



Bachelorarbeit

Studiendepartment Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau

**Analyse des Einflusses von Prüfstandsausführung und
Fahrzeugfesselung auf das Längsdynamikverhalten von
PKW auf dem Rollenprüfstand**

Bennet Böker

31. August 2012

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Department Fahrzeugtechnik + Flugzeugbau
Berliner Tor 9
20099 Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

AVL List GmbH

Hans-List-Platz 1
A – 8020 Graz

Verfasser: Bennet Böker
Abgabedatum: 31.08.2012

1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Ralf Ahrens
2. Prüfer: Dr.-Ing. Kay Steigerwald

Industrieller Betreuer: Dr.-Ing. Kay Steigerwald

Abstract

Die Abstimmung der Driveability eines Fahrzeugs, die maßgeblich durch die Fahrzeuglängsdynamik geprägt ist, wird vermehrt von der *Teststrecke* auf den *Rollenprüfstand* verlagert. Innerhalb der vorliegenden Arbeit werden Faktoren der Prüfumgebung *Rollenprüfstand*, die Einfluss auf die gemessene Längsdynamik nehmen, identifiziert. Im Anschluss wurden Modelle entwickelt, mit denen sich die Einflüsse der identifizierten Faktoren über die Variation ihrer Parameter qualitativ sowie quantitativ abbilden lassen. Zu diesem Zweck beinhalten die Modelle je eine Simulation der Prüfumgebung *Rollenprüfstand* sowie der Prüfumgebung *Teststrecke*. Die Längsdynamik bzw. Längsbeschleunigung, die infolge eines definierten Fahrmanövers für beide Prüfumgebungen simuliert werden, können schließlich verglichen werden. Werden die Parameter der Einflussfaktoren einem realen *Rollenprüfstand* angepasst, lässt sich auf Basis der Modelle eine erste Bewertung des Prüfstands bezüglich seiner Tauglichkeit für Längsdynamikuntersuchungen vornehmen.

The driveability is dominated by longitudinal dynamics. Its calibration used to happen on *test tracks*. Nowadays a lot of calibration is transferred to the *chassis dynamometer*. In this work factors of the test environment, which have got an impact on measured longitudinal acceleration, have been identified. Models have been developed, which are able to represent the qualitative and quantitative impact of the identified factors, by variation of their parameters. For this purpose the models contain two simulations. One for the test environment *chassis dynamometer* and one for the test environment *test track*. The longitudinal acceleration simulated by these models can be compared. If the parameters of the models are assimilated to a real *chassis dynamometer*, the *chassis dynamometer* can be, related to its suitability for testing and calibrating longitudinal dynamics, evaluated.

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit selbstständig, ohne fremde Hilfe und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt habe. Weiterhin versichere ich, dass diese Arbeit noch keiner anderen Prüfungskommission vorgelegen hat.

Graz, im August 2012

Bennet Böker

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meines Praxissemesters im Sommer 2012 bei der AVL List GmbH in Graz.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer bei der AVL, Herrn Dr.-Ing. Kay Steigerwald, der mir ein selbstständiges Arbeiten ermöglichte, mir stets fachlich hilfreich zur Seite stand sowie wertvolle Anregungen gab.

Weiter möchte ich mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Ralf Ahrens bedanken, der mich trotz der Entfernung zwischen Hamburg und Graz hervorragend betreute und zu jederzeit erreichbar war. Neben wegweisenden fachlichen Anregungen leistete Herr Prof. Dr.-Ing. Ahrens umfangreiche Unterstützung bezüglich des formellen Ablaufs der Bachelorarbeit.

Ebenfalls herzlicher Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Tobias Düser, der mir mit unerschöpflicher Hilfsbereitschaft meine Fragen zur Technik der Rollenprüfstände beantwortete.

Ganz spezieller Dank gilt bei der AVL den Kollegen Mario Oswald und Jörg Schlager, die mir einen Einblick in die VSM Software ermöglichten und mir in diesem Zusammenhang stets mit Rat und Tat zur Seite standen.

Ebenfalls möchte ich mich bei allen Kollegen der Abteilung DFM bedanken, die einen großen Anteil daran haben, dass ich mich in Graz von Anbeginn an willkommen fühle. Ebenfalls konnte ich mich zu jedem Zeitpunkt auf die Unterstützung der Kollegen verlassen.

Große Dankbarkeit empfinde ich meinen Eltern sowie meinem Bruder gegenüber, die mir immer vertrauen, mich stets unterstützen und mir letztlich ein Zweitstudium ermöglichten.

Mehr als Dank gilt meiner Freundin: für ihr Verständnis und ihre Begabung mir in jeder Lebenslage Kraft sowie Mut zu spenden.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	III
Selbstständigkeitserklärung	IV
Danksagung	V
Inhaltsverzeichnis.....	VI
Abbildungsverzeichnis.....	VIII
Abkürzungsverzeichnis.....	X
1 Einleitung	1
2 Längsdynamik.....	3
2.1 Bedeutung der wahrgenommenen Längsdynamik für den Markterfolg eines Fahrzeugs	5
2.2 Fahrmanöver mit Einfluss auf die Längsdynamik.....	6
2.3 AVL-DRIVE die Methode der standardisierten Bewertung der Fahrzeugdynamik	8
3 Die Einflussfaktoren des Fahrzeugs auf die Längsdynamik.....	11
3.1 Der Motor.....	12
3.2 Der Antriebstrang.....	14
3.2.1 Zweimassenschwungrad	14
3.2.2 Kupplung	16
3.2.3 Getriebe	17
3.2.4 Achsgetriebe	19
3.2.5 Ausgleichsgetriebe	19
3.2.6 Antriebswellen und Gelenkwellen	20
3.3 Fahrwerk und Reifen.....	21
3.3.1 Das Fahrwerk.....	21
3.3.2 Der Reifen.....	22
4 Rollenprüfstände.....	23
4.1 Historie und Nutzen von Rollenprüfständen	23
4.2 Typen von Rollenprüfständen	24
4.2.1 Rollenausführung	24
4.2.2 Konfigurationen von Rollen und Belastungsmaschinen	25
4.2.3 Fahrzeugfesselung.....	26
4.3 Physikalische Grundlagen: Antriebs- und Widerstandskräfte	27
4.4 Physikalischer Aufbau des Rollenprüfstands	30
4.4.1 Belastungseinheit.....	31

4.4.2	Rolle.....	32
4.4.3	Verbindungswelle.....	33
4.5	Regelkreis des Rollenprüfstands	33
4.5.1	Messgrößen.....	33
4.5.2	Funktionen der Messgrößen bei der Lastregelung	38
4.5.3	Methoden zur Simulation der Fahrwiderstände	39
4.6	Herausforderungen bei der Errichtung von Rollenprüfständen unter Berücksichtigung ihrer Einsatzzwecke.....	41
4.7	Längsdynamikuntersuchungen auf dem Rollenprüfstand	42
4.8	Einflussfaktoren auf die Messung der längsdynamischen Kräfte auf dem Rollenprüfstand.....	45
5	Simulation der längsdynamischen Untersuchungen auf dem Rollenprüfstand	48
5.1	Mathematische Grundlagen der Modellbildung.....	48
5.2	MATLAB/Simulink Modell zur Abschätzung des qualitativen Prüfstandseinflusses auf die Messung	56
5.2.1	MATLAB/Simulink.....	56
5.2.2	Modellbeschreibung	57
5.2.3	Modellbasierte Simulation des Fahrmanövers Tip In	74
5.2.4	Bewertung des Simulinkmodells	79
5.3	Detaillierte Modelle auf AVL Software basierend.....	80
5.3.1	AVL-VSM.....	80
5.3.2	Beschreibung des Fesselungsmodells	80
5.3.3	Tip In Simulation auf Basis des Fesselungsmodells.....	84
5.3.4	Bewertung des Fesselungsmodells am Beispiel Tip In	87
5.3.5	AVL-CRUISE und VSM 4 CRUISE.....	87
5.3.6	Beschreibung des Prüfstandsmodells	87
5.3.7	Tip In Simulation auf Basis des Prüfstandsmodells.....	90
5.3.8	Bewertung des Prüfstandsmodells am Beispiel Tip In	93
6	Zusammenfassung und Ausblick	94
	Literaturverzeichnis.....	XI
	Anhang	XIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Längsdynamik, Vertikaldynamik, Querdynamik ([4], Kapitel 2, Seite 37)	4
Abbildung 2-2: Beschleunigungssignal infolge eines Tip Ins / Tip Outs	6
Abbildung 2-3: Statische und dynamische Kräfte am Fahrzeug (Tip In)	8
Abbildung 2-4: Beispielhafte Driveability Bewertungsspinne mit 15 Fahrzuständen und resultierender Gesamtnote.....	9
Abbildung 2-5: Jerks Messung bei Tip In ([27], Seite 8)	10
Abbildung 2-6: Kick Messung bei Tip In ([27], Seite 9).....	10
Abbildung 2-7: Response delay Messung bei Tip In ([27], Seite 10)	11
Abbildung 3-1: Beispielhafte Darstellung des zyklischen Drehmomentverlaufs (4-Takt, Vierzylinder)	13
Abbildung 3-2: Zweimassenschwungrad ([17], Seite 223).....	15
Abbildung 3-3: Bogenfedercharakteristik eines Zweimassenschwingers ([18], Seite 488)	16
Abbildung 3-4: Kategorisierung der Fahrzeuggetriebe ([17], Seite 350)	17
Abbildung 3-5: Manuelles Schaltgetriebe ([17], Seite 353)	18
Abbildung 3-6: Ausgleichsgetrieb ([17], Seite 382).....	20
Abbildung 3-7: Querschnitt Radialreifen ([4], Seite 38).....	22
Abbildung 4-1: Doppelrolle und Scheitelrolle ([3], Seite 20)	24
Abbildung 4-2: Rollenkonfigurationen ([3], Seite 22)	26
Abbildung 4-3: Ausgewählte Belastungseinheiten ([3], Seite 30).....	31
Abbildung 4-4: Schematische Darstellung der Zugkraftmessung auf dem Rollenprüfstand ([3], Seite 16)	36
Abbildung 4-5: Einfluss des Rollendurchmessers auf den Rollwiderstand ([3], Seite 18)	37
Abbildung 4-6: Fahrzeugfesselung mittels Kraftmessdose	44
Abbildung 4-7: Schematische Darstellung des Prüfstandsaufbaus inklusive Software Anbindung ([3], Seite 59).....	45
Abbildung 4-8: Einfluss des Nickens auf die Fesselungsgeometrie	47
Abbildung 5-1: Ableitung des Modells eines Zweimassenschwingers (vgl. [18], Seite 487).....	49
Abbildung 5-2: Parameter der Bewegungsgleichung.....	51
Abbildung 5-3: Methoden zur Bestimmung der Dämpfung ([28], Seite 48).....	53
Abbildung 5-4: Reduktion von Drehschwingern auf eine Welle	54
Abbildung 5-5: Makroskopische Struktur des Simulinkmodells	58
Abbildung 5-6: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus (Fahrzeug auf Rollenprüfstand)	59
Abbildung 5-7: Der Versuchsaufbau als rotatorischer Dreimassenschwinger.....	60
Abbildung 5-8: Lookup Table des Motorkennfelds.....	61
Abbildung 5-9: Modellierte Signalspur eines Tip Ins / Tip Outs.....	62
Abbildung 5-10: Modellierung des Luftwiderstands in Simulink	63
Abbildung 5-11: Modellierung der Massenträgheit in Simulink	64
Abbildung 5-12: Makroskopische Darstellung des Fesselungsmodells	65
Abbildung 5-13: Viertelfahrzeugmodell als translatorischer Dreimassenschwinger.....	66
Abbildung 5-14: Erregerkräfte des Viertelfahrzeugmodells in Simulink.....	68

Abbildung 5-15: Schematische Darstellung von Aufbaubewegung und Rechenweg zur Bestimmung der Fesselungshöhe	70
Abbildung 5-16: Bestimmung der Bewegungen des Fesselungspunktes in vertikaler Richtung über Wenn – Dann – Beziehungen in Simulink.....	72
Abbildung 5-17: Referenzmodell der Straßenfahrt als rotatorischer Zweimassenscheinger.....	73
Abbildung 5-18: Vergleich der simulierten Motordrehzahlen (Prüfstand vs. Straßenfahrt)	75
Abbildung 5-19: Vergrößerte Darstellung des Vergleichs der simulierten Motordrehzahlen (Prüfstand vs. Straßenfahrt).....	75
Abbildung 5-20: Versuchsergebnisse eines Tip Ins / Tip Outs auf dem Rollenprüfstand	76
Abbildung 5-21: Vergleich der simulierten Beschleunigungen Prüfstand vs Straße	77
Abbildung 5-22: Bewegungen des fahrzeugseitigen Fesselungspunktes (Tip In / Tip Out).....	77
Abbildung 5-23: Einfluss der Fesselungshöhe auf die Längsbeschleunigung	78
Abbildung 5-24: Einfluss der Regelzeit auf die Längsbeschleunigung	79
Abbildung 5-25: Implementiertes Fesselungsmodell im VSM	83
Abbildung 5-26: Implementiertes Referenzmodell (Straßenfahrt) im VSM	83
Abbildung 5-27: Längsbeschleunigung Referenzmodell / Straßenfahrt (Tip In / Tip Out; Schwerpunkthöhe 0,56 m)	84
Abbildung 5-28: Längsbeschleunigung mit Fesselung / Prüfstand (Tip In / Tip Out; Fesselungshöhe 0,56 m).....	85
Abbildung 5-29: Vergleich der Längsbeschleunigungen (Tip In; Straßenfahrt vs. Prüfstand)	85
Abbildung 5-30: Längsbeschleunigung mit Fesselung / Prüfstand (Tip In / Tip Out; Fesselungshöhe 1 m).....	86
Abbildung 5-31: Vergleich der Längsbeschleunigungen (Tip In; Fesselungshöhe 0,56 vs. Fesselungshöhe 1 m).....	86
Abbildung 5-32: CRUISE GUI mit Darstellung des Antriebstrang.....	88
Abbildung 5-33: CRUISE GUI mit Darstellung des Rollenprüfstands.....	89
Abbildung 5-34: Pedal-, Beschleunigungs-und Motordrehzahlsignal für simulierten Tracktest (Tip In)	91
Abbildung 5-35: Pedal-, Beschleunigungs-und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 500 mm, Regelzeit 25 ms).....	91
Abbildung 5-36: Pedal-, Beschleunigungs-und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 1000 mm, Regelzeit 25 ms).....	92
Abbildung 5-37: Pedal-, Beschleunigungs-und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 4000 mm, Regelzeit 25 ms).....	92
Abbildung 5-38: Pedal-, Beschleunigungs-und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 500 mm, Regelzeit 100 ms).....	93

Abkürzungsverzeichnis

ANA	Anfahrnickausgleich
AVL	Anstalt für Verbrennungsmotoren List
AWD	All Wheel Drive (Allradantrieb)
CAN	Controller Area Network
dll file	Dynamic Link Library Datei
DoE	Design of Experiments
ECU	Engine Control Unit
E-Gas	Elektronische Steuerung der Drosselklappe bzw. der Einspritzanlage
EPA	Environmental Protection Agency
GUI	Graphical User Interface
ISO	International Organization for Standardization
NFZ	Nutzfahrzeug
NVH	Noise Vibration Harshness
PKW	Personenkraftwagen
TCU	Transmission Control Unit
UDP	User Datagram Protocol
VSM	Vehicle Simulation Model
xCU	Crosspoint Control Unit; beliebige Steuergeräte

1 Einleitung

Das Fahrverhalten stellt neben dem Design und dem Image ein bedeutendes Kriterium für die Entscheidung über den Kauf eines bestimmten Fahrzeugs dar. Während Design sowie Image emotional belegte Bereiche sind, lässt sich das Fahrverhalten über die rationale Fahrzeugtechnik prägen. (vgl. [20], Seite 124) Ein fester Bestandteil des Fahrverhaltens ist die Fahrzeuglängsdynamik. Neben allgemeinen Kriterien wie der Motorleistung und der Fahrzeugmasse wird die wahrgenommene Längsdynamik ebenfalls vom Motor- sowie gegebenenfalls Getriebesteuergerät bestimmt. Die Kalibrierung bzw. Applikation der Steuergeräte hinsichtlich ihrer Einflüsse auf die Längsdynamik wurde bis zum Ende der 90er Jahre ausschließlich von Subjektivtestern auf der Straße durchgeführt. Mit AVL-DRIVE wurde ein computergestütztes Werkzeug zur automatisierten Kalibrierung der Steuergeräte entwickelt. Die während eines Test- bzw. Fahrmanövers gemessene Längsbeschleunigung stellt die wichtigste Bewertungsgrundlage von AVL-DRIVE dar. Neben kürzeren Entwicklungszeiten ermöglicht AVL-DRIVE eine Abstimmung der Steuergeräte unter Verwendung objektiver Zielgrößen und somit unter der Berücksichtigung von Kundenerwartungen, Firmenphilosophien und Benchmarkdaten. (vgl. [21], S. 186)

Infolge des anhaltenden Kostendrucks im Bereich des Fahrzeugbaus im Allgemeinen sowie der Fahrzeugentwicklung im Besonderen lässt sich ein immer stärkeres *Frontloading* beobachten. Unter anderem werden Testaufgaben wie die Abstimmung der Fahrbarkeit in der Motor- und Getriebesteuerung, die früher auf der Straße durchgeführt wurden, mittels AVL-DRIVE auf den Rollenprüfstand verlagert. (vgl. [14], Seite 854) Das in diesem Zusammenhang benötigte Signal der Längsbeschleunigung wird auf dem Rollenprüfstand aus der Zugkraft generiert, die sich über einen speziellen Fesselungsmechanismus messen lässt. Schon die Tatsache einer vorhandenen, notwendigen Fahrzeugfesselung auf dem Prüfstand macht deutlich, dass sich die Prüfumgebungen *Straße* und *Rollenprüfstand* in ihrem Einfluss auf das Prüfobjekt *Fahrzeug* stark unterscheiden. Bezuglich der Güte bzw. Validität der Prüfstandsmessungen ergibt sich folgende Forschungsfrage:

Welche Faktoren des Rollenprüfstands und seiner Umgebung nehmen in Abhängigkeit ihrer Ausführung, in welchem Ausmaß Einfluss auf die ermittelten Längsbeschleunigungen und damit auf die ermittelte Driveability?

Eine fundierte Auseinandersetzung mit der obigen Fragestellung lässt sich nur gewährleisten, wenn zuvor die potentiellen Einflussfaktoren sowie ihre unterschiedlichen Ausführungen bzw. Konfigurationen identifiziert wurden. Die Bestimmung des Einflusses der Faktoren kann grundsätzlich über Versuche im realen Prüfumfeld erfolgen. Alternativ bietet sich die Entwicklung von Modellen an, die das Prüfszenario abbilden. Speziell computergestützte, virtuelle Modelle, wie sie in der vorliegenden Arbeit gebildet wurden, besitzen an dieser Stelle Vorteile. Zum einen erfolgt die Simulation unter Fokussierung auf die wesentlichen Prüfstands- und Einflussparameter. Das heißt, störende Umwelteinflüsse werden ausgeblendet, eine bessere Reproduzierbarkeit sowie Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse ist die Folge. Zum anderen lassen sich unterschiedliche Ausführungen der Einflussfaktoren über die Variation der Parametrierung zügig, ohne Materialaufwand und damit unter deutlich geringerem Kostenaufwand durchführen, als dies bei Versuchen im realen Prüfumfeld der Fall ist. Um diese theoretischen Vorteile der Modellbildung in der Praxis nutzbar zu machen, muss Hardware mit ausreichender Rechenleistung zur Verfügung stehen sowie Software gewählt werden, die eine Generierung validier Modelle ermöglicht.

