

Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Hendrik Amelunxen
aus *Paderborn*

Tag des Kolloquiums: 28. Oktober 2013

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand zu meiner Zeit als Stipendiat der International Graduate School *Dynamic Intelligent Systems*, in der ich am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (*RtM*) der Universität Paderborn tätig war. Das Stipendium wurde dabei von der *dSPACE GmbH* gesponsert.

Für die Betreuung der Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, dem Leiter des Lehrstuhls für Regelungstechnik und Mechatronik. Durch seine Anregungen und Impulse hat er sehr zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Dr.-Ing. Herbert Schütte und Dr.-Ing. Hagen Haupt von der *dSPACE GmbH* für die Initiierung und intensive thematische Betreuung der Arbeit. Durch Ihre vielseitigen Erfahrungen in dem Bereich der Modellbildung und der Echtzeitsimulation, sowie der steten Erreichbarkeit, konnte mit ihnen im Verlauf der Arbeit eine Vielzahl von fruchtbaren Diskussionen geführt werden.

Den ehemaligen Kollegen am Lehrstuhl sowie den Mitarbeitern der *dSPACE GmbH* aus der Modellierungsgruppe, danke ich für die stets angenehme, freundschaftliche und kooperative Arbeitsatmosphäre. Insbesondere den Herren Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker (*RtM*), Dipl.-Ing. Semir Osmic (*RtM*), Dipl.-Ing. Peter Reinold (*RtM*), Dipl.-Ing. Alexander Löffler (*RtM*), Dipl.-Math. Michael Peperhowe (*dSPACE*) und Dipl.-Ing. Kusnadi Liem (*dSPACE*) danke ich für die Vielzahl an Diskussionen und inspirierenden Gesprächen.

Für die Unterstützung bei der Validierung der Fahrzeugmodelle danke ich Herrn Dr.-Ing. Rüdiger Rutz von der *Daimler AG* und seinen damaligen Mitarbeitern.

In diese Arbeit flossen die Ergebnisse mehrerer studentischer Arbeiten mit ein. Hervorzuheben ist hier die Arbeit von Herrn M.Sc. Ahmed Al Tarooti, die einen wichtigen Beitrag zur Fahrkomfortmodellierung darstellt.

Einen besonderen Dank möchte ich Frau Annette Bökamp-Gros aussprechen für die sorgfältige Durchsicht meiner Arbeit.

Ich danke meinen Eltern, Doris und Karl-Heinz Amelunxen, sowie meiner Partnerin Katja Hansmeier für ihre stete Unterstützung und Geduld.

Altenbeken, im November 2013

Hendrik Amelunxen

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung von Fahrdynamikmodellen zur Simulation des Fahrverhaltens und komfortrelevanter Schwingungseffekte, um den modellbasierten Steuergeräteentwicklungsprozess im automotiven Bereich zu unterstützen. Dabei wird eine Modellierungsmethodik vorgestellt, mit der sich ein kommerzielles, offenes Echtzeit-Fahrdynamikmodell modifizieren lässt, um neben den fahrdynamischen Eigenschaften auch höherfrequente Schwingungseffekte aus dem Komfortbereich in Echtzeit simulieren zu können. Die Modellierungsmethodik stellt zum Einen ein intuitiv zu bedienendes Nutzerinterface für die Erstellung von Mehrkörpersystemen zur Verfügung, zum Anderen werden mit einem speziell entwickelten Algorithmus hocheffiziente, symbolische Bewegungsgleichungen für die Systeme generiert, wodurch die erweiterten Modelle für Echtzeitsimulationen anwendbar werden. Mit Hilfe dieser Methodik werden verschiedene Gesamtfahrzeugmodelle erstellt und mit realen Fahrzeugdaten parametrisiert. Die Modelle werden hinsichtlich der Simulierbarkeit der Fahrdynamik und des Fahrkomforts untersucht, und mit Bauteilmessungen und Fahrmanövern verglichen. Eine detaillierte Analyse des Rechenbedarfs der verschiedenen Modelle belegen ihre Echtzeitfähigkeit und geben Aufschluss darüber, wieviel Zeitreserve für zusätzliche Modellerweiterungen zur Verfügung steht.

Abstract

The present thesis deals with the development of vehicle dynamics models for the simulation of the handling and the ride-comfort behavior of passenger cars, in order to support the model-based development process for automotive electronic control units. Thus a new modeling methodology is presented, with which a commercial, open realtime vehicle-dynamics model can be modified, that in addition to the handling behavior, also ride-comfort characteristics can be simulated in realtime. The modeling methodology provides on the one hand an intuitive user interface to define multibody systems. On the other hand it implements a specific algorithm to generate high efficient, symbolic equations of motion for the systems, which enables the enhanced vehicle models to be simulatable in realtime. By using this methodology entire vehicle models are generated and parameterized with real vehicle data. The models are analyzed regarding their capability for simulating the handling and the ride-comfort of passenger cars by comparing the simulation results with component measurements and measurements of vehicle dynamics maneuvers. A detailed analysis of the computational effort of the different vehicle models proves their realtime capabilities and sheds light on the computational reserve for additional model modifications.

Inhaltsverzeichnis	Seite
1 Einleitung	5
1.1 Modellbasierte Entwicklung und Test von Steuergeräten	5
1.2 Problemstellung, Zielsetzung und Aufbau der Arbeit.....	7
2 Grundlagen und Stand der Technik	11
2.1 Einteilung von Schwingungsphänomenen im Fahrzeug	11
2.2 Komforteffekte im Kraftfahrzeug	15
2.2.1 Antriebsaggregat	15
2.2.2 Achsen	17
2.2.3 Antriebsstrang	18
2.2.4 Karosserie.....	20
2.3 Stand der Technik in der Komfortsimulation	21
2.4 Fahrdynamikmodell für Echtzeitsimulationen	27
2.4.1 Steuergeräte (Soft ECU)	28
2.4.2 Motor (Engine)	29
2.4.3 Antriebsstrang (Drivetrain)	29
2.4.4 Fahrdynamik (Vehicle Dynamics).....	30
2.4.5 Umgebung (Environment).....	31
3 Modellierungsmethodik	33
3.1 Struktur der Modellierungsmethodik	34
3.2 Grafische Mehrkörpersystem-Definition	36
3.2.1 Erzeugung domänenspezifischer Modellierungssysteme ...	36
3.2.2 Metamodell der MKS-Modellierungsumgebung	45
3.2.3 MKS-Codegenerator	48
3.2.4 Domänenspezifische Modellierung von MKS.....	50
3.3 Generierung der symbolischen Bewegungsgleichungen	51
3.4 Gesamtfahrzeugimplementierung	58
3.5 Maßnahmen zur Einhaltung fester Echtzeitbedingungen	60
4 Modellbildung des Gesamtfahrzeugs für Komfortuntersuchungen .	63
4.1 Modellbildung der Fahrzeuglängs- und -vertikaldynamik	63
4.1.1 Längs- und Vertikaldynamik für Handling-Simulationen	63
4.1.2 Modifizierte Vertikaldynamik für den Komfortbereich	67
4.2 Lagerungselemente	73

4.2.1	Hydrolager	73
4.2.2	Gummilager	77
4.3	Triebwerksschwingungen	86
4.3.1	Kräfte und Momente am Motor	86
4.3.2	Implementierung im Gesamtfahrzeugmodell	94
4.4	Gesamtfahrzeugmodelle	95
5	Simulation und Validierung	99
5.1	Modellvalidierung der Lagerungselemente	99
5.2	Modellvalidierung im Handlingbereich	106
5.2.1	Prüfstandssimulationen im Handlingbereich	106
5.2.2	Fahrdynamiksimulationen	109
5.3	Simulation von Komforteffekten	118
5.3.1	Schwingungsformen des Motoraggregats	118
5.3.2	Prüfstandssimulationen im Komfortbereich	120
5.3.3	Motorerregte Schwingungen	122
5.3.4	Lastwechselphänomene im Antriebsstrang	123
5.4	Rechenbedarf und Echtzeitfähigkeit	126
6	Zusammenfassung und Ausblick	133
Anhang	137
A.1	Prüfstandsvalidierung im Handlingbereich	137
A.2	Fahrdynamik-Validierung <i>Stationäre Kreisfahrt</i>	147
A.3	Rechenbedarf und Echtzeitfähigkeit	149
Literaturverzeichnis	151
Formelverzeichnis	157
Abbildungsverzeichnis	163

1 Einleitung

1.1 Modellbasierte Entwicklung und Test von Steuergeräten

Zur Verbesserung der Sicherheit und des Komforts von Fahrzeugen wurde in den vergangenen 30 Jahren die Anzahl verbauter elektrischer und elektronischer Komponenten stetig erhöht. So besitzt laut Isermann ein aktuelles Fahrzeug der Oberklasse etwa 40 Sensoren, 150 elektromotorische Aktoren und bis zu 75 Steuergeräte, die über 4 Bussysteme miteinander kommunizieren [Iser06]. Dieser massive Anstieg der Komplexität führt zu Herausforderungen bei der Entwicklung und insbesondere dem Test von Steuergeräten, da diese mitunter sicherheitskritischen Systeme zu jeder Zeit zuverlässig und richtig arbeiten müssen.

Diese Problematik wird auch durch die Rückrufstatistik des ADAC verdeutlicht [ADAC11]. Die Datenbank führt aktuell über 1300 Einträge für PKW-Rückrufaktionen der vergangenen Jahre, von denen ca. 11 % elektronische Ursachen hatten. Insbesondere Beispiele mit Begründungen wie „Vorzeitiges Regeln des ABS“ (KIA, 12/2003), „fehlerhafte Motorsoftware führt zu Motorschäden“ (Mercedes 7/2009), „Motorsteuerung kann das Triebwerk bei besonderer Fahrweise ungewollt abschalten“ (Mitsubishi 4/2008) und „wegen Störungen im Airbagsteuergerät kann es zu Airbagfehlauslösungen kommen (Saab, 11/2002)“ heben die Dringlichkeit ausgiebiger, automatisierter Tests von Steuergeräten hervor.

Für die Entwicklung und den Test von Steuergeräten hat sich in der Automobilbranche eine modellbasierte Methodik etabliert, wie sie von Lamberg und Wältermann sowie, in leicht abgewandelter Weise, von Holzmann beschrieben wird [Lam00, Holz06]. Dieses sogenannte V-Modell ist in Abb. 1-1 dargestellt und zeigt die verschiedenen Phasen während des Steuergeräteentwicklungsprozesses. Bei der Darstellung handelt es sich um eine für die Steuergeräteentwicklung spezialisierte Form des V-Modells als Makrozyklus der VDI-Norm 2206 *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme* [VDI04].

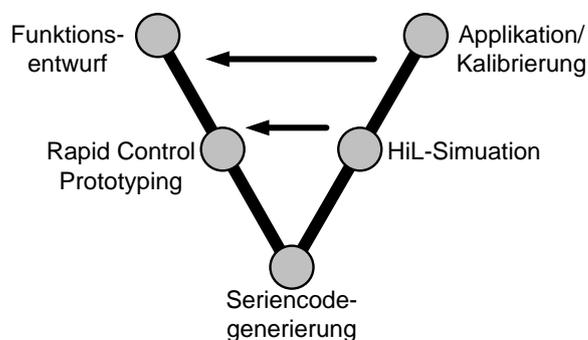


Abbildung 1-1: V-Modell des modellbasierten Steuergeräteentwicklungsprozesses

Der Entwicklungsprozess beginnt mit dem Funktionsentwurf und durchläuft das V-Modell von links nach rechts, wobei hinsichtlich der Eigenschaftsabsicherung auf vorherige Schritte zurückgesprungen werden kann. In jeder Phase des V-Modells kommen unterschiedliche Simulationskonfigurationen zum Einsatz, eine Übersicht hierüber gibt die an Isermann angelehnte Abb. 1-2 [Iser08]. Während des Funktionsentwurfs wird die zu regelnde Strecke (Fahrzeug oder Fahrzeugkomponente) unter Verwendung eines Streckenmodells simuliert. Damit ist es möglich, Regelalgorithmen zu entwickeln und am Rechner zu testen. Werden das Streckenmodell und die Regelalgorithmen in derselben Simulationsumgebung getestet, so wird diese Simulationstechnik als „Model-in-the-Loop“-Simulation (MiL; vgl. Abb. 1-2) bezeichnet. Wird allerdings für die Regelung Steuergerätecode verwendet, so spricht man von der „Software-in-the-Loop“-Simulation (SiL). Im zweiten Schritt des Entwicklungsprozesses aus Abb. 1-1 findet der Übergang vom Streckenmodell zur realen Strecke statt. Dazu werden die mittels MiL bzw. SiL entwickelten Regelalgorithmen auf eine prototypische Echtzeithardware geladen und damit die reale Strecke geregelt. Durch diese als „Rapid Control Prototyping“ (RCP) bezeichnete Konfiguration (vgl. Abb. 1-2) können die Algorithmen an solche Effekte angepasst werden, die in den Streckenmodellen nicht berücksichtigt sind. Nachdem die Algorithmen auch auf die reale Strecke angepasst sind, wird im dritten Schritt Seriencode generiert, der bereits auf die Zielhardware und deren Eigenschaften, insbesondere hinsichtlich des verwendeten Microcontrollers und dessen Arithmetik, zugeschnitten ist.

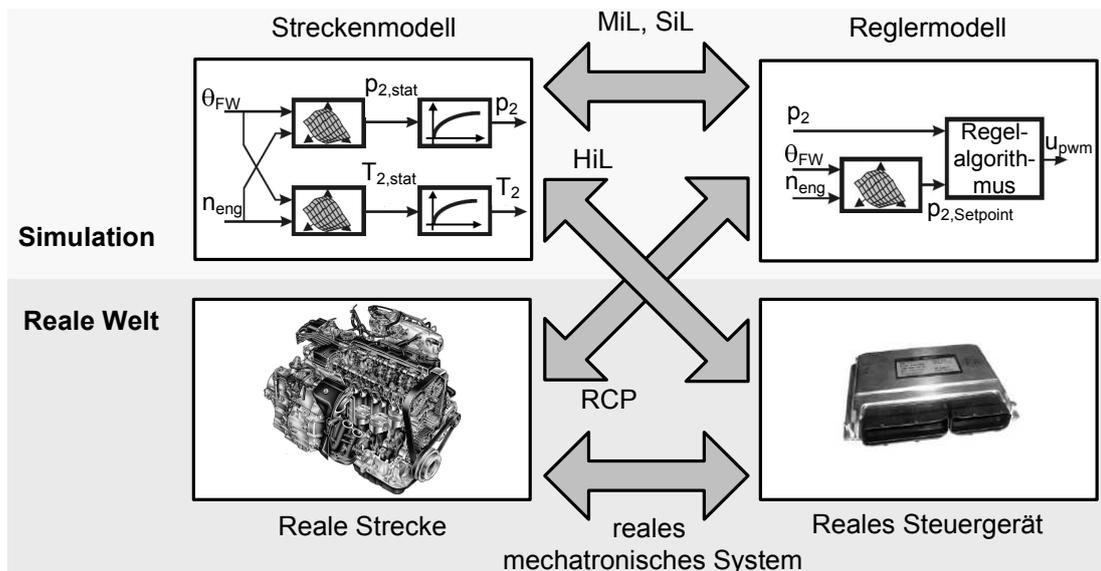


Abbildung 1-2: Verschiedene Simulationskonfigurationen während des Steuergeräteentwicklungsprozesses nach Isermann [Iser08]

Das nach dieser Phase vorliegende reale Steuergerät mit dem Seriensteuergerätecode muss umfangreich getestet werden, damit seine korrekte Funktion abgesichert ist. Dies geschieht unter Verwendung spezieller Echtzeithardware in einer virtuellen Testumgebung, in der die Regelschleife zu dem realen Steuergerät über eine simulierte Strecke geschlossen wird. Durch diese sogenannte „Hardware-in-the-Loop“-Simulation (HiL; vgl. Abb. 1-2) ergeben sich immense Vorteile gegenüber dem Testen mit realen Strecken, da diese Simulationen automatisierbar, sicher sowie mögliche Fehlfunktionen leicht reproduzierbar sind.

In der letzten Phase des Steuergeräteentwicklungsprozesses wird das Steuergerät gemäß Abb. 1-1, dessen Funktionsweise durch die HiL-Simulation abgesichert ist, der realen Strecke, bspw. am Prüfstand oder im Fahrzeug, appliziert. Auf diese Weise werden die Steuergeräteparameter mit dem Zielsystem feinabgestimmt.

1.2 Problemstellung, Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Wie in Abb. 1-2 aufgezeigt, werden für den Steuergeräteentwicklungsprozess Streckenmodelle benötigt, die im Fall der Funktionsabsicherung per HiL-Simulation echtzeitfähig sein müssen. Dabei ist es hinsichtlich der Aufwandsreduzierung sinnvoll, eine Durchgängigkeit der Modelle, also die Verwendung der gleichen Modelle während des gesamten Prozesses, zu erzielen. Der Steuergeräteentwicklungsprozess nach dem V-Modell ist in der Automobilindustrie insbesondere bei Motor- und Fahrdynamikregelsystemen bereits seit einigen Jahren etabliert, und da Erstellung, Weiterentwicklung und Pflege solcher Modelle einen nicht zu vernachlässigenden Aufwand bedeuten, haben sich am Markt einige Anbieter von Fahrdynamik- und Motormodellen positioniert. Als Beispiele dienen hier die *Automotive Simulation Models (ASM)* von *dSPACE*, *CarMaker* von *IPG* und *DYNA4* von *TESIS DYNAware* [dSPA11, IPG11, Tes11].

Fahrdynamikmodelle müssen für deren Hauptanwendungsfall, die HiL-Simulation für Fahrdynamikregelsysteme, echtzeitfähig sein. Aus dem Grund bieten die Modelle zur Beibehaltung dieser Modelleigenschaft kaum Funktionalität zur Modellmodifikation, die allerdings für die Verwendung der Modelle in einer früheren Phase des Steuergeräteentwicklungsprozesses notwendig wäre. So existieren Standard-Fahrdynamikmodelle für konventionelle Fahrzeugkonfigurationen wie PKWs und LKWs, jeweils mit und ohne Anhänger, sowie für Motorräder.

Allerdings gibt es in vielen Bereichen Sonderfahrzeuge, die sich hinsichtlich des Fahrverhaltens stark von konventionellen Straßenfahrzeugen unterscheiden, bspw. in der Agrarwirtschaft (s. Abb. 1-3 a), dem Bauwesen und dem Katastrophendienst. Oftmals verfügen diese Fahrzeuge über eine Vielzahl von Regelungssystemen. Dementsprechend kann bei der Entwicklung und dem Test von Steuergeräten für diese Fahrzeuge häufig nicht auf die Standardprodukte der Modellanbieter zurückgegriffen werden.

Des Weiteren werden zur Effizienzverbesserung von Fahrzeugen neue Technologien in PKWs eingeführt; als Beispiele sind hier hoch komprimierende Dieselmotoren, Start-Stopp-Systeme und Zylinderabschalt-Strategien zu nennen. Da solche Technologien sich häufig negativ auf den Fahrkomfort auswirken (insbesondere bei Karosserien in Leichtbauweise), werden vermehrt auch Regelungssysteme entwickelt, die den Verlust an Fahrkomfort kompensieren sollen, bspw. mit aktiven Motorlagern oder aktiven Schwingungstilgern. Abb. 1-3 b zeigt beispielhaft ein schaltbares Motorlager zur Unterdrückung der Motorschwingungen bei normaler Fahrweise, das jedoch bei sportlicher Fahrweise zwecks besseren Handlings verhärtet. Für die Entwicklung und den Test solcher komfortrelevanten Regelungssysteme können die gängigen Fahrdynamikmodelle zur Regelstreckensimulation allerdings nicht eingesetzt werden, da diese nur das reine Fahrverhalten (Handling) eines Fahrzeuges beschreiben können, nicht aber dessen Schwingungsverhalten im Komfortbereich (Ride-Comfort).

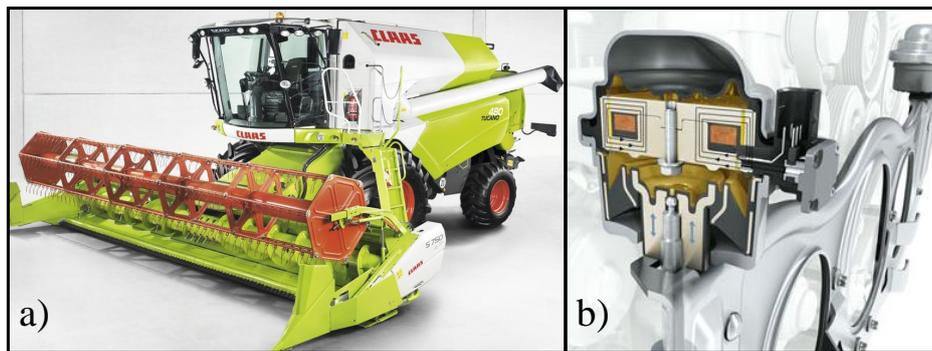


Abbildung 1-3: Beispiele für ein Fahrzeug mit komplexer Dynamik (a) und ein komfortrelevantes Regelungssystem (b, dynamisches Motorlager von Porsche) [Claa10, Pors10]

Mit dieser Problematik beschäftigt sich die vorliegende Arbeit. Es wird eine Modellierungsmethodik vorgestellt, mit der relativ einfach Fahrzeugmodelle mit einer frei konfigurierbaren Vertikaldynamik entwickelt werden können, die den hohen Anforderungen an die Modellierungsgüte zur Sicherstellung der Echtzeitfähigkeit genügen. Durch die Anwendung dieser Methodik werden Fahrdynamikmodelle für PKWs mit Standardantrieb aufgebaut, mit denen das Schwingungsverhalten über den von konventionellen Fahrdynamikmodellen abgedeckten Handlingbereich hinaus bis in den Komfortbereich simulierbar ist, und die sich somit für die Entwicklung und den Test komfortrelevanter Regelungssysteme eignen.

Dazu ist die Arbeit wie folgt strukturiert:

- In Kapitel 2 werden zunächst die Grundlagen für die Fahrkomfortmodellierung erarbeitet. Nach einer Einteilung der Schwingungsphänomene im Fahrzeug werden die den Komfortbereich charakterisierenden Effekte erläutert

und hinsichtlich ihrer Entstehungsursache eingeordnet. Im Anschluss werden Arbeiten vorgestellt, die sich mit der Simulation von Komforteffekten beschäftigen. Das dieser Arbeit zugrundeliegende Fahrdynamikmodell wird am Ende dieses Kapitels vorgestellt.

- Kapitel 3 behandelt die Modellierungsmethodik, mit der die in Kapitel 2 hergeleiteten Schwingungsphänomene in das Fahrdynamikmodell implementiert werden. Die Einzelschritte der Methodik werden erläutert, und es wird auf die Modellierungsbesonderheiten für Echtzeitsimulationen eingegangen.
- In Kapitel 4 wird diese Methodik angewandt, um Gesamtfahrzeugmodelle zu erstellen, die in der Lage sind, die in Kapitel 2 hergeleiteten Eigenschaften zu simulieren.
- In Kapitel 5 werden Ergebnisse der Modellvalidierung vorgestellt. Dabei werden sowohl mit den konventionellen Fahrdynamikmodellen als auch mit den erweiterten Komfortmodellen Fahrdynamikmanöver simuliert und mit realen Messungen eines aktuellen PKWs verglichen. Die für den Handlingbereich validen Komfortmodelle werden weiterhin dazu benutzt, Komforteffekte zu simulieren und sie qualitativ zu verifizieren. Weiterhin werden die Gesamtfahrzeugmodelle hinsichtlich ihres Rechenbedarfes analysiert.

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden zunächst eine Kategorisierung von Schwingungsphänomenen im PKW und eine Definition des Komfortbereiches vorgenommen. Im Anschluss folgen die Beschreibungen der dem Komfortbereich zugeordneten Effekte, jeweils mit Einordnung hinsichtlich ihrer jeweiligen Entstehungsursache. Hiernach werden Arbeiten vorgestellt, die sich mit der Simulation dieser Effekte befassen, und das Kapitel schließt mit der Vorstellung des für diese Arbeit verwendeten Fahrdynamikmodells zur Simulation der Komforteffekte.

2.1 Einteilung von Schwingungsphänomenen im Fahrzeug

Das System „Fahrzeug“ mit seinen Baugruppen Achsen, Reifen, Lenkung, Motor, Antriebsstrang, Karosserie etc. stellt ein hochkomplexes dynamisches Schwingungssystem dar (Abb. 2-1). Bezüglich der Einteilung seiner Schwingungsphänomene finden sich in der Literatur eine Vielzahl an unterschiedlichen Definitionen.



Abbildung 2-1: Fahrzeug mit komfortrelevanten Baugruppen

Die wohl gängigste Einteilung der Phänomene ist die nach der Wirkrichtung. So unterteilen Mitschke/Wallentowitz, Ammon etc. die Begriffe „Vertikal-“, „Längs-“ und „Querdynamik“ und weisen diesen die zugehörigen Schwingungseffekte und die an deren Erzeugung und Übertragung maßgeblich beteiligten Baugruppen zu [Mits04, Ammo97]. Zu der Vertikaldynamik zählen demnach auf der einen Seite von Straßenunebenheiten (extern) angeregte und auf der anderen Seite vom System Rad/Reifen und vom Motor (intern) angeregte Schwingungen. Insbesondere die Radaufhängung mit ihrem elastokinematischen Verhalten, die Reifen, die Hydro- und die Gummilager am Motor haben einen entscheidenden Einfluss auf diese Art der Schwingungen. Zu Effekten der Kategorie der Längsdynamik zählen in erster Linie Lastwechselphänomene, das heißt Schwingungen in Fahrzeuglängs-

richtung, die aufgrund von sprunghaften Änderungen des Motormoments entstehen und ihren Ursprung im Antriebsstrang haben. Maßgeblich beeinflusst werden diese Schwingungsphänomene durch rotatorische Elastizitäten im Antriebsstrang (Kardan- und Achswellen, Reifen), aber auch durch die elastische Kopplung von Antriebsstrangelementen und der Radaufhängung an den Fahrzeugaufbau. Die Kategorie „Querdynamik“ beschreibt das Verhalten des Fahrzeugs bei querdynamischen Fahrmanövern. Die Fahrzeugquerrichtung spielt bei der Schwingungsbeurteilung eine eher untergeordnete Rolle.

Falkner und Reinalter erläutern die verschiedenen Anwendungsgebiete von Mehrkörpersimulationen im Produktentwicklungsprozess bei Magna Steyr [Falk06]. Dabei werden als Anwendungen „Suspension Analysis“, „Vehicle Handling“, „Load Spectrum Simulation“ und „Ride Simulation“ unterschieden. Am aussagekräftigsten ist hier die Unterscheidung zwischen Vehicle Handling und Ride Simulation. So umfasst der Bereich „Vehicle Handling“ die Längs- und die Querdynamik sowie die niederfrequente Vertikaldynamik des Gesamtfahrzeugs (Wanken, Nicken, Huben). Dem Bereich „Ride Simulation“ werden hingegen Effekte aufgrund von Straßenanregung, Motor und Radunwuchten zugeordnet. Diese Effekte umfassen u. a. Karosserievibrationen, Motor- und Karosseriestuckern, Leerlaufschütteln, Lastwechselruckeln und Lenkradvibrationen. Eine Aussage bezüglich der Frequenzbereiche der einzelnen Effekte wird nicht getroffen.

Sehr häufig werden die verschiedenen Phänomene bezüglich ihrer Frequenz eingeteilt. So bezieht Büchler die Fahrdynamik in den Komfortbereich mit ein und unterteilt diesen hinsichtlich der Frequenzen der charakteristischen Effekte in die Bereiche „Primary-Ride“, „Secondary-Ride“ und „Harshness/Noise“ [Buec07]. Demnach bezeichnet Primary-Ride das Gesamtfahrzeugverhalten mit den Effekten Huben, Nicken und Wanken von 0 bis 5 Hz. Für den Bereich „Secondary-Ride“ wird ein Frequenzband von 5 bis 25 Hz angegeben, und es werden Effekte wie Motor- und Getriebevibrationen sowie Vibrationen des Lenkrads und der Karosserie zugeordnet. Die Bereiche „Harshness/Noise“ beschreiben hochfrequente Effekte (25-120 Hz und 20-500 Hz), wie sie beispielsweise durch die Reifen auftreten.

Eichberger und Schittenhelm geben in [Eich05] eine Einteilung von Schwingungsphänomenen hinsichtlich ihrer Amplitude und Frequenz. Danach nimmt mit steigender Frequenz der Effekte ihre Schwingungsamplitude ab. Die Bereiche sind in Tabelle 2-1 zusammengefasst.

Tabelle 2-1: Einteilung von Schwingungseffekten im Fahrzeug, aus [Eich05]

Bereich	Charakteristische Effekte
Quasi-Statics	Kinematik, Elastokinematik
Handling, HiL, SiL	Gesamtfahrzeugbewegung
Primary-Ride	Vibrationen der Radaufhängung
Secondary-Ride	Schwingungen des Motors, Antriebsstrangs und Rahmenelemente
Comfort, NVH	Lenkung, Abgassystem

Fahrzeugmodelle, die keine Strukturschwingungen abbilden, werden von Ammon und Schiehlen in [Ammo07] hinsichtlich der Freiheitsgrade und der Schwingungsfrequenzen in die Bereiche „Vehicle Behavior Models“ (ca. 10 Freiheitsgrade, 0-7 Hz), „Handling Models“ (20-100 Freiheitsgrade, 3-15 Hz) und „Detailed Ride Analysis Models“ (100-1000 Freiheitsgrade, 7-40 Hz) eingeteilt. Des Weiteren werden hier verschiedene Anforderungen an Fahrkomfortsimulationen gestellt. So muss auf der einen Seite der gesamte Schwingungspfad berücksichtigt werden, da Straßenanregungen nichtlineare dreidimensionale Schwingungen des Systems Reifen-Rad-Radträger-Karosserie hervorrufen. Auf der anderen Seite beeinträchtigen aber auch die vom Triebstrang des Fahrzeugs erzeugten Schwingungen den Fahrkomfort. Als dritter komfortrelevanter Aspekt werden die durch unausgeglichene Massen am Rad und durch die Dynamik der Reifen verursachten Schwingungen genannt. Als Grenze für den Komfortbereich werden in [Ammo07] 25 Hz angegeben, das heißt Komfortmodelle müssen in der Lage sein, alle Schwingungsphänomene im Fahrzeug, deren Frequenz unterhalb dieser Grenze liegt, abzubilden.

In [Rauh03] werden zahlreiche Schwingungseffekte im Fahrzeug der verursachenden Fahrzeugkomponente zugeordnet und über einer Frequenzachse aufgetragen (Abb. 2-2). Die Einteilung in die beiden Bereiche „Handling“ und „Ride“ wird jedoch nicht nur anhand der Frequenz der beteiligten Schwingungseffekte vorgenommen, sondern es wird die Entstehungsursache in diese Einteilung mit einbezogen. Der Handlingbereich ist mit 0 bis 20 Hz angegeben, wobei hier allerdings nur Effekte des Fahrzeugaufbaus, der Radaufhängung und der Räder einbezogen werden. Alle Effekte, die diese Fahrzeugkomponenten betreffen, aber eine höhere Frequenz (bis ca. 60 Hz) besitzen, sind dem Ride-Bereich zugeordnet. Alle Effekte, die die Bremsen und die Lenkung betreffen, werden generell dem Ride-Bereich zugewiesen. Die Phänomene, die aus dem Motor und dem Antriebsstrang resultieren, finden keine Betrachtung.

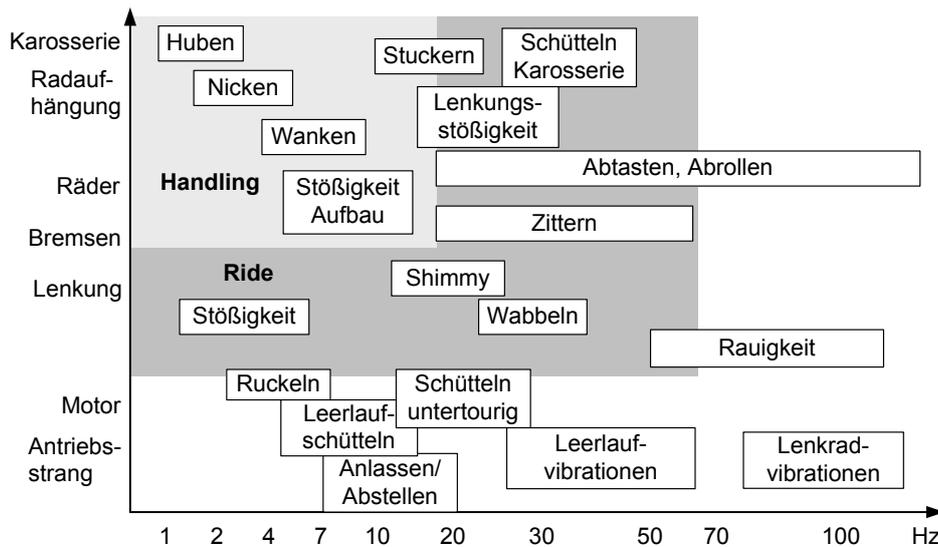


Abbildung 2-2: Einteilung von Schwingungsphänomenen in den Handling- und den Ride-Bereich [Rauh03]

Die genannten Literaturstellen lassen also eine eindeutige Unterteilung der Schwingungseffekte nicht zu. Die Einteilungen haben alle einen unterschiedlichen Fokus, behandeln nur Teilaspekte und sind zum Teil sogar widersprüchlich. Um trotzdem eine Einordnung zu ermöglichen, erscheint folgende grobe Einteilung sinnvoll:

- 1) *Handling*: Dieser auch als „Primary-Ride“ ([Buec07, Eich05]) bezeichnete Frequenzbereich wird in allen Quellen verwendet, um in erster Linie das Gesamtfahrzeugverhalten (0-5 Hz) mit den Effekten Huben, Nicken und Wanken zu beschreiben. Modelle, die diesen Frequenzbereich abdecken, werden vornehmlich für die Entwicklung und den Test von Fahrdynamik-Regelsystemen verwendet.
- 2) *Fahrkomfort*: Dieser Bereich beschreibt Effekte, die über das reine Gesamtfahrzeugverhalten hinausgehen. Es werden hier also Schwingungen betrachtet, die sowohl von der Straße als auch vom Motor und vom Antriebsstrang auf die Karosserie wirken und somit von den Insassen wahrgenommen werden. Das zugehörige Frequenzband der beteiligten Effekte kann von 5 bis 30 Hz angegeben werden.
- 3) *Rauheit/Akustik*: Unter diesem Begriff werden alle Schwingungsphänomene zusammengefasst, deren Frequenz über dem Frequenzband des Fahrkomfort-Bereiches liegen. Der Begriff *Rauheit* (engl.: *Harshness*) bezeichnet den Übergangsbereich zwischen fühlbaren und hörbaren Schwingungen. Dieser Bereich liegt ungefähr zwischen 30 und 100 Hz, danach beginnt der Bereich der *Akustik*.

2.2 Komforteffekte im Kraftfahrzeug

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt der Komfortbereich abgegrenzt wurde, werden nun die Komforteffekte im Fahrzeug einzeln aufgeführt und beschrieben. Dabei wird eine Einteilung der Effekte hinsichtlich ihres jeweiligen Entstehungsursprungs in die vier Bereiche

- 1) Antriebsaggregat,
- 2) Achsen,
- 3) Antriebsstrang und
- 4) Karosserie

durchgeführt.

2.2.1 Antriebsaggregat

Bezüglich der komfortrelevanten Schwingungseffekte im Bereich des Motors wird eine Einteilung in fremderregte und selbsterregte Schwingungen vorgenommen. Als fremderregter Schwingungseffekt gilt das sogenannte „Motorstuckern“ (s. bspw. [Frey01, Mits04, Zell09a]). Bei diesem Schwingungseffekt handelt es sich um eine Koppelschwingung zwischen dem elastisch gelagerten Motor und dem Fahrzeugaufbau, wobei in erster Linie die Hubkomponente für diesen Effekt verantwortlich ist; die Nickbewegungen des Antriebsaggregats spielen hingegen eine untergeordnete Rolle [Zell09a]. Mitschke/Wallentowitz geben in [Mits04] den Frequenzbereich dieses Phänomens mit 10 bis 13 Hz an, Zeller in [Zell09a] mit 8 bis 12 Hz. Ursache für das Motorstuckern sind periodische, beidseitige Fahrbahnstörungen, wie sie beim Überfahren von Querfugen mit gleichmäßigem Abstand auftreten. Entsprechen diese periodischen Anregungen der Eigenfrequenz des Schwingungssystems Fahrzeugaufbau/Motor, so entsteht eine von den Insassen deutlich wahrgenommene und als störend empfundene Unruhe im Vorderwagen.

Abb. 2-3 zeigt den Einfluss des elastisch gelagerten Motors auf die Vertikalbeschleunigung am Fahrzeugaufbau, bei der die Stuckerfrequenz als zusätzliche Resonanzspitze mit davor befindlicher Antiresonanz, bei der das Aggregat als Tilger wirkt, deutlich erkennbar ist. Die Steifigkeit der Motorlager hat einen starken Einfluss auf das Stuckerverhalten. Liegt die Stuckerfrequenz in der Nähe der Radresonanz bei ca. 12 Hz, so wird die Aufbaubeschleunigung verstärkt (Abb. 2-3, Strich-Punkt Linie). Dementsprechend ist allerdings auch eine Motorlagerauslegung möglich, bei welcher der Tilgereffekt des Aggregats zur Dämpfung der Radresonanz genutzt wird (Abb. 2-3, gestrichelte Linie). Daran wird deutlich, dass ein Fahrzeugmodell, das den Effekt des Motorstuckerns abbilden soll, nicht nur über ein elastisch gelagertes Antriebsaggregat verfügen muss, sondern auch

eine detaillierte Beschreibung der Dynamik der Motorlagerung erforderlich ist.

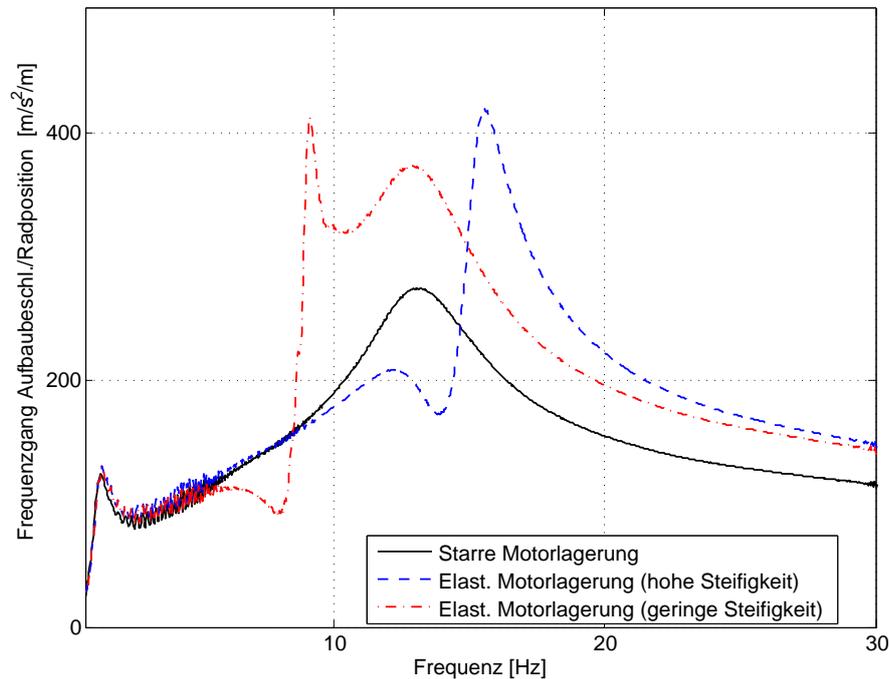


Abbildung 2-3: Einfluss des elastisch gelagerten Antriebsaggregats auf die Vertikalbeschleunigungen am Fahrzeugaufbau aufgrund von Straßenanregung (eigene Simulation eines etablierten Modellansatzes; vergleichbare Ergebnisse und Darstellungen siehe bspw. [Mits04, Zell09a])

Neben diesem fremderregten Motorstückern ist der Motor wegen seiner vorherrschenden Ausführung als Hubkolbenmotor selbst eine Schwingungsquelle, aufgrund der rotatorischen und translatorischen Beschleunigungen von Massen und den periodischen Verbrennungen innerhalb der Zylinder. Je nach Zylinderzahl und -anordnung treten Schwingungen bestimmter Ordnungen auf [Mits04, Urla95]. Für einen längs eingebauten Motor sind folgende Schwingungsphänomene typisch [Zell09a]:

- 1) Aggregatwanken in den Motorlagern,
- 2) gegenläufige Aggregat/Fahrzeug-Querschwingungen und
- 3) Fahrzeugwanken auf der Reifenfeder.

Kritisch bei den selbsterregten Motorschwingungen ist das Leerlaufverhalten, weil die niedrige Drehzahl diese komfortrelevanten Effekte anregen kann. Insbesondere wenn die Verbrennungen innerhalb der Zylinder ungleichmäßig ablaufen, treten Schwingungen mit halben-Ordnungen auf. Bei einem Viertakt-Vierzylinder-Reihenmotor mit einer Leerlaufdrehzahl von 650 min^{-1} tritt dann beispielsweise

se nicht nur die für diese Motorart typische 2. Motorordnung mit 21,7 Hz auf, sondern zusätzlich noch Schwingungen mit 5,4 Hz (0,5. Ordnung), 10,8 Hz (1. Ordnung), 16,3 Hz (1,5. Ordnung) etc. Schwingungen mit diesen Frequenzanteilen werden von den Insassen deutlich wahrgenommen. Abb. 2-4 verdeutlicht den Zusammenhang der unteren Motorordnungen mit den typischen Schwingungsphänomenen für längs eingebaute Motoren. Der Effekt der unausgeglichene unteren Schwingungsordnungen kann auch bei Zylinderabschaltungen auftreten.

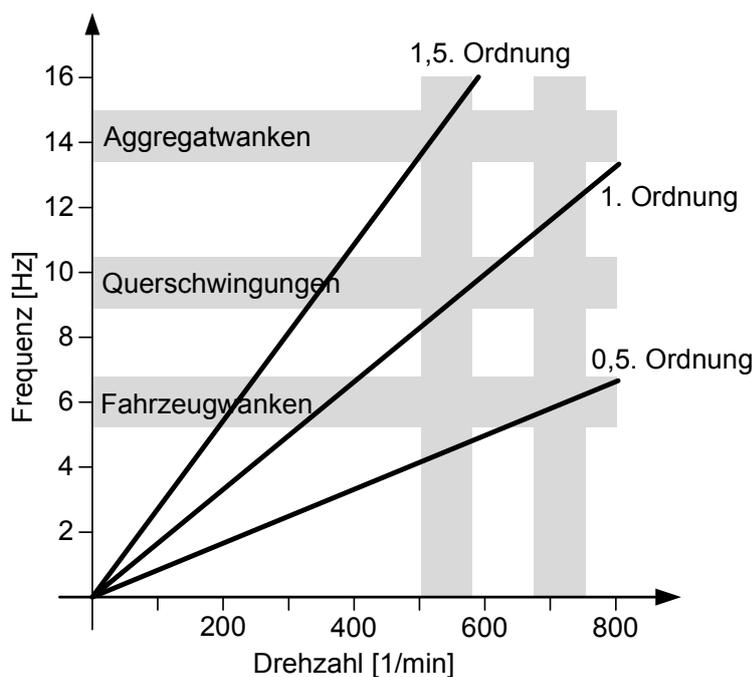


Abbildung 2-4: Kritische Konstellationen im Leerlaufbereich [Zell09a]

2.2.2 Achsen

Die Achsen bzw. die Radaufhängungen sind nicht nur für die Simulation der Fahrdynamik wichtige Komponenten, sondern auch für komfortrelevante Effekte verantwortlich, deren Frequenzbereich mit 12 bis 14 Hz in [Zell09a] und mit 10 bis 15 Hz in [Mits04] angegeben wird. Bei diesen auch Anfahr- und Bremsstempeln genannten Effekten handelt es sich um Koppelschwingungen zwischen dem System Rad/Achse mit dem Fahrzeugaufbau. Dabei beschreibt das Rad aufgrund der Kinematik und der Nachgiebigkeit der Radaufhängung beim Bremsen des Fahrzeugs eine elliptische Bahnkurve nach oben und nach hinten; beim Anfahren bewegt es sich das angetriebene Rad nach vorn. Sind die Bewegungen so stark, dass das Rad den Bodenkontakt verliert, wandelt sich die Bewegung in eine Schwingung um, deren Geschwindigkeit durch die Radresonanz gekennzeichnet ist. Dieses Schwingungsphänomen ist mit der Kinematik- und Nachgiebigkeitsbeschreibung der Radaufhängung des Fahrdynamikmodells darstellbar. Allerdings wird dafür ein Reifenmodell benötigt, das die dabei auftretende Dynamik be-

rücksichtigen kann. Tritt dieser Effekt an einer Achse mit Fahrschemel auf, beispielsweise an der Hinterachse eines Fahrzeugs mit Standardantrieb, so spielt die Elastizität der Fahrschemelaufhängung eine nicht zu vernachlässigende Rolle.

2.2.3 Antriebsstrang

Wie bereits in Kapitel 2.1 bei der Einteilung von Schwingungseffekten dargelegt ist, ist der Antriebsstrang eines Fahrzeugs eine den Fahrkomfort wesentlich beeinflussende Komponente. Der in der Literatur am Häufigsten zitierte Effekt in diesem Bereich ist das sogenannte Lastwechselruckeln, das auch als „Bonanza“-Effekt bezeichnet wird. Mitschke gibt in [Mits04] für dieses Phänomen einen Frequenzbereich von 4 bis 10 Hz und Zeller einen Bereich von 2 bis 8 Hz an [Zell09a]. Bencker nimmt in [Benc98] eine detaillierte Untersuchung der am PKW auftretenden Lastwechselphänomene vor und teilt diese hinsichtlich ihrer Entstehungsursache und ihrer Auswirkung in vier verschiedene Bereiche ein (s. Abb. 2-5).

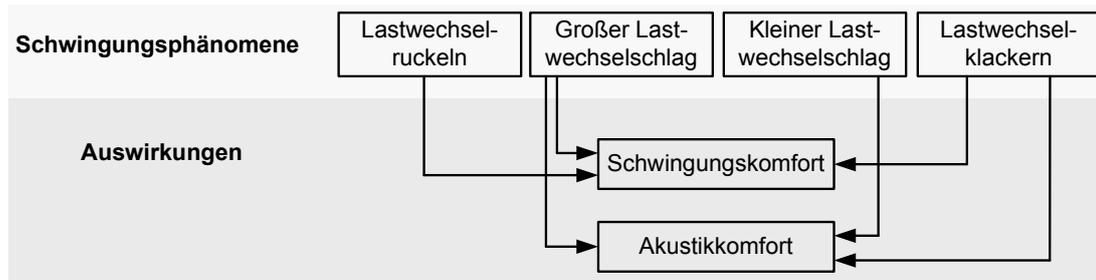


Abbildung 2-5: Lastwechselphänomene und deren Auswirkungen auf den Schwingungs- und Akustikkomfort [Benc98]

Das Lastwechselruckeln entsteht bei einer sprunghaften Änderung des Motor Moments in einem niedrigen Gang, sowohl im Zug- als auch im Schubbetrieb. Da der Antriebsstrang eines Fahrzeugs aus Komfort- und Gewichtsgründen relativ verdrehweich ausgelegt wird (in einem niedrigen Gang ist über den gesamten Antriebsstrang ein Verdrehwinkel bis ca. 90° möglich), ist er sehr anfällig für Torsionsschwingungen, die durch diese sprunghafte Änderung des Antriebsmoments hervorgerufen werden. Die rotatorischen Schwingungen des Antriebsstrangs werden bei einem Fahrzeug mit Standardantrieb und elastisch gelagerten Hinterachsgetriebe an den Abstützelementen Motor und Fahrschemel auf den Fahrzeugaufbau übertragen und erzeugen dort translatorische Schwingungen in Fahrzeuglängsrichtung. Die auftretende Ruckelfrequenz entspricht der ersten Dreheigenfrequenz des Antriebsstrangs. Der zweite häufig zitierte Effekt ist der Lastwechselschlag ([Frey01, Mits04, Zell09a]), der gemäß Abb. 2-5 in [Benc98] in den großen und den kleinen Lastwechselschlag unterteilt wird. Die Ursache für den großen Lastwechselschlag ist wieder eine sprunghafte Änderung des Motormo-

ments, allerdings in einem hohen Gang. Der große Lastwechselschlag wird als ein einmaliges Schlagerelebnis wahrgenommen, ohne ein Auftreten des für das Lastwechselruckeln signifikanten Ausschwingens. Das Schlagerelebnis wird von einem dumpfen Schlaggeräusch begleitet; deswegen hat dieser Effekt neben den Auswirkungen auf den Schwingungskomfort zusätzlich einen Einfluss auf den Akustikkomfort. Der kleine Lastwechselschlag (häufig verwendete englische Bezeichnung: „Clonk“ oder „Clunk“) wird ebenfalls durch eine sprunghafte Änderung des Motormoments ausgelöst. Das ruft einen Anlagewechsel der spielbehafteten Antriebsstrangbauteile hervor, in erster Linie der Zahnräder, der Gelenkscheibe etc., und es wird ein metallisches, hochfrequentes Schlaggeräusch zwischen 500 und 1000 Hz erzeugt. Dieser Effekt hat keine Auswirkungen auf den Schwingungskomfort. Das Lastwechselklackern entsteht durch eine impulsartige Änderung des Motormoments, also bei einer Kombination aus einem Tip-In (schnelles Gasgeben) mit einem kurz darauf folgenden Tip-Out (schnelles Gaswegnehmen) bei geringer Last. Dieser Effekt ist eine Kombination des Lastwechselruckelns und des kleinen Lastwechselschlags. Dementsprechend wird dabei das Fahrzeug zu niederfrequenten Ruckelschwingungen angeregt, und es entstehen hochfrequente Schlaggeräusche. Die Ursachen für das Lastwechselklackern sind die gleichen wie beim Lastwechselruckeln und dem kleinen Lastwechselschlag. Da allerdings nur eine geringe Last anliegt, führen die spielbehafteten Bauteile oszillierende Anlagewechsel aus, so dass mehrere Schlaggeräusche entstehen.

Ein weiteres, in manchen Quellen zitiertes Schwingungsphänomen, ist das sogenannte Kupplungsrupfen [Albe01, Zell09a]. Bei diesem Effekt wird, genau wie beim Längsruckeln, ebenfalls die erste Dreheigenfrequenz des Antriebsstrangs angeregt. Die Ursache ist allerdings keine sprunghafte Änderung des Motormoments, sondern der Schlupfvorgang während des Kuppelns.

Eine Voraussetzung für die Simulation antriebsstranginduzierter Komforteffekte ist eine Modellierung des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung seiner Drehelastizitäten. Da solch ein torsionselastisches Antriebsstrangmodell Bestandteil des verwendeten Fahrdynamikmodells ist (s. Kapitel 2.4.3), ist damit bereits eine wichtige Grundlage für die Simulation gegeben. Um allerdings die Transformation der Drehschwingungen zu den translatorischen Ruckelschwingungen des Fahrzeugaufbaus richtig zu beschreiben, braucht man die physikalische Modellierung des Motors und des Fahrschemels sowie deren elastischer Aufhängung, da die Antriebsmomente an diesen Bauteilen auf den Fahrzeugaufbau übertragen werden [Eber98]. Um die Anregung der Ruckelschwingungen durch den Schlupfvorgang der Kupplung zu berücksichtigen, ist eine detaillierte Modellierung der Kupplung notwendig; für die Schlaggeräusche müssen hingegen die spielbehafteten Zahnräder physikalisch modelliert werden.

2.2.4 Karosserie

Für die Betrachtung von Schwingungsphänomenen, deren Frequenzen oberhalb der typischen Aufbaubeschleunigungen des Gesamtfahrzeugverhaltens mit ca. 2 bis 4 Hz liegen, darf die Karosserie eines Fahrzeugs nicht mehr als starr angenommen, sondern ihre Nachgiebigkeit muss mitberücksichtigt werden [Zell09a]. Insbesondere bei biege- und torsionsweichen Karosserien mit großer Dach- oder Hecköffnung sowie bei offenen Fahrzeugen tritt dieses, unter den Bezeichnungen Karosseriezittern und Karosserieschütteln bekannte, komfortrelevante Phänomen verstärkt auf. Es macht sich als ein Nachschwingen des Fahrzeugs beim Überfahren von Unebenheiten mit einer Frequenz von 20 bis 35 Hz bemerkbar, wenn dadurch die Karosserieresonanzen angeregt werden [Mits04]. In den in Abschnitt 2.1 definierten Komfortbereich fallen üblicherweise die ersten globalen Biege- und Torsionsmoden, die für einen geschlossenen PKW Eigenfrequenzen von ca. 30 Hz aufweisen; für einen offenen PKW liegen die Eigenfrequenzen etwas niedriger (bei ca. 20 Hz). Durch die Flexibilität der Karosserie können sich die Karosserieresonanzen mit der Radresonanz koppeln. Abb. 2-6 verdeutlicht dies anhand der vertikalen Fahrzeugaufbaubeschleunigung und der Drehbeschleunigung um die Fahrzeuglängsachse, jeweils für ein Fahrzeug mit starrem und flexiblem Aufbau. Je nach Lage der Resonanzfrequenzen kann die Radresonanz bei ca. 17 Hz verstärkt (Abb. 2-6, oberer Plot) bzw. durch den Tilgereffekt gedämpft (Abb. 2-6, unterer Plot) werden.

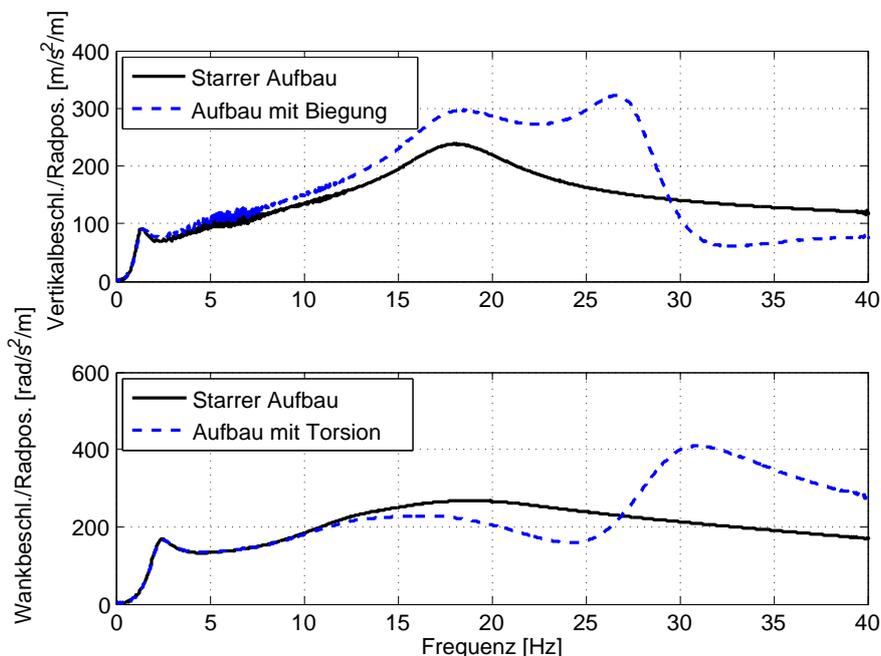


Abbildung 2-6: Frequenzgang der Vertikal- und der Wankbeschleunigung eines Fahrzeugs mit starrer und flexibler Karosserie bei gleich- und gegenphasiger Gleitsinusanregung an den Vorderrädern (eigene Simulation; vergleichbare Ergebnisse und Darstellungen siehe bspw. [Zell09a])

2.3 Stand der Technik in der Komfortsimulation

Die in der Industrie vorherrschende Simulationstechnik im Bereich des Fahrkomforts, ist die Simulation mittels Mehrkörpersystemen (MKS) [Ammo07, Mey07, Zell09a]. Für diese Art der Simulation wird ein technisches System physikalisch abstrahiert und durch Kombination von massen- und trägheitsbehafteten Körpern, masselosen Federn und Dämpfern, Gelenken, Kraftstellgliedern etc. in ein Mehrkörpermodell überführt. MKS-Programmsysteme ermöglichen diese Modellbildung und stellen aus dem definierten Modell selbstständig das zugrundeliegende Gleichungssystem auf. Auf Basis dieser Gleichungen wird das kinematische und das dynamische Verhalten im Zeitbereich simuliert. So können auch äußerst komplexe technische Systeme, gekennzeichnet durch eine große Anzahl von Freiheitsgraden, physikalisch und intuitiv modelliert werden. Allerdings werden diese Vorteile durch die Erzeugung großer differential-algebraischer Gleichungssysteme erkauft, die aufgrund ihrer mathematischen Struktur ohne aufwändige Transformationen nicht für Echtzeitsimulationen geeignet sind.

Mit MKS-Programmsystemen kann man einzelne Baugruppen von Fahrzeugen, bspw. die Radaufhängungen, den Antriebsstrang etc., aber auch komplette Fahrzeugmodelle aufbauen, um damit auf der einen Seite ein Systemverständnis zu erlangen und somit Optimierungspotenzial bezüglich der dynamischen Systemeigenschaften offenzulegen; auf der anderen Seite können sie auch als Streckenmodelle verwendet werden, um Regelalgorithmen zu entwickeln. Hierzu wird typischerweise eine Co-Simulation mit einem in *MATLAB/Simulink* implementierten Regler und der im Mehrkörpersimulationstool modellierten Strecke eingesetzt [Riep05]. Die bekanntesten Mehrkörpersimulations-Systeme sind *Simpack*¹, *DADS*² und *ADAMS*³.

Neben den etablierten numerischen MKS-Simulationssystemen gibt es weiterhin Ansätze zur Mehrkörpersimulation mit symbolischen Gleichungssystemen. So bietet beispielsweise das Softwarepaket *Neweul-M2*⁴ die Möglichkeit zur dynamischen Analyse von Mehrkörpersystemen anhand symbolischer Bewegungsgleichungen; ähnliche Funktionalitäten werden von dem Computeralgebrasystem

¹ *Simpack* ist ein Produkt der SIMPACK AG aus Gilching, Deutschland. <http://www.simpack.com>.

² *DADS* bzw. der Nachfolger *Virtual.Lab* sind Produkte von LMS International NV aus Leuven, Belgien. <http://www.lmsintl.com>

³ *ADAMS* ist ein Produkt der MSC.Software Corporation aus Santa Ana, Kalifornien. <http://www.mscsoftware.com>.

⁴ *Neweul-M2* ist ein auf der *Symbolic Math Toolbox* von *Matlab* basierendes Software-Werkzeug des Instituts für Technische und Numerische Mechanik der Universität Stuttgart zur dynamischen Analyse von Mehrkörpersystemen. <http://www.itm.uni-stuttgart.de>

*Maple*⁵ mit der *MapleSim*-Toolbox bereitgestellt. Baumann et al. beschreiben in [Baum04, Baum06] einen ähnlichen Ansatz für *Mathematica*⁶ am Beispiel einer Hinterachsenmodellierung. Die Modellbildung von Fahrkomforteffekten mittels Programmen wie *Neweul-M2* oder *MapleSim* setzt, verglichen mit MKS-Simulationssystemen wie beispielsweise *ADAMS*, eine höhere Abstraktion des zu untersuchenden Systems von dem Modellierer voraus. Dafür lassen sich die automatisch generierten, effizienten, symbolischen Bewegungsgleichungen hingegen für Echtzeitsimulationen nutzen. Allerdings fehlt hier eine einfache Möglichkeit zur Einbindung der Gleichungen in komplexe Gesamtfahrzeugmodelle zur Fahrdynamiksimulation.

Ein die Dynamik eines Fahrzeugs wesentlich beeinflussendes System ist der Reifen, da er typischerweise die einzige Koppelstelle zwischen Fahrbahn und Fahrzeug darstellt. In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Reifenmodellen für MKS-Simulationen, die sich hinsichtlich des mathematischen Ansatzes, der Komplexität, der abbildbaren Effekte und des Einsatzzwecks unterscheiden. Die Wahl eines Reifenmodells für eine Simulation hängt stark von den Simulationsrandbedingungen ab. Selbst für den Fall, dass die Rechenressourcen keinen Einfluss auf die Wahl des zu verwendenden Modells haben, ist es nicht zweckmäßig, das Modell mit der höchsten Komplexität zu verwenden, da alle Modelle nur für einen relativ schmalen Anwendungsbereich Gültigkeit besitzen. Anders ausgedrückt: Reifenmodelle für Handling-Simulationen sind nicht in der Lage, Eigenschaften höherer Frequenzen abzubilden und komplexere Reifenmodelle für höhere Frequenzbereiche eignen sich u.U. nicht für die Simulation von Handling-Eigenschaften (s. Abb. 2-7).

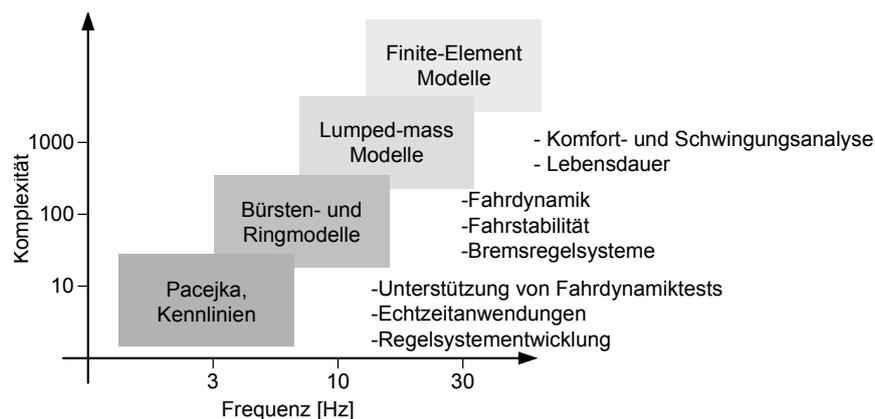


Abbildung 2-7: Reifenmodellkategorien und ihre Anwendung [Boes02]

⁵ *Maple* (**m**athematical **m**anipulation **l**anguage) ist ein Computeralgebrasystem der Firma *Maplesoft* in Waterloo, Ontario. <http://www.maplesoft.com>.

⁶ *Mathematica* ist ein Computeralgebrasystem der Firma *Wolfram Research* in Champaign, Illinois. <http://www.wolfram.com>.

Im Folgenden werden die verschiedenen Aspekte der Fahrkomfortsimulation behandelt und anhand ausgewählter Arbeiten der aktuelle Stand der Technik aufgearbeitet.

Eine für den Fahrkomfort wichtige Komponente ist die Radaufhängung, da diese, zusammen mit dem Reifen, wesentlich dafür verantwortlich ist, wie unebenheits-erregte Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau übertragen werden. Hazelaar untersucht in [Haz94] die subjektive Komfortwahrnehmung von PKW und stellt u. a. ein Modell vor, mit dem das für die sogenannte „Achsrauhigkeit“ verantwortliche Schwingungsverhalten von Radaufhängung und Reifen sowie die Übertragung der daraus resultierenden Kräfte auf den Aufbau simuliert werden können. Für das Phänomen der Achsrauhigkeit macht er eine Eigenform des Fahrwerksystems bei ca. 40 Hz verantwortlich.

Auch Troulis sieht das System Reifen-Radaufhängung als eine den Fahrkomfort prägende Komponente an [Trou02]. In seiner Arbeit baut er mittels eines Mehrkörpersimulationssystems eine McPherson-Radaufhängung auf, um diese, unabhängig vom Fahrzeugaufbau, in einem Frequenzbereich zwischen 0 und 100 Hz simulativ analysieren zu können. Die Nachbildung der nichtlinearen Eigenschaften der Gummielemente innerhalb der Radaufhängung wird dabei ausführlich behandelt. Als Reifenmodell wird *FTire* (**F**lexible **R**ing **T**ire **M**odel) verwendet, das die vertikaldynamischen Reifeneigenschaften in dem betrachteten Frequenzbereich abbilden kann.

