmasse im Aufbau hinzugefügt werden. Da dieser Spezialaufbau mit entfernter und stattdessen modellhaft berücksichtigter ZMS-Sekundärseite – hier unter anderem durch die Koppelsystemträgheit – in der Regel nicht umgesetzt werden kann, wird sich dennoch für die simulative Angleichung entschieden, um deren gesamtsystemischen Einflüsse mit zu erfassen.

Die Kompensationsrechnung erfolgt hierzu in Anlehnung an den Stand der Forschung (Stier, 2015) gemäß Gleichung 73 und 74.

$$T_{komp} = \left( \frac{J_{real}}{J_{ideal}} - 1 \right) (T_{MW} - T_{TW}) \quad 73$$

$$T_{Aktor\_Luftspalt} = T_{TW} - T_{komp} \quad 74$$

Hierbei bezeichnet  $J_{real}$  die im physisch-virtuellen Aufbau reale Trägheit zwischen dem abtriebsseitigen Messflansch und der virtuellen Steifigkeit – das bedeutet inklusive der Trägheit des Koppelsystems –, die Trägheit  $J_{ideal}$  die ideale Trägheit des physischen Referenzaufbaus zwischen abtriebsseitigen Messflansch und physischer Torsionswelle und die Differenz aus Messflanschmoment ( $T_{MW}$ ) und virtuellem Torsionswellenmoment ( $T_{TW}$ ) das resultierende Beschleunigungsmoment. Zur Massenkompensation wird das daraus errechnete Kompensationsmoment ( $T_{komp}$ ) gemäß der Vorzeichenkonvention des dazugehörigen Modells in Abbildung 7.16 von dem virtuellen Torsionswellenmoment ( $T_{TW}$ ) subtrahiert und das Ergebnis über den Aktor als Luftspaltmoment ( $T_{Aktor\_Luftspalt}$ ) gestellt.

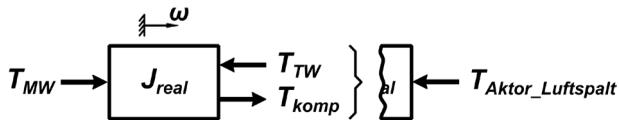


Abbildung 7.16: Vorzeichenkonvention der Massenkompensation im Prüfaufbau – Freischnitt der Trägheitsmasse vom Messflansch bis zur virtuellen Torsionswelle

Über die Gegenüberstellung von Spektrogrammen eines primärseitigen Frequenzsweeps von 1-50 Hz unter leichter Vorspannung für einen physisch-virtuellen Aufbau mit aktiviertem und deaktiviertem Massenkompensationsmoment konnte die Eignung der simulativen Trägheitsangleichung gezeigt werden.

### **7.3.3 Wechselwirkung parasitärer physischer Eigenfrequenzen mit dem virtuellen Teilsystem**

Neben den abzubildenden gesamtsystemischen Eigenfrequenzen der Testkonfiguration treten im physischen Aufbau auch höhere Eigenfrequenzen auf, wobei über konstruktive Maßnahmen im Allgemeinen angestrebt wird, das System zu versteifen, um einen unterkritischen Betrieb zu gewährleisten. Für die umgesetzte physisch-virtuelle Testkonfiguration ergeben sich die nächsten Eigenfrequenzen bei ca. 300-400 Hz (Schwingungsknoten in/nahe antriebsseitigem Drehmomentmessflansch) und bei ca. 500-600 Hz (Schwingungsknoten in/nahe abtriebsseitigem Drehmomentmessflansch). Insbesondere die abtriebsseitige Eigenform lässt einen Betrieb nicht zu. Dies liegt begründet in ihrer geringen Bedämpfung und ihrer Selbstanfachung über den hochdynamischen Koppelsystemaktor durch das zurückgeführte gemessene Drehmoment zur Massenkompensation, die zurückgeführte Drehzahl zur virtuellen Torsionswellenmomentberechnung und das Totzeitverhalten des Koppelsystems. Dem Aufschwingen entgegengewirkt werden kann hierbei durch einen entsprechend der geforderten physisch-virtuellen Wechselwirkungsdynamik abgestimmten Tiefpassfilter zur Entfernung der kritischen Frequenzanteile aus dem Solldrehmomentsignal an den Elektromotor. Die Anforderung eines amplitudentreuen Verhaltens bis zur Eckfrequenz, gefolgt von einem steilen Abfall der Amplitude in einen Bereich hoher Dämpfung bei einer zugleich geringen Signalverschiebung mit einer zudem möglichst konstanten Gruppenlaufzeit, lässt die Auswahl auf einen Chebyshev-Filter (Typ II) der 6. Ordnung fallen, welcher eine gute Abwägung zwischen diesen sich wechselwirkenden Anforderungen darstellt. Wie der Amplituden- und Totzeitverlauf in Abbildung 7.17 zeigt, weist dieser in Bezug auf einen Butterworth-Filter gleicher Ordnung eine geringere zeitliche Verschiebung bei einem zugleich steileren Amplitudenabfall auf. Einzig die Konstanz der Gruppenlaufzeit für eine mögliche Totzeitkorrektur ist geringfügig inhomogener.

Der Einsatz dieses Filtertyps mit den angegebenen Filterparametern zeigt, dass kein Aufschwingen mehr hervorgerufen wird.

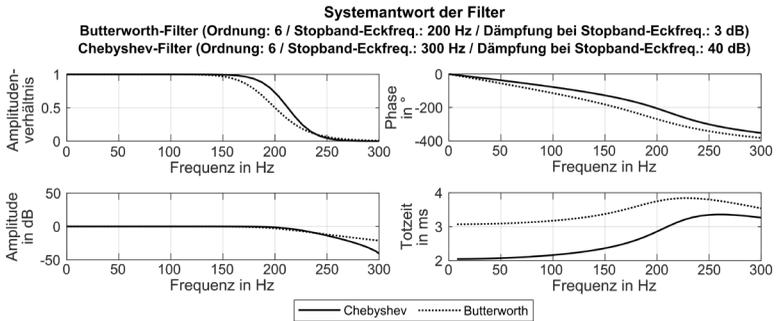


Abbildung 7.17: Gegenüberstellung der Systemantwort eines Butterworth-Filter und eines Chebyshev-Filter (Typ II)

### 7.3.4 Versuchsdurchführung und Bewertung des Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens im virtuellen Schnitt

Die Versuchsdurchführung hinsichtlich der Betriebspunkte und deren Einregelung wird zur Vergleichbarkeit der ermittelten ZMS-Parameter aus Kapitel 6 übernommen. Als einziger Unterschied greift die Drehzahlregelung der Fahrzeugmasse nun an der virtuell abgebildeten Fahrzeugmasse an, vergleiche auch Abbildung 6.38.

Beim Starten der Versuche am Prüfstand zeigt sich jedoch schnell, dass die Dämpfungsreduzierung im physisch-virtuellen Schnitt durch die Koppelsystemtotzeit zur gesamtsystemischen Instabilität führt. Die Dämpfung des ZMS kann der Anregung nicht entgegenwirken.

Aufgrund dieses Sachverhalts wird beschlossen, in einem ersten Schritt von der tatsächlichen Torsionswellendämpfung im virtuellen Modell abzuweichen und diese um den Faktor drei zu erhöhen. Die Steifigkeit der Torsionswelle wird beibehalten. Damit folgt für die neue virtuelle Torsionswellendämpfung:

Tabelle 7.2: Geänderte Dämpfung des virtualisierten Triebstrangmodells

Torsionswellendämpfung (angepasst)	$b_{TW\_virt}^*$	0,1188 Nms/° (D = 0,3)
------------------------------------	------------------	------------------------

Mit dem Wissen aus der Vorstudie zum Einfluss der Koppelsystemtotzeit auf die die sich im physisch-virtuellen Schnitt einstellende Steifigkeit und Dämpfung sollen folgend als Beitrag zur Analyse der gesamten Testkonfiguration auch die in diesem Aufbau tatsächlich wirkenden Torsionswellenparameter ermittelt werden.

Dies bedingt, dass das hierfür auswertungsrelevante Drehmoment des Koppelsystemausgangs (entspricht dem Luftspaltpmoment), welches an dem physischen Modell der Triebstrangmasse angreift, keine Drehmomentanteile der Massenkompensationsrechnung beinhaltet. Hierdurch werden diese Versuche ohne aktive Massenkompensation gefahren, die in Abbildung 7.15 durch eine gepunktete Linie gezeigten Eigenformen sind demnach aktiv.

### 7.3.4.1 Modell ohne Totzeitkompensation

Zur Bestimmung der tatsächlich wirkenden Steifigkeiten und Dämpfungen im physisch-virtuellen Schnitt werden mit dem physisch-virtuellen Versuchsaufbau ohne simulative Massenangleichung und ohne Korrekturen von Totzeiten Versuche durchgeführt. Die Totzeit ( $t_{Totzeit,M,vp}$ ) des Koppelsystems kann mit ca. 3,3 ms beziffert werden. Dabei entfallen ca. 2,1 ms auf die Ausgangssignalfilterung und ca. 1,2 ms auf die Zeit zwischen Sollwertvorgabe und tatsächlichem Drehmomentanstieg am Rotor des Aktors.

Die Ergebnisse der Bestimmung der virtuellen Torsionswellenparameter mit Koppelsystemeinfluss sind für die Punkte der Betriebspunktmatrix (vgl. Abbildung 6.50) in Abbildung 7.18 gezeigt.

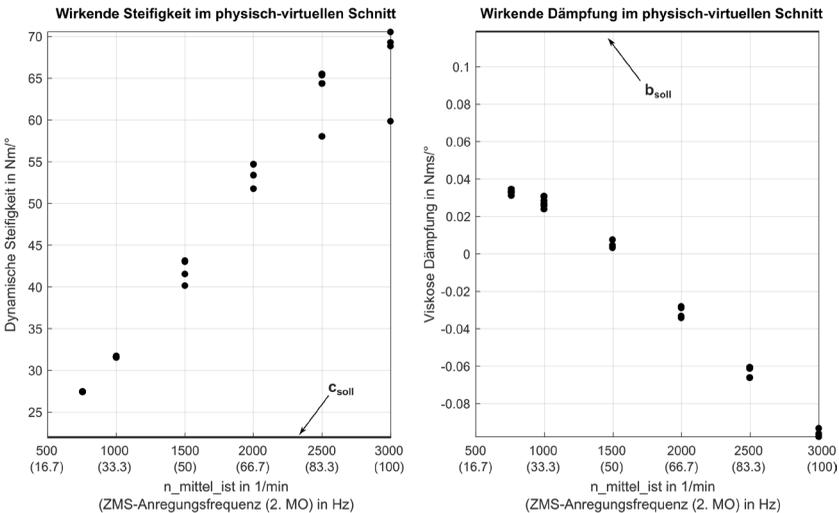


Abbildung 7.18: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien)

Im linken Diagramm sind die wirkenden Steifigkeiten und im rechten Diagramm die wirkenden Dämpfungen über der Drehzahl bzw. Anregungsfrequenz aufgetragen. Die Streuung der einzelnen Punkte der Punktwolken in der Vertikalen resultiert aus Messunsicherheiten, welche je nach aktueller Verdrehwinkelamplitude unterschiedlich stark zum Tragen kommen. Es ist zu erkennen, wie die Steifigkeit mit der Wechselwirkungsfrequenz ansteigt und dadurch immer weiter von der vorgegebenen Steifigkeit von  $22 \text{ Nm/}^\circ$  abweicht. Die Abweichung der Dämpfung von dem Sollwert von  $0,1188 \text{ Nms/}^\circ$  liegt bei mindestens 70 % und fällt mit steigender Wechselwirkungsfrequenz weiter ab. Trotz negativer Dämpfung ab dem Betriebspunkt bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  bleibt das Gesamtsystem am Prüfstand – vermutlich aufgrund des Dämpfungsverhaltens des ZMS – stabil.

### 7.3.4.2 Modell mit Totzeitkompensation

Um dieser systemischen Veränderung hinsichtlich der wirkenden Steifigkeit und Dämpfung entgegenzuwirken, muss – wie in der Vorstudie (Kapitel 7.2) aufgezeigt – die zeitliche Verschiebung des Drehmomentsollwertsignals vermindert beziehungsweise gänzlich kompensiert werden. Eine (softwareseitige) Verminderung ist bei diesem Aufbau nur durch Veränderung des Ausgangsfilters hinsichtlich des Typs oder der Parameter möglich. Aufgrund der bereits erfolgten Filterabstimmung wird eine weitere Optimierung dieses Filters nicht vorgenommen, sodass folgend zwei Kompensationsmaßnahmen angewendet werden sollen.

#### 7.3.4.2.1 Prädiktion des Drehmomentsollwerts basierend auf der Annahme einer harmonischen Schwingung einer Frequenz

Dieser Ansatz basiert auf der in der Vorstudie (Kapitel 7.2.3) näher vorgestellten und erfolgreich angewendeten Kompensationsmethode, welche jedoch für die Ermöglichung einer Systemverspannung um ein Vorgehen zur Berücksichtigung der mittleren Drehmomente erweitert werden muss. Im Kern besteht dieses aus unterschiedlichen Signalfiltern, welche das virtuelle Torsionswellenmoment in einen Signalanteil mit und ohne Mittelwert aufteilt. Das dynamische Signal ohne Mittelwert wird gemäß Gleichung 72 zeitlich verschoben, anschließend wieder mit dem Mittelwert verrechnet, gefiltert und als Drehmomentsollwert an den Elektromotor gesendet.

Auch mit dieser Konfiguration wird die Messmatrix abgefahren und die wirkenden Steifigkeiten und Dämpfungen ausgewertet. Abbildung 7.19 zeigt die Ergebnisse (blau) aufgetragen über der Drehzahl im Vergleich zu den Versuchen ohne Kompensation (schwarz). Es ist ersichtlich, dass bis  $2.000 \text{ min}^{-1}$  (66,7 Hz) nahezu vollständig die Parameteränderungen ausgeglichen werden können. Ab dieser

Drehzahl ergeben sich jedoch große Instabilitäten, die eine Fortführung der Versuche nicht zulassen.

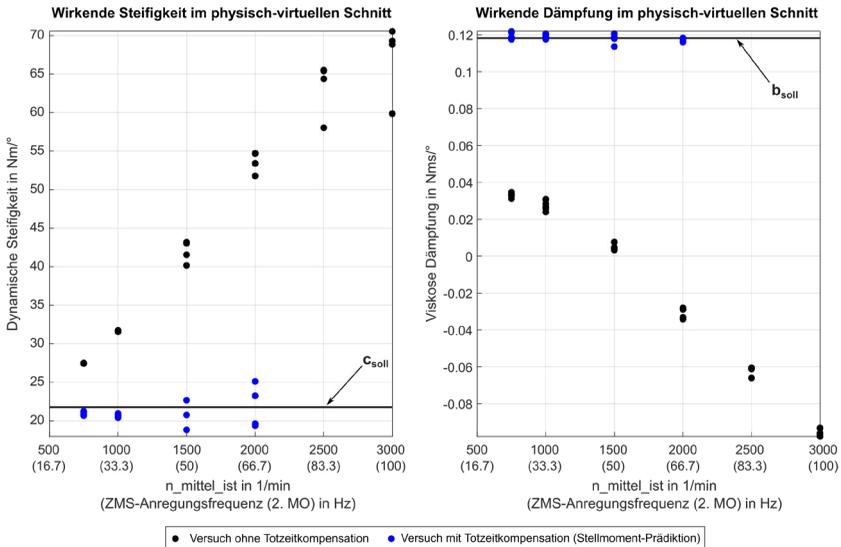


Abbildung 7.19: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien) ohne und mit (drehmomentbasierter) Totzeitkompensation

### 7.3.4.2.2 Prädiktion der Drehzahl der physischen Trägheit basierend auf einem totzeitfreien Systemverhalten

Die experimentellen Erkenntnisse der vorherigen ausgangssignalbasierten Korrekturmethode führen zum Entwurf eines weiteren Konzepts, welches versucht die Nachteile – Systeminstabilität, erforderliche Festlegung auf nur eine Schwingfrequenz zur Korrektur, stabilitätsanfällige Signalzerlegung in dynamischen und statischen Anteil – zu umgehen.

Anders als bei der vorherigen Korrekturmethode wird bei dieser nicht das Ausgangsmoment nachbereitet, sondern die Drehzahlantwort der physischen Trägheitsmasse auf die an ihr angreifenden Momente. Das dem Vorgehen zugrundeliegende Denkmodell basiert auf einem Ansatz der *Modellbasierten Regelungstechnik*, welches genauer als *Internal Model Control (IMC)* bezeichnet wird (Dittmar & Pfeiffer, 2014). Im Vergleich zu einem klassischen Regelkreis, wo die Regelung auf eine gemessene Größe erfolgt, wird beim *IMC-Regler* auf die

Differenz aus gemessenem Signal und das durch ein Streckenmodell vorhergesagte Signal geregelt.

Wird dieser Ansatz auf die Problemstellung der physisch-virtuellen Kopplung übertragen, so ergibt sich das schematische Schaubild der Domänenverknüpfung in Abbildung 7.20. Gezeigt ist, wie der direkte Rückführpfad der realen Drehzahl der Masse J2 ( $\omega_{J2,real}$ ) aufgebrochen ist und stattdessen zur Berechnung des aktuellen Torsionswellenmoments  $M_{TW,ideal}$  die vorhergesagte ideale, nicht totzeit-behaftete Drehzahl  $\omega_{J2,ideal\_predict}$  verwendet wird. Die Ermittlung dieser Drehzahl erfolgt auf Basis eines physischen Streckenmodells von Trägheitsmasse J2, welche durch die Differenz aus idealer Momentenstellgröße des Koppelsystems ( $\hat{=} M_{TW,ideal}$ ) und dem gemessenen Drehmoment an Masse J2 ( $M_{MW}$ ) beschleunigt wird, sodass die Drehzahl  $\omega_{J2,ideal}$  resultiert sowie durch einen Drehzahl-Korrekturterm zur Berücksichtigung der Streckenmodellunsicherheiten gebildet aus der Differenz der totzeitverzögerten idealen Drehzahl ( $\omega_{J2,ideal\_TZ}$ ) und der realen Drehzahl ( $\omega_{J2,real}$ ) der Trägheitsmasse J2.

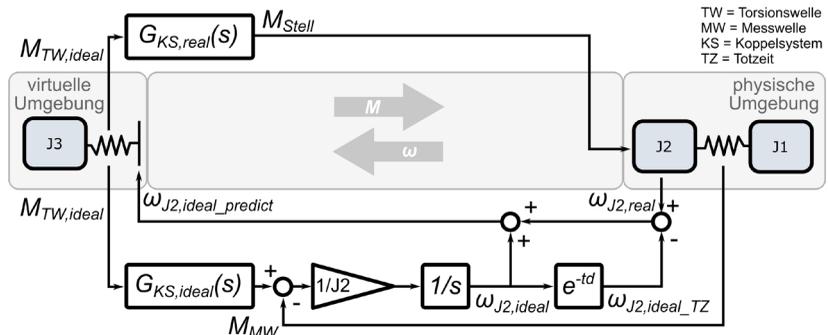


Abbildung 7.20: Aufbau und Integration des Modellbasierten Reglers (IMC-Regler) in der dynamischen Testkonfiguration zur Domänenverknüpfung mit drehzahlbasierter Totzeitkorrektur

Analog zu den vorherigen Versuchen wird auch für diesen Totzeit-Korrekturansatz die Messmatrix ohne aktive Massenkompensation abgefahren und die im physisch-virtuellen Schnitt wirkende Steifigkeit und Dämpfung der Torsionswelle ermittelt. In Abbildung 7.21 ist das Ergebnis dieser drehzahlbasierten Totzeitkorrektur (rot) der stellmomentbasierten Totzeitkorrektur (blau) und den Versuchen ohne Totzeitkorrektur (schwarz) gegenübergestellt. Bezüglich der wirkenden Dämpfung kann festgestellt werden, dass diese von der eingestellten Torsionswellendämpfung weniger abweicht, als wenn keine Korrektur eingesetzt werden

würde. Dennoch wird dieser Zugewinn an Stabilität erkaufte durch eine noch stärker ansteigende Versteifung im Vergleich zu den Versuchen ohne Totzeitkorrektur.

Als Ursache für dieses nicht ideale Verhalten kann das in den Prädiktionsansatz eingehende Moment des Drehmomentmessflansches ( $M_{MW}$ ) identifiziert werden. Dieses im physischen System gemessene Moment weist zum Zeitpunkt seiner Verrechnung mit dem idealen virtuellen Torsionswellenmoment einen in Bezug auf das Torsionswellenmoment um die Totzeit veralteten Stand auf. Hierdurch ist die gebildete Drehmomentbilanz und damit auch die vorhergesagte ideale Drehzahl  $\omega_{Jz,ideal\_predict}$  fehlerhaft.

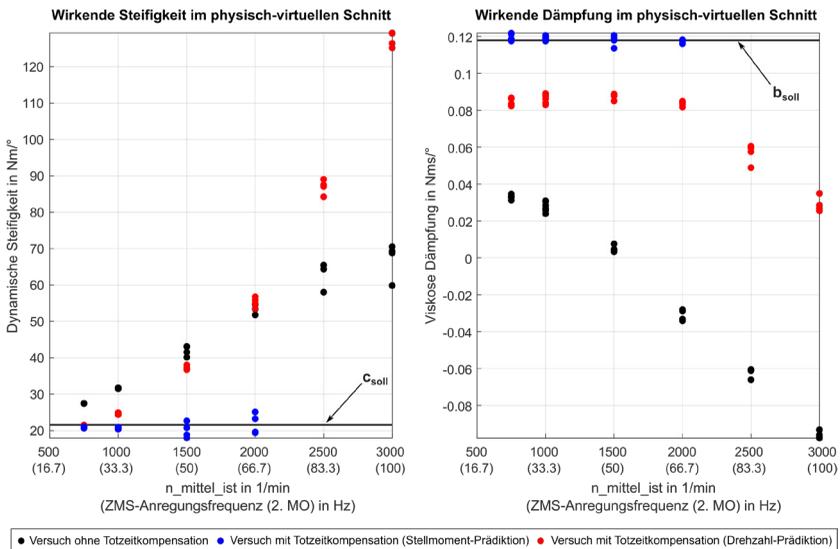


Abbildung 7.21: Gemessene Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameterwerte der virtualisierten Torsionswelle (Punkte) im Vergleich zu den Sollwerten (Linien) ohne und mit (drehmoment- und drehzahlbasierter) Totzeitkompensation

### 7.3.4.3 Fazit zur Totzeitkorrektur

Die aufgezeigten Ergebnisse der beiden eingesetzten Korrekturansätze verdeutlichen, dass jede der Maßnahmen Wirkungen zeigen. Insbesondere die Korrektur durch eine Stellmomentprädiktion liefert gute Ergebnisse, jedoch auf Kosten der erforderlichen Kenntnis der Schwingfrequenz, die Einschränkung der Korrektur von nur einer Harmonischen und letztendlich die Systeminstabilität bei höheren Schwingfrequenzen. Der als zweites vorgestellte Ansatz der Prädiktion der physi-

schen Drehzahl liefert hingegen weniger gute Ergebnisse aufgrund einer zeitlich falschen Rückführung, ist dafür aber nicht abhängig von der Kenntnis der aktuellen Schwingfrequenz und von Oberschwingungen. Als weiteren Punkt muss die bisher nicht berücksichtigte Massenkompensation genannt werden. Ähnlich wie bei der letztgenannten drehzahlbasierten Totzeitkorrektur beinhaltet der Ansatz der Massenkompensation eine Rückführung des gemessenen Drehmoments aus dem physischen System. Durch zeitlich nicht zueinander passende Signale kann auch die Massenkompensation verfälscht werden.

Zusammenfassend muss demnach konstatiert werden, dass damit beide Korrekturansätze nur teilweise ihren Zweck der Vermeidung von Koppelsystemeinflüssen erfüllen, sich jedoch gänzlich ohne Kompensationen schon bei niedrigen Wechselwirkungsfrequenzen schnell Instabilitäten einstellen und demnach ein Einsatz unumgänglich wird. Für die nun folgende abschließende Betrachtung des Einflusses einer virtuellen Torsionswelle auf die Schwingungszustände des Gesamtsystems oder die ermittelten ZMS-Parameter wird trotz virtueller Torsionswellen-Systemversteifung bei steigender Wechselwirkungsfrequenz und einer nicht gänzlichen Dämpfungskorrektur auf den **drehzahlbasierten Korrekturansatz** (Kapitel 7.3.4.2.2) zurückgegriffen.

### **7.3.5 Vergleich transienter Frequenzhochläufe bei unterschiedlichen Restsystemabbildungen**

Neben den quantitativen Bezifferungen der Gesamtsystemveränderung durch die koppelsystembedingte Trägheitsmassen- sowie Steifigkeits- und Dämpfungs- Zu- und Abnahme im physisch-virtuellen Schnitt soll folgend eine Gegenüberstellung transienter Frequenzhochläufe erfolgen. Das Versuchsmanöver sieht hierzu vor, das ZMS mit 60 Nm im Zugbereich vorzuspannen und antriebsseitig dynamisch mit einer harmonischen Drehmomentschwingung steigender Frequenz bei einer konstanten Amplitude von 30 Nm anzuregen. Abtriebsseitig erfolgt die Einregelung einer konstanten mittleren Drehzahl von  $500 \text{ min}^{-1}$ . Der hierzu verwendete Drehzahlregler ist „träge“ parametrisiert, um eine nahezu freie Einspannung der letzten Trägheitsmasse zu erhalten. Die Auswertung erfolgt auf Basis der gemessenen Drehzahlen der ZMS-Primär- und Sekundärseite sowie der letzten Trägheitsmasse, welche die Fahrzeugmasse repräsentiert. Von den Drehzahlen wird der dynamische Anteil extrahiert und die aktuellen Schwingungsamplituden über der Anregungsfrequenz aufgetragen.

Abbildung 7.22 zeigt auf der linken Seite die Drehzahlantworten als Schwingungsamplituden, welche sich am Prüfstand mit der physischen Restsystemabbildung ergeben. Zu erkennen sind die Überhöhung der ZMS-Primärseitenschwingung

(blau) in der ersten Prüfstandseigenfrequenz sowie die Überhöhung der ZMS-Sekundärseitenschwingung (rot) in der zweiten Eigenfrequenz. Der Vergleich mit den theoretischen Eigenformen in Abbildung 7.22, rechts bestätigt qualitativ weitestgehend dieses Schwingungsverhalten. Hierbei bleibt anzumerken, dass der theoretischen Modalanalyse eine ZMS-Steifigkeit von  $3,3 \text{ Nm}^\circ$  zugrunde liegt, welche sich in der ersten Eigenform bei ca. 5,5 Hz aus den Hysteresen ermitteln lässt. Eine Gültigkeit über den gesamten Frequenzsweep mit den dabei unterschiedlich hoch ausgeprägten Verdrehwinkelschwingungen ist demnach nicht gegeben.

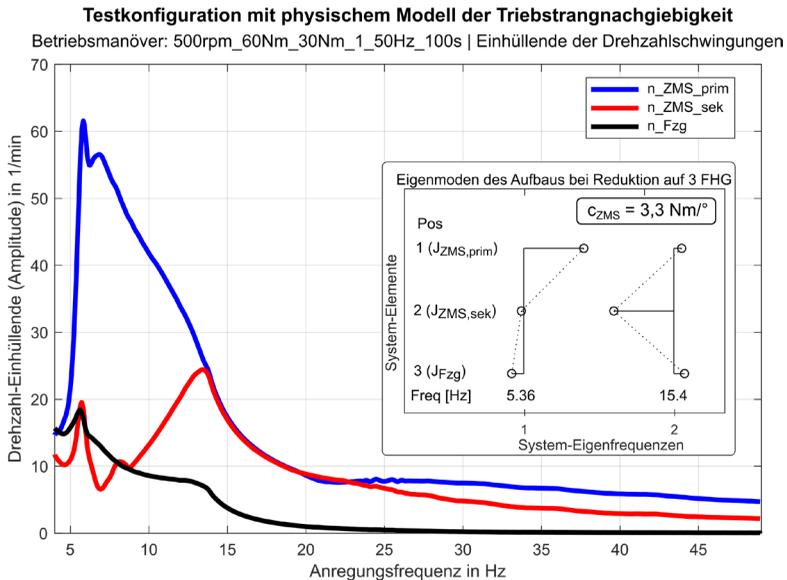


Abbildung 7.22: Drehzahlamplituden der rein physischen Testkonfiguration bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep mit den ersten zwei theoretischen Eigenmoden und Eigenfrequenzen dieser Konfiguration

Als weiterer Vergleich ist in Abbildung 7.23 eine Gegenüberstellung der Frequenzantworten der Testkonfiguration mit physischer Triebstrangnachgiebigkeit (durchgezogene Linie) mit den Frequenzantworten der Testkonfiguration mit virtueller Triebstrangnachgiebigkeit (gestrichelte Linie) gezeigt. Es ist ersichtlich, wie eine überwiegend hohe Übereinstimmung erzielt werden kann. Die leicht erhöhte ZMS-Sekundärseitenschwingung beim Aufbau mit virtueller Triebstrangnachgiebigkeit im oberen Frequenzbereich kann dabei auf die nicht gänzliche Totzeitkorrektur zurückgeführt werden.

Diese allgemein hohe Übereinstimmung ist mitunter der angewendeten Kompensation der Koppelsystemtotzeit durch den drehzahlbasierten Korrekturansatz oder der Korrektur falscher Trägheitsmassen zu verdanken. Werden diese Kompensationen hingegen nicht durchgeführt, so sind die systemischen Veränderungen in Abbildung 7.24 ersichtlich. Insbesondere die Verschiebung der zweiten Eigenfrequenz durch eine zu geringe sekundärseitige Trägheitsmasse des ZMS und einer Versteifung durch die fehlende Koppelsystem-Totzeitkorrektur tritt hier zum Vorschein.

**Testkonfiguration mit physischem bzw. virtuellem Modell der Triebstrangnachgiebigkeit**

Betriebsmanöver: 500rpm\_60Nm\_30Nm\_1\_50Hz\_100s | Einhüllende der Drehzahlschwingungen

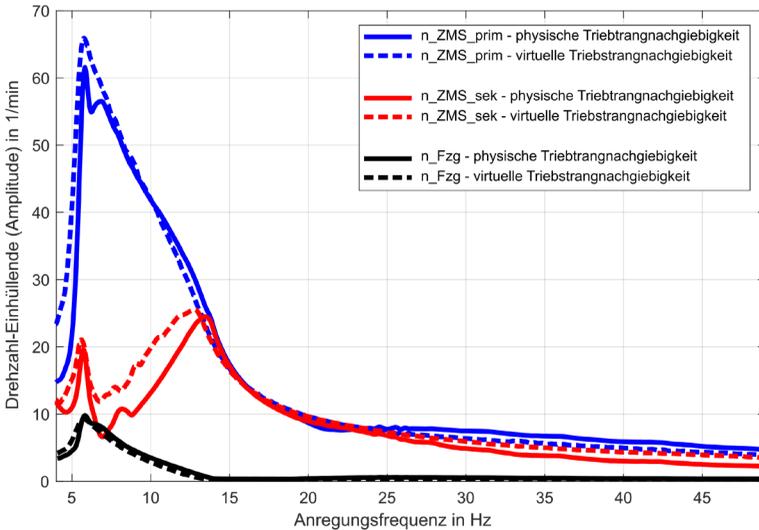


Abbildung 7.23: Drehzahlamplituden der physischen und physisch-virtuellen (mit Korrekturen) Testkonfiguration bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep

**Testkonfigurationen mit virtuellen Modellen der Triebstrangnachgiebigkeit ( $D_{TW\_virt}^* = 0.3$ )  
 - Auswirkung der Koppelsystem-Kompensationen -**

Betriebsmanöver: 500rpm\_60Nm\_30Nm\_1\_50Hz\_100s | Einhüllende der Drehzahlenschwingungen

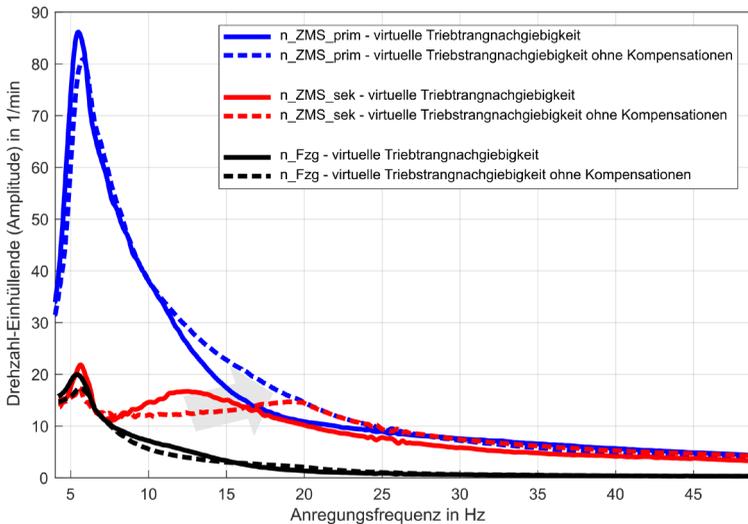


Abbildung 7.24: Drehzahlamplituden der physisch-virtuellen Testkonfiguration mit und ohne Korrekturen bei Anregung mit Drehmoment-Frequenzsweep

**7.3.6 Auswertung der ZMS-Parameter bei physisch-virtueller Testkonfiguration**

Für die Betrachtung des Einflusses eines virtuellen Restantriebsstrangs auf die ermittelten ZMS-Parameter werden die Koppelsystemkorrekturen mit im Aufbau umgesetzt: den drehzahlbasierten Korrekturansatz für die Totzeitkompensation und die Massenkompensation zur Gesamtsystemanpassung. Vorversuche zeigen, dass bei aktivierter Totzeitkompensation wieder der reale Dämpfungswert ( $D_{TW\_virt} = 0,1$ ) der Torsionswelle in dessen virtuellem Modell übernommen werden kann (siehe auch Tabelle 7.1). Das System wird trotz weiterer Dämpfungserniedrigung aufgrund des Koppelsystems nicht instabil.

Die Gegenüberstellung erfolgt mit den Versuchen, bei denen die Triebstrangnachgiebigkeit durch die physische Torsionswelle repräsentiert ist. Damit wird als Messmatrix wieder die Betriebspunktmatrix aus Abbildung 6.50 herangezogen und über die Betriebspunktregelung eingeregelt.

Zur Verdeutlichung der dynamischen Unterschiede hinsichtlich der primär- und sekundärseitigen Schwingung des ZMS sind in Abbildung 7.25 beispielhaft für einen Betriebspunkt bei einer mittleren Drehzahl von  $1.500 \text{ min}^{-1}$ , einer mittleren Verdrehung von  $20^\circ$  und einer Verdrehwinkelamplitude von  $0,5^\circ$  deren Zeitverläufe über eine Schwingungsperiode dargestellt.