Innerhalb von Kapitel 2 wird die Fahrzeuglängsdynamik vorgestellt. Neben der Definition der Längsdynamik werden ihre Bedeutung für den Markterfolg erörtert sowie Möglichkeiten ihrer Messbarkeit dargestellt. Mit Kapitel 3 folgt eine Abbildung der fahrzeugseitigen Antriebstrangkomponenten. Im Fokus steht an dieser Stelle die Identifikation der jeweiligen Einflussnahme auf die Fahrzeuglängsdynamik. Kapitel 4 befasst sich mit dem Rollenprüfstand. Nach einer kurzen Vorstellung seiner geschichtlichen Entwicklung in der Fahrzeugentwicklung folgt eine Strukturierung der gängigen Prüfstände anhand der Ausprägung verschiedener Merkmale. Im weiteren Verlauf werden die Antriebs- und Widerstandskräfte eingeführt, die auf das Fahrzeug wirken und auf dem Prüfstand (im Vergleich zur realen Fahrt auf der Straße) zum Teil simuliert werden müssen. Es schließt sich die Analyse der Bauteile, aus denen ein Prüfstand besteht, an. Anschließend wird der Regelkreis unter besonderer Beachtung der Messgrößen sowie der Messprinzipien vorgestellt. Im Folgenden wird auf die Herausforderungen eingegangen, die es bei der Konzeption sowie Konstruktion von Prüfständen zu berücksichtigen gilt. Die Herausforderungen variieren in Abhängigkeit der späteren Prüfaufgabe. Schließlich werden das Verfahren der Längsdynamikuntersuchung auf dem Rollenprüfstand erläutert sowie die Faktoren, welche Einfluss auf die Messung nehmen und sich aus diesem Verfahren ergeben, identifiziert. Das fünfte Kapitel widmet sich den Modellen, die zur Analyse des Einflusses der Prüfstandsausführung auf die gemessenen Längsbeschleunigungen entwickelt wurden. Dieses Kapitel gliedert sich in drei Teile. Im ersten Teil werden mathematische Grundlagen der Modellbildung besprochen. Im zweiten Abschnitt

wird ein MATLAB / Simulinkmodell vorgestellt, welches das gesamte Prüfszenario *Längsdynamikuntersuchung auf dem Rollenprüfstand* abbildet. Die Komponenten des Prüfstands inklusive der Fesselung werden innerhalb des Modells detailliert dargestellt, während der Fahrzeugantriebstrang des virtuellen Prüflings rudimentär simuliert wird. Im letzten Teil werden zwei weitere Modelle vorgestellt, die auf AVL Software basieren und mit dem Ziel generiert wurden die Qualität der Prüfergebnisse zu steigern, indem sie den Fahrzeugantriebstrang mit höherer Güte simulieren. Innerhalb dieser Modelle steht, im Vergleich zum gesamtheitlichen MATLAB / Simulinkmodell, jeweils ein identifizierter Einflussfaktor im Fokus der Analyse. Die Arbeit wird in Kapitel 6 mit einer Zusammenfassung und einem sich anschließenden Ausblick abgeschlossen.

2 Längsdynamik

Mit Hilfe der Fahrdynamik werden die Kinematik sowie die Kinetik des Fahrzeugs beschrieben. Das Fahrzeug bzw. sein Aufbau besitzt sechs Freiheitsgrade der Bewegung (drei rotatorische sowie drei translatorische). Beschrieben werden die Fahrzeugbewegungen durch Geradeaus- und Kurvenfahrt (Gieren) sowie Vertikal-, Nick- und Wankbewegungen. Werden diese Bewegungen im Zeitverlauf betrachtet, können Schwingungen beobachtet werden, die ebenfalls von Bedeutung für die Fahrdynamik sind. Auf das Fahrzeug wirken statische – und dynamische Kräfte. Die statischen Kräfte resultieren aus der Fahrzeugmasse. Die dynamischen Kräfte sind entweder von der Geschwindigkeit (bspw. aerodynamische Kräfte) oder der Beschleunigung (Trägheitskräfte) abhängig. In der Regel wird die Fahrdynamik getrennt nach den drei translatorischen Freiheitsgraden betrachtet. Die Fahrzeulgängsdynamik beschreibt dabei Kinematik und Kinetik in der Längsrichtung des Fahrzeugs (vgl. Abbildung 2-1).

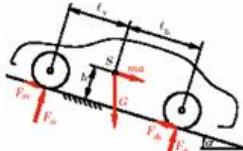
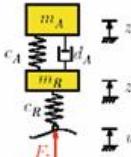
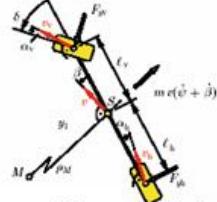
Längsdynamik	Vertikaldynamik	Querdynamik
 <p>Ebenes Längsdynamikmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Beschleunigungs- und Bremsverhaltens. Fahrwiderstände: Rad-, Luft-, Steigungs-, Beschleunigungswiderstand -> Leistungsbedarf Motorkennfelder, Getriebeabstimmung -> Leistungsangebot. Übertragung der Antriebs- und Bremskräfte Parametereinflüsse: Masse m, Schwerpunktlage S, Fahrwiderstände, Motorleistung, Getriebeabstufung, Bremsleistung 	 <p>Zweimassen Federungsmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Schwingungsverhaltens an Hand der Hauptkriterien: Fahrsicherheit (Radlastschwankungen) Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung). Parametereinflüsse: Aufbaumasse m_A, Radmasse m_R, Aufbaufedersteifigkeit c_A, Reifenfedersteifigkeit c_R, Aufbaudämpferkonstante d_A. 	 <p>Lineares Einspurmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Lenkverhaltens bei Querbeschleunigungen $a_y < 0,4g$. Testmanöver „stationäre Kreisfahrt“: Eigenlenkverhalten, charakteristische- und kritische Geschwindigkeit. Testmanöver „instationäre Kreisfahrt“: Übertragungsverhalten, Lenkwinkel $\delta(t)$ -> Gierwinkel $\psi(t)$. Parametereinflüsse: Radstand l, Schwerpunktlage l_y, Masse m, Trägheitsmoment J_y, Reifenschräglaufrate c_T

Abbildung 2-1: Längsdynamik, Vertikaldynamik, Querdynamik ([4], Kapitel 2, Seite 37)

Die Betrachtung der Fahrzeulgängsdynamik kann stationär, d.h. für einen Zeitpunkt, unter Berücksichtigung des Fahrzeug-Ist-Zustands und des Umwelt-Ist-Zustands erfolgen. Mit den Fahrwiderstandsgleichungen, die in Kapitel 4.3 vorgestellt werden und der vom Antriebsaggregat gelieferten Leistung, kann dann die für diesen Zeitpunkt relevante Längsbeschleunigung ermittelt werden, wobei die Längsbeschleunigung auch den Wert null annehmen kann. In diesem Fall wird bezüglich der Fahrzeugdynamik von *Konstantfahrt* gesprochen. Neben diesem, die Leistungsreserven charakterisierenden, Wert interessiert, in Bezug auf die von den Fahrzeuginsassen wahrgenommene Längsdynamik, das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugaufbaus im Zeitverlauf. Beschleunigungen besitzen bei der Bewertung der Fahrzeugdynamik im Allgemeinen eine große Bedeutung. Geschwindigkeiten können vom Menschen nur nach kognitiver Verarbeitung bewertet werden. Beschleunigungen lassen Kräfte auf den menschlichen Körper wirken. Die Kräfte sind proportional mit den Beschleunigungen verbunden. Folglich spürt der Mensch ohne kognitive Bewertung bzw. ohne Referenzwert die Intensität einer Beschleunigung.

Die nach Bewegungsrichtungen getrennte Betrachtung der Fahrzeugdynamik sollte nicht darüber hinwegtäuschen, dass Interdependenzen zwischen ihnen bestehen. Eine Beschleunigung bzw. Verzögerung lässt den Fahrzeugaufbau nicken und leitet damit Vertikaldynamik ein.

2.1 Bedeutung der wahrgenommenen Längsdynamik für den Markterfolg eines Fahrzeugs

Wie in Kapitel 2 beschrieben, hängt die vom Fahrzeuginsassen wahrgenommene Längsdynamik unmittelbar von der Beschleunigung ab. In der Regel geht jedem Autokauf eine Probefahrt voraus, während der ein potentieller Käufer unter anderem einen Eindruck von der fahrzeugspezifischen Längsdynamik bekommt. Aus dem Image des Fahrzeugs leitet sich beim Kunden eine Erwartungshaltung bezüglich der Fahrbarkeit, die unter anderem durch die Längsdynamik charakterisiert wird, ab. Für den wirtschaftlichen Erfolg des Hersteller ist es wichtig, dass sich die erfahrene Längsdynamik mit den Erwartungen deckt bzw. dass die Erwartungen übertroffen werden (vgl. [29], Seite 70 f.). Der Hersteller ist an dieser Stelle gefordert das Image zu identifizieren, welches seine Marke bzw. sein Fahrzeug am Markt besitzt. Bei der Entwicklung eines neuen Fahrzeugmodells gestaltet sich die Ermittlung des Images schwierig. Die vom Hersteller gewünschte Positionierung des Modells am Markt muss nach der Markteinführung nicht der Wahrnehmung des Kunden entsprechen. Umfangreiche Marktforschung und Marktanalyse hilft dieses Risiko zu minimieren. Neben der steigenden Wahrscheinlichkeit Marktnischen mit wirtschaftlichem Erfolgspotential zu erkennen, lassen sich in Lastenheften gezieltere Vorgaben, bezüglich der am Markt gewünschten Fahrzeugabstimmung, treffen. Eine weitere Herausforderung besteht für den Hersteller darin, dass die wahrgenommene Beschleunigung kundenindividuell, subjektiv bewertet wird. Das heißt, ein quantitativer Beschleunigungswert wird von verschiedenen Menschen qualitativ unterschiedlich beschrieben.

Abbildung 2-2 zeigt beispielhaft die während eines Tracktests gemessene Beschleunigung infolge eines sogenannten Tip In, bei dem aus dem Schubbetrieb das Gaspedal schlagartig zu 100% betätigt wird. Nach der Betätigung des Gaspedals dauert es eine gewisse Zeit bis die Beschleunigung sehr stark mit einem Überschwinger einsetzt. Nach den oben erläuterten Grundsätzen besteht die Aufgabe während der Fahrzeugentwicklung bezogen auf dieses Fahrmanöver unter anderem darin Totzeit und Aufbau der Beschleunigung so zu gestalten, dass sie sich mit den Kundenerwartungen bzw. dem Fahrzeugimage decken. Die Möglichkeiten der Gestaltung liegen dabei im konstruktiven Bereich von Motor und Antriebstrang sowie einer smarten Steuergeräteapplikation.

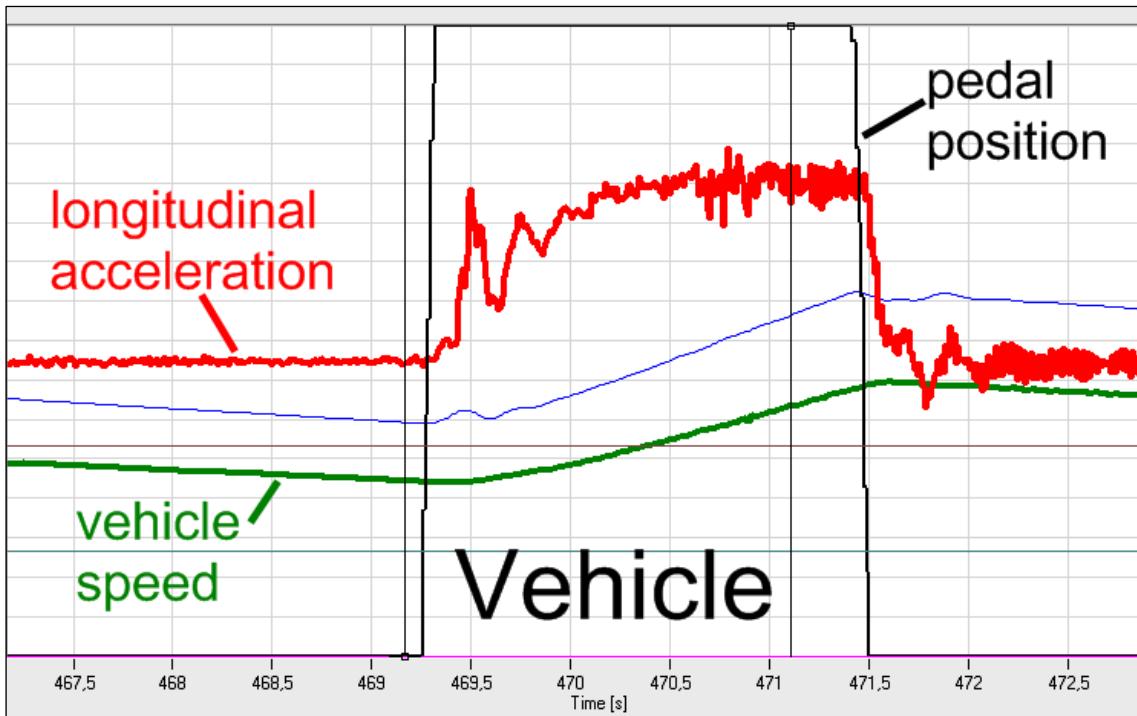


Abbildung 2-2: Beschleunigungssignal infolge eines Tip Ins / Tip Outs

2.2 Fahrmanöver mit Einfluss auf die Längsdynamik

Zur Analyse der Fahrzeugdynamik dienen klassischer Weise die folgenden nach ISO genormten Fahrmanöver.

- Stationäre Kreisfahrt
- Übergangsverhalten
- Bremsen in der Kurve
- Seitenwindempfindlichkeit
- Geradeauslaufverhalten
- Lastwechsel bei Kreisfahrt

Der Nutzen dieser Manöver bzw. Versuche liegt vordergründig in der Ermittlung des Fahrzeugverhaltens im sicherheitsrelevanten Grenzbereich (vgl. [17], S. 448 ff. und [20], S. 120 ff.). Im Grenzbereich wird ein Fahrzeug auf öffentlichen Straßen in der Regel nicht bewusst bewegt. Dennoch stellt das souveräne Verhalten eines Fahrzeugs innerhalb dieser Situationen ein Basismerkmal beim Kunden dar. Neben den Basismerkmalen im Grenzbereich sollte sich das dynamische Verhalten eines Fahrzeugs im alltäglichen Gebrauch abseits des Grenzbereichs durch Leistungsmerkmale auszeichnen. Schafft es der Hersteller mit seinem Fahrzeug

Leistungsmerkmale zu setzen, hat dies positiven Einfluss auf die Kundenzufriedenheit und damit den Markterfolg des Fahrzeugs.^{1,2}

Fahrmanöver, die Einfluss auf die Längsdynamik haben, sind das Beschleunigen und das Bremsen des Fahrzeugs. Aktiven Einfluss auf das Beschleunigen und Verzögern nimmt der Fahrer, indem er das Gaspedal oder das Bremspedal betätigt. Schon die Zurücknahme des Gaspedals führt dabei zu einer mess- und spürbaren Verzögerung. Außerdem wird die Längsdynamik während des Gangwechsels infolge der Zugkraftunterbrechung beeinflusst.

Neben den statischen - wirken hier dynamische äußere Kräfte. In Abbildung 2-3 werden die statischen Kräfte (blau) sowie die dynamischen Kräfte (rot) am Beispiel einer Beschleunigung dargestellt. Die Beschleunigungskraft (F_{Acc}) greift als Radumfangskraft an den antreibenden Rädern an (Beispieldfahrzeug in Abbildung mit Heckantrieb). Als Reaktion auf die Beschleunigung ergibt sich aus der Gesamtfahrzeugmasse eine Trägheitskraft (F_{Mass}), die im Fahrzeugschwerpunkt angreift. Aus dem Versatz zwischen Beschleunigungs- und Trägheitskraft, der durch die Schwerpunkthöhe (h_s) des Fahrzeugs definiert wird, ergibt sich ein Drehmoment. Dieses Moment führt zu einer Radlastverschiebung. Die äußeren Kräfte befinden sich im Gleichgewicht. Der Fahrzeugaufbau wird von den Aufbaufedern sowie den Reifen getragen. Die Radlastverschiebung führt zu einer Veränderung der Kräfte, die an den Aufbaufedern und den Reifen angreifen. Im Allgemeinen führt dies in Abhängigkeit von der Federsteifigkeit der Komponenten sowie der Federübersetzung zu einer Nickbewegung des Aufbaus. Konstruktiv ist es möglich dieses Nicken durch einen Anfahrnickausgleich zu kompensieren. Hierzu muss die Fahrwerksgeometrie so gewählt werden, dass sich aus der Beschleunigungskraft ein Moment ergibt, welches dem Nicken entgegenwirkt. Für den Vorgang einer Verzögerung ergeben sich die gleichen Effekte mit umgekehrtem Vorzeichen. (vgl. [20], S. 69 ff.)

¹ Basis- und Leistungsmerkmal sind Bestandteile des Kano-Modells, welches zur Analyse von Kundenwünschen entwickelt wurde und einen Beitrag bei der Produktentwicklung leistet. (vgl. [29], Seite 70 f.)

² Zu denken ist in diesem Zusammenhang an die Mercedes A-Klasse der ersten Generation. Das Fahrzeug besaß eine Fahrdynamikabstimmung, die seinem Image und damit der Erwartungshaltung seiner Zielgruppe entsprach. Das Versagen während des sogenannten Elchtests, einer Prüfung im Bereich des Übergangsverhaltens, offenbarte Schwächen innerhalb eines Basismerkmals. Ohne technische Nachbesserungen seitens des Herstellers sowie einer aufwendigen Marketingkampagne hätte sich die Etablierung des Fahrzeugs auf dem Markt schwer, wahrscheinlich sogar unmöglich gestaltet.

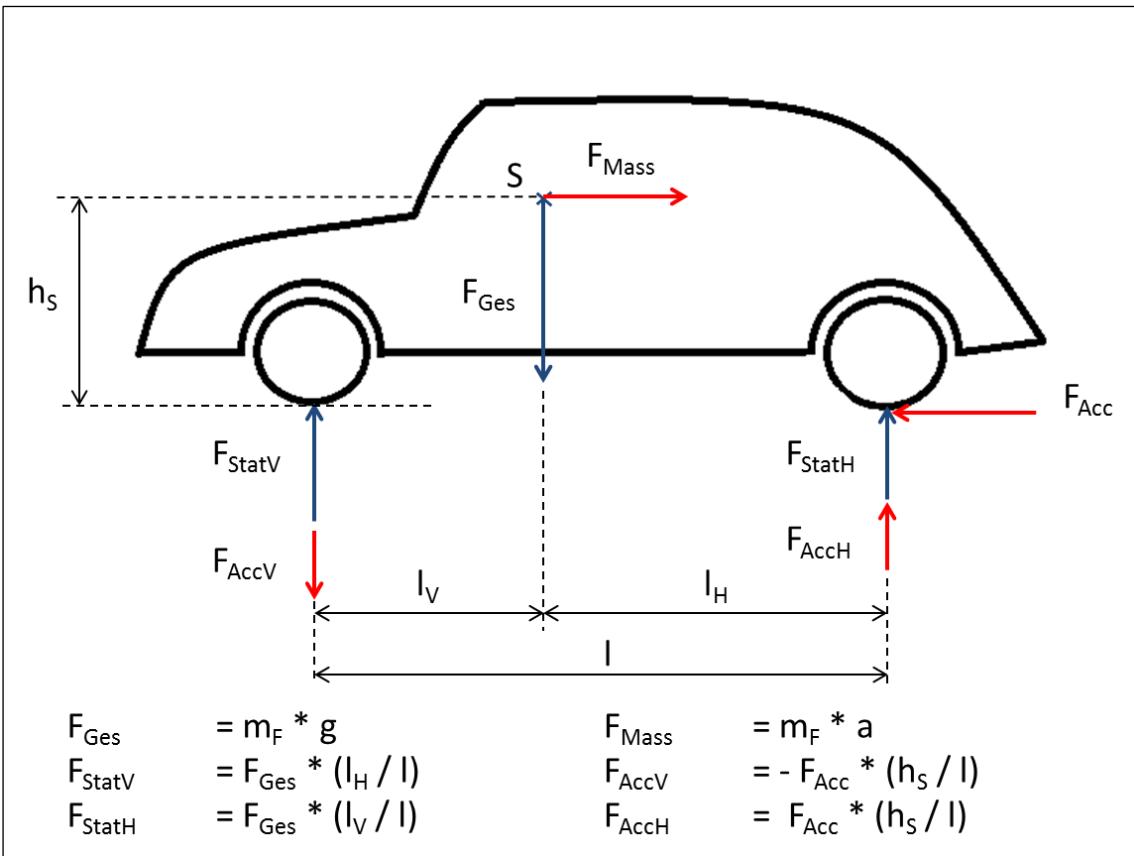


Abbildung 2-3: Statische und dynamische Kräfte am Fahrzeug (Tip In)

2.3 AVL-DRIVE die Methode der standardisierten Bewertung der Fahrzeugdynamik

Die Fahrzeugdynamik kann unter anderem über die Messung der Aufbaubeschleunigung objektiv ermittelt und dokumentiert werden. Letztlich sind es die Fahrzeuginsassen, die diese Beschleunigungen wahrnehmen, subjektiv bewerten und sich ein Urteil über die fahrzeugspezifische Fahrbarkeit bilden. Während der Fahrzeugentwicklung erfolgte bis zur Einführung von AVL-DRIVE die Beurteilung der Fahrbarkeit ausschließlich durch erfahrende Testfahrer. Neben hohem Zeit- und Kostenaufwand sind diese Bewertungen nicht reproduzierbar. Mit AVL-DRIVE wurde eine Methode entwickelt, die ein standardisiertes Verfahren zur Ermittlung der Fahrbarkeit darstellt. Infolge der Standardisierung gewährleistet diese Methode neben der Reproduzierbarkeit eine gute Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Kraftfahrzeugen. (vgl. [16], S. 274)

Die Grundlage der Bewertung stellt im Wesentlichen das Beschleunigungssignal, welches an der Kopfstütze über einen Beschleunigungsaufnehmer ermittelt wird, dar. Der, für eine Bewertung benötigte, Referenzwert ergibt sich aus umfangreichen Studien, die im

Zusammenhang mit der menschlichen Bewertung der Driveability durchgeführt wurden. Der Vergleich von Referenzwert und Messwert erfolgt außerdem unter der Berücksichtigung der Fahrzeugklasse, der der Prüfling zugeordnet wird. Es wurden sechs Cluster bzw. Fahrzeugklassen, denen ein Fahrzeug zugeordnet werden kann, gebildet. Die DRIVE Software erstellt letztlich aus den gemessenen physikalischen Größen über eine hinterlegte Bewertungsmatrix Noten zwischen 1 und 10. Mit den Noten werden 15 verschiedene Fahrzustände, die einen direkten Einfluss auf die Fahrbarkeit besitzen, bewertet. Außerdem wird aus den Einzelnoten eine Gesamtnote der *Total Driveability* gebildet (vgl. Abbildung 2-4). (vgl. [21], S. 186 ff.)