Um das Fahrzeugverhalten und die Übertragung der Schwingungen auf die Fahrzeuginsassen zu simulieren, erweitert Fülbier das Simulationstool *CASCaDE/DA*⁷ um die zwei Reifenmodelle *BRiT* (**B**rush and **R**ing **T**ire) und *CTire* (**C**omfort **T**ire) [Fuel01]. Die Wahrnehmung des Schwingungskomforts wird durch die simulierten Schwingungen mit Transferpfadanalysen und Beurteilungskriterien analysiert.

Zur Beurteilung des Optimierungspotenzials von Achssystemen beschreiben Sell et al. deren detaillierte Modellierung mittels Mehrkörpersystemen [Sell08]. In erster Linie sollen damit die Haupt- und die Nebenfedersteifigkeiten berechnet werden, um so eine Abschätzung der Auswirkungen auf den Fahrkomfort zu ermöglichen. Bezüglich der Modellierung des Einflusses der Radaufhängung auf den Fahrkomfort lässt sich festhalten, dass hierbei die genaue Modellierung der verwendeten Gummielemente und von deren frequenz- und amplitudenabhängigem Verhalten von entscheidender Bedeutung ist. Außerdem muss ein Reifenmodell verwendet werden, das die Schwingungseigenschaften des Reifens im Komfortbereich abbilden kann.

⁷ *CASCaDE/DA* (**C**omputer **A**ided **S**imulation of **C**ars, **D**rivers and **E**nvironment/**D**ynamische **A**chsmodelle) ist ein unternehmenseigenes Simulationswerkzeug der *Daimler AG*.

Klingner untersucht das Motorstuckern und stellt ein Starrkörpermodell zur Simulation dieses Phänomens vor [Kli96]. Das Fahrzeugmodell besitzt neben dem elastisch gelagerten Aggregat auch ein Teilsystem „Sitz-Mensch“, um die von den Insassen wahrgenommenen Schwingungen auf dem Sitz und an der Rückenlehne simulierbar zu machen.

In [Riep99] wird ein recht einfaches Modell zur Simulation der Vertikaldynamik eines PKW vorgestellt. Durch die Modellierung des Motors als frei beweglicher Körper ist eine Untersuchung des Motorstuckerns möglich.

Rill beschreibt in [Rill06] ein Fahrdynamikmodell mit elastisch gelagertem Motor, dessen Dynamik sich anstatt mit differential-algebraischen Gleichungssystemen mit gewöhnlichen Differentialgleichungen modellieren lässt. Diese lassen sich numerisch sehr effizient lösen und ermöglichen so den Einsatz des Fahrzeugmodells in Echtzeitsimulationen.

Ma et al. stellen in [Ma03] unter Verwendung eines rekursiven Algorithmus ein Mehrkörpermodell eines Verbrennungsmotors auf, um die vom Motor erzeugten Vibrationen beschreiben zu können. Dabei stellen sie die Kurbelwelle als flexiblen Körper dar, um deren untere Schwingungsmoden zu berücksichtigen.

Ein Fahrzeugmodell für die Vertikaldynamik mit einem elastisch gelagerten Antriebsaggregat und einer flexiblen Abgasanlage wird in [Alt02] vorgestellt. Das dynamische Verhalten der Hydrolager wird dabei mittels Transferfunktionen beschrieben. Mit dem Modell lässt sich das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs bei Straßen- und Leerlaufanregung sowie dessen Startverhalten simulieren.

Hudi et al. präsentieren ein Gesamtfahrzeugmodell, in dem der Antriebsstrang detailliert berücksichtigt ist [Hudi03]. Damit lassen sich die maximal erwartbaren Bewegungen des Antriebsaggregates simulieren, um somit Aussagen über dessen Bauraumbedarf zu ermöglichen.

Ein recht populäres Forschungsgebiet stellt die aktive Schwingungskompensation von Motorschwingungen dar. Typischerweise liegt der Fokus hierbei auf der Entwicklung neuer Regelungsstrategien und Wirkprinzipien des Aktors, so dass hier vielfach nur sehr einfache Modelle für die Beschreibung der Aggregatvertikaldynamik zugrunde gelegt werden. Dabei handelt es sich meist um ein Mehrkörpersystem zur Beschreibung der Vertikaldynamik eines Viertelfahrzeugs mit elastisch angekoppeltem Körper zur Simulation des freischwingenden Motors. Das Gesamtfahrzeugverhalten mit längs-, quer- und vertikaldynamischen Eigenschaften wird für die Reglerentwicklung von Schwingungstilgern typischerweise nicht betrachtet. Beispielhaft seien hier die Arbeiten von Bohn et al. und Heier genannt, die sich mit der Schwingungskompensation und -dämpfung von Aggregatschwingungen aus regelungstechnischer Sicht beschäftigen [Bohn05, Hei10].

Die Elastizitäten des Antriebsstrangs insbesondere bei Fahrzeugen mit langen Antriebswellen (Standard- und Allradantrieb) sind Ursache für verschiedene Fahrkomforteffekte hinsichtlich der Längsdynamik. Einen wichtigen Beitrag zu dieser Thematik liefert Gosdin [Gos85]. In seiner Arbeit baut er ein Torsionsschwin-

gungsmodell eines Antriebsstranges (Standardantrieb) mit 24 Freiheitsgraden auf, das alle bekannten Erregerquellen und Nichtlinearitäten berücksichtigt. Dabei liegt der Fokus auf der Untersuchung des Einflusses von Systemparametern auf die Geräuscentwicklung sowie die Rassel- und Ruckelschwingungen.

Eine Einteilung von verschiedenen Lastwechselphänomenen nimmt Bencker in [Benc98] vor. Er unterscheidet die vier verschiedenen Phänomene Lastwechselruckeln, großer und kleiner Lastwechselschlag sowie das Lastwechselklackern hinsichtlich ihrer Entstehungs- und ihrer Wirkungsmechanismen sowie der jeweiligen Erscheinungsform. Weiterhin untersucht er in einer Sensitivitätsanalyse den Einfluss verschiedener Systemparameter auf diese Phänomene.

Froschhammer et al. stellen in [Fro09] einen Längsdynamik-Prüfstand, bestehend aus einem Verbrennungsmotor mit zugehörigem Steuergerät, einer Verbindungswelle und einem elektrischen Lastmotor mit Echtzeitsimulations-, Kalibrierungs- und Simulationsautomatisierungssystem vor. Dafür werden längsdynamische Offline-Modelle verwendet, die für den Einsatz auf dem Prüfstand in echtzeitfähige Online-Simulationsmodelle transformiert werden. Ziel dieses Prüfstands ist die auf reinen Konstruktionsdaten basierende, frühzeitige Simulation der längsdynamischen Fahrzeugreaktion in einem Frequenzbereich bis ca. 15 Hz.

Lückmann baut in [Luec03] mit einem Mehrkörpersimulationstool ein dreidimensionales Antriebsstrangmodell auf, um Optimierungspotenzial hinsichtlich des Ruckelverhaltens, des sogenannten „Lastwechselhämmerns“ und der Dämpfung der 2. Motorordnung offenzulegen. Um die Auswirkung dieses Phänomens auf den Fahrkomfort mitbestimmenden Fahrerrauminnendruck analysieren zu können, erstellt er ein akustisches Modell, basierend auf einer experimentellen Geräuschpfadanalyse.

In [Albe01] wird die Simulation eines kompletten Antriebstranges vorgestellt, um das Phänomen des „Kupplungsrupfens“ zu untersuchen. Hierunter werden Schwingungseffekte verstanden, die während der Schlupfphase der Kupplung entstehen und die erste Torsionseigenfrequenz des Antriebsstrangs (ca. 8-12 Hz) anregen.

Auch Schreiber und Schindler stellen ein detailliertes Gesamtantriebsstrangmodell auf, um daran Antriebsstränge auszulegen und zu optimieren [Schr01].

Zur Untersuchung des Einflusses von Triebstrangkomponenten auf den Fahrkomfort bis 50 Hz stellen Ebersberger et al. in [Eber98] ein Fahrzeugmodell mit detailliertem Antriebsstrang vor. Als Simulationsszenario dient ein Motormomentensprung bei einer Geradeausfahrt mit mittlerer Geschwindigkeit (55 km/h). Als Bewertungskriterium für den Fahrkomfort werden die Beschleunigungen am hinteren Fahrschemel, an den die Radaufhängung gekoppelt ist, herangezogen. Der Fahrschemel gilt als wichtige Einleitungsstelle von antriebsstrangerzeugten Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau.

Hechenblaikner und Oberle stellen in [Hech04] ein Fahrzeugmodell mit Standardantrieb vor, das über eine räumliche Kopplung von Antriebsstrang und Fahrzeug-

aufbau verfügt. Diese Kopplung der Längs- mit der Vertikaldynamik findet hier allerdings nicht nur an Aggregat und Hinterachsgetriebe statt, sondern es wird zusätzlich das mit dem Fahrzeugaufbau elastisch gekoppelte Gelenkwellenlager als wichtige Schwingungseinleitungsstelle angesehen. Hierzu wird die Antriebswelle mittels zwei gekoppelter Starrkörper modelliert.

Einen anderen Komfortaspekt untersucht Nussbaumer in [Nuss08]. Er definiert verschiedene Mess- und Bewertungsverfahren, mit denen der subjektiv empfundene Schaltkomfort an Fahrzeugen mit Handschaltung charakterisiert werden kann. Außerdem wird ein bestehendes Antriebsstrangmodell erweitert, so dass damit der Schaltkomfort simuliert werden kann. Ziel ist es, simulativ Optimierungspotenzial auf diesem Gebiet offenzulegen, insbesondere zur Minimierung des sogenannten „Schwingungskratzens“.

Ebenfalls in den Bereich Komfortsimulation ist die Arbeit von Ebrahimi und Eberhard einzuordnen [Ebra06]. Sie präsentieren einen recheneffizienten Ansatz, um die Elastizität von Zahnradern in Mehrkörpersimulationen zu berücksichtigen.

Neben der Schwingungsübertragung von Straßenanregungen über Reifen und Radaufhängung sowie der Kopplung von Antriebsstrang und Fahrzeugaufbau sind für den Fahrkomfort Schwingungsphänomene relevant, die aus der Elastizität der Karosserie resultieren [Zell09a]. Diese Phänomene sind für PKW komfortrelevant; bei Fahrzeugen mit einer räumlich ausgedehnten Karosseriestruktur (bspw. bei Bussen) besitzen diese Effekte sogar Auswirkungen auf das Fahrverhalten [Fich08]. Üblicherweise werden diese Effekte mittels rechenintensiver FEM-Simulationen analysiert, wobei der Einfluss von Interieur, Antrieb und Achsen berücksichtigt werden kann und somit das Schwingungsverhalten bis in den hohen Akustikbereich simulierbar ist [Zell09a].

Einen recheneffizienten Ansatz zur Berücksichtigung von Karosserieschwingungen stellt Rill in [Rill06] vor. Dabei werden mit elastisch gekoppelten Starrkörpern die ersten Eigenmoden der Karosserie approximiert.

Ambrósio et al. nutzen in [Amb01] eine Methode, um eine flexible Karosserie in ein Fahrzeug-MKS einzubauen, wobei die Eigenmoden der Fahrzeugkarosserie bis 50 Hz berücksichtigt werden.

Auch Benz stellt ein Fahrzeugmodell vor, das über eine flexible Karosserie verfügt [Benz08]. Zwar steht hier die Berechnung der Beanspruchung karosseriefester Komponenten im Vordergrund, jedoch ließe sich solch ein Ansatz auch für Komfortuntersuchungen verwenden.

Bezüglich der Komfortsimulationen lässt sich allgemein festhalten, dass es eine Vielzahl an Arbeiten gibt, die sich mit den unterschiedlichen Facetten dieses weitreichenden Themas beschäftigen. Bis auf wenige Ausnahmen zielen die Arbeiten darauf ab, simulativ ein Systemverständnis der betrachteten Komponenten zu erzielen, um dadurch Optimierungspotenzial für Komfortverbesserungen in einer frühen Phase des Produktentstehungsprozesses offenzulegen. Die Modelle sollen

also entwicklungsbegleitend eingesetzt werden, um den klassischen Prototypenbau und Versuche mit realen Komponenten zu reduzieren. Dafür werden vielfach Standard-Modellierungs- und Simulationstools verwendet, die sich zwar auf der einen Seite durch eine intuitive Modellbeschreibung auszeichnen, auf der anderen Seite hingegen komplexe differential-algebraische Gleichungssysteme erzeugen, die sich schon von der Struktur her nicht für Echtzeitsimulationen eignen. Eine Komfortmodellierung mittels auf Computeralgebrasystemen basierenden Softwarewerkzeugen, ist zwar aufgrund der Struktur und der Effizienz der Gleichungen für Echtzeitsimulationen möglich, allerdings ist hier die Kopplung zu bestehenden Fahrdynamikmodellen problematisch. Da aber die Echtzeitsimulation von Komforteffekten, basierend auf einem Fahrdynamik-Gesamtfahrzeugmodell das Ziel dieser Arbeit ist, musste eine im Rahmen der Arbeit entwickelte, problemangepasste Modellierungsmethodik verwendet werden. Diese Methodik wurde erstmalig in [Amel10a, Amel10b] vorgestellt.

2.4 Fahrdynamikmodell für Echtzeitsimulationen

Um Fahrzeugmodelle zu entwickeln, die sich für die Echtzeitsimulation von komfortrelevanten Schwingungsphänomenen eignen, wird im Rahmen dieser Arbeit auf ein kommerzielles Fahrzeugmodell für Handlingsimulationen zurückgegriffen. Die Firma *dSPACE* bietet unter der Bezeichnung *Automotive Simulation Models (ASM)* eine Reihe von Modellen für die Echtzeit- und Offline-Simulation von automotiven Anwendungen an [Schue05, Schue07, Schul07, Klug09, Liem10, Pepe11]. Die *ASM* werden in Modelle zur Simulation der Fahrdynamik (PKW, LKW, Fahrzeug mit Anhänger, Brems hydraulik etc.), des Motors (mit mittelwert- und zylinderdruckbasierten Ansätzen) und der Elektrik (Batterie, Umrichter, E-Motor etc.) gruppiert. Bei dem für die Modellierung des Fahrkomforts verwendeten Modell handelt es sich um die Fahrdynamikvariante *ASM Vehicle Dynamics*. Bei den *ASM* wird durchgängig ein offenes Modellierungskonzept in *MATLAB/Simulink*⁸ verfolgt, d. h. die Modelle werden aus vorgefertigten Modellbibliotheken zusammengesetzt, die, bis auf wenige Ausnahmen, bis auf die unterste Blockebene einsehbar und anpassbar sind. Durch standardisierte Schnittstellen zwischen den Blöcken ist ein einfaches Erstellen von individuellen Fahrzeugkonfigurationen möglich. Für die Modell- und Parameterverwaltung sowie für die 3D-Visualisierung der Simulationen gibt es entsprechende Software, und der Übergang von der Offline-Simulation am PC zur Echtzeitsimulation auf spezieller Echtzeithardware ist unproblematisch. Durch den offenen und modularen Aufbau der Modelle in *Simulink* sowie die Einbindung in die Parametrier- und Visualisie-

⁸ *MATLAB/Simulink* ist eine Multidomänen-Simulationssoftware der Firma *The MathWorks, Inc.*, aus Natick, Massachusetts. <http://www.mathworks.com>.

rungssoftware eignen sich die *ASM* ideal für die Implementierung der zusätzlichen Komforteigenschaften.

Die *ASM Vehicle Dynamics* sind modular aufgebaut (Abb. 2-8) und beschreiben ein Fahrzeug mit insgesamt 24 Freiheitsgraden [ASM10]. Das Modell besteht aus den Bereichen *Soft ECU*, *Engine*, *Drivetrain*, *Vehicle Dynamics* und *Environment*. Alle relevanten Signale (> 1000) dieser Untermodelle sind in einem hierarchisch aufgebauten Signalbus zusammengefasst, um sowohl den Signalaustausch mit der Echtzeithardware zu realisieren als auch während der Offline-Simulation einen schnellen Zugriff auf die wichtigen Größen zu ermöglichen. Die einzelnen Untermodelle werden im Folgenden kurz vorgestellt.

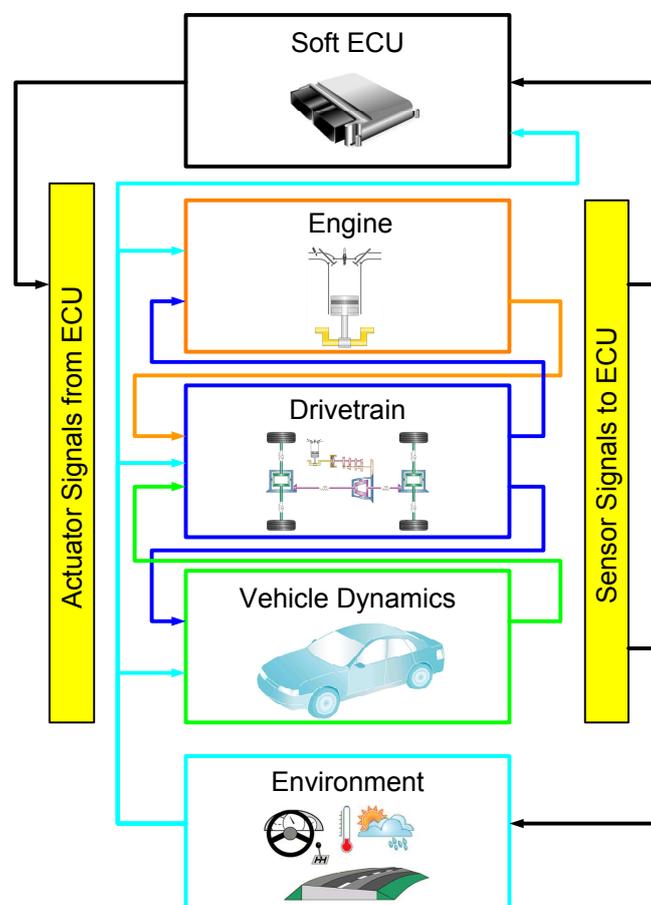


Abbildung 2-8: Struktur der *ASM Vehicle Dynamics* [ASM10]

2.4.1 Steuergeräte (Soft ECU)

In diesem Modellteil können Regelalgorithmen von Steuergeräten implementiert werden, die für die Simulation des Fahrzeugs wichtig sind. So ist beispielsweise in den *ASM Vehicle Dynamics* standardmäßig ein Zustandsautomat für die Ge-

triebsteuerung, der für die Simulation eines Fahrzeugs mit Automatikgetriebe notwendig ist, sowie eine Leerlaufregelung implementiert.

2.4.2 Motor (Engine)

Für die Fahrdynamikvariante der *ASM* wird typischerweise ein tabellenbasiertes Mittelwert-Motormodell verwendet. Dabei wird die Motorcharakteristik in einem Kennfeld als Funktion über der Motordrehzahl und der Drosselklappenstellung beschrieben. Das Motormodell ist so aufgebaut, dass es ESP-Regeleinriffe erlaubt, also die Reduzierung des Motormoments in grenz- und instabilen Fahrsituationen. Für typische Fahrdynamikanwendungen spielt die Beschreibung der Längsdynamik eine eher untergeordnete Rolle; deshalb ist für die meisten Anwendungen die Kennfeld-Beschreibung vollkommen ausreichend.

2.4.3 Antriebsstrang (Drivetrain)

In diesem Untermodell wird die Dynamik des Antriebsstrangs beschrieben; die Modelltopologie ist in Abb. 2-9 dargestellt. Das Modell ist so aufgebaut, dass Front-, Heck- und Allradantriebe sowohl mit Handschaltung als auch mit Automatikgetriebe abgebildet werden können. Um die Dynamik des Antriebsstrangs zu beschreiben, sind Antriebs- und Achswellen elastisch modelliert, und die Elastizität der Kupplung ist berücksichtigt. Alle relevanten Differentiale für die beschreibbaren Antriebsstrangvarianten sind modelliert. Weiterhin sind ein manuelles Getriebe für ein Fahrzeug mit Handschaltung sowie ein automatisches Getriebe mit Drehmomentwandler für ein Automatikfahrzeug vorhanden. Das Antriebsstrangmodell besitzt insgesamt 13 Freiheitsgrade.

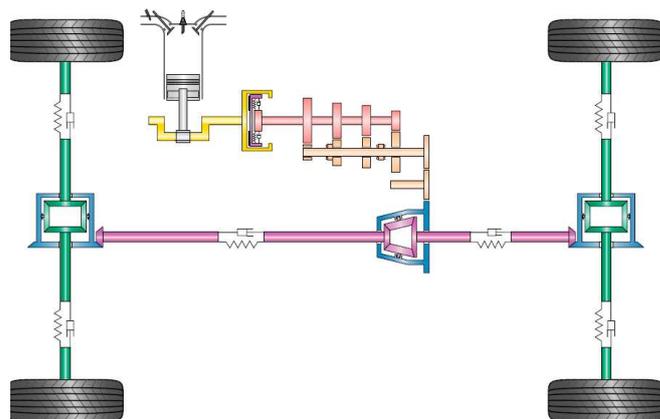


Abbildung 2-9: Topologie des torsionselastischen Antriebsstrangmodells [Schue05]

2.4.4 Fahrdynamik (Vehicle Dynamics)

Alle für Fahrdynamikuntersuchungen wichtigen Modellteile sind in diesem Bereich hinterlegt. Für die Berechnung der Reifenkräfte sind die Modelle „TMEasy“ nach Rill [Rill07] und „Magic Formula“ nach Pacejka implementiert [Pace02]. Die Beschreibung der Radaufhängung teilt sich in die Kinematik und die Nachgiebigkeit (vielfach verwendete englische Bezeichnung „Compliance“) auf. Die Modellierung der Kinematik kann auf zwei vor dem Hintergrund der Einhaltung der Echtzeit sehr recheneffiziente Arten geschehen. Die am Häufigsten verwendete Möglichkeit ist der tabellenbasierte Ansatz. Die in Tabellen hinterlegte Kinematik beschreibt hierbei die Positions- und die Winkeländerung des Radträgers in Abhängigkeit von der Einfederung des Rades, der Einfederung des gegenüberliegenden Rades (im Falle einer Starrachse) und des Lenkeinschlages (im Falle der Vorderachse). Als weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Kinematik steht die Verwendung der geometrischen Achsen zur Verfügung. Dabei sind für solche Achstypen, deren Bewegungen sich analytisch lösen lassen, die kinematischen Bewegungen mit Gleichungen hinterlegt. Durch Festlegung der Positionen der Anknüpfungspunkte ist die Kinematik der Achse vollständig beschrieben. Ein Pre-processing zum Erstellen von Tabellen ist nicht notwendig. Für beide Varianten ist die Nachgiebigkeit in Tabellen hinterlegt. In der Nachgiebigkeit ist die Gesamtelastizität der Achse pro Raumrichtung zusammengefasst, d. h. dass in Abhängigkeit einer angreifenden Kraft oder eines Moments eine Verschiebung bzw. eine Winkeländerung des Radträgers erfolgt. Die Dynamik der Nachgiebigkeit ist als PT2-Verhalten modelliert.

Die Lenkung ist in einem weiteren Submodell implementiert. Die Dynamik wird durch einen Freiheitsgrad beschrieben, der die gesamte Elastizität des Lenksystems zusammenfasst. Weiterhin ist es möglich, die Charakteristik einer Lenkmomentenunterstützung zu hinterlegen.

Für die Beschreibung der Vertikaldynamik wird ein Mehrkörpersystem eingesetzt, das für Fahrdynamikanwendungen ausreichend detailliert ist. Das System besteht aus fünf Starrkörpern: einem für den Fahrzeugaufbau und jeweils einem für jedes Rad (s. Abb. 2-10).

Der Körper für den Fahrzeugaufbau besitzt sechs Freiheitsgrade, d. h. er kann sich frei in einem Inertialsystem bewegen. Jedes Rad besitzt zur Beschreibung der Radeinfederung jeweils einen Freiheitsgrad relativ zum Fahrzeugaufbau. Die Bewegungsgleichungen sind im Hinblick auf Echtzeitsimulationen recheneffizient in Minimalkoordinaten formuliert; die Grundlagen dazu finden sich in [Most03] und [Rill07]. Das Mehrkörpersystem besitzt eine spezielle Struktur, um die kinematischen Achsen und die Lenkung, die jeweils in anderen Subsystemen berechnet werden, an das System anzukoppeln.

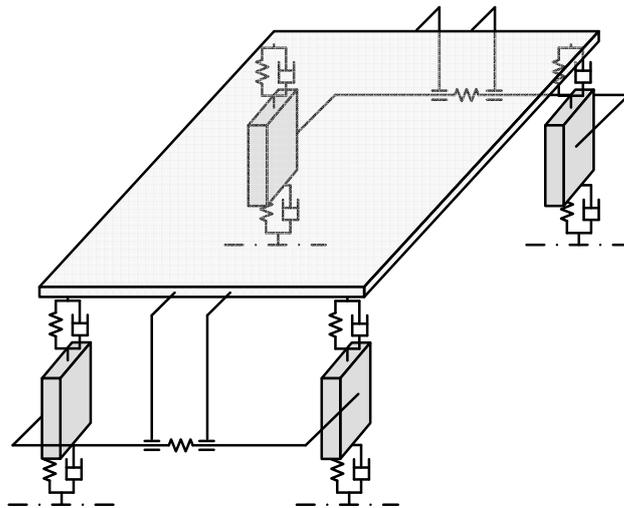


Abbildung 2-10: Topologie des Mehrkörpersystems für die Vertikaldynamik, nach Mostafa [Most03]

Des Weiteren gibt es Subsysteme zur Berechnung der aerodynamischen Kräfte sowie der an den Bremsen auftretenden Bremsmomente, und es ist ein Submodell vorhanden, in dem für drei verschiedene, frei wählbare Positionen die Geschwindigkeiten und die Beschleunigungen an der Karosserie berechnet werden.

Eine Übersicht über die Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugmodells liefert die Tabelle 2-2.

Tabelle 2-2: Übersicht der Freiheitsgrade des ASM-Gesamtfahrzeugmodells

Modellteil	Anzahl der Freiheitsgrade
Antriebsstrang	13
Vertikaldynamik	10
Lenkung	1
Reifen	8 ⁹

2.4.5 Umgebung (Environment)

In diesem Modellteil sind ein Straßennetzwerkmodell, eine Manöversteuerung und eine Fahrerregelung implementiert. Die für eine Simulation verwendbaren Straßen und Manöver werden in einem grafischen Parametriertool erstellt. Eine Straße

⁹ Jeweils ein Freiheitsgrad für die Längs- und die Querdynamik zwischen Felge und Straße jedes Reifens. Diese Freiheitsgrade werden allerdings per Definition bei der Charakterisierung eines Fahrzeugmodells nicht berücksichtigt.

wird dabei durch geometrische Bauteile (Gerade, Kreisbogen, Klothoide, Spline) in der Ebene sequenziell aufgebaut und mit einem Querneigungs- und Höhenprofil versehen. Durch die Definition von Kreuzungen können die Straßen zu einem komplexen Straßennetzwerk verbunden werden (s. Abb. 2-11). Sowohl auf Straßen als auch auf Kreuzungen können zusätzliche, frei definierbare Reib- und Oberflächenprofile überlagert werden, um somit Umgebungsbedingungen für Fahrdynamik- und Komfortsimulationen zu schaffen.

Ein Manöver wird ebenfalls in dem Parametriertool durch Manöverbausteine aufgebaut. Auf diese Weise können die Längs- und die Querbewegung des Fahrzeug gesteuert werden. Ein Fahrerregler (Längs- und Querdynamik) wird zur Einhaltung eines definierten Straßenverlaufs verwendet. Weiterhin sind hier für ein Fahrzeug mit Handschaltgetriebe die Algorithmen zur Gangwahl und zur Pedaleriebetätigung implementiert.

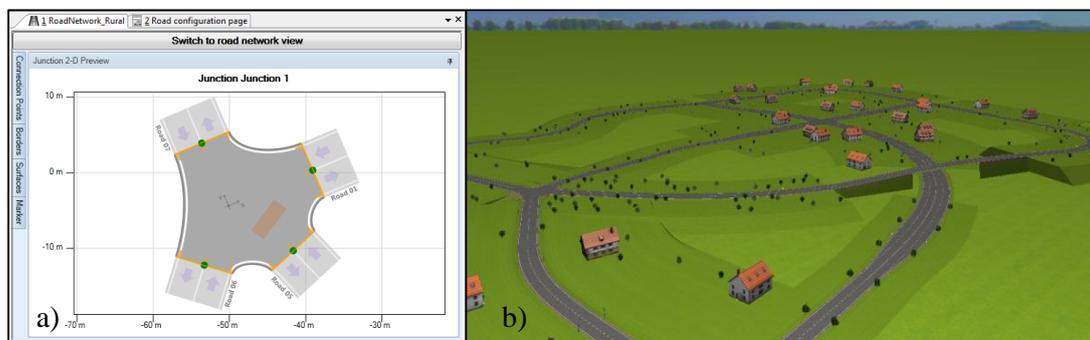


Abbildung 2-11: Screenshots einer Kreuzungsdefinition (a) und eines Straßennetzwerks (b)

3 Modellierungsmethodik

Nach der Erarbeitung der Komforteffekte im Fahrzeug (Abschnitt 2.2) und des Stands der Technik in der Komfortsimulation (Abschnitt 2.3) lassen sich zwei elementare Aussagen formulieren:

- 1) ***Etablierte, echtzeitfähige Fahrdynamikmodelle können keine Komforteffekte simulieren.***

Zwar sind in dem in dieser Arbeit betrachteten Fahrdynamikmodell einzelne komfortrelevante Teilaspekte, wie bspw. der torsionselastische Antriebsstrang, berücksichtigt, allerdings wird bei der Integration dieses Teilsystems in das Gesamtfahrzeugmodell die komfortrelevante Kopplung zu den restlichen Teilsystemen vernachlässigt. Strukturschwingungen der Karosserie sowie Schwingungsphänomene der Hinterachse und des Antriebsaggregats werden überhaupt nicht berücksichtigt.

- 2) ***Die in der Industrie etablierte Modellbildung komfortrelevanter Effekte ist für Echtzeitsimulationen ungeeignet.***

Der in der Industrie weit verbreitete Weg zur physikalischen Modellierung von Fahrzeugbaugruppen oder auch gesamten Fahrzeugen mit kommerziellen MKS-Programmsystemen, führt auf umfangreiche, differential-algebraische Gleichungssysteme. Aufgrund der Struktur dieser Systeme werden für die Lösung iterative Ansätze benötigt, deren Konvergenz a priori schwer abzuschätzen ist. Ohne aufwändige und problemangepasste Transformationen eignen sich die differential-algebraischen Gleichungssysteme somit nicht für Echtzeitsimulationen. Die ebenfalls mögliche und vorwiegend im akademischen Umfeld verbreitete Komfortmodellierung mittels auf Computeralgebrasystemen basierenden Softwarewerkzeugen, erzeugt zwar gewöhnliche Differentialgleichungssysteme, die sich für Echtzeitsimulationen generell eignen, jedoch ist die Anbindung an bestehende Fahrdynamikmodelle problematisch. Weiterhin setzt dieser Ansatz eine höhere Abstraktion des zu modellierenden physikalischen Systems voraus.

Aus diesen Gründen wurde in dieser Arbeit eine Modellierungsmethodik entwickelt, die eine intuitive, grafische Definition von Mehrkörpersystemen mit der Einbindung in ein echtzeitfähiges Fahrdynamikmodell kombiniert. Durch einen direkten Zuschnitt der Methodik auf den sehr speziellen Anwendungsfall können effiziente Gleichungen formuliert und dadurch eine Einhaltung der festen Echtzeitbedingung garantiert werden.

Neben dem Aufbau von komfortrelevanten, echtzeitfähigen Fahrdynamikmodellen eignet sich dieser Ansatz auch für den in Abschnitt 1.2 dargelegten Anwendungs-

fall, nämlich die Erzeugung von Fahrdynamikmodellen für Spezialfahrzeuge mit untypischer Dynamik [Amel10a].

3.1 Struktur der Modellierungsmethodik

Durch die in Abschnitt 2.4 dargelegte Separierung des Fahrzeugmodells in Subsysteme und den daraus resultierenden modularen Aufbau ist ein Austauschen des in Abschnitt 2.4.4 vorgestellten Mehrkörpersystems relativ einfach möglich, da die vom Mehrkörpersystem getrennten Modelle für die Reifen, die Achskinematik etc. beibehalten werden können. Dieses Vorgehen setzt allerdings eine Struktur der Bewegungsgleichungen des Mehrkörpersystems voraus, die ein Einbinden extern gerechneter Kräfte, Momente, Verschiebungen etc. erlaubt, um die Submodelle untereinander zu koppeln. Des Weiteren müssen Bewegungsgleichungen erzeugt werden, die sich für Echtzeitsimulationen eignen, d. h. dass die Gleichungen als *ODEs* (gewöhnliche Differentialgleichungen, engl.: **O**rdinary **D**ifferential **E**quations) vorliegen und zudem hocheffizient sein müssen. Weiterhin sollte es eine Möglichkeit geben, die Gleichungen anzupassen, um bspw. mathematische Terme eliminieren zu können, die nur einen geringen Einfluss auf das Simulationsergebnis haben, sich aber trotzdem negativ auf die Simulationszeit auswirken. Die Anforderung an die Modellierungsmethodik kann wie folgt formuliert werden:

- 1) Generierung hocheffizienter Bewegungsgleichungen, die sich für Echtzeitsimulationen eignen,
- 2) Anwendbarkeit ohne tiefes Expertenwissen (grafische Modellierungsoberfläche, Abfangen von Fehldefinitionen) und
- 3) Flexibilität hinsichtlich Gleichungsmodifikationen.

Die Modellierungsmethodik erfüllt die oben genannten Anforderungen, und es ist somit möglich, symbolische Bewegungsgleichungen baumstrukturierter Mehrkörpersysteme zu generieren, die eine hohe Modellierungsgüte in Kombination mit minimalem Rechenaufwand garantieren. Die Modellierungsmethodik (Abb. 3-1) kann in drei verschiedene Bereiche aufgeteilt werden. Im ersten Schritt wird zunächst das Mehrkörpersystem für die Fahrzeugvertikaldynamik definiert. Hierfür wurde ein generisches (Meta-) Modellierungswerkzeug namens *GME*¹ aus dem Bereich der Softwareentwicklung verwendet, das eine grafische Modellierung des Mehrkörpersystems anhand vordefinierter Modellierungsobjekte erlaubt. Dabei

¹ *GME* (**G**eneric **M**odeling **E**nvironment) ist ein generisches (Meta-) Modellierungswerkzeug zur Erzeugung domänenspezifischer Modellierungsumgebungen. Das Open-Source-Programm wurde entwickelt vom *Institute for Software Integrated Systems (ISIS)* der Vanderbilt University in Nashville, Tennessee. <http://www.isis.vanderbilt.edu>, [Lede01, Szti97].

wurden zusätzliche Modellierungsregeln in die Softwareumgebung implementiert, die den Modellierer vor einer Vielzahl möglicher Fehldefinitionen bewahren. Im Anschluss an den Modellierungsprozess wird das definierte Mehrkörpersystem durch einen Codegenerator analysiert, welcher dann die relevanten Modelleigenschaften automatisch in einer Datei ablegt (Abb. 3-1, MKS_Def.mw).

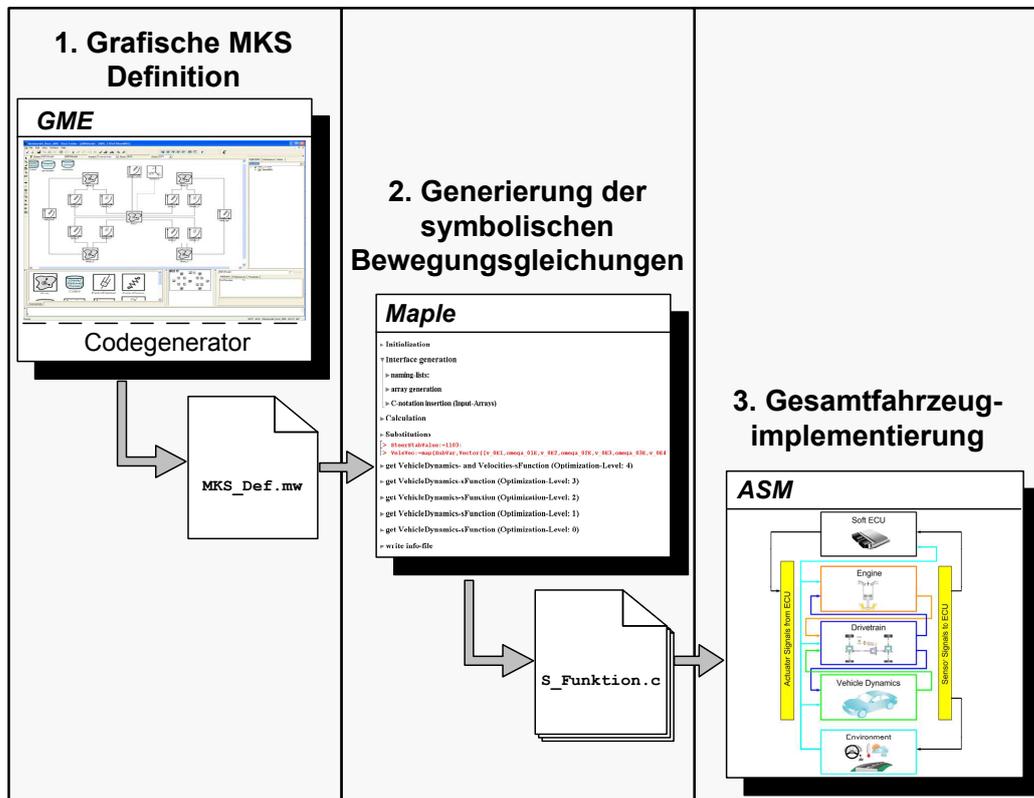


Abbildung 3-1: Modellierungsmethodik zur Erstellung von Fahrzeugmodellen mit modifizierter Vertikaldynamik [Amel10a]

Diese wird dann im zweiten Schritt von einem in *Maple* geschriebenen Skript verarbeitet, das die Bewegungsgleichungen für das im ersten Schritt definierte Mehrkörpersystem generiert. Dabei hat der Modellierer zunächst die Möglichkeit, die in einer symbolischen und effizienten Form in *Maple* vorliegenden Bewegungsgleichungen bei Bedarf zu modifizieren, bevor diese automatisch in eine C-Code-basierte *MATLAB/Simulink* S-Funktion (Abb. 3-1, *S_Funktion.c*) geschrieben werden. Diese S-Funktion wird im dritten Schritt in das Submodell für die Vertikaldynamik des Gesamtfahrzeugmodells der *ASM* implementiert.

Die drei verschiedenen Bereiche der in dieser Arbeit entwickelten Modellierungsmethodik werden im Folgenden näher erläutert.

3.2 Grafische Mehrkörpersystem-Definition

GME ist das zentrale Werkzeug für das *MIC* (*Model Integrated Computing*). Als *MIC* wird eine erstmals in [Szti97] erwähnte und am *ISIS* der Vanderbilt University entwickelte Ausprägung der modellgetriebenen Softwareentwicklung zur Generierung eingebetteter Software-Systeme mithilfe von domänenspezifischen Modellierungsumgebungen bezeichnet [Kars03, Mol07]. Das in *GME* implementierte generische Modellierungskonzept, insbesondere der Zusammenhang zwischen der *Meta-* und der *domänenspezifischen Modellierung* sowie der Codegenerierung der domänenspezifischen Modelle, wird in Abschnitt 3.2.1 in allgemeiner Form abgehandelt. Dabei werden nur die bereits bestehenden Konzepte und Funktionalitäten von *GME* vorgestellt, die Anwendung von *GME* zur grafischen Definition von Mehrkörpersystemen gemäß Abb. 3-1 folgt anschließend in den Abschnitten 3.2.2 bis 3.2.4.

3.2.1 Erzeugung domänenspezifischer Modellierungssysteme

Grafische Modellierungssysteme für die Systementwicklung sind häufig integrierte Werkzeuge für Modellierung, Modellanalyse, Simulation und Codegenerierung. Diese Werkzeuge können auf der einen Seite mit einem recht hohen Abstraktionsgrad für einen sehr weiten Anwendungsbereich Gültigkeit besitzen, wie bspw. *MATLAB/Simulink*, das verbreitet in ingenieurwissenschaftlichen Feldern (Regelungstechnik, Informatik, Thermodynamik etc.), aber auch in naturwissenschaftlichen Bereichen (Chemie, Biologie, etc.) bis hin zur Zeitreihen-Analyse in der Finanzmathematik Anwendung findet.

Auf der anderen Seite gibt es auch Modellierungs- und Simulationssysteme, die auf ein relativ eng abgegrenztes Einsatzfeld spezialisiert sind; als Beispiel kann hier das Programmsystem *ADAMS* für die Mehrkörpersimulation angeführt werden. Solche als domänenspezifische Modellierungswerkzeuge bezeichneten Systeme, die auf einen relativ engen Anwendungsbereich zugeschnitten sind, erlauben aufgrund ihres niedrigen Abstraktionsgrades eine Benutzung durch Anwender, die zwar über ausgeprägtes Expertenwissen in der entsprechenden Domäne verfügen, aber nur geringes Wissen auf einer anderen Abstraktionsebene besitzen. Bezogen auf das *ADAMS*-Beispiel bedeutet dies, dass ein Ingenieur bspw. für die Entwicklung einer speziellen Kinematik nur Kenntnisse über die Bauteilvorgaben und die entsprechende Umsetzung innerhalb des MKS-Programms benötigt. Er benötigt hingegen keinerlei Wissen, wie aus seinem erstellten Modell eine Simulation erzeugt wird und wie bspw. die Compiler arbeiten, die daraus Code für Analysewerkzeuge generieren. Der Ingenieur ist also ein reiner Anwender des Programms.

Das Entwickeln solch umfangreicher, kommerzieller, domänenspezifischer Modellierungswerkzeuge ist aufgrund der damit verbundenen Kosten allerdings nur für

diejenigen Bereiche sinnvoll, in denen eine entsprechend große Anwenderzahl vorhanden ist. Für ganz spezielle Bereiche mit wenigen Nutzern lohnt sich solch eine Entwicklung üblicherweise nicht. An dieser Stelle bieten Metamodellierungs-IDEs (engl. *integrated development environment*) zur Erstellung von domänen-spezifischen Modellierungsumgebungen kostengünstige und dadurch realisierbare Lösungsansätze. Beispiele für solche Programme sind *MetaEdit+* der Firma *MetaCase*, die *DSL-Tools* von *Microsoft*, *DOVE* von der Firma *Honeywell* oder eben *GME* vom *Institute for Software Integrated Systems*. Aufgrund deutlicher Vorteile von *GME*, nämlich

- freie Verfügbarkeit,
- umfangreiche Dokumentation,
- großer Funktionsumfang zur Implementierung von Codegeneratoren,
- sowie der komplett generische Ansatz,

wurde dieses Tool für die domänenspezifische Modellierung von Mehrkörpersystemen ausgewählt.

Das generische Modellierungskonzept von *GME* ist auf der einen Seite so abstrakt, dass es einen weiten Bereich von Anwendungsmöglichkeiten abdeckt, auf der anderen Seite ist es so konfigurierbar, dass es sich für die Modellierung in einem ganz konkreten Bereich eignet [Lede01]. Diese Konfiguration wird mithilfe eines Metamodellierungsprozesses sichergestellt, in dem die domänenspezifische Modellierungssprache (DSMS) der Anwendungsdomäne beschrieben wird. Ein Metamodell beschreibt dabei die mögliche Struktur von Modellen und definiert damit in abstrakter Weise die Konstrukte einer Modellierungssprache, ihre Beziehungen untereinander sowie Gültigkeits- bzw. Modellierungsregeln. Ein Metamodell definiert somit die *abstrakte Syntax* und die *statische Semantik*² einer DSMS [Sta07]. Ein Metamodell ist wiederum eine Instanz eines Metametamodells. Zwar ist es auf diese Weise möglich beliebig viele Meta-Ebenen einzuführen, in der Praxis geht man jedoch über die Metametaebene nicht hinaus. Der Zusammenhang zwischen den einzelnen Ebenen ist in der M3-Hierarchie der *OMG*³ mit den von ihr eingesetzten Architekturen/Sprachen anhand eines Beispiels in Abb. 3-2 dargestellt. Das Beispiel zeigt ein einfaches Mehrkörpersystem zur Beschreibung der Vertikaldynamik eines ungefederten Rades mit elastischem Reifen. Der Körper beinhaltet die Masse der Felge und des Reifens, die Steifigkeit beschreibt die

² Die *abstrakte Syntax* bezeichnet die Metamodellelemente und ihre Beziehungen untereinander; die *statische Semantik* legt die Bedingungen fest, die ein Modell erfüllen muss, damit es als valide gilt (s. [Sta07]).

³ Die *OMG* (*Object Management Group*) ist ein Konsortium zur Entwicklung von Standards für die objektorientierte Programmierung.

Elastizität des Reifens in vertikale Richtung. Die Dämpfung des Reifens wurde zur besseren Übersichtlichkeit vernachlässigt.

Das Rad mit dem elastischen Reifen stellt in der M3-Hierarchie der *OMG* ein konkretes Objekt der Realität dar, es ist somit ein Teil der Ebene M0. Die Dynamik des Rades lässt sich durch ein Mehrkörpersystem beschreiben; wie in dem Beispiel angedeutet reicht für eine einfache Beschreibung der Vertikaldynamik ein Modell, bestehend aus einer Masse und einer Feder aus. Das Mehrkörpermodell ist also der M1-Ebene zugeordnet, da es die Eigenschaften des Systems auf der untersten Ebene beschreibt. Umgekehrt ist das Rad mit dem elastischen Reifen eine Instanz des Mehrkörpermodells, welches seinerseits eine Instanz eines Modells der übergeordneten M2-Ebene ist.

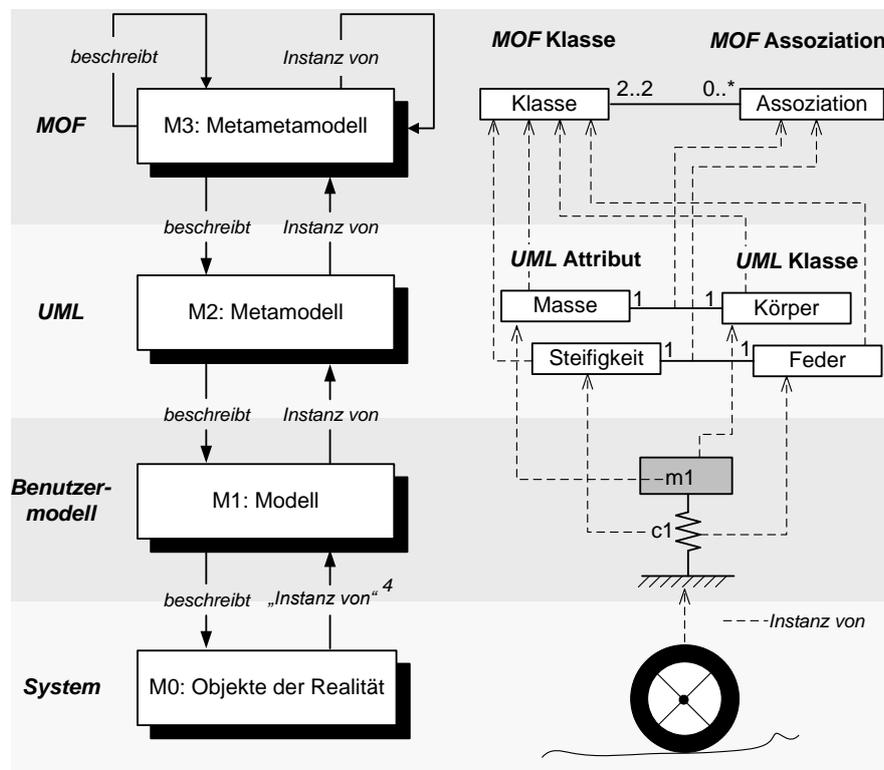


Abbildung 3-2: M3-Hierarchie der OMG mit eigenem Beispiel [OMG05, Sta07]

In der *OMG* ist die *UML*⁵ ein Metamodell auf der M2-Ebene. Mit einem konkreten *UML*-Modell lassen sich die Modellierungsregeln auf der untergeordneten M1-Ebene festlegen. In dem Beispiel lassen sich somit die Klassen für die Mehr-

⁴ Da auf der M0-Ebene konkrete Objekte der Realität vorliegen, ist es schwierig, diese als Instanzen von Modellen zu betrachten. Um aber den generischen Ansatz der M3-Hierarchie beizubehalten, wurde in diesem Fall das „Instanz von“ in Anführungszeichen gesetzt.

⁵ Die *UML* (*Unified Modeling Language*) ist eine grafische Modellierungssprache zur Spezifikation, Konstruktion und Dokumentation von Software.

körpersysteme (Körper, Feder etc.), deren Attribute (Masse, Steifigkeit etc.) und deren Assoziationen (Bsp.: eine Masse kann mit einer Feder verbunden werden aber nicht mit einer weiteren Masse ohne ein dazwischengeschaltetes Gelenk) definieren. Ein Mehrkörpermodell stellt somit eine Instanz eines speziellen *UML*-Modells der M2-Ebene dar. In dem Standard der *OMG* gibt es die *MOF* (**M**eta-**O**bject **F**acility) als Metadaten-Architektur, die sich selbst beschreibt. Die *UML* stellt wiederum eine Instanz der *MOF* dar.

Die Bezeichnung „Meta“ ist somit ein relativer Begriff, der den Zusammenhang zwischen zwei Ebenen beschreibt. Im weiteren Verlauf soll jedoch aufgrund des Fokus der Arbeit die Metaebene die M2-Ebene und die Domänenebene die M1-Ebene, auf der die Modellierung der unterschiedlichen Mehrkörpersysteme stattfindet, bezeichnen.

GME deckt die Modellierungsebenen M3 bis M1 ab und nutzt dazu jeweils die selbe Modellierungsumgebung. Dieser komplett generische Ansatz ist in Abb. 3-3 dargestellt. Die Abbildung zeigt, dass der Modellierungsprozess auf einer Ebene und der Meta-Modellierungsprozess auf der darüberliegenden Meta-Ebene auf die gleichen Ressourcen, nämlich die Modelldatenbank und das generische, grafische Modellierungstool zurückgreifen. Die Erzeugung der von dem Metamodell instanziierten, domänenspezifischen Modellierungsumgebung erfolgt in *GME* automatisiert. Für die Modellierungsumgebungen werden alle *GME*-Komponenten von den Metamodellen konfiguriert. So legt das Metamodell unter anderem das Datenschema fest, mit dem die Modelle in der Datenbank abgelegt werden, oder es bestimmt das Aussehen der Benutzeroberfläche. Weiterhin verfügt *GME* über eine Vielzahl von Funktionen für die Entwicklung von Codegeneratoren, also für den Übergang vom domänenspezifischen Benutzermodell auf die Zielplattform. Es handelt sich bei dem Programmsystem somit um ein äußerst leistungsstarkes Werkzeug, das alle Funktionalitäten für die Erstellung hochwertiger, domänenspezifischer, grafischer Modellierungsumgebungen bietet.

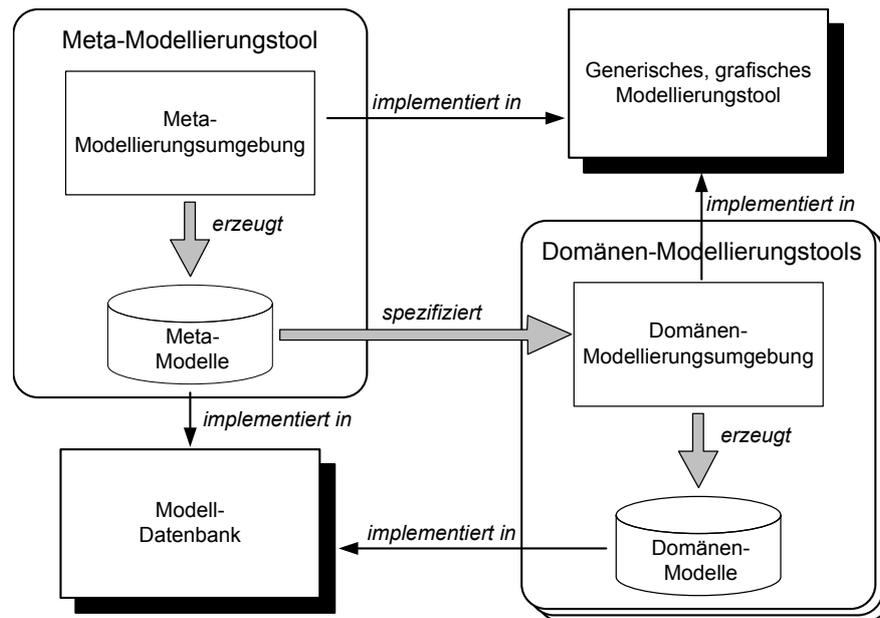


Abbildung 3-3: Generischer Zusammenhang der Metamodellierung und Modellierung auf der Metamodell-Instanz, nach [Kars03]

Als Metamodellierungssprache werden in *GME* um *GME*-spezifische Stereotypen erweiterte *UML*-Klassendiagramme mit *OCL*⁶-Erweiterungen verwendet. Die Erweiterung der Klassendiagramme durch die Stereotypen ist notwendig, da erst dadurch die Beschreibung einer domänenspezifischen Modellierungssprache und -umgebung in *GME* ermöglicht wird [Kars03]. Die verschiedenen Stereotypen und ihre Bedeutung sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Tabelle 3-1: *GME*-spezifische Stereotypen

<i>GME</i>-spezifische Stereotype	Beschreibung
<i>Atom</i>	Simple Entität
<i>Model</i>	Komplexe Container-Entität
<i>Connection</i>	Assoziation
<i>Set</i>	Gruppierung bestimmter Objekte innerhalb einer Container-Entität
<i>Reference</i>	Zeiger-Objekt auf ein anderes Objekt
<i>Attribute</i>	Eigenschafts-Objekt

⁶ Die *OCL* (*Object Constraint Language*) dient in *UML*-Klassendiagrammen der textuellen Spezifikation von Invarianten.

Anhand eines einfachen Signalfluss-Beispiels wird in Abb. 3-4 der Zusammenhang zwischen einem Metamodell und dem Modellieren auf der instanziierten Domänenebene verdeutlicht. Die Abbildung besteht aus der oberhalb angeordneten Meta (M2)- und der darunter liegenden Domänen (M1)-Ebene. Auf der Meta-Ebene ist ein um die *GME*-spezifischen Stereotypen erweitertes *UML*-Klassendiagramm zu sehen. Ein wichtiger Aspekt eines Klassendiagramms ist das Konzept der Generalisierung, in *UML*-Notation ausgedrückt durch eine Verbindungslinie mit einer nicht ausgefüllten Pfeilspitze, so wie es bspw. bei den *Ports*-Klassen angewandt ist. Das Dreieck gibt in diesem Fall an, dass die speziellen Klassen *InputPort* und *OutputPort* die Eigenschaften der generalisierten Klasse *Port* erben. Das gleiche Prinzip ist bei den *Block*-Klassen zu erkennen. Auch hier werden die Eigenschaften der generalisierten Klasse *Block* an die speziellen Klassen *CompoundBlock* und *PrimitiveBlock* vererbt.

Der zweite wichtige Aspekt neben der Generalisierung ist die Assoziation mit ihrem Sonderfall, der Komposition. Eine Assoziation beschreibt die Verbindung zwischen zwei Objekten. Im Sonderfall der Komposition ist es so, dass die Existenz des Teilobjektes durch die Existenz des übergeordneten Objektes bedingt ist. Eine Komposition wird in *UML*-Notation dargestellt durch eine Verbindungslinie mit einer ausgefüllten Raute am dem übergeordneten Objekt anliegenden Linienende. Die Assoziation führt also eine Hierarchie ein. Die Kardinalität gibt dabei an, wie viele Teilobjekte innerhalb des übergeordneten Objektes enthalten sein dürfen; $0..*$ bedeutet dabei, dass Null bis unendlich viele Objekte erlaubt sind. Beispielsweise darf eine Instanz der Klasse *Block* Null bis unendlich viele *Port*-Instanzen beinhalten, eine *CompoundBlock*-Instanz darf Null bis unendlich viele *Dataflow*- wie auch *Block*-Instanzen enthalten, wobei es egal ist, ob es sich um *CompoundBlock*- oder *PrimitiveBlock*-Instanzen handelt.

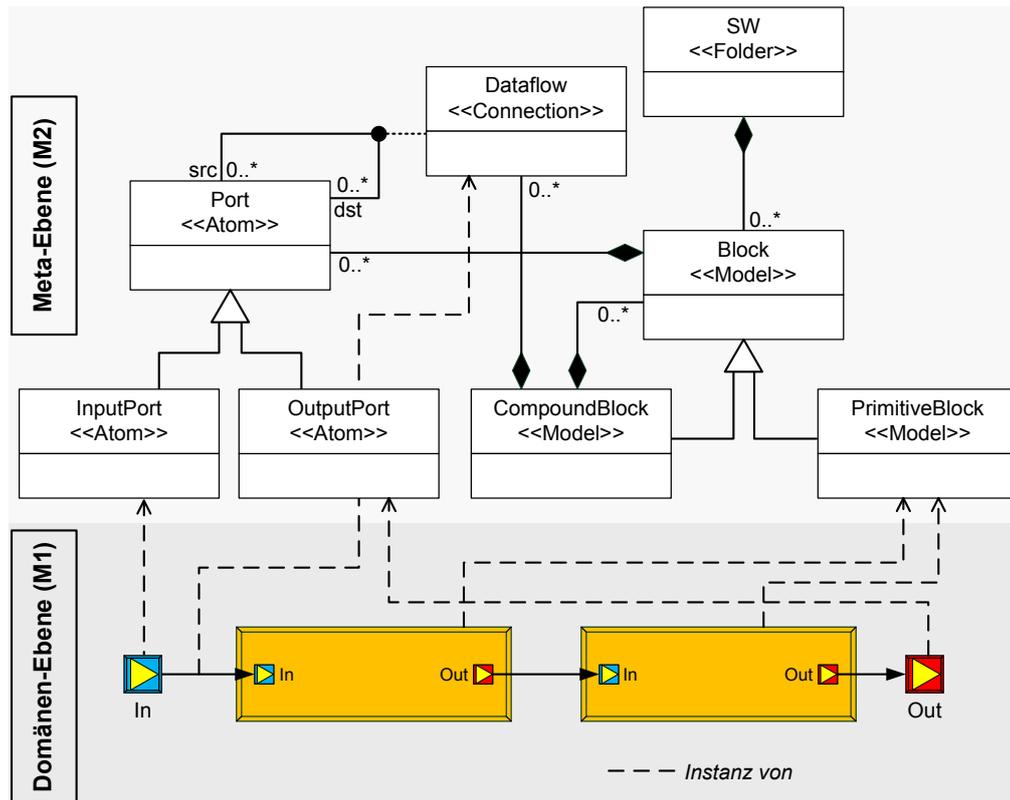


Abbildung 3-4: Beispiel für den Zusammenhang zwischen einem Metamodell (M2) und dem Modellieren auf der Domänen (M1)-Ebene, nach [Kars03]

Assoziationen werden in *GME* auf der Meta-Ebene durch ein *Connector*-Objekt (schwarzer Punkt) definiert. Dazu gibt es in diesem Beispiel die Klasse *Dataflow*, die die Verbindung zweier *Port*-Klassen kennzeichnet.

Die in Abb. 3-4 mit „...“ markierten Bezeichnungen auf der Meta-Ebene sind die bereits erwähnten *GME*-spezifischen Stereotypen (s. Tabelle 3-1). Die *Port*-Klassen stellen somit *Atome*, also simple Entitäten dar, die keine weiteren Objekte beinhalten können. Die *Block*-Klassen sind hingegen vom Typ *Model*, da sie mitunter andere *Block*-Instanzen (sofern es sich um eine *CompoundBlock*-Instanz handelt), auf jeden Fall aber *Port*-Instanzen beinhalten können. Die übergeordnete Klasse *SW* ist vom Typ *Folder* und *Dataflow* vom Typ *Connection*. Durch dieses recht simple Meta-Modell sind bereits entsprechende Modellierungsregeln festgelegt, die das Modellieren auf der Domänen-Ebene ermöglichen. Die gestrichelten Pfeile in Abb. 3-4 zeigen für einige Instanzen die zugehörigen Klassen auf der Meta-Ebene.

In der Metamodellierung geschieht die Zuweisung von Attributen für die verschiedenen Klassen in ganz ähnlicher Weise, denn hier wird ebenfalls das Konzept der Generalisierung und der Komposition angewandt. Abb. 3-5 zeigt die Zuweisung der Attribute für die *Port*-Klassen des bereits in Abb. 3-4 verwendeten Beispiels. In *GME* stehen *Field*- (= Zeichenketten), *Enumeration*- (= Aufzählung) und

Boolesche Attributtypen zur Verfügung.

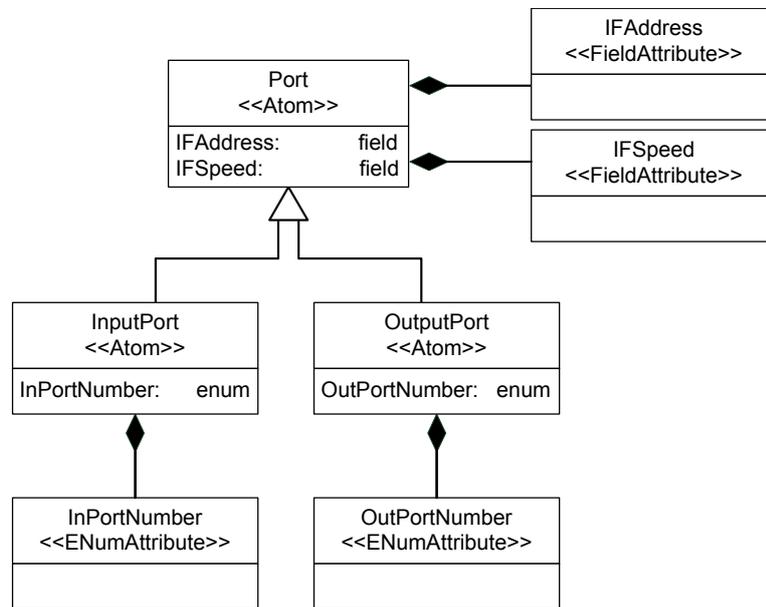


Abbildung 3-5: Beispiel für die Zuweisung von Attributen

GME-spezifischen Stereotypen (s. Tabelle 3-1). Die *Port*-Klassen stellen somit *Atome*, also simple Die Abb. 3-6 zeigt eine typische Definition einer *OCL*-Bedingung, mit der in *GME* zusätzliche Constraints für das Metamodell festgelegt werden können. Der generalisierten Klasse *Block* des Metamodellbeispiels wird hier eine als *UniqueName* bezeichnete Bedingung zugewiesen, visualisiert durch das Verbotssymbol. Die Bedingung verhindert, dass zwei Instanzen der *Block*-Klasse auf der Domänen-Ebene denselben Namen besitzen. Die zugehörige *OCL*-Anweisung befindet sich in dem Kasten der Abb. 3-6. Der Bedingung wird die

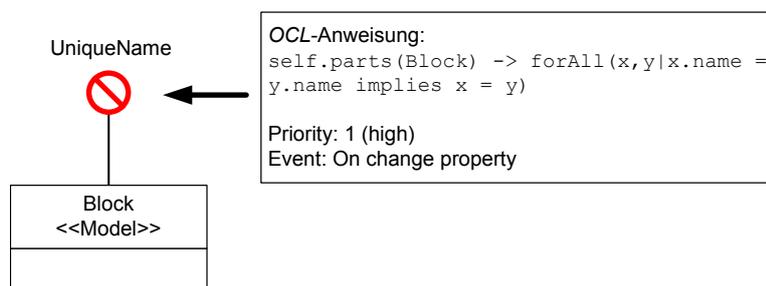


Abbildung 3-6: Beispiel für die Definition einer OCL-Anweisung in GME

höchste Priorisierung zugeordnet, was bedeutet, dass bei Verletzung der Bedingung während des Modellierens auf der Domänenebene diese Verletzung als Fehler aufgefasst und die weitere Modellierung durch ein Fehler-Popup zunächst unterbrochen wird. Neben der Priorisierung muss das Ereignis festgelegt werden, bei dem die Bedingung überprüft wird. In diesem Beispiel ist das Ereignis *On change*

property ausgewählt, d. h. die Bedingung wird bei der Festlegung oder Änderung des Instanznamens ausgewertet.