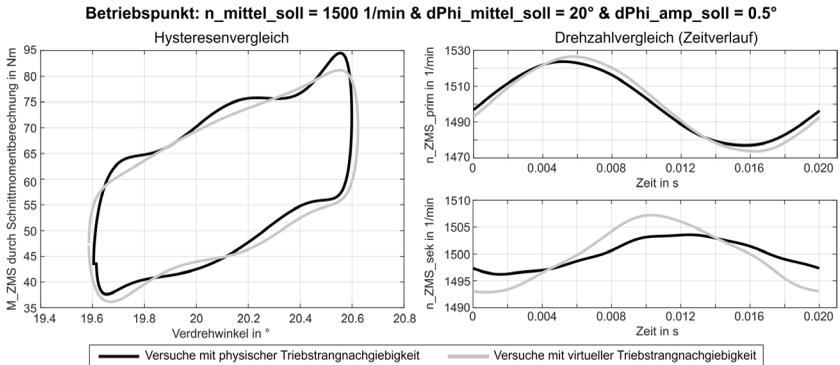


Abbildung 7.25: Gegenüberstellung der Hysteresen und ZMS-Drehzahlen bei Versuchen mit physischem und Versuchen mit physisch-virtuellem Triebstrangmodell für einen Betriebspunkt

Im dargestellten Drehzahlverlauf der Primärseite ist nur ein geringer Unterschied zwischen den Versuchen mit physischem Triebstrangmodell (schwarz) und virtuellem Triebstrangmodell (grau) zu erkennen. Anders verhält es sich mit der ZMS-Sekundärseite. Hier ist eine Drehzahlüberhöhung bei den Versuchen mit virtualisierter Torsionswelle feststellbar, welche unter anderem auf die – nicht vollständig kompensierte – koppelsystembedingte Dämpfungsreduzierung zurückzuführen ist.

Die Hysteresen auf der linken Seite von Abbildung 7.25 unterscheiden sich qualitativ nahezu nicht. Erfolgt hingegen eine Auswertung der ZMS-Parameter in diesem Betriebspunkt, so lässt sich für die dynamische Steifigkeit ein geringerer Wert bei den Versuchen mit virtueller Triebstrangnachgiebigkeit beziffern. Dieser Unterschied ist für die Betriebspunkte variabler Verdrehwinkelamplitude bei einer mittleren Drehzahl von  $1.500 \text{ min}^{-1}$  und einer Vorspannung von  $20^\circ$  in Abbildung 7.26 gezeigt, in hellgrau (linke Elemente) die Ergebnisse der Versuche mit physisch abgebildeter Triebstrangnachgiebigkeit und in dunkelgrau (rechte Elemente) die Ergebnisse der Versuche mit virtueller Triebstrangnachgiebigkeit.

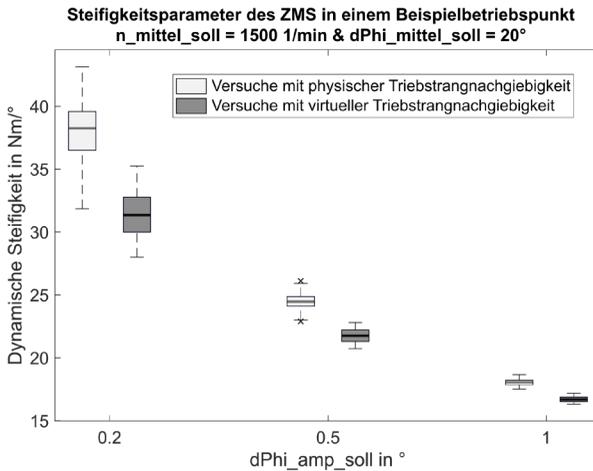


Abbildung 7.26: Gegenüberstellung der Steifigkeitsparameter bei Versuchen mit physischem und Versuchen mit physisch-virtuellem Triebstrangmodell für eine mittlere Drehzahl und Vorspannung bei mehreren Verdrehwinkelamplituden

Werden die dynamischen Steifigkeitswerte auch für andere mittlere Drehzahlen verglichen, wie im Anhang A.16 gezeigt, so lässt sich generell bis zu einer Drehzahl von  $2.000 \text{ min}^{-1}$  überwiegend eine leicht erniedrigte dynamische Steifigkeit feststellen. Bei den viskosen Dämpfungsparametern und den Parametern der Coulombschen Reibung sind hingegen über die Betriebspunkte hinweg keine derartigen Tendenzen feststellbar. Des Weiteren lässt die Streuung der einzelnen betriebspunktbezogenen Parameterwerte keinen weiteren Raum für quantitative Messwertinterpretationen. In Bezug auf die durch einen Lilliefors-Test begründete Annahme, dass keine Normalverteilung aller einzelnen geschätzten Parameterwerte eines Betriebspunktes vorliegt, wird auch hier kein direkter quantitativer Vergleich der einzelnen arithmetischen Mittelwerte vorgenommen.

Auch wenn leichte Tendenzen von Parameteränderungen des ZMS bei dieser virtuellen Abbildung des Modells der Triebstrangnachgiebigkeit und der Fahrzeugmasse gegenüber einer rein physischen Abbildung festgestellt werden können, so lässt sich in Bezug auf die Streuung der einzelnen Parameterwerte überwiegend von einer Übereinstimmung der ermittelten ZMS-Parameterwerte ausgehen.

## 7.4 Zusammenfassung und Fazit zum Einfluss physisch-virtueller Koppelsysteme

Ziel dieses Kapitels ist den Einfluss von Koppelsystemen, welche physische und virtuelle Teilsysteme bzw. Teilsystemmodelle verbinden, im Kontext der ZMS-Untersuchung zu beleuchten. Auf Basis theoretischer Angaben in der Literatur und einer darauf aufbauenden experimentellen Vorstudie am Prüfstand können qualitativ und quantitativ Teilsystemänderungen – Steifigkeit und Dämpfung über den physisch-virtuellen Schnitt – sowie gesamtsystemische Änderungen auf Basis von Vergrößerungsfunktionen aufgezeigt werden. Hauptgrund für diese systemischen Änderungen sind Signaltotzeiten, sodass zur Vermeidung erste Kompensationsansätze Anwendung finden und diskutiert werden.

Daran anschließend erfolgt die Umsetzung der ZMS-Testkonfiguration aus Kapitel 6 mit einem nun virtualisierten Modell der Triebstrangnachgiebigkeit und Fahrzeugmasse sowie den dazu erforderlichen Massenkompensationen. Bei den Untersuchungen stellt sich wie in der Vorstudie heraus, dass die Virtualisierung der physischen Torsionswelle als Modell der Triebstrangnachgiebigkeit zur Instabilität des gesamten Prüfaufbaus führt, sodass Korrekturmaßnahmen erforderlich werden. Die Maßnahmen umfassen eine Methode zur Vermeidung von Prüfstands-Eigenfrequenzanfahrungen sowie Signaltotzeit-Kompensationsansätze. Die Implementierung dieser Maßnahmen wird vorgestellt und die Auswirkungen auf Basis der Drehzahlschwingungsausprägung in der Testkonfiguration beleuchtet. Es wird gezeigt, dass die Verwendung der Korrekturmethode prüfaufbauspezifisch erfolgen muss und insbesondere für die Totzeitkompensation des Koppelsystems auch nur einen Kompromiss zwischen Flexibilität und Korrekturgüte darstellt. Auch erhöhte Dämpfungswerte in der virtuellen Umgebung können des Weiteren bis zu einem gewissen Maß eine systemische Stabilität herstellen, jedoch gegebenenfalls auf Kosten der Abbildungsnähe zum physischen Pendant.

Der Vergleich der Schwingungsausprägungen der rein physischen Testkonfiguration (physische Torsionswelle und Trägheitsmasse) mit der physisch-virtuellen Testkonfiguration (virtuelle Torsionswelle und Trägheitsmasse) mit aktiven Korrekturen zeigt im Bereich der umzusetzenden Gesamtsystem-Eigenfrequenzen hinsichtlich Schwingungshöhe und Lage eine hohe Übereinstimmung. Dennoch ist oberhalb dieser Frequenzen eine erhöhte Schwingung der ZMS-Sekundärseite feststellbar, wie auch exemplarische Zeitschriebe verdeutlichen.

In Bezug auf die mit der physisch-virtuellen Testkonfiguration ermittelten Feder-Dämpfer-Parameter des ZMS konnten nur leichte Unterschiede, wie eine geringe-

re dynamische Steifigkeit, identifiziert werden. Weitere Aussagen lässt die regelungs- und auswertungsbedingte Streuung der Parameterwerte nicht zu.

Mit den in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen kann die dritte Forschungsfrage

Welchen Einfluss haben virtuelle Restsystemmodelle insbesondere durch die erforderlichen physisch-virtuellen Koppelsysteme auf die Untersuchungsergebnisse des Zweimassenschwungrads? Wie lassen sich potentielle Einflüsse reduzieren?

beantwortet werden.

---

## 8 Koppelsystementwurf zur mehrdimensionalen physisch-virtuellen VKM-Wechselwirkung

Die dritte und damit letzte Forschungsfrage behandelt ebenso das Thema Koppelsysteme in schwingungsdynamischen Testkonfigurationen. Alle bisherigen Betrachtungen fokussierten sich auf die Einflüsse unterschiedlicher rotatorischer Bewegungsausprägungen des abtriebsseitigen Restsystem(-modells) auf das ZMS und die hierfür gewonnen Parameter. Wie im Stand der Forschung aufgezeigt, ist die torsionale Schwingung jedoch nur eine mögliche Schwingungsform im Kfz-Antriebsstrang, sodass manche Phänomene ihren eigentlichen Ursprung in einer mehrdimensionalen Schwingungsanregung haben. So spielt im konventionellen Antriebsstrang der Verbrennungsmotor, durch seine dreidimensionalen Belastungen und Bewegungen der Kurbelwelle, als Erregerquelle mehrdimensionaler Bewegungszustände eine wichtige Rolle. Durch seine direkte Kopplung mit dem ZMS prägen sich an diesem ebenfalls mehrdimensionale Bewegungen aus, deren Einfluss in den bisher üblichen Testkonfigurationen zur ZMS-Kennwertermittlung vernachlässigt wurde.

Der Aufbau von Testumgebungen mit detailreicheren und damit realistischeren mehrdimensionalen Restsystemmodellen in der virtuellen Domäne nach dem IPEK-XiL-Ansatz gestaltet sich hierbei schwierig, da Koppelsysteme als Schnittstelle zwischen virtueller und physischer Domäne, welche eine mehrdimensionale Wechselwirkung ermöglichen, am Markt und nach dem Stand der Forschung nicht verfügbar sind.

Dieses Kapitel soll diese Lücke schließen und stellt den Entwurf und die Umsetzung eines solchen Koppelsystems vor, dessen Schwingungsausprägung in einem ersten Schritt auf eine torsional-axiale Überlagerung begrenzt wird. Nach einer Verortung dieser Aktivität der Neuentwicklung von Koppelsystemen in der *Vorgehensstruktur zur Entwicklung von ZMS-Testkonfigurationen* erfolgt die Ableitung von Anforderungen an das System. Daran anschließend folgt die Vorstellung des prinzipiellen Konzepts und der verwirklichten Umsetzung mit einer Überprüfung der Anforderungen durch theoretische und experimentelle Systemidentifikationen. Auf Basis von zwei beispielhaften Untersuchungsfragestellungen soll abschließend der Einsatz des mehrdimensionalen Koppelsystems gezeigt und dessen aktuellen Grenzen diskutiert werden.

## 8.1 Verortung in der Struktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung & KS-Anforderungen

Zur Einordnung dieser Aktivität der Neuerstellung eines Koppelsystems in der *Vorgehensstruktur zur Entwicklung von ZMS-Testkonfigurationen* (Kapitel 5) soll noch einmal das Leitbeispiel des Aufbaus einer Testkonfiguration für quantitative ZMS-Charakterisierungen aufgegriffen werden.

### 8.1.1 Ausgangsbasis zum Entwurf einer ZMS-Testkonfiguration mit mehrdimensionalen Wechselwirkungen

Für das Leitbeispiel wurde in Kapitel 6.1.1 – als Ergebnis der *Situationsanalyse* – zusammengefasst, welche Wechselwirkungen das ZMS mit seiner Umgebung ausübt bzw. wie dieses durch seine Umgebung beeinflusst wird. Die in der daran anknüpfenden Aktivität der *Problemeingrenzung* durchgeführte Bewertung der Wechselwirkungen hinsichtlich ihrer Relevanz für die Untersuchung ergab, dass die *Axial- und Taumbewegungen der ZMS-Primärseite durch die VKM (2)* in der Testkonfiguration mitberücksichtigt werden sollte, da dessen Einfluss auf die ZMS-Parameter als Untersuchungsergebnis unklar ist. Klar ist hingegen aus der bereits durchgeführten Voruntersuchung zum Einfluss der Wechselwirkung der ZMS-Sekundärseite mit dem nachgiebigen Triebstrang (vgl. Kapitel 6), dass dieser im Kontext des Untersuchungsziels als gering betrachtet werden kann. Dadurch wird beschlossen, die Triebstrangnachgiebigkeit nicht in der Testkonfiguration zu berücksichtigen. Nach der Erstellung möglicher Abbildungsvarianten aller erforderlichen Teilsysteme in der Testkonfiguration zur Berücksichtigung derer Wechselwirkungen (Ergebnis der Aktivität der Suche nach *Alternativen Lösungen*) erfolgt als erster Schritt der Aktivität der *Lösungsauswahl* die Vorauswahl einer Abbildungsvariante. Abbildung 8.1 zeigt hierzu das Modell der IPEK-XiL-Architektur der ausgewählten Testkonfiguration. Gezeigt ist neben dem aus der Voruntersuchung bekannten rotatorischen Wechselwirkungspfad in blau der hinzukommende translatorische Wechselwirkungspfad in rot.

Das physisch-virtuelle Koppelsystem am Antrieb muss dafür um den translatorischen Wechselwirkungspfad erweitert werden. Die Wechselwirkung und Wandlung der axialen Systemgrößen kann dabei gemäß der Ausführungen für ein rotatorisches physisch-virtuelles Koppelsystem in Kapitel 2.6.2 (Abbildung 2.30) erfolgen und wird in der Literatur durch Berger et al. (2018) näher beschrieben.

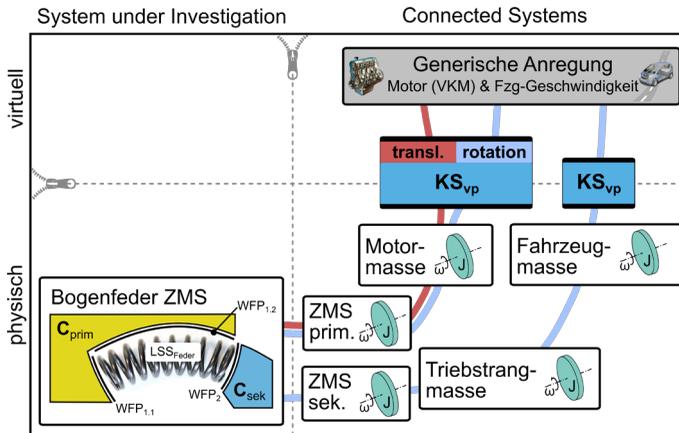


Abbildung 8.1: Modell der IPEK-XiL-Architektur – ZMS-Untersuchung mit antriebsseitig mehrdimensionaler Anregung

### 8.1.2 Definition von Koppelsystemanforderungen

Für die Auswahl beziehungsweise Erstellung der Koppelsysteme für die gezeigte Testkonfiguration sind gemäß der Vorgehensstruktur vorherige Anforderungen an diese aus den Wechselwirkungen abzuleiten. Abtriebsseitig sind (gemäß Kapitel 6) für die rotatorische Wechselwirkung die Anforderungen verhältnismäßig gering, da über dieses Koppelsystem nur generische mittlere Drehzahlen gestellt werden. Damit sind die Anforderungen gegeben aus der maximalen Drehzahl ( $6.000 \text{ min}^{-1}$ ), dem maximalen mittleren Moment ( $400 \text{ Nm}$ ) sowie der physischen als auch sensortechnischen Adaptierbarkeit des Koppelsystems.

Antriebsseitig sind an das Koppelsystem je nach Schwingungsform gesonderte Anforderungen zu stellen, welche mitunter durch die Voruntersuchungen in Kapitel 6 und Kapitel 7 noch einmal konkretisiert bzw. untermauert werden. Als die wichtigsten Anforderungen an den **rotatorischen** Koppelsystemteil sind zu nennen:

- Hochdynamische Drehmomentumsetzung mit bis zu  $1.000 \text{ Nm}$  bei gleichzeitig geringer Eigenträgheit (Erkenntnis aus beschriebener Betriebspunkteinschränkung in Kapitel 6.5)
- Maximaldrehzahlen von  $6.000 \text{ min}^{-1}$
- Wechselwirkung mit bis zu  $200\text{-}300 \text{ Hz}$  (2. bzw. 3. Motorordnung bei  $6.000 \text{ min}^{-1}$ )

Für den **translatorischen** Teil erfolgt ab hier aufgrund der Gesamtkomplexität (vgl. auch Kapitel 2.3.2 mit Beschreibung der mehrdimensionalen Schwingungsformen des Verbrennungsmotors) die Einschränkung auf eine **rein axiale Schwingungswechselwirkung**, sodass sich axial die Anforderungen ergeben zu:

- Axiale Schwingungswechselwirkung mit mindestens 400 Hz
- Axiale Schwingwege<sup>54</sup> des Koppelsystemausgangs von mind. 0,1 mm

Für beide Wechselwirkungsformen gilt allgemein, dass die elektrischen und mechanischen Eigenschaften des Koppelsystems

- das Gesamtsystemverhalten möglichst nicht beeinflussen (dies impliziert ein schnelles Ansprechverhalten von Aktoren inklusive sehr kurzer Kommunikationszeiten ( $< 1\text{ ms}$ )<sup>55</sup>, bei einer zugleich hohen dynamischen Stellgenauigkeit),
- sich gegebenenfalls kompensieren lassen oder
- selbst Teilmodell des realen Test-Gesamtsystems werden (wie beispielsweise der Rotor des Elektromotors, der ein physisches Modell der Kurbelwellenträgheit des simulierten Verbrennungsmotors darstellt).

Diese Koppelsystemanforderungen sind nun gemäß des aufgezeigten *Vorgehens zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung* mit den Möglichkeiten der im Ressourcensystem zur Verfügung stehenden Koppelsysteme (*Prüfstandspool*) abzugleichen.

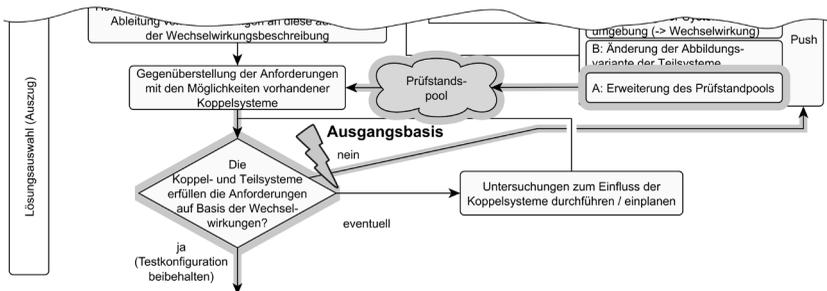


Abbildung 8.2: Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem – *Lösungsauswahl* (Ausschnitt): Koppelsystem existiert nicht!

<sup>54</sup> In Anlehnung an (Berger, 2012), Abschlussarbeit des Autors (unveröffentlicht)

<sup>55</sup> Vergleiche auch (Stier, 2015) sowie Kapitel 2.6.2.2 und 7.2

Während sich abtriebsseitig ein Koppelsystem finden lässt, welches die Anforderungen erfüllt, muss für die antriebsseitigen Anforderungen festgestellt werden, dass kein Koppelsystem existiert. Es erfolgt ein „Push“ mit der Entscheidung zur *Erweiterung des Prüfstandspools*, siehe Hervorhebungen im Auszug der *Vorgehensstruktur der Lösungsauswahl*-Aktivität in Abbildung 8.2.

## 8.2 Umsetzung des zweidimensional anregenden Koppelsystems

In Berger (2012)<sup>56</sup> sowie in weiteren daran anknüpfenden studentischen Arbeiten ((Depperschmidt, 2015; Heber, 2014; Xu, 2016)<sup>57</sup>; (Mall, 2014; Plachetka, 2015)<sup>58</sup>) sind das Grundkonzept, erste Schwingungsberechnungen und Regelungskonzepte des mehrdimensionalen Koppelsystems zur Systemanregung und Wechselwirkung entstanden. Nach dem Entschluss sich vorerst auf eine zweidimensionale axial-rotatorische Schwingungsüberlagerung zu fokussieren und durch die Verfügbarkeit eines neuartigen Prüfstandmotors, erfolgte die konstruktive Erstellung dieses Koppelsystems, siehe auch Theuerkauf (2018)<sup>57</sup>.

Das Grundkonzept des Leistungsteils des Koppelsystems beruht auf zwei voneinander getrennten Aktoren, einem Shaker zur axialen Anregung und einem Elektromotor zur rotatorischen Anregung, wie Abbildung 8.3 schematisch und Abbildung 8.4 als die finale Koppelsystemumsetzung zeigt. Die schematische Darstellung verdeutlicht grundsätzlich, dass der schwingungsdynamisch begründete koaxiale Aufbau der Aktoren einen besonderen Hohlwellenmotor (Abbildung 8.4, 2) erfordert, der die Durchführung der Shakerwelle erlaubt. Dieser patentierte Motor<sup>59</sup> entstand in Kooperation mit einem Hersteller für permanentmagneterregte Elektromotoren und wurde primär für die hochdynamische Validierung von Doppelkupplungen<sup>60</sup> nach dem IPEK-XiL-Ansatz entwickelt. Der Aufbau dieses Koppelsystems an eben diesem Multi-Component-Prüfstand (MCP) – Daten siehe Anhang A.18 – erlaubt es in einer weiteren Ausbaustufe abtriebsseitig, d. h. nach der physisch aufgebauten Komponente wie einer Doppelkupplung, weitere virtuelle Restsystemmodelle zu integrieren.

---

<sup>56</sup> Abschlussarbeit des Autors (unveröffentlicht)

<sup>57</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit(en) (unveröffentlicht)

<sup>58</sup> Abschlussarbeiten (unveröffentlicht)

<sup>59</sup> Vergleiche Patent (Krebs et al., 2018)

<sup>60</sup> Vergleiche (Albers, Boog, Berger, Basiewicz, et al., 2016)

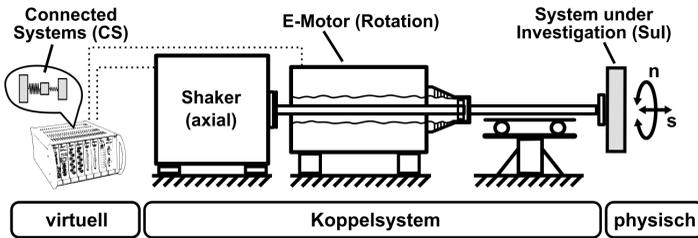


Abbildung 8.3: Schematische Darstellung des umgesetzten Koppelsystems zur Ermöglichung torsionaler und axialer Wechselwirkungen mit exemplarischen virtuellen CS und physischem Sul (auf Basis von Berger et al. (2018))



Abbildung 8.4: Umgesetztes Koppelsystem zur Ermöglichung torsionaler und axialer Wechselwirkungen mit ZMS-Primärseite als Sul (Berger et al., 2018)

Der Schwingerreger des zweidimensionalen Koppelsystems (Abbildung 8.4, 1) ist ebenfalls elektro-mechanisch ausgeführt, sodass theoretische Anregungen von über 1 kHz Schwingfrequenz gefahren werden können. Die Zusammenführung der rein axialen Bewegung der Shakerwelle und der Drehbewegung des Elektromotors erfolgt durch eine steif ausgelegte Lagerung (Abbildung 8.4, 4), sodass die darauf folgende Welle – an die die Kopplung eines physischen Systems erfolgt, wie hier die ZMS-Primärseite als Sul – eine überlagerte Bewegung vollführt. Hierdurch bedarf es zusätzlich einer besonderen Lagerung dieser Welle, welche neben dem rotatorischen Freiheitsgrad auch einen translatorischen Freiheitsgrad zulässt, bei zugleich hohen Anforderungen an die Rundlaufgenauigkeit (Abbildung 8.4, 5). Der Elektromotor wird dabei durch eine drehsteife, jedoch axialversatzausgleichende Kupplung von der Translationsbewegung dieser Welle entkoppelt (Abbildung 8.4, 3).

## 8.3 Identifikation des Koppelsystems

Für die Identifikation des Koppelsystems zum anschließenden Abgleich mit den aufgestellten Koppelsystem-Anforderungen aus Kapitel 8.1.2 wird folgend wieder eine Trennung hinsichtlich der rotatorischen und der axialen Bewegungsanregung vorgenommen. Dabei erfolgt nach gesonderten Einzelanalysen der Aktoren die schwingungstechnische Bewertung jedes Koppelsystempfades (Translation/Rotation) im Systemverbund mit einem physischen Prüfling, welcher zu niedrigen und damit in Bezug auf einen möglichst unterkritischen Betrieb zu konservativen Eigenfrequenzen führt.

### 8.3.1 Identifikation des rotatorischen Koppelsystempfades

#### 8.3.1.1 Permanentmagnetenerregter Synchronmotor mit Leistungselektronik

Um die virtuelle Drehmomentanforderung dem physischen System aufzuprägen, wird ein hochdynamischer permanentmagnetenerregter Synchronmotor mit entsprechender Leistungselektronik verwendet (Daten siehe Anhang A.18). Aufgrund der Neuanschaffung dieses Aktorsystems im Jahr 2018 (Prüfstand MCP) konnte das Wissen um die Einflüsse des Stell- und Totzeitverhaltens dieses Systems auf die Schwingungsausprägung in physisch-virtuellen Testumgebungen in den Anforderungen an die Leistungselektronik mit berücksichtigt werden: Strom-Ansprechzeiten  $<0,5$  ms und Drehmoment-Stellgenauigkeiten  $<0,5$  % vom Nennmoment. Die Ansprechzeit ist dabei definiert von der Drehmomentvorgabe der Prüfstandssteuerung bis Änderung des Motorstroms, sodass es zur Erreichung dieser Dynamik eines Upgrades des gesamten Ethercat-Kommunikationsnetzwerks von 4 auf 8 kHz sowie eines neuen Regelungsansatzes des Stromreglers bedurfte.

Wohingegen die Anforderungen wie maximale Drehzahl und Drehmoment über einfache manuelle Tests bestätigt werden können, werden zur Überprüfung des Stell- und Totzeitverhaltens Drehmoment-Sprungantworten und transiente Frequenzhochläufe gefahren. Zur Bewertung des Zugewinns an Dynamik sind die Ergebnisse einem „konventionellen“ hochdynamischen Prüfstand (IPEK-Powerpack-Prüfstand (PPP), vgl. Anhang A.17) als Referenzsystem gegenübergestellt. Abbildung 8.5 zeigt hierzu beispielhaft das Ergebnis eines Drehmoment-Sollwertsprungs zum gleichen Zeitpunkt (blau: Referenzsystem (PPP) / gelb: neues System (MCP)) mit der dazugehörigen Informationsantwort des Umrichter-systems in Form eines berechneten Stellmoments auf Basis des gestellten Stroms (rot: Referenzsystem (PPP) / lila: neues System (MCP)). Zu erkennen sind die

Unterschiede im Regelverhalten, welche sich unter anderem in Form eines schneller anliegenden geforderten Momentenlevels beim neuen System (MCP) äußern. Bezüglich des genauen Zeitverhaltens von Anforderung zur Antwort dürfen aus diesem Diagramm aufgrund unterschiedlicher Signalwege und damit Laufzeiten zum Erfassungssystem keine Schlüsse gezogen werden.

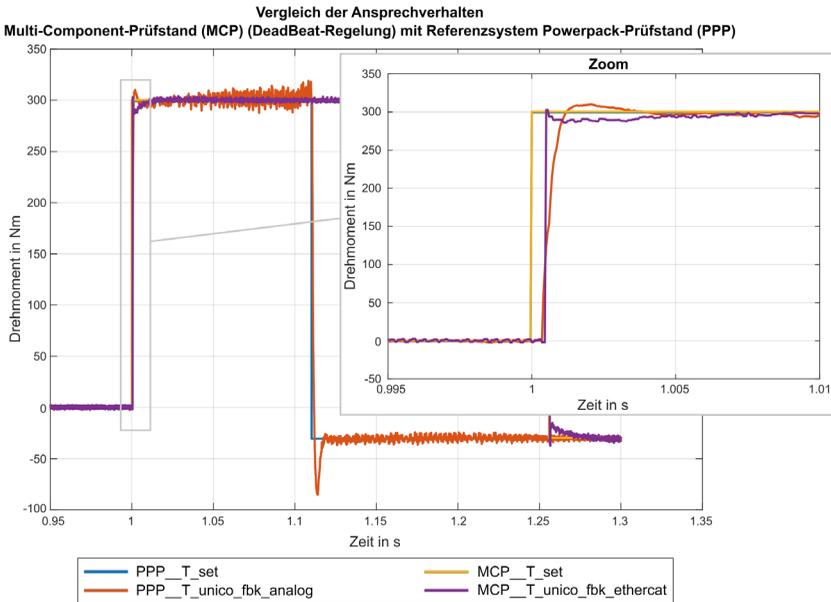


Abbildung 8.5: Drehmoment-Sollwertsprung mit berechnetem Drehmomentanstieg auf Basis des Motorstroms bei dem neuen Umrichtersystem (MCP) und dem Referenz-Umrichtersystem (PPP)

Für das untersuchungsrelevanter schwingfrequenzabhängige Stellverhalten sind in Abbildung 8.6 die frequenzbasiert ausgewerteten Amplituden- und Totzeitbeziehungen zwischen dem Sollmoment ( $T_{set}$ ) und dem Rückgabemoment ( $T_{unico\_fbk\_ethercat}$ ) bei einer Datenübertragung und -aufzeichnung über die 8kHz-Ethercat-Schnittstelle gezeigt. Die Diagramme zeigen, dass respektive dieses Last- und Drehzahlpunktes laut dem Umrichtersystem eine Stellgenauigkeit kleiner 1 % und eine Schwingungsumsetzung in kleiner 0,5 ms erreicht werden, da die Totzeit im Diagramm zudem noch die Signallücklaufzeit der Umrichter-Rückgabefunktion beinhaltet.

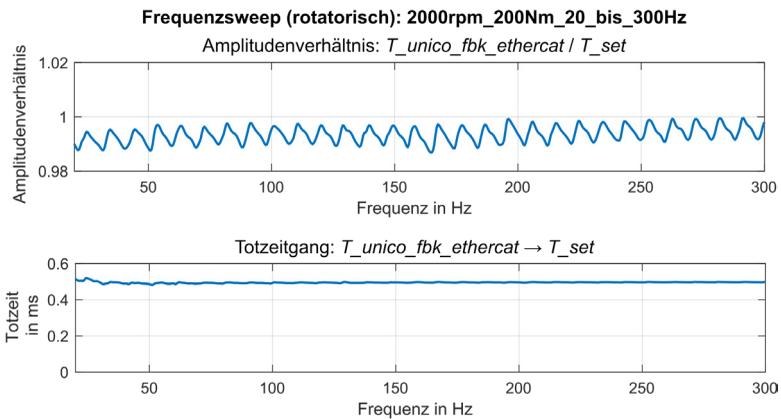


Abbildung 8.6: Amplituden- und Totzeitverhalten des neuen Umrichtersystems (MCP)

Da dieses gezeigte Diagramm nur für das Umrichtersystem gilt und nicht für den gesamten Aktor – als Verbund aus Echtzeitsystem, Umrichter, Motor, Sensoren u. w. – sind in einem weiteren Diagramm (Abbildung 8.7) ebenfalls frequenzbasiert die Beziehungen zwischen Sollmoment aus der virtuellen Domäne und der Drehzahlantwort in die virtuelle Domäne einer physisch-virtuellen IPEK-XiL-Testumgebung gezeigt. Hierbei wird zur Bewertung der Umsetzung der angeforderten dynamischen Sollmomentamplitude und zur Bewertung der Totzeit von Drehmomentvorgabe ( $T\_set$ ) bis zur Erfassung der Motorreaktion, die gemessene Rotordrehzahl durch Ableitung und Multiplikation mit der Rotorträgheit in das wirkende Rotor-Beschleunigungsmoment ( $T\_calcFromRotorAcceleration$ ) umgerechnet. Durch den Betrieb des Motors ohne mechanische Anbauteile entspricht im Idealfall das Anregungsmoment dem Beschleunigungsmoment, sodass andernfalls die Abweichungen identifiziert werden können. Des Weiteren wird auch hier ein Bezug zum Referenzsystem (PPP) hergestellt. Um dabei die Vergleichbarkeit zu erhöhen, sind die jeweiligen Frequenzsweeps bei einer ähnlichen mittleren Drehzahl und einer Anregung im jeweiligen Teillastbereich erfolgt. Zu erkennen ist in Diagrammzeile 1, dass die Stellgenauigkeit der Drehmomentamplitude des neuen Aktorsystems am MCP (rot) bis 250 Hz einen Genauigkeitsbereich von 5 % nicht verlässt. Beide Systeme verhalten sich in der betragsmäßigen maximalen Abweichung bis 300 Hz Anregung in etwa gleich. Für die Bewertung der Anforderung an eine möglichst geringe Totzeit zwischen Sollvorgabe und Umsetzung ist in Diagrammzeile 2 der Totzeitverlauf gezeigt. Es lässt sich erkennen, wie der Zeitverzug auf ca. 0,6 ms nahezu halbiert werden konnte. Die leichte, periodische Stufigkeit der Verläufe des MCP ist durch Jitter-Effekte der Messdatenerfassung

erklärbar. Allgemein bleibt zu der Gegenüberstellung anzumerken, dass diese Ergebnisse explizit für die verwendete Konfiguration aus Umrichter-Motor-Verbund, Bus-Kommunikation, Echtzeitsystem, (Drehzahl-)Sensoren und Signalkommunikationswege sowie dem betrachteten Betriebsmanöver gelten.

Die gestellten Anforderungen an den rotatorischen Aktor des Koppelsystems sind gemäß diesen Untersuchungsergebnissen erfüllt.

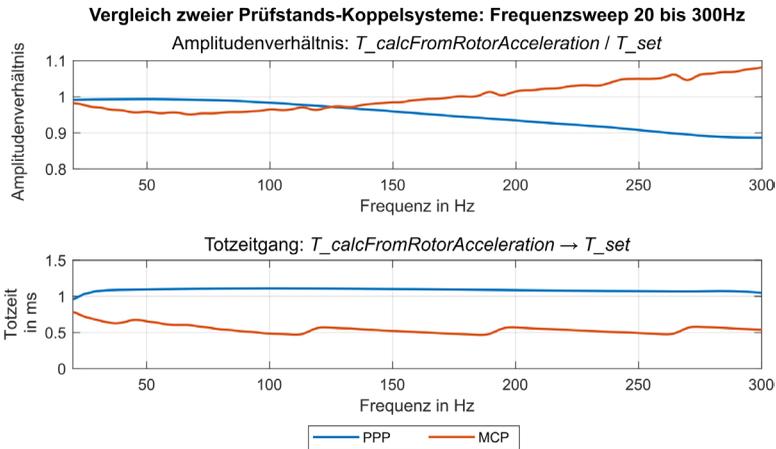


Abbildung 8.7: Amplituden- und Totzeitverhalten des rotatorischen Aktors als Teil des rotatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems (MCP) und des Referenz-Koppelsystems (PPP)

### 8.3.1.2 Systemidentifikation im Verbund mit einem Prüfling

Zur Bewertung des torsionalen Schwingungsverhaltens des gesamten rotatorischen Koppelsystempfades wird am mechanischen Koppelsystemschnitt ein exemplarischer Prüfling in Form einer ZMS-Primärseite eines konventionellen Pkw-Antriebsstrangs montiert. Hierdurch können sich im Koppelsystem realistische Eigenformen ausbilden. Abbildung 8.8 zeigt die analytisch berechneten Eigenmoden und Eigenfrequenzen für diesen Systemverbund, ausgehend von einem diskreten System mit sechs Freiheitsgraden.