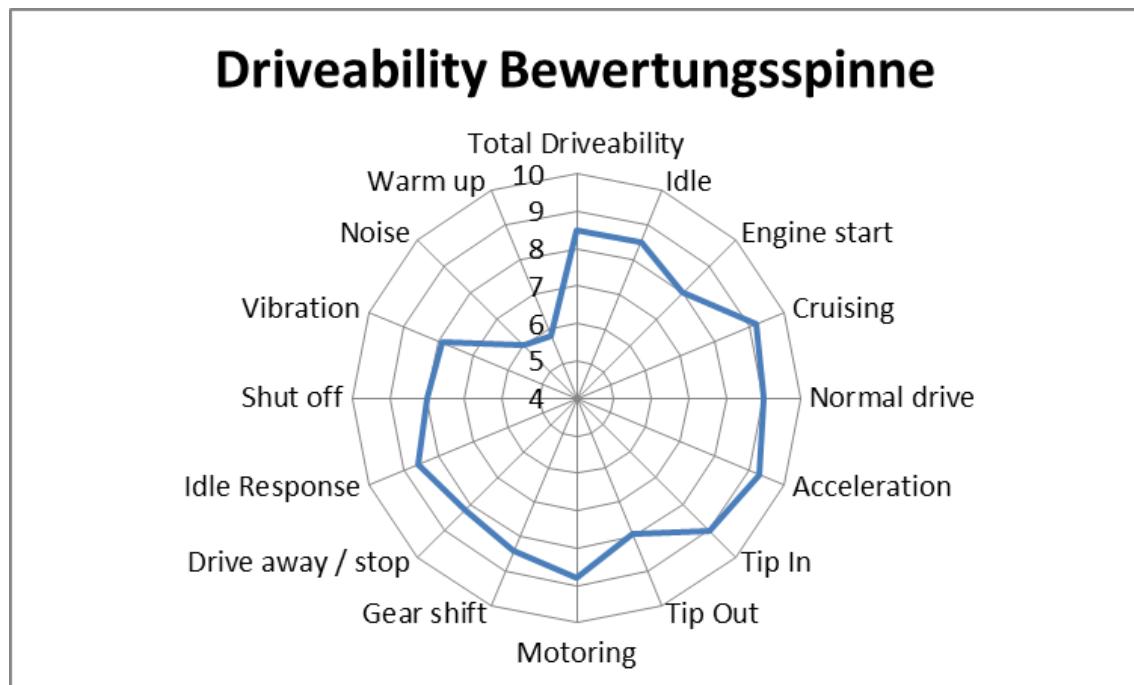


Abbildung 2-4: Beispielhafte Driveability Bewertungsspinne mit 15 Fahrzuständen und resultierender Gesamtnote

Die Fahrbarkeit eines modernen Fahrzeugs wird innerhalb der 15 vorgestellten Fahrzustände nachhaltig von der Abstimmung der Steuergeräte (ECU, TCU und xCU) beeinflusst. AVL-DRIVE bietet an dieser Stelle die Möglichkeit von einer manuellen, subjektiven Applikation der Steuergeräte auf eine standardisierte Applikation umzustellen. Infolge des standardisierten Verfahrens lassen sich konkrete Entwicklungsziele vereinbaren, deren Erreichung objektiv kontrolliert werden kann. (vgl. [21], S. 186)

Die innerhalb der vorliegenden Arbeit entwickelten Simulationen zur Analyse der Längsdynamik des Fahrzeugs auf dem Prüfstand basieren auf dem Fahrzustand Tip In. Die beim Tip In für die Fahrbarkeitsanalyse wichtigsten Bewertungsgrößen, welche sich lediglich durch

die Fahrzeugbeschleunigung im Zeitverlauf charakterisieren, werden in den Abbildungen 2-5 bis 2-7 vorgestellt. Die Jerks, die das Ruckeln des Fahrzeugaufbaus in longitudinaler Richtung während des Anfahrens beschreiben, werden durch die ersten 5 Spitzen-Spitzen Amplituden beschrieben. Die Art des Kicks, der den Lastschlag infolge der Betätigung des Gaspedals darstellt, lässt sich mit der ersten Spitzen-Spitzen Amplitude beschreiben. Letztlich gibt die Bewertungsgröße Response Delay die Zeitspanne zwischen Pedalwertanstieg und dem Zeitpunkt des Überschreitens eines Schwellwerts der Beschleunigung wieder, wobei der Schwellwert gangabhängig zu wählen ist. Sämtliche Bewertungsgrößen lassen sich über die Applikation der ECU beeinflussen und sind während der Entwicklung dem Image des Fahrzeugs und damit dem Kundenwunsch anzupassen.

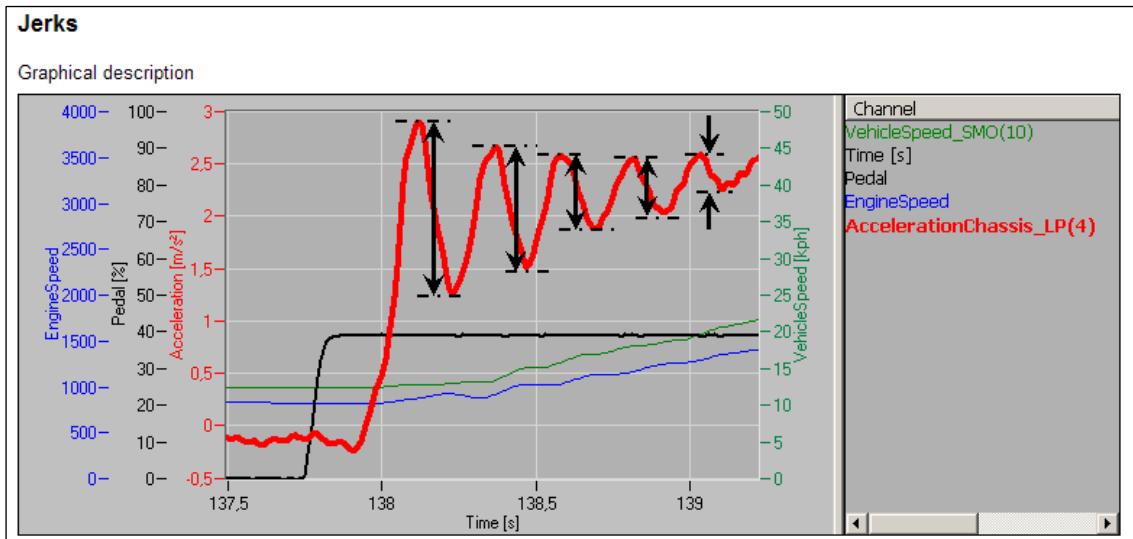


Abbildung 2-5: Jerks Messung bei Tip In ([27], Seite 8)

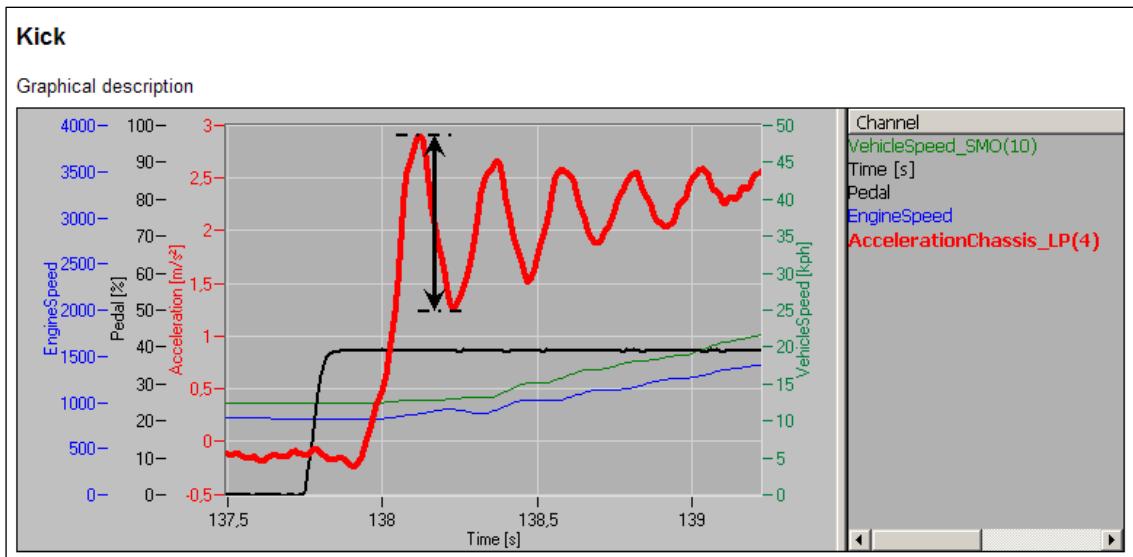


Abbildung 2-6: Kick Messung bei Tip In ([27], Seite 9)

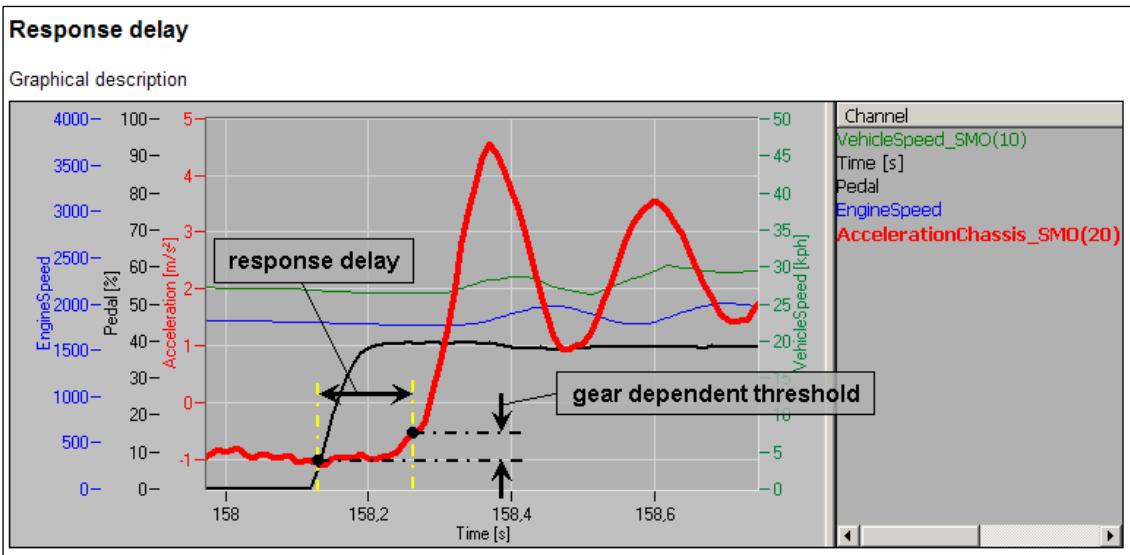


Abbildung 2-7: Response delay Messung bei Tip In ([27], Seite 10)

Zur Senkung von Entwicklungszeit und Entwicklungskosten hat die AVL eine Methode entwickelt, die den Einsatz von AVL-DRIVE und damit eine automatische Applikation der Steuergeräte auf dem Rollenprüfstand ermöglicht. Darüber hinaus liefert die Prüfumgebung *Rollenprüfstand* reproduzierbarere Ergebnisse als die Prüfumgebung *Straße*. Die Methode wird in Kapitel 4-7 ausführlich vorgestellt.

3 Die Einflussfaktoren des Fahrzeugs auf die Längsdynamik

Die Längsdynamik als ein wichtiger Faktor der Fahrbarkeit eines Kraftfahrzeugs wird durch die Eigenschaften der Komponenten Motor, Antriebstrang und Reifen geprägt. Eine Eigenschaft mit Einfluss auf die Längsdynamik stellt dabei die Steifigkeit aller Komponenten dar. Sie bestimmt letztlich das Torsions- und Schwingungsverhalten der Bauteile. Neben dieser Eigenschaft besitzt der Motor als Quelle der dynamischen Erregung den originären Einfluss auf die Fahrzeugdynamik. Loose und Spiel sind Eigenschaften des Antriebstrangs, die mit Blick auf die Fahrbarkeit eine Rolle spielen. Im Folgenden werden die Aufgaben bzw. Funktionen der einzelnen Komponenten sowie ihre technischen Ausgestaltungen mit Blick auf den jeweiligen längsdynamischen Einfluss detaillierter vorgestellt.³

³ Innerhalb der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf dem Einfluss den der Rollenprüfstands auf die gemessene Längsdynamik nimmt. Zu diesem Zweck werden Modelle für die Prüfumgebungen Rollenprüfstand und Straße erstellt und deren Ergebnisse miteinander verglichen. Das Modell des Fahrzeugs bzw. Antriebstrangs in den Modellen ist unabhängig von der Prüfumgebung und in beiden Fällen dasselbe. Im Hinblick auf das Ziel der vorliegenden Arbeit wird auf eine tiefere Betrachtung des

3.1 Der Motor

Trotz prognostizierter Verknappung der fossilen Brennstoffe werden Kraftfahrzeuge in der Regel von einem Verbrennungsmotor angetrieben. Der Anteil rein elektrisch angetriebener Fahrzeuge unter den privaten PKW-Neuanmeldungen in Deutschland lag beispielsweise im Jahr 2011 bei lediglich 0,01 Prozent (vgl. [15]). Innerhalb der verwendeten Verbrennungsmotorenkonzepte dominieren Hubkolbenmotoren mit innerer Verbrennung. Im Folgenden werden die Einflüsse dieser Motoren auf das längsdynamische Verhalten der Kraftfahrzeuge erörtert.

Hubkolbenmotoren wandeln chemische Energie in mechanische Energie um. Die mechanische Energie ergibt sich direkt aus den Gaskräften, die zyklisch in Abhängigkeit vom Arbeitsverfahren [Zweitakt vs. Viertakt] und der Drehzahl infolge der Verbrennung im Arbeitsraum erzeugt werden. Die Gaskräfte wirken auf den Arbeitskolben. Der Arbeitskolben vollführt eine oszillierende Bewegung. Über den Kurbeltrieb wird diese in eine rotatorische Bewegung gewandelt, so dass die Kurbelwelle des Motors ein Drehmoment abgeben kann. Infolge der Bewegung des Triebwerks ergeben sich oszillierende – sowie rotierende Massenkräfte. Sowohl die zyklisch auftretenden Gaskräfte als auch die zyklischen Massenkräfte bedingen ein nicht konstantes Drehmoment. Diese Drehmomentschwankungen an der Kurbelwelle können mit steigender Zylinderanzahl und der Wahl einer geeigneten Zündfolge verringert werden. Abbildung 3-1 zeigt den zyklischen von der Kurbelwelle abgegebenen Drehmomentverlauf eines 4-Takt Motors mit vier Zylindern. (vgl. [26], S. 9 f. und S. 52 ff.)

Würde das schwankende Drehmoment über den Antriebstrang an die Räder geleitet werden, wäre eine unruhige Fahrzeulgängsdynamik die Folge. Um letztlich am Rad eine geringere Ungleichförmigkeit des Raddrehmoments zu erzielen und damit den Fahrkomfort zu steigern, werden Schwungräder an die Kurbelwelle geflanscht (vgl. Kapitel 3.2.1). Außerdem können Ausgleichswellen und Ausgleichsgewichte verbaut werden. Gewichte an der Kurbelwelle gleichen die rotierenden Massenkräfte aus. Die oszillierenden Massenkräfte werden durch Ausgleichswellen kompensiert. (vgl. [26], S. 67 ff.)

technischen Aufbaus sowie der Funktionsweisen der verschiedenen Komponenten verzichtet. An dieser Stelle wird auf die Fachliteratur [6], [17], [19], [26] verwiesen.

Zylinderindividuelle Modellierung:

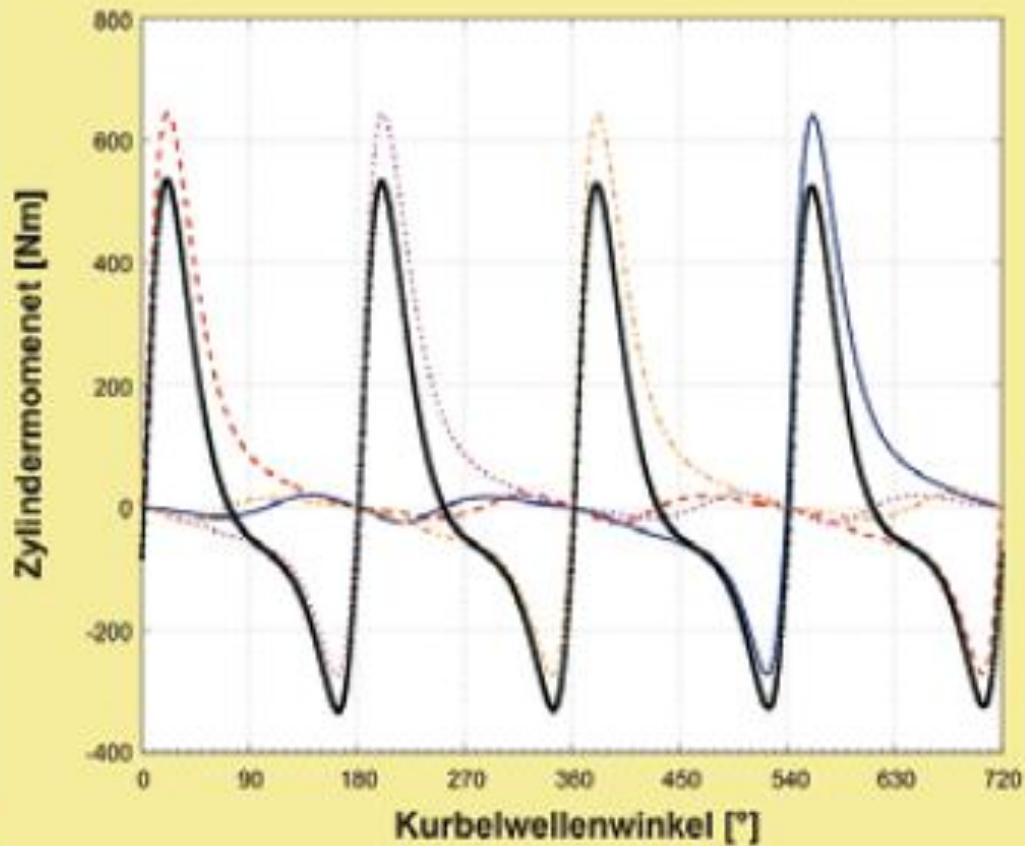


Abbildung 3-1: Beispielhafte Darstellung des zyklischen Drehmomentverlaufs (4-Takt, Vierzylinder)

Grundsätzlich wird das makroskopische dynamische Verhalten des Motors vom Verlauf und dem absoluten Betrag des maximalen Drehmoments bestimmt. Unter makroskopisch sollen an dieser Stelle größere Zeiträume verstanden werden, während sich die mikroskopische Betrachtung mit kürzeren Zeiträumen befasst. In Bezug auf einen Tip In kann als mikroskopisch der Pfad des Drehmomentaufbaus bis zur Vollastlinie verstanden werden (im Kennfeld als die *schnelle Achse* bezeichnet). Eine makroskopische Betrachtung wäre die Analyse des gesamten Tip Ins, bei der, zeitlich gesehen, die Dynamik infolge des Drehzahlanstiegs entlang der Vollastlinie dominiert. Die von den Fahrzeuginsassen wahrgenommene Fahrbarkeit wird stark vom Aufbau des Drehmoments, der Gasannahme geprägt. Neben konstruktiven Maßnahmen (Gestaltung von Ansaugtrakt, Anzahl und Anordnung der Ventile etc.) wird die Gasannahme entscheidend über die Applikation des Steuergerätes beeinflusst. Zu denken ist hier unter anderem an die Applikation des Zündzeitpunktes/Förderbeginns, des Einspritzdrucks, der

Ventilkinematik (bei variablen Ventiltrieben), des Ladedrucks bei aufgeladenen Motoren usw. (vgl. [16], S. 274)

Die Folgen des Drehmomentaufbaus und der Drehmomentschwankungen sind letztlich für die Torsion sowie die Drehschwingungen des gesamten Antriebstrangs ursächlich. Die absolute Torsion ist neben den Eigenschaften der einzelnen Bauteile (Werkstoff, Geometrie) abhängig von der Höhe des mittleren Motormoments. Die Drehschwingungen resultieren aus dem ungleichförmigen Drehmomentverlauf.