Der letzte Schritt bei der Entwicklung einer domänenspezifischen Modellierungsumgebung ist die Erzeugung von Code für die Zielanwendung, bspw. für die Simulation oder Visualisierung des Modells, oder aber die Erzeugung einer Konfigurationsdatei zum Einlesen in einem anderen Softwaresystem. *GME* bietet dazu verschiedene Möglichkeiten an. Die einfachste Variante ist, eine das domänenspezifische M1-Modell beschreibende *XML*⁷-Datei zu erzeugen. Diese Funktionalität ist standardmäßig innerhalb der *GME*-Modellierungsumgebung implementiert. Bei der Nutzung dieser Möglichkeit ist es allerdings erforderlich, dass auf der Seite der Zielanwendung ein entsprechender Algorithmus zur Auswertung der *XML*-Beschreibung vorhanden ist. Die zweite Möglichkeit, auf die Daten des domänenspezifischen Modells zuzugreifen, bietet eine *COM*⁸-Schnittstelle. Durch

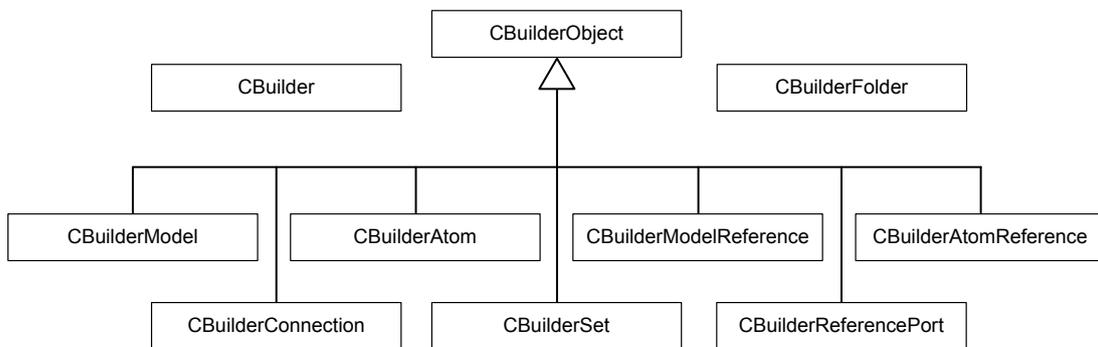


Abbildung 3-7: Klassendiagramm des Builder Object Networks [GME05]

diese systemnahe Schnittstelle wird ein schneller Zugriff auf die Modelldaten ermöglicht, für die Nutzung sind aber tiefergehende Programmierkenntnisse erforderlich. In *GME* sind allerdings auch abstraktere Schnittstellen für den Modellzugriff implementiert, die umfangreiche Funktionalitäten für den Modellzugriff zur Verfügung stellen, das sogenannte *BON*- (**B**uilder **O**bject **N**etwork) Interface und das aktuellere *BON2*. Da im Gegensatz zu *BON2* die Funktionalität von *BON* zur Zeit (noch) ausführlicher dokumentiert ist, wurde in dieser Arbeit *BON* für die Erzeugung des Zielcodes ausgewählt. Das zugehörige Klassendiagramm des *BON* ist in Abb. 3-7 dargestellt. Jede Klasse beinhaltet eine Vielzahl von Funktionen, um auf die *GME*-spezifischen Stereotypen zuzugreifen. Dabei stehen sowohl „getter“-Funktionen zum Auslesen von Informationen aus dem Modell als auch „setter“-Funktionen zur Manipulation des Modells zur Verfügung.

⁷ Die *XML* (*Extensible Markup Language*) ist eine Auszeichnungssprache zur Darstellung hierarchisch strukturierter Daten in Form von Textdaten.

⁸ Das *COM* (*Component Object Model*) ist eine Technik, um Interprozesskommunikation und dynamische Objekterzeugung zu ermöglichen.

3.2.2 Metamodell der MKS-Modellierungsumgebung

Das in dieser Arbeit für die domänenspezifische Mehrkörpersystem-Modellierung erstellte Metamodell ist in Abb. 3-8 als Screenshot dargestellt. Der mit 1 markierte Bereich ist das Bearbeitungsfenster, in dem die Erstellung der Modelle stattfindet. Im Screenshot ist hier ein Teil des Klassendiagramms erkennbar, mit den

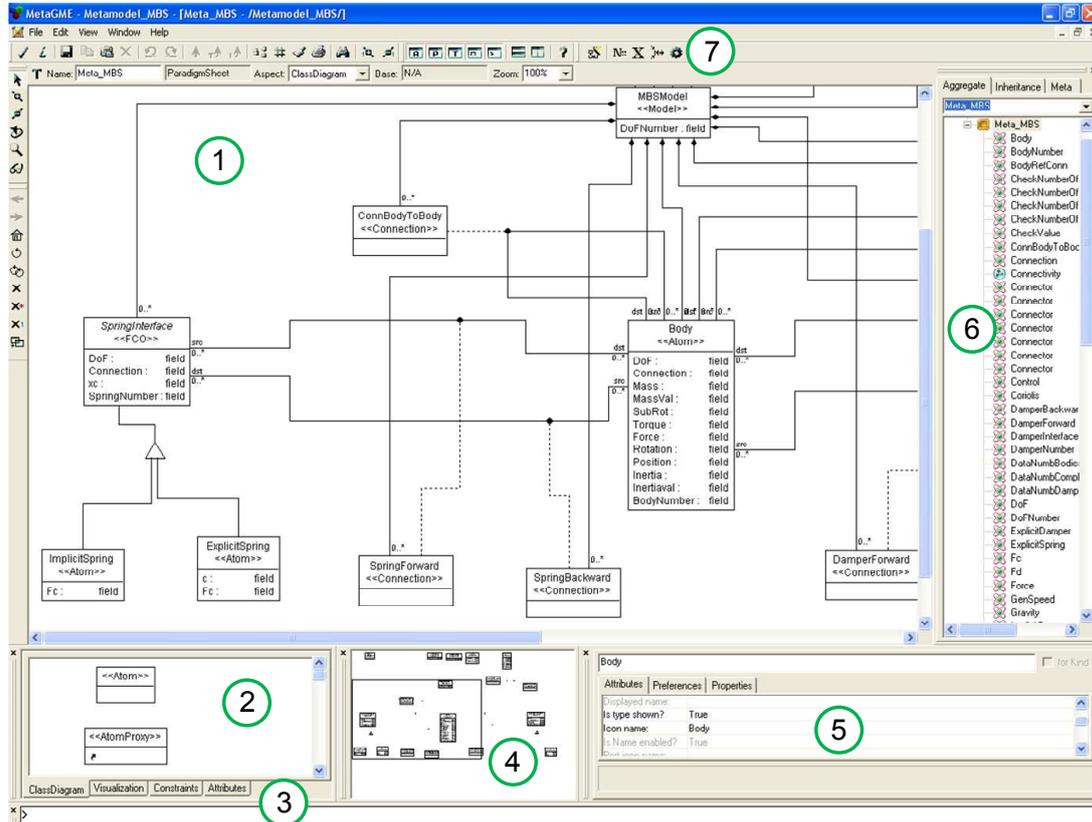
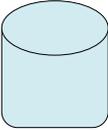
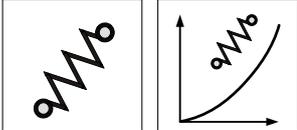
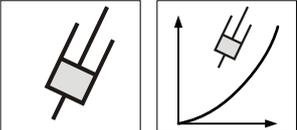
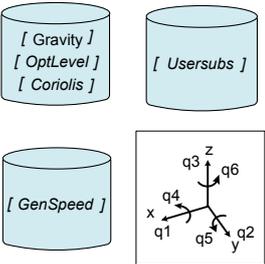


Abbildung 3-8: Screenshot des Metamodell-Klassendiagramms der MKS-Modellierungsumgebung

für die Mehrkörpersystemdefinition benötigten Klassen. Die für den Aufbau eines Modells benötigten Modellierungsobjekte stehen in dem „Part Browser“ (2) zur Verfügung und können per drag&drop-Technik im Bearbeitungsfenster verfügbar gemacht werden. Anhand der vier Reiter, gekennzeichnet durch Ziffer 3, lassen sich die verschiedenen Ansichten des Bearbeitungsfensters wechseln. Es gibt jeweils eine Ansicht für die Modifikation des Klassendiagramms, der Sichtbarkeit der Modellierungsobjekte auf der Domänen-Ebene, der Modellierungsregeln und der Attribute. Mit jeder Ansicht des Bearbeitungsfensters wechseln auch die für die Modellierung zur Verfügung stehenden, spezifischen Objekte im „Part Browser“. Das Übersichtsfenster (4) und der „Model Browser“ (6) erleichtern die Orientierung und die Navigation in komplexen Modellen. In dem „Attribute Browser“ (5) werden die spezifischen Eigenschaften des gerade aktiven Objekts eingestellt und die Ziffer 7 markiert den Knopf, mit dem das sogenannte *Paradigma* erzeugt

wird. Das *Paradigma* bezeichnet den von *GME* automatisch generierten Code, der die Eigenschaften des Metamodells zusammenfasst und als Modellierungsgrundlage für die Modellierungsumgebung der darunterliegenden Ebene dient. Tabelle 3-2 fasst die im Meta-Modell definierten und für die domänenspezifische Modellierung zur Verfügung stehenden Klassen mit ihren jeweiligen Eigenschaften zusammen. Bei dem *MKS-Modell* handelt es sich um eine Container-Klasse,

Tabelle 3-2: Modellierungsklassen für die Definition des Mehrkörpersystems

Icon	Bezeichnung	Attribute
	MKS-Modell	MKS-Name, Anzahl der Freiheitsgrade
	Körper	Name, Freiheitsgrade, Masse- und Trägheitsbezeichner, Verbindungspartner etc.
	Federn (explizite und implizite Definition)	Name, Freiheitsgrade, Steifigkeit (explizite Feder), Verbindungspartner etc.
	Dämpfer (explizite und implizite Definition)	Name, Freiheitsgrade, Dämpfungsbeiwert (expliziter Dämpfer), etc..
	Steuerobjekte	Generalisierte Geschwindigkeiten, Gravitationskonstante, Freiheitsgrade des Referenzkoordinatensystems etc.

in dem das eigentliche Mehrkörpersystem aufgebaut wird. Als Attribute werden einer Instanz dieser Klasse nur ein eindeutiger Name und die Anzahl der Freiheitsgrade des in ihr befindlichen Mehrkörpersystems zugewiesen. Für den Aufbau des eigentlichen Systems stehen die üblichen MKS-Objekte zur Verfügung:

Körper, Federn und Dämpfer⁹. Dabei benötigt jede Instanz einer solchen Klasse einen eindeutigen Namen, die beteiligten Freiheitsgrade, eine eindeutige Nummer sowie den Namen des dem Referenzkoordinatensystem nächsten Modellierungsobjektes. Die Notwendigkeit dieser Information leitet sich aus dem verwendeten Algorithmus zur Generierung der Bewegungsgleichungen ab, der in Kapitel 3.3 ausführlich dargelegt ist. Für die Verwendung von Federn und Dämpfern in dem Mehrkörpersystem stehen zwei Definitionsmöglichkeiten zur Verfügung. Bei der expliziten Definition ist die Eingabe von eindeutigen Bezeichnern für die Federsteifigkeit oder den Dämpfungsparameter notwendig (bspw. $c_{SpringFL}$, $d_{DamperFL}$), die dann direkt in die Bewegungsgleichungen einfließen. Die implizite Definition dient der Einbindung der Feder- und Dämpferkräfte, die in anderen Modellteilen berechnet werden. Dies wird insbesondere zur Einbindung der Achskinematik und höherwertiger Krafterelemente verwendet.

Neben diesen Klassen zur Definition eines Mehrkörpersystems sind zusätzliche Steuerungsklassen vorhanden, von denen jeweils eine Instanz in dem Mehrkörpermodell vorhanden sein muss. Mit diesen Objekten wird das Referenzkoordinatensystem einem Körper zugeordnet; es werden die generalisierten Geschwindigkeiten definiert, die Gravitationskonstante wird festgelegt, und die Qualität der Codeoptimierung wird eingestellt. Ferner besteht dadurch die Möglichkeit, die Berücksichtigung der rechenintensiven Kreiselkräfte in den Bewegungsgleichungen auszuschalten.

Um mögliche Fehldefinitionen des Modellierers auf der Domänen-Ebene zu vermeiden und ein möglichst intuitives Modellieren zu ermöglichen, wurde die Option der Implementierung von Modellierungseinschränkungen mithilfe der *OCL* genutzt. Im Folgenden werden einige Einschränkungen exemplarisch vorgestellt:

1) *CheckNumberOf{Reference/GenSpeed/Control/Usersubs}*

Diese Modellierungseinschränkungen überprüfen, ob bei der Erzeugung eines Objektes bereits eine Instanz der gleichen Klasse im Modell vorhanden ist. Da es von diesen Klassen jeweils nur eine Instanz im Modell geben darf, wird bei der Erzeugung einer zweiten ein Fehler-Popup generiert.

2) *CheckValue*

Bei der Festlegung der Freiheitsgrade des Referenzkoordinatensystems überprüft die Anweisung hinter dieser Modellierungseinschränkung, ob die Definition mit der im *MKS-Modell* festgelegten Anzahl der Freiheitsgrade für das Mehrkörpersystem konform ist.

⁹ Auf die Verwendung der für MKS-Modelle üblichen Gelenke als Modellierungsobjekte wurde zunächst verzichtet. Gelenkeigenschaften werden durch die Angabe der reduzierten relativen Freiheitsgrade der Körper angegeben. Die Einführung entsprechender Modellierungsklassen sei hier als Erweiterungsmöglichkeit nachfolgender Arbeiten angemerkt.

3) *MaxConnectionNumberOfReference*

Da das Referenzkoordinatensystem genau einem Körper zugeordnet sein muss, überprüft diese Einschränkung bei der Verbindung Referenzkoordinatensystem-Instanz, ob dieses bereits eine Verbindung enthält. Ist dies der Fall, so wird der Modellierer durch ein Popup darauf aufmerksam gemacht.

4) *UniqueNameOfInstance*

Bei der Erzeugung einer Instanz und bei der Änderung eines Instanz-Namens wird überprüft, ob dieser Name bereits einem anderen Objekt zugeordnet ist. Da jede Instanz einen eindeutigen Namen besitzen muss, wird bei entsprechender Verletzung dieser Regel ein Fehler-Popup generiert.

Neben diesen exemplarischen Modellierungseinschränkungen sind im Metamodell noch weitere implementiert, die bspw. die Erzeugung von doppelten Verbindungslinien oder Verbindungen einer Instanz mit sich selbst verhindern.

3.2.3 MKS-Codegenerator

Für die Erzeugung des Codes für die Zielanwendung in *Maple* (= Generierung der symbolischen Bewegungsgleichungen des definierten Mehrkörpersystems) wurde die abstrakte *BON*-Schnittstelle verwendet. Dabei wurde ein Codegenerator-Template von *GME* erstellt, das als Basis für die Programmierung per Hand in *C++* diente. Aufgrund der durch das *BON* zur Verfügung gestellten umfangreichen Funktionen ist es möglich, Fehldefinitionen durch den Modellierer abzufangen und den Modellieraufwand erheblich zu reduzieren. Dies wird möglich, da das *BON* neben den Funktionen zum Auslesen der Modelleigenschaften („getter“-Funktionen) zusätzlich „setter“-Funktionen zur Verfügung stellt, die in der Lage sind, die Modelleigenschaften zu verändern (vgl. Abb. 3-9).

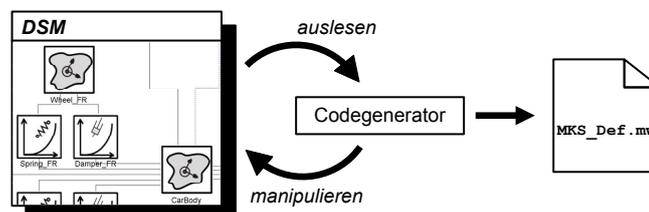


Abbildung 3-9: Struktur der Codegenerierung

Dadurch ergeben sich zwei Möglichkeiten: Zum Einen werden die vom Codegenerator produzierten *Maple*-Befehle in den *Attribute-Browser* zurückgeschrieben, so dass der Modellierer eine direkte Rückmeldung darüber erhält, ob die Modellinterpretation erfolgreich war. Zum Anderen konnte dadurch eine Möglichkeit implementiert werden, die es dem Modellierer erlaubt, die meisten Modelleigenschaften im *Attribute-Browser* mit der Bezeichnung „default“ zu versehen, sofern

diese nicht von den Standardbezeichnungen abweichen sollen. Auch hierbei wird dem Modellierer eine direkte Rückmeldung gegeben, ob die Interpretation der Angaben erfolgreich war. Sollte der Modellierer allerdings trotzdem noch Anpassungen vornehmen wollen, so kann er das direkt im *Attribute-Browser* vornehmen. Die alten Eigenschaften werden damit überschrieben.

Weiterhin wurde eine Möglichkeit implementiert, dass die Verbindungspartner der Modellierungsobjekte automatisch erkannt werden, sofern in dem jeweiligen Eigenschaftsfenster der Name des Verbindungspartners auf *default* gesetzt wird. Damit wird mittels Rekursion das definierte Mehrkörpersystem, ausgehend vom Referenzkoordinatensystem, in eine Baumstruktur zerlegt. Die erkannten Verbindungspartner als Ergebnis des Interpretierungsprozesses werden ebenfalls in den *Attribute-Browser* zurückgeschrieben, so dass der Modellierer auch hier eine bequeme Kontrollmöglichkeit hat. In der Abb. 3-10 sind die Möglichkeiten zur Reduzierung des Modellierungsaufwandes und zur Vermeidung von fehlerhaften Eigenschaftszuweisungen anhand eines Zweimassenschwingermodells für einige ausgewählte Objekteigenschaften exemplarisch dargestellt. Die Eigenschaft *Connection* ist für jedes Objekt vor dem Codegenerieren auf *default* gesetzt. Der Codegenerator erkennt somit anhand der Verbindungslinien den zum Referenzkoordinatensystem nächsten Körper, bzw. das Referenzkoordinatensystem selbst (im Fall des Körpers *BasicBody*), und weist den richtigen Objektnamen der *Connection*-Eigenschaft zu.

Die Eigenschaft *Rotation* beinhaltet die Rotationsmatrix zum vorherigen Körper in symbolischer *Maple*-Notation. Durch den *default*-Eintrag wird anhand der Einträge in den *BodyNr*- und *DoF*-Eigenschaften die Rotationsmatrix ermittelt und in den *Attribute-Browser* zurückgeschrieben. In dem Beispiel besitzt der Körper „*BasicBody*“ keinen relativen Freiheitsgrad zum Referenzkoordinatensystem (da der *DoF*-Eintrag auf „*none*“ steht), die Rotationsmatrix entspricht somit der Einheitsmatrix. Zwischen den Körpern „*BasicBody*“ und „*AddBody*“ wirkt der siebte Freiheitsgrad (die ersten sechs Freiheitsgrade beschreiben die uneingeschränkten Bewegungsmöglichkeiten des Referenzkoordinatensystems). Gemeinsam mit der Nummerierung setzen sich die Elemente der symbolische Rotationsmatrix zusammen: $[[S211(q7), S212(q7), S213(q7)], [S221(q7), \dots$

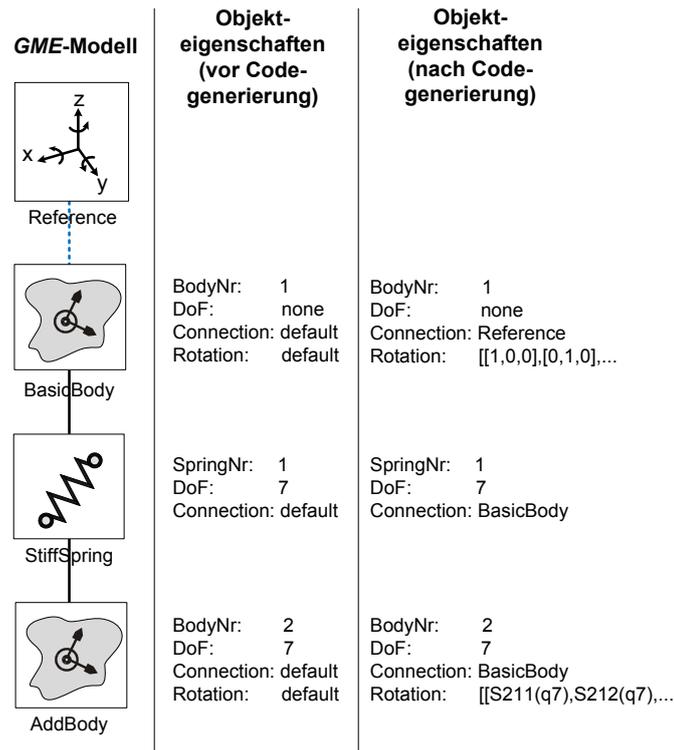


Abbildung 3-10: Beispiel für die Auswertung der Modelleigenschaften durch den Codegenerator

3.2.4 Domänenspezifische Modellierung von MKS

Abb. 3-11 zeigt einen Screenshot der domänenspezifischen Modellierungsumgebung für Mehrkörpersysteme auf der M1-Ebene. Hier wird das generische Konzept von *GME* deutlich, da die Modellierungsoberfläche die gleiche ist wie bei der Definition des Meta-Modells auf der M2-Ebene (vgl. Abb. 3-8). Auch hier sind die für die Definition eines Modells wichtigen Bereiche zu sehen, wie das Bearbeitungsfenster, die *Model-* und *Attributebrowser* etc. Im *Part-Browser* stehen die Modellierungsobjekte zur Verfügung, die im Meta-Modell definiert wurden (vgl. Tabelle 3-2).

Für den Aufbau des Mehrkörpersystems können die Objekte, genau wie bei der Meta-Modellierung, per drag&drop ins Bearbeitungsfenster gezogen und mit den benachbarten Objekten verbunden werden. Anstatt des Knopfes zur Erzeugung des *Paradigmas* befindet sich auf der Domänen-Ebene ein Knopf zur Aktivierung des Codegenerators. Durch Betätigung wird somit der Code für die Zielanwendung auf der M0-Ebene generiert.

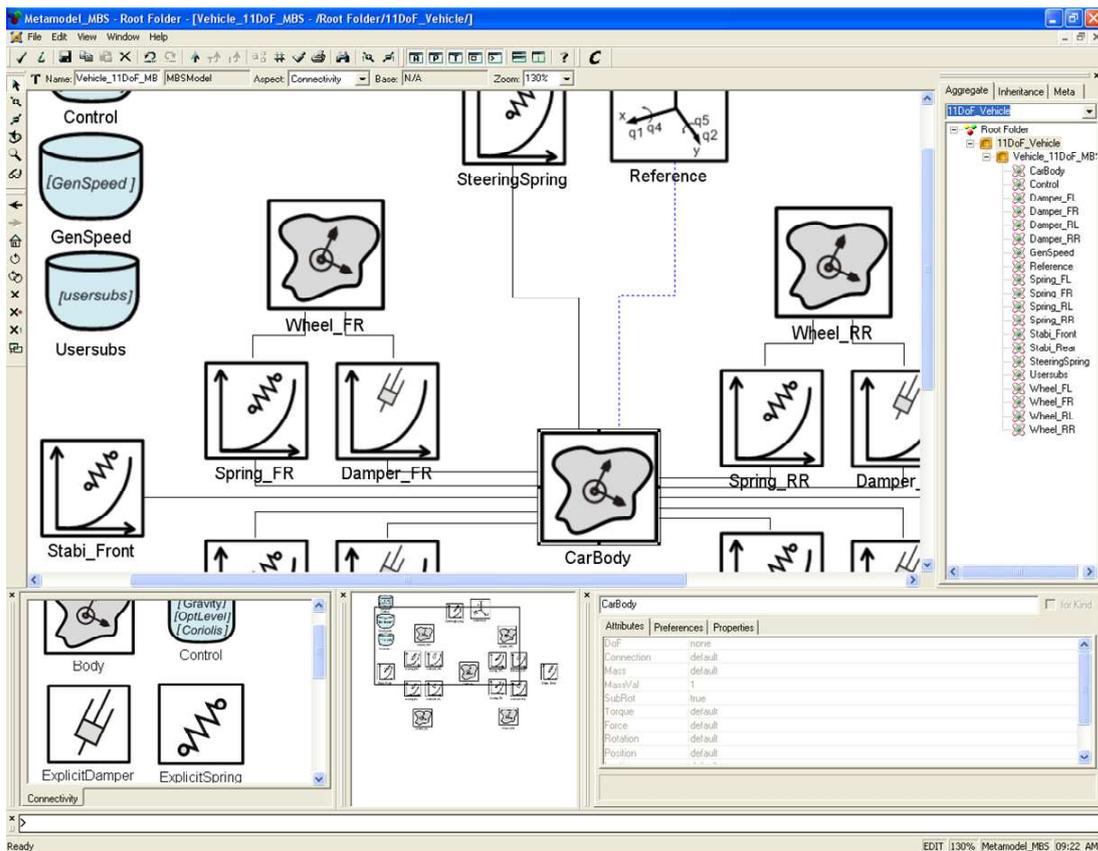


Abbildung 3-11: Screenshot der domänenspezifischen Modellierungsumgebung für Mehrkörpersysteme

3.3 Generierung der symbolischen Bewegungsgleichungen

Sofern ein reales System bereits abstrahiert und in ein Mehrkörpersystem überführt worden ist, stehen eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Verfügung, um dessen Bewegungsgleichungen zu generieren, bspw. nach den Prinzipien von Newton-Euler, d'Alembert, Jourdain, Hamilton, Kane. Hierzu findet sich eine Vielzahl an Literatur, als Beispiele seien [Sha94, Kane85, Hust90, Schi90, Popp93] genannt. Da die Generierung von Bewegungsgleichungen für Fahrdynamiksimulationen insbesondere in [Rill07] ausführlich dargelegt ist, werden die Gleichungen in dieser Arbeit nur knapp behandelt und nur die nötigsten Informationen zum Verständnis der entwickelten Modellierungsmethodik gegeben.

Für die Dynamik eines Fahrzeuges ist es sinnvoll, die Bewegungen der Teilkörper, bspw. der Räder, aus einem mit dem Fahrzeugaufbau fest verbundenen Referenzkoordinatensystem zu beschreiben. Abb. 3-12 zeigt die Vektorketten für das linke Vorder- und Hinterrad, ausgehend von dem erdfesten Inertialkoordinatensystem E über das mitbewegte Referenzkoordinatensystem O .

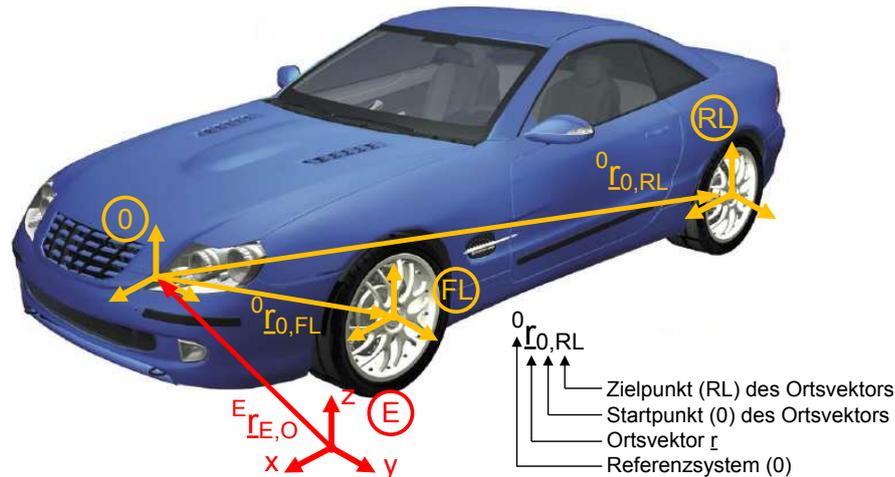


Abbildung 3-12: Relativkinematik zur recheneffizienten Beschreibung der Fahrzeugdynamik

Die Kombination der Systembeschreibung mittels dieser Relativkinematik mit dem Verfahren zur Generierung der Bewegungsgleichungen nach Jourdain und unter Verwendung geeigneter transformierter, generalisierter Geschwindigkeiten besitzt große Vorteile [Rill07]. Denn mithilfe der transformierten generalisierten Geschwindigkeiten ist es möglich, die durch die Verwendung der Relativkinematik bedingte große Anzahl an trigonometrischen Ausdrücken innerhalb der Bewegungsgleichungen zu reduzieren und somit die Gleichungen wesentlich recheneffizienter zu gestalten. Der kinematische Zusammenhang zwischen den transformierten generalisierten Geschwindigkeiten und der zeitlichen Ableitung der generalisierten Koordinaten ist durch die Kinematikmatrix K gegeben,

$$\underline{u} = K(\underline{q}) \dot{\underline{q}}, \quad (3-1)$$

mit

\underline{u} dem Vektor der transformierten, generalisierten Geschwindigkeiten,
 \underline{q} dem Vektor der generalisierten Koordinaten,
 $K(\underline{q})$ der Kinematikmatrix (abhängig von der Lage \underline{q}).

Durch diesen Ansatz entstehen somit zwei gekoppelte Differentialgleichungssysteme 1. Ordnung, zum Einen für die Kinematik (3-1), zum Anderen für die Kinetik:

$$M(\underline{q}) \dot{\underline{u}} = \underline{Q}_e(\underline{q}) - \underline{Q}_c(\underline{q}) - \underline{Q}_d(\underline{u}) - \underline{H}(\underline{q}, \underline{u}), \quad (3-2)$$

mit

- $M(\underline{q})$ der Massenmatrix,
 $\underline{Q}_e(\underline{q})$ dem Vektor der generalisierten eingprägten Kräfte und Momente,
 $\underline{Q}_c(\underline{q})$ dem Vektor der generalisierten Federkräfte und -momente,
 $\underline{Q}_d(\underline{u})$ dem Vektor der generalisierten Dämpferkräfte und -momente,
 $\underline{H}(\underline{q}, \underline{u})$ dem Vektor der generalisierten Kreiselkräfte.

In der gesamten Struktur der Bewegungsgleichungen werden Jacobimatrizen verwendet, welche die absoluten Größen auf den Raum der generalisierten Koordinaten projizieren [Rese06, Schue98]. Für einen Körper k ergeben sich die translatorischen und rotatorischen Jacobimatrizen sowie die Gesamtjacobimatrizen für ein Mehrkörpersystem mit f Freiheitsgraden und n Körpern zu:

$$J_{T,k}(\underline{q}) = \frac{\partial^0 \underline{v}_{Ek}}{\partial \underline{u}^T} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\partial^0 v_{Ek,x}}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial^0 v_{Ek,x}}{\partial u_f} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^0 v_{Ek,z}}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial^0 v_{Ek,z}}{\partial u_f} \end{bmatrix}}_{3 \times f}, \quad (3-3)$$

$$J_{R,k}(\underline{q}) = \frac{\partial^0 \underline{\omega}_{Ek}}{\partial \underline{u}^T} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\partial^0 \omega_{Ek,x}}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial^0 \omega_{Ek,x}}{\partial u_f} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^0 \omega_{Ek,z}}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial^0 \omega_{Ek,z}}{\partial u_f} \end{bmatrix}}_{3 \times f}, \quad (3-4)$$

$$J_T(\underline{q}) = \begin{bmatrix} J_{T,1} \\ \vdots \\ J_{T,n} \end{bmatrix}, \quad J_R(\underline{q}) = \begin{bmatrix} J_{R,1} \\ \vdots \\ J_{R,n} \end{bmatrix}, \quad J(\underline{q}) = \underbrace{\begin{bmatrix} J_T \\ J_R \end{bmatrix}}_{6n \times f}, \quad (3-5)$$

mit

- ${}^0 \underline{v}_{Ek}$ der 3×1 -Absolutgeschwindigkeit des Körpers k im Referenzsystem 0,
 ${}^0 \underline{\omega}_{Ek}$ der absoluten 3×3 -Winkelgeschwindigkeit des Körpers k im Referenzsystem 0,
 $J_{T,k}(\underline{q})$ der $3 \times f$ -Jacobimatrix der Translation des Körpers k ,
 $J_{R,k}(\underline{q})$ der $3 \times f$ -Jacobimatrix der Rotation des Körpers k ,
 $J_T(\underline{q})$ der $3n \times f$ -Gesamtmatrix der translatorischen Jacobimatrizen,
 $J_R(\underline{q})$ der $3n \times f$ -Gesamtmatrix der rotatorischen Jacobimatrizen,
 $J(\underline{q})$ der $6n \times f$ -Gesamtmatrix der translatorischen und rotatorischen Jacobimatrizen,

- n Anzahl der Körper und
 f Anzahl der Freiheitsgrade des Systems.

Damit ergibt sich die gesuchte Massenmatrix aus der Gleichung 3-2 durch die Projektion der Massen und Trägheiten der Elemente des Mehrkörpersystems mit der Gesamtjacobimatrix zu:

$$M(\underline{q}) = J^T(\underline{q}) \hat{M} J(\underline{q}), \quad (3-6)$$

mit

\hat{M} der $6n \times 6n$ -Diagonalmatrix aller Massen und Trägheiten.

Die Massenmatrix ist eine symmetrische, positiv definite $f \times f$ -Matrix. Aufgrund dieser Eigenschaft lässt sie sich in eine reguläre Dreiecksmatrix überführen, und das Gleichungssystem 3-2 kann numerisch mit einer Cholesky-Zerlegung gelöst werden (s. Kapitel 3.4).

Die Gesamtvektoren für die eingprägten Kräfte und Momente sowie die Steifigkeit und die Dämpfung des Mehrkörpersystems (Gleichung 3-2) berechnen sich für l Steifigkeits- und m Dämpfungselemente zu:

$$\underline{Q}_e(\underline{q}) = J^T(\underline{q}) \hat{Q}_e, \quad (3-7)$$

$$\underline{Q}_c(\underline{q}) = \left(\frac{\partial \underline{x}_c(\underline{q})}{\partial \underline{q}^T} K^{-1} \right)^T \hat{F}_c(\underline{x}_c), \quad (3-8)$$

$$\underline{Q}_d(\underline{u}) = \left(\frac{\partial \dot{\underline{x}}_d(\underline{u})}{\partial \underline{u}^T} \right)^T \hat{F}_d(\dot{\underline{x}}_d), \quad (3-9)$$

mit

- \hat{Q}_e dem $6n \times 1$ -Vektor der eingprägten Kräfte und Momente,
 $\underline{x}_c(\underline{q})$ dem $l \times 1$ -Vektor der Federverschiebungen, ausgedrückt
in den generalisierten Koordinaten,
 $\hat{F}_c(\underline{x}_c)$ dem $l \times 1$ -Vektor der Federelementkräfte,
 $\dot{\underline{x}}_d(\underline{u})$ dem $m \times 1$ -Vektor der Dämpfergeschwindigkeiten, ausgedrückt
in den transformierten, generalisierten Geschwindigkeiten,
 $\hat{F}_d(\dot{\underline{x}}_d)$ dem $m \times 1$ -Vektor der Dämpferelementkräfte.

Die Kräfte $\underline{H}(\underline{q}, \underline{u})$ in den generalisierten Koordinaten werden unter Verwendung der Restbeschleunigungen $\underline{R}(\underline{q}, \underline{u})$ berechnet [Rill07]:

$$\underline{R}_{T,k}(\underline{q}, \underline{u}) = \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{v}_{Ek} \right)}{\partial \underline{q}^T} = \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{v}_{Ek} \right)_x}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{v}_{Ek} \right)_x}{\partial q_f} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{v}_{Ek} \right)_z}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{v}_{Ek} \right)_z}{\partial q_f} \end{pmatrix}}_{3 \times f} \quad (3-10)$$

$$\underline{R}_{R,k}(\underline{q}, \underline{u}) = \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{\omega}_{Ek} \right)}{\partial \underline{q}^T} = \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{\omega}_{Ek} \right)_x}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{\omega}_{Ek} \right)_x}{\partial q_f} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{\omega}_{Ek} \right)_z}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \left({}^E S_0^0 \underline{\omega}_{Ek} \right)_z}{\partial q_f} \end{pmatrix}}_{3 \times f} \quad (3-11)$$

$$\hat{\underline{\Omega}}(\underline{q}, \underline{u}) = \underbrace{\begin{pmatrix} {}^0 \tilde{\omega}_{1E} \quad ({}^0 I_1^0 \underline{\omega}_{1E}) \\ \vdots \\ {}^0 \tilde{\omega}_{nE} \quad ({}^0 I_n^0 \underline{\omega}_{nE}) \end{pmatrix}}_{3n \times 1} \quad (3-12)$$

$$\underline{R}(\underline{q}, \underline{u}) = \underbrace{\begin{pmatrix} {}^E S_0^T R_{T,1} K^{-1} \underline{u} \\ \vdots \\ {}^E S_0^T R_{T,n} K^{-1} \underline{u} \\ {}^E S_0^T R_{R,1} K^{-1} \underline{u} \\ \vdots \\ {}^E S_0^T R_{R,n} K^{-1} \underline{u} \end{pmatrix}}_{6n \times 1} \quad (3-13)$$

$$\underline{H}(\underline{q}, \underline{u}) = J^T(\underline{q}) \hat{M} \underline{R}(\underline{q}, \underline{u}) + J_R^T(\underline{q}) \hat{\underline{\Omega}}(\underline{q}, \underline{u}), \quad (3-14)$$

Dabei sind

${}^E S_0$ die 3×3 -Transformationsmatrix vom Referenzkoordinatensystem 0 in das Inertialkoordinatensystem E ,

$R_{T,k}(\underline{q}, \underline{u})$ die $3 \times f$ -Jacobimatrix der translatorischen Restbeschleunigungen des Körpers k ,

$R_{R,k}(\underline{q}, \underline{u})$	die $3 \times f$ -Jacobimatrix der rotatorischen Restbeschleunigungen des Körpers k ,
$\hat{\underline{\Omega}}(\underline{q}, \underline{u})$	der $3n \times 1$ -Vektor als Teil der rotatorischen Restbeschleunigungen,
${}^0\tilde{\omega}_{1E}$	der schiefsymmetrische 3×3 -Matrix der absoluten Winkelgeschwindigkeit des ersten Körpers, dargestellt im Referenzkoordinatensystem 0,
0I_1	der 3×3 -Trägheitstensor des ersten Körpers, bezogen auf das Referenzsystem 0,
$\underline{R}(\underline{q}, \underline{u})$	der $6n \times 1$ -Gesamtvektor der Restbeschleunigungen.

Auf Grundlage dieser Gleichungen generiert das in *Maple* programmierte Skript die symbolischen Bewegungsgleichungen für das mit der domänenspezifischen Modellierungsumgebung definierte Mehrkörpersystem. Dabei werden automatisch verschiedene Dateien erzeugt, um die Dynamik des Mehrkörpersystems in das Gesamtfahrzeugmodell in *MATLAB/Simulink* einzubinden. Neben der S-Funktion für die Vertikaldynamik werden zusätzlich eine S-Funktion für die Berechnung der Absolutgeschwindigkeiten der einzelnen Körper des Systems sowie eine in *Microsoft Excel* importierbare Info-Datei generiert. Diese Info-Datei enthält eine Beschreibung der Eingangs- und der Ausgangsgrößen der S-Funktionen, um deren Implementierung in das Gesamtfahrzeugmodell zu erleichtern. Abb. 3-13 verdeutlicht die Generierung der Dateien. Die symbolischen Bewegungsgleichungen für komplexe Mehrkörpersysteme können mitunter kompliziert und umfangreich sein. Da aber der Algorithmus zur automatischen Generierung der S-Funktion die Bewegungsgleichungen auch für diese Systeme recheneffizient umsetzen muss, ist eine Aufteilung des Programmcodes in zwei systemspezifische Dateien („Header“- und „Code“-Datei) sowie einen systemunspezifischen, generischen S-Funktionsrahmen notwendig. Die Header-Datei enthält Informationen über die Systemdimensionen, die Interface-Indizierungen etc., die Code-Datei beinhaltet hingegen die symbolischen Bewegungsgleichungen sowie die Zuweisungen von Hilfsvariablen.

Neben diesen automatisch generierbaren S-Funktionen und der Info-Datei können aus dem Skript heraus S-Funktionen für die Absolutbeschleunigungen der einzelnen Körper erzeugt werden, da für die Berechnung der symbolischen Bewegungsgleichungen diese Größen benötigt werden und deshalb in *Maple* vorliegen. Dadurch lässt sich das Fahrzeugmodell mit virtuellen Beschleunigungssensoren, die an jeder beliebigen Stelle positioniert werden können, ausstatten. Die Vorschriften zur Berechnung der Absolutbeschleunigungen ${}^0\underline{a}_{Ek}$ (Translation) und ${}^0\underline{\alpha}_{Ek}$ (Rotation) eines Körpers k , dargestellt in den Koordinaten des Referenzsystems, lauten:

$${}^0\underline{a}_{Ek} = {}^E S_0^T R_{T,k} K^{-1} \underline{u} + J_{T,k} \dot{\underline{u}} \quad (3-15)$$

und

$${}^0\underline{\alpha}_{Ek} = {}^E S_0^T R_{R,k} K^{-1} \underline{u} + J_{R,k} \dot{\underline{u}}. \quad (3-16)$$

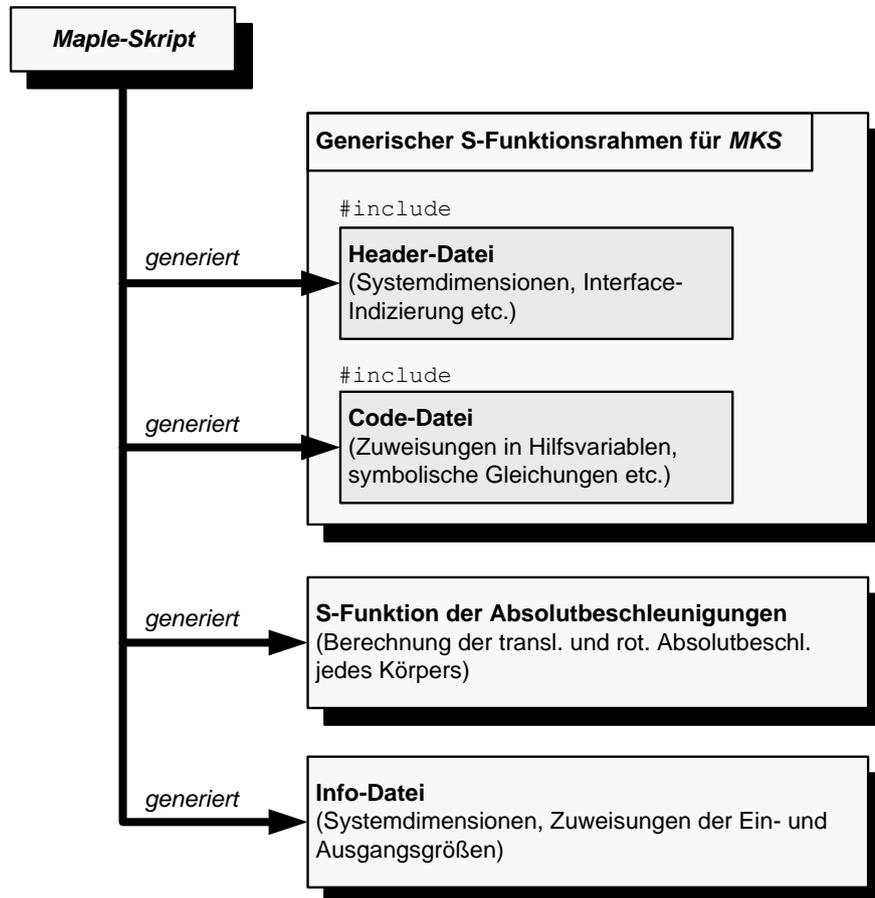


Abbildung 3-13: Dateigenerierung des Maple-Skripts

Wie bereits erwähnt, können die Bewegungsgleichungen sowie die Berechnung der Körpergeschwindigkeiten und -beschleunigungen auf eine äußerst recheneffiziente Art implementiert werden. So wurde in dieser Arbeit ein symbolischer Optimierungsalgorithmus entwickelt, der durch Umstellung der Berechnungsreihenfolge und vorzeitige numerische Auswertung von Zwischenergebnissen den Rechenaufwand pro Integrationsschritt stark senken kann. Diese und weitere Maßnahmen zur Einhaltung der festen Echtzeitbedingungen sind in Abschnitt 3.5 zusammengefasst; Abschnitt 5.4 zeigt die Effizienz des symbolischen Optimierungsalgorithmus anhand verschiedener Beispiele auf. Insbesondere die Verwendung gewöhnlicher Differentialgleichungssysteme in symbolischer Form, kombiniert mit dem Optimierungsalgorithmus, ist der Schlüssel, um für Fahrzeuge mit komplexer Vertikaldynamik Echtzeitsimulationen zu realisieren.

3.4 Gesamtfahrzeugimplementierung

Die im vorangegangenen Kapitel beschriebene S-Funktion mit den Bewegungsgleichungen wird nun im dritten Schritt der Modellierungsmethodik aus Abb. 3-1 in das Gesamtfahrzeugmodell der *ASM Vehicle Dynamics* unter *MATLAB/Simulink* implementiert. Die Struktur des S-Funktionsblocks ist für jedes Mehrkörpersystem gleich (s. Abb. 3-14), einzig die Dimensionen der Ein- und Ausgangsvektoren variieren mit der Anzahl der Elemente und der Freiheitsgrade. Neben den gene-

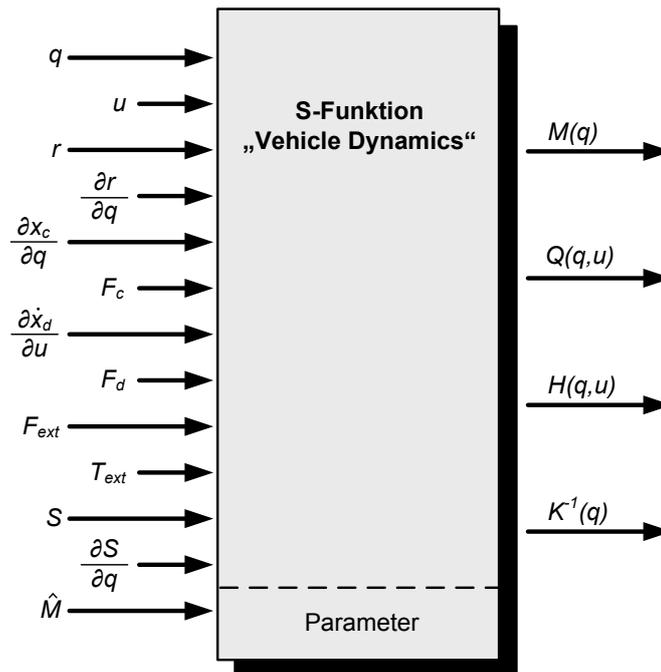


Abbildung 3-14: Ein- und Ausgangsgrößen der S-Funktion zur Berechnung der Fahrzeugvertikaldynamik [Amel07]

ralisierten Koordinaten q und den transformierten generalisierten Geschwindigkeiten u benötigt die S-Funktion die Ortsvektoren r zu den Schwerpunkten der einzelnen Körper sowie deren Ableitungen nach den generalisierten Koordinaten. Für implizit definierte Feder- und Dämpferelemente werden neben den durch diese Elemente hervorgerufenen Kräften die Ableitungen der Verschiebungen nach den generalisierten Koordinaten und die Ableitungen der Verschiebungsgeschwindigkeiten nach den transformierten generalisierten Geschwindigkeiten benötigt. Zusätzlich gehen in die S-Funktion die eingepprägten Kräfte F_{ext} und Momente T_{ext} , die Elemente der Rotationsmatrizen und deren Ableitungen nach den generalisierten Koordinaten sowie die in dem Vektor \hat{M} zusammengefassten Massen und Trägheiten ein. Die S-Funktion berechnet in jedem Integrationssschritt die Elemente des gekoppelten Differentialgleichungssystems 1. Ordnung (s. Gleichungen 3-1 und 3-2).

Die Modelle der *ASM* verfolgen den generellen Ansatz der offenen Implementierung, um auf diese Weise einfache Modellmodifikationen zu ermöglichen. Auf-

grund dieses Konzeptes sind die Modelle fast ausschließlich aus *MATLAB/Simulink*-Standardblöcken aufgebaut. So sind auch die Bewegungsgleichungen für die Vertikaldynamik blockbasiert in das entsprechende Submodell implementiert. Da solch eine Topologie den einfachen Austausch von Bewegungsgleichungen verhindert, wurde das Modell für die Vertikaldynamik mit dem blockbasierten Ansatz modifiziert, um die Integration der S-Funktion zu ermöglichen. Abb. 3-15 zeigt das S-funktionsbasierte Submodell für die Fahrzeugvertikaldynamik. Den Kern

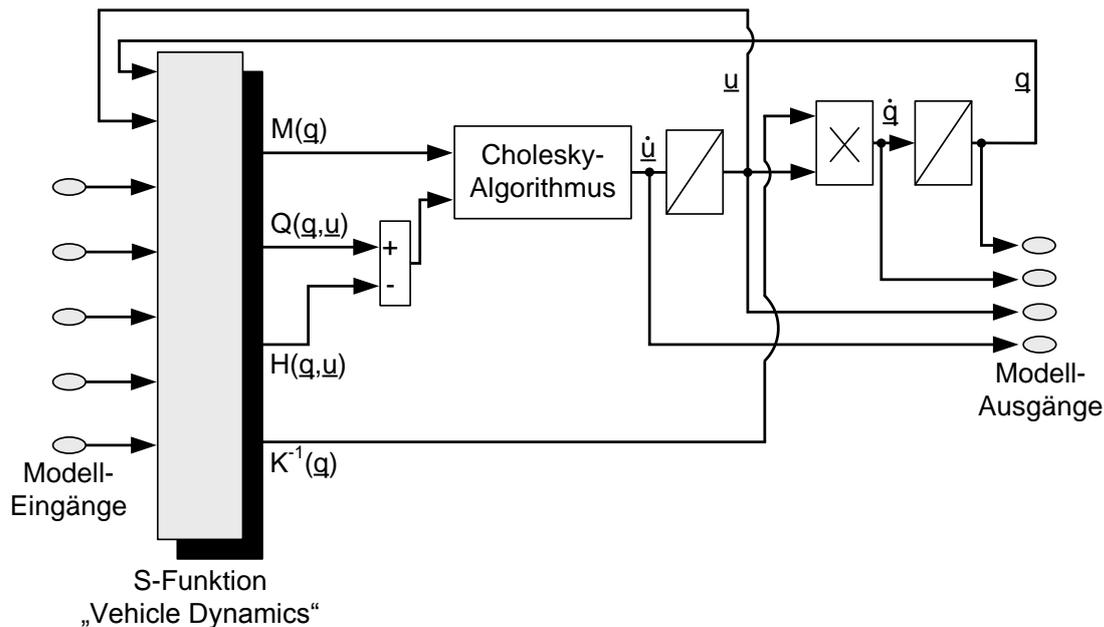


Abbildung 3-15: Struktur des S-funktionsbasierten Modells zur Berechnung der Vertikaldynamik (wegen der Übersichtlichkeit sind nicht alle Eingänge der S-Funktion aufgeführt) [Amel10b]

dieses Modells bildet die S-Funktion, die in jedem Integrationsschritt die Ergebnismatrizen der Bewegungsgleichungen berechnet. Um die Gleichung 3-2 nach den Ableitungen der transformierten generalisierten Geschwindigkeiten aufzulösen, ist es üblicherweise notwendig, die Massenmatrix $M(\underline{q})$ zu invertieren. Da aber die Massenmatrix stets symmetrisch und positiv definit ist, lässt sie sich in eine reguläre Dreiecksmatrix überführen und das Gleichungssystem unter Verwendung der Cholesky-Zerlegung lösen. Die Lösung des Gleichungssystems über die Cholesky-Zerlegung benötigt nur ungefähr die halbe Anzahl an mathematischen Operationen (ca. $\frac{1}{6}n^3$ für eine $n \times n$ -Matrix), verglichen mit der gängigen *LR-Zerlegung*. Auf diese Weise lässt sich die rechenintensivere Invertierung der Matrix umgehen.

Das Ergebnis der Cholesky-Zerlegung sind die Ableitungen der transformierten generalisierten Geschwindigkeiten $\underline{\dot{u}}$, die zunächst integriert werden, bevor sie durch Multiplikation mit der inversen Kinematikmatrix $K^{-1}(\underline{q})$ die Ableitungen der generalisierten Koordinaten $\underline{\dot{q}}$ ergeben. Sowohl die transformierten generalisierten Geschwindigkeiten \underline{u} als auch die generalisierten Koordinaten \underline{q} werden in

die S-Funktion zurückgeleitet. Neben \underline{q} und \underline{u} müssen die restlichen benötigten Größen aus dem Fahrzeugmodell der S-Funktion zur Verfügung gestellt werden.

3.5 Maßnahmen zur Einhaltung fester Echtzeitbedingungen

Modelle gelten als echtzeitfähig, wenn sichergestellt ist, dass die Berechnung jedes Simulationsschrittes innerhalb eines vorgegebenen Zeitintervalls abgeschlossen sein wird; die Größe des Zeitintervalls ist von dieser Definition losgelöst. In diesem Abschnitt werden die Maßnahmen zusammengefasst, damit die Fahrzeugmodelle, die mit der in diesem Kapitel vorgestellten Modellierungsmethodik erstellt werden, die Einhaltung fester Echtzeitbedingungen ermöglicht.

1) Bewegungsgleichungen als *ODEs* mit Minimalkoordinaten

Innerhalb der Modellierungsmethodik werden nur *ODEs* (gewöhnliche Differentialgleichungen, engl.: **O**rdinary **D**ifferential **E**quations) verwendet. Im Gegensatz zu den in der Modellbildung weit verbreiteten *DAEs* (differential-algebraische Gleichungssysteme, engl.: **D**ifferential **A**lgebraic **E**quations) eignet sich diese Beschreibung für effiziente Echtzeitsimulationen. Bei den *DAEs* verhindert die zusätzliche algebraische Kopplung eine a priori Abschätzung der Rechenzeit.

2) Verwendung transformierter generalisierter Geschwindigkeiten

Da bei dieser Modellierungsmethodik die Bewegungsgleichungen nicht in einem festen Inertialsystem, sondern in einem mitgeführten Referenzkoordinatensystem aufgestellt werden, sind transformierte, generalisierte Geschwindigkeiten eingeführt worden, die die so entstehende große Anzahl trigonometrischer Ausdrücke in den Bewegungsgleichungen erheblich reduzieren kann [Rill07, Rese06].

3) Verwendung symbolischer Drehmatrixelemente

Die in den Bewegungsgleichungen auftretenden Drehmatrixelemente und deren Ableitungen werden pro Simulationsschritt einmalig numerisch berechnet und in die S-Funktion eingespeist (s. Abb. 3-15). Da diese Elemente innerhalb der Gleichungen häufig auftreten, werden somit redundante und aufwendige trigonometrische Berechnungen vermieden.

4) Ausnutzen der Symmetrieeigenschaften der Massenmatrix

Die Massenmatrix der von dieser Modellierungsmethodik generierten Bewegungsgleichungen ist stets symmetrisch. Diese Symmetrieeigenschaft wird ausgenutzt, so dass nur die Elemente der oberen Dreiecksmatrix berechnet werden.

5) Lösen der Gleichungen mittels Cholesky-Zerlegung

Da die Massenmatrix nicht nur symmetrisch, sondern auch stets positiv definit ist, wird anstelle einer Matrixinvertierung zur Lösung des Gleichungs-

systems auf die recheneffiziente Cholesky-Zerlegung zurückgegriffen (s. Abb. 3-15).

6) **Anwendung eines symbolischen Optimierungsalgorithmus zur Reduktion redundanter Berechnungen**

Den größten Anteil an der Effizienzsteigerung der Gleichungen trägt ein in *Maple* implementierter Optimierungsalgorithmus zur Reduktion redundanter Berechnungen. Dieser für die Einhaltung der festen Echtzeitbedingung wesentliche Schritt ist nur möglich, da in dieser Modellierungsmethodik die Bewegungsgleichungen in symbolischer Form in dem Computeralgebrasystem vorliegen, mit dem die Gleichungen manipuliert werden können.

Die Grundidee dieses Optimierungsalgorithmus besteht darin, dass bei der Simulation während der Auswertung der Gleichungen an bestimmten Stellen eine vorzeitige numerische Auswertung von Gleichungsbestandteilen vorgenommen wird. Die restlichen Bestandteile der Gleichungen werden dann mit diesen vorausgewerteten Größen berechnet. Durch eine geschickte Wahl der im Voraus ausgewerteten Größen kann eine signifikante Einsparung an Rechenzeit erreicht werden. Dabei sei angemerkt, dass dieser Optimierungsalgorithmus von der Konfiguration des Mehrkörpersystems unabhängig ist.

4 Modellbildung des Gesamtfahrzeugs für Komfortuntersuchungen

In diesem Kapitel wird die Modellbildung für ein Gesamtfahrzeugmodell dargestellt, das die in Abschnitt 2.2 eingeführten Komforteffekte für Echtzeitsimulationen abbilden kann. Dazu wird ein entsprechendes Mehrkörpersystem hergeleitet und mittels der im vorherigen Kapitel vorgestellten Modellierungsmethodik in das Fahrzeugmodell der *ASM Vehicle Dynamics* implementiert. Weiterhin wird die Modellbildung der aggregatinduzierten Vibrationen und der zusätzlichen Kraftelemente für die Schwingungsübertragung vorgestellt.

4.1 Modellbildung der Fahrzeuglängs- und -vertikaldynamik

Die Modellierungsmethodik wurde zunächst dazu verwendet, das ursprüngliche Handling-Fahrzeugmodell auf die S-funktionsbasierte Berechnung der Vertikaldynamik umzustellen, damit die Komfortmodifikationen besser gegenübergestellt werden können. In Abschnitt 4.1.1 wird zunächst genauer auf die Längs- und die Vertikaldynamik des Handling-Fahrzeugmodells eingegangen und anschließend werden die Veränderungen im Komfortmodell dargestellt.

4.1.1 Längs- und Vertikaldynamik für Handling-Simulationen

Abb. 4-1 fasst die Elemente des Handling-Mehrkörpersystems in einer Baumstruktur zusammen und zeigt deren Kinematik- und Kraftkopplungen.

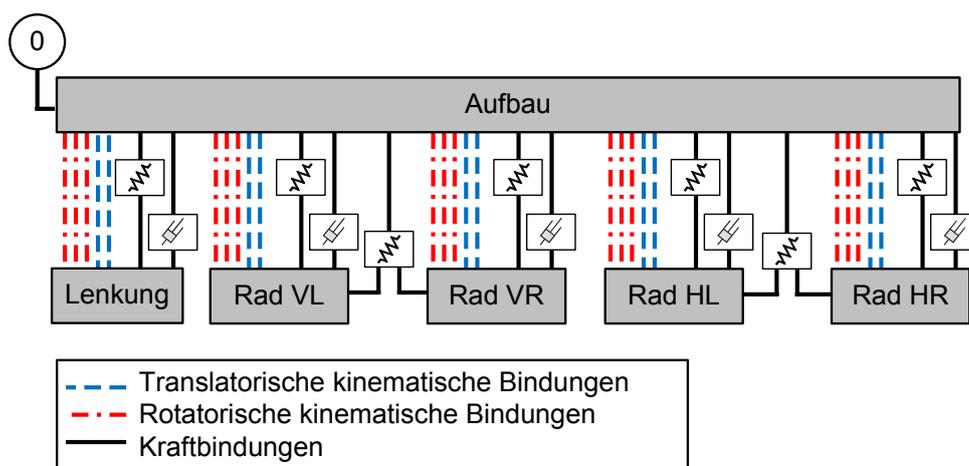


Abbildung 4-1: Baumstruktur des Mehrkörpersystems für die Vertikaldynamik des Handling-Gesamtfahrzeugmodells mit Kinematik- und Kraftbindungen

Aus dieser Darstellung lässt sich die Anzahl der Freiheitsgrade des Gesamtsystems ablesen. Jeder Körper des Systems besitzt im ungebundenen Zustand sechs Freiheitsgrade: drei rotatorische und drei translatorische. Jede kinematische Kopplung reduziert die Anzahl der Freiheitsgrade des betroffenen Körpers um eins. Ausgehend vom ungebundenen Fahrzeugaufbau (sechs Freiheitsgrade), in dem das Referenzkoordinatensystem liegt (angedeutet durch die Null), werden alle angrenzenden Körper durch kinematische Kopplungen in ihren Bewegungen eingeschränkt. Da die Vorderräder translatorisch nur einen Freiheitsgrad für das Einfedern besitzen, ist ihre Verbindung zum Fahrzeugaufbau durch zwei gestrichelte Linien dargestellt. Die rotatorischen Freiheitsgrade sind durch die Radaufhängung gehemmt. Bei dieser Darstellung muss zum Einen beachtet werden, dass es sich hierbei um die Vertikaldynamik des Fahrzeugs handelt; die Drehfreiheitsgrade der Räder tauchen in dieser Betrachtung somit nicht auf. Zum Anderen sind die Radkörper in der Lage, Bewegungen und Winkeländerungen in Richtungen der unterbundenen Freiheitsgrade auszuführen; allerdings ist dies durch die Abbildung der Kinematik (= Positions- und Winkeländerungen aufgrund der Radeinfederung) und der Nachgiebigkeit (= Positions- und Winkeländerungen aufgrund am Rad angreifender Kräfte und Momente) in den Radaufhängungsmodellen implementiert. Es handelt sich somit auch hier nicht um Freiheitsgrade der Vertikaldynamik.

Da die Radeinfederungen der Vorderräder die Lenkung mitbeeinflussen, wird ihre Dynamik durch die Einbindung in das Mehrkörpersystem berücksichtigt. Die Dynamik wird durch einen translatorischen Freiheitsgrad der Zahnstange bezogen auf den Fahrzeugaufbau beschrieben. In der Darstellung in Abb. 4-1 ist die Lenkung somit durch zwei gestrichelte und drei Strich-Punkt Linien mit dem Aufbau verbunden.

Die Feder- und Dämpferelemente zwischen den Rädern und dem Aufbau sowie zwischen den beiden Rädern einer Achse repräsentieren die Hauptfeder, den Hauptdämpfer und den Stabilisator. Abhängig von den unabhängigen Freiheitsgraden (= die Radeinfederungen) bzw. deren Geschwindigkeiten üben diese Bauteile Kräfte auf die mit ihnen verbundenen Teile aus. Die Feder- und Dämpferelemente an der Lenkung beschreiben die Dynamik der drehelastischen Lenksäule. Die Hinterräder besitzen wie die Vorderräder jeweils nur einen translatorischen Freiheitsgrad für das Einfedern. Sie sind somit durch zwei gestrichelte und drei Strich-Punkt Linien mit dem Aufbau verbunden. Die reine Vertikaldynamik¹ des Handling-Fahrzeugmodells besitzt somit insgesamt elf Freiheitsgrade, die in Tabelle 4-1 zusammengefasst sind.

¹ Zu der Vertikaldynamik wird hier die gesamte Dynamik des Fahrzeugaufbaus, also einschließlich Quer- und Längsbewegung sowie Gieren, gezählt.