Theoretisch liegt die erste betriebsrelevante Eigenfrequenz demnach bei 272 Hz. In experimentellen Versuchen am Prüfstand ist diese Eigenform bei ca. 250 Hz

nachweisbar (Theuerkauf, 2018)<sup>61</sup>. Damit ist die rotatorische Koppelsystemanforderung nach einem unterkritischen Betrieb in einem großen Bereich umsetzbar.

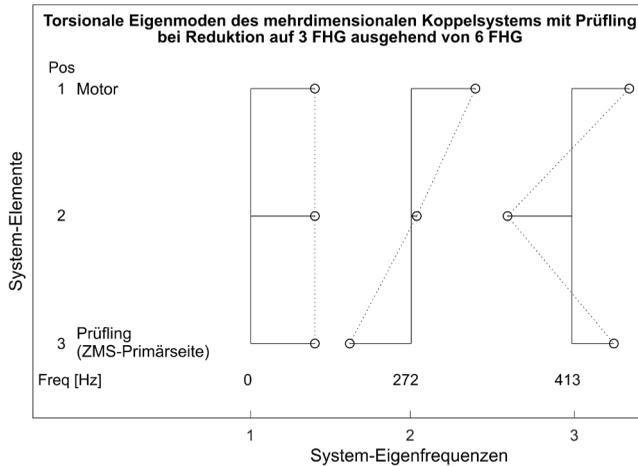


Abbildung 8.8: Eigenmoden des rotatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit ZMS-Primärschwungmasse (auf Basis von Berger et al. (2018))

### 8.3.2 Identifikation des axial-translatorischen Koppelsystempfades

#### 8.3.2.1 Elektro-magnetischer Schwingerreger mit Leistungselektronik

Um die virtuelle Kraftanforderung dem physischen System aufzuprägen, wird ein elektro-magnetischer Schwingerreger (Shaker) eingesetzt, Leistungsdaten siehe Anhang A.19. Auch für diesen Aktor wird eine isolierte Bewertung hinsichtlich des Stellverhaltens der Sollkraftvorgabe in dynamischer Amplitude sowie der Totzeit von Sollkraftvorgabe bis Shakerreaktion durchgeführt. Die experimentelle Versuchsdurchführung entspricht dabei im Kern der Untersuchung des rotatorischen Aktors, sodass ein Frequenzsweep konstanter Kraftamplitude gefahren wird und zur späteren Kraft-Verhältnisbildung die Systemantwort in Form eines dynamischen Schwingwegs in die wirkende Beschleunigungskraft

<sup>61</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

( $F_{calcFromVoiceCoilAcceleration}$ ) umgerechnet wird. Das Ergebnis ist in Abbildung 8.9 gezeigt.

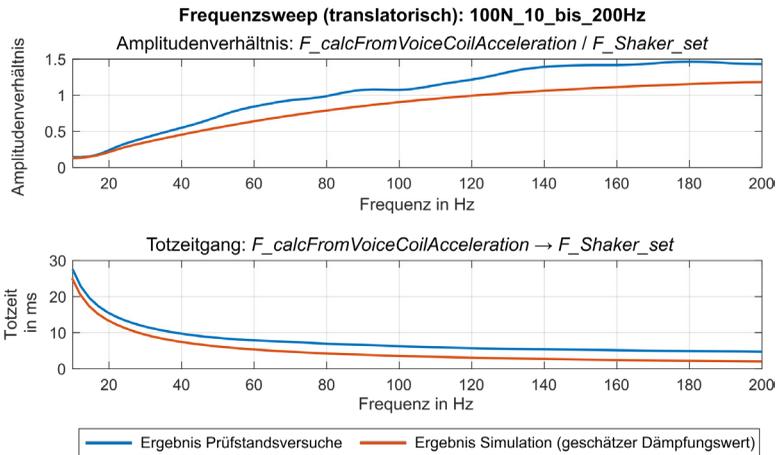


Abbildung 8.9: Gemessenes und simuliertes Amplituden- und Totzeitverhalten des Shakersystems als Actor im axial-translatorischen Pfad des zweidimensional anregenden Koppelsystems (MCP)

Zu erkennen ist in der oberen Abbildungshälfte wie das Amplitudenverhältnis bei dem Prüfstandsversuch (blaue Linie) erheblich vom Sollverhältnis (=1) abweicht. Dies entspricht einer Abweichung der gestellten Kraft von der Kraftvorgabe im betrachteten Frequenzbereich von ca. 90 %. Über eine simulative Untersuchung gleicher Methodik an einem Modell des Shakers, welches aufgrund des Shakeraufbaus dem eines tieffrequent abgestimmten und stark gedämpften ( $D \gg 1$ ) Einmassenschwingers entspricht, kann gezeigt werden, dass dieses Amplitudenverhalten primär aus den mechanischen Systemeigenschaften hervorgeht. Die Gegenüberstellung mit dem am Prüfstand ermittelten Ergebnis ist in Abbildung 8.9 durch die Ergänzung des Simulationsergebnisses in rot gegeben. Der Einfluss der Stellgenauigkeit des Shaker-Umrichters ist da hingegen als gering einzustufen.

In der unteren Hälfte von Abbildung 8.9 ist der Totzeitverlauf gezeigt. Durch die Gegenüberstellung des Ergebnisses des Prüfstandsversuchs in blau mit dem der Simulation in rot muss auch hier festgestellt werden, dass das Charakteristika der abnehmenden Totzeit mit steigender Anregungsfrequenz dem mechanischen Systemverhalten geschuldet ist. Angenommen werden kann lediglich, dass die leicht erhöhte Totzeit bei dem Prüfstandsversuch der Datenübertragung und dem Leistungsteil des Shakers zugeschrieben werden kann.

Das prinzipielle Ergebnis dieses Versuchslaufs hinsichtlich der Amplitudenverstärkung reproduziert damit die Erkenntnisse von Theuerkauf (2018)<sup>62</sup>, auch in Bezug auf höhere Anregungskräfte und Versuchsläufe mit konstanter Schwingungswegamplitude. Beides konnte durch eine in dieser Arbeit verwendete Amplitudenregelung zur Einregelung konstanter Wegamplituden erprobt werden.

Abschließend muss demnach konstatiert werden, dass gemäß diesen Untersuchungsergebnissen die gestellten Anforderungen an den translatorischen Aktor, wie eine eindeutige und genaue Kraftumsetzung sowie ein geringes Totzeitverhalten, nicht erfüllt sind. Die daraus resultierenden Konsequenzen hinsichtlich physisch-virtueller IPEK-XiL-Testumgebungen werden in Kapitel 8.5 diskutiert.

### **8.3.2.2 Systemidentifikation im Verbund mit einem starrem Prüfling**

Zur Identifikation des gesamten mechanischen axialen Koppelsystemteils im Verbund mit einem Prüfling wird ein exemplarisches Prüflingsmodell in Form einer starren Punktmasse von 7,5 kg (repräsentiert z. B. eine ZMS-Primärseite) angenommen und mit der mechanischen Koppelsystemschnittstelle gekoppelt. Dieses Untersuchungsmodell führt auch hier als „Worst-Case“-Abschätzung zu den niedrigsten mechanischen Systemeigenfrequenzen. Die Modaluntersuchung in Abbildung 8.10 zeigt, dass bis auf die Gesamtsystemschwungung aus Koppelsystem und Prüfling gegen die Umgebung bei ca. 6 Hz durch die Schwingspulenaufhängung des Shakers, die niedrigste Eigenfrequenz bei 449 Hz liegt. Gemäß den Anforderungen liegt diese damit theoretisch am Rand bzw. außerhalb des Untersuchungsbereichs. Experimentelle Untersuchungen (vgl. auch Kapitel 8.4.3) bestätigen zwar in etwa dieses Ergebnis, dennoch kann bis zu dieser Frequenz nicht von einem Starrkörperverhalten des Gesamtsystems ausgegangen werden.

---

<sup>62</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

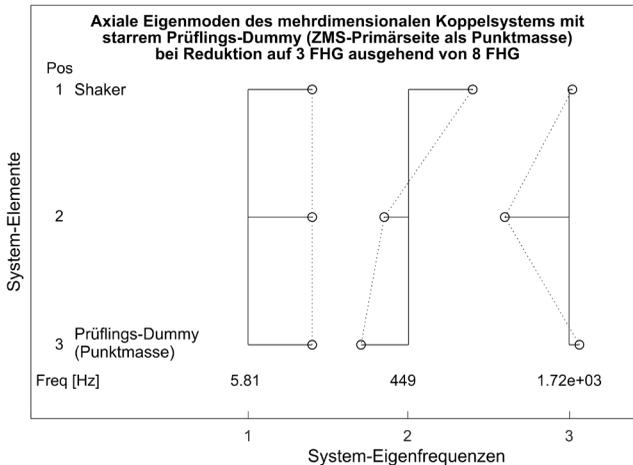


Abbildung 8.10: Eigenmoden des axial-translatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit starrem Prüflings-Dummy

### 8.3.2.3 Fazit zur Identifikation des axial-translatorischen Koppelsystempfades

Die Ergebnisse der beiden vorherigen Kapitel zeigen, dass anders als bei dem torsionalen Übertragungspfad nicht von einem idealen Übertragungsverhalten des axialen Koppelsystems ausgegangen werden kann. Dies folgt zum einen aus dem identifizierten nicht idealen Stellverhalten des Shakersystems und zum anderen aus dem insbesondere experimentell aufgezeigten mechanischen Systemverhalten unterhalb der ersten relevanten Eigenfrequenz von 449 Hz.

Daraus folgt, dass eine reine Steuerung der Sollkraft bzw. des Sollwegs hinsichtlich der gewünschten Genauigkeit für physisch-virtuelle Aufbauten ggf. nicht ausreicht und stattdessen auf mitunter komplexe Regelungsstrategien übergegangen werden muss. Eine Beleuchtung möglicher Regelungsansätze zu einem Betrieb dieses nachgiebigen Systems wird durch Xu (2016)<sup>63</sup> theoretisch gegeben, eine experimentelle Umsetzung fand jedoch bisher aufgrund unzureichender Systemkenntnis (Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsparameter; Shaker-Kalibrierung) nicht statt.

<sup>63</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

## 8.4 KS-Einsatzbeispiel I: ZMS-Primärseitenschwingung bei generischer Anregung

Das erste Beispiel zum Einsatz des zweidimensional anregenden Koppelsystems soll sich mit der isolierten Schwingungsbetrachtung der ZMS-Primärseite<sup>64</sup> befassen. Der Fokus wird auf der axialen Bewegung der äußeren ZMS-Primärseiten-Wange – im Folgenden Schwungradwange genannt – bezüglich des verschraubten Zentrums – im Folgenden Schwungradzentrum genannt – unter Rotation liegen. Hierzu wird im ersten Abschnitt das dazugehörige Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testkonfiguration sowie die mechanische Umsetzung und Messkonfiguration am Prüfstand vorgestellt. Anschließend erfolgt die Diskussion der Ergebnisse eines Axialkraft-Frequenzsweeps zur Ermittlung des spezifischen Übertragungsverhaltens bei einer niedrigen, konstanten Drehzahl sowie bei einer anschließenden Variation der Drehzahl.

### 8.4.1 Testkonfiguration

Für die Untersuchung des Verhaltens der ZMS-Primärseite unter einer generischen Anregung fällt das Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testkonfiguration aus, wie in Abbildung 8.11 gezeigt.

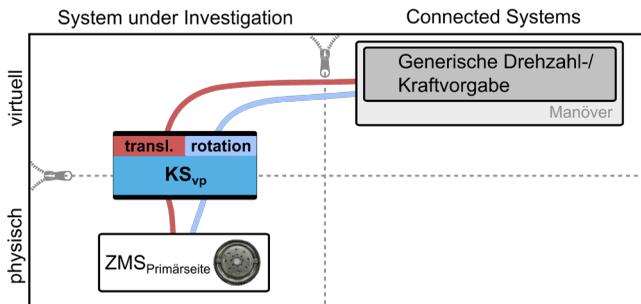


Abbildung 8.11: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung der ZMS-Primärseite bei zweidimensionaler generischer Anregung (nach Berger et al. (2018))

<sup>64</sup> Vereinfachend wird im Folgenden von der „ZMS-Primärseite“ gesprochen, obwohl diese im gezeigten und betrachteten Aufbau messbedingt nicht vollständig berücksichtigt ist.

Die im virtuellen Modellteil erzeugte generische Anregung wird über das zweidimensionale Koppelsystem der physisch vorhandenen und direkt befestigten ZMS-Primärseite beaufschlagt, vgl. auch Abbildung 8.4 des umgesetzten Gesamtsystems. Die Rückführung des rotatorischen und translatorischen Schwingungsverhaltens in die virtuelle Umgebung erlaubt dabei den Einsatz von Drehzahl- beziehungsweise Weg-Regelungsmodellen.

### **8.4.2 Messaufbau und virtuelle Messstellen**

Neben der Erfassung betriebsrelevanter Zustände des Koppelsystems wie Temperaturen und Schwingschnellen werden die Drehzahlen am Motor des Koppelsystems und am Schwungrad als Sul gemessen. Die Erfassung der axial-translatorischen Schwingungen des Koppelsystems erfolgt durch zwei Laser-Wegmesssysteme (Datenblatt siehe Anhang A.20), einer am Shaker als Axialschwingungsaktor (Bez.: *s\_Shaker\_Keyence*) und ein weiterer nahe des Zentrums des montierten Schwungrads als Koppelsystemausgang (Bez.: *s\_SR\_Keyence*), vgl. Abbildung 8.12. Diese Positionierungen lassen eine Beschreibung des mechanischen Koppelsystem-Übertragungsverhaltens im Zusammenschluss mit dem Prüfling zu.

Zur Identifikation des axialen Schwingungsverhaltens des (vereinfachten) primärseitigen Schwungrads des ZMS unter Rotation kommen vier induktiv arbeitende Wegsensoren (Datenblatt siehe Anhang A.21) zum Einsatz, wie Abbildung 8.12 zeigt. Ein Sensor erfasst die Bewegung des Schwungradzentrums (*s\_SR*), die drei weiteren sind symmetrisch am Umfang des Schwungrads verteilt (*s\_SR\_0deg*, *s\_SR\_120deg*, *s\_SR\_240deg*), um die Bewegung der Schwungradwange zu detektieren. Aufgrund der zu erwartenden geringen axialen Auslenkung im zehntel Millimeterbereich sind alle abzutastenden Oberflächen geschliffen ausgeführt. Besonders erforderlich wird dies bei der Schwungradwange, um bei deren Rotation soweit möglich keine Bewegungsdetektionen aufgrund eines unzureichenden Wangenplanlaufs zu erhalten, vgl. Abbildung 8.12 oben links.

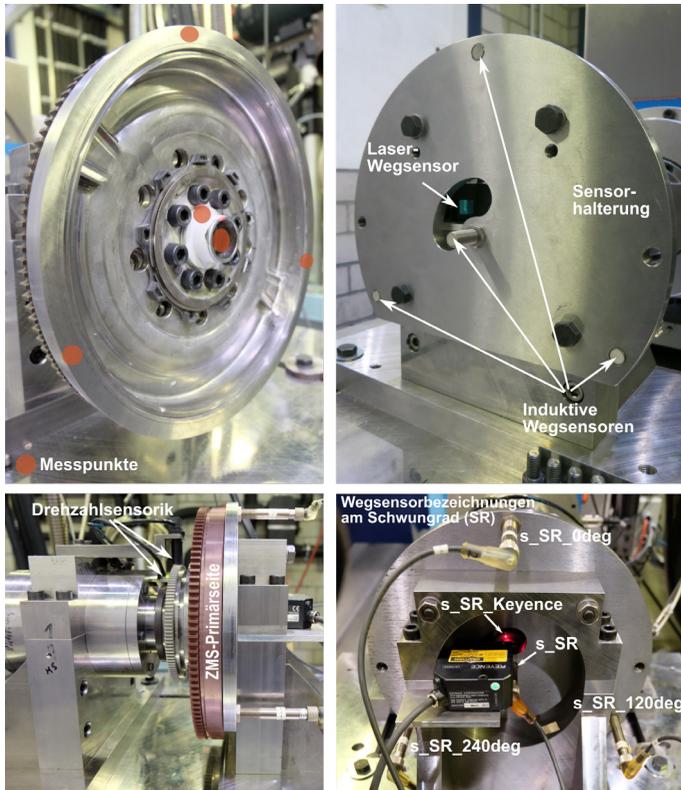


Abbildung 8.12: Messsysteme an der ZMS-Primärseite: Wegmesspunkte auf der Primärseite (oben links); Sensoren zur Erfassung der Wegmesspunkte (oben rechts); Blick Richtung Primärseite mit Bezeichnung der Wegmesspunkt (unten rechts); Seitenansicht auf Primärseite im fertig montierten Zustand (unten links)

Neben den genannten physisch vorliegenden Messstellen werden am Schwungrad zusätzliche virtuelle Messpunkte berechnet, um unter anderem das Auftreten einer Schirmschwingung der Schwungradwange zu belegen. Hierzu wird unter der Annahme, dass die Schwungradwange eine planare Schirm- und/oder Biegeschwingung vollführt, eine fiktive „Wangenebene“ über die drei messtechnischen Stützstellen  $s_{SR\_0deg}$ ,  $s_{SR\_120deg}$  und  $s_{SR\_240deg}$  berechnet, vgl. Abbildung 8.13.

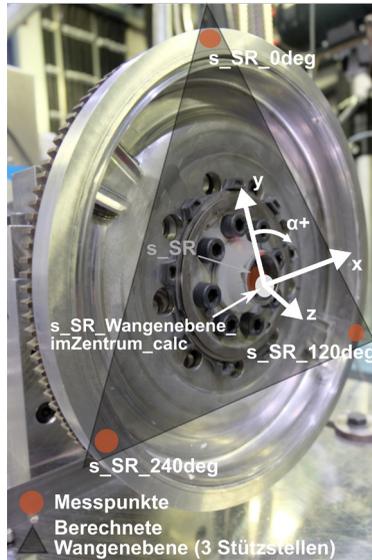


Abbildung 8.13: Berechnete fiktive „Wangenebene“ über drei Messpunkte mit mittigem virtuellem Messpunkt auf der Ebene und definiertem Koordinatensystem

Die allgemeine mathematische Beschreibung dieser Ebene erfolgt über die Dreipunktform gemäß Gleichung 75.

$$\vec{x} = \vec{p} + s(\vec{q} - \vec{p}) + t(\vec{r} - \vec{p}) \text{ mit } s, t \in \mathbb{R} \quad 75$$

Hierbei ist  $\vec{x}$  ein beliebiger Punkt auf der Ebene,  $\vec{p}, \vec{q}, \vec{r}$  die drei Stützvektoren und  $s$  sowie  $t$  die noch zu bestimmenden Ebenenkoeffizienten. Durch Einsetzen der drei Sensorpositionen als Stützvektoren, beschrieben im Polarkoordinatensystem durch

$$\vec{p} = (0, r_{\text{Sensoren}}, s_{\text{SR}_0\text{deg}})^T \quad 76$$

$$\vec{q} = (r_{\text{Sensoren}} \cos(\pi/6), -r_{\text{Sensoren}} \sin(\pi/6), s_{\text{SR}_120\text{deg}})^T \quad 77$$

$$\vec{r} = (-r_{\text{Sensoren}} \cos(\pi/6), -r_{\text{Sensoren}} \sin(\pi/6), s_{\text{SR}_240\text{deg}})^T \quad 78$$

mit dem Radius  $r_{\text{Sensoren}}$  des Kreises, auf dem die Sensoren angeordnet sind, ergeben sich die Koeffizienten zu:

$$s(r_x, \alpha_x) = \frac{1}{3} + \frac{1}{2} \frac{r_x}{r_{\text{Sensoren}}} \frac{\sin(\alpha_x)}{\cos(\pi/6)} - \frac{1}{3} \frac{r_x}{r_{\text{Sensoren}}} \cos(\alpha_x) \quad 79$$

$$t(r_x, \alpha_x) = \frac{1}{3} - \frac{1}{2} \frac{r_x}{r_{\text{Sensoren}}} \frac{\sin(\alpha_x)}{\cos(\pi/6)} - \frac{1}{3} \frac{r_x}{r_{\text{Sensoren}}} \cos(\alpha_x) \quad 80$$

Auf Basis von Gleichung 81 und den Koeffizienten kann nun die Auslenkung in axialer Richtung  $s_{SR\_Wangenebene\_x}$  an einer beliebigen Position  $x$  auf der Ebene – beschrieben durch den Radius  $r_x$  und dem Winkel  $\alpha_x$  – angegeben werden.

$$\begin{aligned} s_{SR\_Wangenebene\_x}(r_x, \alpha_x) \\ = s_{SR\_0deg} + s(r_x, \alpha_x)(s_{SR\_120deg} - s_{SR\_0deg}) \\ + t(r_x, \alpha_x)(s_{SR\_240deg} - s_{SR\_0deg}) \end{aligned} \quad 81$$

Diese Ebene erlaubt damit die rechnerische Ermittlung von Positionen auf oder auch außerhalb der Schwungradwange, welche messtechnisch nicht erfasst werden oder erfasst werden können. So wird beispielsweise zum Abgleich mit den theoretischen Eigenformen auf Basis von Amplituden- und Phasengängen der Schwingweg im Zentrum der Wangenebene gemäß

$$\begin{aligned} s_{SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc} &= s_{SR\_Wangenebene\_x}(0,0) \\ &= \frac{1}{3}(s_{SR\_0deg} + s_{SR\_120deg} + s_{SR\_240deg}) \end{aligned} \quad 82$$

berechnet. Über die zeitliche Ableitung aller Wegsignale werden des Weiteren die Schwinggeschwindigkeiten an jedem Messpunkt ermittelt.

### 8.4.3 Untersuchung der ZMS-Primärseitenschwingung in Wechselwirkung mit dem axial-translatorischen Koppelsystem

Das erste Untersuchungsmanöver soll einen Abgleich der theoretischen Eigenformen und Eigenfrequenzen des Aufbaus mit experimentell ermittelten Ergebnissen ermöglichen. Hierzu wird das theoretische Schwingungsmodell des Koppelsystems aus Kapitel 8.3.2.2 um die axial-translatorische Nachgiebigkeit des Schwungrads und dessen Masseneigenschaften erweitert. Die axiale Schwungrad-Nachgiebigkeit soll dabei die Schirmschwingung der Scheibe erfassen, bei der die Schwungradwange gegenüber dem Schwungradmittelpunkt in Resonanz geht. Da hierzu Steifigkeitsparameter nicht vorliegen, wird über die Annahme von einer

Eigenschwingung der Schwungradwange gegen sein feststehendes Zentrum bei 500 Hz und durch die Kenntnis der Schwungradmasse die theoretische Axialsteifigkeit berechnet.

Abbildung 8.14 zeigt die sich in diesem Aufbau theoretisch einstellenden Eigenformen. Es ist ersichtlich, wie zu den beiden ersten, bekannten Eigenformen eine Eigenform mit Schwingungsknoten in der Nachgiebigkeit des Schwungrads bei ca. 569 Hz hinzukommt.

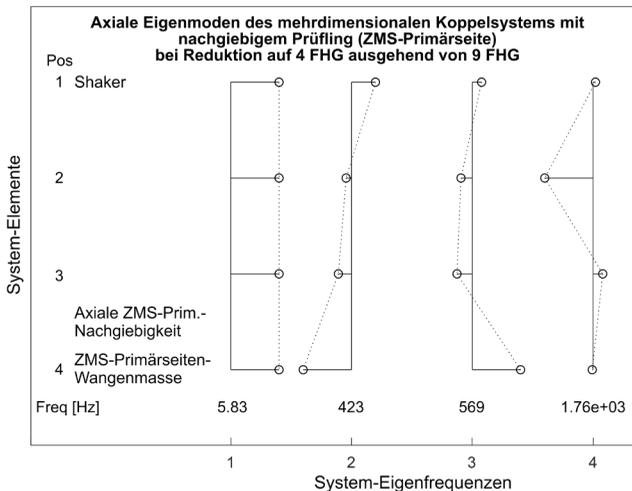


Abbildung 8.14: Eigenmoden des axial-translatorischen Pfades des zweidimensional anregenden Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite als Prüfling

Für den experimentellen Abgleich wird am Prüfstand ein Kraft-Frequenzsweep von 50 bis 750 Hz bei einer geringen Drehzahl von  $600 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt und an den benannten physischen und virtuellen Messstellen die Schwingwege bzw. Schwinggeschwindigkeiten erfasst. Zur Auswertung werden – neben Gegenüberstellungen im Zeitbereich – die frequenzbasiert berechneten Amplituden- und Phasenverläufe herangezogen. Die Validität dieser Auswertungsmethodik zur Systemcharakterisierung wird für dieses System durch eine Gegenüberstellung von ausgewerteten simulierten Systemgrößen aus Versuchssimulationen auf Basis des Systemmodells (vgl. Eigenmoden in Abbildung 8.14) mit dessen tatsächlichem modellbasierten Systemverhalten durch die im Frequenzbereich berechnete Systemadmittanz sichergestellt.

Die Admittanz des realen Aufbaus – beschrieben durch dessen drei charakterisierenden diskreten Systemmassen – ist in Abbildung 8.15 anhand von mehreren Amplituden- und Phasenverläufen gezeigt (durchgezogene Linien) und den dazugehörigen theoretischen Verläufen aus den ausgewerteten Simulationsdaten (gestrichelte Linien) gegenübergestellt. Der Systemeingang ist bei allen Verläufen die an den Shaker vorgegebene Kraft ( $F_{Shaker\_set}$ ) und der Ausgang die Geschwindigkeiten der drei Massen.

Aus Kapitel 8.3.2.1 ist jedoch bekannt, dass im Realsystem die Sollkraft des Shakers nicht der tatsächlich mechanisch anregenden Kraft entspricht sowie eine ansteuer- und messbedingte Totzeit zwischen Anregung und Systemantwort auftritt. Um diese in den Verläufen möglichst nicht zu berücksichtigen, wird die Sollkraft über einen konstanten Faktor bei 50 Hz Anregung in seiner Amplitude näherungsweise an den Verlauf der idealen Simulationsrechnung angeglichen und die ansteuerbedingte Totzeit von etwa 0,8 ms kompensiert.

Der erste Verlauf, welcher diskutiert werden soll, ist die Antwort der systemäußeren Schwungradwange in seinem (virtuellen) Zentrum, siehe schwarze Verläufe. Hierzu wird die in diesem Punkt berechnete Schwinggeschwindigkeit ( $v_{SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc}$ ) herangezogen und mit der Shakerkraft als Anregung in Beziehung gesetzt. Der Amplitudenverlauf der Prüfstandsmessung (schwarz, durchgezogene Linie) zeigt im oberen Frequenzbereich zwei Überhöhungen, eine bei etwa 450 Hz und eine weitere bei 590 Hz. Beiden Überhöhungen kann im gleich gekennzeichneten Phasenverlauf ein Phasensprung um  $180^\circ$  zugeordnet werden, sodass von Resonanzstellen ausgegangen werden kann. Auch in den dazugehörigen Amplituden- und Phasenverläufen aus Simulationsdaten (schwarz, gestrichelte Linie) können diese Stellen bei ca. 420 Hz und 560 Hz detektiert werden und liegen damit unterhalb der Werte des realen Aufbaus. Die Resonanzstellen in der Simulation sind damit – wie zu erwarten – nahezu deckungsgleich mit den vorhergesagten Eigenfrequenzen des ungedämpften Systems aus Abbildung 8.14. Die Abweichung zwischen Simulation und Prüfstand hinsichtlich der Amplitudenhöhe kann zum einen den angenommenen Dämpfungswerten in der Simulation und zum anderen dem nicht idealen Stellverhalten des Shakers zugeschrieben werden.

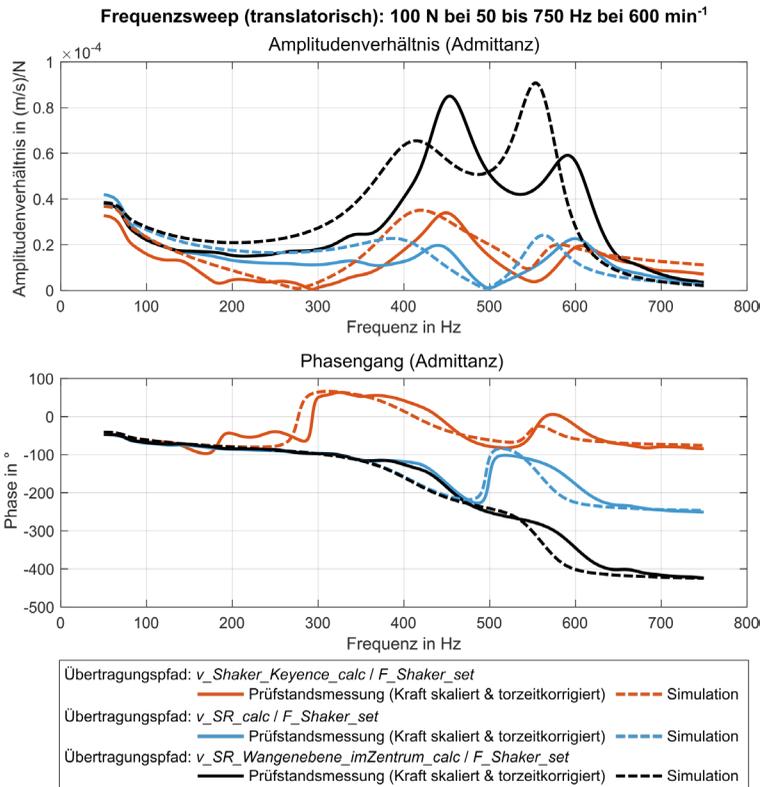


Abbildung 8.15: Admittanz des Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite bei einem Frequenzsweep fester Kraftamplitude von 50 bis 750 Hz bei 600 min<sup>-1</sup>

Ein zweiter diskreter Massepunkt ist die schwingende Shakermasse ( $v\_Shaker\_Keyence\_calc$ ), dessen Admittanz als roter Verlauf kenntlich gemacht ist. Als aufbaurelevanter Frequenzpunkt kann im Amplitudenverhalten der Schwingungstilgungspunkt bei ca. 300 Hz genannt werden, mit dem eine Phasenverschiebung von 180° einhergeht. Auch in der Simulation wird die Admittanz dieses Massepunkts ausgewertet und als gestrichelte rote Linie mit aufgetragen. Die Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind überwiegend gering, wobei weitere Systemuntersuchungen gezeigt haben, dass für die Phasenabweichung im Bereich zwischen 180 und 290 Hz unter anderem eine Eigenresonanz der Befesti-

gung des schwingungsmessenden Wegsensors am Shaker bei ca. 290 Hz infrage kommen kann (Theuerkauf, 2018)<sup>65</sup>.

Der dritte und letzte Messpunkt ist die Schwungradmitte ( $v_{SR\_calc}$ ), welche starr mit der mechanischen Koppelsystemschnittstelle verschraubt ist. Die Admittanz dieses Massepunkts ist in blau gekennzeichnet. Aus dem Verlauf der Amplitude und Phase wird unter anderem ersichtlich, dass bei ca. 500 Hz ein Schwingungstilgungspunkt vorliegt: Das Amplitudenverhältnis geht gegen Null und der dazugehörige Phasenverlauf bekommt nahezu einen 180° Phasensprung. Auch die simulationsgestützten Verläufe, als gestrichelte blaue Linie kenntlich gemacht, spiegeln dieses Verhalten wider.

Um insbesondere die beiden Tilgungspunkte im Aufbau bei 300 und 500 Hz näher zu verstehen, sind in Abbildung 8.16 weitere Amplituden- und Phasenverläufe gegeben. Statt der systemcharakterisierenden Admittanz (Systemausgang: Geschwindigkeit der drei Massepunkt / Systemeingang: Äußere Shakerkraft) sind diese Amplituden- und Phasenverläufe als Fußpunktanregung zu verstehen. Hierzu sind wieder die drei Massepunktgeschwindigkeiten als Systemausgang definiert, wohingegen als Systemeingang nun andere Massepunktgeschwindigkeiten wie die des Shakers oder die der Schwungradmitte herangezogen werden. Dies hat den Vorteil, dass insbesondere für den Abgleich zwischen Simulation und Prüfstand die Ungenauigkeit des Shakerstellverhaltens nicht mit eingeht. Alle Geschwindigkeitsgrößen basieren am Prüfstand auf hochaufgelösten Sensordaten. Auch in dieser Abbildung sind die durch die Simulation gewonnenen Verläufe gleicher Strecken in gleicher Farbe als gestrichelte Linie mit abgebildet.

Die zuvor identifizierte Frequenz von ca. 300 Hz, an dem die Shaker-Schwingung nahezu unterdrückt ist, kann auch hier gefunden werden. Im Amplitudenverlauf äußert sich dies als Überhöhung der Schwingung des gesamten Schwungrads: Das Schwungradzentrum ( $v_{SR\_calc}$ ) und das virtuelle Zentrum der Schwungradwange ( $v_{SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc}$ ) schwingen zueinander gleichphasig und gegenphasig zum Shaker ( $v_{Shaker\_Keyence\_calc}$ ), wie die dazugehörigen simulationsbasierten Verläufe (blau gestrichelt & schwarz gestrichelt) zeigen. Dass die Verläufe basierend auf den realen Prüfstandsmessdaten diese Überhöhung im Zentrum der Tilgungsfrequenz nicht aufweisen, ist zum einen der Ungenauigkeit der Auswerteroutine geschuldet – Amplitudeneinbruch an den Resonanzspitzen, welche auch in den gleich ausgewerteten Simulationsdaten zu finden ist – und zum anderen kann wie geschildert eine Verfälschung durch die in diesem Fre-

---

<sup>65</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

quenzbereich liegende Eigenschwingung der Befestigung des Shaker-Wegsensors vorliegen.