3.2 Der Antriebstrang

Der Antriebstrang setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen, die je nach Fahrzeug in unterschiedlichen Konfigurationen bzw. technischen Ausführungen vorliegen. Ziel der folgenden Abschnitte ist die knappe Darstellung der gängigen Konfigurationen der einzelnen Komponenten sowie die Identifikation ihrer Haupteinflussfaktoren auf die Fahrzeuglängsdynamik.

3.2.1 Zweimassenschwungrad

Wie in Kapitel 3-1 angesprochen wurde, speichern Schwungräder einen Teil der Bewegungsenergie des Arbeitstaktes um diese während der übrigen Takte wieder abzugeben. Die Trägheit seiner Masse sorgt für eine gleichförmigere Bewegung der Kurbelwelle. Mit der Entwicklung von Zweimassenschwungrädern wurde, abgesehen vom Durchfahren der Eigenfrequenz beim Starten des Motors, das ungleichförmige Drehmoment des Motors nahezu vollständig vom Antriebstrang isoliert. Abbildung 3-2 stellt den Aufbau eines Zweimassenschwungrads schematisch dar.

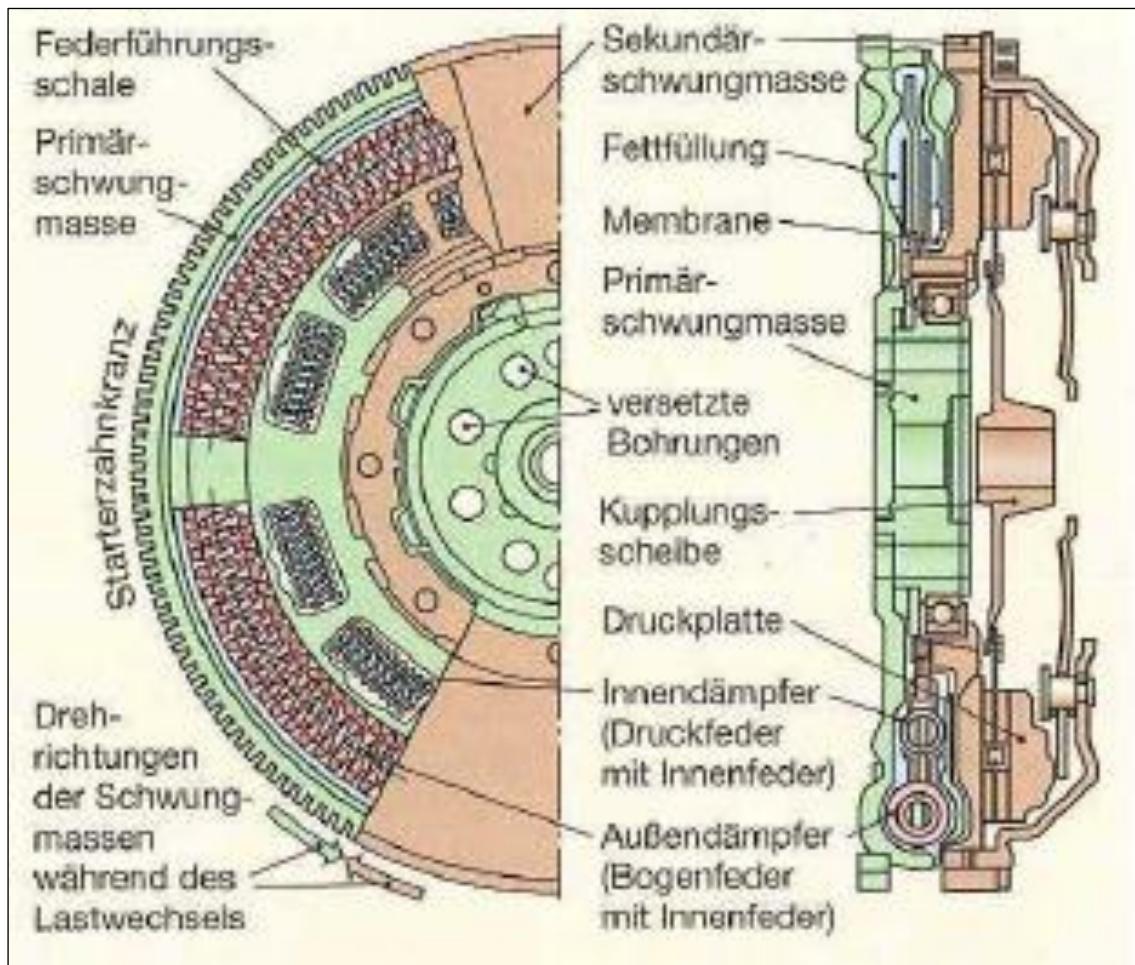


Abbildung 3-2: Zweimassenschwungrad ([17], Seite 223)

Die Primärschwungmasse ist mit der Kurbelwelle verschraubt. Eine Verbindung zur Übertragung des Drehmoments auf die Sekundärmasse erfolgt über das äußere - und innere Feder-Dämpfersystem. Die Sekundärmasse ist direkt mit der Kupplung verschraubt. Große Drehmomentschwankungen in niedrigen Drehzahlbereichen werden über die äußeren Bogenfedern aufgenommen. Bei hohen Drehzahlen werden diese infolge einer relativen Verdrehung zwischen Primär- und Sekundärmasse zusammengedrückt. Die Schwingungen werden von den inneren Druckfedern aufgenommen. Die Federn eines Zweimassenschwungrades besitzen nichtlineare Federkennlinien. Wegen der gewünschten relativen Verdrehung zwischen Primär- und Sekundärmasse, handelt es sich bei dem Zweimassenschwungrad um die Komponente des Antriebstrangs mit der geringsten Steifigkeit. Abbildung 3-3 stellt die weg- und drehzahlabhängige Federsteifigkeit dar. (vgl. [17], S. 222 f. und [18], S. 487)

Nichtlineare ZMS-Bogenfedercharakteristik:

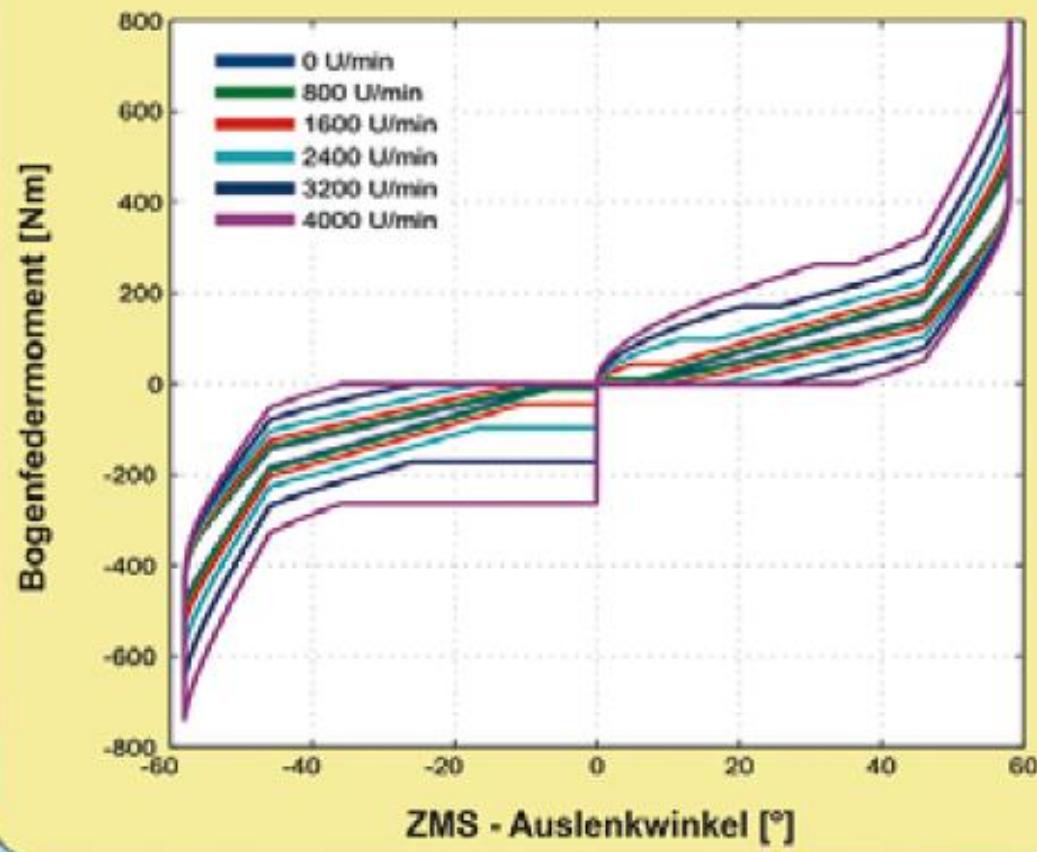


Abbildung 3-3: Bogenfedercharakteristik eines Zweimassenschwingers ([18], Seite 488)

3.2.2 Kupplung

Die Kupplung dient der Trennung des Motors vom Antriebstrang im Leerlauf und während der Schaltvorgänge. Außerdem ermöglicht sie durch schlupfenden Betrieb die Anpassung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Motor und Antriebstrang. In Verbindung mit Schieberad- und Schaltmuffengetrieben (vgl. Kapitel 3.2.3) werden Reibkupplungen eingesetzt, die sich im Wesentlichen in ihrer Anzahl an Reibbelägen unterscheiden. Reibkupplungen übertragen in geschlossenem Zustand das Motormoment kraftschlüssig. Wie beim Zweimassenschwungrad können auch bei Kupplungen Druckfedern zur Schwingungsdämpfung verbaut werden. Im einfachsten Fall (ohne Schwingungsdämpfung) stellt eine geschlossene Kupplung lediglich eine rotierende Masse im Antriebstrang dar. (vgl. [17], S. 339 ff. und [19], S.Q 17)

3.2.3 Getriebe

In Kraftfahrzeugen werden Getriebe bzw. Wechselgetriebe verbaut. Sie besitzen folgende Aufgaben:

- Bereitstellung des im jeweiligen Lastzustand am Rad benötigten Drehmoments.
- Übersetzung der Motordrehzahl zur Realisierung aller geforderten Fahrgeschwindigkeiten.
- Umkehr der Drehrichtung der antreibenden Räder, zur Gewährleistung des Rückwärtsfahrens.
- Trennung des Kraftflusses zwischen Motor und Antriebsrädern, um den Stillstand eines Fahrzeugs bei laufendem Motor zu erreichen. (Leerlauf bei geschlossener Kupplung)

Im Bereich des Kraftfahrzeugbaus konkurrieren Wechselgetriebe, die nach ihren technischen Lösungen gegliedert werden können (vgl. Abbildung 3-4).

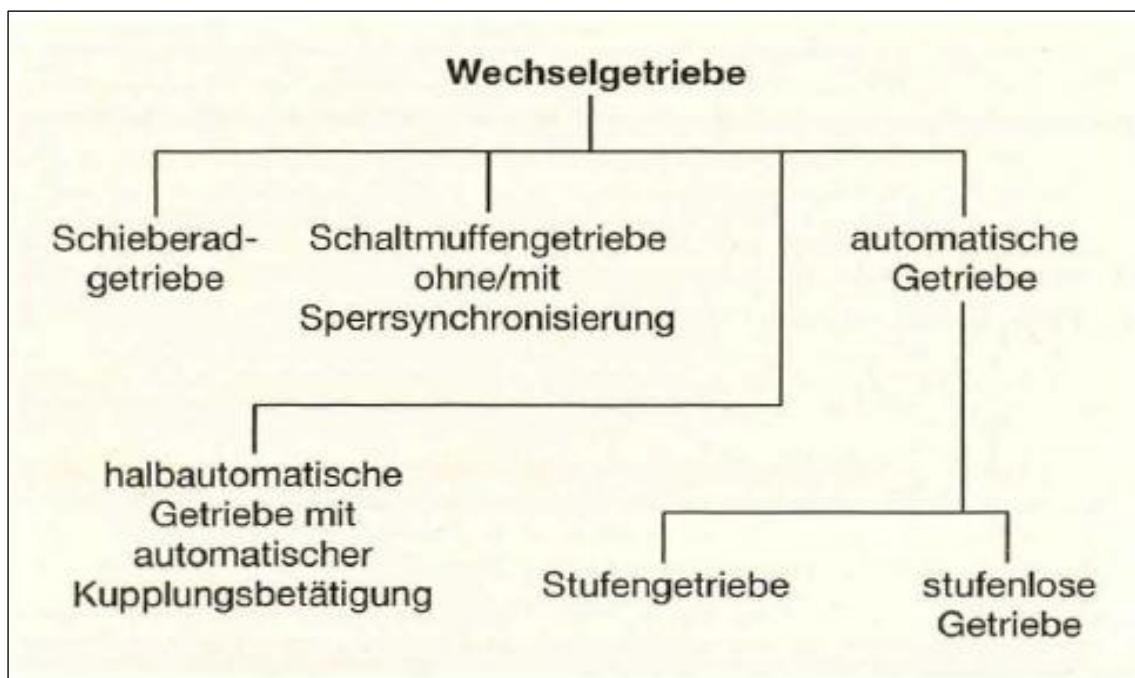


Abbildung 3-4: Kategorisierung der Fahrzeuggetriebe ([17], Seite 350)

Bei Schieberad- und Schaltmuffengetrieben wird der Kraftfluss über Stirnradpaare hergestellt. Sie werden manuell geschaltet. In modernen PKW dominiert die Verwendung von Schaltmuffengetrieben mit Sperrsynchronisierung. Halbautomatische Getriebe mit automatischer Kupplungsbetätigung gleichen vom mechanischen Aufbau den Schaltmuffengetrieben. Zur Automatisierung werden sie zur lastfallspezifischen Gangwahl um

ein elektronisches Management sowie zur Betätigung der Kupplung um Stellmotoren erweitert. Automatische Getriebe lassen sich in Stufengetriebe und stufenlose Getriebe unterteilen. Innerhalb der automatischen Stufengetriebe werden automatisierte Schaltgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe und Automatikgetriebe unterschieden. Am verbreitetsten sind die Automatikgetriebe, wobei die Doppelkupplungsgetriebe in den letzten Jahren sehr starke Zuwächse zu verzeichnen hatten. Zur Wandlung des Drehmoments bzw. zur Übertragung des Kraftflusses werden sowohl bei automatisierten Schaltgetrieben als auch bei Doppelkupplungsgetrieben Stirnradpaare verwendet. Bei Automatikgetrieben werden die Übersetzungen häufig mit Planetengetrieben erzeugt. Eine weitere Besonderheit der Automatikgetriebe ist der hydrodynamische Drehmomentwandler. Seine wichtigsten Bauteile sind Pumpen-, Turbinen- und Leitrad. Der Vorteil des Drehmomentwandlers liegt in der beim Anfahren (unterschiedliche Drehzahlen zwischen Pumpen- und Turbinenrad) möglichen Drehmomentübersetzung. Am Turbinenrad werden bis zu dreimal größere Momente als am Pumpenrad, welches mit dem Motormoment betrieben wird, erzeugt.

Innerhalb der später vorgestellten, mit der Software AVL CRUISE umgesetzten, Simulation wird das Modell eines manuellen Getriebes Teil des Antriebstrangs sein. Der Einfluss von Getrieben auf das längsdynamische Verhalten wird für diese Art von Getrieben mit Stirnradpaaren erfolgen. Abbildung 3-5 bildet zum besseren Verständnis das Beispiel für ein solches Getriebe ab.

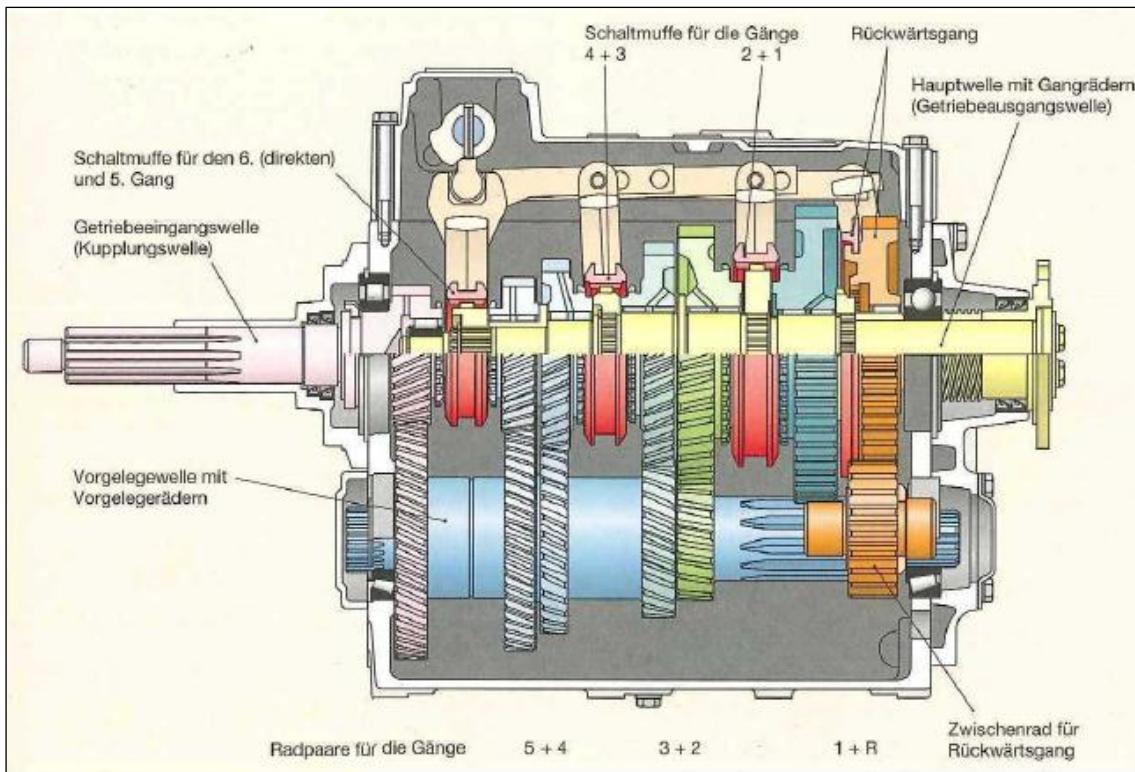


Abbildung 3-5: Manuelles Schaltgetriebe ([17], Seite 353)

Wird das Fahrmanöver Tip In gefahren, befindet sich das Fahrzeug zu Beginn im Schiebebetrieb. Mit der Betätigung des Gaspedals und dem Abrufen der Vollast ändert sich der Fahrzustand vom Schiebe- zum Zugbetrieb. Wird das zwischen den im Kraftfluss liegenden Zahnräder bestehende Flankenspiel berücksichtigt, so muss es bei diesem Fahrmanöver zu einem Anlagewechsel der Flanken kommen. Während des Anlagewechsel wird für den Bruchteil einer Sekunde das vom Motor abgegebene Drehmoment nicht vom Zahnrad, welches auf der Vorgelegewelle läuft, abgenommen. Das auf der Motorwelle laufende Zahnrad beschleunigt und trifft am Ende des Anlagewechsels mit seinen Zahnflanken, mit einem Impuls auf die Zahnflanken des Zahnrades der Vorgelegewelle. Aus diesem Impuls ergibt sich eine Kraft, die Einfluss auf die Zugkraft am Rad hat. Theoretisch ist es möglich, dass der Impuls als Kraftspitze im Zugkraftverlauf sichtbar wird.

Neben diesem Effekt ist zu beachten, dass die Getriebewellen schwingungsfähige Systeme darstellen, die unter Last tordieren. Die Steifigkeit sowie die Dämpfung von Wellen hängen entscheidend von der Länge ab, die sich im Kraftfluss befindet (vgl. Kapitel 3.2.6). Dementsprechend ändern sich Steifigkeit und Dämpfung von Getriebewellen, je nach eingelegtem Gang.