Tabelle 4-1: Freiheitsgrade des Handling-Mehrkörpersystems und ihre Relation zu der Massenmatrix

Zeilen/Spalten der Massenmatrix	Beschreibung
1-3	Translatorische Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs,
4-6	Rotatorische Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs,
7-10	Einfederungsfreiheitsgrade der Radkörper, in der Reihenfolge: Vorne links (VL), vorne rechts (VR), hinten links (HL), hinten rechts (HR),
11	Freiheitsgrad der Lenk-Zahnstange.

Das zentrale Element zur Charakterisierung der Dynamik eines Mehrkörpersystems stellt die Massenmatrix seiner Bewegungsgleichungen dar, die für das Handling-Fahrzeugsmodell die Dimension 11×11 besitzt. Abb. 4-2 zeigt diese Massenmatrix, die aufgrund der Symmetrieeigenschaften auf ihre obere Dreiecksmatrix reduziert ist.

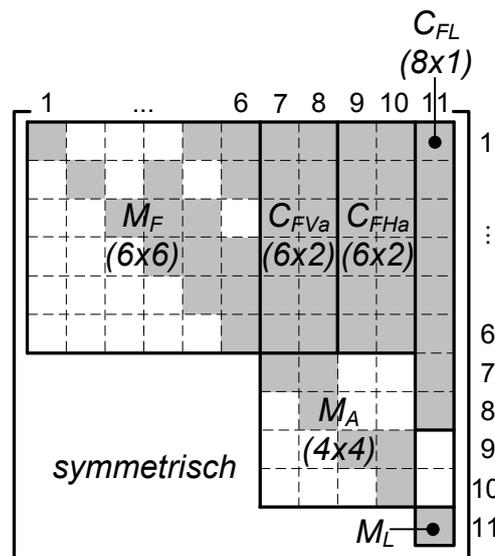


Abbildung 4-2: Struktur und Belegung der Massenmatrix für das Handling-Mehrkörpersystem

Die Einträge der Massenmatrix können in Bereiche zusammengefasst werden, die jeweils unterschiedliche Systemeigenschaften beschreiben [Rill07, Amel07]. Die verallgemeinerten Massen und Trägheiten des jeweiligen Freiheitsgrades sind auf der Hauptdiagonalen der Massenmatrix angeordnet; alle anderen Elemente beschreiben die Kopplungen der einzelnen Freiheitsgrade untereinander. Die grauen Felder der Massenmatrix sind belegt, die weißen Felder hingegen enthalten keine Rechenvorschriften; sie beschreiben somit eine Entkopplung der beteiligten Frei-

heitsgrade. Die freien Felder in den ersten drei Zeilen der Massenmatrix beschreiben die Entkopplung der translatorischen Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus (1 ... 3) untereinander sowie die Entkopplung der rotatorischen Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus (4 ... 6) von der jeweils zugehörigen Achse. Die weiteren freien Felder stellen die Entkopplungen der Vorder- von der Hinterachse (Zeilen 7 und 8) sowie der Hinterachse von der Lenkung (Zeilen 9 und 10) dar. Die einzelnen Räder einer Achse sind jeweils durch ein Element gekoppelt. Dadurch besteht die Möglichkeit mit dieser symbolischen Matrixstruktur sowohl Starrachsen als auch Einzelradaufhängungen abzubilden, für einzeln aufgehängte Räder wird das zugehörige Koppellement durch die Bedatung der S-Funktion numerisch zu Null gesetzt. Die Bedeutung der einzelnen Submatrizen der Massenmatrix sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-2: Submatrizen der Massenmatrix für das Handling-Mehrkörpersystem.

Matrix	Dimension	Beschreibung
M_F	6×6	Verallgemeinerte Massen und Trägheiten, sowie Koppeltermine der rot. und transl. Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs.
M_A	4×4	Verallgemeinerte Massen und Trägheiten, sowie Koppeltermine der Achsen.
M_L	<i>skalar</i>	Verallgemeinerte Masse der Lenkung.
C_{FVA}	6×2	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs mit der Vorderachse.
C_{FHA}	6×2	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs mit der Hinterachse.
C_{FL}	8×1	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs und der Lenkung mit der Vorderachse.

Wie bereits in Abschnitt 2.4.3 angedeutet, wird die Längsdynamik des Handling-Fahrzeugmodells durch ein eindimensionales, durch rein rotatorische Freiheitsgrade gekennzeichnetes Mehrkörpersystem beschrieben, das die Dynamik des Antriebsstrangs durch elastische Antriebs- und Achswellen simulierbar macht. Dieses der Längsdynamik zugeordnete Mehrkörpersystem ist von der Vertikaldynamik nahezu vollständig entkoppelt; den Zusammenhang zwischen Vertikal- und Längsdynamik verdeutlicht Abb. 4-3. Die der Vertikaldynamik eines heckgetriebenen Fahrzeugs zugeordneten Elemente sind grau, die Elemente der Längsdynamik rot dargestellt. Die roten Pfeile symbolisieren die Schnittmomente zwischen den Antriebsstrangelementen, die blauen Pfeile die durch den Antriebsstrang hervorgerufenen Abstützmomente am Fahrzeug. Der Motor samt Getriebe ist nicht als physikalischer Körper sondern als eindimensionaler Momentensteller modelliert, der über die Kardanwelle und das Achsgetriebe über die Achswellen an die

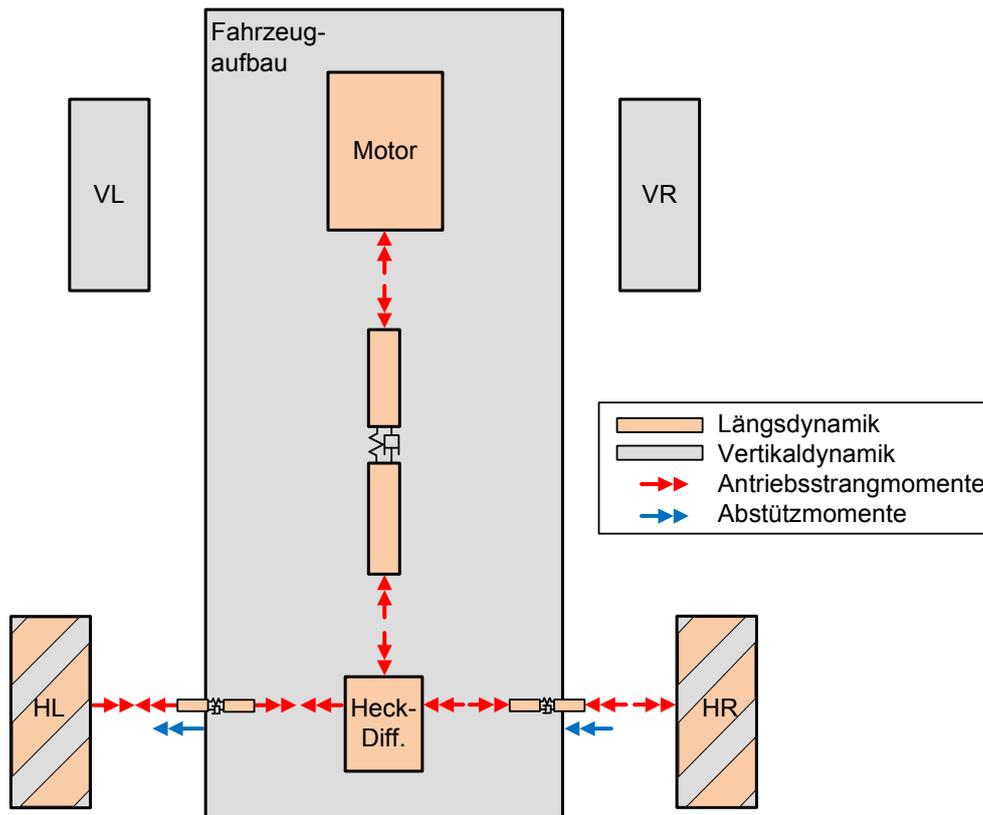


Abbildung 4-3: Kopplung der Längs- und Vertikaldynamik des Handling-Fahrzeugmodells

Räder geleitet wird. Die Räder stellen die einzige Kopplung zwischen Vertikal- und Längsdynamik dar, da das auf die Räder wirkende Antriebsmoment sich mit negativer Orientierung an dem Fahrzeugaufbau abstützt (blaue Pfeile). Diese Kopplung hat zur Folge, dass das Aufbäumen des Fahrzeugs bei einem Beschleunigungsvorgang genauso simulierbar ist wie die Umwandlung der rotatorischen Schwingungen des Antriebsstrangs in ein Längsruckeln des Fahrzeugs. Bei dieser Abbildung des „Bonanza-Effekts“ (vgl. Abschnitt 2.2.3) bleibt jedoch der Anteil der elastisch gelagerten Hinterachse unberücksichtigt.

4.1.2 Modifizierte Vertikaldynamik für den Komfortbereich

Für eine Simulation der in Abschnitt 2.2.1 aufgeführten Schwingungseffekte am Antriebsaggregat ist eine physikalische Modellierung des Motors und der Motoraufhängung erforderlich. Weiterhin ist für die adäquate Abbildung der antriebsstranginduzierten Schwingungseffekte eines heckgetriebenen Fahrzeugs die Elastizität der Hinterachse von entscheidender Bedeutung, und schließlich ist die Elastizität der Karosserie zu berücksichtigen. Diese Anforderungen lassen den Schluss zu, dass das ursprüngliche Mehrkörpersystem für die Fahrdynamikuntersuchungen nicht ausreichend ist und als Grundlage für die Simulation der komfortrelevanten Effekte stark detailliert werden muss. Abb. 4-4 zeigt die Baumstruktur

des aus diesen Überlegungen hergeleiteten erweiterten Mehrkörpersystems für die Fahrzeugvertikaldynamik.

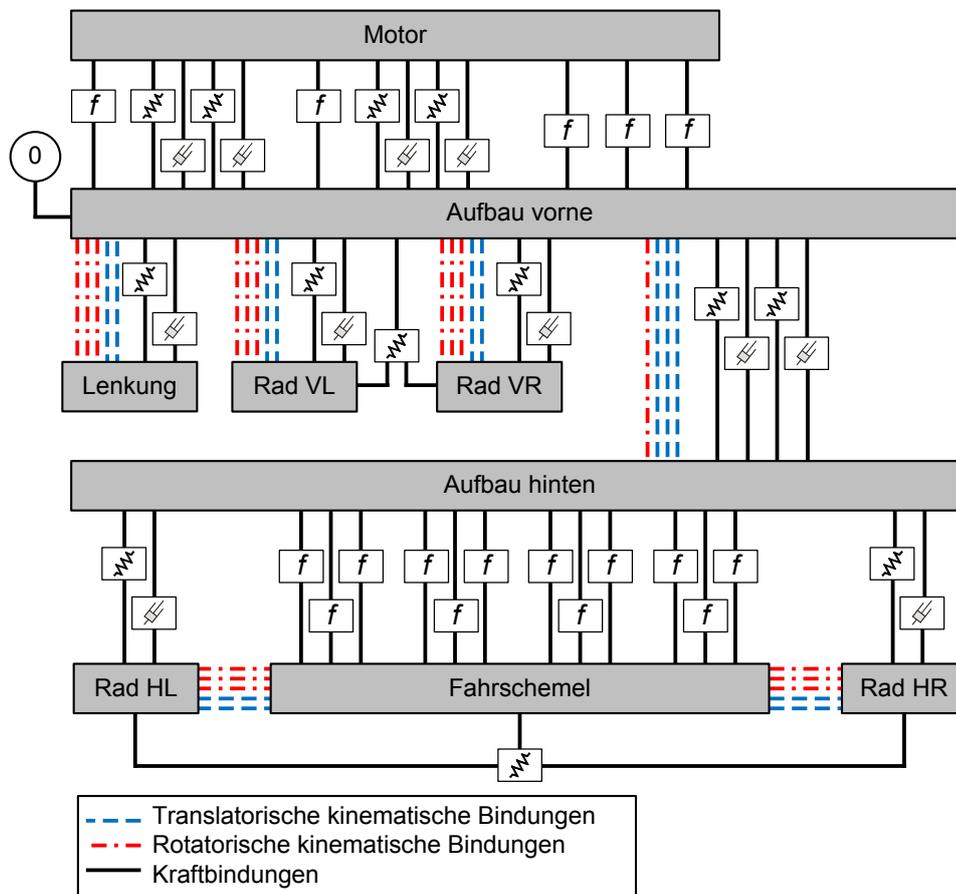


Abbildung 4-4: Baumstruktur des Mehrkörpersystems für das Komfort-Gesamtfahrzeugmodell mit Kinematik- und Kraftkopplungen

Dieses Mehrkörpersystem für Komfortuntersuchungen besitzt gegenüber dem des Handling-Fahrzeugmodells für die Fahrdynamikuntersuchungen eine geteilte Fahrzeugaufbaumasse sowie jeweils einen Körper für den Motor und den Fahrschemel. Für die Anbindung dieser zusätzlichen Körper werden komplexe Modelle für Hydro- und Gummilager verwendet, in der die Steifigkeit und die Dämpfung nichtlinear und frequenzabhängig beschrieben sind (ausgenommen sind die Motorlager mit den Richtungen orthogonal zu den Hauptwirkrichtungen). In Abb. 4-4 sind diese für die Schwingungsübertragung wichtigen Elemente durch ein „f“ gekennzeichnet.

Ausgehend von dem mit dem Referenzkoordinatensystem assoziierten vorderen Aufbaukörper besitzt der Körper für den Motor keine kinematischen Kopplungen; er kann sich demnach gegenüber dem vorderen Fahrzeugaufbau in und um alle Raumachsen bewegen und drehen und liefert somit dem gesamten Mehrkörpersystem sechs zusätzliche Freiheitsgrade.

Die Ankopplung der Vorderachse wurde nicht verändert, zu den Einfederungs-

freiheitsgraden der Vorderräder und dem Freiheitsgrad der Zahnstange kommen somit keine weiteren Freiheitsgrade hinzu.

Der hintere Aufbaukörper ist translatorisch in alle Richtungen und rotatorisch bezüglich der Vertikalachse starr mit dem vorderen Aufbau verbunden. Um die Fahrzeughängs- und -querachse ist jeweils ein rotatorisches Feder- und Dämpferelement eingebaut, um auf diese Weise die erste Biege- und Torsionsmode des Fahrzeugaufbaus zu approximieren. Die Biegung und die Torsion fügen dem Mehrkörpersystem insgesamt zwei Freiheitsgrade hinzu.

Am hinteren Fahrzeugaufbau ist ein zusätzlicher Körper für den Fahrschemel angebracht. Der Fahrschemel ist an vier Stellen über jeweils drei orthogonale Kräftelemente mit dem hinteren Aufbaukörper verbunden, wobei keine kinematische Kopplung vorliegt. Der Fahrschemel kann sich dadurch komplett frei bewegen und erhöht die Anzahl der Freiheitsgrade des Mehrkörpersystems um sechs. Die hintere Radaufhängung ist bei diesem Mehrkörpersystem anstatt mit dem Fahrzeugaufbau kinematisch mit dem Fahrschemel gekoppelt. Die Kopplung der Hinterachse an den Fahrschemel hat zur Folge, dass die an den Radaufhängungen entstehenden Antriebskräfte über den elastisch gekoppelten Fahrschemel auf den Fahrzeugaufbau geleitet werden und somit die in der Realität auftretenden Elastizitäten bei Beschleunigungen und bei Kurvenfahrten simuliert werden können. Auf die Anzahl der Freiheitsgrade hat diese Änderung jedoch keine Auswirkungen, da die Hinterräder immer noch jeweils nur einen Freiheitsgrad zum Ein- und Ausfedern besitzen. Die Kräfte der Hauptfeder und des Dämpfers an den Hinterrädern wirken auf den hinteren Fahrzeugaufbau, das vom Stabilisator entwickelte Moment stützt sich am Fahrschemel ab. Diese Topologie entspricht den physikalischen Eigenschaften einer typischen Hinterachse eines heckgetriebenen Fahrzeugs mit Fahrschemel. Abb. 4-5 zeigt solch eine Hinterachs-Konfiguration exemplarisch an der eines Mercedes-Benz E-Klasse Coupes.

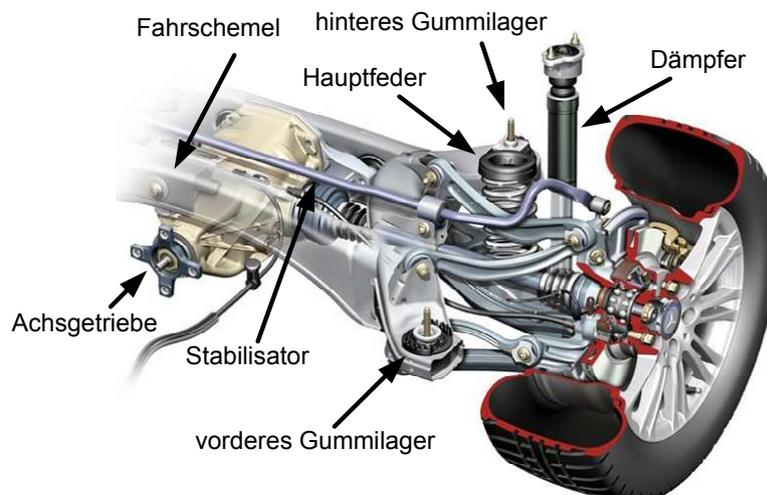


Abbildung 4-5: Linke Hälfte einer Hinterachse (Mercedes-Benz E-Klasse Coupe) mit Fahrschemel und Raumlenker-Radaufhängung [Merc10]

Hier ist deutlich die Raumlänkeraufhängung der Hinterräder an dem Fahrschemel erkennbar sowie die Punkte, an denen der Fahrschemel mittels Gummilager an der Karosserie befestigt wird. Die Hauptfedern und die Dämpfer sind nicht am Fahrschemel montiert, sondern übertragen ihre Kräfte direkt auf die Karosserie. Des Weiteren ist das auf dem Fahrschemel befestigte Achsgetriebe erkennbar, in dem das Moment der Antriebswelle auf die Achswellen aufgeteilt und an die Hinterräder geleitet wird.

Insgesamt besitzt das komplexe Mehrkörpersystem für Komfortuntersuchungen 25 Freiheitsgrade, die in Tabelle 4-3 zusammengefasst sind.

Tabelle 4-3: Freiheitsgrade des Komfort-Mehrkörpersystems und ihre Relation zu der Massenmatrix

Zeilen/Spalten der Massenmatrix	Beschreibung
1-3	Translatorische Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs,
4-6	Rotatorische Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugs,
7-10	Einfederungsfreiheitsgrade der Radkörper, in der Reihenfolge: Vorne links (VL), vorne rechts (VR), hinten links (HL), hinten rechts (HR),
11	Freiheitsgrad der Lenk-Zahnstange,
12-14	Translatorische Freiheitsgrade des Motoraggregats,
15-17	Rotatorische Freiheitsgrade des Motoraggregats,
18-20	Translatorische Freiheitsgrade des Fahrschemels,
21-23	Rotatorische Freiheitsgrade des Fahrschemels,
24	Torsionsfreiheitsgrad des Fahrzeugaufbaus,
25	Biegefreiheitsgrad des Fahrzeugaufbaus.

Das Mehrkörpersystem für Komfortuntersuchungen besitzt eine wesentlich größere Komplexität als das für die Fahrdynamikuntersuchungen, wobei insbesondere die Kettenstruktur zur Beschreibung der Elemente (vorderer Aufbau => hinterer Aufbau => Fahrschemel => Hinterräder) die Bewegungsgleichungen stark vergrößert. Die Struktur der sich daraus ergebenden Massenmatrix ist in Abb. 4-6 dargestellt. Durch die Anordnung der Freiheitsgrade ist die 11×11 -Teilmatrix (beginnend beim ersten Element; Begrenzung durch die gestrichelten Linien angedeutet) identisch mit der Massenmatrix des Handling-Mehrkörpersystems, die zusätzlichen Submatrizen sind in Tabelle 4-4 erklärt. Die Freiheitsgrade 12-17 beschreiben die Bewegungen des Motoraggregats. Durch dessen Anbindung an den vorderen Aufbaukörper sind die Koppelterme in den Zeilen 1-6 der Spalten 12-17 voll besetzt. Die Zeilen 7-11 sind hingegen leer, da der Motor von der Vorder- und Hinterachse sowie der Lenkung vollständig entkoppelt ist. Im Gegensatz zum vorderen Fahrzeugaufbau sind innerhalb der die Bewegungen des Motoraggregats

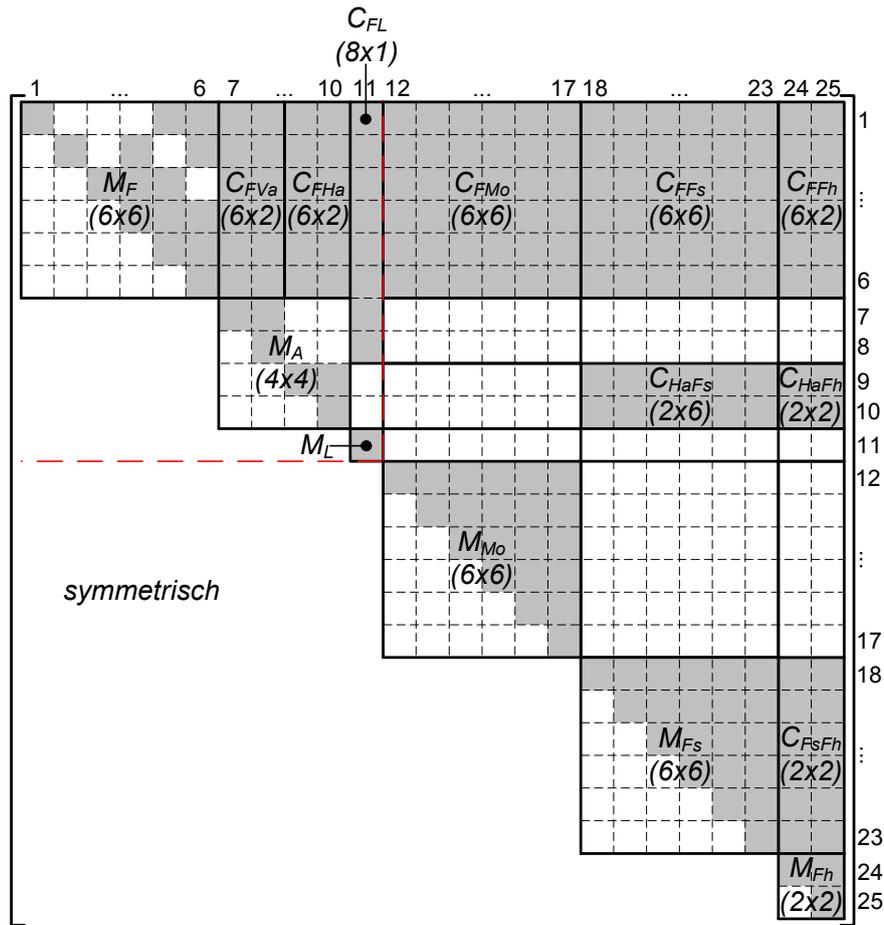


Abbildung 4-6: Struktur und Belegung der Massenmatrix für das Komfort-Mehrkörpersystem

beschreibenden 6×6 -Matrix (Zeilen 12-17, Spalten 12-17) keine Felder frei; dadurch scheinen bspw. die orthogonalen translatorischen Bewegungen des Motors gekoppelt (Elemente (12,13), (12,14), (13,14)), was allerdings nicht der realen Kinematik entspricht. Der Grund hierfür ist, dass die Definition der Kinematik des Motorkörpers ganz allgemeingültig ohne komponentenabhängige Unterscheidung vorgenommen wurde. Die Koppelterme sind somit symbolisch in den Gleichungen vorhanden, werden aber durch die numerische Bedatung zu Null. Gleiches gilt für die Definition des Fahrschemels. Die Freiheitsgrade des Fahrschemels besitzen weiterhin Koppelterme mit der Hinterachse (Zeilen 9 und 10), den Biege- und Torsionsfreiheitsgraden (Zeilen 18-23, Spalten 24 und 25) sowie durch die Vektorkette, ausgehend vom Referenzkoordinatensystem, auch Koppelterme mit den sechs Freiheitsgraden des vorderen Fahrzeugaufbaus (Zeilen 1 bis 6). Der Torsions- und der Biegefreiheitsgrad der Karosserie (24 und 25) sind gekoppelt mit den Freiheitsgraden des vorderen Aufbaus, des Fahrschemels und der Hinterachse.

Durch die zusätzlichen Elemente in dem Mehrkörpersystem lässt sich eine physikalische Kopplung der Längs- mit der Vertikaldynamik des Fahrzeugs realisie-

Tabelle 4-4: Submatrizen der Massenmatrix für das Komfort-Mehrkörpersystem

Matrix	Dimension	Beschreibung
M_{Mo}	6×6	Verallgemeinerte Massen und Trägheiten, sowie Koppelsterme der rot. und transl. Freiheitsgrade des Motors.
M_{Fs}	6×6	Verallgemeinerte Massen und Trägheiten, sowie Koppelsterme der rot. und transl. Freiheitsgrade des Fahrschemels.
M_{Fh}	2×2	Verallgemeinerte Massen und Trägheiten, des Fahrzeughecks.
C_{FMo}	6×6	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs mit dem Motor.
C_{FFs}	6×6	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs mit dem Fahrschemel.
C_{FFh}	6×2	Koppelemente des Gesamtfahrzeugs mit dem Fahrzeugheck.
C_{HaFs}	2×6	Koppelemente der Hinterachse mit dem Fahrschemel.
C_{HaFh}	2×2	Koppelemente der Hinterachse mit dem Fahrzeugheck.

ren (s. Abb. 4-7). Neben den Hinterrädern koppeln für ein Fahrzeug mit Standardantrieb zusätzlich der Motor und das System Fahrschemel/Achsgetriebe den Antriebsstrang mit der Karosserie. Zwecks besserer Übersichtlichkeit sind die Lagerelemente des Motoraggregats und des Fahrschemels in dieser Darstellung als einfache Federelemente beschrieben. Durch die physikalische Modellierung des Motors und der Hinterachse greifen zum Einen die Abstützmomente der hinteren Radaufhängungen nicht direkt an der Fahrzeugkarosserie, sondern an dem elastisch gelagerten Fahrschemel an. Zum Anderen treten an dem Motoraggregat und am Fahrschemel Abstützmomente um die Fahrzeuglängsachse auf. Diese gegensätzlich orientierten Abstützmomente führen aufgrund des Torsionsfreiheitsgrades zu einer Verdrehung der Karosserie bei Beschleunigungsvorgängen.

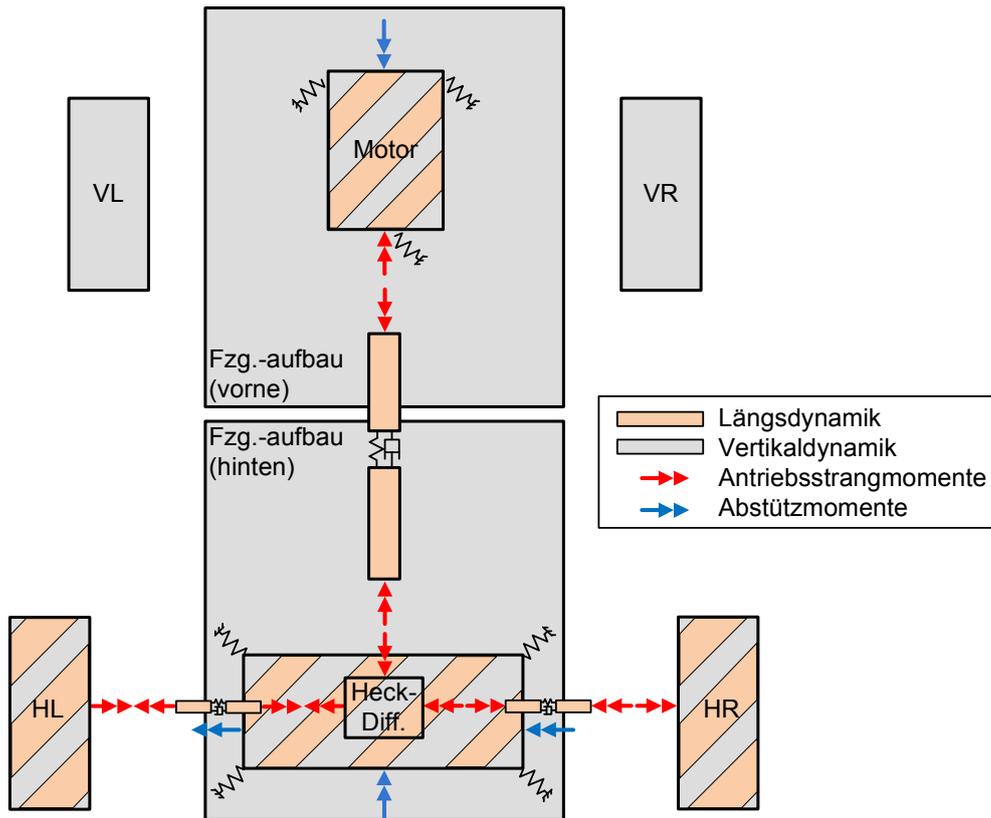


Abbildung 4-7: Kopplung der Längs- und der Vertikaldynamik des Komfort-Fahrzeugmodells

4.2 Lagerungselemente

Das im letzten Abschnitt vorgestellte erweiterte Mehrkörpersystem stellt nur die Basis für die Komfortmodellierung dar. Eine wesentliche Bedeutung für die Schwingungsübertragung kommt den Lagerungselementen des Motors und des Fahrschemels zu, die in das Gesamtfahrzeugmodell implementiert werden. Die Modellierung dieser Elemente wird in den folgenden beiden Abschnitten dargestellt.

4.2.1 Hydrolager

Die Motorlager eines Fahrzeugs müssen verschiedene Funktionen erfüllen. So müssen sie neben dem Tragen des Aggregats niederfrequente Schwingungen mit großen Anregungsamplituden dämpfen und vom Motor erzeugte hochfrequente Schwingungen mit kleinen Anregungsamplituden von der Karosserie isolieren. Für eine gleichzeitige Erfüllung dieser Funktionen ist die Auslegung der Motorlagerung durch einen Zielkonflikt gekennzeichnet, der im Folgenden näher erläutert wird.

Wie bereits im Abschnitt 2.2.1 erwähnt ist es möglich, dass das Schwingungssystem Fahrzeug mit elastisch gelagertem Motor zu Koppelschwingungen angeregt wird, sobald unebenheitserregte, beidseitig-gleichphasige, periodische Schwingungen die Resonanzfrequenz des Systems treffen. Eine Motorlagerung muss in der Lage sein dieses durch eine große Wegamplitude gekennzeichnete Stuckern ausreichend zu dämpfen.

Auf der anderen Seite sind die vom Motor aufgrund der beschleunigten Massen von Kolben, Pleuel, Zapfen etc. und der periodischen Verbrennungsvorgänge im Motor erzeugten Schwingungen möglichst vom Rest des Fahrzeugs zu isolieren. Diese Art von motorerregten Schwingungen sind, vorausgesetzt es herrscht eine gleichmäßige Verbrennung innerhalb der Zylinder vor, im Gegensatz zu dem Effekt des Motorstuckerns (ca. 10-12 Hz) hochfrequent (bspw. 167 Hz für die zweite Motorordnung bei einer Motordrehzahl von 5000 1/min) und besitzen nur eine geringe Schwingungsamplitude. Die Motorlagerung muss diese motorerregten Schwingungen von der Karosserie isolieren, was eine geringe Steifigkeit und Dämpfung im Lager erfordert.

Zur Lösung dieses Zielkonfliktes (hohe Dämpfung im Lager für unebenheitserregte Schwingungen und geringe Dämpfung für motorerregte Schwingungen) ist also eine Lagerung erforderlich, die eine frequenzselektive Dämpfung besitzt. Dafür werden von den Fahrzeugherstellern seit etwa 30 Jahren sogenannte Hydrolager bei höherwertigen Fahrzeugen für die Motorlagerung verbaut, die in der Lage sind, den Zielkonflikt zwischen Schwingungsdämpfung und Schwingungsisolati-on zu entschärfen. Abb. 4-8 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines nichtlinearen Hydrolagers mit Membranspiel.

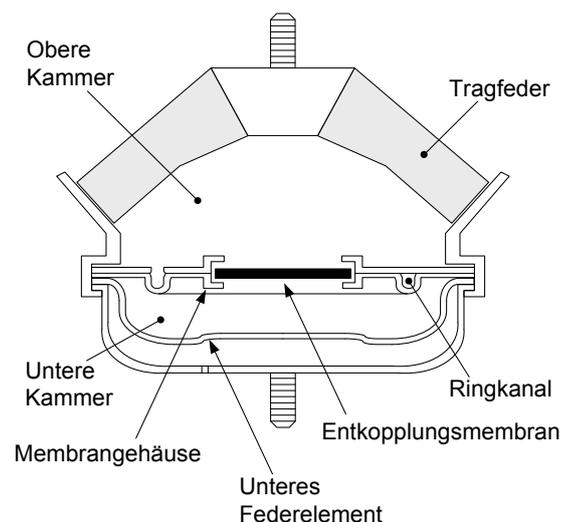


Abbildung 4-8: Prinzipskizze eines nichtlinearen Hydrolagers, nach [Geis00]

Die äußere Struktur des Hydrolagers wird von der Gummi-Metall-Tragfeder gebildet. Zwischen der Tragfeder und dem unteren Federelement befindet sich ein in

zwei Kammern aufgeteilter, mit einer Dämpferflüssigkeit gefüllter Raum. Die beiden Kammern sind über eine Entkopplungsmembran mit einem Spiel zwischen der Membran und dem Membrangehäuse sowie einem Ringkanal miteinander verbunden. Treten nun zwischen der Ober- und der Unterseite des Lagers Relativbewegungen auf, so bewegt sich das Fluid zwischen den beiden Kammern hin und her. Bei Bewegungen mit einer geringen Schwingungsamplitude bewegt sich die Membran nur leicht und gerät nicht in die Anschläge des Membrangehäuses. Dadurch kann das Fluid ungehindert durch die Membranlose strömen, und das dynamische Verhalten des Lagers ist in diesem Fall nur geprägt durch die elastische Tragfeder, und die Dämpfung des Lagers ist somit nahezu Null.

Bei größeren Relativbewegungen wird die Membran durch das Fluid gegen die Anschläge des Membrangehäuses gedrückt, so dass das Fluid nur durch den Ringkanal in die jeweils andere Kammer strömen kann. Aufgrund der großen am Lager wirkenden Kräfte und des geringen Querschnitts des Ringkanals wird das Fluid stark beschleunigt; bei einer bestimmten Frequenz geht das im Ringkanal oszillierende Fluid in Resonanz über und wirkt als Tilger. Bei dieser durch die konstruktive Auslegung des Lagers abstimmbaren Frequenz besitzt es somit eine starke hydraulische Dämpfung. Das Wirkprinzip des Hydrolagers macht sich somit die Eigenschaft zunutze, dass im Resonanzfall größere Schwingungsamplituden zwischen dem Motor und dem Fahrzeugaufbau auftreten, um auf diese Weise eine frequenzabhängige Dämpfung zu realisieren.

In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze zur Überführung von Hydrolagern in Ersatzmodelle; exemplarisch seien hier [Mits04, Geis00] und [Pfef02] genannt. [Rill09] beinhaltet einen einfachen Ansatz zur Beschreibung der nichtlinearen Dynamik eines Hydrolagers mit Membranspiel (s. Abb. 4-9).

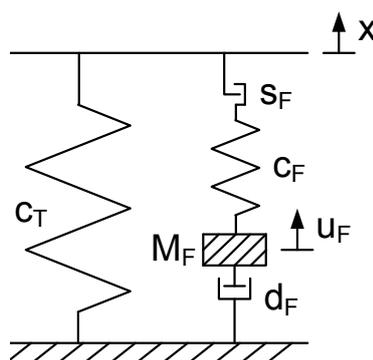


Abbildung 4-9: Mechanisches Ersatzmodell eines nichtlinearen Hydrolagers mit Membranspiel, nach [Rill09] und [Henn09]

In Abb. 4-9 bezeichnen

- c_T die Steifigkeit der Tragfeder,

- c_F die Fluidsteifigkeit,
- d_F die Dämpfungskonstante,
- s_F das Spiel der Entkopplungsmembran,
- M_F die verallgemeinerte Fluidmasse,
- u_F die Verschiebung der verallgemeinerten Fluidmasse und
- x die relative Verschiebung des Lagers.

Das Hydrolagermodell besteht aus zwei parallelen Kraftkomponenten: der linearen Tragfeder mit der Federsteifigkeit c_T und dem dynamischen Anteil mit Masse, Dämpfung und Steifigkeit des Fluids. Die hydrolagertypische, frequenzselektive Dämpfung wird in dem Modell durch das Spiel der Entkopplungsmembran in der dynamischen Komponente erreicht. Bei Relativbewegungen, deren Amplitude kleiner ist als dieses Spiel, hat das Lagermodell ein lineares Übertragungsverhalten, da einzig die lineare Tragfeder wirkt. Bei einer Anregung mit größerer Amplitude wird der Tilgereffekt durch einen Einmassenschwinger, bestehend aus der Fluidsteifigkeit, der Fluiddämpfung und der verallgemeinerten Fluidmasse, abgebildet.

Die Kraftwirkung des Hydrolagers setzt sich somit aus zwei Kraftkomponenten zusammen und berechnet sich zu:

$$F_H = c_T x + F_F, \quad (4-1)$$

mit

F_H der Gesamtkraft des Hydrolagers und
 F_F der dynamischen Kraftkomponente.

Durch das Spiel der Entkopplungsmembran ist für die dynamische Kraftkomponente eine Fallunterscheidung notwendig. Die Kraft berechnet sich über die Feder des dynamischen Anteils, wobei das Spiel der Membran die Relativbewegung jeweils verringert:

$$F_F = \begin{cases} c_F ((x - u_F) + s_F) & (x - u_F) < -s_F \\ 0 & \text{für } |x - u_F| \leq s_F \\ c_F ((x - u_F) - s_F) & (x - u_F) > s_F. \end{cases} \quad (4-2)$$

Die für Gl. 4-2 notwendige Verschiebung der Fluidmasse u_F ergibt sich nach Freischneiden durch die Bewegungsgleichung

$$M_F \ddot{u}_F = F_F - F_D. \quad (4-3)$$

Die geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft F_D , die aufgrund von Reibkraftverlusten im Ringkanal entsteht, berechnet sich zu

$$F_D = d_F \dot{u}_F. \quad (4-4)$$

Abb. 4-10 zeigt die mit dem Hydrolagermodell simulierten charakteristischen Kenngrößen *dynamische Steifigkeit* und *Verlustwinkel* für verschiedene Erregeramplituden. Unter der *dynamischen Steifigkeit* versteht man die frequenzabhängige Steifigkeit eines elastischen Bauteils, der *Verlustwinkel* beschreibt die frequenzabhängige Verlustarbeit und ist somit ein Maß für die Dämpfung eines Bauteils.

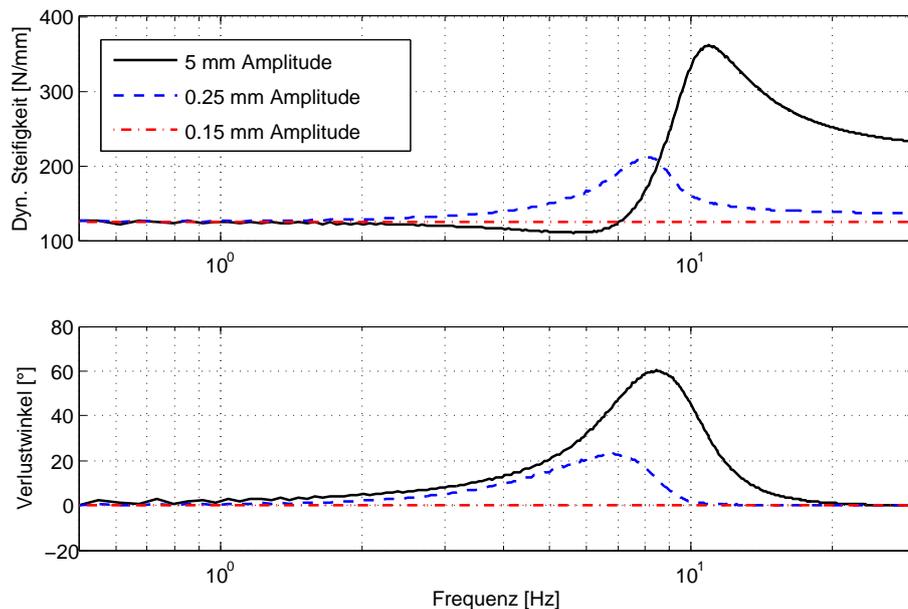


Abbildung 4-10: *Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des Hydrolagermodells für verschiedene Erregeramplituden, nach [Henn09]*

Für eine Anregung, deren resultierende Relativbewegung kleiner als das Membranspiel ist, stellt sich ein lineares Übertragungsverhalten ein (Strich-Punkt Linien). Für größere Anregungsamplituden ist deutlich der Tilgereffekt am Anstieg des Verlustwinkels erkennbar, und das Übertragungsverhalten entspricht dem eines realen nichtlinearen Hydrolagers im Komfortbereich (s. bspw. [Bin07, Zell09a, Simu02]).

4.2.2 Gummilager

Gummilager (auch Gummiverbundteile, Gummi-Metallager, Elastomerlager genannt) werden im gesamten Fahrzeug eingesetzt (im Fahrwerk, für die Aggregatelagerung etc.) und bestimmen den Fahrkomfort maßgeblich [Sau07, Simu02, vBro02]. Es handelt sich dabei um Verbundteile aus einem Gummiwerkstoff, der

mit einem Metall- oder Kunststoffteil durch Vulkanisieren fest verbunden ist. Dadurch werden Schwingungen vom Metallteil auf das Elastomer übertragen und von diesem gedämpft. Laut [Sau07] müssen Gummilager vier Hauptfunktionen erfüllen:

- 1) Kräfte übertragen,
- 2) Geräusche isolieren,
- 3) definierte Bewegungen ermöglichen sowie
- 4) Schwingungen dämpfen.

Das Verhalten eines Gummilagere wird bestimmt durch den darin verwendeten Elastomerwerkstoff. Dieses Verhalten kann für den jeweiligen Einsatzzweck eingestellt werden; dabei sind die Eigenschaften richtungsabhängig und meist gegensätzlich, bspw. weich in Fahrzeuglängsrichtung und hoch steif in Fahrzeugquerriehung bei im Fahrwerk verbauten Gummilagern.

Elastomere entstehen durch eine Mischung von (meist natürlichem) Kautschuk mit Füllmaterial (vornehmlich Ruß) und anschließender Vulkanisation. Durch die Vulkanisation werden die langkettigen Schwefelmoleküle des Kautschuks durch Schwefelbrücken vernetzt und das Füllmaterial in der Gummimatrix eingeschlossen. Diese Struktur ist in Abb. 4-11 dargestellt mit den Kohlenstoffteilchen, den Polymerketten und den Schwefelbrücken.

Dieses Zusammenspiel der vernetzten Molekülketten mit dem Füllmaterial ist der Grund für das spezielle makroskopische Verhalten von Elastomeren. Die wichtigsten und bekanntesten Eigenschaften sind die starke Dehnbarkeit von Elastomeren und das nichtlineare Spannungs-Dehnungs-Verhalten bzw. die nichtlineare Steifigkeit des Materials. Der Grund für die große Elastizität ist die Dehnbarkeit der langen Molekülketten und ihre Fähigkeit, sich in Spannungsrichtung zu orientieren. Mit zunehmender Dehnung behindern die Füllstoffe die Molekülketten, woraus eine progressive Steifigkeit resultiert. Dementsprechend verringert ein höherer Füllstoffgehalt im Material dessen Elastizität.

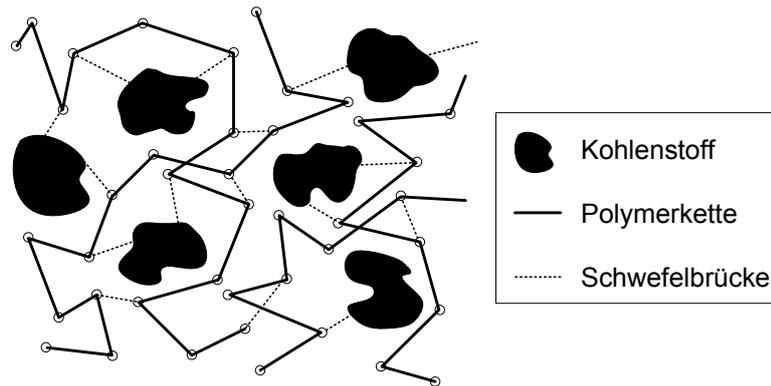


Abbildung 4-11: Molekülstruktur kohlenstoffgefüllter Elastomere, nach [Aus98]

Das statische und das dynamische makroskopische Verhalten von Elastomerbauteilen ist in Abb. 4-12 dargestellt; dabei sind die große Elastizität und die progressive Steifigkeit bei größeren Verschiebungen in der linken Darstellung deutlich erkennbar.

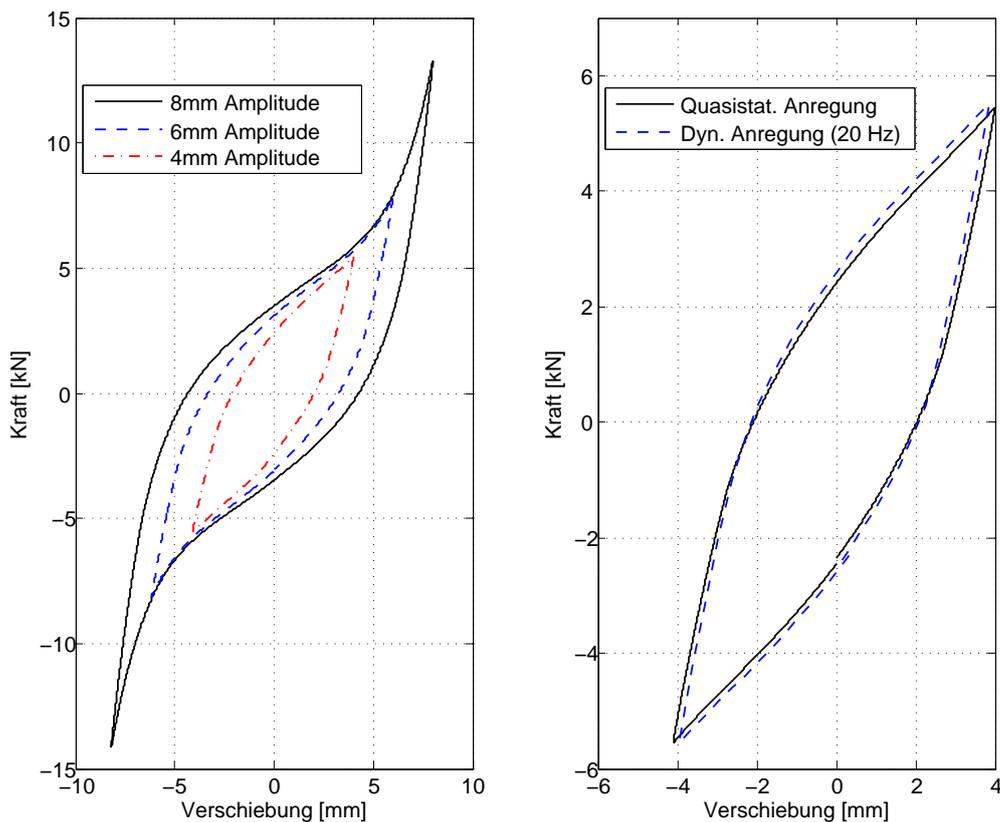


Abbildung 4-12: Elasto-plastisches (links, a) und visko-elastisches (rechts, b) Materialverhalten von Elastomeren

Ein weiteres, wesentliches Merkmal von Elastomerbauteilen ist deren Materialdämpfung, die bereits bei quasistatischen Verformungen wirkt und sich im Kraft-Weg-Diagramm als Hysterese darstellt. Die Fläche der Hysterese entspricht der

bei der Verformung, hauptsächlich als Wärme dissipierten Energie. Der Grund für diesen Dämpfungseffekt sind die bei einer Materialverformung auftretenden Coulombschen Reibeffekte zwischen den Molekülketten und den Füllstoffpartikeln. Diese Reibeffekte sind letztlich auch für das elasto-plastische Materialverhalten bzw. die Amplitudenabhängigkeit des Materials verantwortlich (s. Abb. 4-12, a) [Pohl99]. Mit einer kleiner werdenden Amplitude verhält sich das Elastomer steifer. Bei den meisten Bauteilen liegen die Umkehrpunkte der Hysteresen der kleineren Amplituden an den Hysteresen der größeren Amplituden an [Walt05].

Eine weitere wichtige Eigenschaft von Elastomerbauteilen ist deren, als viskoelastisches Materialverhalten bezeichnete, dynamische Hysterese [Walt05] (s. Abb. 4-12 b). Mit zunehmender Frequenz nimmt typischerweise die Steifigkeit des Materials zu. Der Grund dafür ist, dass auf der mikroskopischen Ebene sich die Molekülketten nach Lastwechseln nicht beliebig schnell ausrichten können.

Es gibt eine Vielzahl an Arbeiten, die sich mit der Beschreibung der makroskopischen Eigenschaften von Elastomeren beschäftigen, je nach Anwendungszweck mit unterschiedlicher Modellierungstiefe. Beispielhaft seien hier [Lamb98, Pfef02, Kols93] und [Sed00] genannt. Ein ausführlicher Vergleich verschiedener Ansätze findet sich in [Walt05].

Ein auf Karlsson und Persson basierendes, modifiziertes Gummilagermodell, das sich für den Einsatz in Echtzeitsimulationen eignet, wird von Al Tarooti in [AlTa10] vorgestellt (Pohl und Wahle beschreiben in [Pohl99] einen ähnlichen Ansatz). In diesem eindimensionalen Modell werden die oben aufgeführten Eigenschaften von Elastomeren durch eine Parallelschaltung unterschiedlicher Modellierungselemente simulierbar. Die mathematischen Grundlagen der einzelnen Modellierungselemente werden im folgenden beschrieben, bevor sie zu einem eindimensionalen Gesamtmodell eines Gummilagers zusammengeführt werden.

4.2.2.1 Nichtlineare Feder

Um die für Gummilager typische progressive Steifigkeit zu beschreiben, wird ein Federelement mit einer nichtlinearen Kennlinie verwendet (s. Abb. 4-13).

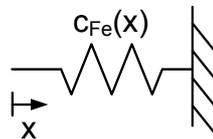


Abbildung 4-13: Nichtlineare Feder

Bei diesem Element ist die Kennlinie nicht mit einem konstanten Parameter beschrieben, sondern die Steifigkeit ist abhängig von der Federverschiebung. Für als isotrop angenommene, nahezu nicht komprimierbare Materialien wird häufig das

sogenannte *Yeoh*-Materialmodell verwendet [Karl03]. In diesem Fall ergibt sich die Kraft an dem nichtlinearen Federelement zu

$$F_{Feder} = 2 \left(c_1 + 2 c_2 x^2 + c_3 x^4 \right) x, \quad (4-5)$$

mit den Modellparametern c_1 , c_2 und c_3 .

Durch diesen nichtlinearen Ansatz kann die Steifigkeitskennlinie der Feder in verschiedenen Bereichen angepasst werden. Abb. 4-14 zeigt exemplarisch, wie sich Variationen der drei Federparameter auf die Steifigkeitskennlinie auswirken.

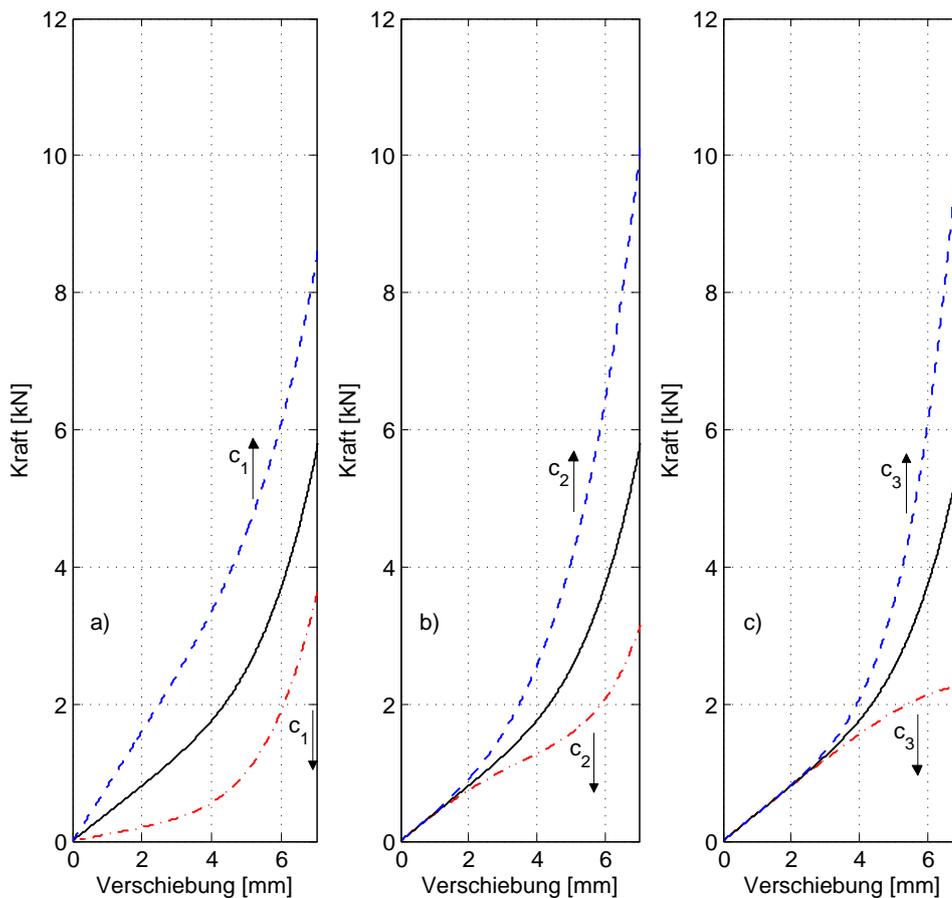


Abbildung 4-14: Parametervariationen der nichtlinearen Feder (a: Variation c_1 , b: Variation c_2 , c: Variation c_3)

4.2.2.2 Maxwell-Element

Für die Beschreibung der visko-elastischen Eigenschaften von Gummilagern werden *Maxwell*-Elemente verwendet (s. Abb. 4-15). Hierbei handelt es sich um Reihenschaltungen einer linearen Feder und eines viskosen Dämpfers.

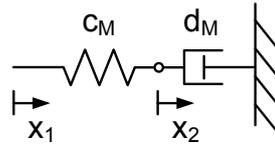


Abbildung 4-15: Maxwell-Element

Durch die Reihenschaltung ergibt sich im Element ein Kräftegleichgewicht, so dass sich die resultierende Kraft F_{Maxw} sowohl durch die Feder als auch durch den Dämpfer darstellen lässt:

$$c_M (x_1 - x_2) = F_{Maxw} = d_M \dot{x}_2, \quad (4-6)$$

mit

c_M der linearen Federsteifigkeit,

d_M dem Dämpfungsparameter,

x_1 der Fußpunktverschiebung und

x_2 der Verschiebung des Punktes zwischen Feder und Dämpfer.

Durch Bildung der Zeitableitung der über die Feder ausgedrückten Kraft lässt sich die Verschiebungsgeschwindigkeit \dot{x}_2 ausdrücken als

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_1 - \frac{\dot{F}_{Maxw}}{c_M}. \quad (4-7)$$

Das Einsetzen von Gleichung (4-7) in (4-6) liefert die das gesamte *Maxwell*-Element beschreibende Differentialgleichung zu

$$\dot{F}_{Maxw} + \frac{c_M}{d_M} F_{Maxw} = c_M \dot{x}_1. \quad (4-8)$$

Gleichung 4-8 zeigt, dass die resultierende Kraft F_{Maxw} des *Maxwell*-Elements allein von der Geschwindigkeit abhängt und somit keine Auswirkungen auf die quasistatischen Eigenschaften des gesamten Gummilagermodells hat. Dies wird auch anhand der dynamischen Steifigkeit eines *Maxwell*-Elements in Abb. 4-16 deutlich, da diese für kleine Frequenzen Null ist. Bei langsamen Anregungen dominiert im *Maxwell*-Element der Dämpfer, bei hohen Frequenzen hingegen verhärtet sich dieser, und das Verhalten wird von dem Federelement bestimmt, da der Verlustwinkel gegen Null geht und die dynamische Steifigkeit den Wert des Federelementes annimmt.

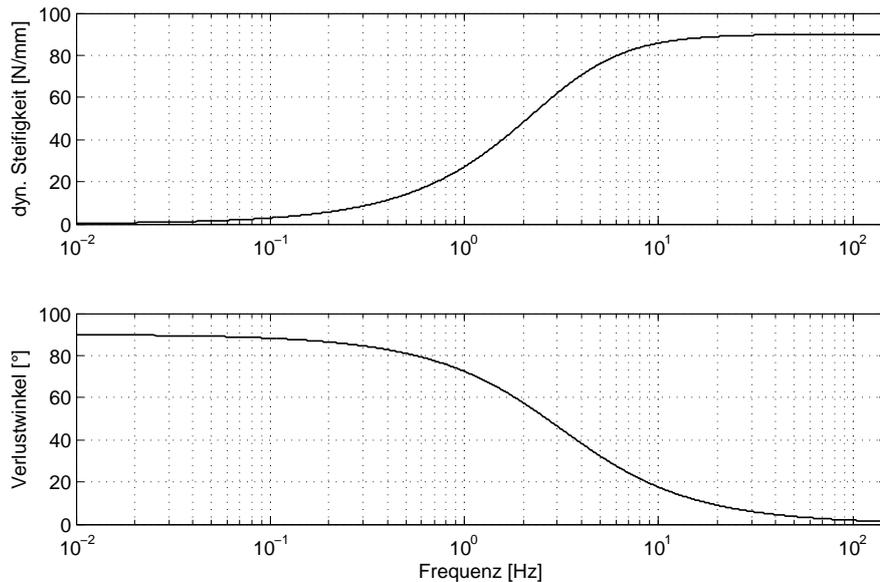


Abbildung 4-16: Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des Maxwell-Elements

4.2.2.3 Jenkin-Element

Für die Beschreibung der elastoplastischen Eigenschaften der Gummilager werden *Jenkin*-Elemente verwendet (s. Abb. 4-17).

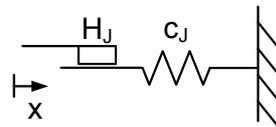


Abbildung 4-17: Jenkin-Element

Bei einem *Jenkin*-Element (auch *Prandtl*-Element genannt) handelt es sich um eine Reihenschaltung eines linearen Federelements mit der Steifigkeit c_J und eines Coulomb-Reibers mit der extremalen Haftkraft H_J . In einem *Jenkin*-Element ist die Reibkraft konstant, und ihr Betrag entspricht dem Grenzwert der Haftkraft. Das Verhalten eines *Jenkin*-Elements kann durch folgende nichtlineare Differentialgleichung (in [Kols93] als Evolutionsgleichung bezeichnet) beschrieben werden:

$$\dot{F}_J = c_J \dot{x} \frac{1}{2} \left\{ 1 - \operatorname{sgn} \left(F_J^2 - H_J^2 \right) - \operatorname{sgn} \left(\dot{x} F_J \right) \left[1 + \operatorname{sgn} \left(F_J^2 - H_J^2 \right) \right] \right\} \quad (4-9)$$

Gleichung 4-9 ist für die numerische Integration ungeeignet, da die Signum-Funktion Oszillationen bei der Berechnung der Kraft des *Jenkin*-Elements hervorruft, sobald das Reibelement gleitet ($F_J = H_J$). In diesem Fall sollte die Signum-Funktion den Wert Null liefern; da aber bei einer numerischen Integration stets numerische Fehler zu erwarten sind, oszilliert der Wert der Funktion

zwischen -1 und 1 .

Durch Einführung der Approximation

$$\operatorname{sgn}(F_J^2 - H_J^2) \approx \left| \frac{F_J}{H_J} \right|^m - 1, \text{ für } m \geq 1. \quad (4-10)$$

können diese numerischen Schwierigkeiten umgangen werden.

Mit der Approximation ergibt sich Gleichung 4-9 zu

$$\dot{F}_J = c_J \dot{x} \left\{ 1 - \frac{1}{2} [1 + \operatorname{sgn}(\dot{x} F_J)] \left| \frac{F_J}{H_J} \right|^m \right\}. \quad (4-11)$$

Für die verbleibende Signum-Funktion ist keine Approximation notwendig, da im Schaltfall entweder die Approximation oder die gesamte rechte Seite der Gleichung Null ist.

Da die Steifigkeiten und die Haftkräfte in realen Systemen üblicherweise von der Verformung abhängig sind, führen Kolsch in [Kols93] und Al Tarooti in [AlTa10] zusätzliche Parameter ein, um die Anpassungsfähigkeit des Modells zu erhöhen. Die Differentialgleichung für das *Jenkin*-Element ergibt sich somit zu

$$\dot{F}_J = c_J \dot{x} \left\{ \alpha - [\beta + \gamma \operatorname{sgn}(\dot{x} F_J)] \left| \frac{F_J}{H_J} \right|^m \right\}, \text{ mit } \alpha, \beta, \gamma \in \mathfrak{R}. \quad (4-12)$$

Für die Variation der Parameter α , β und γ ist zu beachten, dass nur zwei Parameter unabhängig sind (s. [AlTa10]). Die Auswirkung der Variationen von β und γ sowie von m auf die statische Hystereseform eines *Jenkin*-Elements ist in Abb. 4-18 dargestellt.

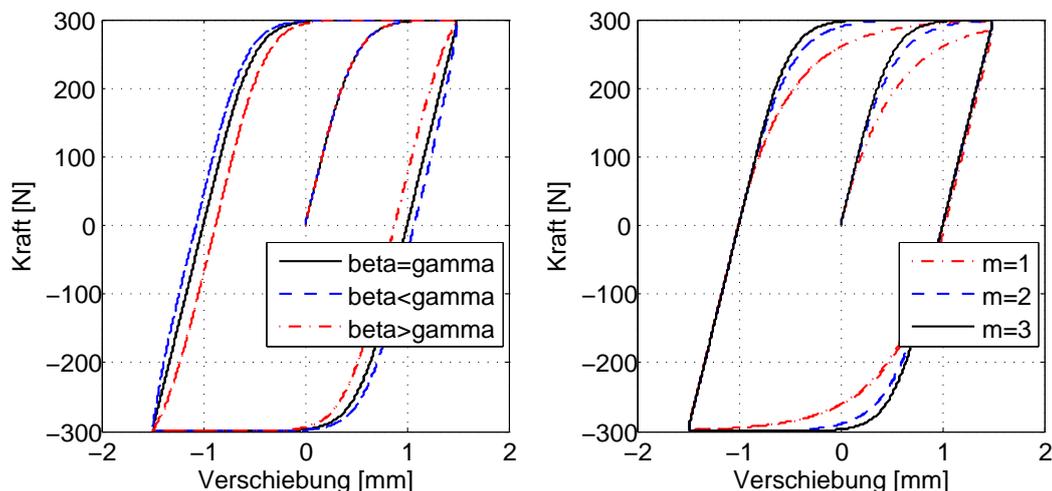


Abbildung 4-18: Auswirkungen von Parametervariationen auf die Form der statischen Hysterese eines *Jenkin*-Elements

4.2.2.4 Gesamtmodell

Das Gesamtmodell zur Beschreibung eines einachsigen Gummilagers entsteht durch eine Parallelschaltung einer nichtlinearen Feder mit jeweils einem oder

mehreren *Maxwell*- und *Jenkin*-Elementen (s. Abb. 4-19). Dabei hängt die Wahl der Anzahl der *Maxwell*- und *Jenkin*-Elemente von der Größe der Verformungen, deren Zeitverlauf und von der gewünschten Modellgenauigkeit ab. Es sollte allerdings beachtet werden, dass mit zunehmender Komplexität des Modells auch der Parametrierungsaufwand ansteigt. Das Gesamtmodell ist in der Lage, die statischen und die dynamischen Eigenschaften eines Gummilagers zu simulieren, wobei die Effekte Temperaturabhängigkeit und Alterung allerdings nicht berücksichtigt werden.