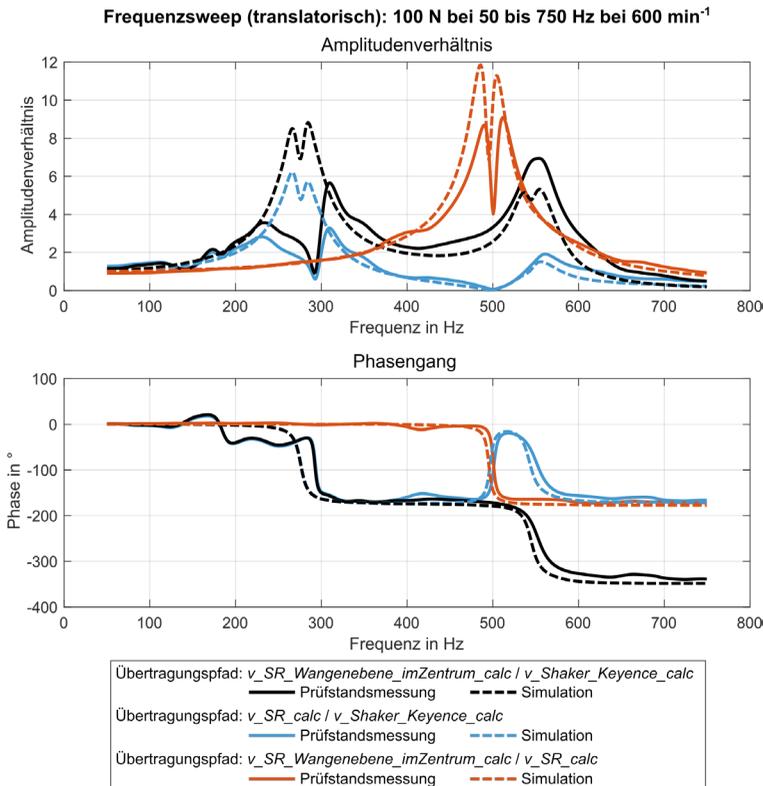


Abbildung 8.16: Fußpunktanregungen des Koppelsystems mit nachgiebiger ZMS-Primärseite bei einem Frequenzsweep fester Kraftamplitude von 50 bis 750 Hz bei 600 min<sup>-1</sup>

Die zweite zuvor identifizierte Tilgungsfrequenz liegt bei ca. 500 Hz. In diesem Punkt ist die Schwingung des Schwungradmittelpunkts ( $v\_SR\_calc$ ) in Bezug auf die Shakerschwingung ( $v\_Shaker\_Keyence\_calc$ ) nahezu unterdrückt, wie die blauen Verläufe sowohl in der Simulation als auch am Prüfstand zeigen. Der Blick auf das Übertragungsverhalten von Schwungradzentrum ( $v\_SR\_calc$ ) zum berechneten Zentrum der Schwungradwange ( $v\_SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc$ ) – dargestellt in rot – zeigt, dass an eben dieser Frequenzstelle von 500 Hz die Schwungradwange ihre erste Schirmschwingungsresonanz aufweist. Diese

Schwingung führt zu einer Tilgung der Schwingung des Schwungradmittelpunkts. Auch hier sei angemerkt, dass der nicht plausible Einbruch im Amplitudenverlauf in der Schirmschwingungsresonanz in Zeitschrieben nicht wiedergefunden werden kann, sodass dieses Verhalten der Implementierung der frequenzbasierten Auswertung zugeschrieben werden muss.

Um eine weitere Überprüfung des Vorliegens einer Schirmschwingung vorzunehmen, soll nachstehend die auftretende Schwingungsform dargestellt werden. Hierzu erfolgt nach Gleichung 81 die Berechnung der Auslenkung der Wange am Umfang. Durch Hinzunahme der Wegmessstelle am verschraubten Schwungradmittelpunkt ( $s_{SR}$ ) kann die Auslenkung vom Umfang zu diesem mittleren Messpunkt nach Gleichung 83 linear interpoliert werden, sodass eine (Membran-)Fläche mit der axialen Auslenkung der ZMS-Primärseite entsteht. Die relative Auslenkung der Wange zum Zentrum wird hierdurch sichtbar.

$$\begin{aligned}
 s_{SR\_Membran\_x}(r_x, \alpha_x) &= s_{SR} \\
 &+ \frac{r_x}{r_{Sensoren}} (s_{SR\_Wangenebene\_x}(r_{Sensoren}, \alpha_x) - s_{SR}) \quad 83
 \end{aligned}$$

mit  $r_x \in \{0 \dots r_{Sensoren}\}$  und  $\alpha_x \in \{0 \dots 2\pi\}$

Abbildung 8.17 zeigt im oberen Teil für den Betriebspunkt von 500 Hz Anregung im durchgeführten Frequenzsweep die axiale Auslenkung des am Koppelsystem verschraubten Schwungradzentrums und den berechneten Weg des Zentrums der Schwungradwange über eine Schwingungsperiode. Zu erkennen ist die ausgeprägte Schwingung der Wange gegenüber dem Schwungradzentrum. Werden aus dieser Schwingungsperiode drei markante Punkte herausgegriffen und die zu den Zeitpunkten auftretenden axialen Auslenkungen als Fläche dargestellt, so folgen die drei Ansichten in Abbildung 8.17, unten. Zu sehen ist die linear interpolierte Fläche, ausgehend von den Messgrößen der vier eingezeichneten Sensoren, welche über die drei Zeitpunkte ihre Form von „trichterförmig“ über „scheibenförmig“ hin zu „kegelförmig“ ändert. Diese Formen bestätigen damit näherungsweise das Verhalten während einer Schirmschwingungsresonanz. Als weitere Information kann aufgrund der Ringe nahezu konstanter Farbe gefolgert werden, dass keine Verkipfung der Wangenebene, z. B. aufgrund einer Biegeschwingung, über diesen Zeitbereich auftritt.

Zum Abschluss der Untersuchung kann hinsichtlich des Koppelsystementwurfs und der Simulationsgüte hervorgehoben werden, dass eine hohe Übereinstimmung von simulierter und realer Schwingungsausprägung vorliegt, wie insbesondere Abbildung 8.16 zeigt.

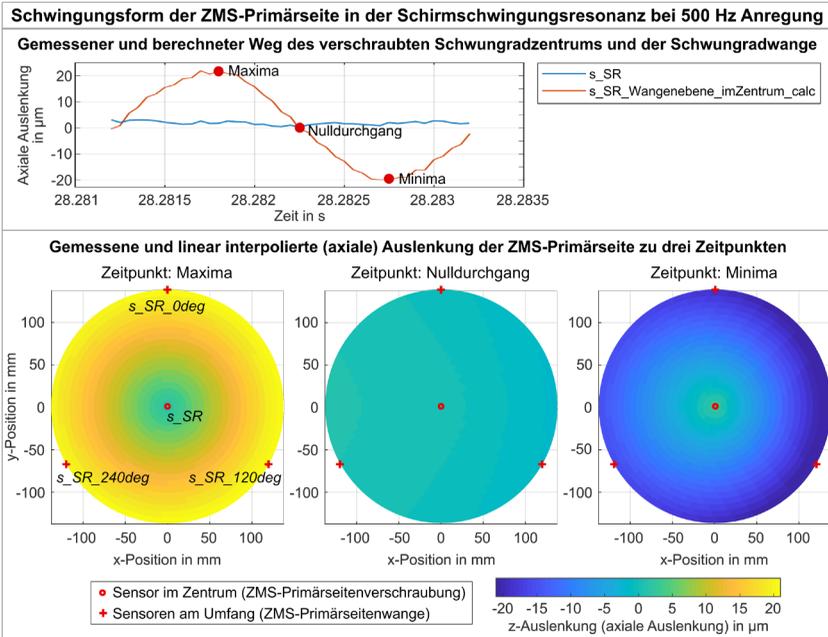


Abbildung 8.17: Schwingungsform der ZMS-Primärseite in der Schirmschwingungsresonanz bei 500 Hz Anregung – Zeitschrieb über eine Schwingungsperiode (oben) und interpolierte Auslenkungsfläche zu drei Zeitpunkten (unten)

### 8.4.4 Schirmschwingungsresonanz der ZMS-Primärseite bei Variation der Drehzahl

Eine ausschließlich prüflingsbezogene Analyse, welches dieses zweidimensional anregende Koppelsystem ermöglicht, ist die Untersuchung der Veränderung von Axialschwingungsformen und -frequenzen unter Drehzahleinfluss. Folgend wird dies, mit Fokus auf die Resonanzfrequenzlage, für die ZMS-Primärseite unter Verwendung der vorgestellten Testkonfiguration durchgeführt. Hierzu wird die Drehzahl schrittweise von 600 auf  $4.000 \text{ min}^{-1}$  erhöht und in jedem Schritt ein Axialkraft-Frequenzsweep von 50 bis 600 Hz durchgeführt, um die Schirmschwingungsresonanz zu detektieren. Abbildung 8.18 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung in Form von Amplituden- und Phasengängen, welche aus dem Schwingweg des gemessenen Schwungradmittelpunkts als Systemeingang ( $s_{SR}$ ) und dem berechneten virtuellen Schwingweg des Zentrums der Schwungradwange

( $s_{SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc}$ ) als Systemausgang gebildet sind. Dargestellt sind die Ergebnisse für drei Drehzahlstufen: in schwarz bei  $600 \text{ min}^{-1}$ , in blau bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  und in rot bei  $4.000 \text{ min}^{-1}$ . Es ist ersichtlich, wie die Resonanzfrequenz mit der Drehzahl ansteigt. Dieser Effekt kann auf eine fliehkraftbedingte Systemversteifung zurückgeführt werden.

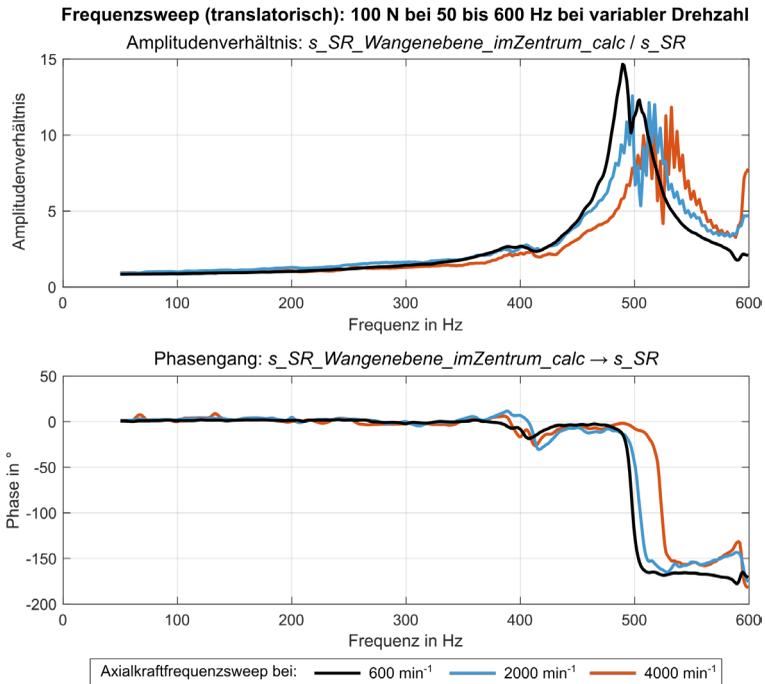


Abbildung 8.18: Amplituden und Phasenverlauf der ZMS-Primärseite zur Detektion von Resonanzfrequenzlagen der Axialschwingung bei einem Frequenzsweep fester Amplitude von 50 bis 600 Hz bei drei Drehzahlstufen

## **8.5 KS-Einsatzbeispiel II: ZMS-Primärseitenschwingung bei VKM-Anregung mit Triebstrang**

Als Weiterführung des ersten Koppelsystemeinsatzbeispiels soll folgend die generische Anregung über das zweidimensionale Koppelsystem durch eine realitätsnahe verbrennungsmotorische Anregung ersetzt werden. Die Motivation für solch eine stark komplexitätssteigernde Erweiterung folgt zum einen – wie in der Kapiteleinleitung 8.1.1 vorgestellt – aus dem Leitbeispiel der ZMS-Kennwertermittlung, um bei dieser weitere unbekannte Kennwert-Einflussgrößen zu berücksichtigen und zum anderen aus der Untersuchung komfortbeeinflussender Schwingungsphänomene im Antriebsstrang.

Gerade zu letztgenannten komfortrelevanten Schwingungsphänomenen wie zwangserregtes Rupfen, Schaltrassel oder Pedalvibrationen – alle mit Ursache in der mehrdimensionalen Kurbelwellenbewegung – sind vielfältigste Untersuchungen durchgeführt worden, vgl. Kapitel 2.4. Aus Validierungssicht ist diesen Phänomenen nur mit hohem Aufwand zu begegnen, da deren Ausprägungen nur im Gesamtsystemverbund zum Vorschein kommen und unterschiedlichste Teilsysteme und deren Parameter das Schwingungsbild beeinflussen. Dennoch macht gerade diese Eigenschaft eine frühzeitige Validierung – mitunter vor Vorliegen aller physischen Komponenten – unabdingbar. Diese Absicherung kann dafür beispielsweise über 3D-Gesamtantriebsstrangsimulationen erfolgen. Auch konnte in einer Vorgängerarbeit (Stier, 2015) gezeigt werden, dass mithilfe des IPEK-XiL-Ansatzes eine physisch-virtuelle Testkonfiguration zur Reproduzierung gesamtsystemischer Kupplungsrupf-Schwingungsphänomene erstellt werden kann, welche sich im Kern aus einem physischen Kupplungssystem und einem virtuellen Triebstrangmodell zusammensetzt. Durch eine generisch hervorgerufene Axialkraftmodulation im physischen Kupplungssystem konnten mit dem daran angekoppelten virtuellen Triebstrangmodell zwangserregte Rupfschwingungen angeregt werden. Aufgrund der Tatsache, dass zu diesem Zeitpunkt noch kein mehrdimensionales Koppelsystem zur Einbringung von Axialschwingungen des Verbrennungsmotors vorlag, wurde die phänomenrelevante Axialkraftmodulation in der Kupplung über eine Pulsation des Kupplungsausrückers realisiert.

Das folgend vorgestellte Einsatzbeispiel greift diese Vorarbeit auf und leitet auf Basis des zweidimensionalen Koppelsystems eine Testkonfiguration ab, mit der zukünftig realitätsnaher transiente Phänomene mit einem mehrdimensionalen Schwingungsursprung im Verbrennungsmotor untersucht, aber auch ZMS-Untersuchungen in einer realistischeren mehrdimensionalen Umgebung ermöglicht

werden sollen. Ergebnis dieses Unterkapitels ist damit zum einen eine Art „Basis-Testkonfiguration“ mit physisch-virtuellem Übergang am virtuellen Kurbelwellenflansch sowie deren modellhaften Teilsysteme und zum anderen eine Diskussion der aktuellen Grenzen dieses konkreten Aufbaus. Als Untersuchungsmanöver dient eine Beschleunigungsfahrt des virtuellen Fahrzeugs, währenddessen die Axialschwingungen der ZMS-Primärseite erfasst werden. Die Diskussion der Qualität der physischen Ausprägung der virtuellen Kurbelwellenflanschbewegung erfolgt abschließend auf Basis von Literaturangaben.

### 8.5.1 Testkonfiguration und physikalische Restsystemabbildung

Für das Ziel der Darstellung und Erfassung der Bewegung der ZMS-Primärseite unter verbrennungsmotorischen (rotatorischen & axial-translatorischen) und triebstrangseitigen (rotatorischen) Einflüssen muss deren Systemumgebung als *Connected System* Berücksichtigung finden. Das Sul bleibt in diesem Testfall weiterhin die ZMS-Primärseite, wie das dazugehörige Modell der IPEK-XiL-Architektur der Testkonfiguration in Abbildung 8.19 zeigt. Folgend soll diese nach den dynamischen Wechselwirkungen getrennt – Rotation und axiale Translation – näher erläutert werden.

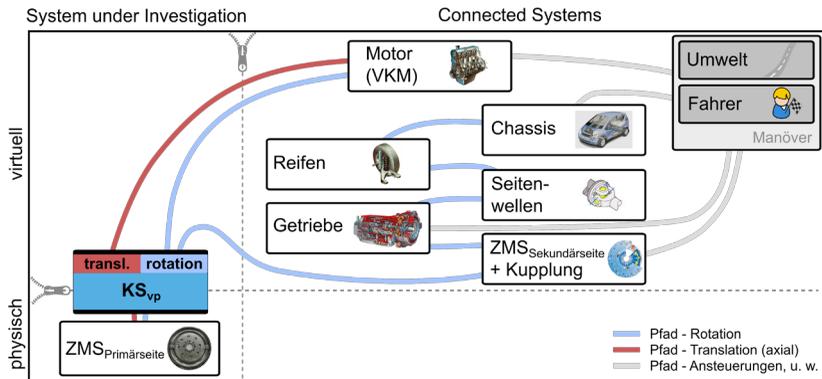


Abbildung 8.19: Modell der IPEK-XiL-Architektur – Untersuchung der ZMS-Primärseite bei (zweidimensionaler) verbrennungsmotorischer Anregung und dynamischen Triebstrangeinflüssen (nach Berger et al. (2018))

### 8.5.1.1 Torsionale Systemmodelle und Wechselwirkungen

Antriebsseitig erfolgt die torsionale Abbildung der Verbrennungsmotorcharakteristik durch ein am IPEK - Institut für Produktentwicklung aufgebautes echtzeitfähiges Mehrzylinder-Verbrennungsmotormodell. Dieses beinhaltet neben der Kinematik des Kurbeltriebs mit dessen Massenkräften einen approximierten Brennverlauf zur anschließenden Gaskraftberechnung auf Basis der Ersatzbrennverlaufsfunction nach Vibe<sup>66</sup>. Eingang dieses Teilsystemmodells ist dabei – neben den internen Größen des Motorsteuergeräts wie Leerlaufdrehzahl u. w. – die Gaspedalvorgabe des Fahrers bzw. des Getriebesteuergeräts für Motoreingriffe. Modellausgang ist das torsionale Motormoment an den Kurbelwellenkröpfungen ( $M_{VKM}$ ), da die Kurbelwellenträgheit ( $J_{KW}$ ) selbst physisch durch die Trägheit des Koppelsystems (Rotor & Adaptionen) repräsentiert wird, wie Abbildung 8.20 (a) zeigt. In das Modell rückgeführt wird die physische Systemantwort in Form der Kurbelwellendrehzahl ( $n_{KW/ZMS,prim}$ ), die der Drehzahl der fest verbundenen ZMS-Primärseite entspricht.

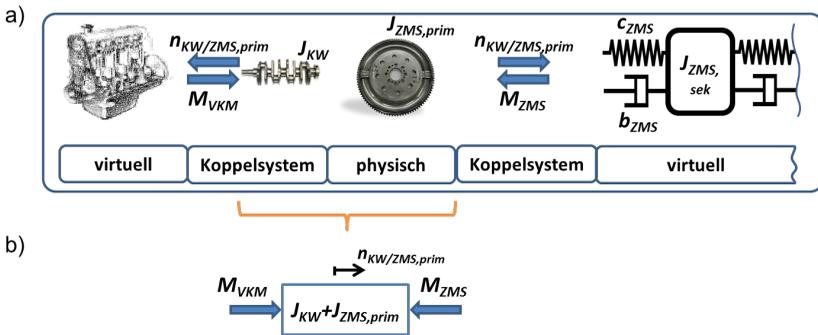


Abbildung 8.20: Rotatorisches Wechselwirkungsmodell der physischen ZMS-Primärseite mit dem virtuellen Verbrennungsmotor und Triebstrang (in Anlehnung an Berger et al. (2018))

Abtriebsseitig ist nach der ZMS-Primärseite der restliche Triebstrang abgebildet, siehe Abbildung 8.19. Der umgesetzte Detaillierungsgrad orientiert sich dabei am hier gewünschten Untersuchungsmanöver „Beschleunigungsfahrt“ und zugleich an den Anforderungen für kommende Untersuchungen wie für zwangserregte Rupp-Phänomene oder Fahrzeugruckeln. Die letztgenannten Punkte erfordern damit eine Kupplung und einen nachgiebigen Triebstrang mit einer ausreichenden

<sup>66</sup> Ausführliche Beschreibung siehe (Basshuysen & Schäfer, 2017)

Anzahl an Freiheitsgraden, welcher simulativ die Phänomene reproduzieren kann. Als schwingungsfähiges Modell wird dadurch das in den Grundlagen beschriebene diskrete Antriebsstrangmodell gewählt, siehe Modellstruktur in Abbildung 2.23 und zugehörige Parameterwerte im Anhang A.1. Des Weiteren beinhaltet der Modellteil die Implementierung der Gangwechselfunktionalität mit Synchronisierung und ein vereinfachtes Kupplungsmodell nach Schyr (2006). Die Verbindung zur Antriebsseite und damit zur physischen ZMS-Primärseite erfolgt über die virtuelle ZMS-Steifigkeit, vgl. Abbildung 8.20 (a). Dadurch ergibt sich als Systemeingang in das abtriebsseitige Triebstrangmodell die physische ZMS-Primärseiten-Drehzahl ( $n_{KW/ZMS,prim}$ ) und als Rückwirkung aus dem virtuellen Modell auf die physische ZMS-Primärmasse das ZMS-Feder-Dämpfermoment ( $M_{ZMS}$ ). Die physische Drehzahl der ZMS-Primärseite bestimmt sich folglich gemäß dem Systembild in Abbildung 8.20 (b) aus dem physikalischen Zusammenhang:

$$n_{KW/ZMS,prim} = \int \frac{M_{VKM} - M_{ZMS}}{J_{KW} + J_{ZMS,prim}} dt \quad 84$$

Aufgrund der unter anderem messtechnisch begründeten Umsetzung des Prüfaufbaus zur Schwingwegmessung an der ZMS-Primärseite ist im Aufbau nur ein antriebsseitiges Koppelsystem einbringbar. Demnach muss das Drehmomentgleichgewicht an dem Verbund aus physischem Kurbelwellenträgheitsmodell und physischer ZMS-Primärseitenträgheit virtuell gebildet und das daraus resultierende Beschleunigungsmoment über das Koppelsystem diesem physischen Verbund beaufschlagt werden:

$$M_{Koppelsystem} = M_{Beschleunigung} = M_{VKM} - M_{ZMS} \quad 85$$

### 8.5.1.2 Axial-translatorische Systemmodelle und Wechselwirkungen

Für die Bestimmung der axialen Anregung durch den Verbrennungsmotor auf Basis von Simulationstechniken sind für eine möglichst vollständige Erfassung komplexe dreidimensionale Schwingungsmodelle mit Gleitlagermodellierungen und Biegungsberücksichtigungen der Kurbelwelle in speziellen Simulationsumgebungen erforderlich (Dresig & Fidlin, 2014). Dieser Einsatz kommt am Prüfstand aufgrund der erforderlichen Echtzeitfähigkeit nicht in Frage. Stattdessen wird zur Axialkraftberechnung auf ein vereinfachtes eindimensionales Axialschwingungsmodell aus der Literatur (Benz, 1960) zurückgegriffen, welches in Kapitel 2.3.2.3 beschrieben ist. Für die Modellbildung wird in einem ersten Schritt – durch das konstruktiv mittig (zwischen Zylinder 2 und 3) angeordnete Axiallager eines Vierzylinder-Motors – die Kurbelwelle vereinfachend in einen zum Haupttrieb schwingungsdynamisch aktiven sowie einen inaktiven und demnach nicht berück-

sichtigen Abschnitt unterteilt, siehe Abbildung 8.21, links und Mitte. Anschließend erfolgt die Diskretisierung (Abbildung 8.21, rechts) der restlichen Kurbelwellenmasse inklusive dem angeflanschten Schwungrad. Zwischen den Massen werden dazu lineare Steifigkeiten der Kröpfungen ( $c_3, c_4$ ) modelliert. Zusätzlich wird – sofern das Schwungrad als Nachgiebig modelliert wird – eine lineare Schwungradsteifigkeit ( $c_{SR}$ ) zur Erfassung der Schwungrad-Schirmschwingung mit aufgenommen.

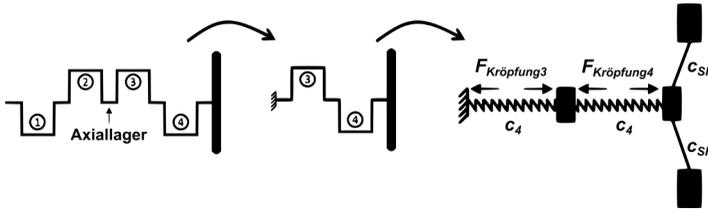


Abbildung 8.21: Axialschwingungsmodellbildung der Kurbelwelle (Berger et al., 2018)

Die anregenden Kräfte an den Kröpfungen ( $F_{Kröpfung3}, F_{Kröpfung4}$ ) können dabei vereinfachend gemäß Gleichung 25 aus der radial wirkenden Kolbenstangenkraft an jeder Kurbelkröpfung errechnet werden. Die Parameterwerte des Kurbelwellen-Axialschwingungsmodells sind hingegen weitgehend unbekannt, sodass eine Festlegung durch Theuerkauf (2018)<sup>67</sup> herangezogen wird. Die Festlegung basiert auf einer qualitativen Aufteilung der Kurbelwellen- und ZMS-Primärseitenmasse gemäß Abbildung 8.21, rechts. Unter der Annahme identischer Kröpfungssteifigkeiten ( $c_3, c_4$ ) und der Annahme des Auftretens der ersten System-Eigenfrequenz bei ca. 300 Hz mit Hauptschwingungsknoten in der Schwungscheibe sind in dieser Arbeit die Systemsteifigkeiten ( $c_3, c_4, c_{SR}$ ) über Simulationen näherungsweise iterativ bestimmt worden. Das resultierende Schwingungsverhalten in Form der Eigenmoden und Eigenfrequenzen ist in Abbildung 8.22 gezeigt.

Mit den nun definierten Parameterwerten der Kurbelwelle wird eine initiale physisch-virtuelle Testkonfiguration für die axiale Wechselwirkung erstellt. Hierbei wird, wie auch bei der bisherigen Modellbildung, von abtriebsseitigen axialen Interaktionen über die ZMS-Sekundärseite bzw. das Kupplungssystem abgesehen, die ZMS-Primärmasse ist demnach zum Abtrieb isoliert. Antriebsseitig wird der Schnitt zwischen virtueller und physischer Domäne vor der vierten Kröpfungs-  
 masse gezogen, siehe Abbildung 8.23. Die vierte Kröpfungs-  
 masse ( $J_{Krö.4}$ ) selbst wird

<sup>67</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

durch die Koppelsystemträgheit repräsentiert, an die das Schwungradzentrum „starr“ gekoppelt ist. Die Information über das Koppelsystem in das virtuelle Kurbelwellenmodell ist die gemessene, physische Bewegung des Schwungradschiebenzentrums ( $s_{SR}$ ). Aus dem Modell kommt die Kraftbeaufschlagung der vierten Kröpfungsmasse bzw. des Schwungradzentrums ( $F_{Feder/Dämpfer/Kraft}$ ). Das Gesamtsystem ist demnach physikalisch geschlossen, es entsteht wie für eine Wechselwirkung gefordert ein geschlossener Regelkreis (closed-loop).

Schwingungsmodell Kurbelwelle - Eigenmoden von System mit 3 FHG

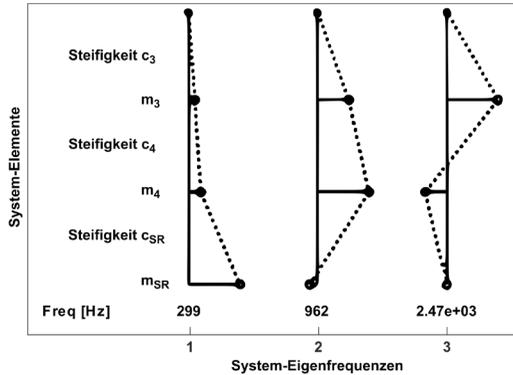


Abbildung 8.22: Eigenmoden des axial-translatorischen Kurbelwellenmodells (Theuerkauf, 2018)<sup>67</sup>

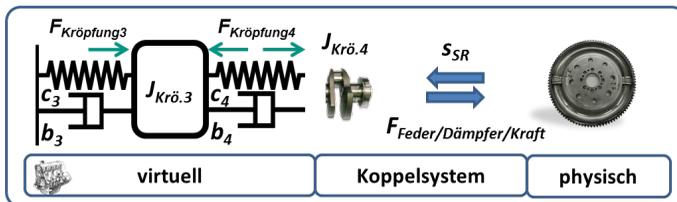


Abbildung 8.23: Axial-translatorisches (closed-loop) Wechselwirkungsmodell der physischen ZMS-Primärseite mit dem virtuellen Verbrennungsmotormodell

Dieser Aufbau erfordert, wie in dieser Arbeit mehrfach diskutiert, eine ideale Umsetzung der virtuellen Schnittkraft ( $F_{Feder/Dämpfer/Kraft}$ ) auf das physische System. Aus der vorher durchgeführten axial-translatorischen Koppelsystemidentifikation in Kapitel 8.3.2 geht jedoch hervor, dass das Koppelsystem diese Anforderung nicht erfüllt. Die Durchführung von Versuchen auf Basis dieses Aufbaus mit rein gestelltem Kraftausgang hätte neben (eventuell akzeptabler) Ungenauigkeiten

vor allem Systeminstabilitäten zur Folge. Gerade in Anbetracht von Eigenfrequenzen des Koppelsystems in der Nähe von Eigenfrequenzen des gewünschten Aufbaus ist ein abruptes und unkontrollierbares Aufschwingen naheliegend. Eine Umgehung dieses Problems über Filtermethoden wie in Kapitel 7.3.3 angewendet ist aufgrund dieser Eigenfrequenzlagen hier nicht durchführbar.

Zum Schutz des Gesamtsystem wird daher für diese erste Studie von einer realistischen Wechselwirkung abgesehen und das closed-loop Modell in einen **offenen Regelkreis** gewandelt. Hierzu wird das Kurbelwellenmodell mit nachgiebigem Schwungrad aus Abbildung 8.21 vollständig virtuell gerechnet und die interne Schnittkraft vor der vierten Kröpfungsmaße ( $F_{Schnitt,SR}$ ) ausgeleitet und über das Koppelsystem der physischen ZMS-Primärmasse aufgeprägt, siehe Abbildung 8.24. Durch den konstruktiven Aufbau des elektro-magnetischen Shakers im Koppelsystem, mit einer geregelten Schwingspulenaufhängung zur Umgebung, ist die ZMS-Primärmasse nicht gänzlich frei beweglich, sodass das System in Grenzen bei kleinen Abweichungen zwischen physischem und virtuellem Modell noch stabil bleibt. Ferner wird, da als Versuchsergebnis dieses Beispiels in erster Linie qualitative Ergebnisse im Vordergrund stehen, der Ausgleich des nicht kalibrierten Verhaltens des Shakers sowie die Kompensation der hohen Koppelsystemmasse über eine Skalierung der Koppelsystemkraft ( $F_{Schnitt,SR}$ ) eingestellt, bis sich eine gewünschte physische axiale Schwingungsamplitudenhöhe des Schwungrads ergibt.

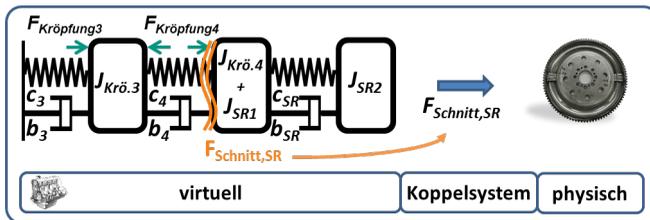


Abbildung 8.24: Axial-translatorisches (open-loop) Wechselwirkungsmodell des virtuellen Verbrennungsmotormodells mit der physischen ZMS-Primärseite

### 8.5.2 Durchführung des Versuchsmanövers

Der physische Aufbau am Prüfstand entspricht dem Aufbau gemäß dem vorherigen Koppelsystemeinsatzbeispiel. Veränderungen sind primär im virtuellen Modell erfolgt. Dieses beinhaltet nun neben der reinen Messdatenerfassung noch das zweidimensionale Verbrennungsmotormodell, das torsionale Triebstrangmodell und die betriebserforderlichen Notausfunktionen und Aktoransteuerungen. Die

Berechnung erfolgt mittels eines performanten Echtzeitsystems<sup>68</sup>, durch das entsprechend des Modellumfangs eine maximale Rechenfrequenz von ca. 18 kHz erreicht werden kann. Ein erster Betrieb zeigte, dass das axiale Schwingungsmodell aufgrund des vergleichsweise geringen Abstands zwischen Modell-Rechenfrequenz und höchster Modell-Eigenfrequenz zur Instabilität neigt, sodass zu dieser Eigenfrequenzeliminierung eine Freiheitsgradreduktion auf zwei Freiheitsgrade nach dem Ansatz von Rivin durchgeführt werden musste.

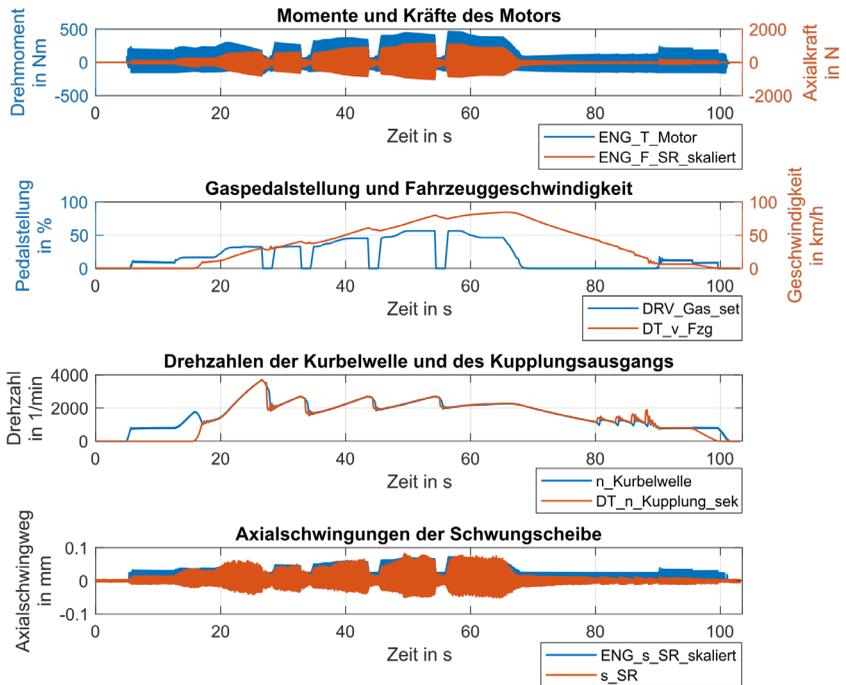


Abbildung 8.25: Zeitverläufe unterschiedlicher Systemgrößen des Antriebsstrangs während einer Beschleunigungsfahrt

Als Versuchsmanöver wird ein Beschleunigungsvorgang von 0 auf ca. 100 km/h gewählt. Hierbei wird die Fahrtwunschanforderung in Form einer virtuellen Gaspedalaktuierung manuell vorgegeben. Die Schaltpunkte und die dazugehörige Kupplungsansteuerung werden hingegen durch ein virtuelles Fahrermodell definiert.