3.2.4 Achsgetriebe

Achsgetriebe stellen nach dem Wechselgetriebe eine weitere Übersetzung im Antriebstrang dar. Mit dem Achsgetriebe wird das Antriebsdrehmoment erhöht. Im Vergleich zum Wechselgetriebe sind sie nicht schaltbar und haben ein festes Übersetzungsverhältnis. Grundsätzlich wird zwischen Kegelrad- und Stirnradgetriebe unterschieden. Kegelradgetriebe sind in der Lage den Kraftfluss um 90° umzulenken. Sie kommen folglich bei längs eingebauten Motoren aber auch bei Fahrzeugen mit Heckantrieb und Frontmotor zum Einsatz. Stirnradgetriebe sind kostengünstiger als Kegelradgetriebe. Sie werden verwendet, wenn der Kraftfluss nicht umgelenkt werden muss (quer eingebauter Frontmotor und Frontantrieb). (vgl. [17], S. 379 ff.) Wie bei jeder Zahnradpaarung existiert auch bei Kegelrad- sowie Stirnradgetrieben das in Kapitel 3.2.3 beschriebene Flankenspiel, welches mit Blick auf die Längsdynamik und den Fahrkomfort berücksichtigt werden muss.

3.2.5 Ausgleichsgetriebe

Ausgleichsgetriebe ermöglichen unterschiedliche Drehzahlen zwischen den angetriebenen Rädern. Unterschiedliche Drehzahlen treten bei Kurvenfahrt sowie infolge unebener Fahrbahnen auf. Neben dem Ausgleich zwischen kurveninnerem – und kurvenäußerem Rad muss bei Fahrzeugen mit mehreren angetriebenen Achsen auch ein Ausgleich zwischen den

Achsen erfolgen. Häufig stellen Achsgetriebe und Ausgleichsgetriebe eine Baugruppe dar. Abbildung 3-6 zeigt den klassischen Aufbau einer solchen Baugruppe.

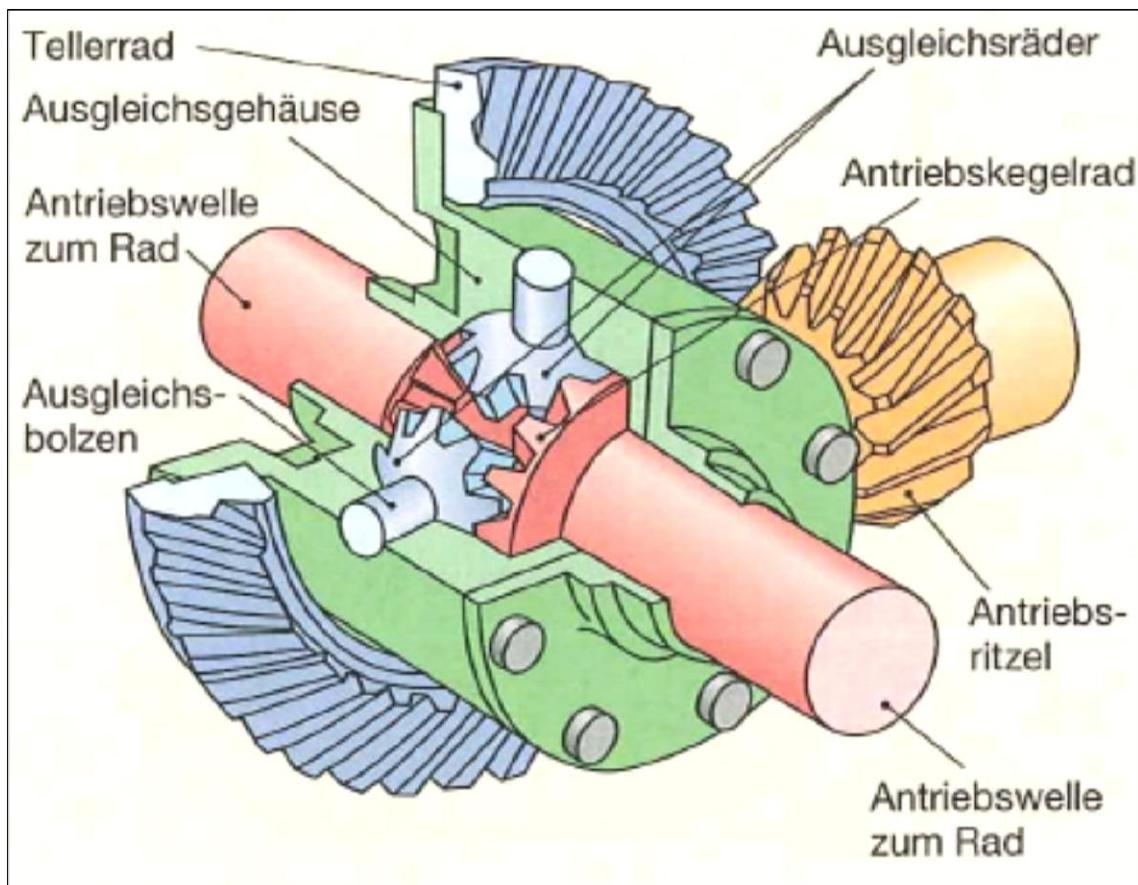


Abbildung 3-6: Ausgleichsgetrieb ([17], Seite 382)

Antriebskegelrad und Tellerrad bilden die Übersetzung des Achsgetriebes. Die Differenzdrehzahl zwischen den Rädern bzw. Antriebswellen ermöglichen die Ausgleichsräder. Zwischen Ausgleichswellen und Antriebswellen besteht ebenfalls Flankenspiel.

3.2.6 Antriebswellen und Gelenkwellen

Antriebswellen übertragen die vom Antriebsaggregat gelieferte Leistung. Sie werden zwischen Ausgleichsgetriebe und Rad sowie bei Fahrzeugen mit Frontmotor und Heckantrieb zwischen Wechsel- und Achsgetriebe eingebaut.⁴ Wellen, die eine Verbindung zum Rad herstellen, müssen aufgrund der Achskinematik als Gelenkwellen konstruiert werden. In Abhängigkeit

⁴ Bei der Transaxlebauweise werden Achs- und Wechselgetriebe aus Gründen einer optimaleren Achslastverteilung an der Hinterachse verbaut. Hier verbinden die Wellen den Kupplungsausgang mit dem Wechselgetriebeeingang. Eine detaillierte Übersicht über die Anordnung des Antriebstrangs bei Personenkraftwagen liefert [6] in Kapitel 6.1.1.

vom Fahrwerkskonzept und der damit verbundenen Kinematik müssen die Gelenkwellen längenausgleichsfähig sein. Die gängigsten Konstruktionen sind Tripode-Gelenkwellen bzw. Kugel-Gleichlaufgelenkwellen.

Die Laufruhe einer Welle hängt im Allgemeinen neben der Fertigungsgenauigkeit von ihrer Länge ab. Je länger die Welle, desto eher wird sie aufgrund ihrer niedrigeren Eigenfrequenz zu Schwingungen angeregt. Als Richtwert gilt, dass schnelllaufende Wellen mit Blick auf den Fahrkomfort sowie den Bauteilschutz im Fahrzeug nicht länger als 1,5 Meter sein sollten. In den Gelenken befindet sich Spiel zwischen den Bauteilen, das auf die Längsdynamik Einfluss nimmt. (vgl. [17], S. 385 ff.)

3.3 Fahrwerk und Reifen

Die Fahrwerke sowie die Reifen von Kraftfahrzeugen besitzen eine gemeinsame Aufgabe. Beide Bauteile tragen den Fahrzeugaufbau. Dies geschieht unter der Zielsetzung den Aufbau von Stößen, die durch Unebenheiten der Fahrbahn eingeleitet werden, zu entkoppeln sowie die dynamischen Radlastschwankungen zu minimieren (vgl. [20], S. 8 f.). Im Folgenden werden Fahrwerk und Reifen mit ihren Einflüssen auf die Längsdynamik getrennt voneinander vorgestellt.

3.3.1 Das Fahrwerk

Grundsätzlich besitzt das Fahrwerk einen großen Einfluss auf den Charakter der Vertikaldynamik und damit auf den Fahrkomfort. Allerdings haben Fahrwerksgeometrie sowie Feder- und Dämpferelemente ebenso einen ausgeprägten Einfluss auf die Längs- und die Querdynamik. Dieser Einfluss äußert sich stets in einer Veränderung der maximal von den Reifen in Summe übertragbaren Längs- und Querkräften (vgl. Kamm'scher Kreis in [20], S. 65). Der rollende Reifen eines Fahrzeugs wird von der Fahrbahn zu Schwingungen angeregt. Um den Fahrzeugaufbau von diesen Schwingungen sowie Stößen infolge größerer Fahrbahnunebenheiten zu entkoppeln, erfolgt die Anbindung zwischen Fahrwerkselementen und Aufbau über dämpfende Gummilager. Diese elastokinematische Anbindung ermöglicht Relativbewegungen zwischen Aufbau und Fahrwerk. Die Relativbewegungen beeinflussen ihrerseits die Längsdynamik bzw. die Längsbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus. (vgl. [4], S. 95 ff.)

3.3.2 Der Reifen

Kraftfahrzeureifen tragen, über den im Inneren herrschenden Luftdruck, den Aufbau und das Fahrwerk. Reifen bestehen hauptsächlich aus den Werkstoffen Gummi und Stahl, wobei der Stahl in Form von Stahldraht verbaut wird. Abbildung 3-7 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Radial- bzw. Gürtelreifens. (vgl. [4], S. 36 ff.)

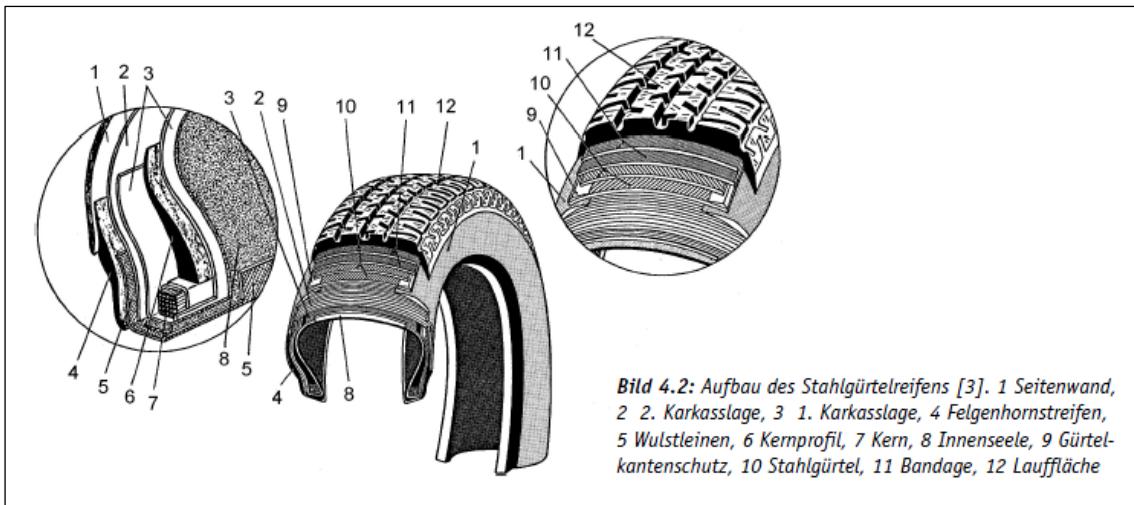


Abbildung 3-7: Querschnitt Radialreifen ([4], Seite 38)

Die Konstruktion lässt erkennen, dass luftgefüllte Reifen ein ausgeprägtes Federungs- sowie Dämpfungsverhalten in vertikaler – aber auch horizontaler Richtung besitzen. Die von der Steifigkeit und Dämpfung abhängige Verformung des Reifens in Längsrichtung, beeinflusst die Fahrzeuglängsdynamik.⁵

Bereits an dieser Stelle soll betont werden, dass die Simulation des Verhaltens von Gummi und damit die Simulation von Reifen äußerst aufwändig ist. Die Folge sind komplexe Materialgesetze. Die Parameter der Materialgesetze sind abhängig von der Gummimischung sowie dem Fahrbahnbelag. Vor der Simulation des Reifenverhaltens müssen separate Test zur Identifikation der Parameter durchgeführt werden. Es wird deutlich, dass die Reifensimulation in der Praxis nicht vordergründig zur Versuchssubstitution und damit zur Kosteneinsparung eingesetzt wird. Vielmehr werden Modelle zum besseren Verständnis von

⁵ Der Reifen eines Kraftfahrzeugs stellt die Verbindung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn dar. Er muss sämtliche Kräfte und Momente übertragen. Infolge dessen besitzt der Reifen großen Einfluss auf die Fahrzeugsicherheit, das Fahrverhalten sowie den Fahrkomfort. Im Laufe der Fahrzeugentwicklung ist aus dem Reifen ein komplexes Bauteil geworden. Detaillierte Darstellungen dieses Bauteils liefern [4], Seite 37 ff. und [20], Seite 377 ff.

Verhaltenseigenschaften des Prüflings, die während konventioneller Tests nur schwer beobachtbar sind, eingesetzt. (vgl. [20], S. 392 ff.)

4 Rollenprüfstände

Kapitel vier beinhaltet die Vorstellung der Rollenprüfstände. Nach einer kurzen Darstellung der historischen Entwicklung der Prüfstände sowie der Klassifizierung der Prüfstände anhand verschiedener Kriterien werden die physikalischen Grundlagen eingeführt. Sie liefern letztlich die Grundlage der Rollenregelung. Es folgt die Beschreibung der Bauteile des Rollenprüfstands. Der Fokus liegt an dieser Stelle auf der Analyse ihres Einflusses auf die Mess- sowie Simulationsgenauigkeit. Im Anschluss wird näher auf die Erfassung der für die Regelung notwendigen Messgrößen eingegangen sowie die Rollenregelung als solche beschrieben. Die Konstruktion eines Rollenprüfstands wird maßgeblich durch seine Prüfaufgabe bestimmt. Folglich ergeben sich je nach Einsatzzweck unterschiedliche Herausforderungen. Diese werden in Kapitel 4.6 vorgestellt. Zum Abschluss werden die von der AVL entwickelte Methode zur Analyse der Fahrzeuggängsdynamik auf dem Rollenprüfstand vorgestellt sowie mögliche Faktoren, die Einfluss auf die Validität der Messergebnisse haben können, identifiziert.

4.1 Historie und Nutzen von Rollenprüfständen

Die ersten Rollenprüfstände dienten lediglich der Ermittlung der Radleistung des Prüflings. Im Jahr 1960 wurde in Kalifornien die weltweit erste Abgasgesetzgebung erlassen. Im Laufe der Jahre folgten weitere Staaten. Aus den gesetzlich verfassten Emissionsgrenzwerten ergab sich die Notwendigkeit der Prüfung bzw. Zertifizierung der Kraftfahrzeuge. Eine valide und reproduzierbare Prüfung der emittierten Abgase war lediglich auf Rollenprüfständen zu gewährleisten. (vgl. [1], S. 568 ff.) Bis heute wird der Rollenprüfstand als Prüfumgebung für die Zertifizierung vom Gesetzgeber vorgeschrieben. Lediglich im hochdynamischen Bereich erlaubt der Gesetzgeber den Einsatz von Motorenprüfständen. Mit Blick auf neue Antriebskonzepte bspw. im Bereich der Hybridisierung oder im Bereich des rein elektrischen Antriebs lässt sich erkennen, dass der Kalibrierungs- bzw. Applikationsaufwand bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge stetig steigen wird. Begründet wird dies unter anderem durch eine Zunahme von Freiheitsgraden in der Laststeuerung und der Zugkraftverteilung. Um das Potential alternativer Antriebskonzepte hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und Fahrdynamik/Fahrbarkeit unter wettbewerbsfähigem Entwicklungszeitaufwand nutzbar machen zu können, ist ein *Frontloading* der Entwicklung unumgänglich. Gute Möglichkeiten bieten hier moderne Rollenprüfstände, die Optionen zum automatisierten manöverbasierten sowie modellbasierten

Testen bieten. Die Nachfrage der Fahrzeugentwickler nach Prüfständen dieser Art steigt fortlaufend. (vgl. [2], S. 312 ff.)

4.2 Typen von Rollenprüfständen

Rollenprüfstände lassen sich anhand ihrer mechanischen Charakteristika kategorisieren. Zu diesen offensichtlich erkennbaren mechanischen Charakteristika zählen die Rollenausführung sowie ihre Anzahl. Die Flexibilität des Prüfstands hinsichtlich der zu fahrenden Prüfszenarien und der zu testenden Prüflinge wird definiert durch die Anzahl und die damit verbundene Anordnung der Belastungsmaschinen. Fesselungs- und Kühlungsmöglichkeiten des Prüflings während der Testläufe stellen weitere Unterscheidungsmerkmale dar. Ebenfalls kann grundsätzlich zwischen mobilen – und stationären Prüfständen unterschieden werden. Mobile Rollenprüfstände sind in der Regel simple Belastungsmaschinen, die lediglich zur Ermittlung der Radleistung verwendet werden können. Komplexe Fahrmanöver oder Fahrzyklen lassen sich nicht simulieren. In der vorliegenden Arbeit soll auf mobile Prüfstände nicht weiter eingegangen werden. Bevor im Folgenden der Versuch unternommen wird Prüfstände anhand ihrer mechanischen Eigenschaften zu kategorisieren, muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass Rollenprüfstände nicht selten Sonderlösungen darstellen und somit nicht zwangsläufig in das vorgestellte Schema passen.

4.2.1 Rollenausführung

Bei der Rollenausführung wird zwischen der Doppelrolle und der Scheitelrolle unterschieden. Bei der Doppelrollenkonfiguration läuft das Rad bzw. der Reifen in einer Senke zwischen zwei Rollen. Bezeichnungskonform rollt der Reifen bei Scheitelrollen auf dem höchsten Punkt der Rolle ab. Abbildung 4-1 zeigt die vorgestellten Ausführungen.



Abbildung 4-1: Doppelrolle und Scheitelrolle ([3], Seite20)

Die Vorteile der Doppelrolle im Vergleich zur Scheitelrolle sind die geringeren Herstellkosten. Sie ergeben sich aus einer systemimmanenten geringeren mechanischen Belastung der Bauteile und dem geringeren Bedarf an Bauraum. Einen Vorteil im Praxisbetrieb stellt die leichte und damit zeitsparende Positionierung des Prüflings dar. Die Vorzüge der Scheitelrollen sind die höhere Messgenauigkeit aufgrund der geringeren Anzahl an mechanischen Teilen sowie die geringere Walkbeanspruchung des Reifens. Es können längere Tests bei höheren Geschwindigkeiten realisiert werden. Trotz dieses Vorteils muss betont werden, dass beide Konfigurationen nicht das Abrollen des Reifens auf der Straße abbilden können. Die am Reifen verübte Walkarbeit und folglich auch der Rollwiderstand sind auf dem Prüfstand größer als auf der Straße. Mit steigendem Rollenradius minimiert sich dieser Fehler. Die oben angesprochenen Vorteile beider Systeme führen dazu, dass Scheitelrollen in der Forschung und Entwicklung sowie bei Zertifizierungsaufgaben eingesetzt werden. Die Doppelrolle findet häufig Anwendung in (Tuning-)Werkstätten. (vgl. [3], S. 20 f.)

4.2.2 Konfigurationen von Rollen und Belastungsmaschinen

Die Konfiguration bzw. Anordnung und Anzahl von Rollen und Belastungsmaschinen bestimmt die Flexibilität des Prüfstands. Werden vier Rollen individuell von je einer Belastungsmaschine angesteuert, steigen die Zahl der Freiheitsgrade und folglich auch die Möglichkeiten der zu simulierenden Fahrmanöver. Zu denken sei in diesem Zusammenhang an die Kalibrierung von Torque-Vectoring-Systemen aber auch an die Kalibrierung von elektrifizierten AWD-Konzepten mit bspw. vier Radnabenmotoren. Abbildung 4-2 stellt die gängigen Anordnungen von Rollen und Belastungsmaschinen dar.

Die Konfigurationen 2 x 1 sowie 4 x 2 ermöglichen eine gewisse Variabilität hinsichtlich der Anordnung der Belastungsmaschine. Sie wird entweder Inline (neben der Rolle), In-The-Middle (zwischen den Rollen) oder In-The-Roll (in der Rolle als Außenläufer) platziert. (vgl. [3], S.21 ff.)