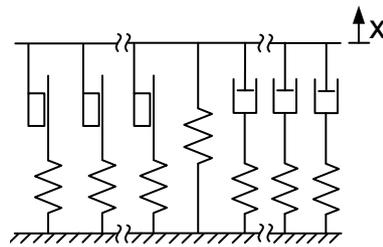


Abbildung 4-19: Mechanisches Ersatzmodell für ein Gummilager, nach [AlTa10]

Die Abb. 4-20 zeigt die typischen Verläufe für die statische Hysterese für ein Gummilager im Fahrwerk.

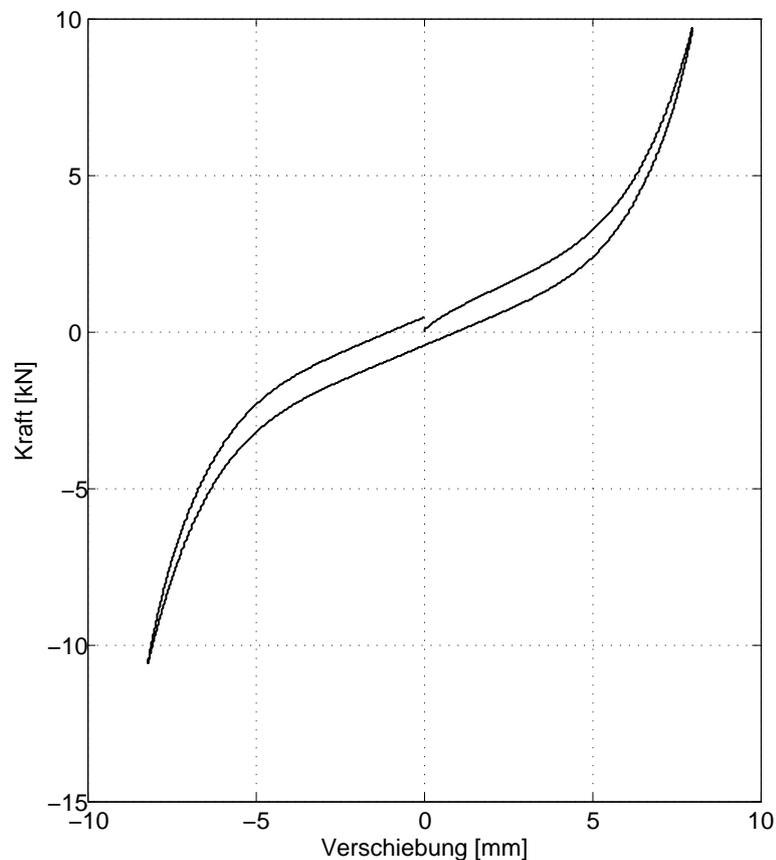


Abbildung 4-20: Simulation des statischen Verhaltens eines Gummilagers.

4.3 Triebwerksschwingungen

Heutige Motoren sind bis auf wenige Ausnahmen ausschließlich als Hubkolbenmotoren ausgeführt, in denen die Kolben durchgehend beschleunigt und abgebremst werden. Aufgrund dieser dauernden Beschleunigung von Massen und der periodischen Verbrennungsvorgänge innerhalb der Zylinder stellen die Motoren selbst eine für den Fahrkomfort bedeutende Schwingungsquelle dar. Die motorerregten Schwingungen sind zum Einen abhängig von der Bauform und der Konfiguration des Motors, zum Anderen aber auch vom Fahrzustand. Um diese Schwingungen zu berücksichtigen, wurde ein Teilmodell entwickelt, das in Kombination mit dem in dem Gesamtfahrzeugmodell implementierten, tabellenbasierten Motormodell die kurbelwinkelaufgelösten Kräfte und Momente am Aggregat simuliert.

4.3.1 Kräfte und Momente am Motor

Da die Herleitung der Triebwerkskinematik und die daraus resultierenden Kräfte und Momente eines Einzylinder-Hubkolbenmotors in zahlreichen Literaturquellen abgehandelt werden (exemplarisch seien hier [Ober01, Mits04, Urla95, Pisc05, Koeh06] genannt), werden an dieser Stelle nur die für die Berechnung der Kräfte und Momente für Mehrzylindermotoren wichtigen Größen eingeführt, und auf eine erneute Herleitung wird verzichtet. Abb. 4-21 a) zeigt die geometrischen Verhältnisse und die Bezeichnungen der Größen am Kurbeltrieb eines Zylinders.

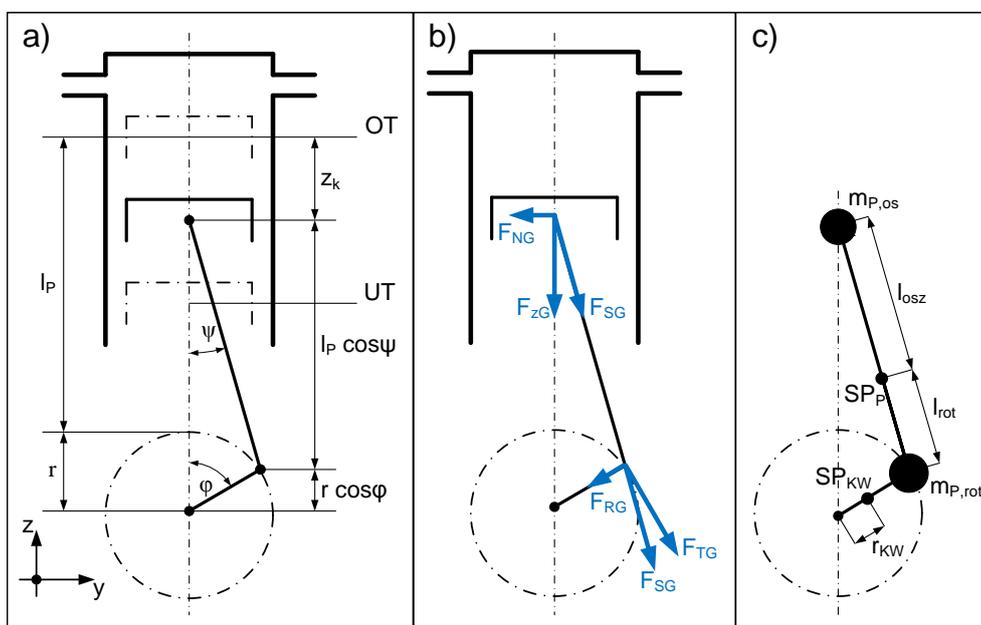


Abbildung 4-21: a) Geometrie des nicht geschränkten Kurbeltriebs ohne Desaxierung, b) Aufteilung der Gaskraft, c) Ersatzmassensystem des Pleuels, aus [Henn09]

In 4-21 b) ist die Aufteilung der im Zylinder entstehenden Gaskraft in die verschiedenen Komponenten dargestellt, und 4-21 c) zeigt die Zerlegung des Pleuels in ein Zwei-Komponenten-Ersatzmassensystem zur Entkopplung der Rotations- und der Translationsbewegungen.

Für die Berechnung der an Mehrzylindermotoren auftretenden Kräfte und Momente ist es erforderlich, verschiedene Größen einzuführen. Eine wichtige Größe ist das Pleuelstangenverhältnis λ ; es berechnet sich zu:

$$\lambda = \frac{r}{l_P}, \quad (4-13)$$

mit

r dem Kurbelradius und

l_P der Pleuellänge.

Da die Bewegung des Pleuels einen oszillierenden und einen rotierenden Anteil besitzt, wird typischerweise die Pleuelmasse aufgeteilt (s. Abb. 4-21 c):

$$m_{P,osz} = \frac{l_{rot}}{l_P} m_P, \quad (4-14)$$

und

$$m_{P,rot} = \frac{l_{osz}}{l_P} m_P, \quad (4-15)$$

mit

m_P der Gesamtmasse des Pleuels,

$m_{P,osz}$ der oszillierenden Pleuelmasse,

$m_{P,rot}$ der rotierenden Pleuelmasse,

l_{osz} dem Abstand der oszillierenden Pleuelmasse vom Pleuelschwerpunkt und

l_{rot} dem Abstand der rotierenden Pleuelmasse vom Pleuelschwerpunkt.

Die gesamten oszillierenden und rotierenden Massen berechnet sich zu

$$m_{osz} = m_{P,osz} + m_K \quad (4-16)$$

und

$$m_{rot} = m_{P,rot} + m_{Kz} + \frac{r_{Kw}}{r} m_{Kw}, \quad (4-17)$$

mit

- m_{osz} der Summe der oszillierenden Massen,
- m_{rot} der Summe der rotierenden Massen,
- m_K der Masse des Kolbens und des Kolbenbolzens,
- m_{Kw} der Masse der Pleuelwange,
- m_{Kz} der Masse des Pleuelzapfens und
- r_{Kw} dem Schwerpunktsabstand der Pleuelwange.

Bei Mehrzylindermotoren sind die äußeren Kräfte und Momente abhängig von der Zylinderanordnung, der Zylinderanzahl, der Kröpfungsfolge der Pleuelwelle und der Zündreihenfolge. Der Kröpfungswinkel α_K berechnet sich bei einem Viertaktmotor mit gleichmäßigem Zündabstand zu

$$\alpha_K = \frac{4\pi}{z}, \quad (4-18)$$

mit

z der Zylinderanzahl.

Die nachfolgenden Berechnungen für Mehrzylindermotoren basieren auf der Annahme, dass für jeden Zylinder die oszillierende und die rotierende Masse, der Pleuelradius, die Pleuelfläche und das Pleuelstangenverhältnis gleich sind.

4.3.1.1 Reihenmotoren

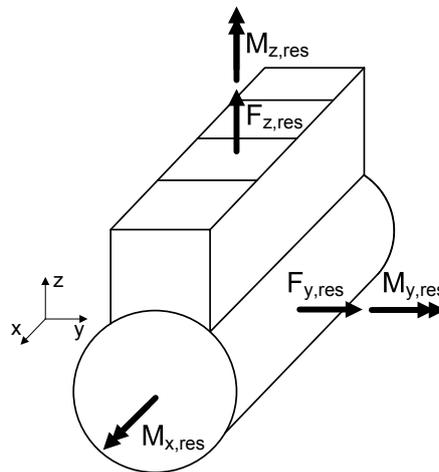


Abbildung 4-22: Kräfte und Momente am Reihenmotor

Die durch die beschleunigten Massen hervorgerufene Massenkraft in Motorquerichtung (y-Richtung, s. Abb. 4-22) ergibt sich unter Berücksichtigung der Kröpfungsfolge der Pleuelwelle für einen Reihenmotor mit z -Zylindern zu

$$F_{y,res} = \sum_{i=1}^z m_{rot} \omega^2 r \sin(\varphi + \alpha_{K,i}), \quad (4-19)$$

mit

- $\alpha_{K,i}$ dem Kröpfungswinkel des i-ten Zylinders bezüglich OT-Stellung (oberer Totpunkt) der ersten Kröpfung,
- φ dem Kurbelwinkel und
- ω der Kreisfrequenz.

In Zylinderachsrichtung (z-Richtung, s. Abb. 4-22) berechnen sich die Massenkräfte² zu

$$F_{z,res} \approx \sum_{i=1}^z (m_{osz} + m_{rot}) \omega^2 r \cos(\varphi + \alpha_{K,i}) + m_{osz} \omega^2 r \lambda \cos 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \quad (4-20)$$

Auch bei nach außen ausgeglichenen Massenkräften können infolge der Zylinderabstände freie Massenmomente um die Quer- und die Hochachse entstehen:

$$M_{y,res} \approx \sum_{i=1}^z \left[(m_{osz} + m_{rot}) \omega^2 r \cos(\varphi + \alpha_{K,i}) + m_{osz} \omega^2 r \lambda \cos 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \right] a_i, \quad (4-21)$$

und

$$M_{z,res} = \sum_{i=1}^z \left[m_{rot} \omega^2 r \sin(\varphi + \alpha_{K,i}) \right] a_i, \quad (4-22)$$

mit

- a_i dem Zylinderabstand des i-ten Zylinders zum Motorschwerpunkt.

Das Moment um die Kurbelwelle setzt sich zusammen aus dem Moment der rotierenden Massen und dem Gasmoment aus dem Verbrennungsvorgang:

$$M_{x,res} \approx \sum_{i=1}^z [M_{xG,i} - M_{xM,i}], \quad (4-23)$$

mit

$$M_{xG,i} \approx p_i(\varphi) A_K r \left[\sin(\varphi + \alpha_{K,i}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \right], \quad (4-24)$$

$$M_{xM,i} \approx (m_{osz} + m_{rot}) \omega^2 r \cos(\varphi + \alpha_{K,i}) \left[\sin(\varphi + \alpha_{K,i}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \right] + m_{osz} \omega^2 r \lambda \cos 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \left[\sin(\varphi + \alpha_{K,i}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi + \alpha_{K,i}) \right],$$

² Da das Pleuelstangenverhältnis üblicher Motoren zwischen 0,22 und 0,35 liegt (siehe [Zim02]), wird bei der Berechnung der Triebwerkskinematik eine Näherung vorgenommen, die in die Berechnung der Kräfte einfließt (siehe [Henn09]). Aus diesem Grund wird an dieser Stelle \approx anstatt = verwendet.

und

$${}^A F_{zM,i} \approx (m_{osz} + m_{rot}) \omega^2 r \cos(\varphi_A + \alpha_{K,i}) + m_{osz} \omega^2 r \lambda \cos 2(\varphi_A + \alpha_{K,i}). \quad (4-29)$$

Analog zu den Gleichungen (4-28) und (4-29) lauten die Massenkräfte des j-ten Zylinders der Bank B:

$${}^B F_{yM,j} = m_{rot} \omega^2 r \sin(\varphi_B + \alpha_{K,j}), \quad (4-30)$$

und

$${}^B F_{zM,j} \approx (m_{osz} + m_{rot}) \omega^2 r \cos(\varphi_B + \alpha_{K,j}) + m_{osz} \omega^2 r \lambda \cos 2(\varphi_B + \alpha_{K,j}). \quad (4-31)$$

Die resultierenden Massenkräfte am V-Motor in Quer- und in Vertikalrichtung, dargestellt im Motorkoordinatensystem, berechnen sich zu:

$${}^M F_{y,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} \sum_{j=1}^{z_B} \left[\left(-{}^A F_{zM,i} + {}^B F_{zM,j} \right) \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) + \left(-{}^A F_{yM,i} + {}^B F_{yM,j} \right) \cos\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \right], \quad (4-32)$$

und

$${}^M F_{z,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} \sum_{j=1}^{z_B} \left[\left({}^A F_{zM,i} + {}^B F_{zM,j} \right) \cos\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) + \left({}^A F_{yM,i} - {}^B F_{yM,j} \right) \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \right]. \quad (4-33)$$

Für die Momente um die Quer- und die Vertikalachse des Motors gilt:

$${}^M M_{y,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} \sum_{j=1}^{z_B} \left[\left({}^A F_{zM,i} \alpha_i + {}^B F_{zM,j} \alpha_j \right) \cos\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) + \left({}^A F_{yM,i} \alpha_i - {}^B F_{yM,j} \alpha_j \right) \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \right], \quad (4-34)$$

und

$${}^M M_{z,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} \sum_{j=1}^{z_B} \left[\left(-{}^A F_{zM,i} \alpha_i + {}^B F_{zM,j} \alpha_j \right) \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) + \left({}^A F_{yM,i} \alpha_i + {}^B F_{yM,j} \alpha_j \right) \cos\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \right], \quad (4-35)$$

mit

- a_i dem Abstand des i-ten Zylinders der Bank A zum Motorschwerpunkt in Richtung der Kurbelwellenachse und
- a_j dem Abstand des j-ten Zylinders der Bank B zum Motorschwerpunkt in Richtung der Kurbelwellenachse.

Das Moment um die Kurbelwellenachse setzt sich zusammen aus dem Gasmoment der Verbrennung und dem Massenmoment:

$${}^M M_{x,res} = {}^M M_{xG,res} - {}^M M_{xM,res}, \quad (4-36)$$

mit

$${}^M M_{xG,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} p_{A,i}(\varphi) A_K r \left[\sin(\varphi_A + \alpha_{K,i}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi_A + \alpha_{K,i}) \right] + \sum_{j=1}^{z_B} p_{B,j}(\varphi) A_K r \left[\sin(\varphi_B + \alpha_{K,j}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi_B + \alpha_{K,j}) \right] \quad (4-37)$$

und

$${}^M M_{xM,res} \approx \sum_{i=1}^{z_A} {}^A F_{zM,i} r \left[\sin(\varphi_A + \alpha_{K,i}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi_A + \alpha_{K,i}) \right] + \sum_{j=1}^{z_B} {}^B F_{zM,j} r \left[\sin(\varphi_B + \alpha_{K,j}) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi_B + \alpha_{K,j}) \right], \quad (4-38)$$

und

- $p_{A,i}$ dem Verbrennungsdruck des i -ten Zylinders der Bank A und
 - $p_{B,j}$ dem Verbrennungsdruck des j -ten Zylinders der Bank B
- in Richtung der Kurbelwellenachse.

Neben den Reihen- und den V-Motoren findet der Boxermotor bei einigen Automarken durchaus Anwendung. Er kann als ein V-Motor mit einem V-Winkel von 180° angesehen werden, mit je einem Hubzapfen pro Pleuel. Mit einem V-Winkel und einem Pleuelversatzwinkel von je 180° können die Gleichungen (4-28) bis (4-38) für die Berechnung der an einem Boxermotor auftretenden Kräfte und Momente verwendet werden.

Zur Berechnung des Motormoments um die Kurbelwellenachse wird der kurbelwinkelabhängige Druck in jedem Zylinder benötigt (s. Gleichungen (4-24) und (4-37)). Im Folgenden wird beschrieben, wie der Druckverlauf angenähert und mit dem bestehenden, tabellenbasierten Motormodell kombiniert wird.

4.3.1.3 Berechnung des Druckverlaufs

Auf Grundlage des Kurbelwinkels wird ein vereinfachter Druckverlauf in Form einer Sägezahnkurve angenommen. Abb. 4-24 zeigt dies für einen Einzylinder- und einen Vierzylinder-Viertaktmotor während eines Arbeitsspiels (720° -Kurbelwinkel). Der Sägezahn stellt eine starke Vereinfachung des Druckverlaufs dar, da der bei der Verbrennung einsetzende Druckanstieg unendlich stark ausfällt und am Ende des Arbeitsspiels die bei einem realen Motor auftretende Verdichtungsphase nicht berücksichtigt wird. Da allerdings die Simulation der motorerregten Schwingungen und ihrer Auswirkungen auf den Fahrkomfort im Fokus steht und nicht die Regelung eines Verbrennungsmotors, stellt diese Vereinfachung einen guten Kompromiss zwischen Rechengenauigkeit und -geschwindigkeit, insbesondere mit Hinblick auf die Einhaltung der Echtzeitfähigkeit, dar.

Der Druckverlauf ist auf einen Maximaldruck von 1 bar normiert. Um allerdings

die Gaskräfte einer bestimmten Motorkonfiguration zu berechnen, ist die Ermittlung eines motorspezifischen Faktors ($TFF = \text{Torque Fitting Factor}$) im Rahmen eines Preprocessings notwendig. In den TFF fließen die Motorparameter mit ein, und er beschreibt den Kehrwert des pro Arbeitsspiel erzeugten mittleren Gasmoments, das vom Motor bei einem Zylinder-Maximaldruck von 1 bar erzeugt wird. Durch die Einführung des TFF s ist eine einfache Kombination der S-Funktion zur Berechnung der motorerregten Schwingungen mit dem tabellenbasierten Motormodell möglich, welches das mittlere Motormoment während eines Arbeitsspiels liefert.

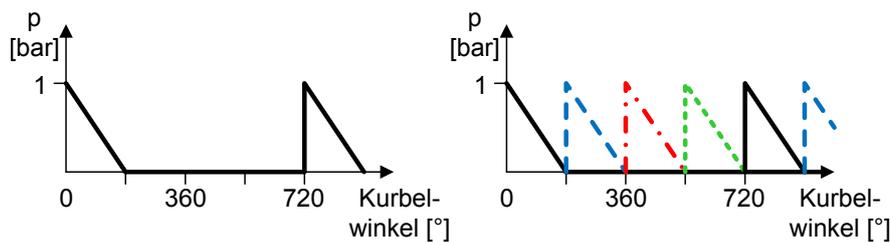


Abbildung 4-24: Angenäherte Druckverläufe eines Einzylinder-Viertaktmotors (links) und eines Vierzylinder-Viertaktmotors (rechts)

Abb. 4-25 zeigt die Verläufe des Gas-, des Massen- und des resultierenden Moments $M_{x,res}$ um die Kurbelwelle für einen Einzylinder- und einen Reihenvierzylinder-Viertaktmotor während eines Arbeitsspiels.

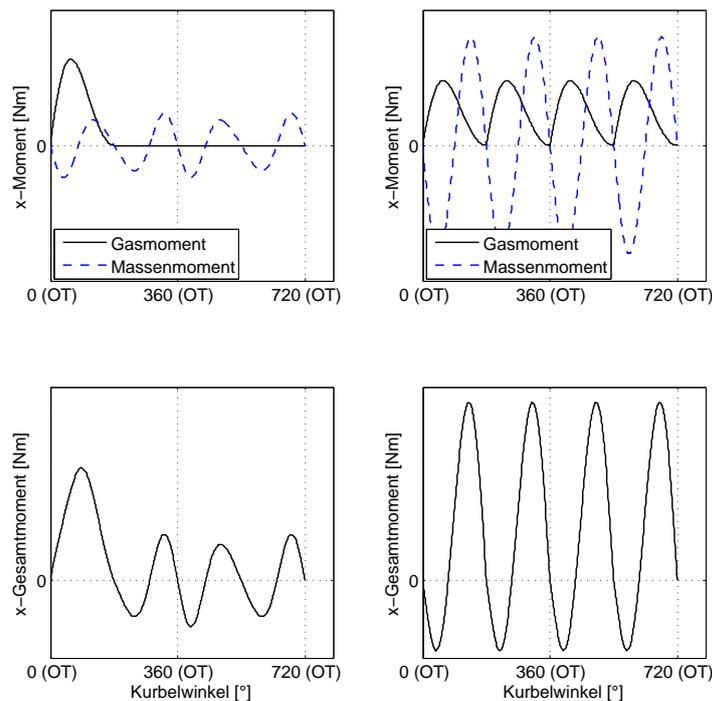


Abbildung 4-25: Momentenverläufe während eines Arbeitsspiels für einen Einzylinder- (links) und einen Reihenvierzylinder- (rechts) Motor.

Die Verläufe besitzen die charakteristischen Formen, wie sie bspw. in [Ober01] nachgeschlagen werden können. Auch das Gasmoment stellt trotz des vereinfachten Druckverlaufs eine recht realistische Abbildung des realen Verlaufs dar; allerdings fehlt auch hier die sich als negatives Moment darstellende Verdichtungsphase.

4.3.2 Implementierung im Gesamtfahrzeugmodell

Die im Kapitel 4.3.1 vorgestellten Gleichungen für die am Motor auftretenden Kräfte und Momente sind mittels einer C-Code-S-Funktion in das Gesamtfahrzeugmodell implementiert. Die Topologie des Modells ist in Abb. 4-26 dargestellt. Im Handling-Fahrzeugmodell ist auch der Motorbereich von der bereits mehrfach erwähnten Trennung der Längs- von der Vertikaldynamik betroffen. Vereinfacht ausgedrückt, besteht die Längsdynamik des Handling-Modells aus einem tabellenbasierten Motormodell, das, basierend auf der Drosselklappenstellung und der momentanen Motordrehzahl, das resultierende mittlere Motormoment M_{Mot} berechnet. Dieses Moment wirkt auf die trägheitsbehaftete Kurbelwelle, wodurch die Motordrehzahl n_{Mot} ermittelt wird. Die Drehzahl wird zum Einen zurückgeleitet in das tabellenbasierte Motormodell, zum Anderen fließt sie zusammen mit dem Motormoment in den restlichen Antriebsstrang: Kupplung, Getriebe, Kardanwelle etc. Im Handling-Fahrzeugmodell sind die angetriebenen Räder die einzigen Koppellemente zwischen der Längs- und der Vertikaldynamik (vgl. Abb. 4-3).

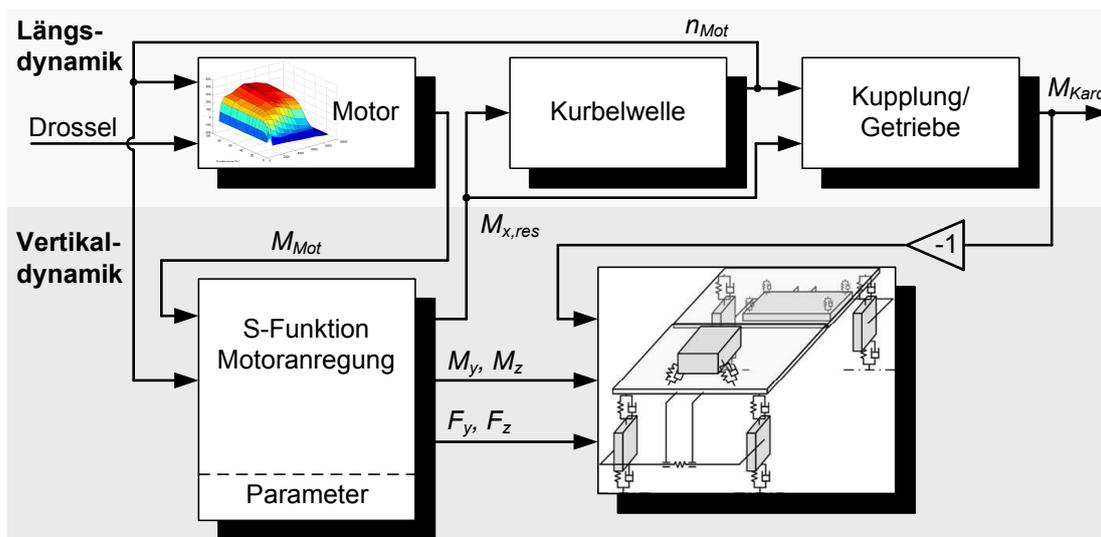


Abbildung 4-26: Topologie der Längs- und der Vertikaldynamik mit der S-Funktion zur Berechnung der motorerregten Schwingungen

Im Gesamtfahrzeugmodell für die Komfortuntersuchungen stellt die S-Funktion für die Motoranregung ein Modul dar, das zu der komfortrelevanten Kopplung zwischen Längs- und Vertikaldynamik beiträgt (Abb. 4-26). Das von dem tabellenbasierten Motormodell generierte mittlere Motormoment M_{Mot} sowie die aktuelle Motordrehzahl n_{Mot} fließen in das Modell für die Motoranregung, in der die eine bestimmte Motorvariante beschreibenden Parameter hinterlegt sind, ein. Die von der S-Funktion berechneten Kräfte und Momente, die nicht um die Kurbelwellenachse wirken (F_y, F_z, M_y, M_z), werden auf der Ebene der Vertikaldynamik auf den Motorblock des erweiterten Mehrkörpersystems aufgeschaltet. Das Gesamtmoment um die Kurbelwellenachse $M_{x,res}$ fließt hingegen auf der Ebene der Längsdynamik in den torsionselastischen Antriebsstrang ein und wirkt auf die trägheitsbehaftete Kurbelwelle. Im Gegensatz zum mittleren Motormoment M_{Mot} weist $M_{x,res}$ kurbelwinkelabhängige Oszillationen aufgrund der beschleunigten Massen und der Verbrennungsvorgänge auf, wodurch sich dieser Ansatz auch für die Simulation der Schwingungstilgung durch ein Zweimassenschwungrad eignet.

Da das Antriebsmoment, das von der Motor-Getriebe-Einheit erzeugt und in den restlichen Antriebsstrang geleitet wird, sich auf der anderen Seite am Aggregat abstützen muss, wird es mit negativem Vorzeichen auf den Motorkörper im Mehrkörpersystem der Vertikaldynamik aufgeschaltet.

4.4 Gesamtfahrzeugmodelle

Auf der Grundlage der in Kapitel 3 vorgestellten Modellierungsmethodik sind Gesamtfahrzeugmodelle zur Simulation der Fahrdynamik und des Fahrkomforts von PKW entstanden. Das Fahrzeugmodell für Fahrdynamiksimulationen (im Folgenden als *Manöver Handling* bezeichnet) steht dem Fahrzeugmodell mit zusätzlichen Komforteigenschaften (im Folgenden als *Manöver Ride* bezeichnet) gegenüber, das über die in den Abschnitten 4.1 bis 4.3 beschriebenen Modellerweiterungen verfügt. Die wichtigsten Eigenschaften der beiden Modelle sind in Tabelle 4-5 zusammengefasst.

Tabelle 4-5: Eigenschaften der Modelle *Manöver Handling* und *Manöver Ride*

<i>Manöver Handling</i>	<i>Manöver Ride</i>
Starrer Fahrzeugaufbau,	Fahrzeugaufbau mit Torsions- und Biegefreiheitsgrad,
direkte Anbindung der Hinterachse an den Fahrzeugaufbau,	detaillierte Hinterachskinematik mit elastisch gekoppeltem Fahrschemel,
torsionselastischer Antriebsstrang,	torsionselastischer Antriebsstrang,
tabellenbasiertes Motormodell ohne Schwingungsmodulation,	Aggregat als Starrkörper mit tabellenbasiertem Motormodell und Erweiterung für Motoranregung,
keine Aggregatekopplung,	Kopplung des Motors und des Fahrschemels mit Hydro- und Gummilagermodellen,
TM-Easy und Magic-Formula-Reifenmodell,	TM-Easy und Magic-Formula-Reifenmodell,
3 Beschleunigungssensoren am Fahrzeugaufbau,	3 Beschleunigungssensoren am Fahrzeugaufbau,
keine zusätzlichen Beschleunigungssensoren.	jeweils 1 Beschleunigungssensor an den zusätzlichen Körpern.

So wurde, neben den bereits erwähnten Modellerweiterungen hinsichtlich Mehrkörpersystem, Kraftelementen und Triebwerksschwingungen, auch von der Möglichkeit Gebrauch gemacht, das Skript zur Generierung der symbolischen Bewegungsgleichungen zur Berechnung der Absolutbeschleunigungen der zusätzlichen Körper zu verwenden. Dadurch lassen sich in dem *Manöver Ride*-Modell die Absolutbeschleunigungen am Motorblock, am Fahrschemel und am hinteren Fahrzeugaufbau im körpereigenen Koordinatensystem an frei wählbaren Positionen simulieren.

Da sich Modelleigenschaften häufig mit Prüfstandsuntersuchungen validieren lassen, wurden neben den beiden *Manöver*-Modellen auch jeweils ein *Prüfstand Handling*- und ein *Prüfstand Ride*-Modell erzeugt. Bei diesen Prüfstandsmodellen wurde eine Weganregung an den Reifenkontaktpunkten realisiert, um Messungen auf einem Hydropulsprüfstand simulieren zu können. Um mögliche unerwünschte, numerische Effekte der Reifenmodelle für Fahrdynamiksimulationen im Fahrzeugstillstand zu vermeiden, wurden diese Reifenmodelle gegen einfache Feder-Dämpfer-Systeme in Vertikalrichtung ausgetauscht. Die Prüfstandsmodelle besitzen eine wesentlich umfangreichere Sensorik, da neben einer erhöhten Anzahl an Karosserie-Beschleunigungssensoren auch Beschleunigungssensoren an den Rädern implementiert sind (s. Tabelle 4-6). Diese vier Gesamtfahrzeugmodelle *Manöver Handling*, *Manöver Ride*, *Prüfstand Handling* und *Prüfstand Ride* werden im folgenden Kapitel für die Modellvalidierung verwendet.

Tabelle 4-6: Eigenschaften der Modelle *Prüfstand Handling* und *Prüfstand Ride*

<i>Prüfstand Handling</i>	<i>Prüfstand Ride</i>
Starrer Fahrzeugaufbau,	Fahrzeugaufbau mit Torsions- und Biegefreiheitsgrad,
direkte Anbindung der Hinterachse an den Fahrzeugaufbau,	detaillierte Hinterachskinematik mit elastisch gekoppeltem Fahrschemel,
torsionselastischer Antriebsstrang,	torsionselastischer Antriebsstrang,
tabellenbasiertes Motormodell ohne Schwingungsmodulation,	Aggregat als Starrkörper mit tabellenbasiertem Motormodell und Erweiterung für Motoranregung,
keine Aggregatekopplung,	Kopplung des Motors und des Fahrschemels mit Hydro- und Gummilagermodellen,
vereinfachtes Reifenmodell für die Vertikaldynamik,	vereinfachtes Reifenmodell für die Vertikaldynamik,
12 Beschleunigungssensoren am Fahrzeugaufbau,	10 Beschleunigungssensoren am vorderen Fahrzeugaufbau,
kein geteilter Aufbau,	4 Beschleunigungssensoren am hinteren Fahrzeugaufbau,
keine Fahrschemel,	1 Beschleunigungssensor am Fahrschemel,
jeweils 1 Beschleunigungssensor pro Rad,	jeweils 1 Beschleunigungssensor pro Rad,
kein Motorblock,	3 Beschleunigungssensoren am Motorblock,
Erweiterung zur Wegvorgabe der Reifenkontaktpunkte,	Erweiterung zur Wegvorgabe der Reifenkontaktpunkte.

5 Simulation und Validierung

Im Folgenden wird die Validierung der Lagermodelle und der Gesamtfahrzeugmodelle vorgestellt. Dabei werden sowohl mit den konventionellen Fahrdynamikmodellen (*Manöver Handling* und *Prüfstand Handling*) als auch mit den Komfortmodellen (*Manöver Ride* und *Prüfstand Ride*) ihr Verhalten im Handling-Bereich mit Prüfstands- und Fahrmanövermessungen eines realen Fahrzeugs verglichen. Für die Validierung stehen Messdaten eines aktuellen Fahrzeugs der oberen Mittelklasse mit Standardantrieb, also mit einem längseingebauten Motor und Heckantrieb, zur Verfügung. Weiterhin werden die Komfortmodelle dazu verwendet, Komforteffekte zu simulieren und die Ergebnisse anhand von Literaturstellen qualitativ zu verifizieren.

5.1 Modellvalidierung der Lagerungselemente

Um die Komfortmodelle für Validierungsanalysen nutzbar zu machen, wurden zunächst die Lagermodelle mit Hilfe von Messungen parametrisiert und validiert. Da für die Lager statische und dynamische Bauteilmessungen vorliegen, wurden für die Validierungen nur die Lagermodelle im uneingebauten Zustand simuliert. Abb. 5-1 zeigt die an einem realen Hydrolager gemessene dynamische Steifigkeit

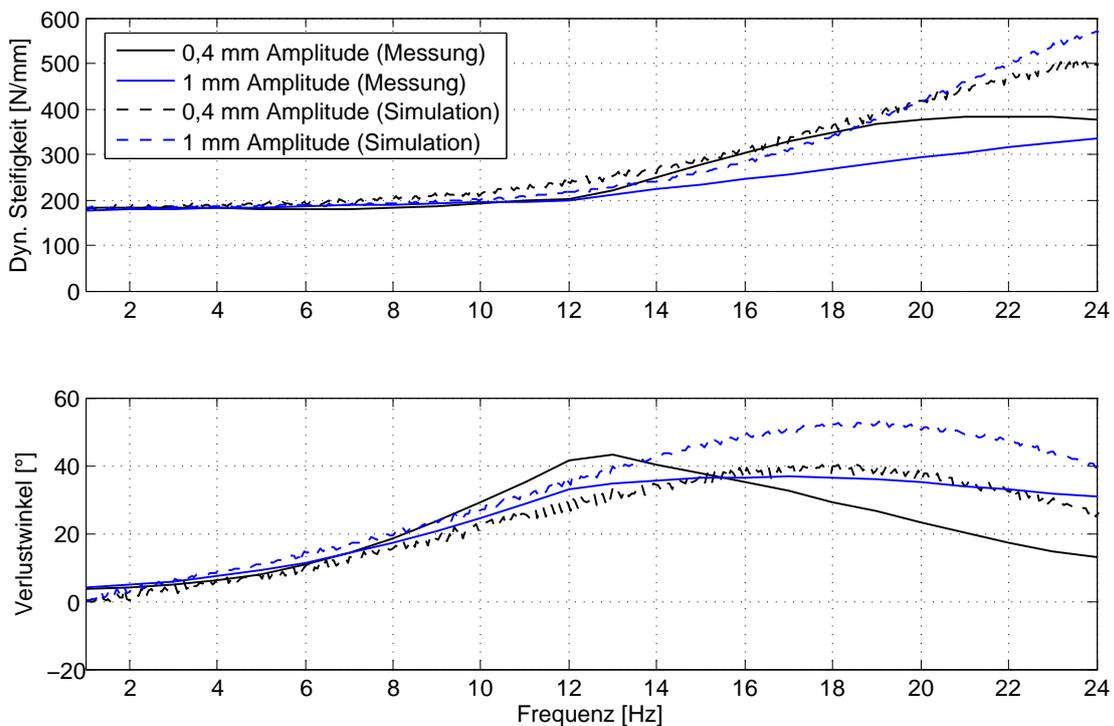


Abbildung 5-1: Validierung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels eines hydrodynamischen Motorlagers (1400 N Vorspannung)

und den Verlustwinkel bei einer Vorspannung von 1400 N mit einer Weganregung von 0,4 mm und 1 mm Amplitude, und stellt diese der Simulation mit dem Hydrolagermodell gegenüber. Dabei zeigt sich, dass die für ein Hydrolager charakteristischen Verläufe (Anstieg der dynamischen Steifigkeit mit zunehmender Frequenz; Tilgereffekt) simulierbar sind; allerdings treten bei höheren Frequenzen größere Abweichungen auf. Der Grund hierfür ist, dass das Modell eine starke Vereinfachung des in der Realität hochkomplexen Hydrolagers darstellt. Dabei sollte angemerkt werden, dass ohne Optimierungsalgorithmus versucht wurde, einen Parametersatz für unterschiedliche Anregungsamplituden über einen recht weiten Frequenzbereich zu finden. Bei einer detaillierten Untersuchung einzelner Komforteffekte ist unter Umständen die Einschränkung des Gültigkeitsbereichs des Modells hinsichtlich der Amplitude und des Frequenzbereiches erlaubt. Durch die Verwendung individueller Parametersätze für die einzelnen Untersuchungen ließen sich auch mit diesem recht einfachen Modell genauere Ergebnisse erzielen. Eine Implementierung eines detaillierteren Hydrolagermodells ist aufgrund der modularen Struktur des Gesamtfahrzeugmodells sehr einfach möglich, eine Anpassung des Mehrkörpersystems wäre in diesem Fall nicht erforderlich. Da der Fokus dieser Arbeit jedoch auf der grundsätzlichen Simulierbarkeit von Fahrkomforteffekten liegt, wurde die Implementierung eines detaillierteren Hydrolagers nicht weiter verfolgt.

Neben zwei Hydrolagern wird typischerweise ein Getriebelager zur Abstützung des Antriebsaggregats verwendet; Abb. 5-2 beschreibt den Vergleich des statischen Verhaltens zwischen Simulation und Messung des Getriebelagers in Fahrzeuginnen- und -außenrichtung. Bei einem modernen Getriebelager handelt es sich üblicherweise um geometrisch komplexe Elastomerbauteile (siehe [Bin07]), die mit Anschlägen und Wülsten im Extremfall zu große Aggregatbewegungen unterbinden. Bei Erreichen dieser Anschlagvorrichtungen steigt die Steifigkeit des Lagers stark an (s. Abb. 5-2 bei Verschiebungen > 8 mm). Da solch große Aggregatbewegungen im Normalbetrieb nicht stattfinden und diese schnell zunehmende Steifigkeit vom Gummilagermodell nur bedingt modelliert werden kann, wurde das Modell nicht auf den kompletten Verschiebungsbereich abgestimmt. Im linearen Bereich zeigen die Modelle hinsichtlich Steifigkeit und statischer Hysterese gute Übereinstimmungen mit den Messungen. Durch die Verwendung eines weiteren Lagermodells für die gleiche Richtung ließe sich die Modellierung der Steifigkeitszunahme bei Bedarf realisieren.

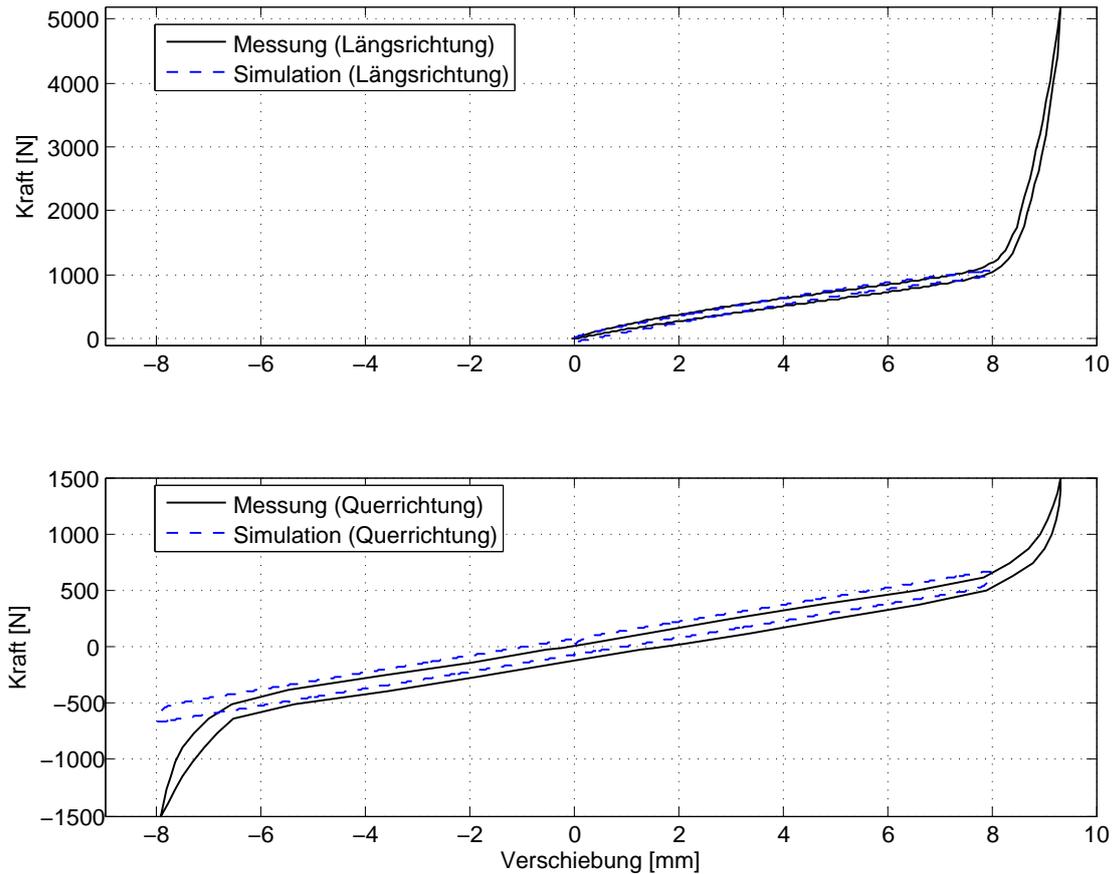


Abbildung 5-2: Validierung der statischen Eigenschaften des Getriebelagers in Fahrzeuglängs- (oben) und -querrichtung (unten)

Da vom Getriebelager in Vertikalrichtung dynamische Messungen vorliegen, wurden daran die Parameter des Modells für diese Raumrichtung bestimmt; das Ergebnis ist in Abb. 5-3 zu sehen. Die Messung umfasst den Verlauf der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels bei einer konstanten Anregungsfrequenz von 10 Hz und einer Variation der Schwingungsamplitude über einen Bereich von 0,025 mm bis 1 mm. Beim Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt sich, dass das Gummilagermodell die Verläufe gut wiedergeben kann. Einzig bei kleineren Schwingungsamplituden treten im Verlustwinkel Abweichungen auf. An dieser Stelle sei angemerkt, dass in dieser Arbeit der Identifikation von Modellparametern eine eher untergeordnete Rolle zukommt, da der Fokus auf der generellen Simulierbarkeit von Komforteffekten liegt und eine detaillierte Parameteridentifikation somit nicht durchgeführt wurde. Mit einer Identifikation könnten bessere Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation erzielt werden [Karl03].

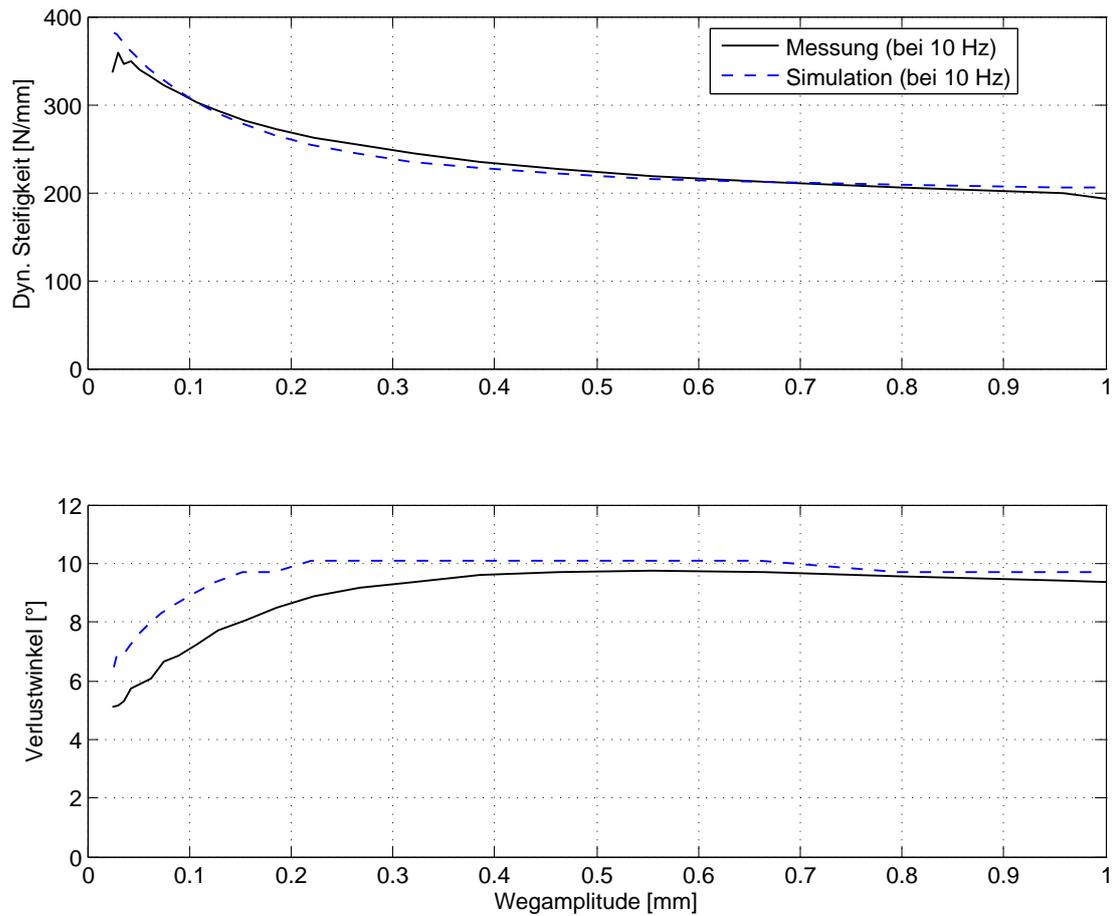


Abbildung 5-3: Validierung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels des Getriebelagers in Vertikalrichtung bei 10 Hz

Die statische Validierung der Fahrschemellager ist in Abb. 5-4 dargestellt. Auf der linken Seite befinden sich die Kennlinien für die Gummilager am vorderen Teil des Fahrschemels, auf der rechten Seite die der hinteren Fahrschemellager. Im eingebauten Zustand entspricht x der Fahrzeuglängsrichtung und y der Fahrzeugquerrichtung. Die axialen Richtungen der Lager zeigen in die Vertikalrichtung.

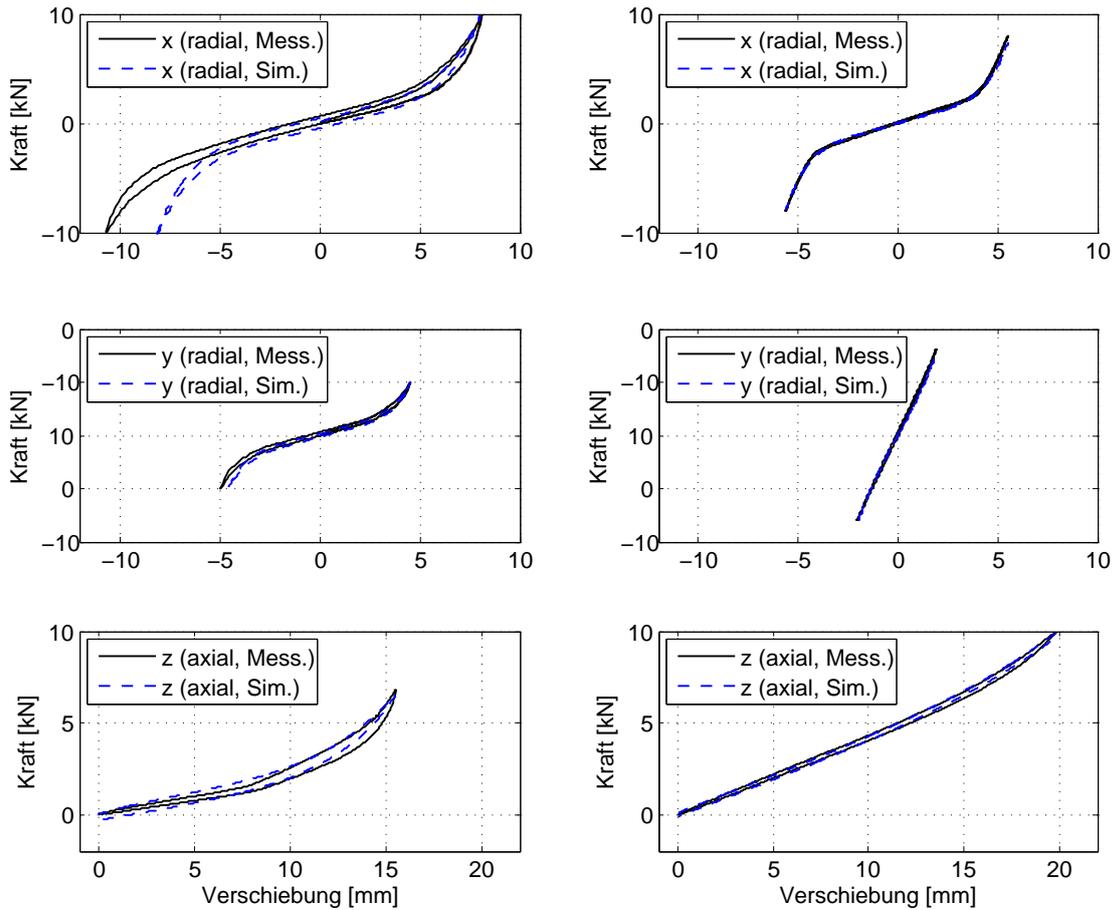


Abbildung 5-4: Validierung der statischen Eigenschaften der Gummilager am Fahrschemel in radiale und axiale Richtungen (links: vordere Lager, rechts: hintere Lager; siehe Abb. 4-5)

Es wird deutlich, dass die Gummilagermodelle die nichtlinearen Steifigkeiten und die Hysterese gut nachbilden können; allerdings treten bei der Längsrichtung der vorderen Gummilager (Abb. 5-4, links oben) recht große Abweichungen im negativen Bereich auf. Die Begründung für die Differenzen zwischen Simulation und Messung liegt darin, dass das Lager in Längsrichtung ein unterschiedliches Verhalten im Zug- und Druckbereich aufweist. Da solch ein Unterschied nur bei dieser Richtung auftaucht, scheinen hier andere Randbedingungen bei der Messung der Kennlinie vorzuliegen. Ein unterschiedliches Zug/Druck-Verhalten ließe sich mit dem Lagermodell durch eine Vorspannung oder durch eine Aufteilung in zwei Lagermodelle simulieren. An den Plots in Abb. 5-4 wird auch die generelle Auslegung von Gummilagern an einem Fahrschemel deutlich: Die Vertikalrichtung (untere Plots) besitzt eine geringe Steifigkeit, um das Kippen des Fahrschemels um die Fahrzeugquerachse bei Beschleunigungsvorgängen zu ermöglichen und somit die Übertragung von Stößen auf den Aufbau zu reduzieren. In den radialen Richtungen sind die Lager zwecks besseren Fahrverhaltens recht steif, wobei die hinteren Lager in Fahrzeugquerrichtung noch steifer (Abb. 5-4, Mitte rechts) sind

als die am vorderen Teil des Fahrschemels (Abb. 5-4, Mitte links). Durch diese unterschiedliche Steifigkeit in Querrichtung zwischen den vorderen und den hinteren Lagern soll die Achse bei Kurvenfahrten durch die am Reifen auftretenden Querkräfte das Lenkverhalten des Fahrzeugs durch eine Drehung um die Vertikale unterstützen.

Abb. 5-5 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation der vorderen Gummilager am Fahrschemel bei einer dynamischen Belastung mit 0,1 mm Schwingungsamplitude, die gleichen Ergebnisse für die hinteren Fahrschemellager sind Abb. 5-6 dargestellt. Auf den linken Plots ist die dynamische Steifigkeit in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung dargestellt, auf der rechten Seite die zugehörigen Verlustwinkel. Dabei fällt auf, dass die Lager nur radial in Längsrichtung ein komplexes dynamisches Verhalten mit einer zunehmenden dynamischen Steifigkeit und einem ausgeprägten Peak im Verlustwinkel aufweisen.

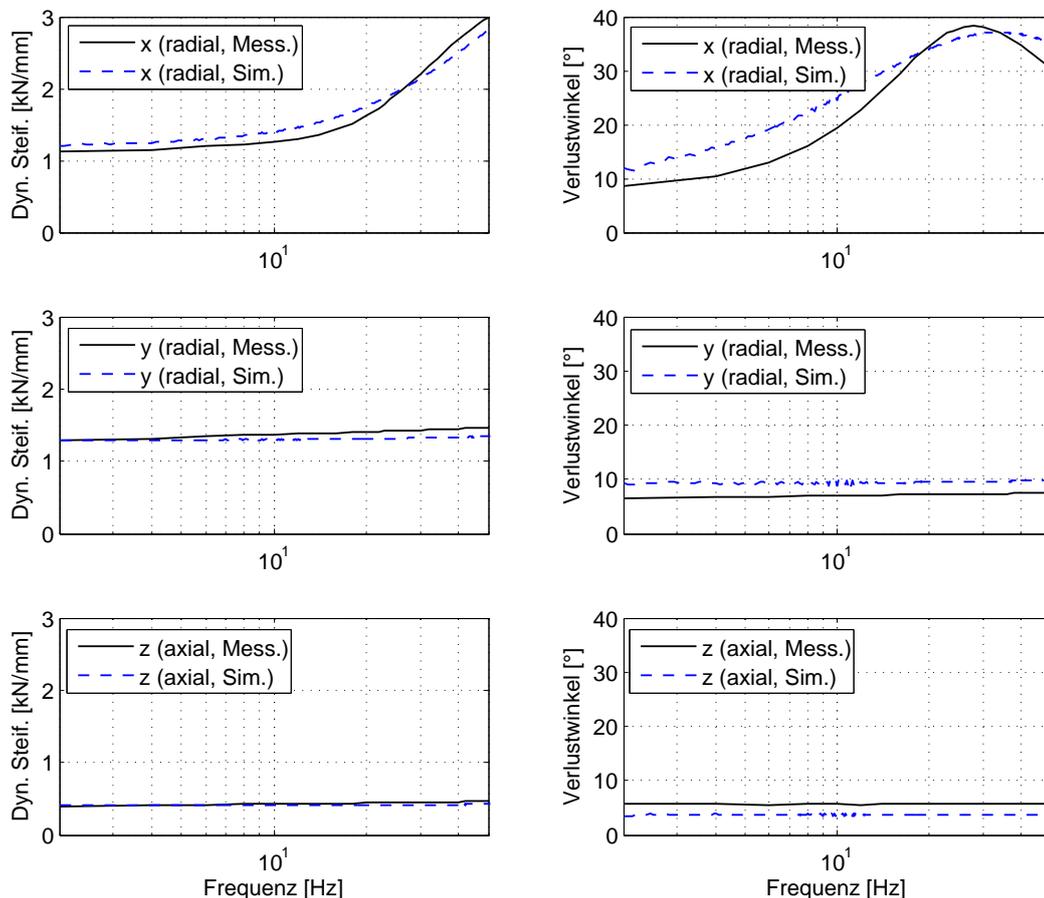


Abbildung 5-5: Validierung der dynamischen Eigenschaften der vorderen Gummilager am Fahrschemel bei einer Anregungsamplitude von 0,1 mm

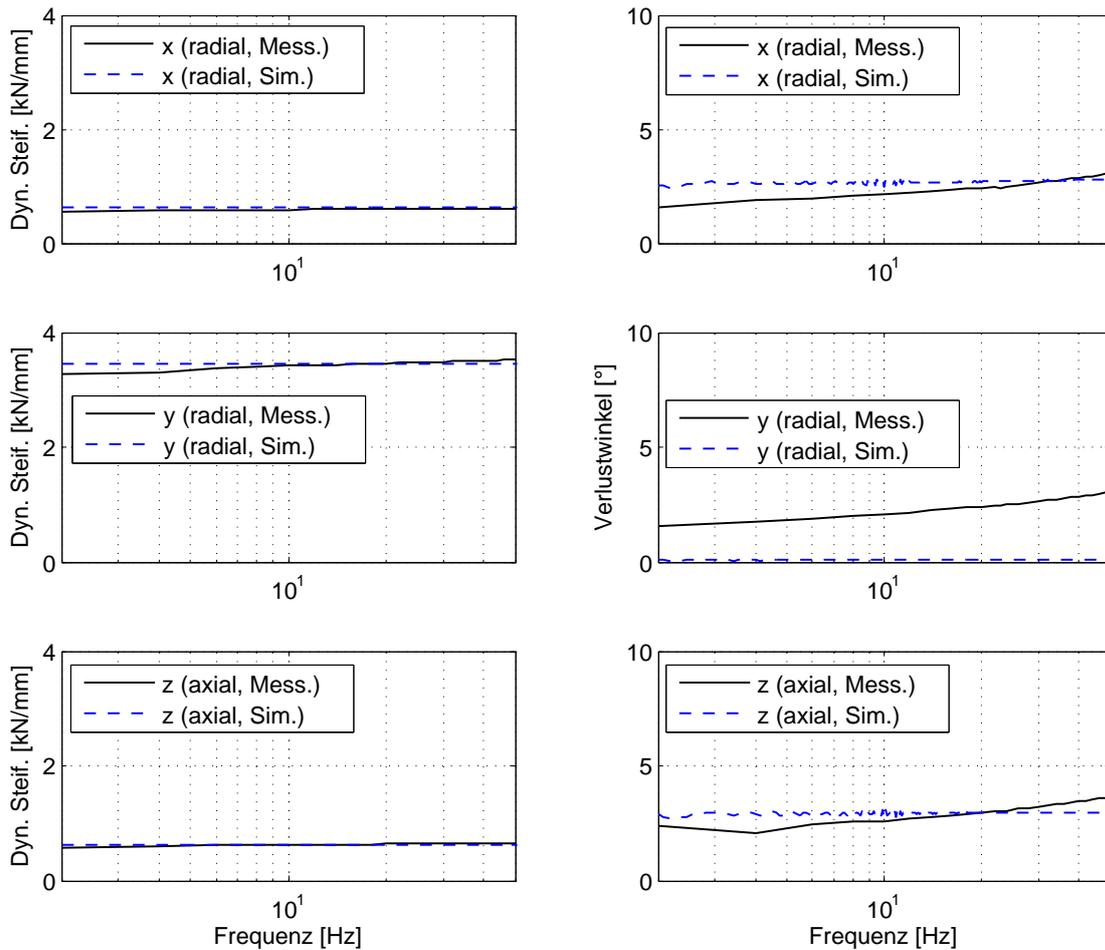


Abbildung 5-6: Validierung der dynamischen Eigenschaften der hinteren Gummilager am Fahrschemel bei einer Anregungsamplitude von 0,1 mm

Bezüglich der Validierung der Fahrschemellager kann festgehalten werden, dass die Lagermodelle insbesondere durch ihre Flexibilität hinsichtlich der Anordnung der einzelnen Kräftelemente sehr gut zur Abbildung der komplexen Eigenschaften der Lager geeignet sind und dass mit jeweils einem Parametersatz die statischen und die dynamischen Eigenschaften eines Lagers in eine Raumrichtung beschrieben werden können. Allerdings sind natürlich auch diesen Modellen Grenzen gesetzt. Speziell die Entkopplung der einzelnen Richtungen stellt eine grobe Vereinfachung dar. Die statischen Messungen der Lager in die radiale Fahrzeuglängs- und -querrichtung wurden bei einer axialen Vorspannung durchgeführt; für die dynamischen Messungen wurden die Lager hingegen nicht vorgespannt. Bei der Bestimmung der Parametersätze konnten diese Einflüsse somit nicht berücksichtigt werden. Dieser Einfluss auf die Simulation von komfortrelevanten Schwingungseffekten wird zwar als eher gering eingestuft, allerdings sei eine Untersuchung dieses Sachverhalts mit der Fragestellung nach der notwendigen Modellierungstiefe für eine adäquate Beschreibung von Schwingungsphänomenen für weiterführende Arbeiten vorgeschlagen.

5.2 Modellvalidierung im Handlingbereich

In diesem Abschnitt wird die Modellvalidierung der Gesamtfahrzeugmodelle im Handlingbereich vorgestellt. Parametrierung und Validierung der Modelle können dabei in die folgenden Schritte eingeteilt werden:

- 1) Parametrierung der Fahrzeugmodelle anhand von K&C-Messungen¹, Bauteilmessungen sowie Messungen der Massenträgheit.
- 2) Feinabstimmung der Parametrierung anhand von NHA („Nicken um die Hinterachse“) und NVA („Nicken um die Vorderachse“)-Prüfstandsmessungen mit den Modellen *Prüfstand Handling* und *Prüfstand Ride*.
- 3) Übertragung der Parametrierung auf die Fahrdynamikmodelle *Manöver Handling* und *Manöver Ride* und Feinabstimmung des verwendeten Reifenmodells anhand dynamischer Fahrmanöver.

5.2.1 Prüfstandssimulationen im Handlingbereich

Abb. 5-7 zeigt einen Screenshot der Prüfstandssimulationen, mit denen die anhand von Einzelmessungen parametrierten Gesamtfahrzeugmodelle im Handlingbereich validiert wurden. Bei den NHA-Untersuchungen werden die Kontakt-



Abbildung 5-7: Screenshot der Simulationsvisualisierung mit MotionDesk²

punkte der Vorderräder gleichphasig mit einem Gleitsinus bis 3 Hz in Vertikalrichtung angeregt; bei den NVA-Untersuchungen erfolgt die Anregung an den Hinterrädern. Dabei werden die vertikalen Beschleunigungen an verschiedenen

¹ Messungen der Kinematik und der Elastokinematik der einzelnen Achsen auf einem Achsmessstand. Die typischen Messgrößen sind: Einfederwege, Radlasten, Spur- und Sturzwinkel, Verschiebung der Radaufstandspunkte etc.

² *MotionDesk* ist ein Software-Werkzeug zur dreidimensionalen Animation von Online- und Offline-Simulationen [dSPA11].