<sup>68</sup> Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH – Adwin-Pro II System (Pro-CPU-T12)

niert. Abbildung 8.25 zeigt die während des Versuchs aufgezeichneten charakterisierenden Signale, welche aus Signalen der virtuellen Teilsystemmodelle – Präfix: ENG (Engine); DRV (Driver); DT (Drivetrain) – und der physischen Teilsysteme – ohne Präfix – bestehen. Im ersten Diagramm sind das Moment des Verbrennungsmotors ( $ENG\_T\_Motor$ ) sowie die bereits skalierte Axialkraft am Schnitt zum Schwungrad ( $ENG\_F\_SR\_skaliert$ ) dargestellt. Im zweiten Diagramm sind die Gaspedalanforderung des Fahrers mit Leerlaufregler und Motoreingriffen ( $DRV\_Gas\_set$ ) sowie die sich einstellende Fahrzeuggeschwindigkeit ( $DT\_v\_Fzg$ ) abgebildet. Das dritte Diagramm zeigt die sich einstellende Drehzahl der Kurbelwelle ( $n\_Kurbelwelle$ ), welche der der physischen ZMS-Primärseite entspricht sowie die Drehzahl der virtuellen Kupplungsscheibe ( $DT\_n\_Kupplung\_sek$ ). Das vierte Diagramm zeigt die approximierten und skalierten Axialschwingwege des virtuellen Schwungradmittelpunkts ( $ENG\_s\_SR\_skaliert$ ) sowie den dazugehörigen gemessenen Axialschwingweg des Mittelpunkts des physischen Schwungrads ( $s\_SR$ ).

Das gesamte Manöver kann in mehrere Bereiche unterteilt werden:

- 5 - 15 s: Anlassvorgang und Leerlaufbetrieb  
In diesem Bereich erfolgt das Starten des Verbrennungsmotors durch einen ebenfalls virtuellen Anlasser. Die Kupplung ist geöffnet.
- 15 - 18 s: Anfahrvorgang  
In diesem Bereich erfolgt das Anfahren des Fahrzeugs durch das Schließen der Kupplung. Aufgrund eines nicht optimal abgestimmten Fahrermodells kommt es dabei zu einer Drehzahlüberhöhung des Motors vor dem Einkuppeln.
- 18 - 68 s: Beschleunigungsvorgang  
Nach dem Anfahrvorgang erfolgt die Beschleunigung des Fahrzeugs auf die Zielgeschwindigkeit, wobei sich der Motor mit einer maximalen Gaspedalstellung von ca. 60 % im Teillastbetrieb befindet. Während der Beschleunigung werden die Gänge bis zum 5. Gang hochgeschaltet. Auch hier ist der Fahrer, beziehungsweise die Schaltautomatik nicht optimal abgestimmt, sodass es nach dem Wiedereinkuppeln zu Ruckelschwingungen im Antriebsstrang kommt.
- 68 - 96 s: Verzögerungsvorgang  
Nach Erreichen der Zieldrehzahl wird die Gaspedalstellung auf 0 % zurückgenommen, sodass die Fahrzeugverzögerung eingeleitet wird. Durch die Verringerung der Motordrehzahl kommt es beim Unterschreiten eines Drehzahlschwellwerts zu den Rückschaltvorgängen. Auch hier ist die Abstimmung nicht optimal, sodass auch hier wieder Antriebsstrang-Ruckelschwingungen auftreten.

- 96 - 102 s: Auskuppeln und Motorstopp  
In der Leerlaufdrehzahl erfolgt das Auskuppeln, sodass das Fahrzeug zum Stehen kommt. Der Motor wird abgestellt.

### 8.5.3 Ergebnisdiskussion

Da in diesem Kapitel weniger der Fokus auf Schaltvorgängen oder niederfrequenten Triebstrangschwingungen liegt, sondern vielmehr auf den hochdynamischen zweidimensionalen Schwingungsvorgängen der ZMS-Primärseite und dessen Anregungsquelle aus dem Verbrennungsmotor, soll folgend für einen exemplarischen Betriebspunkt im Manöver eine Diskussion der Schwingungsverläufe erfolgen. Als Betriebspunkt wird ein Punkt höherer Anregung gewählt (ca. bei 57 s), welcher sich kurz nach der Hochschaltung in den 5. Gang befindet. Die Gaspedalstellung ist bei ca. 60 % und die mittlere Drehzahl der Kurbelwelle bei ca.  $2.050 \text{ min}^{-1}$ . Abbildung 8.26 zeigt vergrößert die Verläufe des Drehmoments und der Axialkraft, der Kurbelwellen- und Kupplungsscheibendrehzahl und der Axialschwingwege in diesem Betriebspunkt für einen Zeitbereich von drei vollständigen Durchläufen aller Zylinderzündungen. Stark ausgeprägt ist im Drehmoment- ( $ENG\_T\_Motor$ ) und Drehzahlverlauf ( $n\_Kurbelwelle$ ) die Schwingung in der 2. Motorordnung zu erkennen, welche – wie aus dem Drehzahlverlauf der Kupplung ( $DT\_n\_Kupplung\_sek$ ) ableitbar – durch das ZMS zum Getriebe hin weitestgehend isoliert wird. Das dritte Diagramm zeigt die Gegenüberstellung des gemessenen Schwingwegs der verschraubten Schwungradmitte ( $s\_SR$ , blau) mit dem approximierten und skalierten virtuellen Schwingweg der Schwungradmitte aus dem Echtzeitmodell ( $ENG\_s\_SR\_skaliert$ , rot). Qualitativ ist in diesem Betriebspunkt, bis auf den zu hohen Impuls in die negative Richtung und die Oberschwingung nach dem Axialkraftstoß, eine hohe Übereinstimmung feststellbar.

Diese Ähnlichkeit wird jedoch nur durch eine Hochpassfilterung mit 30 Hz aller gemessenen Axialschwingwege in dieser Abbildung sichtbar, welche die niederfrequenten Bewegungen herausfiltert. Wird auf diese Filterung verzichtet, so ergibt sich der tatsächliche (Schwingungs-)Verlauf in Abbildung 8.27. Der nun versetzte Verlauf ist durch den Zwang der Verwendung einer Testkonfiguration mit offenem Regelkreis (open-loop), d. h. durch Weglassen der Rückführung des physischen Schwingwegs in das virtuelle Kurbelwellen-Axialschwingungsmodell, zu begründen. Des Weiteren ist neben dem Offset das Nachregeln der Schwingspulenposition, welche quasi-statisch der Position des Schwungrads entspricht, in den Zeitbereichen ohne Axialkraftstöße erkennbar.

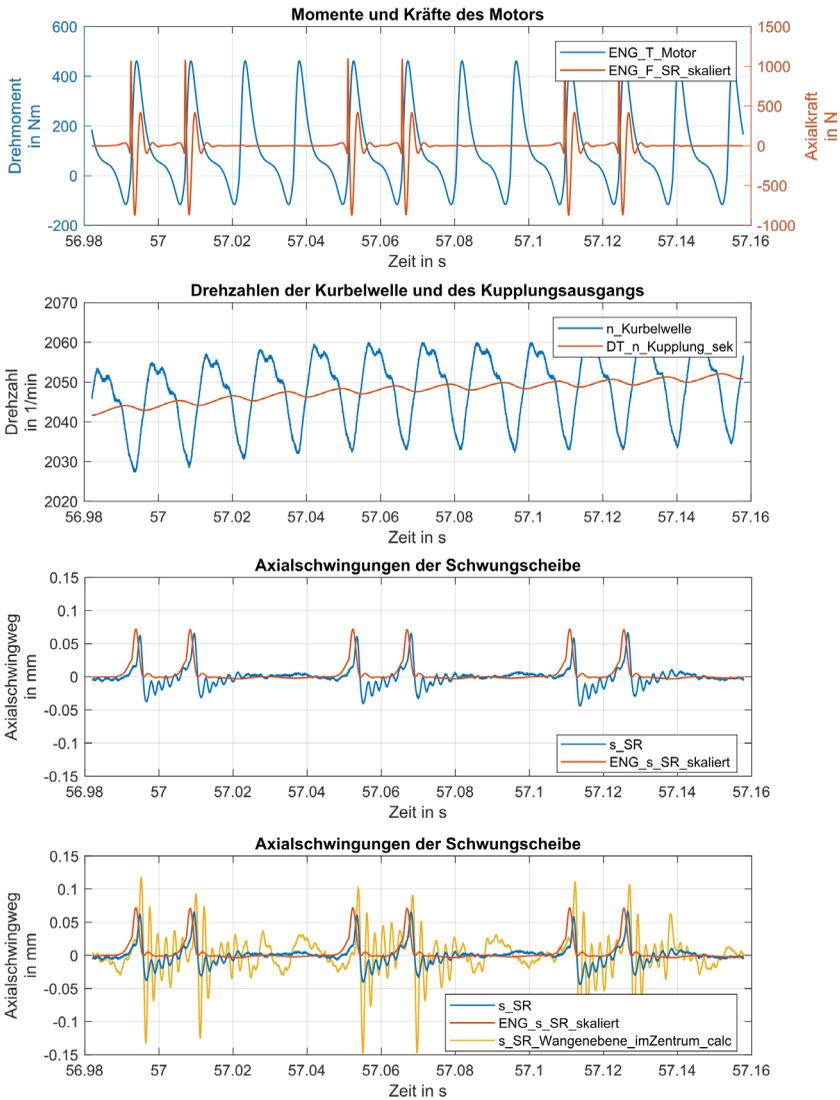


Abbildung 8.26: Zeitverläufe unterschiedlicher Systemgrößen des Antriebsstrangs während einer Beschleunigungsfahrt – Detailansicht 5. Gang; Gaspedalstellung 60 %; Motordrehzahl  $2.050 \text{ min}^{-1}$

Neben der Schwingung des Schwungradmittelpunkts ist die Schwungradwange von Interesse. Hierzu ist im vierten Diagramm von Abbildung 8.26 zu der berechneten und tatsächlichen Schwungradmittelpunktbewegung noch die aus den drei Umfangssensoren hervorgehende Bewegung des virtuellen Mittelpunkts der Schwungradwange ( $s_{SR\_Wangenebene\_imZentrum\_calc}$ ) dargestellt. Es ist ersichtlich, wie mit jedem Axialkraftstoß die Schwungradwange ausgelenkt wird und stark nachschwingt. Die Frequenzauswertung dieser Schwingung zeigt, dass es sich hierbei um die Eigenfrequenz des Koppelsystems bei ca. 450 Hz handelt, in der das gesamte Schwungrad gegenphasig zum Shaker schwingt. Auch Frequenzanteile der Schirmschwingung der ZMS-Primärseite sind enthalten, wenn auch nicht in dem Maße angeregt.



Abbildung 8.27: Gefilterter und ungefilterter Zeitverlauf des Wegs des ZMS-Primärseitenzentrums

### 8.5.4 Verifikation der Schwingungsverläufe

Zur Bewertung der Plausibilität der erzielten Schwingungsverläufe soll folgend der Vergleich zu Schwingungsverläufen aus der Literatur diskutiert werden. Der Verbrennungsmotor als Anregungsquelle spielt hierbei hinsichtlich seiner modellhaften Abbildung eine wichtige Rolle. Gegenüberstellungen der an der virtuellen Kurbelwellenkröpfung angreifenden simulierten Radial- und Tangentialkräfte mit Angaben aus der Literatur – vergleiche auch Kraftverläufe in Abbildung 2.8 – bestätigen eine gute Umsetzung der Verbrennungsmotorcharakteristik (Theuerkauf, 2018)<sup>69</sup>.

Am Prüfstand führt die durch das axial-translatorische Kurbelwellenmodell errechnete Anregungskraft an den Kröpfungen zur Schwingungsausprägung im Modell und die ausgeleitete Schnittkraft vor der vierten Kröpfung zur Schwingung des physisch aufgebauten Schwungrads. Abbildung 8.28 zeigt für einen konstanten

<sup>69</sup> Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Motorbetriebspunkt bei  $900 \text{ min}^{-1}$  als durchgezogene Linie den am Prüfstand gemessenen Schwingweg des Schwungradzentrums, dem als gestrichelte Linie die im Echtzeitsystem parallel gerechnete simulierte Schwungradschwingung gegenübergestellt ist. In der Literatur ist für einen gleichen Betriebspunkt die Primärseitschwingung eines ZMS aus einer Fahrzeugmessung zu finden, vgl. Abbildung 8.29.

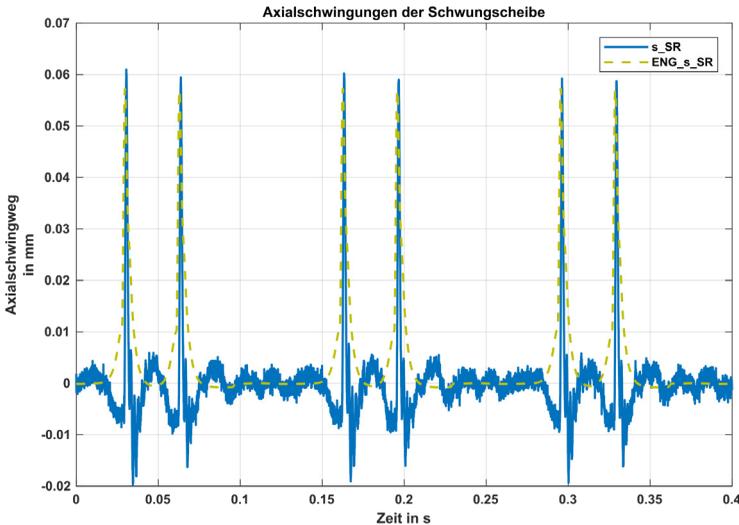


Abbildung 8.28: Gemessener (-) und simulierter (- -) axialer Weg des Zentrums der ZMS-Primärseite bei einer Drehzahl von  $900 \text{ min}^{-1}$  (Berger et al., 2018)

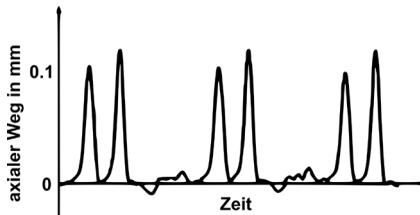


Abbildung 8.29: Axialer Weg der ZMS-Primärseite bei einer Drehzahl von  $900 \text{ min}^{-1}$  (Dresig & Fidlin, 2014; Fidlin et al., 2009)

Der Vergleich beider Abbildungen zeigt den tendenziell ähnlichen Verlauf, dennoch weist die Fahrzeugmessung eine stärkere Ausbauchung der Schwingungsspitzen auf. Dies kann mit einer unterschiedlichen Parametrierung des Verbren-

nungsmotormodells wie insbesondere Dämpfungen und Reibungen, mit einer allgemein zu geringen Modellgüte aufgrund der Anforderung der Echtzeitfähigkeit oder mit anderen mechanischen Gegebenheiten wie die ZMS-Geometrie oder möglichen abtriebsseitigen Anbauteilen zusammen hängen.

## **8.6 Zusammenfassung und Fazit zum umgesetzten mehrdimensionalen Koppelsystem**

Das in diesem Kapitel vorgestellte Koppelsystem soll den Aufbau von Testumgebungen mit zweidimensionalen Wechselwirkungen über den physisch-virtuellen Schnitt ermöglichen. Der Fokus wird dabei auf die torsional-axiale Schwingungsüberlagerung mit Anforderungen aus dem Verhalten von konventionellen Verbrennungsmotoren gelegt. Dies ermöglicht in weiteren Schritten die Untersuchung von Komponenten wie dem ZMS, welche unter dieser mehrdimensionalen Belastung stehen.

Nach Überführung der Anforderungen in eine konkrete Gestalt des Koppelsystems werden getrennt nach ihrer Wirkrichtung Systemidentifikationen zur Verifikation der gestellten Anforderungen durchgeführt. Für den rotatorischen Wechselwirkungspfad kann im Vergleich zu „konventionellen“ rotatorischen Koppelsystemen hinsichtlich des Totzeitverhaltens eine verbesserte Umsetzung erzielt werden. Die Identifikation des axial-translatorischen Pfades bringt hingegen hervor, dass zwar die Anforderung an das mechanische System eines unterkritischen Betriebs bis 400 Hz erreicht werden kann, jedoch bis zu dieser Frequenz nicht von einer „einfach kompensierbaren“ Starrkörperbewegung des Koppelsystems ausgegangen werden darf. Des Weiteren muss für den Shaker als translatorischen Aktor u. a. aufgrund seines mechanischen Aufbaus ein Verhalten prognostiziert werden, welches sich (ohne komplexere Regelungsstrategien) nur in Grenzen für hochgenaue und hochdynamische physisch-virtuelle Wechselwirkungen – physische Aktion führt zu virtueller Reaktion und umgekehrt – in einem für den Testfall erforderlichen Gesamtsystem eignet.

In einem ersten Einsatzbeispiel für das neuartige Koppelsystem kann zum einen gezeigt werden, welche komplexen schwingungsdynamischen Zustände das Koppelsystem im Verbund mit der Primärmasse eines ZMS als Sul erfährt und zum anderen kann, in Bezug auf eine konkrete beispielhafte Untersuchungsfragestellung für das Sul, gezeigt werden, wie sich dessen Schirmschwingungsresonanzfrequenz mit der Drehzahl ändert.

In einem zweiten Einsatzbeispiel wird eine physisch-virtuell umgesetzte Testkonfiguration eines modellhaften Antriebsstrangs vorgestellt und diskutiert. Dabei besteht die Konfiguration antriebsseitig aus einem virtuellen Verbrennungsmotormodell mit einer zweidimensionalen (rotatorischen und axial-translatorischen) Wechselwirkungsschnittstelle an der Kurbelwelle, welches über das mehrdimensionale Koppelsystem mit einer physischen ZMS-Primärseite und einem virtuellen Resttriebstrangmodell verbunden ist. Die aus der Identifikation hervorgehende bedingte Eignung des Shakers für axiale Wechselwirkungen führt zu Gunsten einer prognostizierten Gesamtsystemstabilität zu dem Beschluss, von einer realistischen physisch-virtuellen Wechselwirkung (closed-loop) auf eine virtuelle Kraftvorgabe an den Shaker und damit auch Prüfling ohne eine Rückführung des physischen Systemzustands in das virtuelle Schwingungsmodell (open-loop), überzugehen. Dennoch kann gezeigt werden, wie die am Prüfstand gemessene Axialschwingungsausprägung an der ZMS-Primärseite mit verbrennungsmotorischem Ursprung trotz der erforderlichen Vereinfachung mit im Fahrzeug gemessenen Axialschwingungsverläufen aus der Literatur vergleichbar ist.

Die Einsatzbeispiele zeigen das Potential des mehrdimensionalen Koppelsystems, auch wenn noch keine vollständige physisch-virtuelle Wechselwirkung umgesetzt werden konnte. Für weitere Einflussstudien zu einer überlagerten translatorisch-rotatorischen Anregung auf die Parameterwerte des Feder-Dämpfer-Systems vom ZMS reicht die aktuelle Implementierung indes vorerst aus.

Mit dem entworfenen zweidimensional anregenden Koppelsystem und den darüber gewonnenen Erkenntnissen kann die vierte Forschungsfrage

Lassen sich aktuelle technische Grenzen bei der mehrdimensionalen physisch-virtuellen Wechselwirkung überwinden, um detailreichere und damit realistischere Restsystemmodelle (z. B. virtueller Verbrennungsmotoren) bei den Untersuchungen zu berücksichtigen?

beantwortet werden.

---

## 9 Fazit zur übergeordneten Forschungshypothese

Zum Abschluss des inhaltlichen Teils dieser Arbeit soll ein Fazit in Bezug auf die Forschungshypothese gezogen werden. Folgend sei die in Kapitel 3.3 niedergeschriebene Hypothese nochmals zitiert:

*Die Wahl der berücksichtigten Restsysteme sowie deren modellhafte Umsetzung am Prüfstand beeinflussen maßgeblich das Untersuchungsergebnis bei quantitativen Parameterstudien von Zweimassenschwungrädern.*

Durch die Beantwortung der auf diese Hypothese hinleitenden vier Forschungsfragen mit Kapitel 5, 6, 7 und 8 lässt sich nun eine Bewertung der Hypothese vornehmen. Die **Hypothese** muss in Betrachtung des abtriebsseitigen Restsystemeinflusses als überwiegend **falsifiziert** angesehen werden. Die Restsystemmodellbildung beeinflusst die ermittelten Feder-Dämpfer-Parameterwerte des (beispielhaften) ZMS kaum.

### Zum Hintergrund:

Durch die Anwendung der *InSitu*-Methode, zur Erlangung des auswertungsrelevanten Drehmoments im unmittelbaren Schnitt zum Feder-Dämpfer-System des ZMS, kann für die Parameterermittlung eine grundsätzliche Unabhängigkeit vom Systemverhalten der Testumgebung erreicht werden. Erst durch diese kann ein Vergleich der Auswirkung unterschiedlicher Schwingungsausprägungen der ZMS-Sekundärseite, als Antwort einer geänderten abtriebsseitigen Restsystemmodellbildung, auf die Parameterwerte vollzogen werden. Als untersuchte Restsysteme kommen dabei ein physisches Modell von einem Triebstrang mit und ohne Nachgiebigkeit sowie ein virtuelles Modell des nachgiebigen Triebstrangs zum Einsatz. Die mit diesen Testkonfigurationen ermittelten Feder-Dämpfer-Parameterwerte des ZMS unterscheiden sich, in Bezug auf die Streuung der einzelnen Parameterwerte bei einer reproduzierten Auswertung, kaum. Diese Erkenntnis inkludiert den Einfluss eines physisch-virtuellen Koppelsystems in einer Testkonfiguration mit virtualisiertem Restsystemmodell. Bei einer gänzlich fahrzeug-untypischen ZMS-Sekundärseitenschwingung, wie in dieser Ausarbeitung durch eine identische, beidseitige Anregung des ZMS gezeigt, kann hingegen ein leicht geringerer, ermittelter Steifigkeitswert festgestellt werden. Eine gänzliche Parameterunabhängigkeit vom Restsystemmodell kann demnach nicht gezeigt werden. Eine genaue

Quantifizierung aller Abweichungen wird – aufgrund überwiegend widerlegter Normalverteilungsannahmen der Parameterwerte – nicht gegeben.

Wird der Blick auf das gesamte Übertragungsverhalten des ZMS-Systems erforderlich, so ist der Umfang (nachgiebig, steif, ...) und die Art (physisch, virtuell, ...) der Restsystemberücksichtigung entscheidend für das dynamische Gesamtsystemverhalten. Hier bedarf es einer genauen Abstimmung des Restsystemmodells auf die Ziele der Validierung bzw. des Tests mit Kenntnis dessen Einflusses.

Für die Klärung der Frage nach dem Einfluss eines variierten antriebsseitigen Restsystemmodells soll das konventionell verwendete, vereinfachte, torsionale Verbrennungsmotormodell durch ein realistischeres Verbrennungsmotormodell mit höheren torsionalen Schwingfrequenzanteilen und insbesondere einer überlagerten axial-translatorischen Anregung ersetzt werden. Die Anwendung und Erprobung dieses – in Bezug auf die überlagerte Anregung – neuartigen Restsystemmodells in Testumgebungen konnte für vereinfachte Fragestellungen durchgeführt werden. Die Ermittlung des Einflusses auf die Feder-Dämpfer-Parameterwerte des ZMS steht indes noch aus. Insbesondere die Frage nach der Quantifizierungs- und Vergleichsmethodik muss hierzu neu beantwortet werden, da zum Beispiel die axiale Pulsation nicht die gleiche Anregungsordnung wie die torsionale Hauptordnung besitzt. So müssten gezielt Schwingungsperioden herausgegriffen werden, in denen das ZMS eine reproduzierbare, stark ausgeprägte, überlagerte Anregung erfährt, da andernfalls ein fundierter Erkenntnisgewinn zum Einfluss der Axial-schwingung nicht erlangt werden kann.

---

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

### 10.1 Zusammenfassung

Kern dieser Arbeit ist die Klärung der Fragestellung, welchen messbaren Einfluss Restsystemmodelle – zum einen im Sinne derer Ferne zum Realsystem aufgrund von Verkürzungen und zum anderen in Bezug auf deren Abbildung und Implementierung in der Testumgebung – auf das Ergebnis bei ZMS-Untersuchungen nach dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz haben.

Nach Vorstellung allgemeiner Grundlagen und des Stands der Forschung zu diesem Thema erfolgt in Kapitel 3 die Aufstellung der Forschungshypothese sowie vier hinführender Forschungsfragen.

Die erste Forschungsfrage nach einer grundlegenden Struktur zur Erstellung von Testkonfigurationen in Bezug auf die erforderlichen Restsysteme bei ZMS-Komponentenuntersuchungen wird in Kapitel 5 beantwortet. Auf Basis dieser Struktur in Form eines Flussdiagramms, unterteilt nach den Aktivitäten des SPALTEN-Problemlösungsprozesses, wird den Herausforderungen der Restsystemberücksichtigung begegnet und durch spezifische Fragestellungen gezielt auf eine Restsystemausprägung hingeleitet.

Die zweite wie auch die weiteren Forschungsfragen sind Teilaktivitäten dieser Struktur und dienen zu dessen Abarbeitung. So befasst sich die zweite Forschungsfrage in Kapitel 6 mit dem Einfluss von zwei beispielhaften Triebstrang-Restsystemmodellen auf die Parameterwerte des Feder-Dämpfer-Systems des ZMS. Nach einer umfangreichen Entwicklung eines Messaufbaus in Verknüpfung mit einer geeigneten Auswertungsmethodik sowie der Ausweisung einzelner Systemgrößengenauigkeiten und der Parameterwertstreuung, werden die Parameterwerte des Feder-Dämpfer-Systems ermittelt und gegenübergestellt. Darüber hinaus erfolgt ein Parameterwertvergleich bei einer Untersuchung mit einem gänzlich fahrzeug-untypischen Schwingungsverhalten der ZMS-Sekundärseite auf Basis einer abtriebsseitigen Systemanregung.

Die dritte Forschungsfrage, behandelt in Kapitel 7, befasst sich mit dem Einfluss von physisch-virtuellen Koppelsystemen auf die ermittelten ZMS-Parameterwerte in ZMS-Testumgebungen mit physischem ZMS und virtuellem Restsystem. Basierend auf einem vereinfachten Untersuchungssetup wird beginnend allgemein

– sowohl theoretisch als auch experimentell – der Einfluss des zeitlichen Übertragungsverhaltens eines Koppelsystems auf das Systemverhalten aufgezeigt sowie Maßnahmen zur Vermeidung der Systemverfälschung entwickelt und diskutiert. Anschließend erfolgt der Aufbau einer ZMS-Testkonfiguration mit virtuellem nachgiebigem Restantriebsstrangmodell mit Implementierung der hierzu erforderlichen Kompensationen und Korrekturen. Auf Basis der in Kapitel 6 entwickelten Untersuchungsmethodik werden auch mit dieser Konfiguration die Parameterwerte des ZMS-Feder-Dämpfer-Systems ermittelt und den Ergebnissen mit physischem Resttriebstrangmodell gegenübergestellt. Neben dem Vergleich der Parameterwerte erfolgen eine Gegenüberstellung der Schwingungsausprägungen des Gesamtsystems sowie eine Darstellung der Auswirkung umgesetzter Koppelsystem-Kompensationsmaßnahmen.

Die vierte und damit letzte Forschungsfrage befasst sich mit der Umsetzung eines neuartigen physisch-virtuellen Koppelsystems, welches mehrdimensionale Anregungen beziehungsweise Wechselwirkungen ermöglicht. Dieses Koppelsystem soll eingesetzt werden, um zum Beispiel bei Untersuchungen von Zweimassenschwungrädern oder bei Gesamtsystemerprobungen hinsichtlich Phänomenen wie Kupplungsrupfen oder Schaltrasseln realistischere, mehrdimensionale, virtuelle Verbrennungsmotormodelle mit einbinden zu können. Nach Ableitung von Anforderungen an das Koppelsystem, welches in einer ersten Ausbaustufe eine zweidimensionale (rotatorisch und axial-translatorisch) Anregung ermöglichen soll, erfolgt die Vorstellung der konkreten Umsetzung sowie die Identifikation dessen Systemverhaltens. Ein erster Beweis der Einsatztauglichkeit wird daran anknüpfend auf Basis einer generischen Systemuntersuchung zum Einfluss der Drehzahl auf die Frequenzlage der Schirmschwingungsmode einer physischen ZMS-Primärseite erbracht. Darüber hinaus wird eine weitere Testkonfiguration mit virtuellem zweidimensionalen Verbrennungsmotormodell, einer physischen ZMS-Primärseite und einem daran gekoppelten virtuellen, torsionalen Restantriebsstrangmodell erstellt, welches die Betrachtung der Axialschwingungsausprägung der ZMS-Primärseite während eines Fahrzeugbeschleunigungsvorgangs ermöglicht. Diese Konfiguration bildet damit die Grundlage für weitere Untersuchungen wie beispielsweise die Erforschung von Axialschwingungseinflüssen auf die Parameterwerte des Feder-Dämpfer-Systems des ZMS.

## 10.2 Ausblick

Nachhaltige Anknüpfungspunkte an diese Arbeit sind hinsichtlich von drei Themenbereiche gegeben:

1. Übertragung und Anwendung der in Kapitel 5 eigenführten *Vorgehensstruktur zur Entwicklung von ZMS-Testkonfigurationen* auf weitere Systeme
2. Erprobung und Erarbeitung weiterer Methoden zur Kompensation des Einflusses von physisch-virtuellen Koppelsystemen zur Minimierung der Gesamtsystemverfälschung, vgl. Kapitel 7
3. Mehrdimensionales Koppelsystem (Kapitel 8)
  - a. Anwendung des erarbeiteten, zweidimensional anregenden Koppelsystems bei der Validierung von Zweimassenschwungrädern und Kuppelungssystemen
  - b. Ermöglichung einer translatorischen Closed-loop-Wechselwirkung über das Koppelsystem sowie Erweiterung der Schwingungsdimensionen

#### Zu Punkt 1:

Zur Erstellung von spezialisierten Testkonfigurationen hinsichtlich der erforderlichen Restsystemmodelle wird in Kapitel 5 eine Vorgehensstruktur in Bezug auf ZMS-Komponentenuntersuchungen vorgestellt. Die Betrachtung dieser Struktur zeigt, dass das Vorgehen nicht ausschließlich für das ZMS gelten muss, sondern vermutlich auch auf andere Systeme und Validierungsfragestellungen übertragen und angewendet werden kann. Diese Übertragung hätte für den Validierungsingenieur einen allgemeinen Mehrwert, denn dieser muss zwingend vor jeder Validierungsdurchführung und der damit einhergehenden Validierungskonfigurationserstellung eine Betrachtung der zu berücksichtigenden Systemumgebung bzw. deren Abbildung vornehmen und Verkürzungen einordnen können. Hinsichtlich der Restsystemmodellkomplexität sollten weiterführend auch automatisierbare Modellreduktionsansätze aus dem Bereich der Strukturodynamik mit betrachtet werden.

#### Zu Punkt 2:

Physisch-virtuelle Validierungsumgebungen bieten hinsichtlich ihrer Aussage-schärfe und Flexibilität einen guten Kompromiss und sind aus heutigen Validierungsaktivitäten nicht mehr wegzudenken. Dennoch sollte der Einfluss der eingesetzten Koppelsysteme zur Verknüpfung der physischen mit der virtuellen Domäne immer im Blick behalten werden. Insbesondere bei hochdynamischen Vorgängen kann der Einfluss signifikant werden und Aufbauten nicht zulassen, wie in dieser Arbeit gezeigt. Die vorgestellten Kompensationsmaßnahmen zur Vermeidung des zeitlichen Einflusses des Koppelsystems sind nicht ohne größeren Aufwand und Einschränkungen einsetzbar. Weitere Forschungsaktivitäten in diesem Bereich wären im Sinne einer möglichst präzisen Gesamtsystemumsetzung und einer vertieften Virtualisierung von Validierungsaktivitäten zielführend. Diese For-

schungsaktivitäten sollten dabei auch eine Überprüfung der Anwendbarkeit von in Echtzeit-Co-Simulationen eingesetzten modellbasierten Kopplungsalgorithmen – wie im Kapitel 2.6.2.3 vorgestellt – beinhalten.

### Zu Punkt 3:

Das in dieser Arbeit vorgestellte Koppelsystem für eine zweidimensionale Anregung bietet hinsichtlich der Komponentvalidierung großes Potential. Dies nicht allein für Komponenten des konventionellen Antriebsstrangs wie Zweimassenschwungräder oder Kupplungssysteme, sondern beispielsweise auch für Hybridmodule in elektrifizierten Antriebssträngen, welche je nach Aufbau ebenfalls eine mehrdimensionale Belastung durch den Verbrennungsmotor erfahren. Inwiefern die Axialschwingung des Verbrennungsmotors einen Einfluss auf die ermittelten Parameter des ZMS zur Beschreibung des torsionalen Übertragungsverhaltens hat, konnte in dieser Arbeit experimentell nicht geklärt werden. Hierfür bedarf es weiterer Überlegungen zu einer aussagekräftigen Vergleichsmethodik. Die in dieser Arbeit herangezogene Linearisierung der Betriebspunkte ist für einen quantitativen Vergleich aufgrund des nun verstärkt zeitvarianten Systemverhaltens im Betriebspunkt nicht mehr gerechtfertigt.

Als weiterer Ausblick wird für den Wechsel von einer unidirektionalen translatorischen Wechselwirkung – wie in dieser Arbeit umgesetzt – auf eine beidseitig wirkende und damit realistische Wechselwirkung über den physisch-virtuellen Schnitt (closed-loop-Betrieb) eine tiefergehende simulative Studie empfohlen. Basierend darauf sollte anschließend an einem skalierten Modell mit kleinem Modalshaker als Akteur das Zusammenspiel zwischen Shaker mit Leistungsteil, Schwingungssensoren und Kurbelwellenechtzeitmodell weiter erforscht werden. Trotz allen bisher implementierten regelungstechnischen und mechanischen Sicherheitseinrichtungen am aktuellen, nicht skalierten System, kann dieses Vorgehen eine Systemzerstörung durch ungewollte und schwer beherrschbare Resonanzzustände des aktuellen, kombiniert physisch-virtuellen Systems verhindern. Zudem ist durch einen skalierten Aufbau das Potential weiterer experimenteller Analysen von gegebenenfalls erforderlichen Zustandsregelungsansätzen gegeben.

Langfristig sollte angestrebt werden, neben der Torsion um die Hauptachse und der reinen Axialanregung auch Biegeanregungen für beispielsweise Taumeleffekte mit zu berücksichtigen. Erste Konzepte sind hierzu bereits erstellt, dennoch weisen diese gerade in Bezug auf die Regelbarkeit und auf mechanische Eigenfrequenzen im Betriebsbereich durch konstruktive Zielkonflikte noch größere Herausforderungen auf.

---

## Literaturverzeichnis

- Albers, A. (1991). Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen – Modellbildung – Auslegung – Wirkung im Gesamttriebstrang. In H. Peeken & C. Troeder (Hrsg.), *Maschinen- und Anlagenüberwachung, Komponenten der Antriebstechnik im System, Neu- und Weiterentwicklungen – 4. Antriebstechnisches Kolloquium '91 (Reihe IME-Leitfaden)* (S. 245–268). Köln: Verlag TÜV Rheinland.
- Albers, A. (1990). Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) – Die mitdenkende Kupplung. In LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.), *4. LuK Kolloquium* (S. 77–101). Buhl: LuK GmbH & Co. KG.
- Albers, A. (2010). Five Hypotheses and a Meta Model of Engineering Design Processes. In I. Horváth, F. Mandorli, & Z. Rusák (Eds.), *Proceedings of the Eight International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering – TMCE 2010, April 12.-16., 2010, Ancona, Italy* (pp. 343–355). Delft: Delft University of Technology.
- Albers, A. (1994). Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge. In LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.), *5. LuK Kolloquium* (S. 5–41). Buhl: LuK GmbH & Co. KG.
- Albers, A., Albrecht, M., Krüger, A., & Lux, R. (2001). New Methodology for Power Train Development in the Automotive Engineering – Integration of Simulation, Design and Testing. *SAE Technical Paper No. 2001-01-3303*, 239–245.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., & Matros, K. (2016). Handbuch Produktentwicklung – Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess (Kapitel 6). In Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–569). München: Carl Hanser Verlag.
- Albers, A., Berger, J., & Boog, S. (2017). *Neue Ansätze zur quantitativen Charakterisierung von Zweimassenschwungradern auf hochdynamischen Komponentenprüfständen*. Beitrag präsentiert auf der 2. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben (17.-18. März 2017) (o. S.), Ettlingen.
- Albers, A., Boog, S., Berger, J., Basiewicz, M., & Ott, S. (2016). *Neuartige Validierungsmethoden für hochdynamisch belastete Doppelkupplungssysteme*. Beitrag präsentiert auf dem SBI - Test Facility Forum (27.-28. September 2016) (o. S.), Frankenthal.