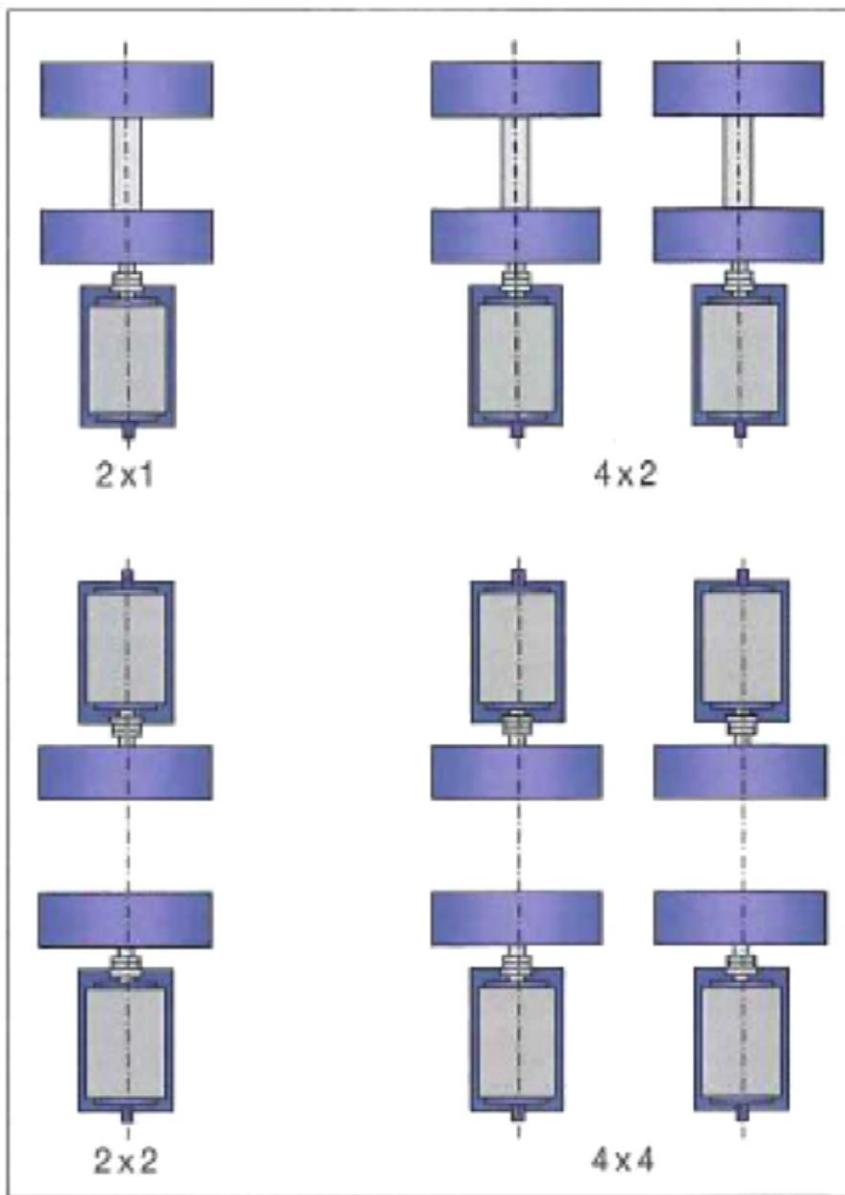


Abbildung 4-2: Rollenkonfigurationen ([3], Seite 22)

4.2.3 Fahrzeugfesselung

Um einen sicheren Testlauf zu gewährleisten, muss der Prüfling, unter Berücksichtigung der maximal auftretenden Zugkräfte, auf dem Prüfstand fixiert werden. Drehen die Räder einer Achse während des Tests nicht (bspw. 2 x 1 oder 2 x 2 Prüfstand), dann wird der Prüfling häufig über Radkeile oder Klemmvorrichtungen an dieser Achse fixiert. Rotieren alle Räder kommen Stangen, Ketten, Seile bzw. Gurte, Radnabenfesselungen oder Steckachsen zum Einsatz. Hinsichtlich der Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme wird an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen (vgl. [3], S.25 f.). Die Anbindungspunkte der Fesselung sind so zu wählen,

dass keine vertikalen Kräfte in die Karosserie eingeleitet werden. Vertikale Kräfte hätten Einfluss auf die Radlasten, den Schlupf und demnach auf die Qualität der Messergebnisse. Zur Durchführung von Fahrbarkeitsuntersuchungen sowie zu Applikationszwecken von ECU und TCU auf dem Rollenprüfstand existiert eine besondere Fesselungsart. Bei dieser wird das Fahrzeug über eine Stange mit integriertem Kraftaufnehmer fixiert. Eine detailliertere Beschreibung dieser Prüfmethode erfolgt in Kapitel 4.7.

4.3 Physikalische Grundlagen: Antriebs- und Widerstandskräfte

Wird ein Fahrzeug real auf der Straße bewegt, dann werden Antriebskräfte über den Reifen in die Fahrbahn eingeleitet (F_{Antrieb}). Unter Antriebskräften sollen in der vorliegenden Arbeit die Kräfte verstanden werden, die über den Antriebstrang dem Reifen zugeführt werden. Diese Antriebskräfte am Reifen können positive Werte, negative Werte oder den Wert null annehmen. Positive Werte beschreiben den Fall, dass vom Antriebsaggregat des Fahrzeugs eine Leistung abgegeben wird, die größer ist als die Verlustleistung des gesamten Antriebstrangs. Negative Antriebskräfte stellen den Fall des Verzögerns dar. Beim Verzögern sind zwei Szenarien vorstellbar. Zum einen das klassische Bremsen über die Bremse des Fahrzeugs, zum anderen das Schleppen des Antriebstrangs bzw. bei eingekuppeltem Zustand das Schleppen des Antriebstrangs inklusive Aggregat. Der theoretische Fall, dass in Summe keine Antriebskraft vom Rad in die Fahrbahn eingeleitet wird, ergibt sich, wenn die Antriebsleistung exakt den Verlust- bzw. Reibleistungen sämtlicher Antriebskomponenten entspricht. Die von den Nennleistungen des Antriebsaggregats und der Bremse sowie von weiteren Fahrzeugparametern (Wirkungsgrad des Antriebstrangs, Haftbeiwert des Reifens, etc.) beschränkte und infolge des jeweiligen Fahrmanövers vorgegebene Antriebskraft kann in identischer Weise auf dem Rollenprüfstand erzeugt werden. (vgl. [4], Kapitel 8)

Anders verhält es sich mit den Fahrwiderständen, die dem Fahrzeug bzw. seiner Bewegungsrichtung entgegen wirken ($F_{\text{Widerst.}}$). In der Regel werden diese Fahrwiderstände durch den Rollwiderstand, den Luftwiderstand, den Steigungswiderstand und den Beschleunigungswiderstand beschrieben.⁶ Steigungswiderstand und Luftwiderstand sind auf Prüfständen nicht vorhanden und wirken somit dem Fahrzeug nicht entgegen. Um reale

⁶ Eine detailliertere Beschreibung der Fahrwiderstände liefern die Quellen [4] in Kapitel 7. Hier erfolgt neben der Einführung des umweltabhängigen Schwallwiderstands eine exaktere Zuordnung der Widerstände, die innerhalb dieser Arbeit nach gängiger Handhabung zu dem Rollwiderstand zusammengefassten werden.

Kräfteverhältnisse am Reifen zu generieren, müssen diese simuliert werden. Die Berechnung des Steigungswiderstands erfolgt nach folgender Gleichung:

$$F_S = m * g * \sin(\alpha_S) \quad (4-1)$$

- F_S Steigungswiderstand [N]
- m Gesamte Fahrzeugmasse [kg]
- g Erdbeschleunigung [m/s^2]
- α_S Steigungswinkel [$^\circ$]

Zur Berechnung des Luftwiderstands findet die Gleichung 4-2 Verwendung.

$$F_L = c_W * A * \frac{\rho_L}{2} * v_r^2 \quad (4-2)$$

- F_L Luftwiderstand [N]
- c_W Strömungswiderstandskoeffizient [-]
- A Querschnittsfläche [m^2]
- ρ_L Dichte der Umgebungsluft [kg/m^3]
- v_r Relativgeschwindigkeit zw. Fahrzeug und Umgebungsluft [m/s]

Der Rollwiderstand, welcher auf dem Rollenprüfstand erzeugt wird, entspricht nicht dem Widerstand bei Straßenfahrt. Dies resultiert aus einer erhöhten Walkarbeit, die am Reifen infolge der Rollenkrümmung geleistet wird. Je kleiner der Rollenradius bzw. je größer die Rollenkrümmung, desto größer wird der Rollwiderstand im Vergleich zur Straßenfahrt. Dieser Zusammenhang wird durch die empirische Gleichung 4-3 beschrieben (vgl. [3], S. 18 f.):

$$F_{xR} = F_R \left(1 + \frac{r}{R}\right)^{1/2} \quad (4-3)$$

- F_{xR} Rollwiderstand auf dem Prüfstand [N]
- F_R Rollwiderstand auf der Straße [N]
- r Reifenradius [m]
- R Rollenradius [m]

Wobei zur Berechnung des Rollwiderstands auf der Straße die Gleichung 4-4 verwendet wird.

$$F_R = f_R * m * g \quad (4-4)$$

- F_R Rollwiderstand auf der Straße [N]
- f_R Rollwiderstandskoeffizient/-beiwert [-]
- m Gesamte Fahrzeugmasse [kg]
- g Erdbeschleunigung [m/s^2]

Der Beschleunigungswiderstand lässt sich in zwei Komponenten aufteilen. Die erste Komponente beschreibt die Kraft, die benötigt wird, um ein Fahrzeug mit seiner spezifischen Masse und festgelegter Beschleunigung in translatorischer Richtung zu beschleunigen.

$$F_{B_trans} = m * a \quad (4-5)$$

- F_{B_trans} Translatorischer Beschleunigungswiderstand [N]
- m Gesamte Fahrzeugmasse [kg]
- a Fahrzeugsbeschleunigung [m/s^2]

Die zweite Komponente beschreibt die Kraft, die benötigt wird um sämtliche rotierenden Teile eines Fahrzeugs bei einer vorgegebenen Beschleunigung zu beschleunigen. Wird der Reifenschlupf vernachlässigt, besteht ein direkter Zusammenhang zwischen translatorischer und rotatorischer Beschleunigung. Die Berechnung des Beschleunigungswiderstands der rotierenden Teile erfolgt über Gleichung 4-6:

$$F_{B_rot} = J_{ges,R} * \frac{\ddot{\phi}_R}{r_{dyn}} \quad (4-6)$$

- F_{B_rot} Rotatorischer Beschleunigungswiderstand [N]
- $J_{ges,R}$ Gesamte Trägheitsmoment der rotierenden Komponenten [$kg*m^2$]
- $\ddot{\phi}_R$ Winkelbeschleunigung [rad/s^2]
- r_{dyn} Dynamischer Reifenradius [m]

$J_{ges,R}$ stellt eine Zusammenfassung der Trägheitsmomente aller rotierenden Teile des Fahrzeugs dar. Bildlich werden alle Trägheitsmomente mit den Trägheitsmomenten der Antriebsräder vereint. In diesem Zusammenhang wird auch vom *Gesamten Reduzierten Trägheitsmoment*

gesprochen. Zu seiner Ermittlung müssen die verschiedenen Übersetzungen im Antriebstrang bekannt sein.⁷ Aus F_{B_trans} und F_{B_rot} ergibt sich der gesamte Beschleunigungswiderstand zu:

$$F_B = m * a + J_{ges,R} * \frac{\dot{\varphi}_R}{r_{dyn}} \quad (4-7)$$

Bei Prüfstandsfahrten auf der Rolle werden die rotierenden Massen wie bei Realfahrten beschleunigt. Im Vergleich zur Realfahrt erfolgt jedoch keine translatorische Beschleunigung. Demnach muss die Fahrzeugmasse bzw. die Massenträgheit des Fahrzeugs vom Prüfstand simuliert werden und der Antriebskraft gegenübergestellt werden.

Zwischen den Antriebs- und Widerstandskräften herrscht folgender Zusammenhang:

$$F_{Antrieb} = F_{Widerst.} = F_R + F_S + F_L + F_B \quad (4-8)$$

Der Beschleunigungswiderstand kann als die Differenz zwischen Zugkraftangebot ($F_{Antrieb}$) und Zugkraftbedarf ($F_R+F_S+F_L$) interpretiert werden. Die Differenz stellt die Kraft dar, welche die Dynamik (Beschleunigung/Verzögerung) des Fahrzeugs bestimmt. Wird die obige Gleichung nach der Beschleunigung a (Bestandteil des Beschleunigungswiderstands) umgestellt, lässt sich diese Dynamik quantitativ beschreiben. Neben der Differenz aus Zugkraftangebot und Zugkraftbedarf ist sie abhängig von der Trägheitsmasse der rotierenden Teile sowie der Gesamtfahrzeugmasse. Die Differenz aus Zugkraftangebot und Zugkraftbedarf (der Beschleunigungswiderstand) wird im weiteren Verlauf als Zugkraft (F_{Zug}) bezeichnet. (vgl. zu den Fahrwiderständen [4], Kapitel 7 und [6], Kapitel 3)

Zusammenfassend gilt, dass reale Betriebszustände auf dem Prüfstand nur modelliert werden können, wenn der Luftwiderstand, der Steigungswiderstand und die Fahrzeugmasse vom Prüfstand exakt simuliert werden können. Weiter ist an die Korrektur des Rollwiderstands zu denken.

4.4 Physikalischer Aufbau des Rollenprüfstands

Wichtige Charakteristika von Rollenprüfständen sind die Flexibilität, die Messgenauigkeit und eine hohen Simulationsgenauigkeit der Widerstandskräfte. Die Messgenauigkeit sowie Simulationsgenauigkeit stellen die Grundvoraussetzung für eine hohe Qualität der zur Rollenregelung benötigten Eingangsgrößen dar. Unter Messgenauigkeit soll im Folgenden

⁷ Zur rechnerischen Bestimmung des reduzierten, auf eine Welle bezogenen Trägheitsmoments wird an dieser Stelle auf [5], S. 181 f. verwiesen.

neben der Qualität der Messung ebenfalls die Qualität des gemessenen Signals bezüglich seiner Simulationsgüte verstanden werden. Unter der Flexibilität muss zum einen die Variabilität des Prüfstands, unterschiedlichste Prüflinge aufnehmen zu können, verstanden werden. Die Prüflinge können sich in der Anzahl an Achsen, der Anzahl an angetriebenen Achsen, der Fahrzeugmasse, der Leistung etc. unterscheiden. Zum anderen wird die Flexibilität durch die Fähigkeit unterschiedlichste Fahrmanöver simulieren zu können beschrieben. Der physikalische Aufbau eines Rollenprüfstands wird geprägt durch die Art der Belastungsmaschine, den Rollenkörper aber auch die Verbindungswelle zwischen Belastungsmaschine und Rolle. Im Folgenden wird auf die Variationen dieser Baugruppen eingegangen und ihr Einfluss auf Flexibilität sowie Messgenauigkeit und damit wie oben vereinbart Simulationsgenauigkeit bestimmt.

4.4.1 Belastungseinheit

Wie in Kapitel 4.3 erläutert wurde, müssen auf dem Prüfstand die Fahrwiderstände zum Teil simuliert werden. Diese Aufgabe fällt der Belastungsmaschine zu. Es gibt eine Vielzahl an technischen Möglichkeiten, die eine Belastungssimulation ermöglichen. Abbildung 4-3 gibt einen Überblick über ausgewählte Belastungseinheiten und ihre Funktionen.

	Große Massen simulieren	Geringe Massen simulieren	Drehrichtungs-umkehr	Zugkraft bei v=0 darstellen	Regelbarkeit Zugkraft
Schwungmassen, auch schaltbar	+	-	+	-	-
Mechanische Bremsen	+	-	+/-	-	-
Wirbelstrombremsen	+	-	+	-	+/-
Hydraulische Wandler	+	-	-	-	+/-
Elektrische Maschinen	+	+	+	+	+

Abbildung 4-3: Ausgewählte Belastungseinheiten ([3], Seite 30)

An dieser Stelle muss bewusst von Belastungseinheiten gesprochen werden, weil die Widerstände nicht zwangsläufig von Maschinen erzeugt werden müssen. Bspw. ist die Simulation der Fahrzeugmasse rein mechanisch darstellbar, indem sie unter Berücksichtigung des dynamischen Reifenumfangs sowie der Übersetzung zwischen Reifen und Rolle in ein

Trägheitsmoment umgerechnet wird. Mit Hilfe von Schwungmassen wird das Trägheitsmoment des Rollenprüfstands gleich dem berechneten Trägheitsmoment gesetzt. Die Abbildung 4-3 lässt erkennen, dass elektrische Maschinen sowohl die größte Flexibilität als auch die größte Messgenauigkeit liefern. Darüber hinaus bieten elektrische Maschinen die Möglichkeit der Rekuperation und sind in der Lage einen Großteil der aus dem Fahrzeugantriebstrang absorbierten kinetischen Energie als elektrische Energie in das Netz zu speisen. In Zeiten steigender Energiepreise ist dies ein Aspekt von besonderer Tragweite. Allerdings stellt die Modellierung der Fahrwiderstände über elektrische Maschinen eine technologisch anspruchsvolle Lösung dar. Der Einsatz von Drehstrommaschinen (in aller Regel Asynchronmaschinen) setzt für die notwendige stufenlose Drehzahlvariation den Einsatz von teuren Frequenzumrichtern voraus. Ohne einen Umrichter würde der Motor stets mit der Frequenz des Netzstroms laufen (vgl. [7], S. 228 ff.). Die Ausstattung des Prüfstands mit Drehstrommaschinen ist mit hohen Kosten verbunden. Moderne Prüfstände in der Forschung und Entwicklung, mit dem Anspruch qualitativ hochwertige Messergebnisse zu liefern, werden dennoch häufig mit elektrischen Belastungsmaschinen bzw. Asynchronmaschinen ausgestattet. (vgl. [3], S. 30 f.)

4.4.2 Rolle

Die gängigen Konfigurationen Doppelrolle sowie Scheitelrolle wurden bereits in Kapitel 4.2.1 vorgestellt. Die Doppelrolle mit ihren Nachteilen hinsichtlich der Messdatenqualität und der damit verbundenen geringen Verbreitung im Bereich der Fahrzeugentwicklung wird an dieser Stelle nicht weiter analysiert. Die Scheitelrollen werden aus hochwertigem Bau- oder Gussstahl gefertigt. Sie lassen sich mit unterschiedlichen Belagschalen ausstatten, um verschiedene Fahrbahnen (Asphalt, Beton, Kopfsteinpflaster etc.) simulieren zu können. Die Rollen werden in unterschiedlichen Größen- bzw. Durchmesserklassen verbaut. Der zu wählende Durchmesser und das damit verbundene Trägheitsmoment werden durch die Fahrzeugmasse des Prüflings bestimmt. Je mehr das Trägheitsmoment der Rolle bzw. des Prüfstands der Masse des Prüflings entspricht, desto weniger Energie muss die Belastungsmaschine bezüglich der Simulation der Fahrwiderstände aufbringen. Die Rollen lassen sich in diesem Zusammenhang in drei Klassen einteilen. Dabei existieren Rollen für Motorräder und Kleinfahrzeuge mit einem Durchmesser von 20“ bis 25“, Rollen für PKW und leichte NFZ mit einem Durchmesser von 48“ sowie Rollen für schwere NFZ mit einem Durchmesser von 72“. (vgl. [3], S. 7 f. und S. 24 f.)

4.4.3 Verbindungsrolle

Unter der Verbindungsrolle soll die Verbindung zwischen Belastungsmaschine und Rolle verstanden werden. Die Geometrie bzw. Konstruktion der Verbindung wird von der in Kapitel 4.2.2 vorgestellten Anordnung von Motor und Rolle bestimmt. Grundsätzlich bestehen die Möglichkeiten, eine starre Wellenverbindung oder, zur Erhöhung der Zugkraft, eine Verbindung über ein Getriebe zu realisieren. Um präzise Messungen durchführen zu können, sollte die Verbindung eine ausreichende Steifigkeit besitzen. Geringe Steifigkeiten oder Spiel im Getriebe führen zu Schwingungen, die sich in den Messsignalen von Drehzahl und Zugkraft widerspiegeln können. (vgl. [3], S. 23)

4.5 Regelkreis des Rollenprüfstands

Ziel der Prüfstandsregelung muss die zeitlich präzise Bereitstellung einer den realen Fahrwiderständen entsprechenden Widerstandskraft sein. Im Idealfall stellt sich in Abhängigkeit des Zugkraftangebots eine Raddrehzahl ein, die der Raddrehzahl während eines Tracktests entspricht. Aus der präzisen Simulation der Fahrwiderstände ergibt sich ebenfalls, dass das dynamische Verhalten (die Beschleunigung) des Rades dem realen Verhalten gleichkommt. Die Widerstandskraft muss über die Rolle am Reifen des Prüflings wirken. Wie im Kapitel 4.3 erläutert wurde, hängt diese Kraft neben einigen Umwelt- und Fahrzeugparametern von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab. In der Regel wird die Fahrzeugmasse nicht in exaktem Maß durch die Massenträgheit des Prüfstands modelliert. Folglich muss die Belastungsmaschine in Phasen der Beschleunigung bzw. Verzögerung neben dem Roll-, Luft- und Steigungswiderstand ebenfalls die dem Fahrzeug entsprechende Massenträgheit simulieren. Im weiteren Verlauf werden die an Rollenprüfständen zur Regelung ermittelten Messgrößen sowie die Art ihrer Erfassung vorgestellt. Eine hohe Güte der Messung bzw. der Messergebnisse stellt die Grundvoraussetzung für eine akzeptable Fahrwiderstandssimulation bzw. Rollenregelung dar. Es folgt eine Darstellung ihrer Bedeutung bzw. Aufgabe im Zusammenhang mit der Lastregelung. Abschließend werden die zwei angewandten Methoden zur Simulation der Fahrwiderstände beschrieben.