Stellen des Fahrzeugs, bspw. an den Radmittelpunkten, auf dem Motorblock oder auf der Karosserie, gemessen. Für die Validierung liegen Messungen mit Anregungsamplituden von 1 mm, 3 mm, 6 mm, 12 mm und 18 mm vor. Abb. 5-8 zeigt die Validierungsergebnisse für Schwingungsamplituden von 1 mm und 18 mm für die NHA-Untersuchungen und Abb. 5-9 für die NVA-Untersuchungen.

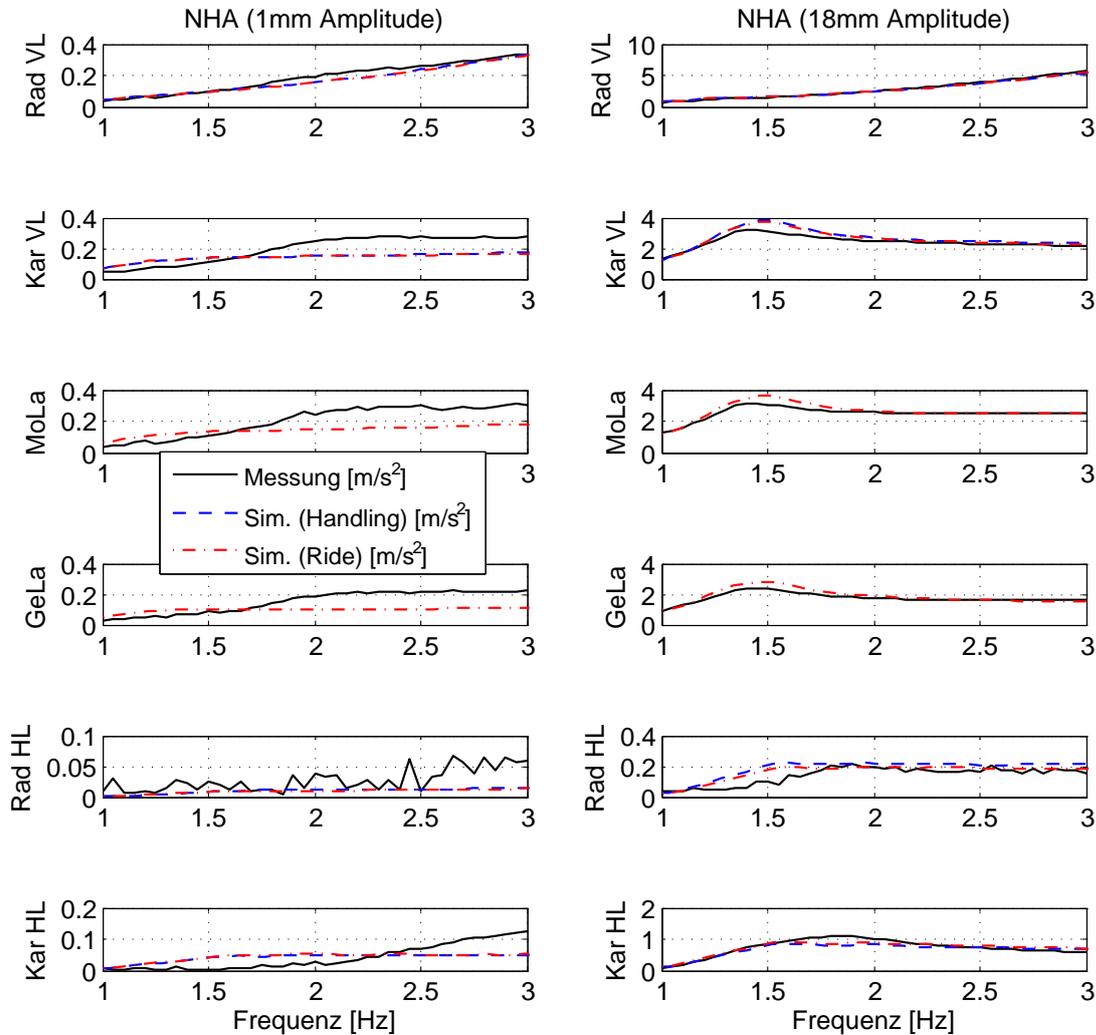


Abbildung 5-8: NHA-Validierung der vertikalen Beschleunigung für 1 mm (linke Spalte) und 18 mm (rechte Spalte) Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

Die Ergebnisse für die restlichen Amplituden sind dem Anhang A.1 zu entnehmen. Bei den Verläufen sind die vertikalen Beschleunigungen an verschiedenen Positionen über der Frequenz von 1-3 Hz dargestellt; die Positionen der Messpunkte sind in Tabelle 5-1 aufgeführt.

Tabelle 5-1: Positionen der Beschleunigungssensoren

Bezeichnung	Beschreibung
Rad VL	Mittelpunkt des Rades vorne links,
Kar VL	äußerer Punkt (links) an der Karosserie über der Vorderachse,
MoLa	Punkt auf Motorblock an der Koppelstelle des linken Motorlagers (nur im <i>Prüfstand Ride</i>),
GeLa	Punkt auf Motorblock an Koppelstelle des Getriebelagers (nur im <i>Prüfstand Ride</i>),
Rad HL	Mittelpunkt des Rades hinten links,
Kar HL	äußerer Punkt (links) an der Karosserie über der Hinterachse.

Durch die Abb. 5-8 und 5-9 (und auch durch die ergänzenden Abbildungen im Anhang A.1) wird deutlich, dass zum Einen mit zunehmender Amplitude das reale Schwingungsverhalten besser simuliert wird und zum Anderen die Abweichungen zwischen Simulation und Messung mit dem Abstand zur Schwingungseinleitungsstelle zunehmen. Bei der kleinsten Anregungsamplitude von 1 mm lassen sich die Beschleunigungen an den beteiligten Rädern und an den Karosiepunkten über der zugehörigen Achse noch darstellen, allerdings sind die Abweichungen bei weiter entfernten Messpunkten recht groß. Dadurch ergeben sich insbesondere bei den NVA-Versuchen große Abweichungen innerhalb der Verläufe für die Beschleunigungen im vorderen Teil des Fahrzeugs. Als Größenordnung lässt sich ein Bereich von 0,1 bis 0,2 m/s^2 als Grenze festhalten, unterhalb der mit dieser Parametrierung für Anregungen über die Reifen keine verlässlichen Aussagen zu treffen sind.

Die Beschleunigungen am Motoraggregat stimmen bei ausreichend großer Anregungsamplitude recht gut mit den gemessenen Verläufen überein. Da für die Simulation dieser Beschleunigungen ein entsprechend erweitertes Mehrkörpersystem im Fahrzeugmodell benötigt wird, sind die Messgrößen am Motorblock nur gegenüber den Simulationsgrößen des Modells *Prüfstand Ride* aufgetragen.

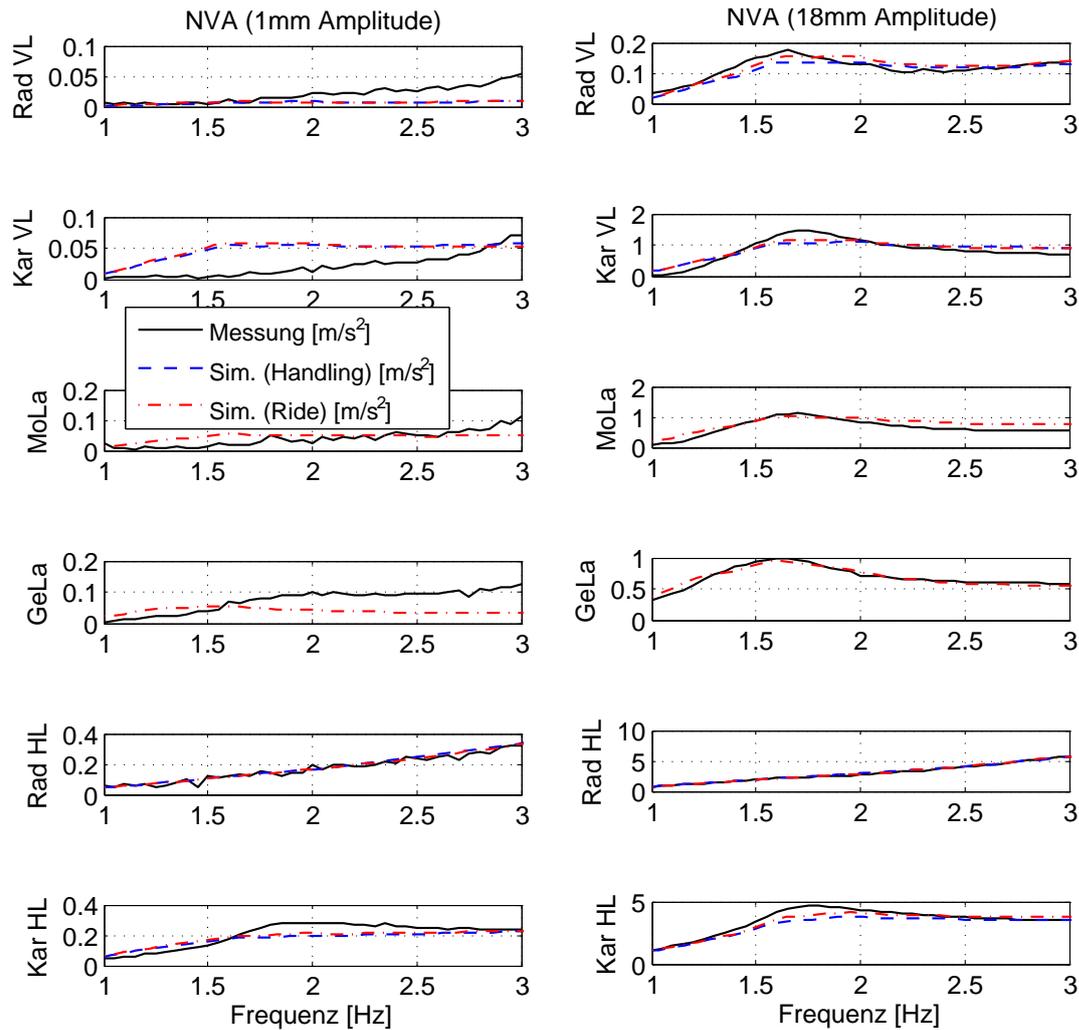


Abbildung 5-9: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 1 mm (linke Spalte) und 18 mm (rechte Spalte) vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

5.2.2 Fahrdynamiksimulationen

Durch die Prüfstandssimulationen im Handlingbereich wurden die Gesamtfahrzeugmodelle hinsichtlich ihrer Vertikaldynamik bis zu einer Frequenz von 3 Hz validiert. Dafür mussten die für die Vertikaldynamik eines Fahrzeugs entscheidenden Parameter, bspw. die Feder- und Dämpferkennlinien oder die Fahrzeugträgheiten, feinabgestimmt werden. Zur Validierung der Querdynamik der Fahrzeugmodelle wurden die angepassten Parameter aus den Prüfstandssimulationen auf die Modelle *Manöver Handling* und *Manöver Ride* übertragen, mit denen sowohl quasi-stationäre als auch dynamische Fahrmanöver simuliert und mit Messdaten abgeglichen wurden. Für die Validierung wurden dabei diejenigen Parameter feinabgestimmt, die die Querdynamik eines Fahrzeugs beeinflussen können. Eine entscheidende Rolle für das querdynamische Verhalten eines Fahrzeugs spielen die Reifen, und da das stark nichtlineare Verhalten realer Reifen mit Reifenmo-

dellen nur recht ungenau beschrieben werden kann, ist eine Feinabstimmung der Reifenparameter für die Fahrdynamikuntersuchungen naheliegend und durchaus zulässig.

5.2.2.1 Quasi-stationäre Fahrmanöver

Die *stationäre Kreisfahrt* ist ein weit verbreitetes Fahrdynamikmanöver zur Ermittlung stationärer Fahreigenschaften, bei dem das Fahrzeug auf trockener und ebener Fläche auf einer Kreisbahn bewegt wird. Dabei wird typischerweise eine Bewegungsgröße konstant gehalten und eine andere Größe variiert. Laut [Romp84] ergeben sich folgende vier unterschiedliche Fahrbedingungen für die stationäre Kreisfahrt:

- *Stationäre Kreisfahrt* mit konstantem Radius und Variation der Fahrgeschwindigkeit.
- *Stationäre Kreisfahrt* mit konstanter Fahrgeschwindigkeit und Variation des Lenkradwinkels.
- *Stationäre Kreisfahrt* mit konstantem Lenkradwinkel und Variation der Fahrgeschwindigkeit.
- *Stationäre Kreisfahrt* mit konstanter Quereschleunigung und Variation der Fahrgeschwindigkeit sowie des Lenkradwinkels.

Für die Validierung der Modelle stehen Messungen für Kreisfahrten mit konstantem Radius (40 m) und Variation der Fahrgeschwindigkeit zur Verfügung. Die Geschwindigkeit wird stetig erhöht, sodass der stationäre Kraftschlussbereich komplett durchfahren wird; Abb. 5-10 zeigt die gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit und den Lenkradwinkel (durchgezogene Linie). Für die Simulation dieses Fahrdynamikmanövers wurde der gemessene Lenkradwinkel als Stimulus-Vorgabe verwendet, wohingegen das Geschwindigkeitsprofil von dem im Modell vorhandenen Längsdynamikregler nachgefahren wurde. Die gestrichelten Verläufe in Abb. 5-10 zeigen die simulierten Werte für die Geschwindigkeit und den Lenkradwinkel.

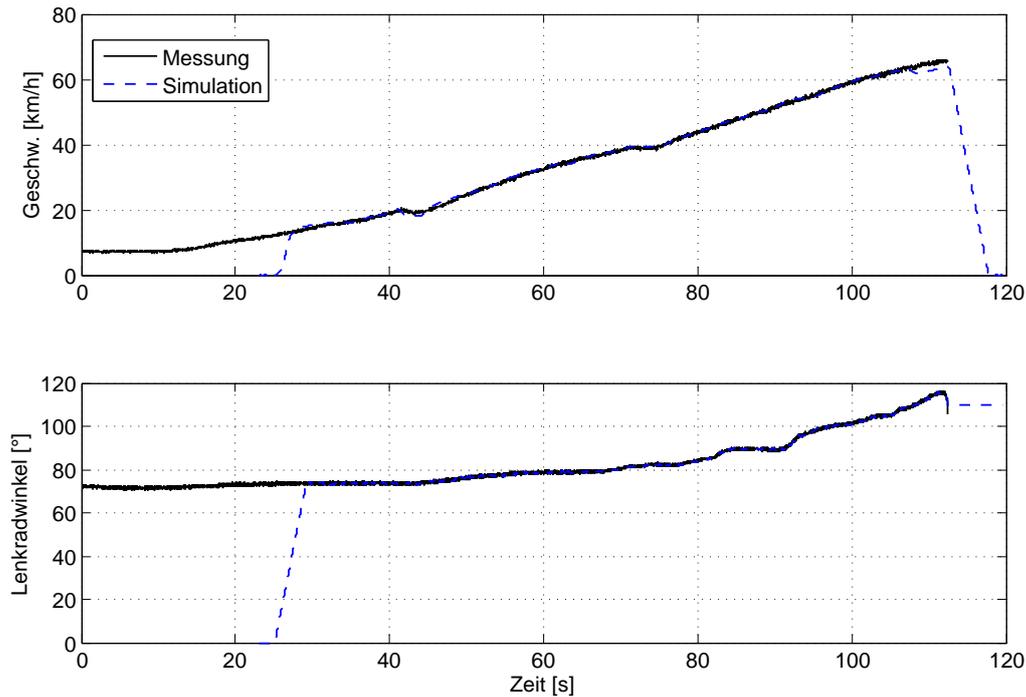


Abbildung 5-10: Gemessene Geschwindigkeit und Lenkradwinkel (durchgezogene Linien) sowie Simulationsdaten (gestrichelte Linien) der stationären Kreisfahrt

In Abb. 5-11 sind die gemessenen Werte der Querbearbeitung, der Gierrate und des Schwimmwinkels im Fahrzeugschwerpunkt über dem Lenkradwinkel aufgetragen und den Simulationsdaten gegenübergestellt.

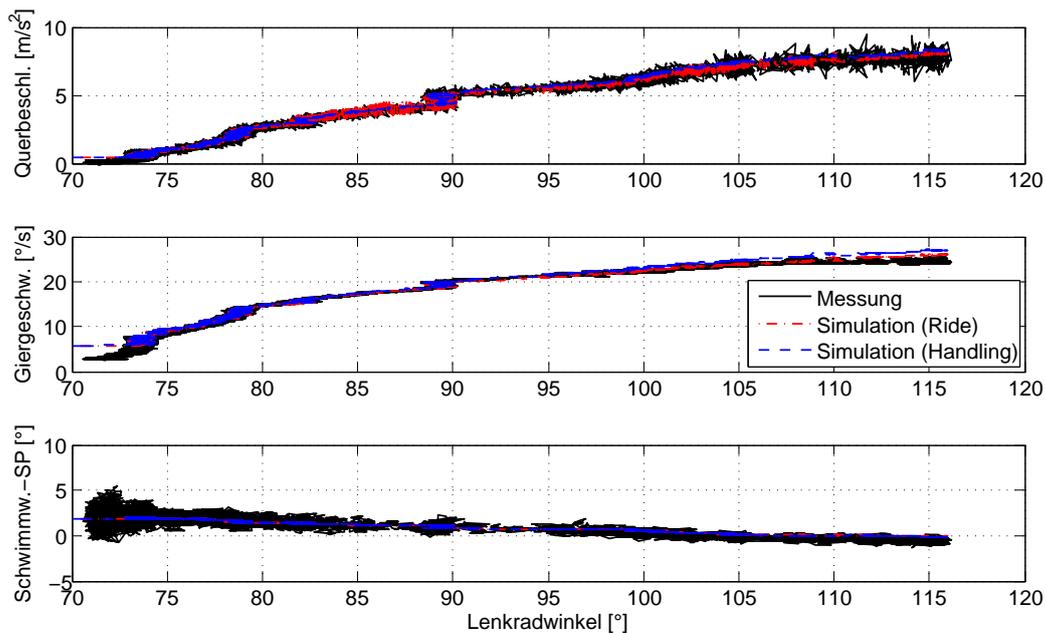


Abbildung 5-11: Validierung der Querbearbeitung, der Gierrate und des Schwimmwinkels im Fahrzeugschwerpunkt bei der stationären Kreisfahrt

Dabei zeigt sich, dass die beiden Modelle *Manöver Handling* und *Manöver Ride* die gemessenen Werte sehr gut wiedergeben können. Bei der Querschleunigung ist erkennbar, dass die simulierten Werte des Modells *Manöver Ride* etwas veräuschter sind als die des Handling-Fahrzeugmodells. Der Grund hierfür sind die vom Motor erzeugten Vibrationen, die Auswirkungen auf die Querschleunigungen des Fahrzeugs haben. Ansonsten haben die Modellerweiterung zur Simulation von Komforteffekten wie erwartet keinen Einfluss auf die Handlingeigenschaften des Fahrzeugmodells.

Zur Bewertung des Eigenlenkverhaltens ist es zweckmäßig den Lenkradwinkel über der Querschleunigung aufzutragen [Romp84]. In Abb. 5-12 ist dies für die Messung und die Simulationen dargestellt. Sowohl die Messung als auch die Simulationen zeigen einen für ein untersteuernd ausgelegtes Fahrzeug typischen Verlauf, dabei sind die Unterschiede der verschiedenen Verläufe recht gering. Im Anhang A.2 sind ergänzende Validierungsergebnisse für eine *stationäre Kreisfahrt* mit negativem Lenkradwinkel zu finden.

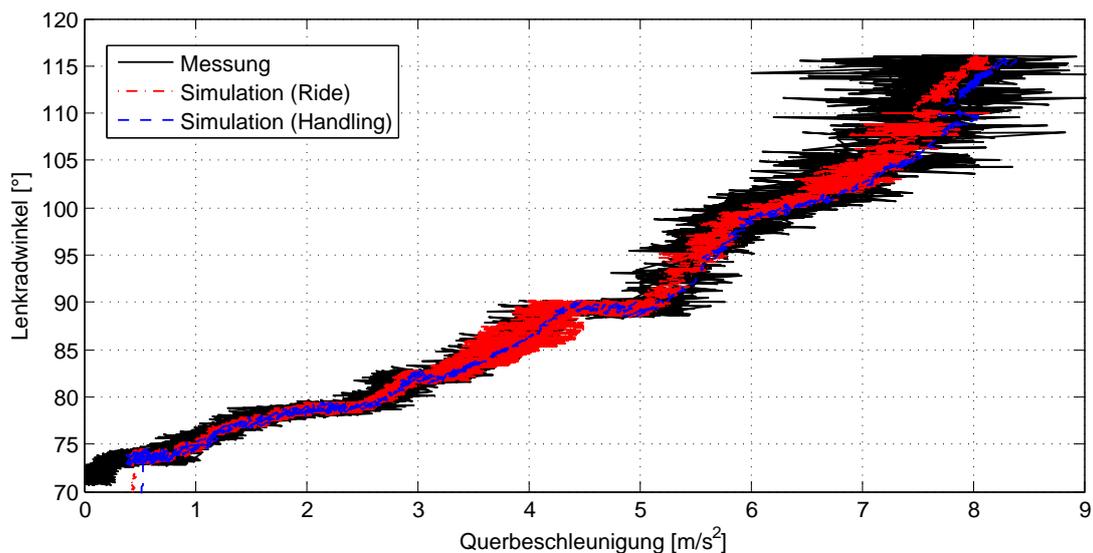


Abbildung 5-12: Validierung des Zusammenhangs Lenkradwinkel/Querschleunigung anhand der stationären Kreisfahrt

Ein weiterer quasi-stationärer Fahrversuch ist das Manöver *Gierverstärkung*. Dieses wird dazu verwendet, um die stationären Lenkreaktionen des Fahrzeugs bei gleich bleibender Querschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen [Rau07].

In dem Manöver werden langsame, sinusförmige Lenkbewegungen (ca. 0,1 - 0,2 Hz) bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt, sodass sich eine Querschleunigung von ca. 4 m/s^2 einstellt. Die Messreihen werden dabei über den gesamten Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs durchgeführt. Abb. 5-13 zeigt beispielhaft die gemessene Geschwindigkeit und den Lenkradwinkel einer Gierver-

stärkungsversuchsfahrt bei 50 km/h und die zugehörigen Simulationsdaten; die Querbeschleunigung, die Giergeschwindigkeit und der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt sind für diese Geschwindigkeit in Abb. 5-14 aufgetragen.

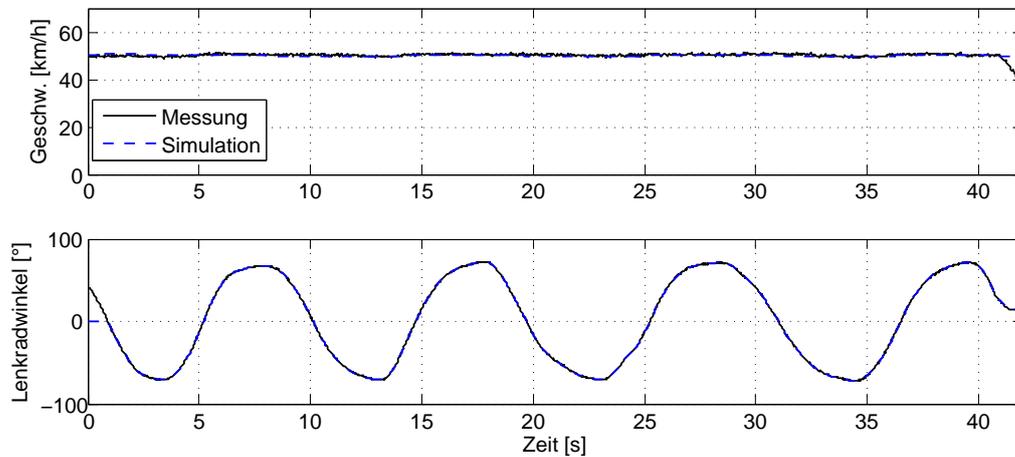


Abbildung 5-13: Gemessene Geschwindigkeit und Lenkradwinkel (durchgezogene Linien) sowie Simulationsdaten (gestrichelte Linien) bei dem Manöver Gierverstärkung (50 km/h)

Für eine bessere Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Messung ist in Abb. 5-15 die Gierverstärkung über den kompletten Geschwindigkeitsbereich des Versuchsfahrzeugs dargestellt. Als Gierverstärkung wird der Quotient aus der Giergeschwindigkeit und dem Lenkwinkel bezeichnet und gibt somit an, mit welcher Gierreaktion ein Fahrzeug auf einen Lenkwinkel im quasistationären Bereich reagiert [Heis77, More03]. Die Gierverstärkung des Versuchsfahrzeugs zeigt einen für ein untersteuernd ausgelegtes Fahrzeug typischen Verlauf mit einem maximalen Gierverstärkungsfaktor von ca. 0,26 1/s und der dazugehörigen charakteristischen Geschwindigkeit bei ca. 95 km/h. Der maximale Gierverstärkungsfaktor und die charakteristische Geschwindigkeit sind objektive Kriterien zur Beurteilung der Lenkempfindlichkeit eines untersteuernden Fahrzeugs [Rau07]. Auch für dieses quasi-stationäre Fahrmanöver liefern die beiden Modelle *Manöver Handling* und *Manöver Ride* nahezu identische Simulationsergebnisse, die die Messergebnisse recht gut wiedergeben. Dabei beträgt die Abweichung zwischen Simulation und Messung des maximalen Gierverstärkungsfaktors ca. 5% und die charakteristische Geschwindigkeit wird um ca. 5 km/h zu gering simuliert.

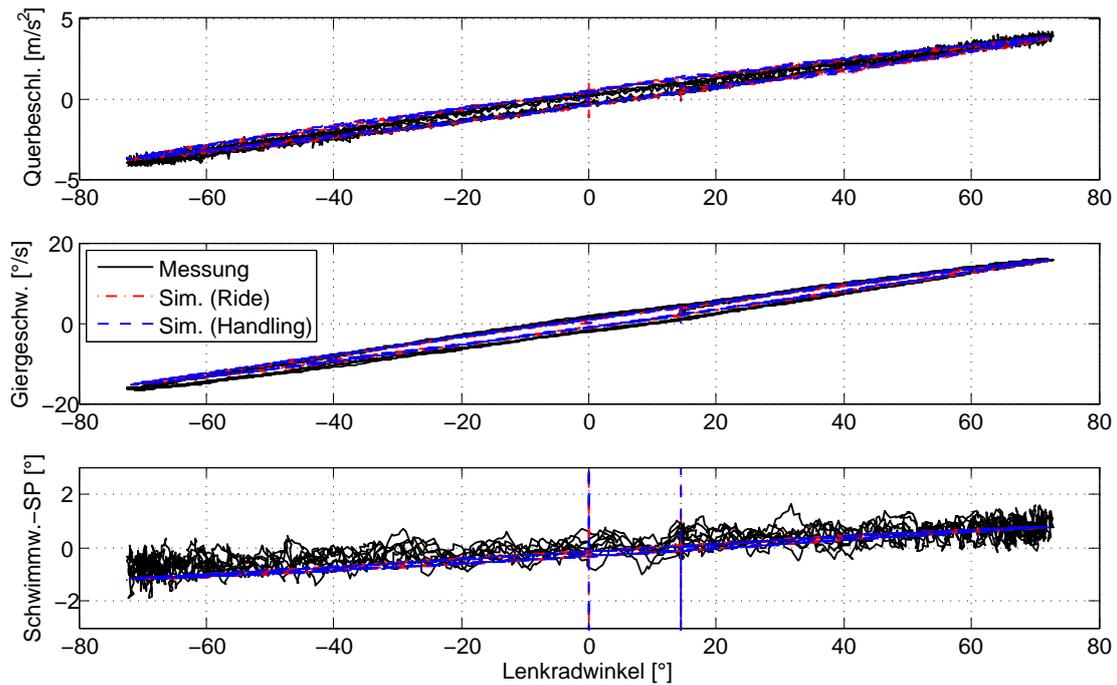


Abbildung 5-14: Validierung der Querbeschleunigung, der Gierrate und des Schwimmwinkels im Fahrzeugschwerpunkt beim Manöver Gierverstärkung (50 km/h)

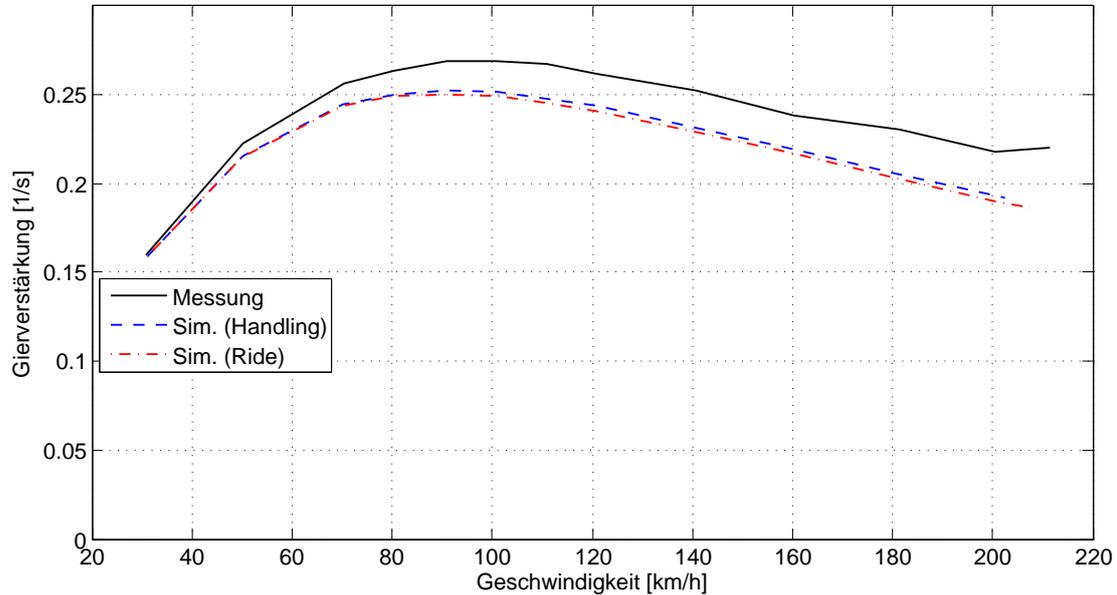


Abbildung 5-15: Validierung der Gierverstärkung (= Quotient aus der Giergeschwindigkeit und dem Lenkwinkel) über verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten

5.2.2.2 Dynamische Fahrmanöver

Das Manöver *Frequenzgang* ist ein Fahrversuch, bei dem das dynamische Fahrzeugverhalten analysiert wird. Dabei bewegt sich das Fahrzeug mit konstanter

Geschwindigkeit (typischerweise 80 km/h), und es werden sinusförmige Lenkbewegungen mit einer konstanten Lenkwinkelamplitude aufgeprägt. Die Lenkwinkel­frequenz wird von 0,2 Hz bis 3 Hz stetig erhöht, wobei die Lenkwinkel­amplitude so gewählt wird, dass sich eine Querschleunigung von ca. 4 m/s^2 einstellt. Abb. 5-16 zeigt die gemessenen und simulierten Zeitverläufe der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Lenkwinkels einer Messfahrt als Bestandteil eines Frequenzgang-Fahrmanövers. Wie bei den quasi-stationären Fahrmanövern geht auch hier der Lenkwinkel als Stimulus-Größe in das Modell hinein, wohingegen ein Längsdynamikregler die gewünschte konstante Geschwindigkeit von 80 km/h einstellt.

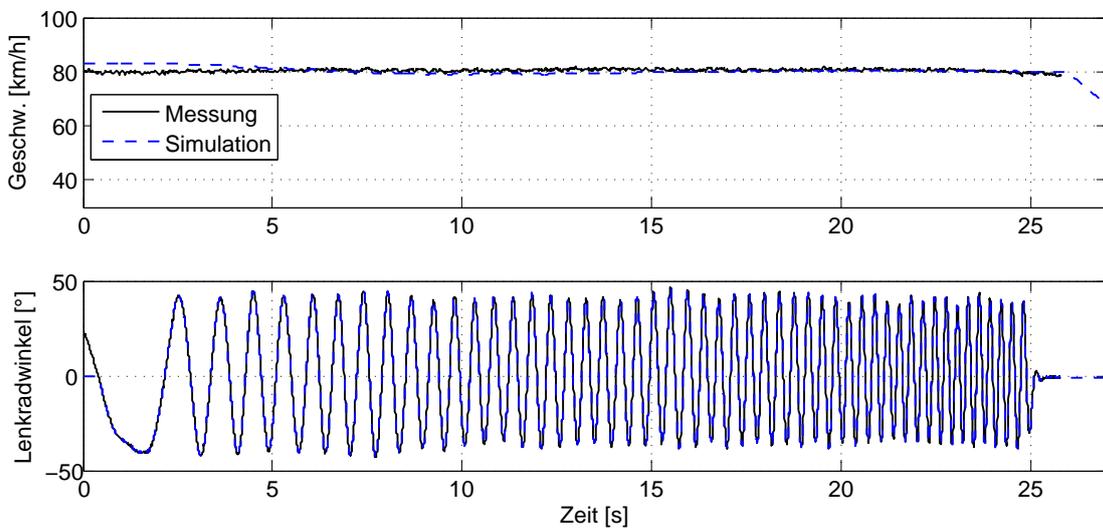


Abbildung 5-16: Gemessene Geschwindigkeit und Lenkradwinkel (durchgezogene Linien) sowie Simulationsdaten (gestrichelte Linien) einer Messfahrt des Manövers Frequenzgang

Die Abb. 5-17 zeigt die Zeitverläufe der Querschleunigung und der Gierrate zu der in Abb. 5-16 dargestellten Messfahrt. Dabei ist zu erkennen, dass die Querschleunigung stark frequenzabhängiges Verhalten aufweist und dass sowohl das Modell *Manöver Handling* als auch das Modell *Manöver Ride* diese Frequenzabhängigkeit darstellen können. Um jedoch einen besseren Vergleich zwischen den Messungen und den Simulationen ziehen zu können, sind Transformationen der jeweiligen Größen in den Frequenzbereich erforderlich.

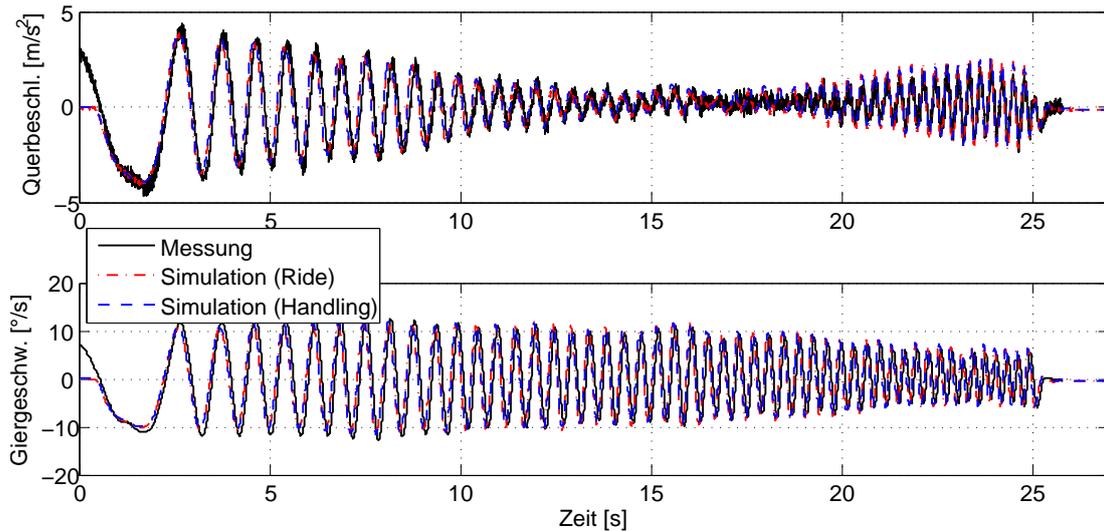


Abbildung 5-17: Validierung der Querbeschleunigung und der Gierrate im Zeitbereich einer Messfahrt des Manövers Frequenzgang

In der Abb. 5-18 ist die Querbeschleunigungsverstärkung, also die Übertragungsfunktion für die Querbeschleunigung bezogen auf den Lenkradwinkel, über der Frequenz dargestellt. Dabei tritt die Frequenzabhängigkeit der Querbeschleunigungsverstärkung deutlich hervor und es zeigt sich, dass diese bei ca. 2,5 Hz ein Minimum einnimmt. Lenkradbewegungen in diesem Frequenzbereich rufen bei höheren Fahrgeschwindigkeiten somit kaum Querbeschleunigungen am Fahrzeug hervor. Die beiden für die Simulation verwendeten Fahrzeugmodelle sind in der Lage, diese Frequenzabhängigkeit der Querbeschleunigung darzustellen.

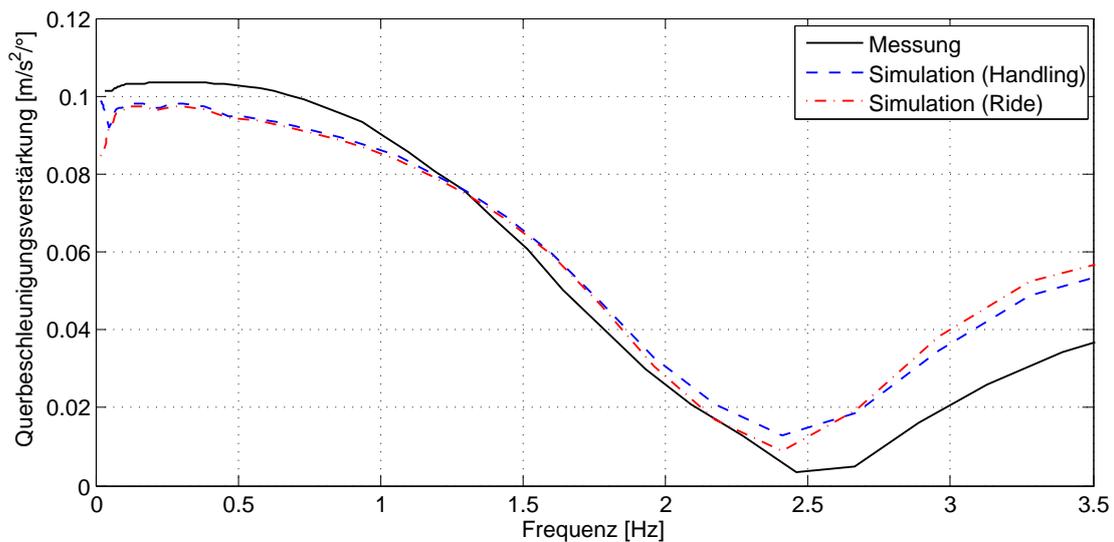


Abbildung 5-18: Validierung der Querbeschleunigungsverstärkung im Frequenzbereich beim Manöver Frequenzgang

Die Abb. 5-19 zeigt die Gierverstärkung im Frequenzbereich für das Vergleichsfahrzeug und die Simulationen. Für niedrige Frequenzen entspricht die Gierverstärkung dem Wert, der im Rahmen der Messreihe *Gierverstärkung* mit 80 km/h gemessen wurde (s. Abb. 5-15). Für höhere Frequenzen zeigt die Gierverstärkung einen typischen Verlauf, d.h. es gibt eine Resonanzüberhöhung der Gierverstärkung, wobei die Gierverstärkung mit zunehmender Frequenz oberhalb der Resonanzfrequenz wieder abfällt. Bei höheren Geschwindigkeiten zeigt das Fahrzeug somit starke Gierreaktionen, wenn Lenkbewegungen mit der Gierresonanzfrequenz durchgeführt werden. Bei Lenkbewegungen mit höheren Frequenzen nehmen die Gierreaktionen wieder ab.

Sowohl das Modell *Manöver Handling* als auch das Modell *Manöver Ride* bilden den Gierverstärkungsverlauf mit Resonanzüberhöhung und Abfall der Verstärkung oberhalb der Resonanzfrequenz ab. Die Resonanzüberhöhung liegt ca. 5% unterhalb des gemessenen Wertes und die Resonanzfrequenz wird um ca. 0.5 Hz verfehlt.

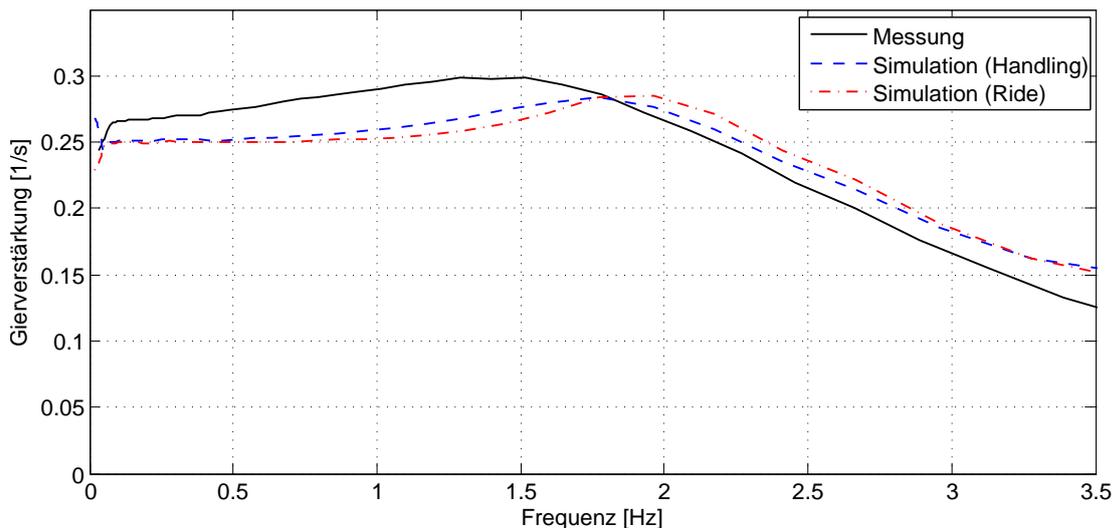


Abbildung 5-19: Validierung der Gierverstärkung im Frequenzbereich beim Manöver Frequenzgang

Als Ergebnis der Fahrdynamiksimulationen kann festgehalten werden, dass das Handlingverhalten des Vergleichsfahrzeugs mit den beiden Modellen gut wiedergegeben werden kann und es in diesem Geltungsbereich keine deutlichen Unterschiede zwischen dem Handling- und dem Komfortmodell gibt. Während der Validierung zeigten sich in manchen Simulationen zwar leichte Abweichungen, allerdings muss angemerkt werden, dass für eine Fahrzeugkonfiguration derselbe Parametersatz für die Manöver *Stationäre Kreisfahrt*, *Gierverstärkung* und *Frequenzgang* verwendet wurde. In der Praxis sind Parametersätze mit einem derart breiten Geltungsbereich allerdings eher unüblich. Vielmehr werden, damit

die Simulationsergebnisse besser zu den Messungen passen, Parametersätze für die einzelnen Fahrversuche optimiert, da bei jedem Fahrversuch unterschiedliche Randbedingungen vorliegen, die von den Modellen nur schlecht erfasst werden können. Beispielhaft sind hier Umwelteinflüsse und die stark variierenden und für die Simulationsergebnisse äußerst wichtigen Reifeneigenschaften zu nennen.

Da der Fokus dieser Arbeit allerdings auf der generellen Simulierbarkeit von Komforteffekten auf Basis von Fahrdynamikmodellen liegt, war es wichtig, eine große Anzahl von Messungen im Handlingbereich (sowohl auf dem Prüfstand als auch auf der Teststrecke) mit beiden Modellen durchzuführen und zu validieren, dass die Modellerweiterungen keinen Einfluss auf die Simulationsergebnisse in diesem Frequenzband haben. Parameteroptimierungen einzelner Fahrdynamiksimulationen wären in dieser Arbeit also nicht zielführend.

Die weiteren Untersuchungen der Komforteffekte basieren somit auf zwei Gesamtfahrzeugmodellen (*Prüfstand Ride* und *Manöver Ride*), die für den Handlingbereich valide sind.

5.3 Simulation von Komforteffekten

Auf Basis der für den Handlingbereich validierten Fahrzeugmodelle *Prüfstand Ride* und *Manöver Ride* wird im Folgenden abgeschätzt, inwiefern sich diese für die Simulationen von Fahrkomforteffekten gemäß Abschnitt 2.2 eignen. Dazu werden zunächst die Schwingungsformen des Motoraggregats und das Gesamtfahrzeugverhalten auf einem Prüfstand mit Reifenkontaktpunktanregungen bis zu 30 Hz analysiert. Daran schließt sich die Simulation der motorerregten Schwingungen und der Einfluss von ungleichmäßigen Verbrennungen, bzw. die Abschaltung einzelner Zylinder an. Zum Abschluss werden Lastwechselphänomene und die aus den Lastwechsel resultierenden Schwingungsformen des elastisch gelagerten Fahrschemels mit angebundener Radaufhängung analysiert.

5.3.1 Schwingungsformen des Motoraggregats

Um die dynamischen Eigenschaften des elastisch gelagerten Motoraggregats zu analysieren, wurde im Schwerpunkt des Motors jeweils eine Kraft von 100 N in Form eines Gleitsinus von 0-25 Hz in eine Raumrichtung aufgeprägt und die resultierende Beschleunigung in ebendiese Richtung aufgezeichnet. Für die Analyse der dynamischen, rotatorischen Eigenschaften beträgt die Anregung 10 Nm und als Vergleichsgröße dient die Verdrehung des Motors um die zugehörige Raumachse. In Abb. 5-20 sind die Ergebnisse dieser Schwingungsformanalyse dargestellt. Dabei sei angemerkt, dass für das Aggregat und die Aufhängung nur relativ wenige Parameter und Messungen vorhanden sind. Dadurch können diese Simulationen nur eine Tendenz aber kein validiertes Verhalten wiedergeben.

Die Richtungen entsprechen denen der Abb. 4-22 und für das in dieser Arbeit betrachtete Fahrzeug mit Standardantrieb liegt die Kurbelwellenachse in Fahrzeuginnenrichtung. Die dynamischen Eigenschaften des Aggregats unterscheiden sich in den verschiedenen Richtungen stark. Durch Anfahr- und Bremsbewegungen sowie Kurvenfahrten werden insbesondere die Längs- und die Querrichtungen der Aggregatschwingungen angeregt; laut Abb. 5-20 sind hierbei Resonanzüberhöhungen bei 4 Hz bzw. 6 Hz zu erwarten. Die Hauptanregungsquelle bei den häufig verbauten und in den *Ride*-Modellen verwendeten Vierzylinderreihenmotoren bilden die Massenkräfte in Vertikalrichtung sowie die Massenmomente um die Kurbelwellenachse. Bei dem ebenfalls häufig verwendeten Sechszylinderreihenmotor bilden bauartsbedingt hingegen nur die Massenmomente um die Kurbelwellenachse unausgeglichene Restmomente aus. Das dynamische Verhalten des verwendeten Motors zeigt bei ca. 8 Hz eine Resonanzüberhöhung für Verdrehungen um die Längsachse.

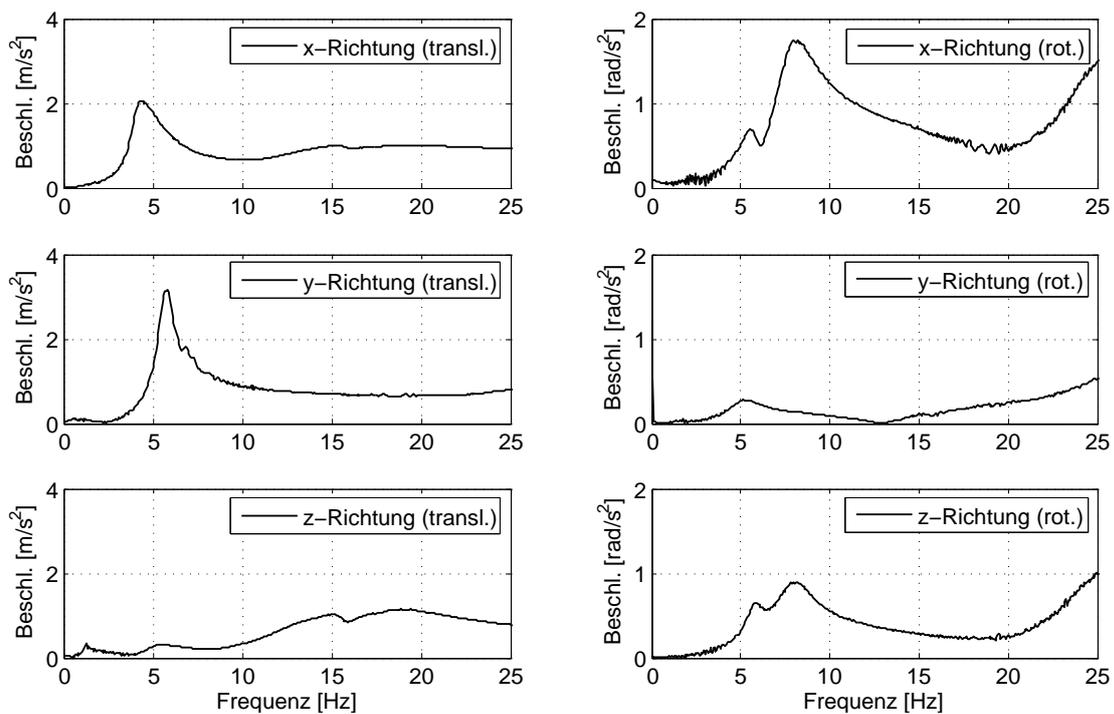


Abbildung 5-20: Schwingungsformen des Motoraggregats in Längs- (x -Richtung), Quer- (y -Richtung) und Vertikalrichtung (z -Richtung)

Als wichtigste dynamische Eigenschaft gilt das Schwingungsverhalten des Aggregats in Vertikalrichtung, da nicht nur die unausgeglichene Massenkräfte des Vierzylinderreihenmotors in diese Richtung wirken, sondern zusätzlich die Unebenheitenregungen über die Reifen ebenfalls den Motor in Hubbewegungen versetzen. Gemäß Abb. 5-20 weist das Aggregat in Vertikalrichtung das komplexeste Verhalten auf. Der Grund hierfür sind die starken Kopplungen dieser Richtung

mit dem übrigen Schwingungssystem „Fahrzeug“. So ist in dem Verlauf die erste Resonanzüberhöhung bei ca. 1,5 Hz auf das Nicken des Gesamtfahrzeugs zurückzuführen, d.h. dass das Fahrzeug durch die vertikale Anregungskraft von 100 N im Schwerpunkt des Motors zu Nickbewegungen (= rotatorische Bewegungen um die Fahrzeugquerachse) angeregt wird. Die Überhöhung bei ca. 19 Hz stellt die Reifeneigenfrequenz in Vertikalrichtung dar und bei der Resonanz bei ca. 6 Hz handelt es sich um eine Kopplung mit Aggregatschwingungen in andere Richtungen. Die eigentliche Hubeigenfrequenz des Motors ist bei ca. 15 Hz zu erkennen. Generell ist zu dieser Schwingungsformanalyse anzumerken, dass der Motor nicht symmetrisch aufgehängt ist. Eine Anregung im Schwerpunkt in eine bestimmte Raumrichtung hat somit zur Folge, dass die Hauptschwingungsform mit anderen Schwingungsformen recht stark gekoppelt ist.

5.3.2 Prüfstandssimulationen im Komfortbereich

In Abb. 5-21 sind die Ergebnisse der bereits aus Abschnitt 5.2.1 bekannten NHA-Simulationen mit einer Schwingungsamplitude von 6 mm im komfortrelevanten Frequenzbereich bis zu 30 Hz dargestellt. Zur Verdeutlichung des Einflusses der

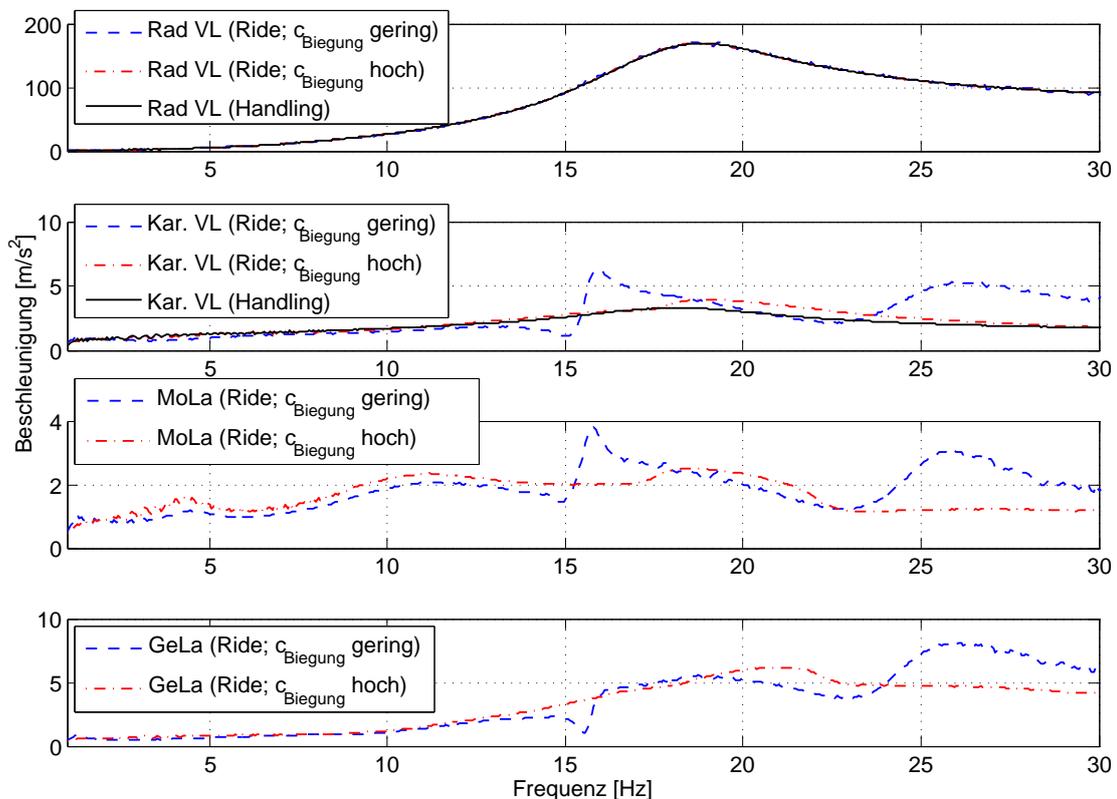


Abbildung 5-21: NHA-Simulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich mit 6 mm Verschiebungsamplitude

Modellerweiterungen auf das dynamische Verhalten des Fahrzeugs sind die Be-

schleunigungen am Rad, an der Karosserie und auf dem Motoraggregat dargestellt (s. Tabelle 5-1). Eine in der Literatur häufig beschriebene komfortrelevante Fahrzeugeigenschaft ist die Biegesteifigkeit der Karosserie, da diese, wenn sie einen geringen Wert besitzt, sich nicht nur negativ auf die Fahrdynamik auswirkt, sondern elastisch gelagerte Fahrzeugkomponenten (insbesondere das Motoraggregat) zu komfortmindernden Resonanzschwingungen anregen kann, vgl. Abschnitt 2.2. Um den Einfluss der Biegesteifigkeit auf die komfortrelevante Vertikaldynamik darzustellen, sind in Abb. 5-21 jeweils Verläufe für eine Karosserie mit geringer Biegesteifigkeit (gestrichelte Linien) und hoher Biegesteifigkeit (Strich-Punkt Linien) aufgenommen. Zur Verdeutlichung der Einflüsse der Modellerweiterungen sind zusätzlich die Beschleunigungen am Rad und an der Karosserie des Modells *Prüfstand Handling* dargestellt (durchgezogene Linien).

Bei den Beschleunigungen am Rad vorne links (Abb. 5-21, erster Verlauf) ist die für die Radeigenfrequenz typische Resonanzüberhöhung bei ca. 19 Hz deutlich sichtbar. In den Verläufen sind keine Unterschiede zwischen den einzelnen Modellvarianten zu erkennen, d.h. dass die Modellerweiterungen zur Simulation von Komforteffekten keine Auswirkungen auf die vertikalen Radbeschleunigungen in dem komfortrelevanten Frequenzbereich haben. Eine Variation der Karosseriebiegesteifigkeit bewirkt ebenfalls keine Veränderung in der Vertikalbeschleunigung. Bei den Beschleunigungen der Karosserie oberhalb der Vorderachse (Abb. 5-21, zweiter Verlauf) zeigen sich hingegen deutliche Unterschiede zwischen den untersuchten Modellvarianten. Die Verläufe für die Modelle *Prüfstand Handling* und *Prüfstand Ride* mit einer hohen Karosseriebiegesteifigkeit unterscheiden sich zwar nur geringfügig, da aufgrund der hohen Steifigkeit die Resonanz in höhere Frequenzbereiche verschoben wird. Das Fahrzeugmodell mit einer geringen Biegesteifigkeit zeigt hingegen deutlich unterschiedliche Beschleunigungen gegenüber den anderen Modellen. Die Resonanzüberhöhung bei ca. 27 Hz ist der ersten Karosserieeigenmode zuzuordnen. Da diese Resonanz in einem recht niedrigen Frequenzbereich auftritt, kommt es zur Beeinflussung von benachbarten Resonanzstellen. So ist zum Einen eine größere Schwingungsamplitude bei der Radeigenfrequenz zu beobachten, zum Anderen tritt die Stuckerfrequenz des elastisch gelagerten Motoraggregats bei ca. 16 Hz deutlich hervor.

Dass die erste Biegeeigenmode der Karosserie das Schwingungsverhalten des Motors negativ beeinflusst, ist auch in den Verläufen für die Beschleunigung auf dem Aggregat in der Nähe des linken Motorlagers (Abb. 5-21, dritter Verlauf) und des Getriebelagers (Abb. 5-21, vierter Verlauf) erkennbar. So tritt auch hier die Motorstuckerfrequenz wie auch die Biegeeigenfrequenz deutlich hervor. Diese negativen Beeinflussungen der Rad- und Motorresonanzen durch eine niedrige Biegesteifigkeit, die typisch für Cabrios und Fahrzeuge mit großen Dachöffnungen ist, ist ein in der Literatur vielzitiertes Komforteffekt (vgl. Abschnitt 2.2).

5.3.3 Motorerregte Schwingungen

Einen weiteren wichtigen Punkt bei der Analyse von Fahrkomfortaspekten stellt die Schwingungserzeugung des Motors dar. Insbesondere der häufig verbaute und aufgrund von Downsizing-Bestrebungen nahezu aller Fahrzeughersteller weitere Verbreitung findende Vierzylinderreihenmotor, emittiert bauartbedingt niederfrequente Schwingungen. Diese Schwingungen entstehen aufgrund freier Massenkräfte in Vertikalrichtung der zweiten Ordnung, sowie freie Massenmomente um die Kurbelwellenachse ebenfalls zweiter Ordnung. Die Bezeichnung „zweiter Ordnung“ sagt aus, dass die Schwingungen mit einer Frequenz entsprechend der doppelten Kurbelwellengeschwindigkeit auftreten. Häufig wird versucht, die freien Massenkräfte durch die Verwendung von Ausgleichswellen, die sich mit der doppelten Kurbelwellengeschwindigkeit drehen, zu verringern.

Bei ungleichmäßigen Verbrennungen innerhalb der einzelnen Zylinder ist es möglich, dass unausgeglichene Kräfte am Motor auftreten, die den Motor zu niederfrequenten Schwingungen anregen. Diese Schwingungen können insbesondere im Leerlaufbetrieb zu starken Komforteinbußen führen (vgl. Abschnitt 2.2).

Abb. 5-22 zeigt die Verschiebungen eines Punktes auf dem Motoraggregat in Quer- und in Vertikalrichtung während des Leerlaufs im Fahrzeugstillstand, simuliert mit dem Modell *Manöver Ride*.

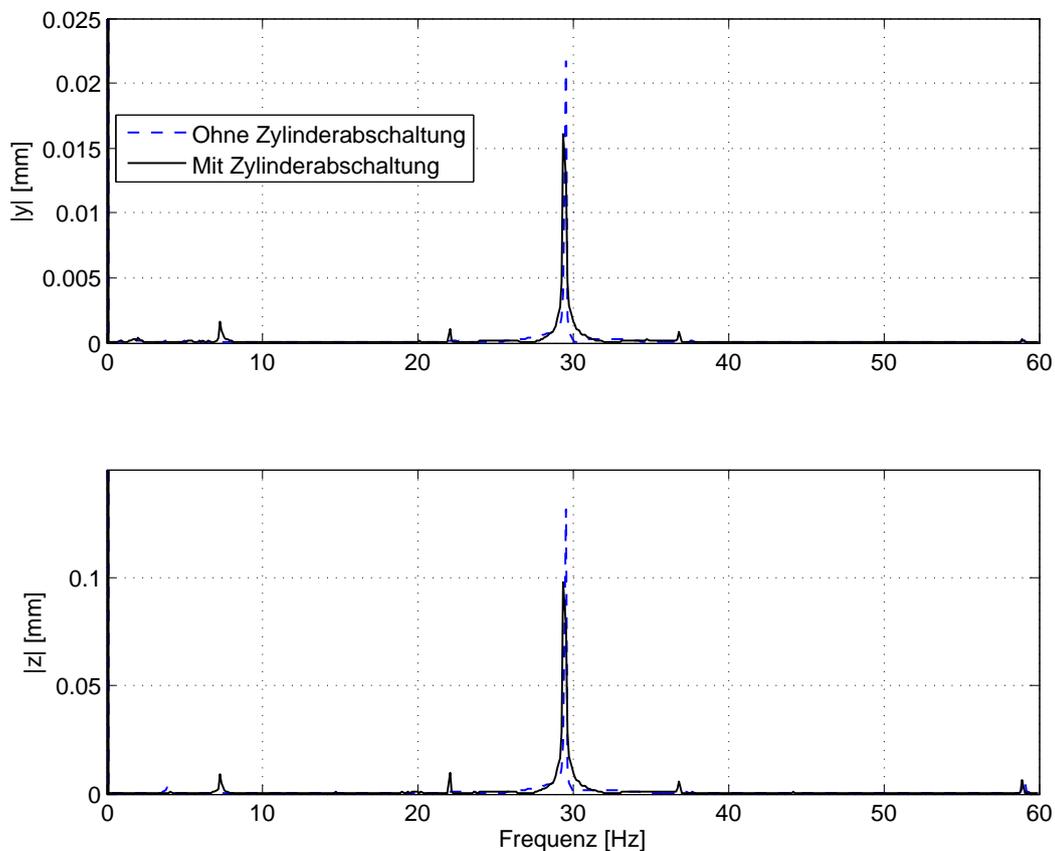


Abbildung 5-22: Vibrationen auf dem Motoraggregat in Quer- und Vertikalrichtung während des Leerlaufs im Fahrzeugstillstand

Die Frequenzanteile der Schwingungen wurden mit Hilfe einer Fourier-Analyse bestimmt. Um die Auswirkungen von ungleichmäßigen Verbrennungen auf die Motorvibrationen zu untersuchen, wurde ein Zylinder des simulierten Vierzylinderreihenmotors abgeschaltet, was den Extremfall einer ungleichmäßigen Verbrennung darstellt. Die gestrichelten Verläufe in Abb. 5-22 kennzeichnen die Schwingungen eines ideal verbrennenden Vierzylindermotors, die durchgezogenen Verläufe die Schwingungen eines Vierzylindermotors mit abgeschaltetem Zylinder. Bei dem ideal verbrennenden Vierzylindermotor ergibt sich im Frequenzspektrum ein Peak bei ca. 29 Hz, welcher der zweiten Motorordnung bei einer Leerlaufdrehzahl von ca. 870 1/min entspricht. Durch den abgeschalteten Zylinder ergeben sich weitere Resonanzspitzen im Frequenzspektrum, bspw. bei ca. 7 Hz und ca. 22 Hz. Diese als halbe-Ordnungen bezeichneten niederfrequenten Schwingungsanteile sind für das in der Literatur häufig zitierte Leerlaufschütteln verantwortlich (vgl. Abschnitt 2.2), bei dem diese Schwingungen die Stuckerfrequenz des elastisch gelagerten Motoraggregats treffen können (s. Abb. 5-20 und 5-21) und somit deutlich spürbare Vibrationen im Fahrzeuginnenraum hervorrufen.