- Albers, A., Boog, S., Berger, J., Matitschka, J., & Basiewicz, M. (2016). Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2279, S. 849–862). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Albers, A., Boog, S., Koch, C., Müller, O., & Ott, S. (2015). Optical analysis and measurement-based determination of spring behavior in clutch disc damper systems during dynamic operation. In VDI Wissensforum GmbH (Ed.), *VDI-Berichte* (Vol. 2256, pp. 679–700). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Albers, A., Boog, S., Koch, C., & Stoll, C. (2015). Identifikation des Federschnittmoments in Dämpfersystemen während verbrennungsmotorischer Anregung am hochdynamischen Komponentenprüfstand. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2262, S. 137–154). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Albers, A., Braun, A., Clarkson, P. J., Enkler, H.-G., & Wynn, D. C. (2009). Contact and Channel Modeling to Support Early Design of Technical Systems. In Margareta Norell Bergendahl (Ed.), *Design has never been this cool: ICED 09, the 17th International Conference on Engineering Design* (Vol. 9, *DS / Design Society*), (Vol. 58, pp. 61–72). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., Burkardt, N., Meboldt, M., & Saak, M. (2005). SPALTEN - Problem Solving Methodology in the Product Development. In A. Samuel (Ed.), *Engineering Design and the Global Economy: ICED 05, the 15th International Conference on Engineering Design* (Vol. 35, pp. 3513–3524). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., Bursac, N., & Rapp, S. (2016). PGE - Product generation engineering: Case study of the dual mass flywheel. In D. Marjanović, M. Štorga, N. Pavković, N. Bojčetić, & S. Škec (Eds.), *14th International Design Conference, DESIGN 2016, Dubrovnik, May 16.-19., 2016* (Vol. 84, pp. 791–800). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., & Düser, T. (2007). *Simulation and Test within Driveline Development – Success by means of integrated Processes*. AVL - Advanced Simulation Technologies: International User Meeting, Graz, 11.-12. Juni 2007.
- Albers, A., & Düser, T. (2008). *Integrierte Validierungsumgebung für energieeffiziente Fahrerassistenzsysteme am Rollenprüfstand*. Beitrag präsentiert auf der IPG Technology Conference Apply and Inovate (23.-24. September 2008) (o. S.), Ettlingen.
- Albers, A., & Düser, T. (2010). Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. In n.a. (Ed.), *Automobiles and sustainable mobility: Proceedings of the FISITA 2010 World Automotive*

---

*Congress, Budapest, Hungary, May 30. – June 4., 2010* (n. p.). Veszprém: OOK Pr.

- Albers, A., Düser, T., & Ott, S. (2008). X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebssystemen. In Haus der Technik (Hrsg.), *8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation 2008, Kassel, 16.-17. September 2008* (o. S.). o. V.
- Albers, A., Fischer, J., Behrendt, M., & Lieske, D. (2014). Measurement and Interpretation of the Transfer Path of an Acoustic Phenomenon in the Drivetrain of an Electric Vehicle. *ATZworldwide*, *116*(03/2014), 48–55.
- Albers, A., Geier, M., & Merkel, P. (2011). Validation activities in the X-in-the-loop framework on the example of model based methods. In n.a. (Ed.), *Vehicle Property Validation (Bad Nauheim, 7.-9. September 2011)* (pp. 275–290). Hannover: Vincentz Network GmbH.
- Albers, A., Gladysz, B., Kniel, J., Aschoff, M., & Meyer, A. (2016). Integration von Versuchsergebnissen in C&C<sup>2</sup>-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. In K. Brökel, J. Feldhusen, K.-H. Grote, F. Rieg, R. Stelzer, N. Müller, & G. Scharr (Hrsg.), *Berichte aus der Konstruktionstechnik* (S. 10–20). Aachen: Shaker Verlag.
- Albers, A., & Herbst, D. (1998). Rupfen – Ursachen und Abhilfen. In LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.), *LuK for the best connection in comfort and economy – 6. LuK Kolloquium (Baden-Baden, 19.-20. März 1998)* (S. 23–46). Bühl: LuK GmbH & Co. KG.
- Albers, A., Mandel, C., Yan, S., & Behrendt, M. (2018). System of system approach for the description and characterization of validation environments. In D. Marjanović, M. Štorga, S. Škec, N. Bojčetić, & N. Pavković (Eds.), *15th International Design Conference, DESIGN 2018, Dubrovnik, May 21.-24., 2018* (Vol. 92, pp. 2799–2810). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., Pinner, T., Yan, S., Hettel, R., & Behrendt, M. (2016). Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. In D. Marjanović, M. Štorga, N. Pavković, N. Bojčetić, & S. Škec (Eds.), *14th International Design Conference, DESIGN 2016, Dubrovnik, May 16.-19., 2016* (Vol. 84, pp. 109–118). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N., & Breitschuh, J. (2016). 15 Years of SPALTEN Problem Solving Methodology in Product Development. In M. Steinert (Ed.), *12th Biennial Norddesign 2016 Conference „Highlighting the Nordic Approach“, NordDesign 2016, Norwegian University of Science and Technology (NTNU) Trondheim, August 10.-12., 2016* (pp. 411–420). Bristol: The Design Society.

- Albers, A., & Sadowski, E. (2014). The Contact and Channel Approach (C&C<sup>2</sup>-A) – relating a system's physical structure to its functionality. In A. Chakrabarti (Ed.), *An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations* (pp. 151–171). Berlin Heidelberg: Springer.
- Albers, A., Stier, C., Babik, A., & Geier, M. (2013). Validierung von Fahrzeug-Antriebssystemen mit hochdynamischen Prüfständen. In U. Brill (Hrsg.), *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VII: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben (Haus der Technik Fachbuch)* (Bd. 129, S. 132–137). Essen: Expert Verlag.
- Albers, A., Stier, C., & Geier, M. (2013a). Herausforderungen von Kupplungssystemen in modernen Antriebssystemen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2206, S. 1–13). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Albers, A., Stier, C., & Geier, M. (2013b). X-in-the-loop Validierungsmethoden für Kupplungssysteme. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2206, S. 249–254). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Basshuysen, R. van, & Schäfer, F. (Hrsg.). (2017). *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (8. überarbeitete Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Benedikt, M., Zehetner, J., Stettinger, G., Wierse, M., & Kokal, H. (2014). *Forschungsprojekt ACoRTA: Modellbasierte Kopplung zur Lösung des Echtzeit-Co-Simulationsproblems*. VDI SimVec, Baden-Baden.
- Benz, W. (1960). Die Erregung der Längsschwingungen von Kurbelwellen. *Motortechnische Zeitschrift : MTZ; technisch-wissenschaftliche Zeitschrift für das Gesamtgebiet der Verbrennungskraftmaschinen*, 21(8), 333–334.
- Benz, W. (1971). Durch Wechselverdrehbeanspruchungen hervorgerufene Biegeschwingungen. *Motortechnische Zeitschrift : MTZ; technisch-wissenschaftliche Zeitschrift für das Gesamtgebiet der Verbrennungskraftmaschinen*, 32(4), 131–133.
- Berger, J., Boog, S., & Ott, S. (2016). Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2279, S. 545–558). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Berger, J., Stier, C., Albers, A., Zöller, T., & Leibfried, T. (2010). Virtuelle Versuchsplanung durch Simulation von elektrischen Prüfstandsantrieben am Beispiel der Schwingungsuntersuchung am Kfz-Antriebsstrang. In VDI

- Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2106, S. 269–282).  
Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Berger, J., Theuerkauf, R., & Ott, S. (2018). Neue Prüf(-stands)-Konzepte ermöglichen Validierung mehrdimensional angeregter Triebstrangteilsysteme. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2333, S. 511–526). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Bischofberger, A., Ott, S., & Albers, A. (2021). Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems. *Forschung im Ingenieurwesen* (2021), 85, 1–10. <https://doi.org/10.1007/s10010-020-00426-x>
- Böge, A., & Böge, W. (2016). *Technische Mechanik: Statik - Reibung - Dynamik - Festigkeitslehre - Fluidmechanik* (32. Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Bouscayrol, A. (2008). Different types of Hardware-In-the-Loop simulation for electric drives. In Institute of Electrical and Electronics Engineers (Ed.), *Proceedings of ISIE, 2008 IEEE International Symposium on Industrial Electronics* (Cambridge, United Kingdom, June 30. - July 02., 2008): Vol. 1-5 (pp. 2146–2151)
- Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU) (Hrsg.). (2018). *Klimaschutz in Zahlen: Fakten, Trends und Impulse deutscher Klimapolitik*. Frankfurt am Main: Druck- und Verlagshaus Zarbock GmbH & Co. KG.
- Busch, M., & Schweizer, B. (2010). Numerical stability and accuracy of different co-simulation techniques: Analytical investigations based on a 2-dof test model. In Lappeenranta University of Technology (Ed.), *Proceedings of IMSD, 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics* (Lappeenranta, Finland, May 25.-27., 2010): Vol. 1 (pp. 1–13).
- Di, P. N. (1973). *Beitrag zur Reduktion diskreter Schwingungsketten auf ein Minimalmodell* [Dissertation]. Fakultät für Maschinenwesen, Universität Dresden (TU).
- Dietsche, K.-H., & Reif, K. (2011). *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch* (Robert Bosch GmbH <Stuttgart> / Unternehmensbereich Automotive Aftermarket / Abteilung Marketing Automotive Diagnostics, Hrsg.; 27. Aufl.). Wiesbaden: Vieweg & Teubner.
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (Hrsg.). (2000). *DIN 1311-1:2000-02, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme – Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (Hrsg.). (2002). *DIN 1311-2:2002-08, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme – Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Dittmar, R., & Pfeiffer, B.-M. (2014). Internal Model Control (IMC) & Smith-Prädiktor-Regler. In *Modellbasierte prädiktive Regelung: Eine Einführung für Ingenieure* (S. 47–53). München Wien: Oldenbourg.
- Draminski, P., & Warming, T. (1942). Axialschwingungen von Kurbelwellen. *Motortechnische Zeitschrift: MTZ; technisch-wissenschaftliche Zeitschrift für das Gesamtgebiet der Verbrennungskraftmaschinen, Bd. 4*(Heft 2), 49–52.
- Dresig, H. (2006). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modelbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (2. Aufl.). Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Dresig, H., & Fidlin, A. (2014). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (3., überarbeitete und erweiterte Auflage). Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Dresig, H., & Holzweißig, F. (2011). *Maschinendynamik* (10., neu bearbeitete Auflage). Berlin Heidelberg: Springer.
- Düser, T. (2010). *X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 47). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Ebel, B. (2015). *Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 85). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Ehrlenspiel, K. (2006). *Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit* (3. Aufl.). München: Carl Hanser Verlag.
- Fidlin, A., Ineichen, L., Kremer, E., Klünder, D., Tikhomolov, A., & LuK GmbH & Co. oHG, Bühl. (2009). Schwingungen im Kupplungsbetätigungssystem: Von der Kurbelwelle bis zum Pedal. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2077, S. 143–152). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Geier, M., Stier, C., Düser, T., Behrendt, M., Ott, S., & Albers, A. (2009). Simulationsgestützte Methoden – IDE und XiL zur Entwicklung von Antriebsstrangkomponenten. *ATZ extra, Bd. 22*(Heft 4), 48–53.

- Golloch, R., & Merker, G. P. (2005). Downsizing bei Verbrennungsmotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, *Bd. 66*(Heft 2), 126–131.  
<https://doi.org/10.1007/BF03227254>
- Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH. (2018). *ADwin-Pro II | System- und Hardware-Beschreibung*.
- Jarvis, R. P., & Oldershaw, R. M. (1973). Clutch Judder in Automobile Drivelines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, *187*, 369–379.
- Kernstock, T. (2012). *Ein Beitrag zur gezielten Reduktion des NVH-Phänomens Getrieberasseln über den gesamten Fahrzeugentwicklungsprozess am Beispiel eines Doppelkupplungsgetriebes*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 55). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Koch, C. (2019). *Eine Methode zur optischen Messung der Federbewegung in Torsionsdämpfersystemen*. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 116). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Kooy, A., Gillmann, A., Jäckel, J., & Bosse, M. (2002). ZMS - nichts Neues? In LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.), *7. LuK Kolloquium* (S. 6–14). Bühl: LuK GmbH & Co. KG.
- Krebs, J., Voigt, M., Berger, J., & Boog, S. (2018). *Prüfstand für mindestens eine Komponente eines Fahrzeug-Antriebsstrangs* (Deutsches Patent- und Markenamt, Patent Nr. DE 10 2016 006 360 B4).
- Kritzer, R. (1957). Die Biegeschwingungen der Kurbelwelle von Kolbenmaschinen mit Berücksichtigung der Kreiselwirkung des Schwungrades. *MWM-Nachrichten - Motoren-Werke Mannheim AG, Vormalis Benz, Abteilung Stationärer Motorenbau \*1922 -\*, Jahr 1957*(Heft 1), 51–63.
- Kritzer, R. (1961). Mechanik, Beanspruchung und Dauerbruchsicherheit der Kurbelwellen schnellaufender Dieselmotoren. *Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau*, *Bd. 13*(Heft 11 & 12), 432–442 & 480–487.
- Kritzer, R., & Lüthin, M. (1960). Dynamische und Gestaltfestigkeits-technische Gesichtspunkte beim Entwurf von Kurbelwellen. *MWM-Nachrichten - Motoren-Werke Mannheim AG, Vormalis Benz, Abteilung Stationärer Motorenbau \*1922 -\*, Jahr 1960*(Heft 1), 41–84.
- Kroll, J., Hausner, M., & Seebacher, R. (2014). Mission CO<sub>2</sub>-Reduktion: Die Zukunft des manuellen Schaltgetriebes. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *Solving the Powertrain Puzzle – 10. Schaeffler Kolloquium*

- (Baden-Baden, 03.-04. April 2014) (S. 56-77). Bühl: Schaeffler Technologies AG & Co. KG
- Küçükay, F., & Pfeiffer, F. (1986). Über Rasselschwingungen in Kfz-Schaltgetrieben. *Ingenieur-Archiv*, 56 (1), 35–37.
- Lang, O. R. (1966). *Triebwerke schnelllaufender Verbrennungsmotoren: Grundlagen zur Berechnung und Konstruktion*. Berlin Heidelberg: Springer.
- Laschet, A. (1988). *Simulation von Antriebssystemen: Modellbildung der Schwingungssysteme und Beispiele aus der Antriebstechnik* (D. Möller & B. Schmidt, Hrsg.; Bd. 9). Berlin Heidelberg: Springer.
- Liang, X., Wen, Y., Shu, G., Wang, Y., & Wang, X. (2014). Axial vibration source identification of engine crankshaft based on auto-regressive and moving average model and analytic hierarchy process method. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 20(Ed. 8), 1185–1198.
- Lutz, D. (1988). Kupplungsmanagement ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 697, S. 219–256). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Lux, R. (2000). *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch* [Dissertation]. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH).
- Matitschka, J., Berger, J., & Ott, S. (2015). Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebskomponenten in einer Echtzeitumgebung. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2262, S. 203–218). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Matthiesen, S. (2002). *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirflächenpaare & Leitsstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau* (Bd. 6). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Matthiesen, S. (2021). Gestaltung – Prozess und Methoden. In B. Bender & K. Gericke (Hrsg.), *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (9. Aufl.). Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Müller, M. (2006). *Angewandte statistische Regression* [Vorlesungsskript]. [https://stat.ethz.ch/education/semester/WS\\_2006\\_07/asr/Stat.pdf](https://stat.ethz.ch/education/semester/WS_2006_07/asr/Stat.pdf)&ved=2ahUKEwjjw\_bfrdvpAhVE-

qQKHlvBAkQFjAFegQlChAB&usg=AOvVaw2T8Y\_anzARkjjTt\_IfAx (Zugriff am 06.01.2019)

- Newcombe, T. P., & Spurr, R. T. (1972). *Clutch Judder*. In n.a. (Ed.), *Proceedings of the 14th International Automobile Technical Congress of FISITA, London, United Kingdom, June 25.-30., 1972* (pp. 1/16-1/18). London: Institution of Mechanical Engineers.
- Orlamünder, A. (2020). *Hybridmodul sowie Antriebsstrang mit dem Hybridmodul* (Europäisches Patentamt, Patent Nr. EP 3 119 656 B1).
- Pinner, T. (2017). *Ein Beitrag zur Entwicklung von Koppelsystemen für die Validierung im Kontext des X-in-the-Loop-Frameworks am Beispiel eines Schaltroboters*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 104). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Pinner, T., Jost, F., Schmid, D., & Albers, A. (2015). Considering user's impact in validation activities – An approach for the determination of requirements. In C. Weber, S. Husung, G. Cascini, M. Cantamessa, D. Marjanovic, & F. Rotini (Ed.), *Design Methods and Tools – Part 1: ICED 15, the 20th International Conference on Engineering Design (Vol. 5, DS / Design Society)* (Vol. 80, pp. 51–62). Glasgow: The Design Society.
- Powell, B. K., Lawson, G. P., & Hogh, G. (1988). Advanced Real-Time Powertrain Systems Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110(3), 325–333.
- Purdie, C. (2020). *Variantsimulation für Drehschwingungen in Nutzfahrzeugantriebssträngen* [Dissertation]. LRT 4 – Institut für Mechanik, Universität der Bundeswehr München.
- Reik, W., Seebacher, R., & Ad, K. (1998). Das Zweimassenschwungrad. In LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.), *6. LuK Kolloquium* (S. 69–94). Buhl: LuK GmbH & Co. KG.
- Reiß, N., Albers, A., Janke, M., Popp, F., & Bursac, N. (2017). Das Methoden Spiel „SPALTEN Expedition“: Akzeptanzsteigerung durch Erfahrungen und Erfolgserlebnisse. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, D. Spath, & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017: Produktentwicklung im disruptiven Umfeld (n. P.)*. Stuttgart: Fraunhofer IAO.
- Ropohl, G. (Hrsg.). (1975). Einleitung in die Systemtechnik. In *Systemtechnik – Grundlagen und Anwendung*. München Wien: Carl Hanser Verlag.
- Schyr, C. (2006). *Modellbasierte Methoden für die Validierungsphase im Produktentwicklungsprozess mechatronischer Systeme am Beispiel der*

- Antriebsstrangentwicklung*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 22). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Seebacher, R., Kiesel, A., & Zhou, Y. (2013). Analyse und Reduktion von Rasselgeräuschen in der Schlupfphase einer Kupplung. In U. Brill (Hrsg.), *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VII: Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben (Haus der Technik Fachbuch)* (Bd. 129, S. 23–32). Essen: Expert Verlag.
- Stachowiak, H. (1973). *Allgemeine Modelltheorie*. Wien: Springer.
- Steinel, K. (2009). Schwingungsphänomene beim Anfahrvorgang: Analyse und Abhilfemaßnahmen. In U. Brill (Hrsg.), *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V: Schwingungen im Getriebe und im Antriebsstrang – NVH-Optimierungen – Systemabstimmungen von Hybridfahrzeugen – Akustische Beurteilungen (Haus der Technik Fachbuch)* (Bd. 5, S. 23–36). Essen: Expert Verlag.
- Steinilper, W. (2012). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (B. Sauer, Hrsg.; 7. Aufl.). Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Stettinger, G., Benedikt, M., Thek, N., & Zehetner, J. (2013). Extending Co-Simulation to the Real-Time domain. *SAE Technical Paper No. 2013-01-0421*, 1–8.
- Stettinger, G., Benedikt, M., & Zehetner, J. (2015). Modellbasierte Echtzeit-Co-Simulation: Überblick und praktische Anwendungsbeispiele. *e&i - Elektrotechnik und Informationstechnik*, 132(4), 207–213.
- Stier, C. (2015). *Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen*. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 82). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Stier, C., Geier, M., & Albers, A. (2009). Analyse des Drehzahleinflusses auf das dynamische Übertragungsverhalten von ZMS. In U. Brill (Hrsg.), *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V: Schwingungen im Getriebe und im Antriebsstrang – NVH-Optimierungen – Systemabstimmungen von Hybridfahrzeugen – Akustische Beurteilungen (Haus der Technik Fachbuch)* (Bd. 5, S. 11–22). Essen: Expert Verlag.
- Sucker, J. (2015). *Neue Prüfverfahren für Drehschwingungsdämpfer*. Beitrag präsentiert auf der 1. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2015: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben (28.-29. April 2015) (o. S.), Karlsruhe.

- Thomke, S., & Bell, D. E. (2001). Sequential Testing in Product Development. *Journal of Management Science*, 47(2), 308–323.
- Tikhomolov, A., Klünder, D., & Fidlin, A. (2011). Dynamik der Fahrzeugkupplungen. In VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.), *VDI-Berichte* (Bd. 2155, S. 171–181). Düsseldorf: VDI Verlag.
- von Bertalanffy, L. (1949). Zu einer allgemeinen Systemlehre. *Biologia Generalis* 195, S. 114-129. [http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-86022-4\\_2](http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-86022-4_2)
- Wiener, N. (1948). *Cybernetics or control and communication in the animal and the machine*. New York: John Wiley & Sons.
- Yan, S. (2020). *Vernetzte Validierungsumgebungen – Ein Beitrag zur Validierung im verteilten Produktentwicklungsumfeld auf Basis des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes am Beispiel der Antriebssystementwicklung*. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 130). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe.
- Zehetner, J., Stettinger, G., Kokal, H., & Toye, B. (2014). Echtzeit-Co-Simulation für die Regelung eines Motorprüfstands. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 116(Heft 2), 40–45.
- ZF Friedrichshafen AG - PKW-Kupplungssysteme (Hrsg.). (2017). *Kupplungssysteme für PKW bis 1000 Nm*. Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG.
- Zink, M., & Hausner, M. (2009). Das Fliehkraftpendel. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 111(7), 546–553. <https://doi.org/10.1007/BF03222092>
- Zürbes, A. (1992). *Ein Verfahren zur Berechnung der gekoppelten Biege- und Torsionsschwingungen von Kurbelwellen* (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 11, Schwingungstechnik; Nr. 170). Düsseldorf: VDI Verlag.

**Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor Co-betreut wurden:**

- Depperschmidt, J. (2015). *Simulative Parameterermittlung zur Erweiterung eines Simulationsmodells eines Taumeldynamikprüfstands* [Unveröffentlichte Bachelorarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

- Friedrich, J. (2017). *Erstellung eines Zweimassenschwungrad-Simulationsmodells mit Fokus auf der Abbildung des Federverhaltens* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Galm, M. (2015). *Modellbasierte Analyse von Regelungstopologien bei Closed-Loop-Versuchen* [Unveröffentlichte Bachelorarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Heber, S. (2014). *Konstruktion und Gestaltung eines Taumeldynamikprüfstandes zur Validierung mehrdimensional angeregter Systeme* [Unveröffentlichte Bachelorarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Theuerkauf, R. (2015). *Entwicklung eines Prüfstandaufbaus zur Untersuchung des Schnittstelleneinflusses bei XiL-Aufbauten* [Unveröffentlichte Bachelorarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Theuerkauf, R. (2018). *Auslegung und experimentelle Validierung eines physisch-virtuellen Koppelsystems zur Abbildung zweidimensionaler Belastungen am Prüfstand* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Xu, Z. (2016). *Simulative Betrachtung von Regelungsmodellen zur translatorischen Systemanregung unter Berücksichtigung nachgiebiger Koppelsysteme* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

**Des Weiteren wird auf nachfolgende studentische Arbeiten referenziert, die nicht durch den Autor dieser Arbeit Co-betreut wurden:**

- Berger, J. (2012). *Methodenbasierte Entwicklung eines Prüfstandkonzeptes zur Abbildung der verbrennungsinduzierten Schwungraddynamik* [Unveröffentlichte Diplomarbeit]. ITM - Institut für Technische Mechanik (Abteilung Dynamik/Mechatronik) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Mall, P. (2014). *Auslegung eines Prüfstandskonzeptes zur Abbildung der verbrennungsinduzierten Schwungraddynamik* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. ITM - Institut für Technische Mechanik (Abteilung Dynamik/Mechatronik) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

- Plachetka, C. (2015). *Berechnung eines Prüfstandkonzeptes zur Schwingungsuntersuchung von Teilsystemen im Antriebsstrang* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. ITM - Institut für Technische Mechanik (Abteilung Dynamik/Mechatronik) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Stoll, C. (2015). *Sensitivitätsanalyse von Störgrößen bei der Parameterermittlung von Schwingungsdämpfersystemen* [Unveröffentlichte Masterarbeit]. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.



---

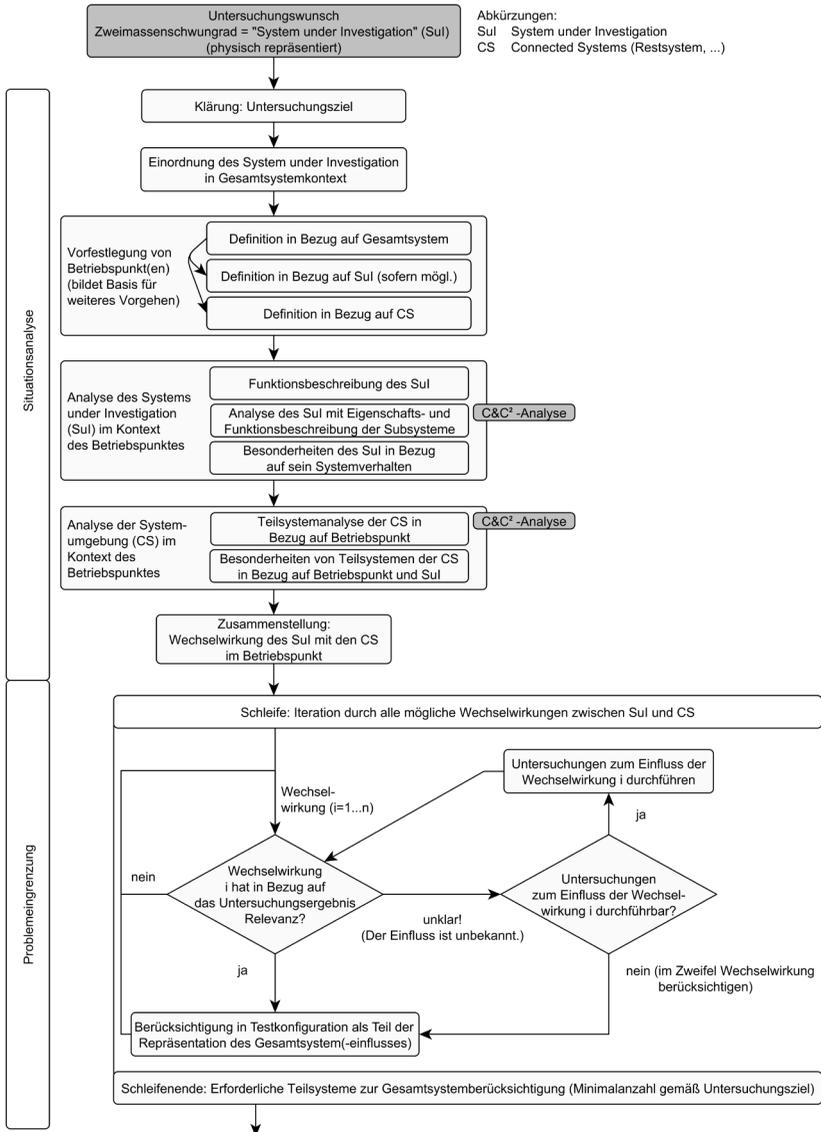
# Anhang

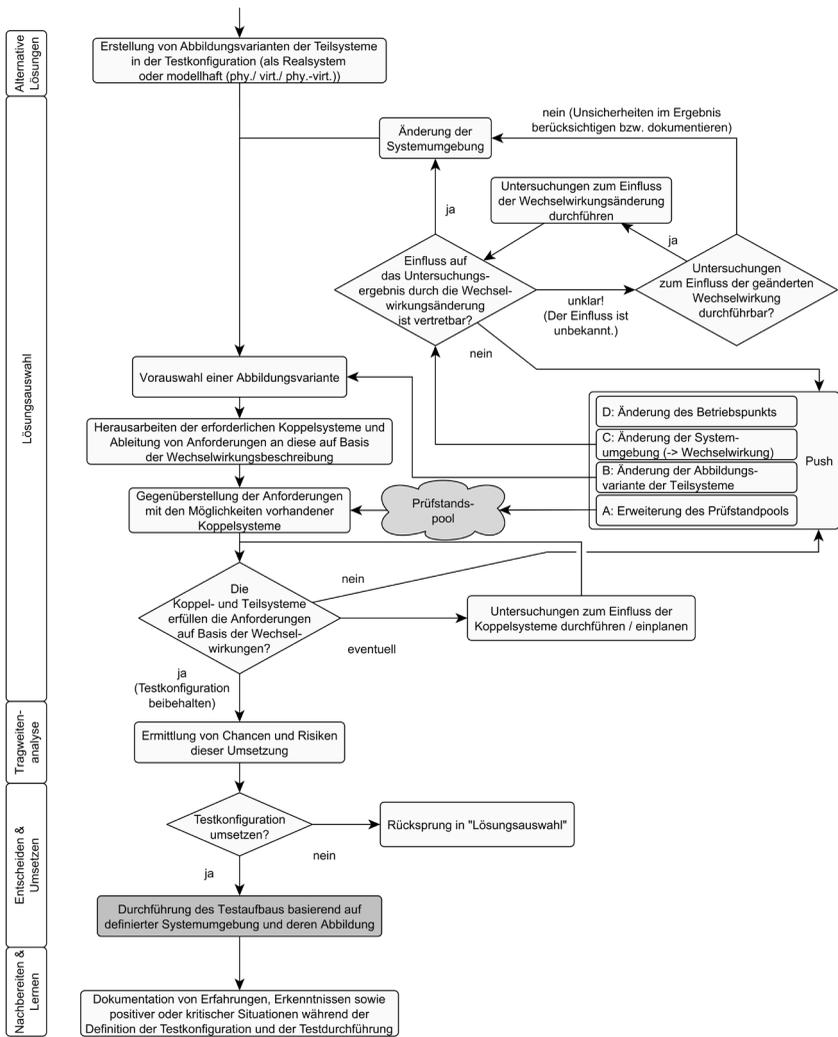
## A.1 Parameterwerte des Antriebsstrangmodells

Parameter	Variablenname	Einheit	Wert
Trägheit Kurbelwelle	J_KW	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	45
Trägheit ZMS-Primärseite	J_ZMS <sub>prim</sub>	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	115
Trägheit ZMS-Sekundärseite	J_ZMS <sub>sek</sub>	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	115
Trägheit Kupplungsscheibe	J_KS	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	10
Trägheit Getriebeeingang	J_GE	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	4,25
Trägheit Getriebeausgang	J_GA	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	2,5
Trägheit Gelenkwelle	J_GW	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	6,5
Trägheit Differentialeingang	J_DE	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	2,4
Trägheit Differentialausgänge	J_DA	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	32,5
Trägheit Räder (2x)	J_RAD	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	1.700
Trägheit Fahrzeug (rotatorisch)	J_FZG	$10^{-3} \text{ kgm}^2$	65.000
Steifigkeit ZMS (Hauptstufe)	c_ZMS	Nm/rad	600
Steifigkeit Getriebeeingangswelle	c_GE	Nm/rad	9.000
Steifigkeit Getriebe (Verzahnung & Ausgang)	c_GET	Nm/rad	60.000
Steifigkeit Gelenkwelle (Eingang)	c_GWE	Nm/rad	9.000
Steifigkeit Gelenkwelle (Ausgang)	c_GWA	Nm/rad	9.000
Steifigkeit Differential	c_DIFF	Nm/rad	750.000

Steifigkeit Seitenwellen (2x parallel)	c_SW	Nm/rad	10.000
Steifigkeit Reifen (2x parallel)	c_REIFEN	Nm/rad	40.000
Übersetzung Gang 1	i_GET_1	-	3,73
Übersetzung Gang 2	i_GET_2	-	2,05
Übersetzung Gang 3	i_GET_3	-	1,36
Übersetzung Gang 4	i_GET_4	-	1,00
Übersetzung Gang 5	i_GET_5	-	0,82
Übersetzung Gang 6	i_GET_6	-	0,69
Übersetzung Differential	i_DIFF	-	3,70
Dämpfung ZMS	b_ZMS	Nms/°	0,0461
Dämpfung Wellen	D_W	-	0,05
Dämpfung Kupplungsscheibe	D_KS	-	0,05
Dämpfung Getriebeverzahnungen	D_GET	-	0,05
Dämpfung Seitenwellen	D_SW	-	0,2
Dämpfung Reifen	D_REIFEN	-	0,4

## A.2 Vorgehensstruktur zur ZMS-Testkonfigurationsentwicklung in Bezug auf das Restsystem





## A.3 Datenblatt: Rheintacho SDN6.FK10.E05RV



### Drehzahlsensor / Speed Sensor

2-Kanal Hall-Differenz FK Baureihe /  
2-Channel Differential-Hall FK series

IP65



Technisches Datenblatt / Technical Data Sheet

Kurzdaten	
Versorgung	4.5 VDC ... 24 VDC
Frequenzbereich	0.1 Hz ... 20 kHz
Betriebstemperatur, typisch	-40 °C ... +140 °C
Schutzart (EN 60529)	IP65
Data summary	
Power supply	4.5 VDC ... 24 VDC
Frequency range	0.1 Hz ... 20 kHz
Operation temperature, typically	-40 °F ... +284 °F
Degree of protection (EN 60529)	IP65

#### Anwendung

- 2-kanalige Drehzahlfassung an Zahnrädern mit kleinem Modul und hoher Auflösung
- Anwendung in Gabelstaplern und elektrischen Antrieben
- 90° Phasenverschiebung

#### Merkmale

- Weiter Frequenzbereich
- Tauchtiefen 35 mm und 45 mm
- Verschiedene Kabellängen / Steckertypen verfügbar
- Richtungsabhängiger Einbau
- Großer Temperaturbereich

#### Applications

- 2-channel speed detection of gearwheels with small module and high resolution
- Applications mobile operating machines and electric drives
- 90° phase shift

#### Features

- Wide frequency range
- 35 mm and 45 mm insertion depth
- Different cable length / connectors available
- Alignment required
- Wide temperature range



## Drehzahlsensor / Speed Sensor

### 2-Kanal Hall-Differenz FK Baureihe / 2-Channel Differential-Hall FK series

Technisches Datenblatt / Technical Data Sheet

#### Einbau / Mounting

Einbauart / Mounting principle	Richtungsabhängig mit asymmetrischem Flansch / Directional dependence with asymmetric flange
Anzugsmoment / Tightening torque	Max. 10 Nm
Biegeradius Anschlusskabel / Bending radius of connection cable	15 mm
Gehäusewerkstoff / Housing material	Kunststoff (PPS-GF40, UL 94, V-0) / Plastic (PPS-GF40, UL 94, V-0)
Gehäuse / Housing	Flanschform, rechtwinkliger Kabelabgang (180° zur Achse des Schraubenlochs) / With flange, perpendicular cable outlet (exists 180° to the axis of the mounting screw)
O-Ring / O-ring	11.8 x 1.8 FKM (nur mechanische Zentrierfunktion / only mechanical centering function)
Schalt- / Einbaubstand (Einbau siehe Zeichnung) / Air gap (Assembly see drawing)	Modul / module 1: 0,3 mm ... 1,0 mm Modul / module 1,25: 0,3 mm ... 1,5 mm Modul / module 1,5: 0,3 mm ... 1,7 mm Modul / module 2: 0,3 mm ... 2,2 mm Modul / module 2,5: 0,3 mm ... 3,2 mm
Allgemeine Einbauhinweise / General mounting instructions	Der Sensor muss mit Vorsicht gehandhabt werden, um Beschädigung der Stirnseite zu verhindern. Beim Einbau des Sensors vorsichtig vorgehen, um eine Beschädigung des O-Rings zu vermeiden. The sensor must be handled with care to prevent damage to the face. To avoid damage to the O-Ring, the sensor must be installed carefully.