4.5.1 Messgrößen

- *Geschwindigkeit*

Die Abhängigkeit der Fahrwiderstände von der Fahrzeuggeschwindigkeit begründet die Ermittlung der Rollendrehzahl. Über den Rollen- sowie den dynamischen Reifendurchmesser

des Prüflings kann die Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt werden. Die Messung der Rollendrehzahl erfolgt entweder über einen Impulsgeber oder einen Sinus-Cosinus-Geber. Der Impulsmesser stellt ein optisches Messinstrument dar. Mit Wellendrehzahl laufen auf der Welle des Rollenprüfstands Strichcodescheiben. Der Strichcode setzt sich aus hellen und dunklen Abschnitten identischer Breite zusammen. Der ortsfeste, vor der Strichcodescheibe installierte, optische Sensor unterscheidet die hellen und dunklen Abschnitte. Er arbeitet vergleichbar mit einem Schalter (heller Abschnitt = ein, dunkler Abschnitt = aus) und gibt folglich ein Rechtecksignal aus. Die auf diesem Weg ermittelte Frequenz in Kombination mit der Kenntnis von der Breite der Abschnitte auf der Scheibe ermöglicht die Bestimmung der Rollendrehzahl. Um eine Drehrichtungsbestimmung zu ermöglichen, werden je Welle zwei Strichcodescheiben mit um 90° phasenversetzten Signalspuren verwendet.

Der Sinus-Cosinus-Geber gibt im Vergleich zum Impulsgeber zwei um 90° phasenverschobene Sinussignale aus. Die Dauer einer Sinusperiode kann mit der Dauer verglichen werden, die bei der Messung mit einem Impulsgeber bei der optischen Abtastung eines hellen – sowie dunklen Feldes vergeht. Ist die Anzahl der Sinusperioden je mechanischer Umdrehung bekannt, kann die Bauteildrehzahl ermittelt werden. (vgl. [3], S. 34 f.)

- *Beschleunigung*

Die Messung der Beschleunigung kann direkt über Beschleunigungssensoren erfolgen, die an der Rolle montiert werden. Diese Methode ist aufgrund der Signalübertragung, die von einem bewegten Bauteil wegführen muss, mit technisch hohem Aufwand verbunden. In der Praxis dominiert die Bestimmung der Beschleunigung aus der Ableitung des Geschwindigkeitssignals nach der Zeit.

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (4-9)$$

In diesem Fall ist die Präzision der Geschwindigkeitsmessung von entscheidender Bedeutung. Die Präzision wird durch eine hohe Fertigungsgenauigkeit der Signalscheiben bzw. der Strichbreiten sowie eine stabile, hochauflösende Zeitmessung zwischen den Signalen bestimmt. Darüber hinaus lässt sich die Genauigkeit des ermittelten Beschleunigungswerts erhöhen, indem bei der Differentiation die Zeitbasis dt vergrößert wird. Aus einer Vergrößerung der Zeitbasis folgt jedoch eine Verringerung der Dynamik der Regelung. (vgl. [3], S. 36)

- *Zeit*

Wie beschrieben ist eine exakte Zeitmessung hinsichtlich der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbestimmung von entscheidender Bedeutung. Stabile Signale von hoher Messgüte lassen sich mit temperaturstabilisierten oder auf genormte Zeitsignale synchronisierten Taktgebern erzeugen. (vgl. [3], S.36)

- *Zugkraftmessung*

Mit Hilfe der Messung der Zugkraft wird die Kraft ermittelt, die zwischen dem Reifen des Fahrzeugs sowie der Rolle des Prüfstands herrscht. Es handelt sich hierbei um die Differenz aus Zugkraftangebot des Fahrzeugs und den vom Prüfstand simulierten sowie real vorhandenen Fahrwiderständen. Die Bestimmung der Zugkraft erfolgt entweder über einen Drehmomentmessflansch oder über eine Kraftmessdose, die an einer pendelnd gelagerten Belastungsmaschine montiert wird.

Der Drehmomentmessflansch wird zwischen Rollensatz und Belastungsmaschine installiert. Mit Kenntnis des Rollenradius ist die Bestimmung der Zugkraft möglich. Der Vorteil einer solchen Zugkraftmessung besteht in der Anschaffung einer kostengünstigeren Belastungsmaschine. Es können Standardmaschinen mit Fußpunktfixierung verwendet werden.

Bei der Kraftmessung mittels Kraftmessdose müssen pendelnd gelagerte Belastungsmaschinen zum Einsatz kommen. Der Stator dieser Maschinen besitzt bezüglich seiner Bewegung einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Wellenachse. Um dennoch ein Drehmoment über die Antriebswelle abgeben zu können, muss der Stator gefesselt werden. Innerhalb der Fesselung befindet sich die Kraftmessdose, mit der die Kraft ermittelt wird, die zur Abstützung des Stators benötigt wird. Über die Kenntnis des Hebelarms, der sich aus der Strecke zwischen Wellenzentrum und Fesselung ergibt, lässt sich das Drehmoment an der Rolle bestimmen. Die Ermittlung der Zugkraft am Fahrzeugreifen erfolgt analog zur Messung mit dem Drehmomentmessflansch unter Verwendung des Rollenradius. Abbildung 4-4 verdeutlicht das Messprinzip.

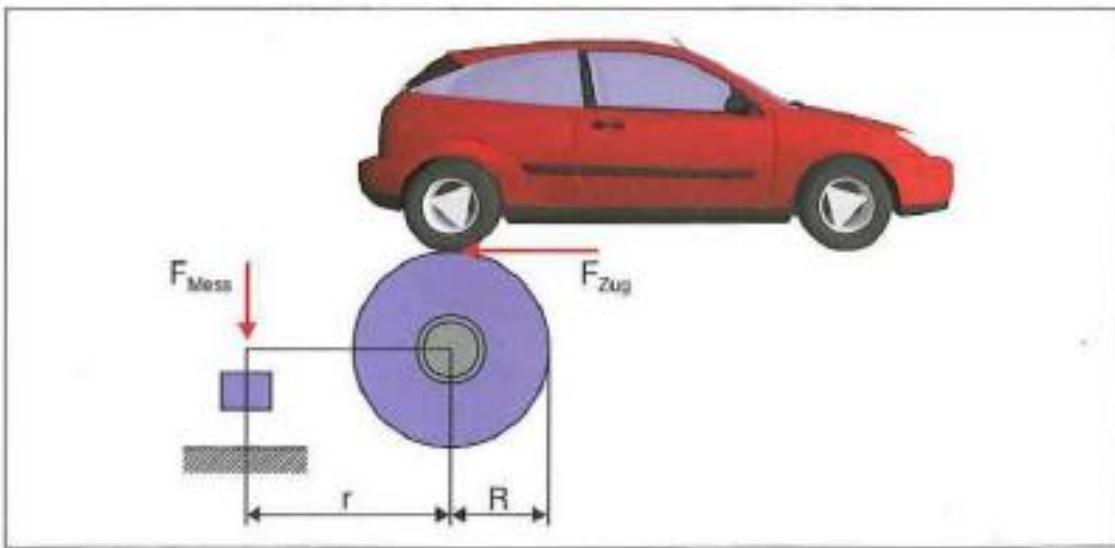


Abbildung 4-4: Schematische Darstellung der Zugkraftmessung auf dem Rollenprüfstand ([3], Seite 16)

Denkbar wäre zudem eine Messung mittels Drehmomentmesswelle und induktivem, transformatorischem Geber. Allerdings haben sich mit dem Anspruch auf eine hohe Steifigkeit des Systems die beiden erstgenannten Methoden durchgesetzt. Aus der geforderten Steifigkeit ergibt sich aber auch bei der Messung über den Messflansch sowie bei der Messung über die Kraftmessdose ein Zielkonflikt. Drehmomentmessflansch und Kraftmessdose arbeiten mit Dehnungsmessstreifen, die die Kräfte in Abhängigkeit ihrer Dehnung ermitteln und folglich im Widerspruch zur geforderten Steifigkeit stehen. Zur Erreichung einer hohen Regeldynamik ist eine große Steifigkeit unerlässlich, wobei der Wunsch nach einer hohen Messauflösung auch bei geringen Kräften eine relativ starke Verformung der Messaufnehmer voraussetzt.

Sobald sich der Prüfstand in Bewegung setzt, entspricht die gemessene Zugkraft (trotz Simulation der Fahrwiderstände) nicht mehr der Zugkraft, die während eines Tracktests zwischen Reifen und Fahrbahn herrscht. Schon im stationären Betrieb müssen zur gemessenen Zugkraft Kräfte addiert werden, welche die Reibungsverluste des Prüfstands sowie die Ventilationsverluste der Rolle abbilden. Im dynamischen Fall gilt es außerdem die Trägheitskraft des Prüfstands zu berücksichtigen. Gleichung 4-10 bildet die Korrektur der gemessenen Zugkraft formal ab.

$$F_{Zug} = F_{Mess} * \frac{r}{R} + F_{Verluste} + F_{acc,Rolle} \quad (4-10)$$

- F_{Zug} Differenz aus Antriebs- und Widerstandskräften [N]
- F_{Mess} Gemessene Kraft (Kraftmessdose) [N]
- r Hebelarm zur Kraftmessdose [m]
- R Rollendurchmesser [m]
- $F_{Verluste}$ Verluste (Reibung, Ventilation) [N]
- $F_{acc,Rolle}$ Resultierende Kraft aus der Massenträgheit des Prüfstands [N]

Während der Luft- sowie ein möglicher Steigungswiderstand auf der Rolle vollständig simuliert werden müssen, verhält es sich mit dem Rollwiderstand anders. Wie auf der Fahrbahn tritt ebenfalls auf dem Prüfstand ein Rollwiderstand auf. Wie bereits in Kapitel 4.3 beschrieben wurde, unterscheidet sich der Rollwiderstand des Prüfstands in Abhängigkeit der Rollenkrümmung vom Rollwiderstand der Fahrbahn. Abbildung 4-5 stellt den empirisch ermittelten Zusammenhang graphisch dar.

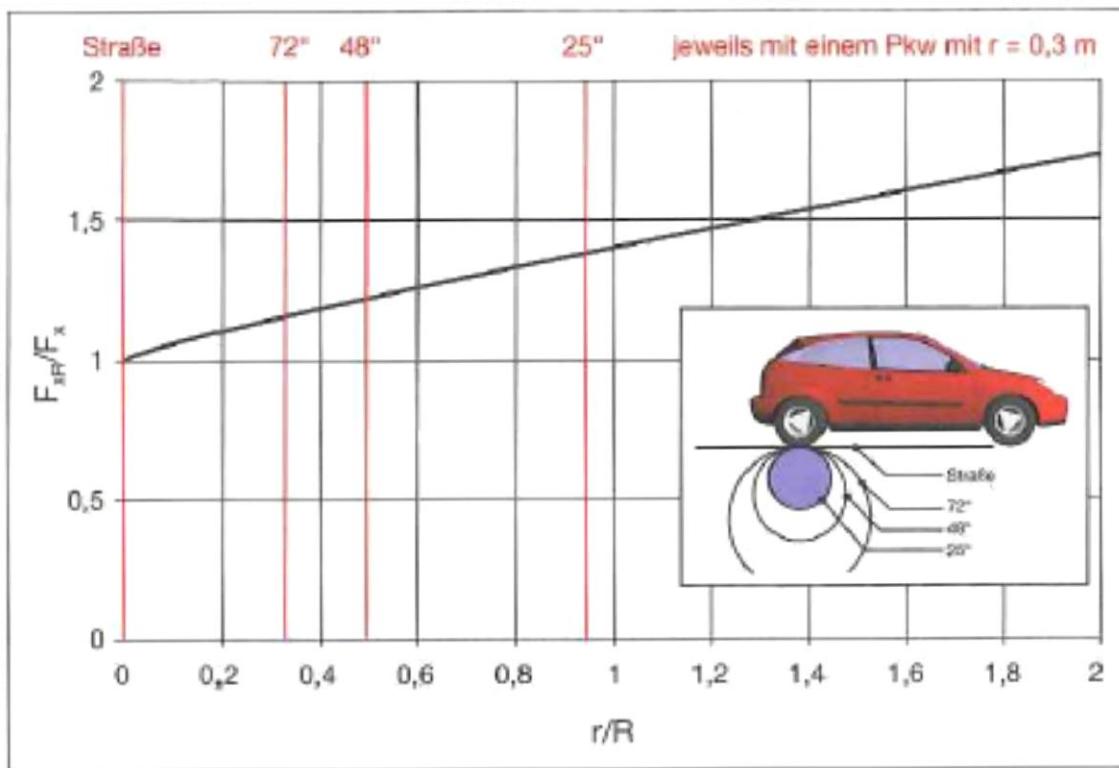


Abbildung 4-5: Einfluss des Rollendurchmessers auf den Rollwiderstand ([3], Seite 18)

Zur Kompensation des auf der Rolle im Vergleich zur Realfahrt erhöhten Rollwiderstands wird die Differenz der Kräfte ermittelt und von der Belastungsmaschine in das System eingespeist. (vgl. [3], S. 31 ff.)

4.5.2 Funktionen der Messgrößen bei der Lastregelung

Die im vorherigen Kapitel vorgestellten Messgrößen besitzen wichtige Funktionen im Zusammenhang mit der Prüfstandsregelung. Das Messsignal der Geschwindigkeitsmessung wird für die Bestimmung des zu modellierenden Luftwiderstands benötigt. Darüber hinaus sind die erwähnten Rollenverluste (speziell die Ventilationsverluste) von der Geschwindigkeit abhängig. Zur Korrektur der gemessenen Zugkraft ist neben den Rollenverlusten die Trägheitskraft zu ermitteln, die ihrerseits von der Beschleunigung abhängt.

Die am Reifen herrschende Zugkraft, deren Ermittlung im vorherigen Kapitel erfolgte, setzt sich physikalisch aus folgenden ebenfalls eingeführten Komponenten zusammen:

$$F_{Zug} = F_{Antrieb} - F_R - F_L - F_S \quad (4-11)$$

Es muss betont werden, dass es sich bei der Kraft $F_{Antrieb}$ um die Kraft am Rad handelt. Im Antriebstrang zwischen Motorausgangswelle und Rad auftretende Verluste wurden bereits berücksichtigt. Bei einer Zugkraft von 0 Newton liegt eine Stationärfahrt vor. Antreibende Kräfte und Fahrwiderstände gleichen sich aus. Ergibt sich eine positive – bzw. negative Zugkraft, befindet sich das Fahrzeug im dynamischen Fall, es beschleunigt oder verzögert. Es sei nochmals betont, dass diese Kräfitedifferenz (F_{Zug}) dem oben eingeführten Beschleunigungswiderstand F_B entspricht. Unter Kenntnis der Masse des Fahrzeugs sowie der Massenträgheit des Antriebstrangs, lässt sich die Sollbeschleunigung ermitteln. Hierbei handelt es sich um die Beschleunigung, die das Fahrzeug bei der ermittelten Zugkraft auf der realen Fahrbahn erfahren würde. Die Sollbeschleunigung kann als Führungsgröße interpretiert werden. Würde die Massenträgheit von Prüfstand und Antriebstrang der Massenträgheit von Fahrzeugmasse und Antriebstrang entsprechen, wären das dynamische Verhalten auf dem Rollenprüfstand und das dynamische Verhalten beim Tracktest identisch. In der Regel unterscheiden sich die Trägheitsmassen und der Regelkreis des Prüfstands muss den Widerstand ermitteln, der beschleunigungsabhängig zur Korrektur dieser Differenz von der Belastungsmaschine in das System eingespeist wird. Formal kann die Ermittlung einer der Differenz der Trägheitsmassen entsprechenden Kraft (F_{Sim}) wie folgt erfolgen.

$$\ddot{\varphi}_{soll} = \frac{F_{Zug} * r_{dyn}}{J_{real}} = \ddot{\varphi}_{Rolle} = \frac{F_{Zug} * r_{dyn} + F_{Sim} * r_{Rolle}}{J_{Prüfstand}} \quad (4-12)$$

• $\ddot{\varphi}_{soll}$	Sollbeschleunigung des Rades auf Basis der spezifischen Massenträgheit und der Zugkraft	[rad/s ²]
• F_{Zug}	Differenz aus Antriebs- und Widerstandskräften	[N]
• r_{dyn}	Dynamischer Reifenradius	[m]
• J_{real}	Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs	[kg*m ²]
• $\ddot{\varphi}_{Rolle}$	Beschleunigung des Prüfstands / der Rolle	[rad/s ²]
• F_{Sim}	Von Belastungsmaschine zu simulierende Kraft	[N]
• r_{Rolle}	Rollendurchmesser	[m]
• $J_{Prüfstand}$	Massenträgheitsmoment des Prüfstands	[kg*m ²]

J_{real} wird durch die Fahrzeugmasse sowie die Trägheitsmasse des Antriebs definiert.⁸ $J_{Prüfstand}$ ergibt sich aus der Trägheitsmasse des Rollenprüfstands und der Trägheitsmasse des Antriebstrangs.

4.5.3 Methoden zur Simulation der Fahrwiderstände

Zumeist wird auf Rollenprüfständen die Regelungsart *Straßensimulation* angewendet.⁹ Die Fahrwiderstände werden auf Grundlage der obigen physikalischen Zusammenhänge (vgl. Kapitel 4.3) fahrzeug-, geschwindigkeits-, beschleunigungs- und steigungsabhängig bestimmt. Bei der Straßensimulation wird zwischen der konventionellen – sowie der erweiterten Straßensimulation unterschieden.

Die konventionelle Straßensimulation wird unter anderem bei der Abgaszertifizierung vom Gesetzgeber vorgeschrieben und findet am häufigsten Anwendung. Der Prüfstand wird auf Basis einer Ausrollkurve parametert. Das heißt, der Prüfling wird einem realen Ausrollversuch unterzogen, einem sogenannten Coast-down im ausgekuppelten Zustand aus in der Regel 135 km/h. Bei diesem Versuch, der auf ebener Strecke und ohne Umwelteinflüsse (Wind etc.) erfolgen muss, wird die Fahrzeuggeschwindigkeit über der Zeit gemessen. Grundsätzlich liefert die Ableitung der Geschwindigkeit nach der Zeit die Beschleunigung. Folglich lassen sich aus

⁸ Die Fahrzeugmasse lässt sich in ein äquivalentes Massenträgheitsmoment umrechnen, indem sie mit dem Quadrat des dynamischen Reifenhalbmessers multipliziert wird.

⁹ Neben der Straßensimulation existieren bezüglich der Rollenregelung die Zugkraft- sowie die Geschwindigkeitsregelung. Zur Beschreibung der drei Regelkonzepte sei an dieser Stelle auf [3] (Seite 10 f.) verwiesen.

den gemessenen Geschwindigkeiten die stationären Beschleunigungen ermitteln, indem die Steigung zwischen zwei benachbarten Messpunkten bestimmt wird. Werden die stationären Beschleunigungen zwischen allen Messpunkten gebildet und in einem Beschleunigungs – Geschwindigkeits – Diagramm abgebildet, ergibt sich eine Punktfolge aus Daten. In diese Datenfolge lässt sich per Regressionsanalyse¹⁰ ein Trend-Polynom 2. Grades legen. Gleichung 4-13 zeigt beispielhaft den Zusammenhang.

$$a = A_0 + A_1 * v + A_2 * v^2 \quad (4-13)$$

- a Fahrzeugbeschleunigung (Verzögerung) [m/s²]
- v Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]
- A_0, A_1, A_2 Koeffizienten¹¹

Wird unter Berücksichtigung der Beschleunigung der rotierenden Teile (bspw. über einen Drehmassenzuschlagsfaktor) die Gleichung mit der Fahrzeuggmasse multipliziert, dann ergibt sich ein Ausdruck, der sämtliche Widerstandskräfte geschwindigkeitsabhängig abbildet. Das Polynom stellt dann unter Berücksichtigung der Rollenverluste die Grundlage der Rollenregelung dar. (vgl. [3], S. 12 ff. und [8], S. 9 f.)