Im Zuge des aktuell in der Motorenentwicklung vorherrschenden Downsizing-Trends rücken zunehmend Zylinderabschaltstrategien für den Teillastbereich in den Fokus. Die Auswirkungen auf den Schwingungskomfort solcher Systeme zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs lassen sich mit den beschriebenen Modellerweiterungen berücksichtigen.

5.3.4 Lastwechselphänomene im Antriebsstrang

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs, insbesondere der eines Fahrzeugs mit Standardantrieb, ist für Fahrkomforteffekte hinsichtlich der Längsdynamik verantwortlich, da der Antriebsstrang aus Komfort- und Gewichtsgründen relativ verdrehweich ausgelegt ist. Dadurch ist er jedoch stark anfällig für Torsionsschwingungen, die durch eine sprunghafte Änderung des Motormoments angeregt werden können. Bei Fahrzeugen mit einem auf einem elastisch gelagerten Fahrschemel montierten Achsgetriebe, minimiert der Fahrschemel die vom Antriebsstrang auf den Fahrzeugaufbau übertragenen Schwingungen und stellt somit ein wichtiges Bauteil zur Simulation der antriebsstranginduzierten Fahrkomforteffekte dar (s. Abschnitt 2.2).

Zur Analyse des Einflusses der Antriebsstrang-Torsionselastizität auf den Fahrkomfort bei sprunghaften Momentenvorgaben und der auf diese Weise angeregten Schwingungsformen des Fahrschemels wurde ein rein längsdynamisches Fahrmanöver zur Anregung von Lastwechselreaktionen definiert und mit dem Modell *Manöver Ride* simuliert. Die Fahrervorgaben und die daraus resultierende Fahrzeuggeschwindigkeit sind in Abb. 5-23 dargestellt. Nach einer Anfahrphase bewegt sich das Fahrzeug mit ca. 33 km/h konstant im 2. Gang. Bei einer Simulationszeit von 25 Sekunden wird das Gaspedal 2 Sekunden lang komplett durchgedrückt und

danach für weitere 2 Sekunden komplett losgelassen. Im Anschluss wird durch Betätigung des Kupplungspedals der Motor entkoppelt und das Fahrzeug bis zum Stillstand abgebremst. Durch die Steuerung des Gaspedals befindet sich das Fahrzeug jeweils 2 Sekunden lang im Zug- (zwischen 25 und 27 Sekunden Simulationszeit) und im Schubetrieb (zwischen 27 und 29 Sekunden Simulationszeit).

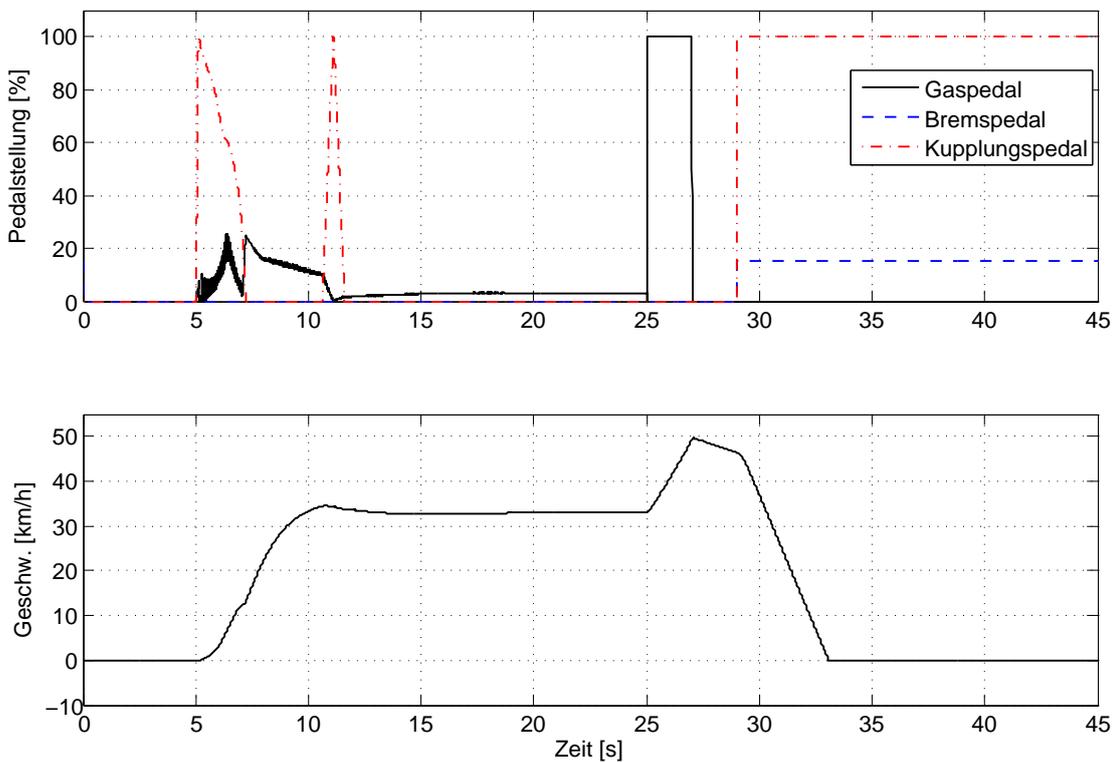


Abbildung 5-23: Fahrervorgaben und resultierende Fahrzeuggeschwindigkeit beim Lastwechselmanöver

Abb. 5-24 zeigt die resultierende Längsbeschleunigung des Fahrzeugs in dem relevanten Zeitbereich von 24,5 - 27,5 Sekunden. Dabei sind deutlich die in Abschnitt 2.2.3 beschriebenen Lastwechselreaktionen im Zug- und im Schubetrieb erkennbar. Das Zug- und das Schubruckeln ergibt sich aus der Gesamtelastizität des Antriebsstrangs im zweiten Gang, zusammen mit der Reifenelastizität und dem elastisch gelagerten Fahrschemel bei gleichzeitiger Überlagerung der Drehungleichförmigkeiten des Motors und der Torsions- und Biegeelastizität der Fahrzeugkarosserie. Aufgrund des größeren Motormoments im Zugbetrieb ist das Zugruckeln deutlicher erkennbar als das Ruckeln im Schubetrieb.

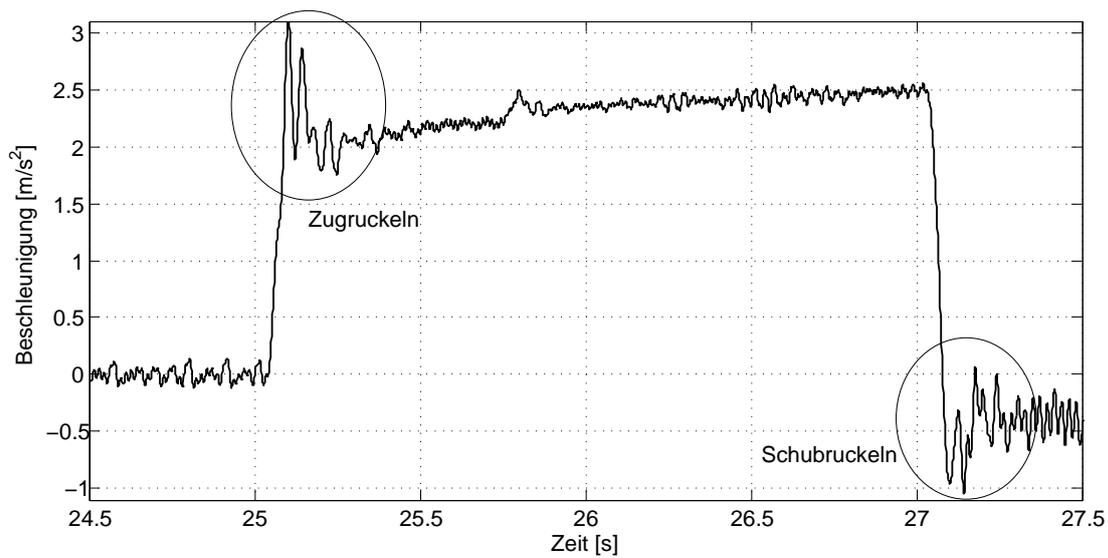


Abbildung 5-24: Längsbeschleunigung des Fahrzeugs beim Lastwechselmanöver

In Abb. 5-25 sind die Schwingungsformen des Fahrschemels während des simulierten Manövers dargestellt. Die Verläufe zeigen die Verschiebungen der vier Ankopplungspunkte des Fahrschemels (s. Abb. 4-5) jeweils in Längs- (obere Plots) und Vertikalrichtung (untere Plots), sowie während des Zug- (linke Plots) und des Schubbetriebs (rechte Plots).

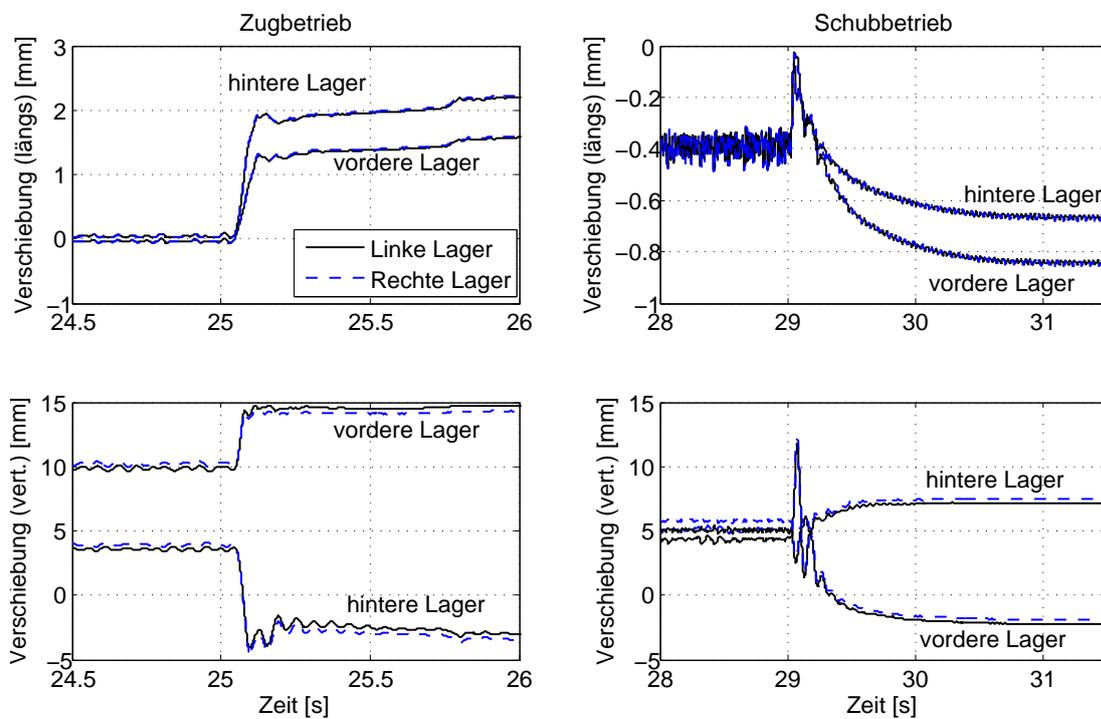


Abbildung 5-25: Schwingungsformen des Fahrschemels beim Lastwechselmanöver

Im Zugbetrieb weisen alle vier Punkte eine relative Verschiebung aus der eingeschwungenen Nulllage in positive Fahrzeuglängsrichtung auf. Da das Fahrzeug mit einem Standardantrieb ausgestattet ist, wodurch bei einem Beschleunigungsvorgang die Kraft einzig über die Hinterräder und somit über den Fahrschemel geleitet wird, ist dieses Verhalten leicht nachvollziehbar. Weiterhin fällt auf, dass die hinteren Punkte auf dem Fahrschemel eine größere Verschiebung in Längsrichtung als die vorderen Punkte erfahren. Dieses Verhalten kennzeichnet eine überlagerte Drehbewegung des Fahrschemels um die Fahrzeugquerachse. Werden in diese Betrachtung die vertikalen Verschiebungen mit einbezogen, wird deutlich, dass der Fahrschemel beim Beschleunigen eine negative Nickbewegung, d.h. eine Bewegung des vorderen Teils in positive Vertikalrichtung, vollzieht, die sich auf das Gesamtfahrzeugverhalten auswirkt. Bei den Vertikalverschiebungen fällt weiterhin auf, dass sich die linken Punkte im Zugbetrieb weiter in positive Vertikalrichtung bewegen als die rechten Punkte. Das deutet auf eine Verdrehung des Fahrschemels um die Fahrzeuglängsachse als Abstützreaktion des Kardanwellenmomentes hin.

Bei der Analyse der Schwingungsform im Schubbetrieb, also während des Abbremsens durch den Motor, fällt auf, dass sich der Fahrschemel relativ zum Fahrzeug nach hinten verschiebt. Weiterhin vollzieht er eine positive Nickbewegung und eine Verdrehung um die Fahrzeuglängsachse, die entgegengesetzt zu der Verdrehung während des Zugbetriebes ist. Da im Schubbetrieb die Sprünge im Motormoment kleiner als beim Beschleunigen im Zugbetrieb sind, fallen die Verschiebungs- und Verdrehamplituden entsprechend geringer aus. Die Schwingungsformen des Fahrschemels decken sich mit den detaillierten Schwingungsanalysen in [Benc98].

5.4 Rechenbedarf und Echtzeitfähigkeit

Die Echtzeitfähigkeit ist eine essenzielle Eigenschaft von Modellen für Echtzeitsimulationen. Dabei ist nicht nur ein entsprechend geringer Rechenbedarf für die Erfüllung der Echtzeitfähigkeit erforderlich, sondern die zugrunde liegenden Gleichungen müssen zusätzlich bestimmte Bedingungen erfüllen. So verbietet sich der Einsatz iterativer Berechnungsmethoden mit einer a priori nicht abschätzbaren Anzahl von Rechenschritten. Da auf solche Berechnungsmethoden bei der Generierung der Bewegungsgleichungen mit dem in Abschnitt 3 vorgestellten Ansatz von Anfang an verzichtet wurde, stellt der Bedarf an Rechenzeit die für diese Modelle vergleichbare Größe zur Abschätzung der Echtzeitfähigkeit dar.

Die Maßnahmen, die im Rahmen dieser Arbeit getroffen wurden, damit die generierten Gleichungen für Echtzeitsimulationen nutzbar sind, wurden bereits im Abschnitt 3.5 zusammengefasst. Bei der Analyse des Rechenbedarfs zeigte sich jedoch, dass insbesondere der in *Maple* implementierte Optimierungsalgorithmus zur Reduktion redundanter Berechnungen für die Einhaltung der Echtzeitbedingungen essentiell ist, da bereits eine einfache Erweiterung des Mehrkörpersystems

durch eine Aufteilung des Fahrzeugaufbaus in mehrere, elastisch verbundene Körper die Echtzeitfähigkeit ohne Optimierung auf einem schnellen Prozessorboard gefährdet.

Abb. 5-26 stellt die Anzahl der mathematischer Grundoperationen für verschiedene S-Funktionen (vgl. Abb. 3-15) zur Berechnung der Bewegungsgleichungen während eines Simulationsschrittes dar; aufgrund der stark unterschiedlichen Werte wurde eine logarithmische Darstellung der Ordinate gewählt. Verglichen werden

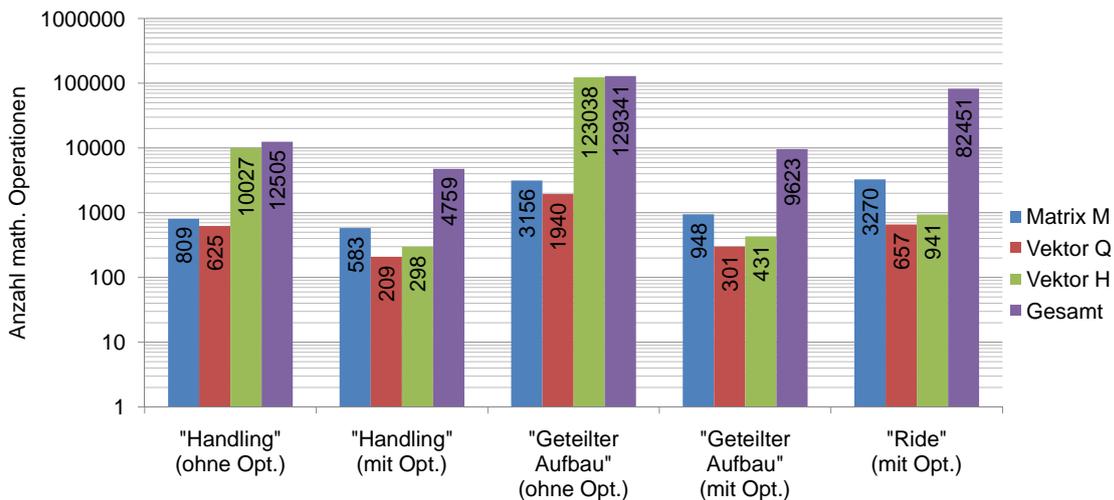


Abbildung 5-26: Vergleich der Anzahl mathematischer Grundoperationen während eines Simulationsschrittes für verschiedene Modelle

die Gesamtanzahl der Operationen, sowie die Anzahl zur Berechnung der Ergebnismatrizen und Vektoren für die S-Funktionen „Handling“, „Geteilter Aufbau“ und „Ride“. Die S-Funktion „Handling“ beschreibt das Mehrkörpersystem der Modelle *Prüfstand Handling* und *Manöver Handling*, das Mehrkörpersystem der S-Funktion „Geteilter Aufbau“ entspricht dem der „Handling“-Funktion, wobei der Fahrzeugaufbau durch zwei elastisch verbundene Körper modelliert ist, und die S-Funktion „Ride“ bildet den Kern der Modelle *Prüfstand Ride* und *Manöver Ride*. Die Bedeutung der verschiedenen Ergebnismatrizen und -vektoren sind in Abschnitt 3.3 erklärt. Für die S-Funktionen „Handling“ und „Geteilter Aufbau“ sind die Werte mit und ohne Verwendung des Optimierungsalgorithmus dargestellt. Anhand der nicht optimierten Fälle wird deutlich, dass der Großteil der Operationen für die Berechnung des H-Vektors, also des Vektors der generalisierten Kräfte, benötigt wird. Dieser Vektor hat allerdings nur einen recht geringen Einfluss auf die Simulationsgenauigkeit, sodass bei großen Modellen zur Verringerung der Echtzeitfähigkeit ein teilweiser oder auch kompletter Verzicht dieses Vektors in Betracht gezogen werden kann. Da die Bewegungsgleichungen in *Maple* in symbolischer Form vorliegen, ist eine entsprechende Modifikation der Bewegungsgleichungen problemlos möglich.

Anhand der Abb. 5-26 wird das Potenzial des Optimierungsalgorithmus deutlich, so senkt dieser die Anzahl der gesamten mathematischen Operationen der

„Handling“-S-Funktion um ca. 62 %, der „Geteilter-Aufbau“-S-Funktion um ca. 93 % und die Erzeugung der „Komfort“-S-Funktion wäre ohne Optimierung gar nicht erst möglich. Dabei sei angemerkt, dass der Algorithmus rein auf Formelumstellungen basiert und somit keine Auswirkungen auf das Simulationsergebnis hat.

Im Folgenden werden nun die Ergebnisse zur Analyse des Rechenbedarfes auf einem Echtzeitprozessorboard vorgestellt, die Charakteristika des verwendeten Systems können der Tabelle 5-2 entnommen werden.

Tabelle 5-2: Eigenschaften des verwendeten Echtzeit-Prozessorboards

Bezeichnung/Typ	DS1006
Hersteller	dSPACE GmbH
Prozessor	AMD Opteron
Taktrate	2,6 GHz
Global RAM	128 MByte
Cache	1 MByte

Für die Analyse wurden von den beiden Gesamtfahrzeugmodellen *Manöver Handling* und *Manöver Ride* Echtzeitcode generiert und auf einem Echtzeitprozessorboard die Turnaroundtime gemessen. Unter der Turnaroundtime wird die Zeit bezeichnet, die ein Rechensystem zur Berechnung eines Simulationsschrittes benötigt. Dazu gehört nicht nur die Rechenzeit selbst, sondern auch die Zeit, die für den Austausch von Daten bspw. zu einem Steuergerät oder zur Animation der Simulationsergebnisse, benötigt wird. Überschreitet die Turnaroundtime die Simulationsschrittweite gilt dies als Verletzung der Echtzeitbedingung. Um für die Echtzeitcode-Generierung des *Manöver Ride*-Gesamtfahrzeugmodells die kompletten Code-Optimierungsmöglichkeiten des Compilers nutzen zu können, war ein Aufsplitten der zugehörigen S-Funktion in drei Teile notwendig; die Abb. A-14 im Anhang zeigt die entsprechende Modellstruktur und die Abb. 3-15 die bisher übliche Struktur ohne aufgeteilte S-Funktion.

Von dem Modell *Manöver Handling* wurde sowohl Echtzeitcode von dem Gesamtfahrzeugmodell mit optimierten als auch mit nicht optimierten Bewegungsgleichungen innerhalb der S-Funktion für die Vertikaldynamik generiert. Die Tabelle 5-3 stellt die Anzahl der mathematischen Grundoperationen innerhalb der S-Funktion der Turnaroundtime des Gesamtfahrzeugmodells gegenüber.

Tabelle 5-3: Anzahl der math. Operationen der S-Funktionen und Rechenzeiten für einen Simulationsschritt des zugeh. Gesamtfahrzeugmodells

Fahrzeugmodell	Anzahl math. Op. der S-Funktion	Turnaroundtime [μ s]
<i>Manöver Handling</i> (ohne Optimierung)	12505	161
<i>Manöver Handling</i> (mit Optimierung)	4795	152
<i>Manöver Ride</i> (mit Optimierung)	82451	990

Anhand des Fahrzeugmodells *Manöver Ride* wird deutlich, dass zwar der Optimierungsalgorithmus die Anzahl der mathematischen Grundoperationen innerhalb der S-Funktion stark verringern kann (ca. 62 %), die Auswirkungen auf die Turnaroundtime sind allerdings, zumindest bei diesem Fahrzeugmodell mit ca. 6 % eher gering. Der Grund hierfür ist, dass die S-Funktion mit dem einfachen Mehrkörpersystem für Handlingsimulationen nur einen relativ kleinen Anteil an der Rechenzeit des gesamten Fahrzeugmodells besitzt.

Für das Modell *Manöver Ride* kann der Tabelle entnommen werden, dass die Turnaroundtime zwar stark angestiegen ist, die Echtzeitbedingungen allerdings nicht verletzt werden, da mit einer üblichen Simulationsschrittweite von 1 ms gerechnet wird. Da allerdings das Erzeugen einer S-Funktion für das dem *Manöver Ride*-Fahrzeugmodell zugrundeliegenden Komfort-Mehrkörpersystem ohne Optimierung nicht möglich ist, kann leider keine quantitative Verbesserung der Turnaroundtime für dieses Modell angegeben werden.

Der Verlauf der Turnaroundtime über die Simulationsdauer kann variieren, da auf der einen Seite je nach Systemzustand unterschiedlich komplexe oder zusätzliche Berechnungen durchgeführt werden, als Beispiel können hier Regeleinriffe von softwareseitig implementierten Regelungssystemen oder auch zusätzliche Berechnung beim Befahren komplexer Straßengeometrien genannt werden. Auf der anderen Seite müssen Daten mit Steuergeräten oder mit Visualisierungssoftware ausgetauscht werden, was vielleicht nicht unbedingt in jedem einzelnen Simulationsschritt notwendig ist. Die Abb. 5-27 zeigt den Verlauf der Turnaroundtime für das Modell *Manöver Handling* für eine Simulationszeit von 0,1 s. In Abständen von 10 ms tauchen Spitzen von ca. 33 μ s in der Turnaroundtime auf. Diese zusätzliche Zeit wird für die Übermittlung der Simulationsdaten zu der 3D-Animationssoftware an einen Host-PC benötigt.

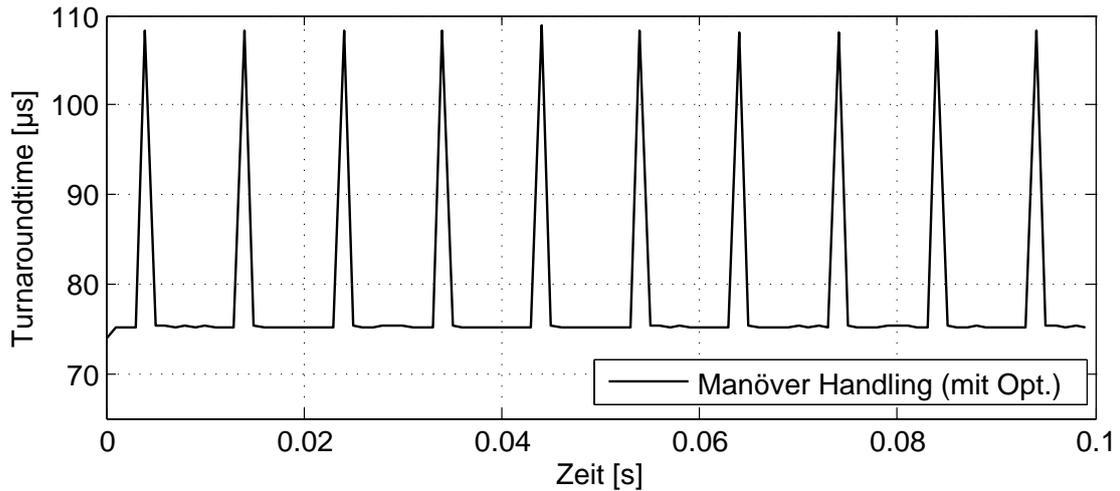


Abbildung 5-27: Verlauf der Rechenzeiten pro Simulationsschritt des Modells *Manöver Ride*

Diese Spitzen für die Übertragung der Simulationsdaten sind der Grund dafür, dass die Verläufe der Turnaroundtimes in Abb. 5-28 jeweils ein breites Band aufweisen. Neben diesen Spitzen können über einen größeren Simulationszeitraum allerdings zusätzliche Änderungen in der Rechenzeit auftreten. Die Abweichungen in den Verläufen in Abb. 5-28 resultieren aus der komplexen Straßengeometrie des Umgebungsmodells. Für die Beschreibung des ebenen Straßenverlaufs werden in dem in dieser Arbeit verwendeten Fahrdynamikmodells verschiedene geometrische Elemente aneinandergereiht, nämlich Geraden, Kreise, Klothoiden und kubische Splines. Der mathematische Aufwand zur Berechnung des Straßenverlaufs ist dabei für die einzelnen Elemente verschieden groß, da insbesondere die Klothoiden nicht geschlossen lösbar sind. Die in der Tabelle 5-3 aufgeführten Zahlen berücksichtigen diese Schwankungen in der Turnaroundtime und stellen somit die obersten Grenzen dar.

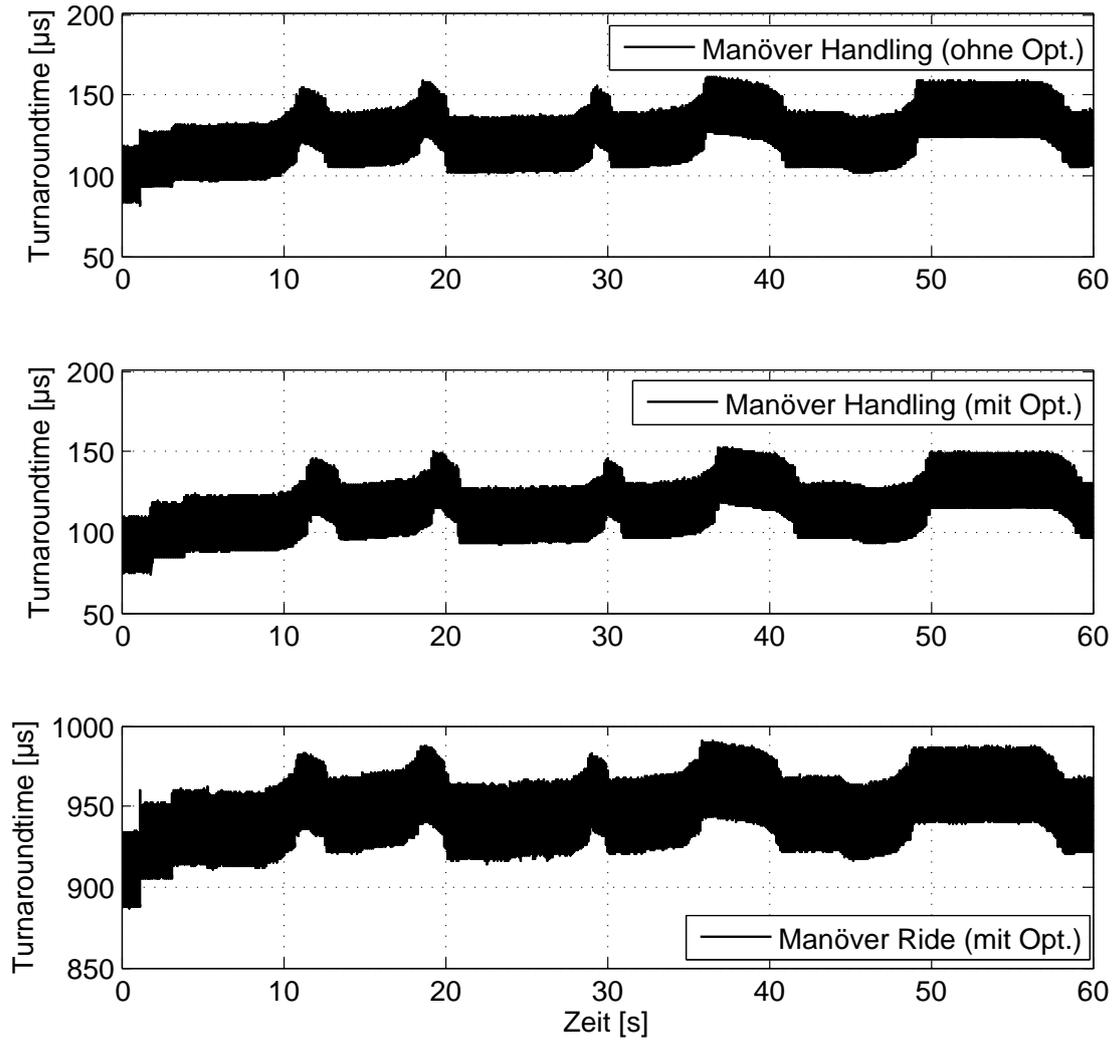


Abbildung 5-28: Verlauf der Rechenzeiten pro Simulationsschritt für verschiedene Fahrzeugmodelle

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung von Fahrdynamikmodellen zur Simulation des Fahrverhaltens und komfortrelevanter Schwingungseffekte, um somit den modellbasierten Steuergeräteentwicklungsprozess im automotive Bereich zu unterstützen. Die Arbeit lässt sich in folgende Punkte gliedern:

- Ermittlung und Einteilung komfortrelevanter Schwingungseffekte und Vorstellung des Stands der Technik in der Komfortsimulation (Kapitel 2),
- Entwicklung einer Modellierungsmethodik für Fahrzeugmodelle (Kapitel 3),
- Modellbildung der komfortrelevanten Fahrzeugmodelle (Kapitel 4),
- Validierung der Lagerungselemente (Abschnitt 5.1),
- Analyse der Auswirkungen der Modellerweiterungen auf die Fahrdynamik (Abschnitt 5.2),
- Simulation von Komforteigenschaften (Abschnitt 5.3) und
- Beurteilung der Echtzeitfähigkeit der erarbeiteten Fahrzeugmodelle (Abschnitt 5.4).

Bezüglich der Ermittlung komfortrelevanter Schwingungseffekte wird zunächst eine Einteilung von Fahrzeugschwingungen in die drei Bereiche *Handling* (0 bis 5 Hz), *Fahrkomfort* (5 bis 30 Hz) und *Rauheit/Akustik* (> 30 Hz) vorgenommen. Aufgrund der Vielzahl von unterschiedlichen und teilweise widersprüchlichen Einordnungen und Definitionen in der Literatur stellt diese Einteilung den Versuch einer Schnittmengenbildung dar. Der Begriff *Handling* beschreibt das Gesamtfahrzeugverhalten, der *Fahrkomfort*-Bereich umfasst von den Insassen wahrgenommene Schwingungen und unter der Kennzeichnung *Akustik/Rauheit* werden alle Schwingungen oberhalb des Komfortbereiches zusammengefasst, wobei der Begriff *Rauheit* den Übergang zwischen den fühlbaren Schwingungen des Fahrkomfort- und den hörbaren Schwingungen des Akustikbereiches kennzeichnet. Im Anschluss an diese Einteilung der Schwingungseffekte werden die für Echtzeitsimulationen relevanten Komforteffekte vorgestellt und hinsichtlich ihrer Entstehungsursache in die Bereiche *Antriebsaggregat*, *Achsen*, *Antriebsstrang* und *Karosserie* vorgenommen. Hiernach folgt eine Aufarbeitung des Stands der Technik in der Komfortsimulation; eine Vorstellung des Fahrdynamikmodells, das die Grundlage der in dieser Arbeit entwickelten Fahrzeugmodelle darstellt, beschließt das Kapitel.

Als Ergebnis der vorangegangenen Recherchen konnte festgehalten werden, dass zum Einen kommerzielle Echtzeit-Fahrdynamikmodelle aufgrund ihres recht einfachen Mehrkörpersystems nicht in der Lage sind, Komforteffekte zu simulieren.

Zum Anderen ist die in der Industrie verbreitete Modellbildung komfortrelevanter Effekte mit MKS-Programmsystemen für die Echtzeitsimulation ungeeignet. Die überwiegend im akademischen Umfeld verbreitete Modellierung mittels Computeralgebrasystemen wäre zwar für Echtzeitsimulationen nutzbar, allerdings ist hier die Ankopplung an ein Echtzeit-Gesamtfahrzeugmodell problematisch. Aus diesem Grund wurde innerhalb der Arbeit eine problemangepasste Modellierungsmethodik erarbeitet, die ein kommerzielles, echtzeitfähiges Fahrdynamikmodell mit der Flexibilität und Handhabbarkeit eines MKS-Modellierungssystems vereint und die Nutzung der etablierten Toolumgebung des Fahrdynamikmodells für die Parametrierung, Simulation und Animation ermöglicht.

Der Kern dieser Modellierungsmethodik stellt die Generierung der symbolischen Bewegungsgleichungen für ein Mehrkörpersystem dar, die anschließend in das Fahrdynamikmodell implementiert werden und somit die Grundlage für die Komfortsimulation bilden. Die Methodik nutzt eine Metamodellierungs-IDE, um eine direkt auf diesen Anwendungsfall zugeschnittene, grafische Modellierungsumgebung zu erstellen und somit den Modellierer bei der Definition des Mehrkörpersystems größtmöglich zu unterstützen. Das Ergebnis dieses Modellierungsprozesses ist die Beschreibung eines Mehrkörpersystems, welche von einem mit dem Computeralgebrasystem *Maple* entwickeltem Berechnungsskript weiterverarbeitet wird. Dieses Skript erzeugt die symbolischen Bewegungsgleichungen für ein baumstrukturiertes Mehrkörpersystem in einer effizienten Form und setzt diese automatisch in eine C-Code-basierten *MATLAB/Simulink*-S-Funktion um. Diese direkt auf das Fahrdynamikmodell zugeschnittene S-Funktion wird anschließend in ebendieses implementiert.

Die entwickelte Modellierungsmethodik wird dazu verwendet, um ein Mehrkörpersystem zu definieren, das über eine wesentlich größere Anzahl an Freiheitsgraden als die üblichen Mehrkörpersysteme für Fahrdynamikanwendungen verfügt. Die zusätzlichen Freiheitsgrade des Systems ermöglichen somit die Simulation von Motor-, Karosserie-, Antriebsstrang- und Hinterachsschwingungen sowie deren Kopplung untereinander. Neben der Erweiterung des Mehrkörpersystems wurden komplexe Kraftelemente für die Beschreibung von Gummi- und Hydrolagern erarbeitet und in das Gesamtfahrzeugmodell implementiert, um somit die Schwingungsübertragung insbesondere vom Antriebsaggregat und von der Hinterachse auf den Fahrzeugaufbau möglichst genau beschreiben zu können. Desweiteren wurde das Fahrzeugmodell um ein Modul erweitert, das die vom Motor erzeugten Kräfte und Momente simuliert.

Auf diese Weise sind zwei Gesamtfahrzeugmodelle zur Simulation von Komforteffekten entstanden: Das Modell *Prüfstand Ride* mit einem vereinfachten Reifenmodell und einer umfangreichen Sensorik für Prüfstandssimulationen sowie das Modell *Manöver Ride* zur Simulation von Fahrmanövern. Für die Parametrierung und Validierung der Modelle standen sowohl Konstruktionsparameter, Bau-

teilmessungen als auch Messungen auf dem Prüfstand und der Teststrecke eines aktuellen Fahrzeugs der gehobenen Mittelklasse zur Verfügung. Dabei zeigte sich, dass die Modelle für die Gummilager durchaus in der Lage sind, deren komplexes Verhalten, sowohl im statischen als auch im dynamischen Fall, mit einem Parametersatz gut zu beschreiben. Das in dieser Arbeit verwendete Hydrolagermodell offenbarte hingegen einige Schwächen bei der Simulation des in der Realität hoch komplexen Bauteils. Die Fahrdynamikmessungen als auch die Messungen auf dem Prüfstand zeigten, dass sowohl das ursprüngliche Fahrdynamikmodell als auch die Komfortmodelle sehr gut in der Lage sind, ein Gesamtfahrzeugverhalten bis 5 Hz zu simulieren. Wie erwartet haben die Erweiterung hinsichtlich des Fahrkomforts kaum Auswirkungen auf das Verhalten im Fahrdynamikbereich.

Bezüglich der Komforteffekte konnte festgestellt werden, dass die im vorderen Teil der Arbeit als solche identifizierten, mit den erweiterten Fahrzeugmodellen simulierbar sind. So zeigten sich anhand von Prüfstandssimulationen bis 30 Hz eindeutig sowohl die Stuckerfrequenz des elastisch gelagerten Antriebsaggregats als auch die erste Biegeeigenmode des Fahrzeugaufbaus und die Radeigenfrequenz. Auch war der negative Einfluss einer geringen Biegesteifigkeit auf die Radresonanz und das Motorstuckern simulierbar. Die Stuckerfrequenz konnte durch die Analyse der Schwingungsformen des elastisch gelagerten Antriebsaggregats eindeutig identifiziert werden.

Anhand der simulierten Verschiebung eines Punktes auf dem Motoraggregat und mithilfe einer Frequenzanalyse konnte die von einem Vierzylinderreihenmotor emittierten Schwingungen der zweiten Ordnung dargestellt werden. Eine ungleichmäßige Verbrennung innerhalb der Zylinder, die den Motor zu niederfrequenten Schwingungen anregt und als Ursache für komfortrelevante Schwingungen im Leerlauf gilt, konnte mit einer Zylinderabschaltung simuliert werden. Weiterhin wurden Lastwechselphänomene und die Schwingungsformen des beteiligten, elastisch gelagerten Fahrschemels analysiert.

Eine Analyse der Echtzeitfähigkeit zeigte, dass sowohl die Erweiterungen des Mehrkörpersystems als auch die zusätzlichen Modellanteile im Gesamtfahrzeugmodell, eine starke Erhöhung der benötigten Rechenzeit zur Folge hat. Allerdings konnten die harten Echtzeitbedingungen eingehalten werden. In der Analyse wurde dabei deutlich, dass ein in dem Skript zur Generierung der Bewegungsgleichungen implementierter, auf Gleichungsumstellungen basierender Optimierungsalgorithmus der Schlüssel zur Erzeugung erweiterter Mehrkörpersysteme für Echtzeitsimulationen ist.

Die in dieser Arbeit entwickelte Methodik zur Generierung von Fahrzeugmodellen mit angepassten Mehrkörpersystemen eignet sich auf der einen Seite zur Erstellung von Fahrdynamikmodellen für Fahrzeuge mit einer untypischen Dynamik (Spezialfahrzeuge). Auf der anderen Seite lassen sich, wie in dieser Arbeit durchgeführt, Modelle von gewöhnlichen Fahrzeugen mit einer angepassten Modellie-

rungstiefe erzeugen, um somit den Simulationsbereich zu erweitern. Dabei bleibt die etablierte und umfangreiche Toolumgebung des verwendeten Fahrdynamikmodells zur Parametrierung, Simulation und Animation weiterverwendbar. Deshalb wird zum Einen der modellbasierte Steuergeräteentwicklungsprozess dadurch unterstützt, dass sich die Modelle aufgrund ihrer größeren Modellierungstiefe zunehmend für die Funktionsentwicklung eignen und somit eine Durchgängigkeit der Modelle erreicht werden kann. Zum Anderen ist eine Verbesserung des modellbasierten Entwicklungsprozesses für Steuergeräte, die in Fahrzeuge mit untypischer Dynamik verwendet werden sollen, möglich, weil durch die Ergebnisse dieser Arbeit die etablierten Werkzeuge für den Entwicklungsprozess auf diese Spezialfälle übertragbar sind.

Hinsichtlich der Modellierungsmethodik existiert Optimierungspotenzial bei der Definition der Mehrkörpersysteme durch die Einführung zusätzlicher Modellierungsobjekte bspw. von Gelenken, Führungen etc., da der Modellierer somit bei der Abstraktion des zu modellierenden Systems zusätzlich unterstützt werden kann. Weiterhin hat es sich gezeigt, dass, obwohl der Optimierungsalgorithmus die Bewegungsgleichungen in einer hocheffizienten Form darstellt, es immer noch Reserven für weiteren Optimierungen der Rechenzeit gibt. Eine Weiterentwicklung des Algorithmus würde den Anwendungsbereich der Modellierungsmethodik zusätzlich erweitern.

Für die in dieser Arbeit entwickelten Fahrzeugmodelle ließen sich Überfahrten über spezielle Schlechtwegstrecken simulieren, um somit die Übertragbarkeit von über die Reifen angeregte, hochfrequente Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau zu bestimmen und den Einfluss des elastisch gelagerten Fahrschemels mit angekoppelter Radaufhängung auf diese Schwingungen zu analysieren. Allerdings könnten diese Untersuchungen die Implementierung eines speziell für diese Zwecke entwickelten Reifenmodells erfordern.

Anhang

A.1 Prüfstandsvalidierung im Handlingbereich

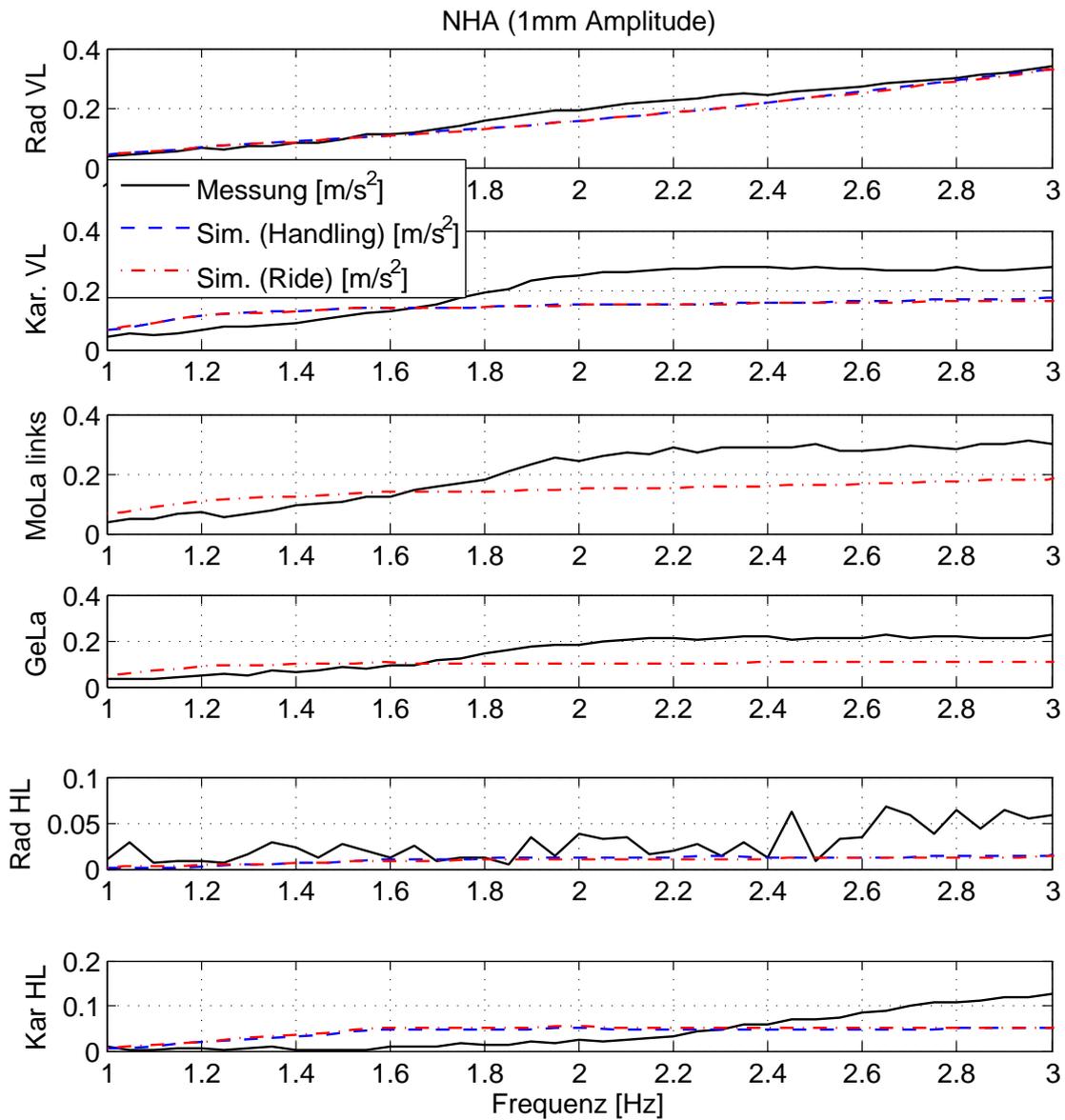


Abbildung A-1: Validierung „Nicken um die Hinterachse“ (NHA) für 1 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

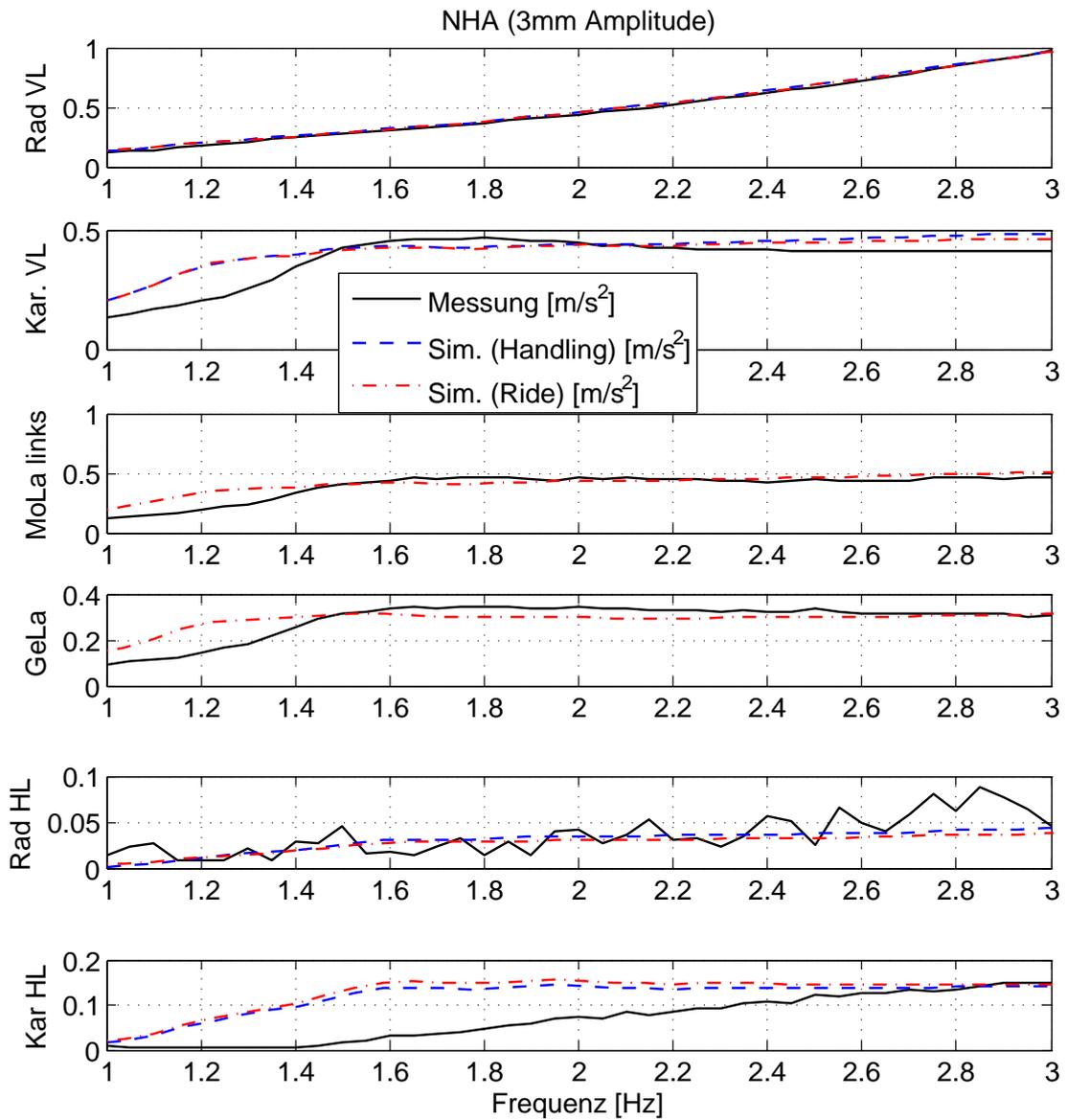


Abbildung A-2: Validierung „Nicken um die Hinterachse“ (NHA) für 3 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

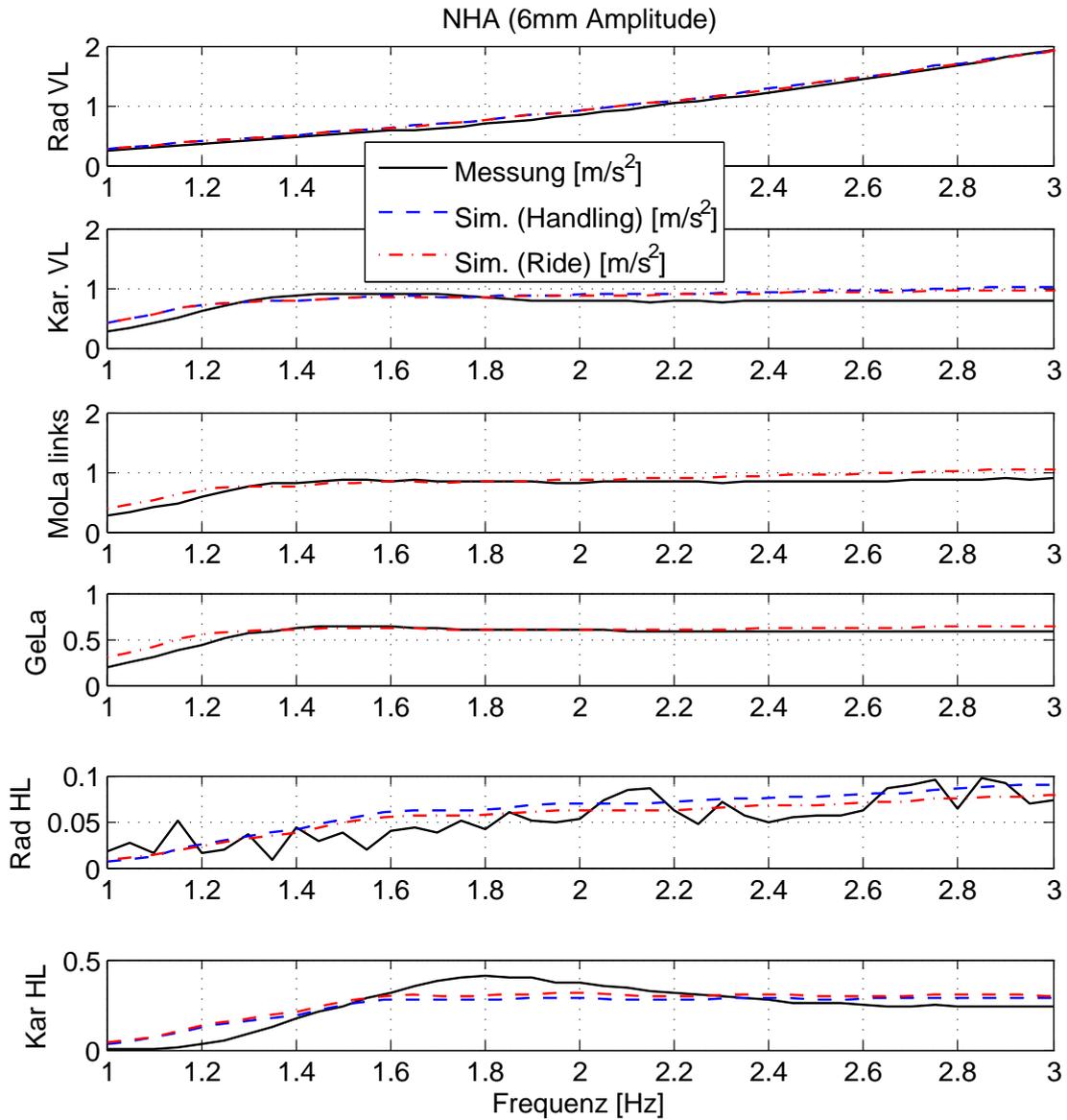


Abbildung A-3: Validierung „Nicken um die Hinterachse“ (NHA) für 6 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

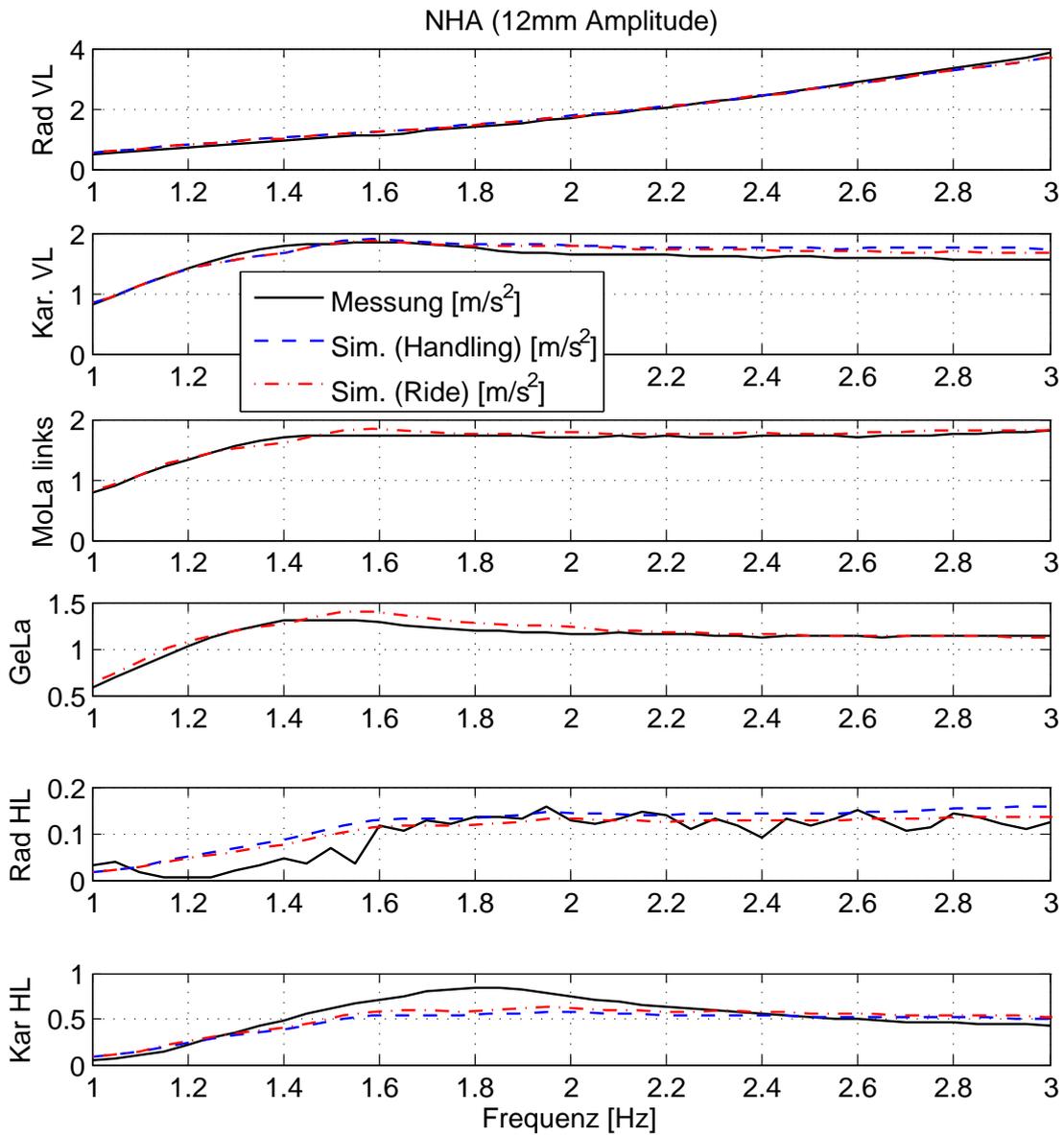


Abbildung A-4: Validierung „Nicken um die Hinterachse“ (NHA) für 12 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

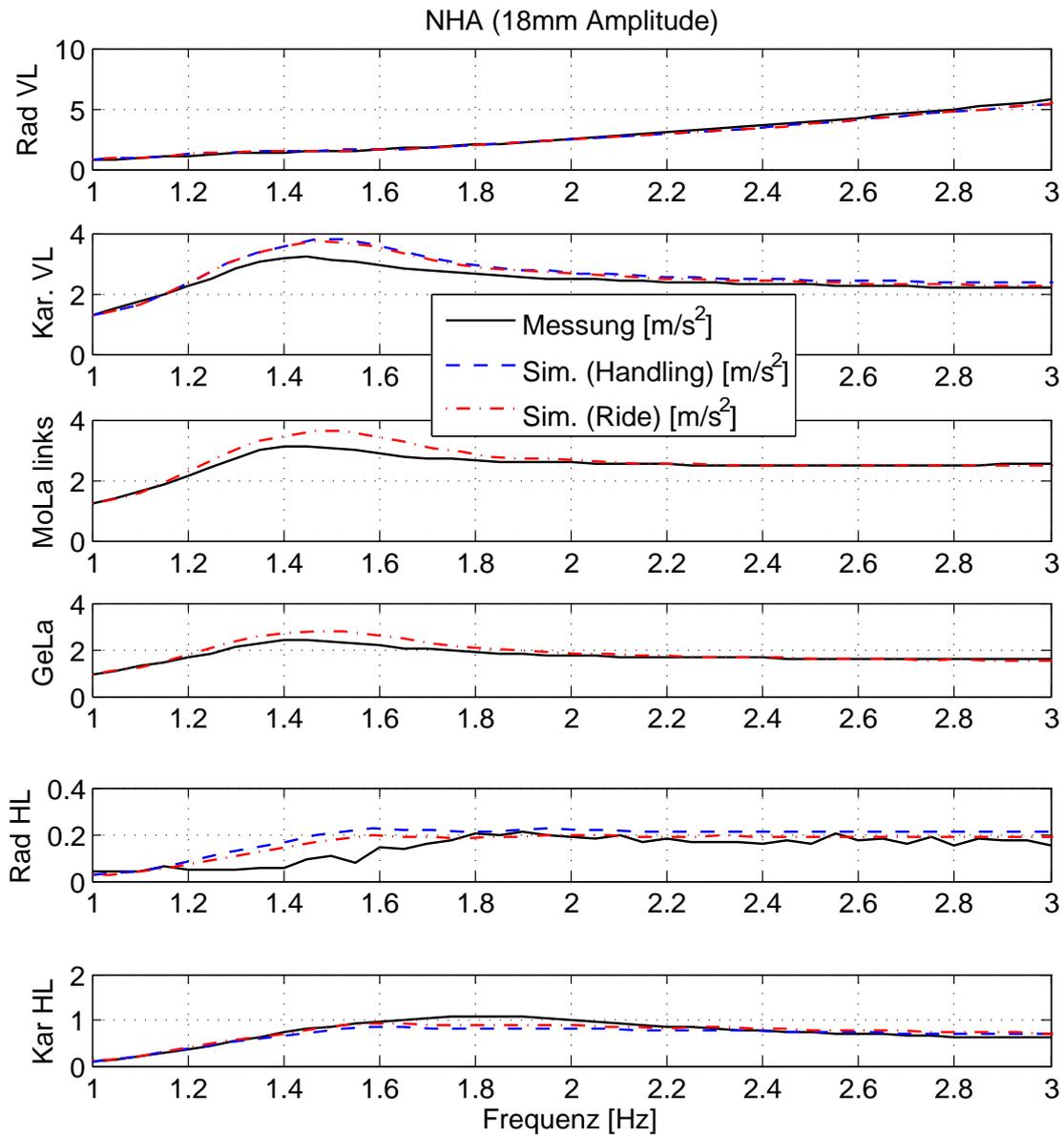


Abbildung A-5: Validierung „Nicken um die Hinterachse“ (NHA) für 18 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Vorderrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

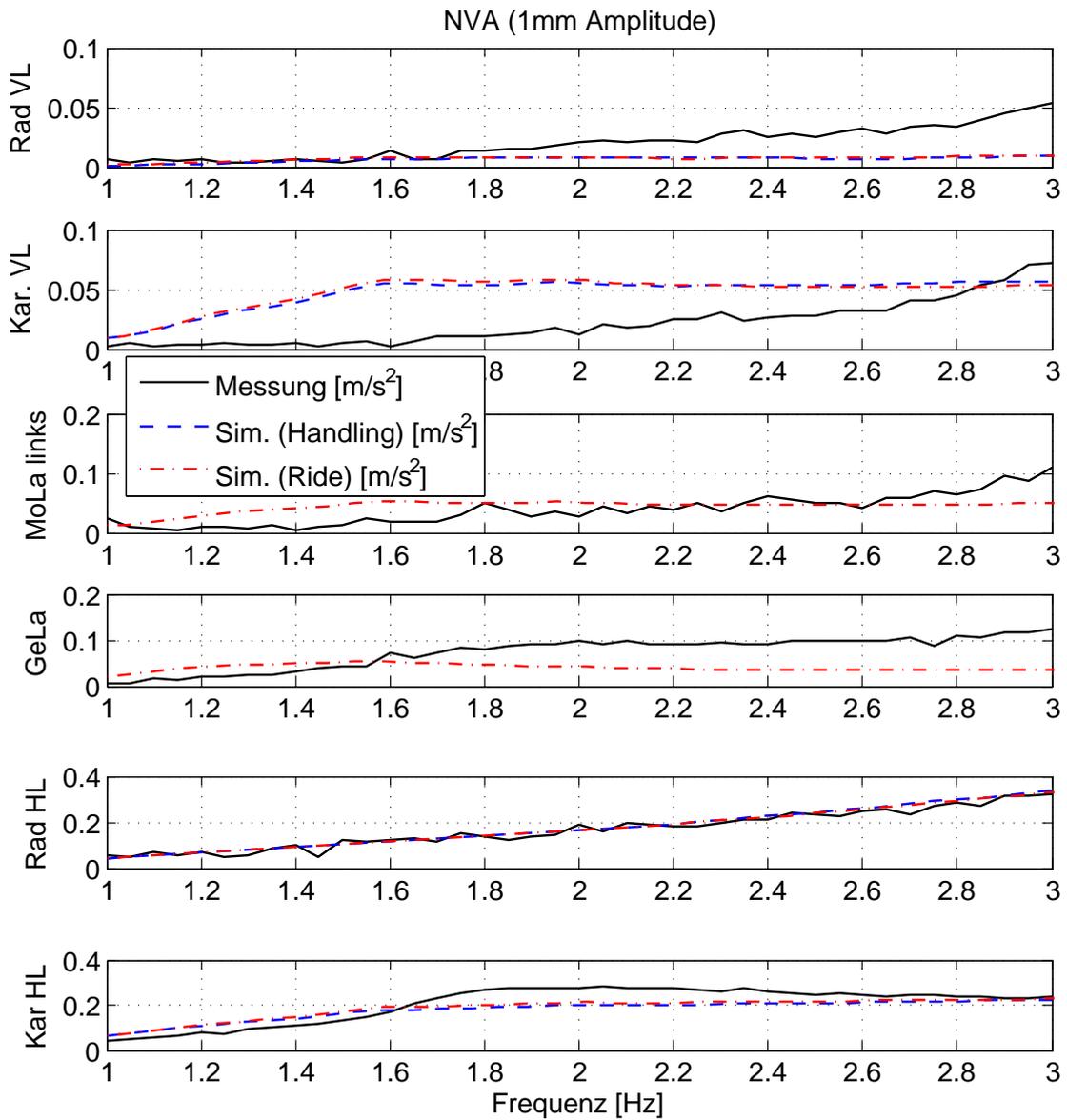


Abbildung A-6: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 1 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