#### Elektrische Daten / Electrical Specifications

Versorgung / Power supply	4,5 VDC ... 24 VDC
Stromaufnahme / Current consumption	5 V: 7,6 mA ... 17,6 mA
	12 V: 7,8 mA ... 17,8 mA
	24 V: 8,0 mA ... 18 mA
	ohne Pullup-Widerstand, Umgebungstemperatur +25 °C / without pullup resistors, ambient temperature +25 °C
Frequenzbereich / Frequency range	0,1 Hz ... 20 kHz (ein Signalwechsel nach Stillstand möglich / one signal change after stop possible)
Strombelastbarkeit / Current load	< 40 mA
Kurzschlussfest / Short circuit immunity	Ja, Ausgänge gegen Masse; Ausgänge gegen Versorgung (VDC) bis max. 50 mA / Yes, outputs against ground; outputs against power supply (VDC) max. 50 mA
Verpolungsschutz Versorgungsleitungen / Reverse polarity protection power supply lines	Ja, bei korrekt belegten Ausgängen (max. 50 mA) / Yes, at correctly connected outputs (max. 50 mA)
Isolationsfestigkeit / Insulation strength	1000 VDC
Ausgang / Output	Rechteck, 2 Frequenzsignale, Open Collector / Rectangle, 2 frequency signals, Open Collector
Ausgangssignalpegel / Output signal level	Low: <0,6 V @ 40 mA
Drehrichtung und Ausgangssignal / Direction of rotation and output signal	Flansch rechts, Zahnrad im Uhrzeigersinn drehend: Kanal A eilt nach, Kanal B eilt vor / Flange right, gear wheel turning in clockwise direction: channel A hastening after, channel B leading
Tastverhältnis / Duty cycle	Modul / module 1 ... 2,5: 50 % ± 10 %
Phasenverschiebung Links-, Rechtslauf / Phase shift for left-, right hand motion	Modul / module 1,25: 270° ± 45° / 90° ± 45° Modul / module 1,72: 270° ± 45° / 90° ± 45°
Phasenverschiebung (modulabhängig) / Phase shift (depending on module)	Phasenverschiebung von 90° / 270° ist nur bis Modul 2,5 durch Justierung der Einbauposition zu erreichen / Phase shift of 90° / 270° only possible with module max. 2.5 via adjustment of sensor mounting position
Anstiegs-, Abfallzeit / Rise-, fall time	max. 10 µs / 500 ns @ RL = 1,5 kΩ und VDC = 15 V

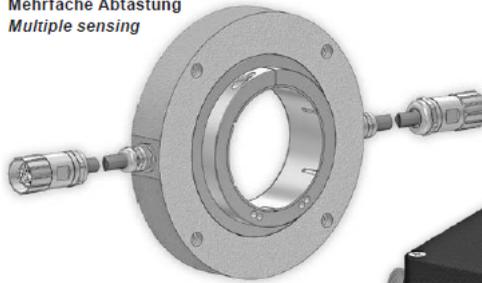
## A.4 Datenblatt: Baumer HMC18A1 N60D02



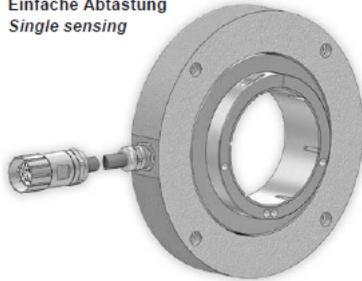
Passion for Sensors

### Montage- und Betriebsanleitung *Installation and operating instructions*

Mehrfache Abtastung  
*Multiple sensing*



Einfache Abtastung  
*Single sensing*



### **HMC18 ...**

**Lagerloser Drehgeber - inkremental**

**Magnetische Abtastung mit Signalverarbeitungselektronik (1 oder 2 Signalausgänge)**

***Encoder without bearings - incremental***

***Magnetic sensing with signal processing electronics (1 or 2 signal outputs)***

Baumer\_HMC18-HMC18M-TL\_IL\_DE-EN (1441)

MB16911 - 11136612

## 8 Technische Daten

## 8 Technische Daten

## 8.1 Technische Daten - elektrisch (Generierung der Ausgangssignale mit der Signalverarbeitungselektronik HMCP18 ...)

• Impulse (Sinusperioden) pro Umdrehung: (Je nach Bestellung, siehe Abschnitt 6.4.)	200...102400 (409600 Option)
• Ausgangsstufen: (Je nach Bestellung, siehe Abschnitt 6.4.)	SinCos 1 $V_{ss}$ HTL TTL Universal HTL (10...30 VDC), TTL (5 VDC) SinCos 1 $V_{ss} + nError$ TTL + nError HTL + nError
• Ausgangsfrequenz: (Abhängig von Kabellänge, Kabeltyp und Spannungsversorgung)	HTL: ~1 MHz TTL: ~4 MHz (~2 MHz mit Nullimpuls) SinCos: ~400 kHz
• Amplitudenauflösung:	12 Bit (SinCos)
• Spannungsversorgung:	10...30 VDC (HMCP18 ...) 5 VDC $\pm 5\%$ (HMCK18 ... über HMCP18 ...)
• Betriebsstrom:	~200 mA (bei 15 VDC)
• Störfestigkeit:	EN 61000-6-2:2005
• Störaussendung:	EN 61000-6-3:2007/A1:2011

## 8.2 Technische Daten - mechanisch (HMCR18 ... + HMCK18 ...)

• Betriebsdrehzahl (mechanisch):	12000 U/min
• Trägheitsmoment Rotor:	48,7 kgcm <sup>2</sup> (ø80 mm)
• Widerstandsfähigkeit	IEC 60068-2-6: 2007 Vibration 25 g, 10-2000 Hz IEC 60068-2-27: 2008 Schock 300 g, 12 ms
• Schutzart DIN EN 60529:	IP68
• Betriebstemperatur:	-20...+85 °C
• Masse ca.:	1,46 kg (HMCR18 ..., ø85 mm) 3,1 kg (HMCR18 ... + HMCK18 ...)

## 8.3 Technische Daten - mechanisch (HMCP18 ...)

• Widerstandsfähigkeit	IEC 60068-2-6:2007 Vibration 1 g, 50-2000 Hz IEC 60068-2-27:2008 Schock 30 g, 11 ms
• Schutzart DIN EN 60529:	IP65
• Betriebstemperatur:	0...+50 °C
• Masse ca.:	1 kg

## A.5 Datenblatt: Heidenhain ROD 426

	Inkremental  ROD 426
Absolute Positionswerte*	-
Bestellbezeichnung	
Positionen/U	-
Umdrehungen	-
Code	-
Elektr. zul. Drehzahl Abweichungen <sup>1)</sup>	-
Rechenzeit $t_{cal}$	-
Inkrementalsignale	$\square$ TTL
Strichzahlen*	50 100 150 200 250 360 <b>500</b> 512 720 <b>1000 1024 1250</b> 1500 1800 <b>2000 2048 2500 3600 4096</b> 5000 6000 <sup>2)</sup> 8192 <sup>5)</sup> 9000 <sup>5)</sup> 10000 <sup>5)</sup>
Grenzfrequenz -3 dB Abtastfrequenz Flankenabstand a	- $\leq 300 \text{ kHz}/\leq 150 \text{ kHz}^{5)}$ $\geq 0,39 \mu\text{s}/\geq 0,25 \mu\text{s}^{5)}$
Systemgenauigkeit	1/20 der Teilungsperiode
Spannungsversorgung*	5V $\pm$ 10 %
Stromaufnahme ohne Last	120 mA
Elektrischer Anschluss*	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Flanschdose M 23, radial und axial</li> <li>● Kabel 1 m/5 m, mit oder ohne Kupplung M 23</li> </ul>
Welle	Vollwelle D = 6 mm
Mech. zul. Drehzahl n	$\leq 16000 \text{ min}^{-1}$
Anlaufdrehmoment	$\leq 0,01 \text{ Nm}$ (bei 20 °C)
Trägheitsmoment Rotor	$\leq 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
Belastbarkeit der Welle <sup>6)</sup>	axial 10 N/radial 20 N am Wellenende
Vibration 55 bis 2000 Hz Schock 6 ms/2 ms	$\leq 300 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-6) $\leq 1000 \text{ m/s}^2/\ddot{t}$ 2000 $\text{m/s}^2$ (EN 60068-2-27)
Max. Arbeitstemperatur <sup>8)</sup>	100 °C
Min. Arbeitstemperatur	Flanschdose oder Kabel fest verlegt: -40 °C Kabel bewegt: -10 °C
Schutzart EN 60529	IP 67 am Gehäuse; IP 64 am Welleneingang <sup>4)</sup>
Masse	ca. 0,3 kg



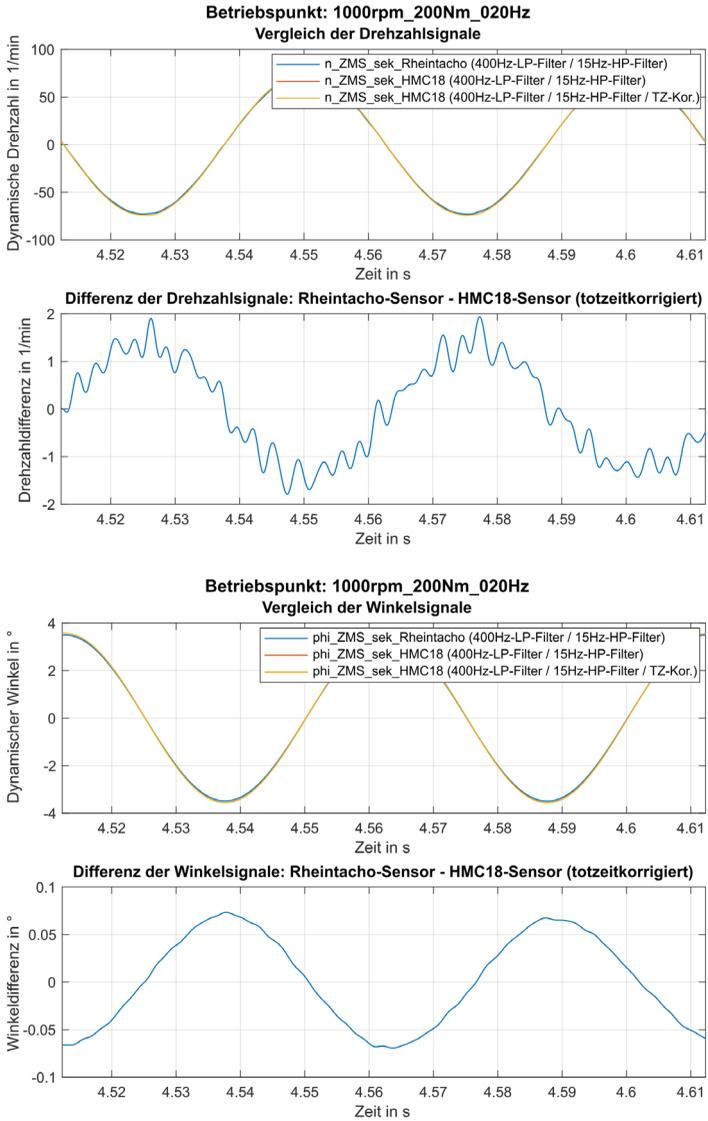
siehe auch Mechanische Geheißeführungen und Anbau  
7) der Positionswert wird intern alle 5  $\mu\text{s}$  aktualisiert  
8) Zusammenhang zwischen Arbeitstemperatur und Drehzahl bzw. Versorgungsspannung siehe Allgemeine mechanische Hinweise

3) diese Funktionen sind programmierbar  
4) IP 66 auf Anfrage  
5) nur bei ROD 426, ROD 466 durch integrierte Signalverdopplung

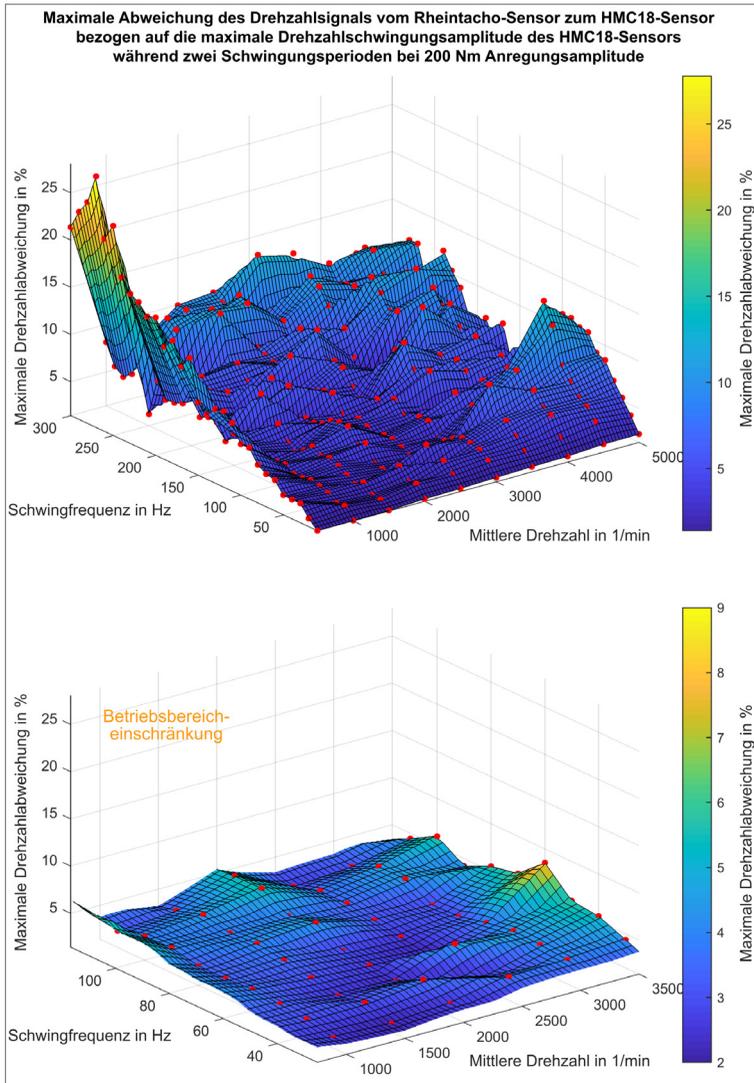
fett: diese Ausführung ist als Vorzugstyp schnell lieferbar  
\* bei Bestellung, bitte auswählen  
1) dreizahlabhängige Abweichungen zwischen Absolutwert und Inkrementalsignal  
2) eingeschränkte Toleranzen: Signalgröße 0,8 bis 1,2 V<sub>ss</sub>

Auszug aus Produktbroschüre: HEIDENHAIN Drehgeber (Juni 2008)  
DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH - Dr.-Johannes-Heidenhain-Straße 5 - 83301 Traunreut

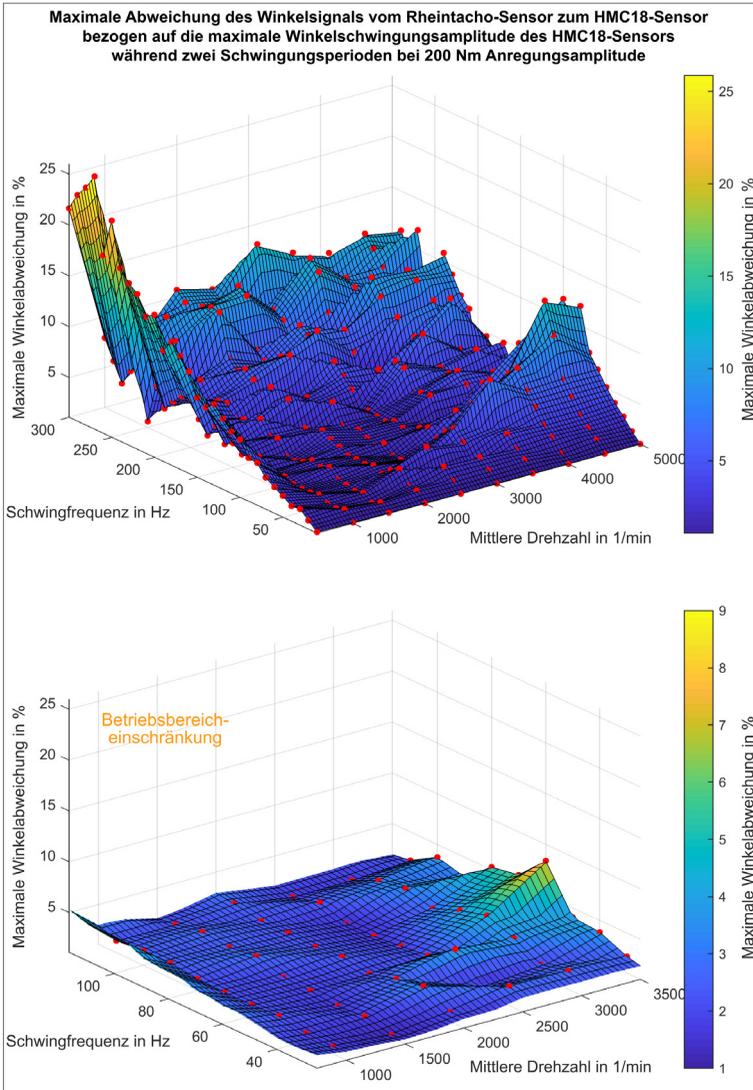
## A.6 Vergleich der Drehzahl- und Winkelsignale des Rheintacho-Sensors zum HMC18-Sensor



## A.7 Fehlerkennfeld aus dem Vergleich der Drehzahlsignale des Rheintacho-Sensors zum HMC18-Sensor



## A.8 Fehlerkennfeld aus dem Vergleich der Winkelsignale des Rheintacho-Sensors zum HMC18-Sensor



## A.9 Datenblatt: Manner MF-1000-132

### Manner - MF-1000-132

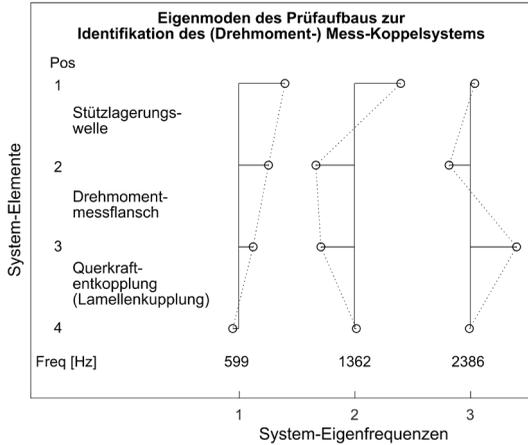
Drehmomentmessflansch

Hersteller: Manner Sensortelemetrie GmbH



<b>Kennwert</b>	<b>Größe</b>
Drehmomentmessbereich	1000 Nm
Maximal ertragbares Drehmoment	4x Drehmomentmessbereich
Genauigkeitsklasse	0,1 %
Signal (Drehmoment)	$\pm 10$ V
Maximaldrehzahl	12.000 rpm
Trägheitsmoment	$0,007375 \text{ kgm}^2$
Steifigkeit	785 kNm/rad
Zul. Axialkraft	7.500 N
Zul. Seitenkraft	7.500 N
Zul. Biegemoment	7.500 Nm

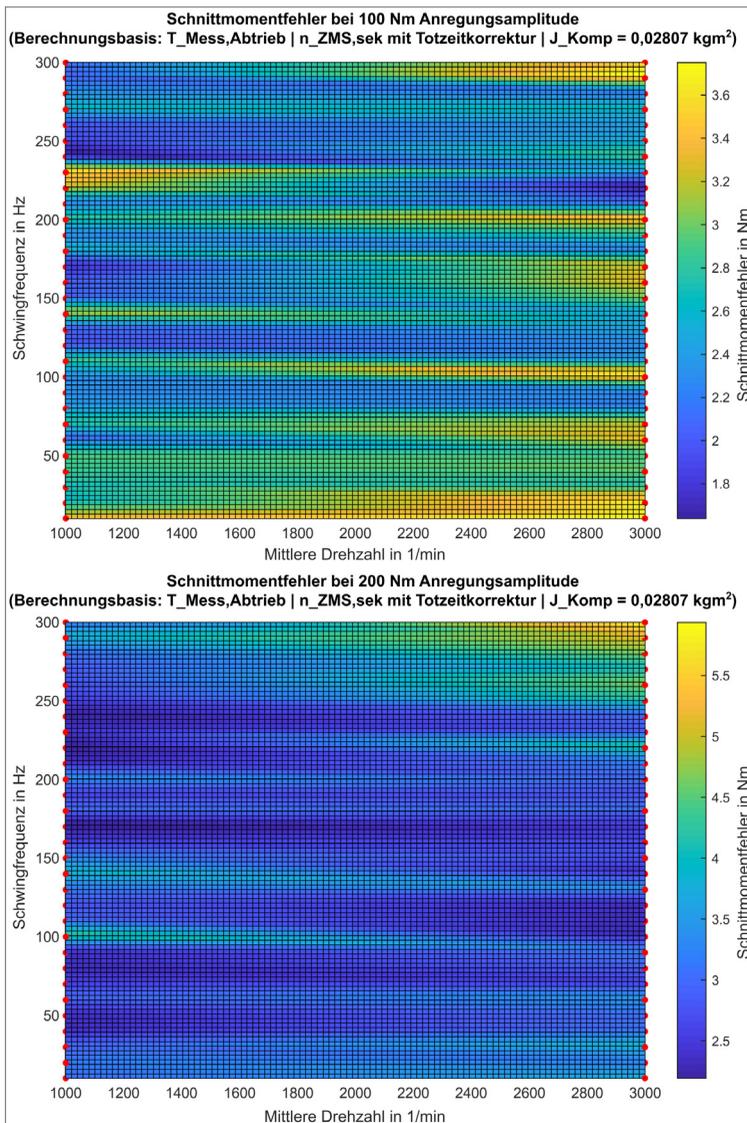
## A.10 Eigenmoden des Prüfaufbaus zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems



## A.11 Auswertung der Sprungantworten zur Identifikation des Drehmoment-Mess-Koppelsystems

						geschätzte Trägheit in $\text{kgm}^2$		geschätzte Totzeit in ms	
	Startdrehzahl in 1/min	Drehmoment- sprung in Nm	geschätzte Totzeit in ms	geschätzte Trägheit in $\text{kgm}^2$	Überdeckung (Fitting zu Messdaten) in %	Mittel- wert	Standard- abw.	Mittel- wert	Standard- abw.
1.1	100	300	0,306	0,02801	99,4				
1.2	100	300	0,213	0,02796	99,4				
1.3	100	300	0,253	0,02803	99,4				
1.4	100	300	0,272	0,02796	99,4				
1.5	100	300	0,321	0,02791	99,4				
1.6	100	300	0,266	0,02793	99,4				
1.7	100	300	0,263	0,02796	99,3				
1.8	100	300	0,270	0,02798	99,4				
1.9	100	300	0,262	0,02799	99,4				
1.10	100	300	0,351	0,02793	99,3	0,02797	0,00003	0,278	0,037
2.1	1000	300	0,000	0,02804	99,8				
2.2	1000	300	0,000	0,02804	99,8				
2.3	1000	300	0,000	0,02807	99,8				
2.4	1000	300	0,000	0,02814	99,8				
2.5	1000	300	0,000	0,02809	99,8				
2.6	1000	300	0,000	0,02809	99,8	0,02808	0,00003	0,000	0,000
2.7	1000	300	0,000	0,02805	99,8				
2.8	1000	300	0,000	0,02805	99,8				
2.9	1000	300	0,000	0,02805	99,8				
2.10	1000	300	0,000	0,02810	99,8				
						<b>0,02802</b>	<b>0,00003</b>	<b>0,139</b>	<b>0,018</b>

## A.12 Fehlerkennfelder des Schnittmoments bei unterschiedlichen Anregungsamplituden

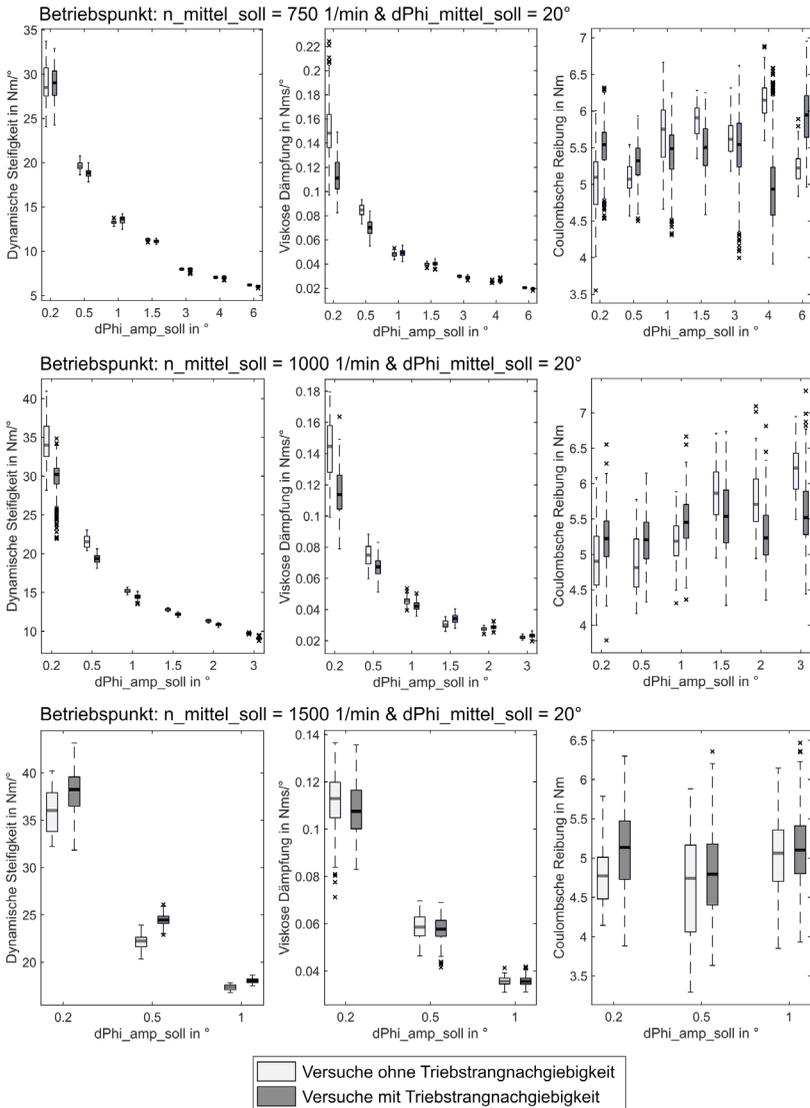


## A.13 Mittelwerte von 8 Parametermittelwerten eines Versuchs mit je 30 Parametersätzen für unterschiedliche Betriebspunkte

Versuch	Auswertung							
	M0		c		b		M,R	
	Mittelwert	Streubereich	Mittelwert	Streubereich	Mittelwert	Streubereich	Mittelwert	Streubereich
0750rpm_20deg_0p2deg_025Hz_phyPhy	59,1	6,8	28,9	1,6	0,113	0,030	5,5	1,2
0750rpm_20deg_0p5deg_025Hz_phyPhy	54,4	4,1	18,8	1,1	0,070	0,017	5,3	0,6
0750rpm_20deg_1p0deg_025Hz_phyPhy	51,6	4,6	13,5	1,1	0,049	0,007	5,4	1,1
0750rpm_20deg_1p5deg_025Hz_phyPhy	51,0	5,9	11,1	0,4	0,040	0,006	5,5	0,9
0750rpm_20deg_3p0deg_025Hz_phyPhy	51,2	6,8	7,9	0,6	0,029	0,002	5,5	1,8
0750rpm_20deg_4p0deg_025Hz_phyPhy	51,8	7,3	7,0	0,4	0,026	0,003	5,0	2,1
0750rpm_20deg_6p0deg_025Hz_phyPhy	52,4	6,2	6,0	0,2	0,020	0,001	5,9	1,2
0750rpm_30deg_0p2deg_025Hz_phyPhy	89,4	4,1	31,3	3,8	0,117	0,037	5,7	0,7
0750rpm_30deg_0p5deg_025Hz_phyPhy	82,5	3,0	21,2	1,2	0,079	0,013	5,4	0,7
0750rpm_30deg_1p0deg_025Hz_phyPhy	80,2	8,0	15,5	0,8	0,057	0,006	5,5	0,8
0750rpm_30deg_1p5deg_025Hz_phyPhy	77,4	3,3	12,2	0,4	0,047	0,004	5,4	1,1
0750rpm_30deg_3p0deg_025Hz_phyPhy	80,2	5,8	8,8	1,4	0,032	0,005	5,3	1,0
0750rpm_30deg_4p0deg_025Hz_phyPhy	78,7	3,1	7,5	0,5	0,030	0,002	4,5	0,8
0750rpm_30deg_6p0deg_025Hz_phyPhy	79,8	3,2	6,3	0,2	0,020	0,002	7,1	1,3
1000rpm_20deg_0p2deg_033Hz_phyPhy	64,5	9,8	29,7	5,4	0,115	0,027	5,2	0,6
1000rpm_20deg_0p5deg_033Hz_phyPhy	60,2	7,9	19,3	1,3	0,068	0,018	5,2	0,6
1000rpm_20deg_1p0deg_033Hz_phyPhy	56,1	6,6	14,4	0,6	0,042	0,007	5,5	0,8
1000rpm_20deg_1p5deg_033Hz_phyPhy	52,0	4,4	12,2	0,3	0,034	0,007	5,5	1,3
1000rpm_20deg_2p0deg_033Hz_phyPhy	50,8	5,7	10,8	0,4	0,029	0,003	5,3	1,1
1000rpm_20deg_3p0deg_033Hz_phyPhy	50,8	6,0	9,1	0,5	0,023	0,004	5,6	1,2
1000rpm_20deg_4p0deg_033Hz_phyPhy	51,5	7,1	8,2	0,4	0,021	0,005	5,2	2,6
1000rpm_30deg_0p2deg_033Hz_phyPhy	96,9	11,3	32,9	3,0	0,116	0,028	5,2	0,5
1000rpm_30deg_0p5deg_033Hz_phyPhy	85,9	6,3	21,5	1,1	0,067	0,009	5,3	1,1
1000rpm_30deg_1p0deg_033Hz_phyPhy	83,3	10,0	16,3	1,1	0,046	0,007	5,3	0,9
1000rpm_30deg_1p5deg_033Hz_phyPhy	77,1	3,0	13,2	0,5	0,037	0,006	5,6	0,8
1000rpm_30deg_2p0deg_033Hz_phyPhy	79,5	6,8	11,4	0,9	0,036	0,007	4,6	1,8
1000rpm_30deg_3p0deg_033Hz_phyPhy	77,1	4,1	9,4	0,3	0,027	0,003	5,5	2,2
1000rpm_30deg_4p0deg_033Hz_phyPhy	79,0	6,1	8,8	0,6	0,025	0,004	5,1	3,4
1500rpm_20deg_0p2deg_050Hz_phyPhy	71,5	11,0	37,8	5,8	0,108	0,022	5,1	1,2
1500rpm_20deg_0p5deg_050Hz_phyPhy	64,4	7,5	24,5	1,6	0,058	0,015	4,8	1,3
1500rpm_20deg_1p0deg_050Hz_phyPhy	64,8	12,0	18,1	0,6	0,036	0,005	5,1	1,1
1500rpm_20deg_2p0deg_050Hz_phyPhy	51,4	11,2	14,8	1,0	0,024	0,004	5,5	0,8
1500rpm_30deg_0p2deg_050Hz_phyPhy	104,6	9,1	39,8	5,5	0,102	0,021	5,2	0,9
1500rpm_30deg_0p5deg_050Hz_phyPhy	93,2	6,0	25,8	1,2	0,059	0,006	4,9	1,3
1500rpm_30deg_1p0deg_050Hz_phyPhy	95,3	7,0	20,2	0,8	0,034	0,005	5,2	1,2
1500rpm_30deg_2p0deg_050Hz_phyPhy	86,3	6,2	17,3	0,7	0,026	0,002	5,0	0,7
2000rpm_20deg_0p2deg_067Hz_phyPhy	75,0	10,7	51,4	2,7	0,113	0,022	4,1	0,7
2000rpm_20deg_0p5deg_067Hz_phyPhy	68,8	10,1	28,4	0,9	0,056	0,008	4,1	1,0
2000rpm_20deg_1p0deg_067Hz_phyPhy	63,9	13,7	22,4	1,2	0,038	0,003	3,7	1,2
2000rpm_20deg_1p5deg_067Hz_phyPhy	63,7	15,5	22,3	1,3	0,037	0,004	4,0	1,0
2000rpm_30deg_0p2deg_067Hz_phyPhy	110,4	9,4	50,9	3,4	0,114	0,017	3,7	0,9
2000rpm_30deg_0p5deg_067Hz_phyPhy	94,8	6,9	30,8	1,2	0,055	0,010	4,3	1,2
2000rpm_30deg_1p0deg_067Hz_phyPhy	98,6	9,5	23,9	2,1	0,038	0,003	4,0	1,0
2000rpm_30deg_1p5deg_067Hz_phyPhy	92,9	8,8	23,3	2,0	0,038	0,004	3,9	1,4
2500rpm_20deg_0p2deg_083Hz_phyPhy	76,8	8,8	44,5	5,6	0,112	0,026	3,3	1,5
2500rpm_20deg_0p5deg_083Hz_phyPhy	66,1	14,8	30,5	4,5	0,046	0,007	4,0	1,3
2500rpm_20deg_1p0deg_083Hz_phyPhy	65,3	17,0	30,8	2,3	0,045	0,011	4,1	2,1
2500rpm_20deg_1p5deg_083Hz_phyPhy	66,6	14,4	30,2	2,4	0,046	0,008	3,9	2,2
2500rpm_30deg_0p2deg_083Hz_phyPhy	112,2	8,7	43,3	8,7	0,103	0,023	4,0	1,8
2500rpm_30deg_0p5deg_083Hz_phyPhy	96,3	5,8	32,2	2,4	0,049	0,011	3,6	2,5
2500rpm_30deg_1p0deg_083Hz_phyPhy	101,1	10,8	32,5	4,4	0,049	0,010	3,8	2,3
2500rpm_30deg_1p5deg_083Hz_phyPhy	96,9	8,4	32,1	4,0	0,049	0,007	3,8	1,6
3000rpm_20deg_0p2deg_100Hz_phyPhy	79,9	6,3	42,3	6,4	0,098	0,020	1,8	1,8
3000rpm_20deg_0p5deg_100Hz_phyPhy	75,4	7,2	37,6	3,3	0,067	0,009	2,2	1,6
3000rpm_20deg_1p0deg_100Hz_phyPhy	74,5	6,0	37,3	2,7	0,066	0,014	2,3	1,5
3000rpm_20deg_1p5deg_100Hz_phyPhy	74,6	6,0	37,4	3,1	0,068	0,008	2,1	1,4
3000rpm_30deg_0p2deg_100Hz_phyPhy	115,6	7,1	42,3	6,7	0,094	0,012	2,0	1,7
3000rpm_30deg_0p5deg_100Hz_phyPhy	108,2	9,0	39,5	3,2	0,069	0,009	2,3	1,6
3000rpm_30deg_1p0deg_100Hz_phyPhy	110,5	9,5	38,9	4,1	0,069	0,015	2,4	1,6
3000rpm_30deg_1p5deg_100Hz_phyPhy	108,1	5,5	38,1	3,3	0,071	0,013	2,1	1,2