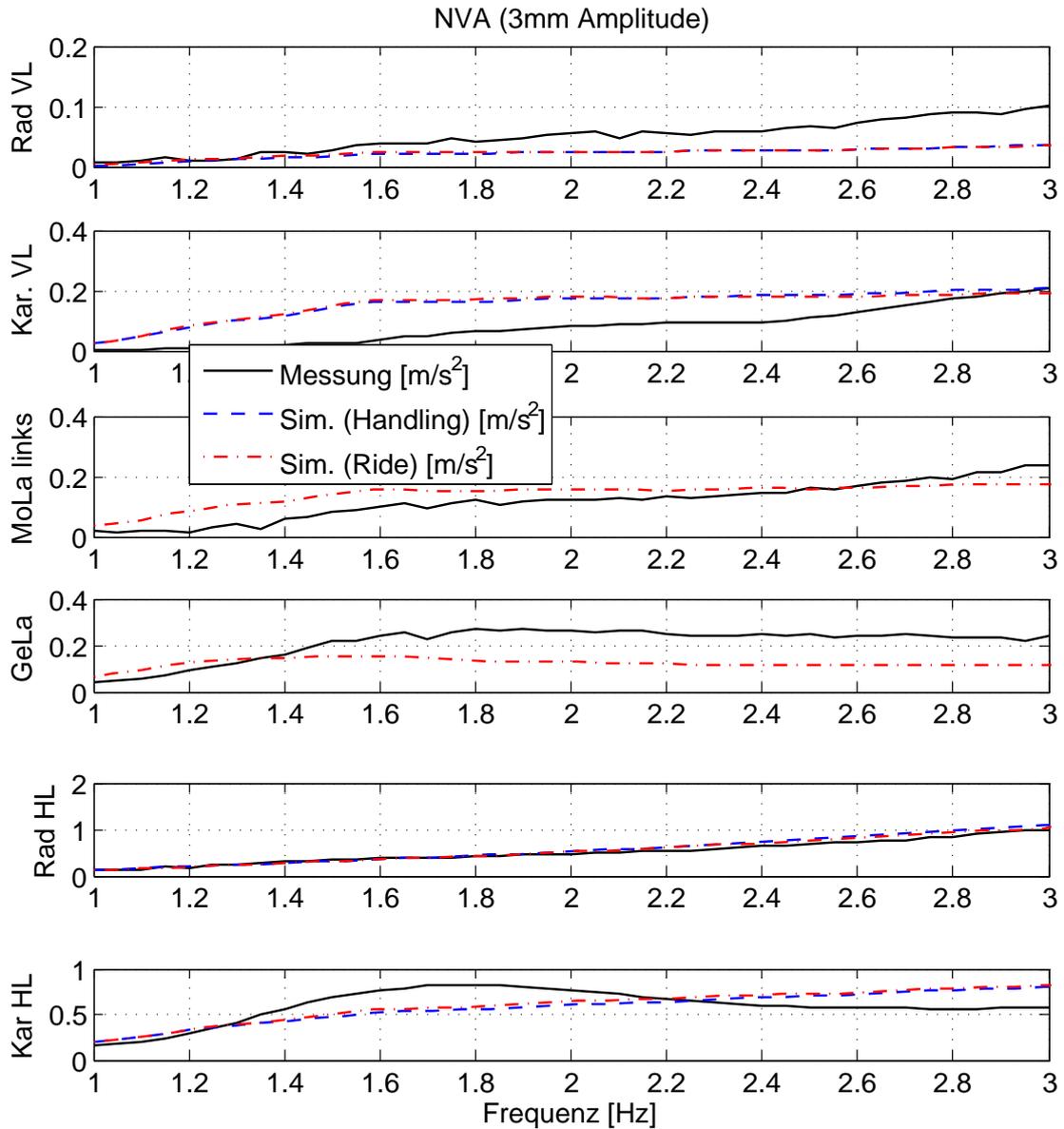


Abbildung A-7: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 3 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

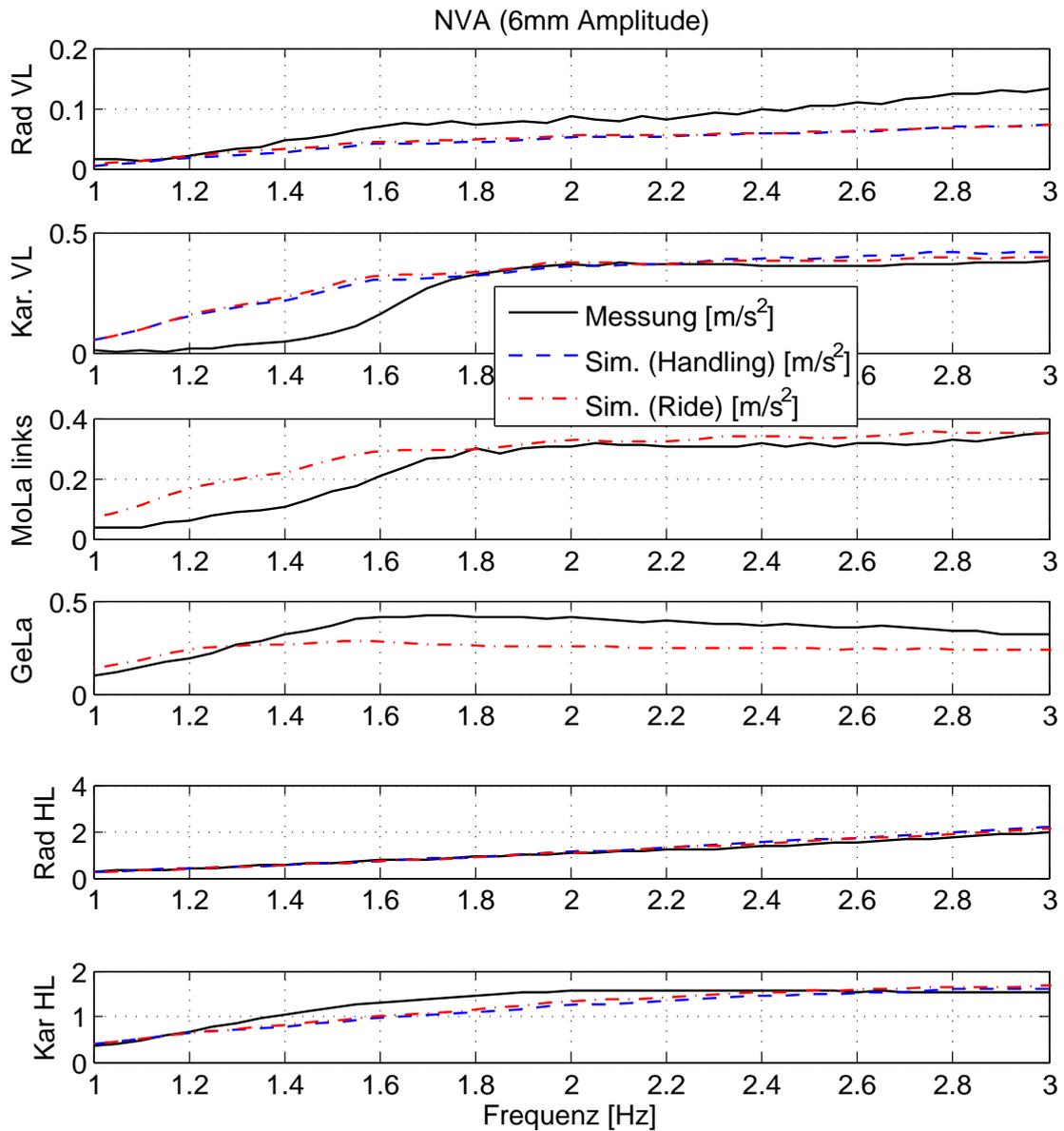


Abbildung A-8: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 6 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

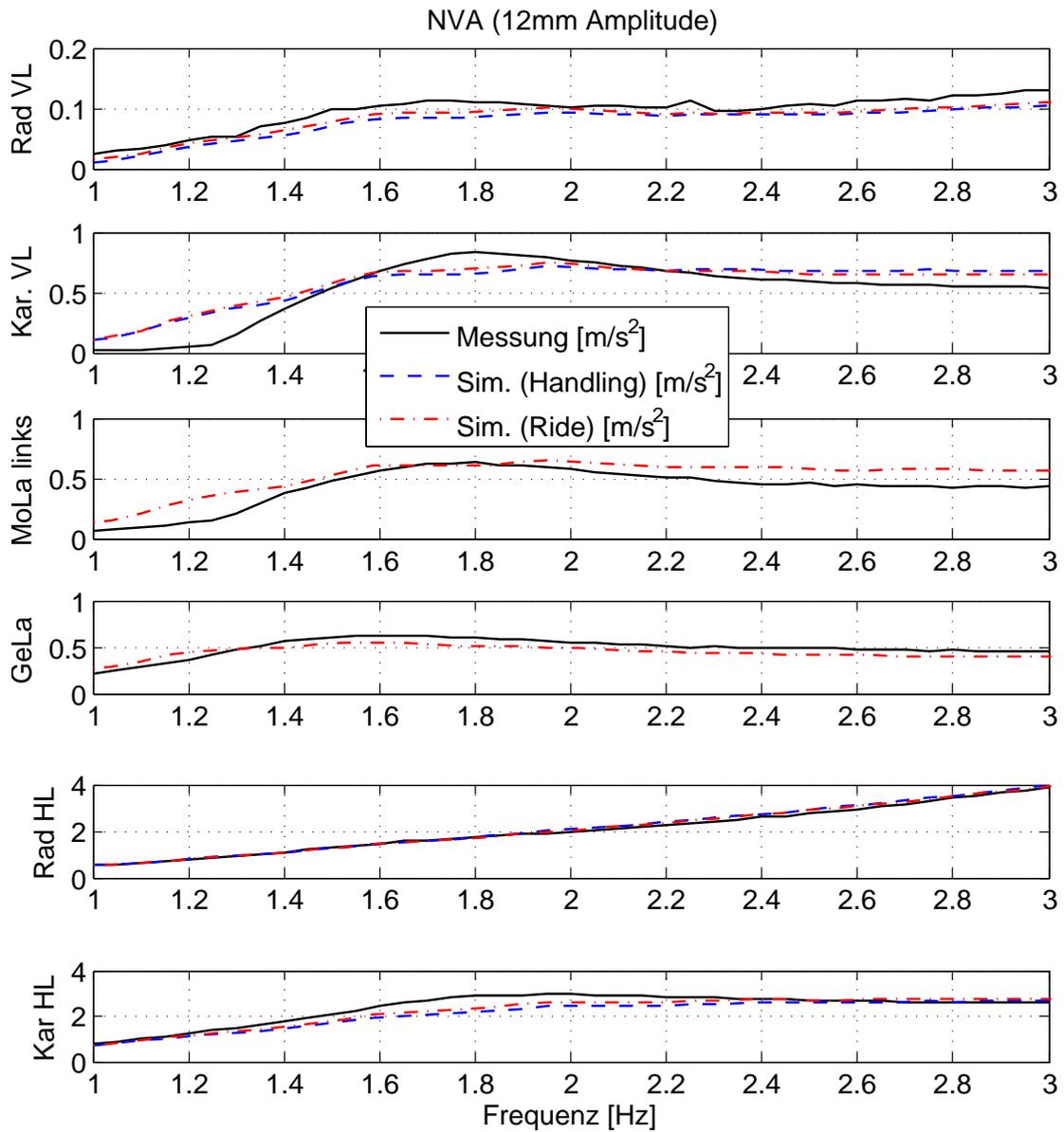


Abbildung A-9: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 12 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

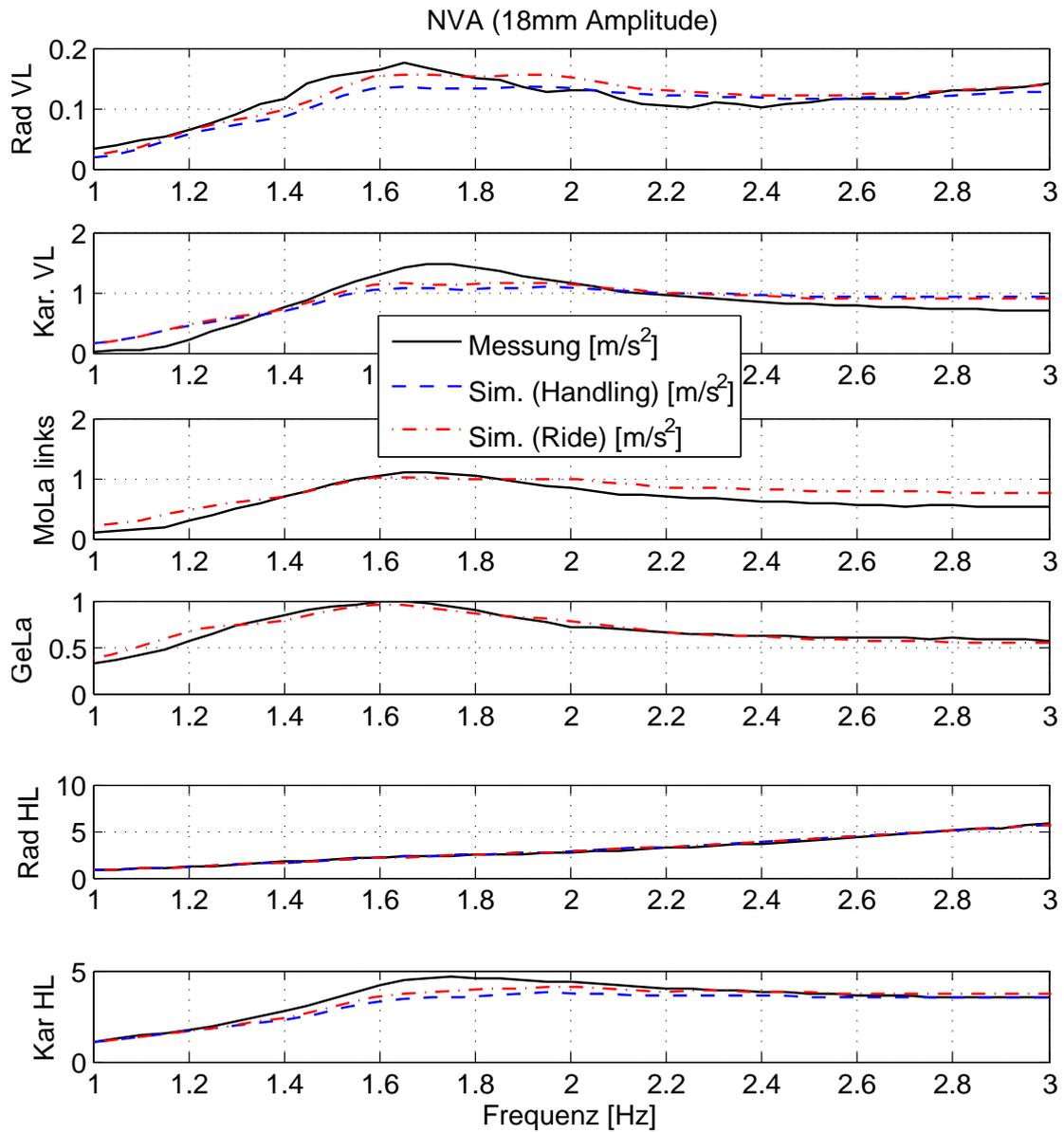


Abbildung A-10: Validierung „Nicken um die Vorderachse“ (NVA) für 18 mm vertikale Verschiebungsamplitude an den Hinterrädern (Bezeichnungen siehe Tabelle 5-1)

A.2 Fahrdynamik-Validierung *Stationäre Kreisfahrt*

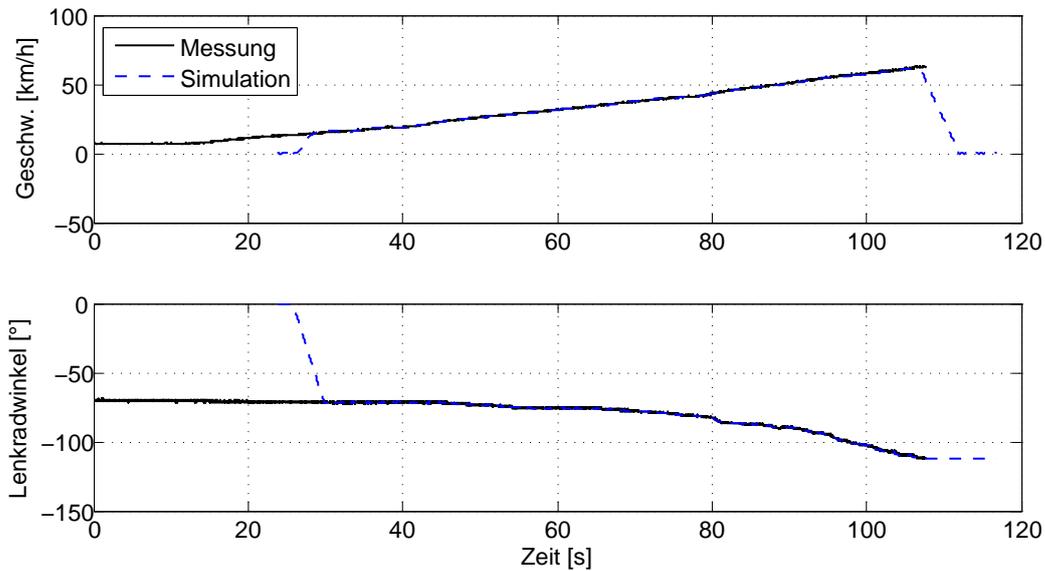


Abbildung A-11: Gemessene Geschwindigkeit und Lenkradwinkel (durchgezogene Linien) sowie Simulationsdaten (gestrichelte Linien) der stationären Kreisfahrt mit negativen Lenkradwinkel

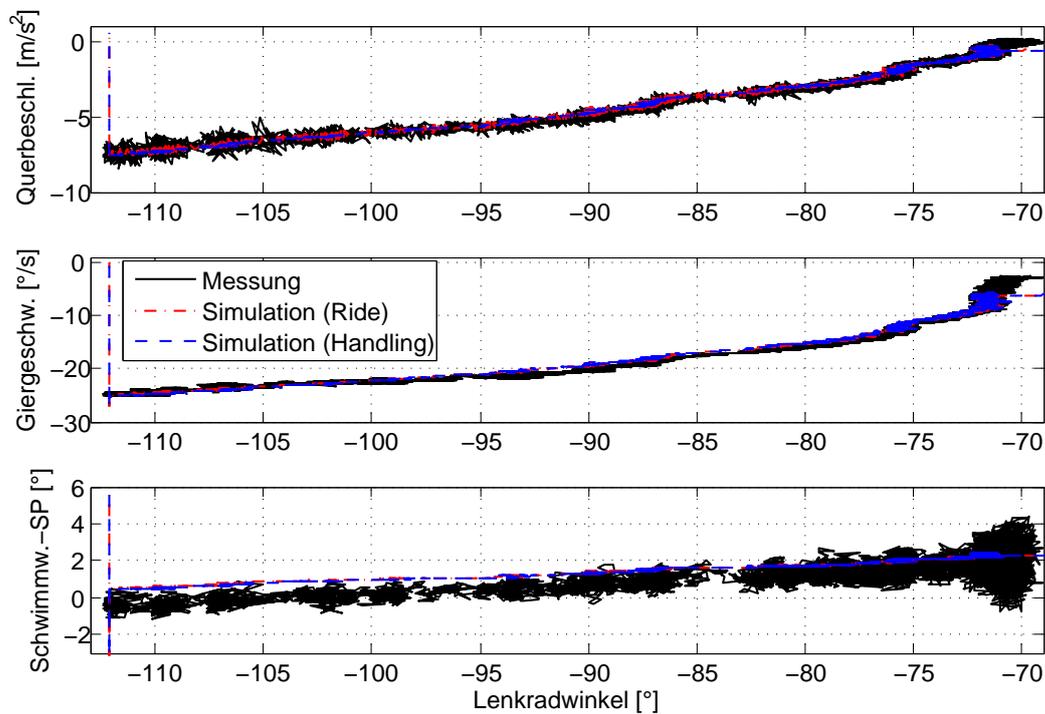


Abbildung A-12: Validierung der Querbeschleunigung, der Gierrate und des Schwimmwinkels im Fahrzeugschwerpunkt bei der stationären Kreisfahrt mit negativen Lenkradwinkel

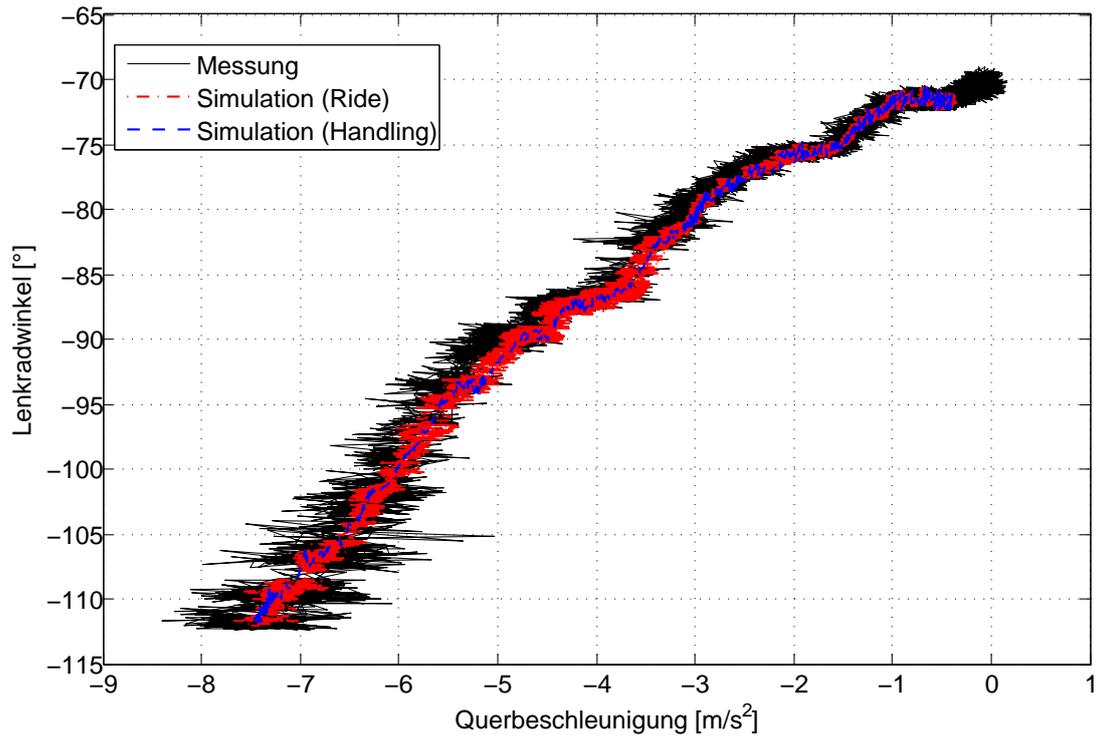


Abbildung A-13: Validierung des Zusammenhangs Lenkradwinkel/Querbeschleunigung anhand der stationären Kreisfahrt mit negativen Lenkradwinkel

A.3 Rechenbedarf und Echtzeitfähigkeit

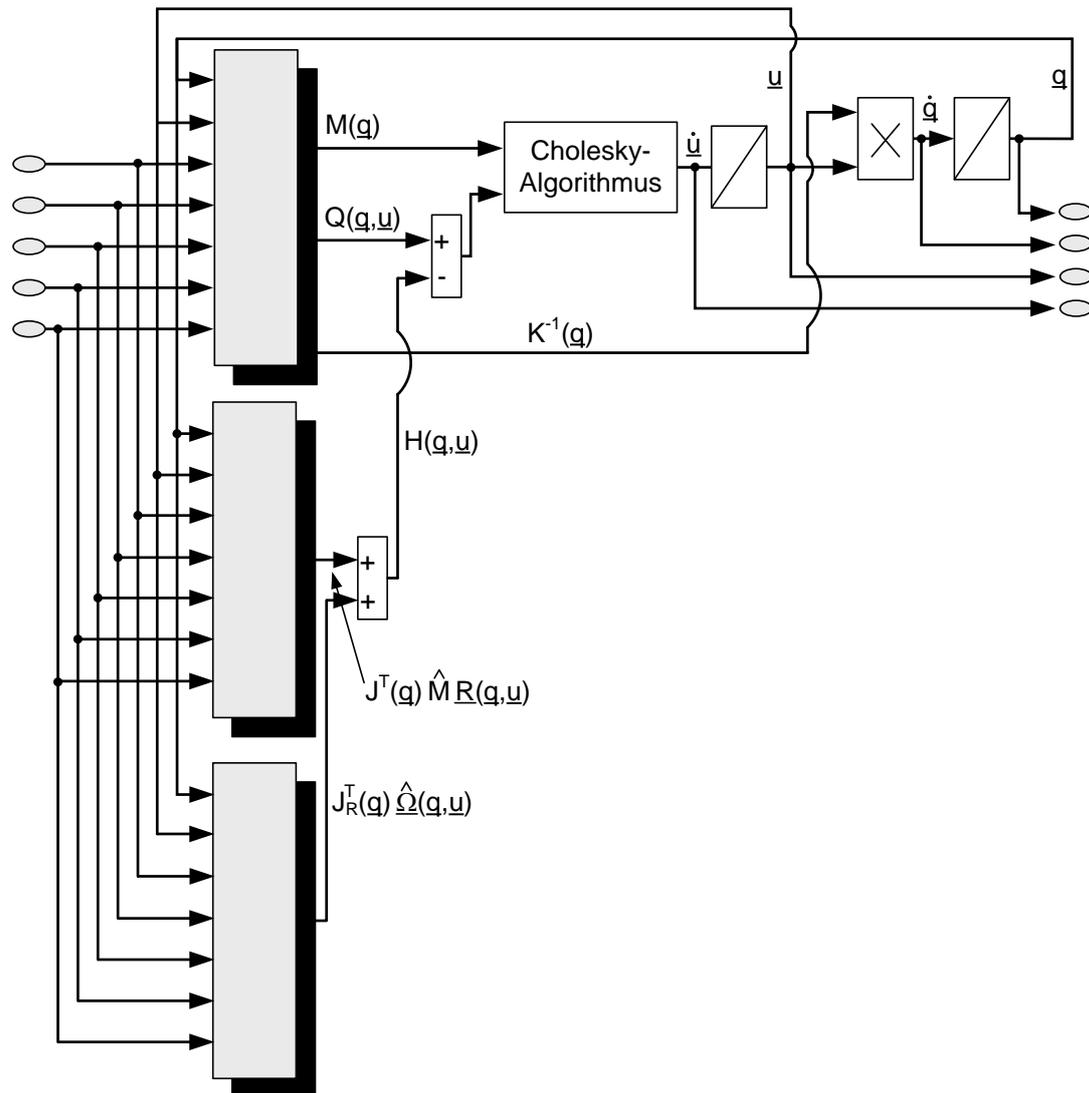


Abbildung A-14: Modellstruktur für die Vertikaldynamik mit separater Berechnung der generalisierten Kreisellkräfte

Literaturverzeichnis

- [ADAC11] Rückrufrdatenbank des ADAC,
<http://www.adac.de/infotestrat/autodatenbank/rueckrufe/default.aspx>, Stand: Januar 2011.
- [Albe01] Albers, A.; Krüger, A.; Lux, R.; Albrecht, M.: Prüfen von Antriebssträngen am Beispiel des Kupplungsrupfens - Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 01, (2001), S. 44-49.
- [Alt02] Alt, N.; Wolf, K.; Braun, E.: NVH-Motorlagerung. Vom Konzept zur Kalibrierung, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104, 01, (2002), S. 56-66.
- [AlTa10] Al Tarooti, A.: Extending a Real Time Vehicle Dynamics Model for Ride Comfort Investigation, Masterarbeit, Lehrstuhl für Mechanik und Robotik, Institut für Mechatronik und Systemdynamik, Universität Duisburg-Essen, 2010.
- [Amb01] Ambrósio, J.A.C.; Goncalves, J.P.C.: Complex Flexible Multibody Systems with Application to Vehicle Dynamics, in: Multibody System Dynamics 6, (2001), S. 163-182.
- [Amel07] Amelunxen, H.: Ausbau und Anwendung eines Werkzeugs zur Generierung symbolischer, echtzeitfähiger Bewegungsgleichungen von KFZ, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Lehrstuhl für Mechatronik und Dynamik (MuD), Universität Paderborn, 2007.
- [Amel10a] Amelunxen, H.; Trächtler, A.; Haupt, H.; Schütte, H.: Generation of Extended Vehicle-dynamics Models for Real-time Simulations, in: Proc. 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control - AVEC10, Loughborough (UK), 2010.
- [Amel10b] Amelunxen, H.; Trächtler, A.; Haupt, H.; Schütte, H.: Real-Time Vehicle Models for Simulations of Ride Comfort, in: Proc. 6th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control - AAC, München, 2010.
- [Ammo97] Ammon, D.: Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik, Stuttgart (Teubner), 1997.
- [Ammo07] Ammon, D.; Schiehlen, W.: Advanced Road Vehicles: Control Technologies, Driver Assistance, in: Schiehlen, W. (Hrsg): Dynamical Analysis of Vehicle Systems, Wien/New York (Springer), 2007.
- [Aus98] Austrell, P.-E.; Bellander, M.; Stenberg, B.; Carlsson, U.; Kari, L.; Persson, S.: Survey of Design Methods and Material Characteristics in Rubber Engineering, Lund Institute of Technology, Lund, 1998.
- [Baum04] Baumann, G.; Mnuk, M.; Schelkle, E.; Witte, L.: Ein Werkzeug für die Modellierung und Simulation von Fahrwerksteilen, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 106, 11, (2004), S. 1038-1045.
- [Baum06] Baumann, G.; Mnuk, M.: Elements - An Object-Oriented Approach to Industrial Software Development, in: The Mathematica Journal 10, 1, (2006), S. 161-186.
- [Benc98] Bencker, R.: Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb, Diss. Techn. Universität Dresden, 1998.
- [Bin07] Binner, P.: Aggregatelager, in: Heißing, B./Ersoy, M. (Hrsg): Fahrwerkhandbuch, ATZ/MTZ-Fachbuch, Wiesbaden (Vieweg) 2007, S. 430-434.
- [Benz08] Benz, R.: Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten, Schriftenreihe des Instituts für Technische Mechanik, Universität Karlsruhe (TH), Band 6, Karlsruhe (Universitätsverlag), 2008.

- [Bohn05] Bohn, C.; Karkosch, H.-J.; Svaricek, F.: Zustandsbeobachter für periodische Signale: Anwendung zur aktiven Kompensation von motorerregten Karosserieschwingungen, in: Automatisierungstechnik 53, 11, (2005), S. 525-536.
- [Boes02] Bösch, P.; Ammon, D.; Klempau, F.: Reifenmodelle - Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung, in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 511, Düsseldorf (VDI-Verlag), 2002.
- [Buec07] Büchler, H.-J.: Comfort Simulation: Goals - Issues - Solutions, VI-grade User's Conference, Marburg, 2007.
- [Claa10] www.claas.com, 2011.
- [dSPA11] <http://www.dspace.de>, 2011.
- [ASM10] Produktinformation ASM-Vehicle Dynamics Simulation Package, <http://www.dspace.com>, 2010.
- [Eber98] Ebersberger, I.; Riepl, A.; Kern, G.; Knott, H.-P.: Schwingungssimulation eines allradgetriebenen Fahrzeuges, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, 11, (1998), S. 828-830.
- [Ebra06] Ebrahimi, S.; Eberhard, P.: Rigid-elastic modeling of meshing gear wheels in multibody systems, in: Multibody System Dynamics 16, (2006), S. 55-71.
- [Eich05] Eichberger, A.; Schittenhelm, M.: Implementations, applications and limits of tyre models in multibody simulation, in: Vehicle System Dynamics 43, 1 (2005), S. 18 - 29.
- [Falk06] Falkner, A.; Reinalter, W.: Consistent vehicle model for determining the design envelope, ride comfort and component load, in: Vehicle System Dynamics 44, 1, (2006), S. 468 - 478.
- [Fich08] Fichera, G.; Scionti, M.; Petrone G.: Touring coach multibody models for handling analysis including frame flexibility, 2nd VI-grade User's Conference, Udine, 2008.
- [Frey01] Freymann, R.: Fahrzeugakustik, in: Braess/Seiffert (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 2. Auflage, Braunschweig/Wiesbaden (Vieweg), 2001.
- [Fro09] Froschhammer, F.; Schittenhelm, M.; Keppler, R.: BMW High-Dynamic Engine Test Benches using SIMPACK Real-Time Models, in: SIMPACK News, S. 2 - 5, Gilching (SIMPACK AG), November 2009.
- [Fuel01] Fülbier, K.-P.: Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen, Diss., RWTH Aachen, 2001, <http://www.bth.rwth-aachen.de/ediss/ediss.html>.
- [Geis00] Geisberger, A. A.: Hydraulic Engine Mount Modeling, Parameter Identification and Experimental Validation, Master Thesis, University of Waterloo, Ontario, 2000.
- [Gos85] Gosdin, M.: Analyse und Optimierung des dynamischen Verhaltens eines PKW-Antriebsstranges, in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11, Nr. 69, Düsseldorf (VDI-Verlag), 1985.
- [Haz94] Hazelaar, M.: Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit), in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 220, Düsseldorf (VDI-Verlag), 1994.
- [Hei10] Heier, T.; Bertram, T.: Control of a mechatronic adaptive engine mount - implementation and results, in: Proc. 6th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control - AAC, München, 2010.
- [Hech04] Hechenblaikner, J.; Oberle, R.: Akustische Systembetrachtungen am Antriebsstrang, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 106, 10, (2004), S. 896-905.

- [Henn09] Henning, H.: Erweiterung eines echtzeitfähigen Fahrdynamikmodells zum Einsatz in Fahrkomfortuntersuchungen, Bachelorarbeit, Fakultät für Fahrzeugtechnik, Hochschule Esslingen, 2009.
- [Heis77] Heißing, B.: Ein Beitrag zur objektiven Bewertung des fahrdynamischen Verhaltens von Pkw auf der Grundlage einer Fahrzeugsimulation, Forschungsbericht des Landes Nordrhein-Westfalen, Nr. 2675/Fachgruppe Umwelt/Verkehr, Opladen (Westdeutscher Verlag GmbH, 1977.
- [Holz06] Holzmann, H.: Anwendungsorientierte Übersicht kommerzieller Fahrzeug-Simulations-Systeme, in: Isermann, R. (Hrsg): Fahrdynamik-Regelung, Wiesbaden (Vieweg), 2006.
- [Hudi03] Hudi, J.; Keijsers, R.; Kvasnicka, P.: Simulationsverfahren von Motorbewegungen, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105, 01, (2003), S. 46-52.
- [Hust90] Huston, R. L.: Multibody Dynamics, Boston/London (Butterworth-Heinemann), 1990.
- [IPG11] <http://www.ipg.de>, 2011.
- [GME05] Institute for Software Integrated Systems: GME 5 User's Manual, Vanderbilt University, Nashville, 2005, <http://www.isis.vanderbilt.edu/projects/gme>.
- [Iser06] Isermann, R.: Das Mechatronische Kraftfahrzeug, in: Isermann, R. (Hrsg): Fahrdynamik-Regelung, Wiesbaden (Vieweg), 2006.
- [Iser08] Isermann, R.: Mechatronische Systeme. 2. Auflage, Berlin/Heidelberg/New York (Springer), 2008.
- [Kane85] Kane, T. R.; Levinson, D. A.: Dynamics: Theory and Applications, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York (McGraw-Hill, Inc.), 1985.
- [Karl03] Karlsson, F.; Persson, E.: Modelling non-linear Dynamics of Rubber Bushings - Parameter Identification and Validation, Master's Dissertation, Division of Structural Mechanics, LTH, Lund University, Lund, 2003.
- [Kars03] Karsai, G.; Sztipanovits, J.; Lédeczi, Á.; Bapty, T.: Model-Integrated Development of Embedded Software, in: Proc. of the IEEE 91, 1, 2003, S. 145-164.
- [Kli96] Klingner, B.: Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug, Diss., Techn. Universität Braunschweig, 1996.
- [Klug09] Kluge, T.; Allen, J.; Amanjot, D.: Advantages and Challenges of Closed-Loop HIL Testing for Commercial and Off-Highway Vehicles, SAE-Technical Paper No. 2009-01-2841, 2009.
- [Koeh06] Köhler, E.; Flierl, R.: Verbrennungsmotoren, 4. Aufl., Wiesbaden (Vieweg), 2006.
- [Lam00] Lamberg, K.; Wältermann, P.: Einsatz der HIL-Simulation zum Test von Mechatronik-Komponenten in der Fahrzeugtechnik, 2. Tagung „Mechatronik im Automobil“, Haus der Technik, München, 2000.
- [Lamb98] Lambertz, S.: Nichtlineares Materialgedächtnis für technische Gummiwerkstoffe mit deformationsabhängigen Eigenschaften und seine experimentelle Überprüfung an Gummifederelementen, Diss., RWTH Aachen, 1998.
- [Liem10] Liem, K.; Peperhowe, M.; Haupt, H.: Modular Multibody Approach for Real-Time Simulation of Vehicle-Trailer Combinations, SAE-Technical Paper No. 2010-01-0720, 2010.
- [Luec03] Lückmann, T.: Simulation von Antriebsstranggeräuschen, Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik TU Braunschweig, Aachen (Shaker), 2003.

- [Kols93] Kolsch, H.: Schwingungsdämpfung durch statische Hysterese, in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11, Nr. 190, Düsseldorf (VDI-Verlag), 1993.
- [Lede01] Lédeczi, Á. et al.: The Generic Modeling Environment, in: Proc. of WISP, Budapest (Ungarn), 2001.
- [Ma03] Ma, Z.-D.; Perkins, N.: An Efficient Multibody Dynamics Model for Internal Combustion Engine Systems, in: Multibody System Dynamics 10 (2003), S. 363-391.
- [Merc10] <http://blog.mercedes-benz-passion.com>, 2011.
- [Mey07] Meywerk, M.: CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik, Berlin/Heidelberg (Springer), 2007.
- [Mits04] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage, Berlin/Heidelberg/New York (Springer), 2004.
- [Mol07] Molnár, Z.; Balasubramanian, D.; Lédeczi, Á.: An Introduction to the Generic Modeling Environment, Model-Driven Development Tool Implementers Forum (MDD-TIF07), ETH Zürich, 2007.
- [More03] Moresche, G.; Dragon, L. et al.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, in: Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 25. Auflage, Wiesbaden (Vieweg), 2006.
- [Most03] Mostafa, M.: Real-Time Vehicle Dynamics Simulation for HIL-Testing of VDC-ECUs, Masterarbeit, Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), Universität Paderborn, 2003.
- [Nuss08] Nussbaumer, M.: Simulationstechnische Komfortoptimierung an Handschaltgetrieben, Göttingen (Sierke), 2008.
- [OMG05] Object Management Group: Meta Object Facility (MOF) Specification, Version 1.4.1, formal/05-05-05, <http://www.omg.org/mof>, 2005.
- [Ober01] Oberg, H.-J.: Ottomotor - Teil 1, in: Braess/Seiffert (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 2. Aufl., Braunschweig/Wiesbaden (Vieweg), 2001.
- [Pace02] Pacejka, H.-B.: Tire and Vehicle Dynamics, Woburn, USA (Butterworth-Heinemann), 2002.
- [Pepe11] Peperhowe, M.; Liem, K.; Haupt, H.: Flexible Real-Time Simulation of Truck and Trailer Configurations, SAE-Technical Paper No. 2011-01-2264, 2011.
- [Pfef02] Pfeffer, P.; Hofer, K.: Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager zur Optimierung der Gesamtfahrzeug-Simulation, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104, 05, (2002), S. 442-451.
- [Pisc05] Pischinger, S.: Verbrennungsmotoren, Band 1, Umdruck zur Vorlesung Verbrennungskraftmaschinen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2005.
- [Pohl99] Pohl, R.; Wahle, M.: Entwicklung eines Rechenmodells zur Beschreibung von Gummibauteilen bei statischer und dynamischer Belastung, Schlußbericht zum BMBF-Forschungsvorhaben, Aachen, 1999.
- [Popp93] Popp, K.; Schiehlen, W.: Fahrzeugdynamik, Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik, Stuttgart (B. G. Teubner), 1993.
- [Pors10] www.porsche.com, 2010.
- [Rau07] Rau, M.: Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung, Diss., Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie, Stuttgart, 2007.
- [Rauh03] Rauh, J.: Virtual Development of Ride and Handling Characteristics for Advanced Passenger Cars, in: Vehicle System Dynamics 40, 1, (2003), S. 135 - 155.

- [Rese06] Rese, S.: Generierung symbolischer, echtzeitfähiger Bewegungsgleichungen von Fahrzeugen unter Anwendung der Mehrkörperdynamik, Diplomarbeit, Fachbereich Elektrotechnik/Informatik, Fachgebiet Regelungs- und Automatisierungstechnik, Universität Kassel, 2006.
- [Riep99] Riepl, A.; Hofbauer, S.: MBS-Simulation in the Engineering Process at Steyr-Daimler-Puch with Focus on Powertrain Applications, 14th European ADAMS Users' Conference, Berlin, 1999.
- [Riep05] Riepl, A.; Reinalter, W.; Schmid, M.: Application of the tyre model FTire in the vehicle development process at MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik, in: Vehicle System Dynamics, 43, 1, (2005), S. 370 - 383.
- [Rill06] Rill, G.: Vehicle Modeling by Subsystems, in: J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. 28, 4, 2006.
- [Rill07] Rill, G.: Simulation von Kraftfahrzeugen, vom Vieweg-Verlag genehmigter Nachdruck, Regensburg, 2007.
- [Rill09] Rill, G.: Vehicle Dynamics, Vorlesungsskript, Hochschule Regensburg, 2009.
- [Romp84] Rompe, K.; Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen - Quer- und Längsdynamik, in: Mitschke, M.; Frederich, F. (Hrsg): Fahrzeugtechnische Schriftenreihe, Köln (Verlag TÜV Rheinland), 1984.
- [Sau07] Sauer, W.: Gummiverbundteile, in: Heißing, B./Ersoy, M. (Hrsg): Fahrwerkhandbuch, ATZ/MTZ-Fachbuch, Wiesbaden (Vieweg) 2007, S. 426-429.
- [Schi90] Schiehlen, W.: Multibody Systems Handbook, Berlin/Heidelberg/New York (Springer-Verlag), 1990.
- [Schr01] Schreiber, U; Schindler, J.: Simulation kompletter Kfz-Antriebsstränge, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 06, (2001), S. 532-539.
- [Schul07] Schulze, T.; Wiedemeier, M.; Schütte, H.: Crank Angle-Based Diesel Engine Modeling for Hardware-in-the-Loop Applications with In-Cylinder Pressure Sensors, SAE-Technical Paper No. 2007-01-1303, 2007.
- [Schue98] Schütte, H.: Symbolische Modellierung und beobachtergestützte nichtlineare Regelung eines modularen elastischen Robotersystems, in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 681, Düsseldorf (VDI-Verlag), 1998.
- [Schue05] Schütte, H.; Wältermann, P.: Hardware-in-the-Loop Testing of Vehicle Dynamics Controllers - A Technical Survey, SAE-Technical Paper No. 2005-01-1660, 2005.
- [Schue07] Schütte, H.; Plöger, M.: Hardware-in-the-Loop Testing of Engine Control Units - A Technical Survey, SAE-Technical Paper No. 2007-01-0500, 2007.
- [Sha94] Shabana, A. A.: Computational Dynamics, New York/Chichester (John Wiley & Sons, Inc.), 1994.
- [Sed00] Sedlan, K.: Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen: Experimentelle Untersuchung und Modellbildung, Diss., Fachbereich Maschinenbau, Universität-Gesamthochschule Kassel, 2000.
- [Simu02] Simuttis, A.: Aggregatelager, in: Hempel, J.: Schwingungstechnik für Automobile, Weinheim (Vibracoustic), 2002.
- [Sell08] Sell, H.; Ehrt, T.; Meß, M.: Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk, in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 110, 02, (2008), S. 138-145.
- [Sta07] Stahl, T.; Völter, M.; Efftige, S.; Haase, A.: Modellgetriebene Softwareentwicklung - Techniken, Engineering, Management, 2. Auflage, Heidelberg (dpunkt.verlag), 2007.

- [Szt97] Sztipanovits, J.; Karsai, G.: Model-Integrated Computing, in: IEEE Computer 30, 4, 1997, S. 110-112.
- [Tes11] <http://tesis-dynaware.com>, 2011.
- [Trou02] Troulis, M.: Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich - Simulationsmodell, experimentelle Untersuchungen und Konzeption einer Prüfeinrichtung, in: Berichte aus der Fahrzeugtechnik, Aachen (Shaker-Verlag), 2002.
- [Urla95] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion. 2. Auflage, Berlin (Springer), 1995.
- [VDI04] VDI (Hrsg.): VDI Richtlinie 2206 - Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, Berlin (Beuth-Verlag), 2004.
- [vBro02] von Broock, U.: Fahrwerkklager, in: Hempel, J.: Schwingungstechnik für Automobile, Weinheim (Vibracoustic), 2002.
- [Walt05] Waltz, M.: Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern, Diss., Fakultät für Maschinenwesen, RWTH Aachen, 2005.
- [Zell09a] Zeller, P.: Schwingungsphänomene im Kraftfahrzeug, in: Zeller, P. (Hrsg): Handbuch Fahrzeugakustik, Wiesbaden (Vieweg+Teubner), 2009, S. 49-84.
- [Zell09b] Zeller, P.: Berechnung und Simulation, in: Zeller, P. (Hrsg): Handbuch Fahrzeugakustik, Wiesbaden (Vieweg+Teubner) 2009, S. 280-290.
- [Zim02] Zima, S.: Triebwerk, in: Basshuysen/Schäfer (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor, 2. Aufl., Braunschweig/Wiesbaden (Vieweg), 2002.

Formelverzeichnis

Bezeichnung	Bedeutung
α, β, γ	Hysteresenparameter eines Jenkin-Elements
$\alpha_{K,i}$	Kröpfungswinkel des i-ten Zylinders bezüglich OT-Stellung (oberer Totpunkt) der ersten Kröpfung
α_V	V-Winkel
a_i	Abstand des i-ten Zylinders der Bank A zum Motorschwerpunkt in Richtung der Kurbelwellenachse
a_j	Abstand des j-ten Zylinders der Bank B zum Motorschwerpunkt in Richtung der Kurbelwellenachse
c_1, c_2, c_3	Parameter der nichtlinearen Federsteifigkeit
c_F	Fluidsteifigkeit eines Hydrolagers
c_{Fe}	Federsteifigkeit einer nichtlinearen Feder
c_j	Federsteifigkeit eines Jenkin-Elements
c_M	lineare Federsteifigkeit eines Maxwell-Elements
c_T	Steifigkeit der Tragfeder eines Hydrolagers
δ	Pleuelversatzwinkel
d_F	Dämpfungskonstante eines Hydrolagers
d_M	Dämpfungsparameter eines Maxwell-Elements
f	Anzahl der Freiheitsgrade eines Mehrkörpersystems
F_D	Dämpferkraft eines Hydrolagers
F_F	dynamischen Kraftkomponente eines Hydrolagers
F_H	Gesamtkraft eines Hydrolagers
F_J	Kraft eines Jenkin-Elements
\dot{F}_J	Zeitableitung der Kraft eines Jenkin-Elements
F_{Feder}	Kraft einer nichtlinearen Feder
F_{Maxw}	Kraft eines Maxwell-Elements
\dot{F}_{Maxw}	Zeitableitung der Kraft des Maxwell-Elements
$\hat{E}_c(x_c)$	$l \times 1$ -Vektor der Federelementkräfte
$\hat{E}_d(\dot{x}_d)$	$m \times 1$ -Vektor der Dämpferelementkräfte
${}^A F_{yM,i}$	Massenkraft des i-ten Zylinders der Bank A in Motorquer- richtung, dargestellt im Koordinatensystem der Bank A
${}^B F_{yM,j}$	Massenkraft des j-ten Zylinders der Bank B in Motorquer- richtung, dargestellt im Koordinatensystem der Bank B

Bezeichnung	Bedeutung
${}^M F_{y,res}$	Massenkraft in Motorquerrichtung, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$F_{y,res}$	Massenkraft in Motorquerrichtung
${}^A F_{zM,i}$	Massenkraft des i-ten Zylinders der Bank A in Motorhochrichtung, dargestellt im Koordinatensystem der Bank A
${}^B F_{zM,j}$	Massenkraft des j-ten Zylinders der Bank B in Motorhochrichtung, dargestellt im Koordinatensystem der Bank B
${}^M F_{z,res}$	Massenkraft in Motorhochrichtung, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$F_{z,res}$	Massenkraft in Motorhochrichtung
H_J	Haftkraft eines Jenkin-Elements
$\underline{H}(\underline{q}, \underline{u})$	Vektor der generalisierten Kreiselkräfte
${}^0 I_1$	3×3 -Trägheitstensor des ersten Körpers, bezogen auf das Referenzsystem 0
$J(\underline{q})$	$6n \times f$ -Gesamtmatrix der translatorischen und rotatorischen Jacobimatrizien
$J_R(\underline{q})$	$3n \times f$ -Gesamtmatrix der rotatorischen Jacobimatrizien
$J_T(\underline{q})$	$3n \times f$ -Gesamtmatrix der translatorischen Jacobimatrizien
$J_{R,k}(\underline{q})$	$3 \times f$ -Jacobimatrix der Rotation des Körpers k
$J_{T,k}(\underline{q})$	$3 \times f$ -Jacobimatrix der Translation des Körpers k
$K(\underline{q})$	Kinematikmatrix
l	Anzahl der Federelemente in einem Mehrkörpersystem
l_P	Pleuellänge
l_{osz}	Abstand der oszillierenden Pleuelmasse vom Pleuelschwerpunkt
l_{rot}	Abstand der rotierenden Pleuelmasse vom Pleuelschwerpunkt
λ	Pleuelstangenverhältnis
$M(\underline{q})$	Massenmatrix
\hat{M}	$6n \times 6n$ -Diagonalmatrix aller Massen und Trägheiten
M_F	verallgemeinerte Fluidmasse eines Hydrolagers
m	Anzahl der Dämpferelemente in einem Mehrkörpersystem
m_K	Masse des Kolbens und des Kolbenbolzens
m_{Kw}	Masse der Pleuelwange
m_{Kz}	Masse des Pleuelzapfens

Bezeichnung	Bedeutung
m_{osz}	Summe der oszillierenden Massen
m_{rot}	Summe der rotierenden Massen
m_P	Pleuelgesamtmasse
$m_{P,osz}$	oszillierende Pleuelmasse
$m_{P,rot}$	rotierende Pleuelmasse
${}^M M_{xG,res}$	Gesamtgasmoment um die Kurbelwellenachse, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$M_{xG,i}$	Gasmoment des i-ten Zylinders um die Kurbelwellenachse
${}^M M_{xM,res}$	Gesamtmassenmoment um die Kurbelwellenachse, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$M_{xM,i}$	Massenmoment des i-ten Zylinders um die Kurbelwellenachse
${}^M M_{x,res}$	Gesamtmassenmoment um Kurbelwellenachse, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$M_{x,res}$	Gesamtmassenmoment um Kurbelwellenachse
${}^M M_{y,res}$	Massenmoment um Motorquerachse, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$M_{y,res}$	Massenmoment um Motorquerachse
${}^M M_{z,res}$	Massenmoment um Motorhochachse, dargestellt im Koordinatensystem des Motors
$M_{z,res}$	Massenmoment um Motorhochachse
n	Anzahl der Körper in einem Mehrkörpersystem
φ	Kurbelwinkel
φ_A	Kurbelwinkel der Bank A
φ_B	Kurbelwinkel der Bank B
$p_{A,i}$	Verbrennungsdruck des i-ten Zylinders der Bank A
$p_{B,j}$	Verbrennungsdruck des j-ten Zylinders der Bank B
$p_i(\varphi)$	Verbrennungsdruck des i-ten Zylinders
\underline{q}	Vektor der generalisierten Koordinaten
$\underline{Q}_e(\underline{q})$	Vektor der generalisierten eingprägten Kräfte und Momente
$\hat{\underline{Q}}_e$	$6n \times 1$ -Vektor der eingprägten Kräfte und Momente
$\underline{Q}_c(\underline{q})$	Vektor der generalisierten Federkräfte und -momente
$\underline{Q}_d(\underline{u})$	Vektor der generalisierten Dämpferkräfte und -momente
r	Kurbelradius
r_{Kw}	Schwerpunktsabstand der Kurbelwange
$\underline{R}(\underline{q}, \underline{u})$	$6n \times 1$ -Gesamtvektor der Restbeschleunigungen

Bezeichnung	Bedeutung
$R_{T,k}(\underline{q}, \underline{u})$	$3 \times f$ -Jacobimatrix der translatorischen Restbeschleunigungen des Körpers k
$R_{R,k}(\underline{q}, \underline{u})$	$3 \times f$ -Jacobimatrix der rotatorischen Restbeschleunigungen des Körpers k
s_F	Spiel der Entkopplungsmembran eines Hydrolagers
${}^E S_0$	3×3 -Transformationsmatrix vom Referenzkoordinatensystem 0 in das Inertialkoordinatensystem E
\underline{u}	Vektor der transformierten, generalisierten Geschwindigkeiten
u_F	Verschiebung der verallgemeinerten Fluidmasse eines Hydrolagers
\dot{u}_F	Geschwindigkeit der verallgemeinerten Fluidmasse eines Hydrolagers
\ddot{u}_F	Beschleunigung der verallgemeinerten Fluidmasse eines Hydrolagers
${}^0 \underline{v}_{Ek}$	3×1 -Absolutgeschwindigkeit des Körpers k im Referenzsystem 0
ω	Kreisfrequenz
${}^0 \underline{\omega}_{Ek}$	absolute 3×3 -Winkelgeschwindigkeit des Körpers k
${}^0 \tilde{\omega}_{1E}$	schiefsymmetrische 3×3 -Matrix der absoluten Winkelgeschwindigkeit des ersten Körpers, dargestellt im Referenzkoordinatensystem 0
$\hat{\underline{\Omega}}(\underline{q}, \underline{u})$	$3n \times 1$ -Vektor als Teil der rotatorischen Restbeschleunigungen
$\underline{x}_c(\underline{q})$	$l \times 1$ -Vektor der Federverschiebungen, ausgedrückt in generalisierten Koordinaten
$\underline{\dot{x}}_d(\underline{u})$	$m \times 1$ -Vektor der Dämpfergeschwindigkeiten, ausgedrückt in transformierten, generalisierten Geschwindigkeiten
x	relative Verschiebung eines Hydrolagers, einer nichtlinearen Feder und eines Jenkin-Elements
\dot{x}	Geschwindigkeit eines Jenkin-Elements
x_1	Fußpunktverschiebung des Maxwell-Elements
\dot{x}_1	Fußpunktgeschwindigkeit des Maxwell-Elements
x_2	Verschiebung des Punktes zwischen Feder und Dämpfer im Maxwell-Element
\dot{x}_2	Geschwindigkeit des Punktes zwischen Feder und Dämpfer im Maxwell-Element
z	Zylinderanzahl

Abbildungsverzeichnis

1-1	V-Modell des modellbasierten Steuergeräteentwicklungsproz.	5
1-2	Simulationskonfigurationen der Steuergeräteentwicklung	6
1-3	Beispielsys. (kompl. Dynamik, komfortrelevante Regelung)	8
2-1	Fahrzeug mit komfortrelevanten Baugruppen.....	11
2-2	Schwingungsphänomene im Handling- und Ride-Bereich	14
2-3	Einfluss des Antriebsaggregats auf die Vertikalbeschleunigungen ..	16
2-4	Kritische Konstellationen im Leerlaufbereich	17
2-5	Lastwechselphänomene	18
2-6	Vertikal- und die Wankbeschl. für starre und flexible Karosserie ..	20
2-7	Reifenmodellkategorien und ihre Anwendung	22
2-8	Struktur der <i>ASM Vehicle Dynamics</i>	28
2-9	Topologie des torsionselastischen Antriebsstrangmodells	29
2-10	Topologie des Mehrkörpersystems für die Vertikaldynamik	31
2-11	Kreuzungsdefinition und Straßennetzwerk	32
3-1	Modellierungsmethodik.....	35
3-2	M3-Hierarchie der <i>OMG</i>	38
3-3	Generischer Zusammenhang der M2- und M1-Modellierung.....	40
3-4	Beispiel für M2- und M1-Modellierung.....	42
3-5	Beispiel für die Zuweisung von Attributen	43
3-6	Beispiel für die Definition einer <i>OCL</i> -Anweisung in <i>GME</i>	43
3-7	Klassendiagramm des <i>Builder Object Networks</i>	44
3-8	Screenshot MKS-Metamodellklassendiagramm	45
3-9	Struktur der Codegenerierung	48
3-10	Beispiel für die Codegenerierung	50
3-11	Screenshot der domänenspezifischen Modellierungsumgebung.....	51
3-12	Relativkinematik zur Beschreibung der Fahrzeugdynamik.....	52
3-13	Dateigenerierung des <i>Maple</i> -Skripts	57
3-14	Ein- und Ausgangsgrößen der S-Funktion.....	58
3-15	Struktur des S-funktionsbasierten Modells.....	59
4-1	Baumstruktur des Handling-Mehrkörpersystems	63
4-2	Massenmatrix für das Handling-Mehrkörpersystem	65
4-3	Kopplung der Handlinglängs- und Vertikaldynamik	67
4-4	Baumstruktur des Komfort-Mehrkörpersystems	68

4-5	Hinterachse mit Fahrschemel und Radaufhängung	69
4-6	Massenmatrix für das Komfort-Mehrkörpersystem	71
4-7	Kopplung der Komfortlängs- und Vertikaldynamik	73
4-8	Prinzipskizze eines nichtlinearen Hydrolagers	74
4-9	Mechanisches Ersatzmodell eines nichtlinearen Hydrolagers	75
4-10	Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des Hydrolagermodells ..	77
4-11	Molekülstruktur kohlenstoffgefüllter Elastomere	79
4-12	Materialverhalten von Elastomeren	79
4-13	Nichtlineare Feder	80
4-14	Parametervariationen der nichtlinearen Feder	81
4-15	<i>Maxwell</i> -Element	82
4-16	Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des <i>Maxwell</i> -Elements ..	83
4-17	<i>Jenkin</i> -Element	83
4-18	Statischen Hysterese eines <i>Jenkin</i> -Elements	84
4-19	Mechanisches Ersatzmodell für ein Gummilager	85
4-20	Statisches Verhalten eines Gummilagers	85
4-21	Geometrie, Kräfte und Massen des Kurbeltriebs	86
4-22	Kräfte und Momente am Reihenmotor	88
4-23	Bezeichnungen am V-Zylinderpaar	90
4-24	Angenäherte Druckverläufe am Ein- und Vierzylindermotor	93
4-25	Gas- und Massenmomentverläufe am Ein- und Vierzylindermotor ..	93
4-26	Modelltopologie der Längs- und Vertikaldynamik	94
5-1	Validierung der Hydrolagerdynamik	99
5-2	Validierung der statischen Eigenschaften des Getriebelagers	101
5-3	Validierung der Getriebelagerdynamik	102
5-4	Validierung der statischen Eigenschaften der Fahrschemellager	103
5-5	Validierung der Dynamik der vorderen Fahrschemellager	104
5-6	Validierung der Dynamik der hinteren Fahrschemellager	105
5-7	Screenshot der Simulationsvisualisierung mit <i>MotionDesk</i> ¹	106
5-8	NHA-Validierung bis 3 Hz (1 mm und 18 mm)	107
5-9	NVA-Validierung bis 3 Hz (1 mm und 19 mm)	109
5-10	<i>Stat. Kreisfahrt</i> : Geschwindigkeit und Lenkradwinkel	111
5-11	<i>Stat. Kreisfahrt</i> : Querb beschleunigung, Gierrate, Schwimmwinkel ..	111
5-12	<i>Stat. Kreisfahrt</i> : Lenkradwinkel über Querb beschleunigung	112
5-13	<i>Gierverstärkung</i> : Geschwindigkeit und Lenkradwinkel	113
5-14	<i>Gierverstärkung</i> : Querb beschleunigung, Gierrate, Schwimmwinkel ..	114
5-15	<i>Gierverstärkung</i> : Gierverstärkung über Fahrgeschwindigkeit	114
5-16	<i>Frequenzgang</i> : Geschwindigkeit und Lenkradwinkel	115
5-17	<i>Frequenzgang</i> : Querb beschleunigung und Gierrate	116
5-18	<i>Frequenzgang</i> : Querb beschleunigungsverstärkung	116
5-19	<i>Frequenzgang</i> : Gierverstärkung	117
5-20	Schwingungsformen des Motoraggregats	119

5-21	NHA-Simulationen bis 30 Hz (6 mm)	120
5-22	Vibrationen auf dem Motoraggregat	122
5-23	Lastwechselmanöver	124
5-24	Lastwechselruckeln	125
5-25	Schwingungsformen des Fahrschemels	125
5-26	Math. Operationen während eines Simulationsschritts	127
5-27	Rechenzeiten für verschiedene Fahrzeugmodelle (0,1 sek.)	130
5-28	Rechenzeiten für verschiedene Fahrzeugmodelle (60 sek.)	131
A-1	NHA-Validierung bis 3 Hz (1 mm)	137
A-2	NHA-Validierung bis 3 Hz (3 mm)	138
A-3	NHA-Validierung bis 3 Hz (6 mm)	139
A-4	NHA-Validierung bis 3 Hz (12 mm)	140
A-5	NHA-Validierung bis 3 Hz (18 mm)	141
A-6	NVA-Validierung bis 3 Hz (1 mm)	142
A-7	NVA-Validierung bis 3 Hz (3 mm)	143
A-8	NVA-Validierung bis 3 Hz (6 mm)	144
A-9	NVA-Validierung bis 3 Hz (12 mm)	145
A-10	NVA-Validierung bis 3 Hz (18 mm)	146
A-11	<i>Stat. Kreisfahrt (neg.):</i> Geschwindigkeit und Lenkradwinkel	147
A-12	<i>Stat. Kreisfahrt (neg.):</i> Querbeschl., Gierrate, Schwimmwinkel	147
A-13	<i>Stat. Kreisfahrt (neg.):</i> Lenkradwinkel über Querbeschleunigung ..	148
A-14	Modellstruktur mit separaten Kreiselkräften	149