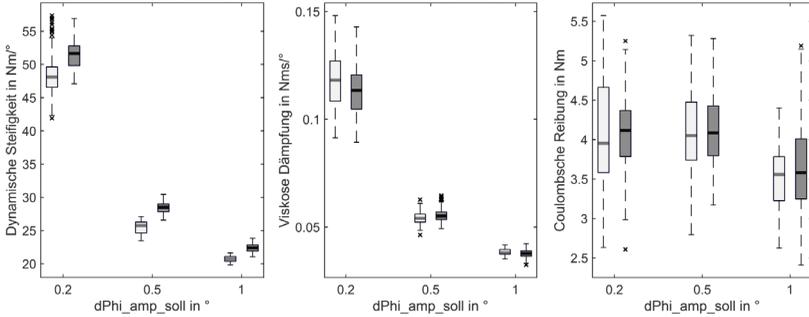
## A.14 Parametervergleich des ZMS – nachgiebiges und starres Triebstrangmodell

Parametervergleich ZMS-Versuche mit / ohne Triebstrangnachgiebigkeit (physisches Modell)

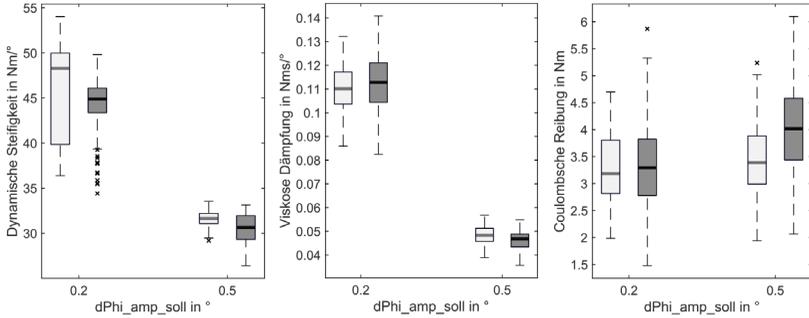


**Parametervergleich ZMS-Versuche mit / ohne Triebstrangnachgiebigkeit (phisches Modell)**

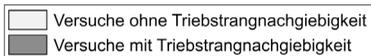
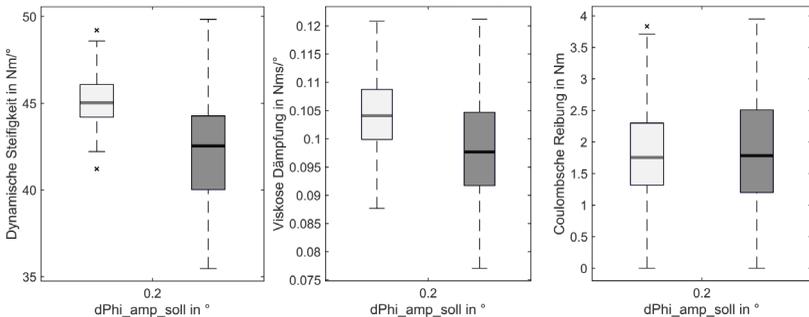
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2500$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



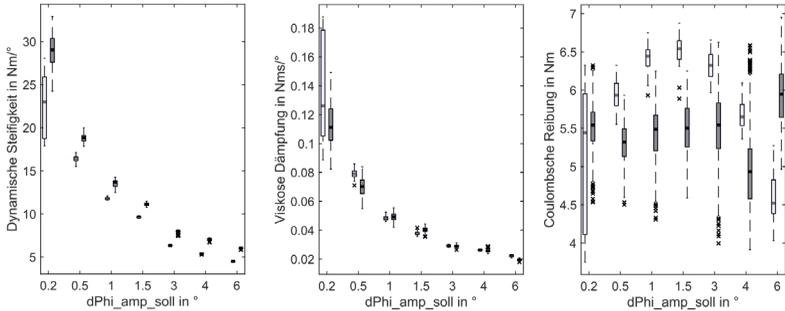
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 3000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



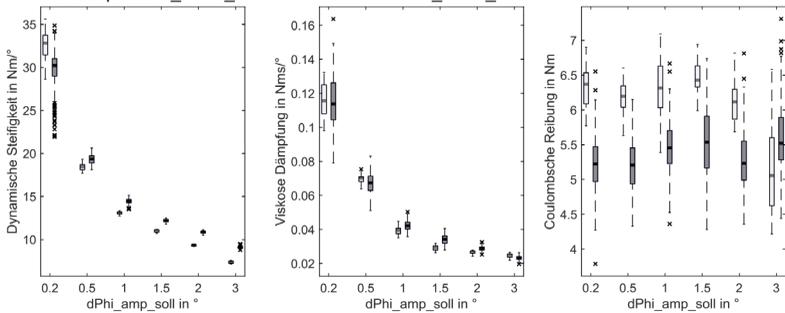
## A.15 Parametervergleich des ZMS – beidseitige Anregung und nachgiebiges Triebstrangmodell

Parametervergleich ZMS-Versuche  
mit beidseitiger Anregung / mit Triebstrangnachgiebigkeit (physisches Modell)

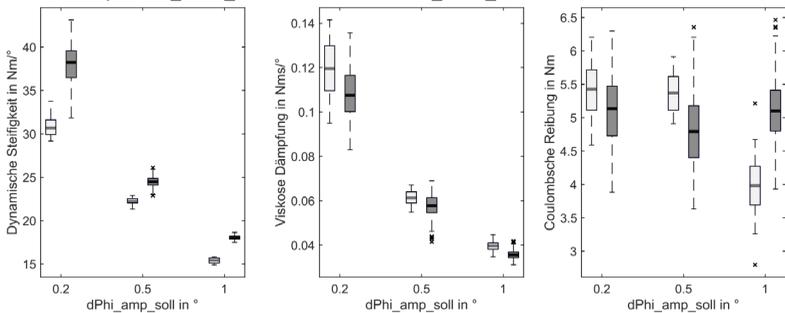
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 750$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 1000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



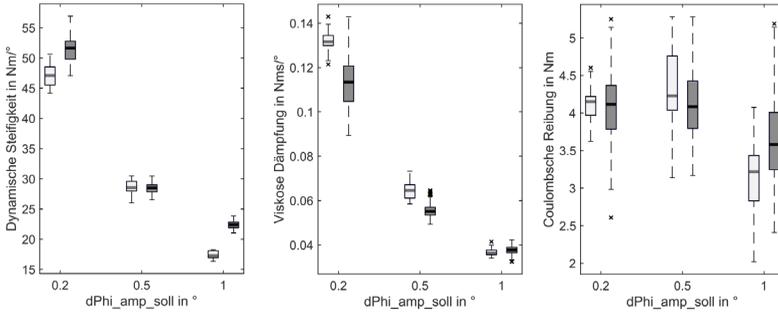
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 1500$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



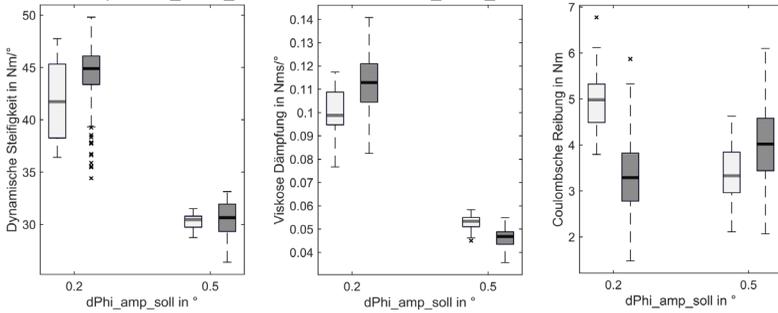
Versuche mit beidseitiger Anregung  
 Versuche mit Triebstrangnachgiebigkeit

**Parametervergleich ZMS-Versuche  
mit beidseitiger Anregung / mit Triebstrangnachgiebigkeit (phisches Modell)**

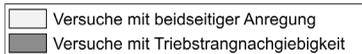
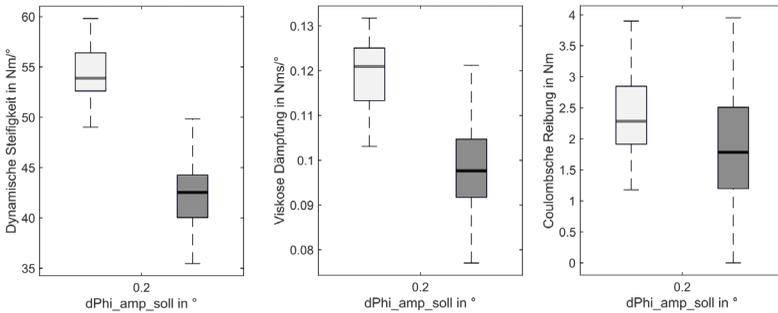
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2500$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



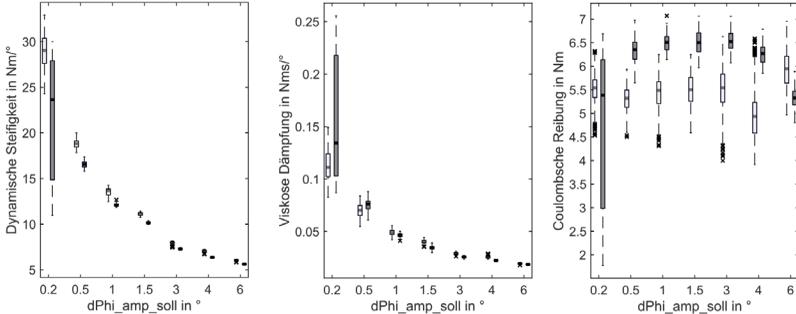
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 3000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



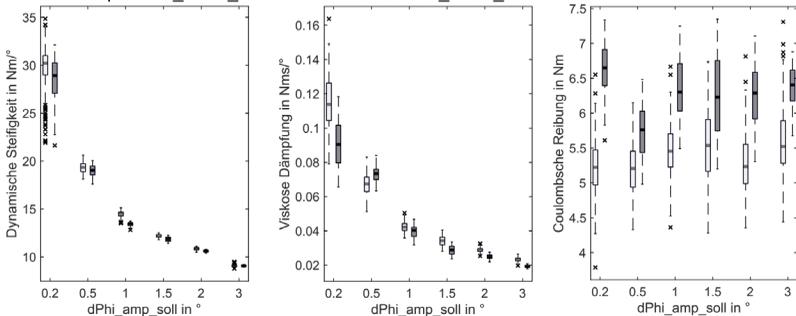
## A.16 Parametervergleich des ZMS – physisches und physisch-virtuelles Triebstrangmodell

### Parametervergleich ZMS-Versuche physische / virtuelle Triebstrangnachgiebigkeit

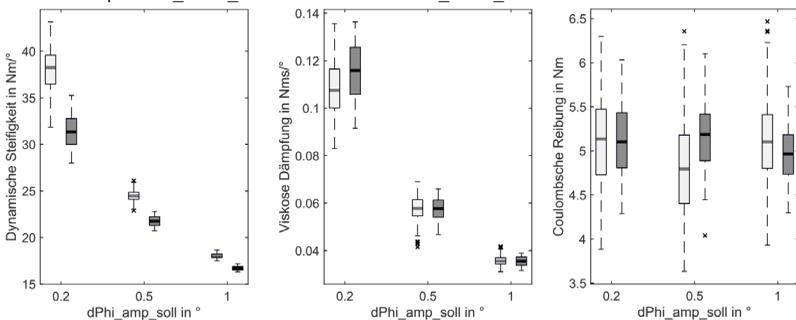
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 750$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 1000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



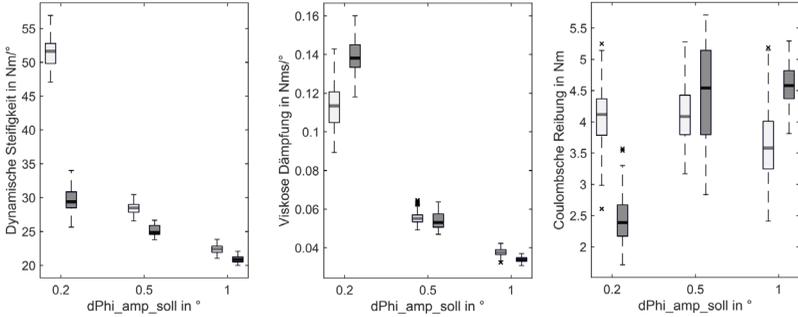
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 1500$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



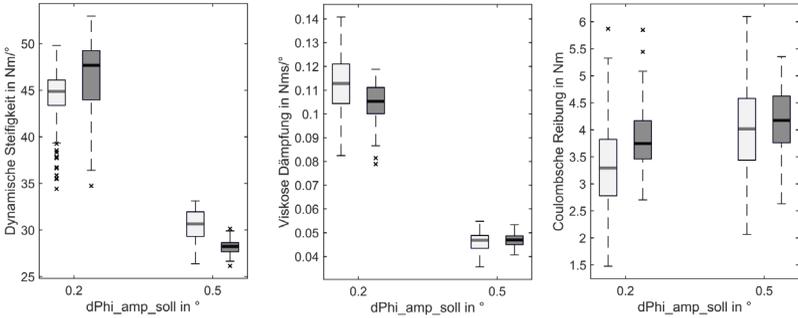
Versuche mit physischer Triebstrangnachgiebigkeit  
 Versuche mit virtueller Triebstrangnachgiebigkeit

**Parametervergleich ZMS-Versuche physische / virtuelle Triebstrangnachgiebigkeit**

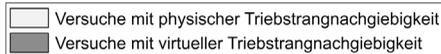
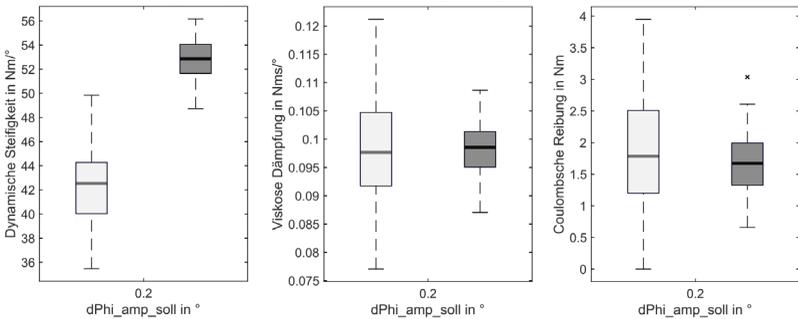
Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 2500$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



Betriebspunkt:  $n_{\text{mittel\_soll}} = 3000$  1/min &  $d\Phi_{\text{mittel\_soll}} = 20^\circ$



# A.17 Datenblatt: IPEK-Powerpack-Prüfstand (PPP)

### Detailliertes Anwendungsbeispiel

**Analyse der Triebstrangschwingungs-Sensitivität**

- Physisches Kupplungssystem bei virtueller Abbildung der verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeit und des restlichen Triebstrangs durch Elektromotoren
- Ermittlung von Potentialgrenzen aktueller Schwingungsberuhigungssysteme im Pkw-Triebstrang
- Unterteilung eines Pkw-Triebstrangs in physische und virtuelle Teilsysteme

The diagram illustrates a virtual drivetrain system. It shows a 'Virtuelles Motorsystem' (Virtual Motor System) connected to a 'Virtuelles System' (Virtual System), which is further connected to a 'Virtuelles Testsystem' (Virtual Test System). The physical components include a 'Virtueller Elektromotor' (Virtual Electric Motor), a 'Virtuelles Kupplungssystem' (Virtual Clutch System), and a 'Virtuelles Getriebe' (Virtual Gearbox). The system is driven by a 'Virtueller Drehmomentgeber' (Virtual Torque Input) and a 'Virtueller Drehmomentempfänger' (Virtual Torque Output).

The top graph shows the 'differential gear input speed' in  $V / \text{min}^2/\text{Nm}$  over a range of 0 to 200. The bottom graph shows the 'differential gear input torque' in  $V / \text{Nm}^2/\text{min}$  over the same range. Both graphs show a sharp initial peak followed by a relatively stable signal.

**Beispielhafte Untersuchungsergebnisse**  
 Amplitudengang bei 1000  $\text{min}^{-1}$ , 300 Nm, 1. Gang

**Kontakt**  
 Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
 IPEK • Institut für Produktentwicklung  
 Dipl.-Ing. Sascha Ott  
 Geschäftsführer  
 Campus Süd, Gebäude 50.33  
 Gotthard-Franz-Straße 9 | 76131 Karlsruhe  
 Telefon +49 721 608-43681  
 E-Mail Sascha.Ott@kit.edu  
 www.ipek.kit.edu

**Herausgeber**  
 IPEK • Institut für Produktentwicklung  
 Kaiserstraße 10 | 76131 Karlsruhe  
 Stand März 2019  
 © IPEK 2019

**KIT**  
 Karlsruher Institut für Technologie

**IPEK**  
 Institut für Produktentwicklung

**PPP**  
 Power Pack Prüfstand

The diagrams show five different force profiles labeled  $f_1$  through  $f_5$ . Each profile is represented by a series of connected points forming a line graph.  $f_1$  is a simple step function.  $f_2$  is a more complex, multi-step function.  $f_3$  is a smooth, bell-shaped curve.  $f_4$  is a smooth, bell-shaped curve with a different peak.  $f_5$  is a smooth, bell-shaped curve with a different peak and width.

**IPEK • Institut für Produktentwicklung**

The photograph shows a large industrial machine, the IPEK Power Pack Prüfstand (PPP), used for product development testing. It features a complex arrangement of rollers, gears, and sensors, with a blue and silver color scheme.

**KIT - Das Forschungswerkstatt in der Verkehrs-Gemeinschaft**

**www.kit.edu**

**Technische Daten**

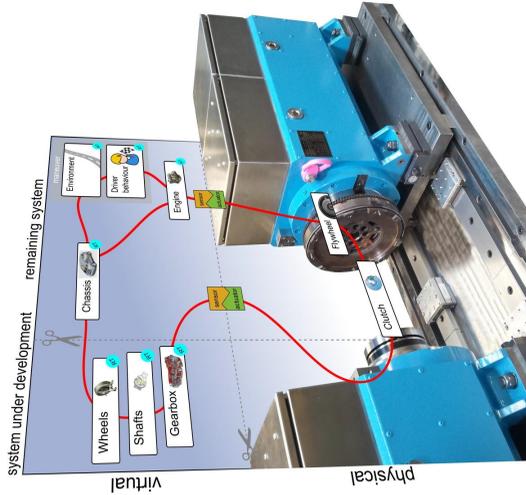
- Elektromotoren**
- nom. Leistung: 2 x 209 kW
  - max. Drehzahl: 9000 min<sup>-1</sup>
  - max. Drehmoment: 500 Nm
  - Drehmomentanregung bis 500 Hz
  - Rotortragheit: 0,037 kgm<sup>2</sup>

**EtherCAT® Feldbussystem**

- Echtzeitfähiges Ethernet
- Datenübertragungsrate: 4 kHz
- Flexible Einbindung verschiedenster Sensoren über Beckhoff-Klemmen
- EtherLab® Master

**Echtzeit-Umgebung**

- Jäger Advint-Pro II: Triebstrang-Simulation und digitale Signalverarbeitung mit Taktfrequenz bis 20 kHz
- Regelung und Steuerung durch flexible MATLAB/Simulink®-Modelle
- Automatischer Betrieb, z.B. für Dauerläufe
- Anlage und digitale Schnittstellen
- FPGA-Signal I/O



Visualisierung des XIL-Ansatzes mit Übergang von physischem zum virtuellem Teilsystem

**Flexibles Schienensystem**

- Kurze Rüstzeit beim Umbau des Prüfaufbaus und genaue Ausrichtung der Motoren
- Große Anzahl möglicher Prüfaufbauten

**Beispielhafte Untersuchungen**

**Kupplung-in-the-Loop**

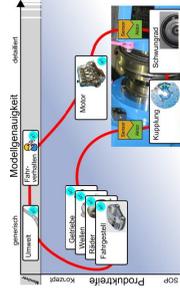
Untersuchung von Kupplungssystemen unter beanspruchungstypischen Randbedingungen mit Abbildung der verbrennungsmotorischen Drehungleichförmigkeit durch Elektromotoren

**Getriebe-in-the-Loop**

Analyse der Gesamttriebstrangdynamik unter Verwendung einzelner physischer Komponenten mit virtuell vorhandenem Resttriebstrang zur Ermittlung der Ruck- und Ruckelempfindlichkeit (Abb. links)

**ZMS-in-the-Loop**

Untersuchung von Einzelkomponenten, z.B. des ZMS-Übertragungsverhaltens mit frei konfigurierbarem, virtuellem Verbrennungsmotormodell (Abb. unten)

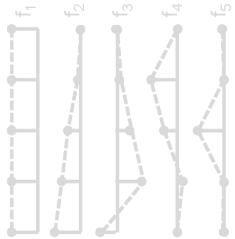


Darstellung verschiedener Stufen der Modellgenauigkeit und Produktreife

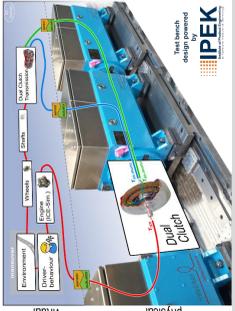
# A.18 Datenblatt: IPEK-Multi-Component-Prüfstand (MCP)




**MCP**  
Multi Component Prüfstand

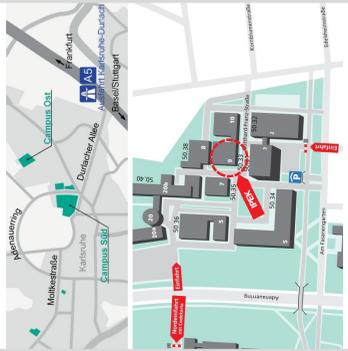


IPEK • Institut für Produktentwicklung



IPEK • Institut für Produktentwicklung

**Kontakt**  
 Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
 IPEK • Institut für Produktentwicklung  
 Dipl.-Ing. Sascha Ott  
 Geschäftsführer  
 Campus Süd, Gebäude 50.33  
 Gotthard-Franz-Straße 9 | 76131 Karlsruhe  
 Telefon +49 721 609-43681  
 E-Mail Sascha.Ott@kit.edu  
[www.ipek.kit.edu](http://www.ipek.kit.edu)



**Herausgeber**  
 IPEK • Institut für Produktentwicklung  
 Kaiserstraße 10 | 76131 Karlsruhe  
 Stand März 2019  
 © IPEK 2019  
[www.kit.edu](http://www.kit.edu)



**Hydraulikaggregat**  
 Hochdynamische Hydraulikkenntnis zum Stellen und Regeln von Hydraulikkreisläufen in Profilingen

- Druckregelung mit bis zu 150 Hz
- Öltemperaturen von bis zu 120 °C
- Zwei unabhängige Ölkreisläufe mit bis zu 70 bar und 25 l/min



**Modularität**

Der Prüfstand bietet eine sehr hohe Modularität wodurch eine Vielzahl an Anordnungen von Motoren und Profiling möglich ist. Nachfolgend finden Sie drei Beispiele.

- Doppelkupplungsverbindung
 

PM (VSM)

Doppelkupplung

PM (Getriebe)
- Doppelkupplungsgetriebe
 

PM (Motoring 1)

Doppelkupplungsgetriebe

PM (Getriebe)

Dynam. (Rad motor)

Dynam. (Rad motor)
- Kupplungsverbindung
 

PM (VSM)

Kupplung

PM (Getriebe)

LXXX

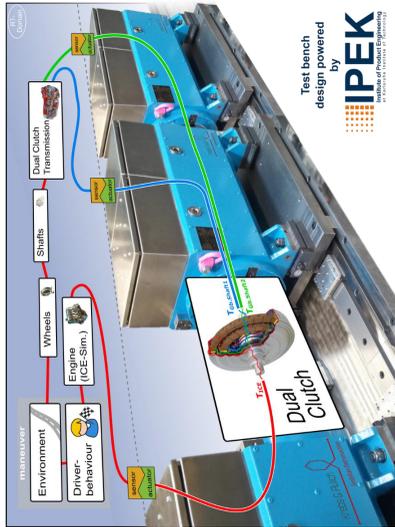
**Technische Daten**

**Elektromotoren**

- nom. Leistung: 3 x 367 kW
- nom. Drehzahl: 5000 min<sup>-1</sup>
- max. Drehzahl: 10000 min<sup>-1</sup>
- Drehmoment: 700 / 1200 Nm
- Drehmomentanregung: bis 500 Hz
- Rotorträgheit inkl. Motorflansche: 0,175 kgm<sup>2</sup>
- Hohlwellenausführung / Tandembetrieb

**EtherCAT® Feldbussystem**

- Echtzeitfähiges Ethernet
- Datenübertragungsrate: 8 kHz
- Flexible Einbindung verschiedenster Sensoren über Beckhoff®-Klemmen
- EtherLab® Master



Visualisierung des IPEK XIL-Frameworks mit Übergang vom physischen zum virtuellen Teilsystem am Beispiel einer Doppelkupplung

**Schlüsselqualifikationen**

- Modulares Motorenkonzept – kurze Rüstzeit beim Umbau des Prüfbaus
- Topologievariabilität: koaxiale Motorenanordnung, parallele Motorenanordnung, u.v.m.
- Höhenverstellung der hochdynamischen Motoren für moderne Validierungsmethoden (siehe beispielhafte Untersuchungen)
- Motorenkopplung für doppelte Leistungsabgabe (Tandembetrieb)
- Einfache Integration von Sensoren

**Echtzeit-Umgebung**

- Jäger ADwin-Pro II: Triebstrang-Simulation und digitale Signalverarbeitung bis 50 kHz
- Regelung und Steuerung durch flexible MATLAB®/Simulink®-Modelle
- Automatische Betriebssteuerung, z.B. für Dauerläufe u.w.
- Analoge und digitale Schnittstellen
- FPGA-basierte Signal I/O

**Beispielhafte Untersuchungen**

**Doppelkupplung-in-the-Loop**

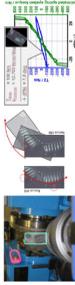
Untersuchung der Überscheidungsphasen von Doppelkupplungssystemen unter dem Realisystem beanspruchungsinhaltlichen Randbedingungen z.B. durch Abbildung der verbrennungsmotorischen Drehgleichformigkeit oder der downstream Antriebsstrangwechselwirkung (Abb. links).

**Getriebe-in-the-Loop**

Analyse der Gesamttriebstrangdynamik unter Verwendung einzelner physischer Komponenten mit virtuell vorhandenem Resttriebstrang zur Ermittlung der Ruck- und Ruckelempfindlichkeit.

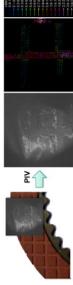
**Teilsystem-in-the-Loop**

Optische Untersuchung der Federungsverhaltens von Schwingungsisolatoren unter betriebsnahen Wechselwirkungen durch eine verbesserte einseitige Zugänglichkeit im Zweimotorenbetrieb.



**Wirklächenpaar-in-the-Loop**

Untersuchung des Offlusses in rassaufflächen Kupplungssystemen mittels Partikel-Image-Velocimetry unter hochdynamischer Systemanregung.



## A.19 Datenblatt: Schwingerreger

### Schwingprüfanlage TV 57315/LS-230



#### TECHNISCHE PARAMETER Schwingerreger S 57315/LS-230

Nennkraft (N)	Sinus/Rauschen/Schock <sup>1)</sup>	15000/15000/42000
Frequenzbereich (Hz)	Hauptresonanz (Hz)	DC-3000
Max. Schwingweg (mm)	Peak-Peak	>2300
Max. Geschwindigkeit (m/s)	Sinus/Rauschen/Schock	50,8
Max. Beschleunigung (g)	Sinus/Rauschen/Schock	1,8/1,8/2,5
Axiale Federfestigkeit (N/mm)	Sinus/Rauschen/Schock	115/115/230
Masse Schwingssystem (kg)		75
Max. Nutzlast (kg)		13
Gewicht mit Gestell (kg)		250
Magnetisches Streufeld (mT)	ohne/mit Gegenfeldspule	1450
Armaturendurchmesser (mm)		<200/1
Notwendiger Druckluftanschluss (kPa)		500 230
Schutzeinrichtungen		Temperaturüberwachung, Schwingwegüberwachung, Überwachung der Kühlfließmenge, Überspannungsschutz, Druckluftüberwachung

<sup>1)</sup> theoretischer maximaler Schockwert, Abhängig von Prüfart, Verstell-, Verstell-, Schock und Schockbreite



**TIRA GmbH** 96528 Schalkau Eisfelder Str. 23/25 Germany Tel.: +49 36766 280-0 Fax: +49 36766 280-99  
 Internet: [www.tira-gmbh.de](http://www.tira-gmbh.de) Email: [st@tira-gmbh.de](mailto:st@tira-gmbh.de)

Technische Änderungen vorbehalten

# A.20 Datenblatt: Laser-Wegsensor Keyence LK H052

## TECHNISCHE DATEN

LK H052

Messkopf, Lichtpunktausführung,  
Laserklasse 2



Modell	LK H052	
Einsteilmodus	Diffuse Reflexion	
Referenzabstand	50 mm	
Messbereich	±10 mm <sup>1)</sup>	
Lichtquelle	Typ	Roter Halbleiter Laser
	Wellenlänge	655nm
	Laser Klasse (JIS C6802)	Klasse 2
	Ausgangsstrahlung	0.95mW
Lichtpunktdurchmesser (bei Referenzabstand)	∅ 50 µm	
Linearität	±0.02% v.E. (v.E.=20 mm) <sup>2)</sup>	
Wiederholbarkeit	0.025 µm <sup>3)</sup>	
Abtastzyklus	2.55/5/10/20/50/100/200/500/1000 µs (9 Stufen wählbar)	
Temperatureigenschaften	Umgebungsbeständigkeit	0.01% v.E./°C (v.E.=20 mm)
	Gehäuseschutzart	IP67
Umgebungsbeleuchtung	Umgebungsbeleuchtung	Weißes Glühlampe oder fluoreszierende Lampe: max. 10000 Lux
	Umgebungstemperatur	0 bis +50°C
	Luftfeuchtigkeit im Betrieb	35 bis 85 % r.F. (keine Kondensation)
Vibrationen		10 bis 55 Hz, komplexe Amplitude 1.5 mm, jeweils zwei Stunden in X-, Y- und Z Richtung
		Alu Druckguss
Material		
Gewicht	Circa 260 g	

<sup>1)</sup> Messbereich, wenn der Abtastzyklus 20 µs oder mehr beträgt.

<sup>2)</sup> Wert erhalten durch Messung des KEYENCE Standard Messobjekts (weißes diffuses Messobjekt oder Messobjekt mit reflektierender Metalloberfläche nur für LK H008(L,K H008(W)) im normalen Messmodus

<sup>3)</sup> Wert erhalten durch Messung des KEYENCE Standard Messobjekts (weißes diffuses Messobjekt oder Messobjekt mit reflektierender Metalloberfläche nur für LK H008(L,K H008(W)) bei Messabstand und bei einer auf 16:384 eingestellten Anzahl von Mittelungsmessungen. Der Wert in Klammern ist ein typisches Messbeispiel mit einer Anzahl von Mittelungsmessungen von 65536 und einem Abtastzyklus von 200 µs.

KEYENCE DEUTSCHLAND

<http://www.keyence.de/>

2017/04/12

# A.21 Datenblatt: Induktiver Wegsensor Baumer IPRM 12I9505/S14

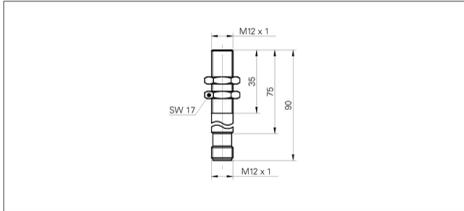


Induktive Sensoren

## Induktiver Hochpräziser Wegaufnehmer

IPRM 12I9505/S14

### Masszeichnung



### Allgemeine Daten

Einbauart	quasi bündig
Messgeschwindigkeit	< 1 mm / ms
Messdistanz Sd	0 ... 2 mm
Auflösung (RMS)	< 0,012 $\mu\text{m}$ (stat. 10 Hz) < 0,065 $\mu\text{m}$ (dynam. 520 Hz) < 0,006 $\mu\text{m}$ (Messbereichsmitte)
Linearitätsabweichung	$\pm 60 \mu\text{m}$
Wiederholgenauigkeit (Sd)	< 1 $\mu\text{m}$
Temperaturdrift	$\pm 10 \mu\text{m}$

### Elektrische Daten

Betriebsspannungsbereich +Vs	15 ... 30 VDC
Stromaufnahme max. (ohne Last)	50 mA
Ausgangsschaltung	Stromausgang
Ausgangssignal	0 ... 20 mA
Lastwiderstand +Vs min.	< 100 Ohm
Lastwiderstand +Vs max.	< 400 Ohm
Spannungsabfall Vd	< 7 VDC
kurzschlussfest	ja
verpolungsfest	ja

### Mechanische Daten

Bauform	zylindrisch mit Gewinde
Baugröße	12 mm
Gehäuselänge	90 mm
Gehäusematerial	Stahl 9 SMn (Pb) 28/36
Material (aktive Fläche)	Keramik
Anschlussart	Stecker M12

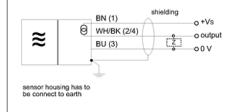
### Umgebungsbedingungen

Arbeitstemperatur	0 ... +60 °C
Schutzart	IP 67

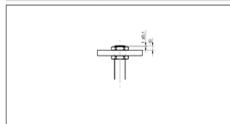
### Foto



### Anschlussbild



### Anbauezeichnung



• Spitze zu Spitze = 6 x RMS