Für anspruchsvollere Simulationen hat sich die erweiterte Straßensimulation etabliert. Sie basiert auf realen Fahrversuchen, die mit dem zu testenden Fahrzeug durchgeführt wurden. Aus den während dieser Versuchsfahrten gesammelten Daten wird ein Mehrkörpersimulationsmodell erstellt, das nicht auf der einfachen Ausrollkurve sondern direkt auf den oben eingeführten Fahrwiderstandsgleichungen basiert. Der Vorteil dieses Simulationsansatzes ergibt sich aus der einfachen Variation von Umweltparametern (Steigung, Wind) sowie der Möglichkeit die fahrmanöverspezifischen Fahrzeugparameter (Getriebeverluste in den unterschiedlichen Gängen, Geschwindigkeitsabhängige Niveauregulierung des Fahrwerks etc.) berücksichtigen zu können. Es ergeben sich Messresultate höherer Qualität. (vgl. [3], 15 f.)

¹⁰ Die Regressionsanalyse basiert auf der mathematischen Methode der kleinsten Quadrate. Eine nähere Beschreibung dieser Methode liefert [9].

¹¹ Die Dimensionen der Koeffizienten sind so gewählt, dass die einzelnen Terme Beschleunigungen darstellen.

4.6 Herausforderungen bei der Errichtung von Rollenprüfständen unter Berücksichtigung ihrer Einsatzzwecke

Rollenprüfstände lassen sich hinsichtlich ihrer Prüfaufgaben drei Anwendungsbereichen zuordnen. Die Anwendungsbereiche sind die Zertifizierung von Fahrzeugen auf der Grundlage von gesetzlichen Vorgaben, die Forschung und Entwicklung von Fahrzeugen sowie der Werkstatt- und Tuningbetrieb. Im Bereich der Zertifizierung ist an die Dokumentation der Fahrleistungen sowie die Verbrauchs- und Emissionsmessung zu denken. In der Forschung und Entwicklung werden auf Rollenprüfständen (neben den zertifizierungsrelevanten Messungen) NVH-Untersuchungen, Dauerlaufuntersuchungen, auf Kundenspezifischen Zyklen basierende Abgasuntersuchungen, Klimauntersuchungen sowie Fahrbarkeitsuntersuchungen durchgeführt. Prüfstände, die am Ende von Fertigungsstraßen (End-of-Line-Prüfstände) bzw. im Werkstatt- und Tuningbereich eingesetzt werden, dienen in der Regel lediglich der Kontrolle sicherheitsrelevanter Systeme sowie der Fahrzeugleistung. Aus der Vielfalt an Prüfaufgaben resultiert ein breites Spektrum bezüglich der Anforderungen, die an die Prüfstände gestellt werden. Zum Teil betreffen diese Anforderungen neben dem Prüfstandaufbau auch die Prüfstandperipherie. Zu denken ist in diesem Zusammenhang an Klimauntersuchungen. Hier stellt sich neben der Temperaturregulierung der Prüfumgebung die Frage nach der Isolierung der Rollengrube. Außerdem müssen zur Simulation realistischer Anströmverhältnisse des Prüflings aufwändige Klimawindkanäle errichtet werden.¹²

Sollen Fahrbarkeitsuntersuchungen, zu denen die Analyse der Längsdynamik gehört, auf einem Rollenprüfstand durchgeführt werden, ist eine hohe Steifigkeit des Systems von entscheidender Bedeutung. Prüfstände, die zur Untersuchung der Fahrzeugakustik verwendet werden, zeichnen sich durch eine Inline Anordnung von Belastungsmaschine und Rolle aus. Die zwischen den beiden Komponenten verbaute Antriebswelle wird, zur akustischen Entkopplung der Prüfumgebung von den Betriebsgeräuschen der Belastungsmaschine, relativ lang ausgeführt. Die Folge ist eine Verringerung der Steifigkeit des Prüfstands und damit eine Verschlechterung der Regeldynamik. Die aus Geschwindigkeits- und Kraftmessung ermittelten Fahrwiderstände können von der Belastungsmaschine mit der gleichen Geschwindigkeit generiert werden wie auf jedem anderen Prüfstand. Allerdings bewirken die generierten Fahrwiderstände eine stärker ausgeprägte Torsion der Welle, womit die Fahrwiderstandskräfte erst zu einem späteren Zeitpunkt am Reifen des Prüflings anliegen. Die Qualität der

¹² Im weiteren Verlauf werden die Charakteristika vorgestellt, die einen Prüfstand auszeichnen müssen, wenn er für Fahrbarkeitsuntersuchungen verwendet wird. Die Herausforderungen, die sich bei der Entwicklung von Prüfständen für die anderen Prüfaufgaben ergeben, werden in [3] (Seite 44 ff.) ausführlich vorgestellt.

Regeldynamik ist bei Akustikuntersuchungen von untergeordneter Bedeutung und wird mit Blick auf eine verbesserte akustische Entkopplung in Kauf genommen. Werden auf einer solchen Rolle jedoch Untersuchungen zum längsdynamischen Verhalten durchgeführt, dann muss untersucht werden, ob die geringere Steifigkeit des Prüfstands einen Einfluss auf die Messergebnisse nimmt.

Neben den physikalischen Eigenschaften des Prüfstands ist die verwendete Regelung bzw. der verwendete Regelalgorithmus ebenfalls auf die Prüfaufgabe abzustimmen. Früher wurden Prüfstände nahezu ausschließlich zu Zertifizierungszwecken entwickelt. Eine gesetzliche Vorgabe im Bereich der Zertifizierung stellt die Synchronisation der einzelnen Rollen dar. So existiert bspw. nach EPA die Vorschrift, dass zwischen den vorderen und den hinteren Rollen lediglich eine Differenzgeschwindigkeit von maximal 0,02 km/h auftreten darf. Dementsprechend wurden die Regelalgorithmen auf dieses Ziel abgestimmt. Die stetig steigende Nutzung von Prüfständen im Bereich der Fahrzeugapplikation bei dynamischen Fahrmanövern bringt an dieser Stelle geänderte Anforderungen an die Rollenregelung mit sich. Hohe Synchronisationsgenauigkeiten und damit über die Belastungsmaschine eingeleitete Drehmomente können hier zu Verspannungen sowie zu unrealistischem Verhalten des Fahrwerks führen. (vgl. [2], S. 314)

Grundsätzlich gilt es, vor der Errichtung eines Prüfstands sein künftiges Aufgabengebiet zu erörtern und seine Konstruktion darauf abzustimmen. Außerdem sollten vor der Verwendung eines bestehenden Prüfstands seine Eigenschaften analysiert werden, um seine Tauglichkeit hinsichtlich der Prüfaufgabe zu verifizieren. Unbrauchbare Testergebnisse können sonst das Resultat der Untersuchung sein.

4.7 Längsdynamikuntersuchungen auf dem Rollenprüfstand

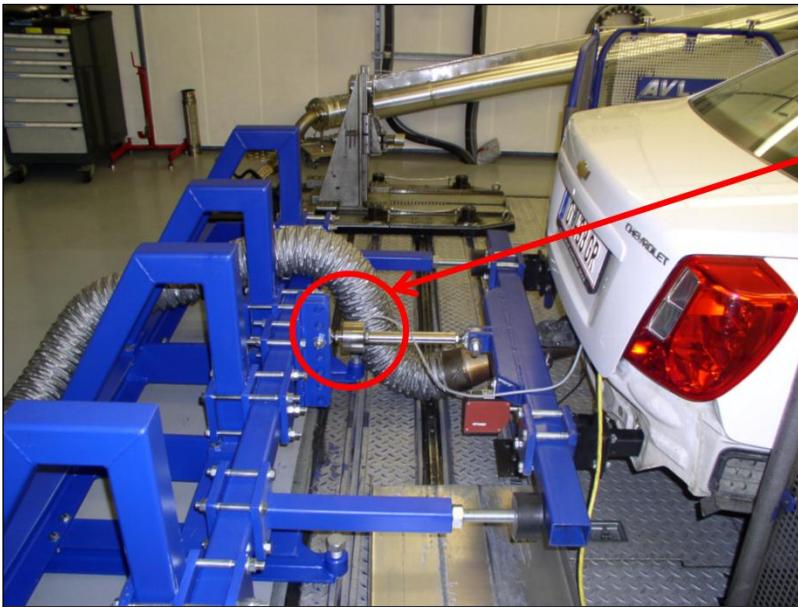
Die stetig wachsende Komplexität von Motor und Antriebstrang, lässt die Anzahl an Freiheitsgraden der einzelnen Bauteile steigen. Zu denken sei an dieser Stelle bspw. an einen vollvariablen Ventiltrieb im Vergleich zu einem klassischen Ventiltrieb, der keine Variabilität in Öffnungshub, Öffnungsduer sowie Öffnungszeitpunkt aufweist. Um das Optimierungspotential (Wirkungsgrad, Emissionen) der komplexen Bauteile ausschöpfen zu können, muss für jeden Betriebspunkt die optimale Einstellung der Stellgrößen gefunden werden. Häufig darf die Wahl der Einstellung einer Stellgröße nicht losgelöst von der Einstellung anderer Parameter erfolgen. Optimierungsaufwand und damit Entwicklungszeit sowie Entwicklungskosten nehmen Dimensionen an, die mit dem herrschenden Wettbewerbsdruck nicht vereinbar sind. Einen Lösungsansatz liefert in diesem Zusammenhang die Methode *Design of Experiment* (DoE). Bei dieser Methode erfolgt keine vollständige

Rastermessung des gesamten Kennfelds. Es werden auf der Basis statistischer Versuchsplanung lediglich einige wenige Betriebspunkte mit unterschiedlichen Parametereinstellungen vermessen. An diese wenigen Daten wird per Regression ein Modell angepasst, dass die Variation der Ausgangsgrößen in Abhängigkeit der Variation der Stellgrößen beschreibt.¹³ Die Verlagerung der Entwicklungsarbeit auf den Prüfstand stellt eine weitere Möglichkeit zur Einsparung von Entwicklungsaufwand und –zeit dar. Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus der besseren Reproduzierbarkeit der Versuche bzw. Messungen. (vgl. [11], Seite 41 und [12], Seite 851)

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben wurde, zeichnet sich AVL-DRIVE als ein Tool zur standardisierten Bewertung der Fahrbarkeit von Kraftfahrzeugen aus und liefert während der Fahrzeugentwicklung einen umfangreichen Beitrag zur Bedatung der Steuergeräte. Aus Gründen der Zeit- und Kostenersparnis wird DRIVE während der Fahrzeugentwicklung in steigendem Umfang zur Applikation von ECU, TCU sowie xCU auf dem Rollenprüfstand eingesetzt. In Kombination mit AVL-CAMEO ergeben sich ideale Möglichkeiten der vollautomatisierten, DoE gestützten, Kalibrierung.¹⁴ Infolge der Fesselung des Fahrzeugs auf dem Prüfstand lässt sich im Vergleich zum Tracktest die Beschleunigung des Fahrzeugs nicht direkt per Beschleunigungssensor an der Kopfstütze ermitteln. Um AVL-DRIVE einen (hypothetischen) Beschleunigungswert zur Bewertung der Fahrdynamik zu liefern, wurde ein spezieller Fesselungsmechanismus entwickelt. Hierbei wird das Fahrzeug lediglich über eine einzelne Stange, in die eine Kraftmessdose eingearbeitet ist, auf der Rolle fixiert. Abbildung 4-6 verdeutlicht diese Art der Fahrzeugfesselung. (vgl. [14], Seite 854)

¹³ Zur genauen Beschreibung der statistischen Versuchsplanung, des Einsatzes von DoE sowie der Beschreibung des damit verbundenen mathematischen Ansatzes wird auf [10] sowie [22] verwiesen.

¹⁴ Eine ausführliche Beschreibung des Tools AVL CAMEO sowie eine Darstellung seiner Möglichkeiten im Bereich vollautomatischer auf der DoE Methode basierender Applikationsarbeit liefert [13].



Kraftmessdose:

$$F = m_i * a_i$$

$$a_i = \frac{F}{m_i}$$

Abbildung 4-6: Fahrzeugfesselung mittels Kraftmessdose

Die Kraft, die von der Kraftmessdose gemessen wird, entspricht der Antriebskraft, die für die Beschleunigung des Fahrzeugs verantwortlich ist und als Beschleunigungskraft bezeichnet wird. Eine Kraft wird nach dem 2. Newton'schen Axiom durch folgenden Zusammenhang beschrieben:

$$F = m_i * a_i \quad (4-14)$$

- F Kraft [N]
- m_i Masse [kg]
- a_i Beschleunigung [m/s^2]

Folglich muss zur Bestimmung der hypothetischen Beschleunigung des Fahrzeugs die ermittelte Kraft durch die Fahrzeugmasse geteilt werden.

Darstellung 4-7 zeigt abschließend schematisch den Prüfstandsaufbau. Im Fokus steht hier die Vernetzung der verschiedenen Systeme.

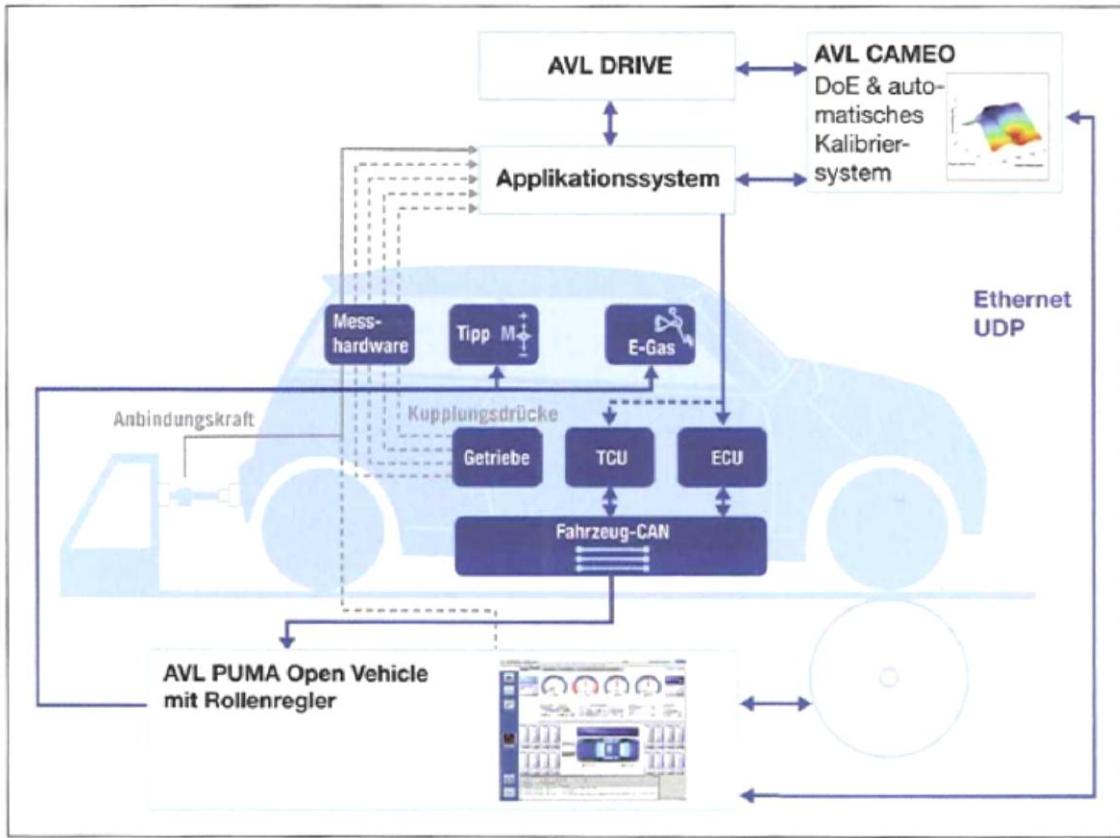


Abbildung 4-7: Schematische Darstellung des Prüfstandsaufbaus inklusive Software Anbindung ([3], Seite 59)

4.8 Einflussfaktoren auf die Messung der längsdynamischen Kräfte auf dem Rollenprüfstand

In Kapitel 3 wurden die Einflussfaktoren des Fahrzeugs sowie des Fahrertyps auf die Längsdynamik thematisiert und diskutiert. Diese Einflussfaktoren lassen sich auf der Rolle in derselben Konfiguration wiederfinden. Ihre Auswirkungen auf die Messergebnisse sind folglich unabhängig von der Prüfumgebung.

Wird die Prüfumgebung *Straße* mit der Prüfumgebung *Rolle* verglichen, entstehen die Unterschiede mit dem Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Der vom Rollenradius abhängige größere Rollwiderstand bedingt eine auf empirischen Untersuchungen basierende Anpassung der Fahrwiderstände bzw. eine über Versuch und Irrtum erfolgende Anpassung der, mittels Coast-down ermittelten, Ausrollkurve für die Rolle. Neben dem größeren Rollwiderstand muss von einem anders gearteten Reifenschlupf ausgegangen werden. Bedingt wird dieser Unterschied im Reifenschlupf zum einen durch die Rollenkrümmung zum anderen durch einen anderen Reibbeiwert zwischen Reifen und Rollenoberfläche. Speziell bei

hochdynamischen Tests wächst mit steigenden Drehmomenten am Reifen die gemessene Abweichung der Raddrehzahl im Vergleich zum Tracktest.

Ein weiterer messbarer Einfluss muss in den verwendeten Wellen, die zwischen Belastungsmaschine und Rolle zur Übertragung des Drehmoments eingesetzt werden, vermutet werden. Der in der Praxis bedeutsamste Einflussfaktor dürfte hier im Unterschied der je nach Untersuchungszweck verwendeten Wellenlängen liegen (vgl. Kapitel 4.6).

Die Regeldynamik wird durch die Zeit beschrieben, die zwischen der Messung von Regelgrößen und Bereitstellung der Stellgrößen vergeht. Auf dem Rollenprüfstand ist die Regeldynamik stark abhängig vom Rollenregler sowie der Dynamik der Belastungsmaschine bzw. des gesamten Prüfstands. Die Dynamik von Elektromaschinen wird von ihrer Leistung sowie ihrem Trägheitsmoment bestimmt. Dementsprechend besitzt das Trägheitsmoment des gesamten Rollenprüfstands entscheidenden Einfluss auf die Regeldynamik des Systems. Moderne Prüfstände besitzen leistungsstarke Asynchronmaschinen mit geringem Trägheitsmoment sowie Regler, die eine Regeldynamik von 6-7 ms gewährleisten. Der Einfluss der Regeldynamik auf die Messung von längsdynamischem Verhalten während eines Tip Ins darf als gering und speziell für das menschliche Empfinden als irrelevant eingestuft werden.¹⁵

Das in Kapitel 4.5.1 angesprochene Messprinzip zur Ermittlung der Rollendrehzahl basiert auf dem drehzahlabhängigen Wechsel heller und dunkler Abschnitte. Dieses diskrete Messprinzip bedingt Probleme bei der Messung des Stillstands der Rolle bzw. einer Rollendrehzahl nahe null. Je kleiner die Breite der Abschnitte gewählt wird, desto niedriger sind die Rollendrehzahlen, die noch exakt gemessen werden. Diese Herausforderung bei der Entwicklung der Rollenregelung spielt innerhalb der vorliegenden Arbeit keine Rolle. Die Untersuchungen basieren ausnahmslos auf dem erwähnten Tip In im zweiten Gang, bei dem Drehzahlen nahe der null nicht gefahren werden.

Einen wesentlichen Unterschied zwischen test track und Rollenprüfstand macht die Fesselung des Fahrzeugs aus. Ziel der Fesselung soll eine Fixierung des Fahrzeugs in Längsrichtung sein. In der Fesselung werden folglich die Beschleunigungskräfte abgestützt, so dass sich in Längsrichtung ein quasi statisches System ergibt. In der Realität würde diese Kraft virtuell als d'Alembert'sche Trägheitskraft im Fahrzeugschwerpunkt angreifen und nicht auf Höhe der Fesselung. Beschleunigungskraft und Kraftangriffshöhe ergeben ein Moment, welches auf den Fahrzeugaufbau wirkt und für das Nicken des Aufbaus verantwortlich ist. Die mögliche Differenz zwischen Fesselungshöhe und Schwerpunkthöhe führt zu einer Differenz im

¹⁵ Die Informationen über die Regelzeit sowie den Einfluss auf die Untersuchungsergebnisse während eines Tip Ins lieferten Experten der Firma AVL Zöllner. (AVL Zöllner entwickelt und produziert Rollenprüfstände.)

Nickwinkel und damit zu einem Unterschied in der Aufbaukinematik sowie der Aufbaubeschleunigung. Vom Nicken des Aufbaus ist zudem die Fesselung betroffen. Der Fesselungspunkt am Fahrzeug sinkt oder steigt und die Geometrie der Fesselung ändert sich. Abbildung 4-8 skizziert diesen Zusammenhang.

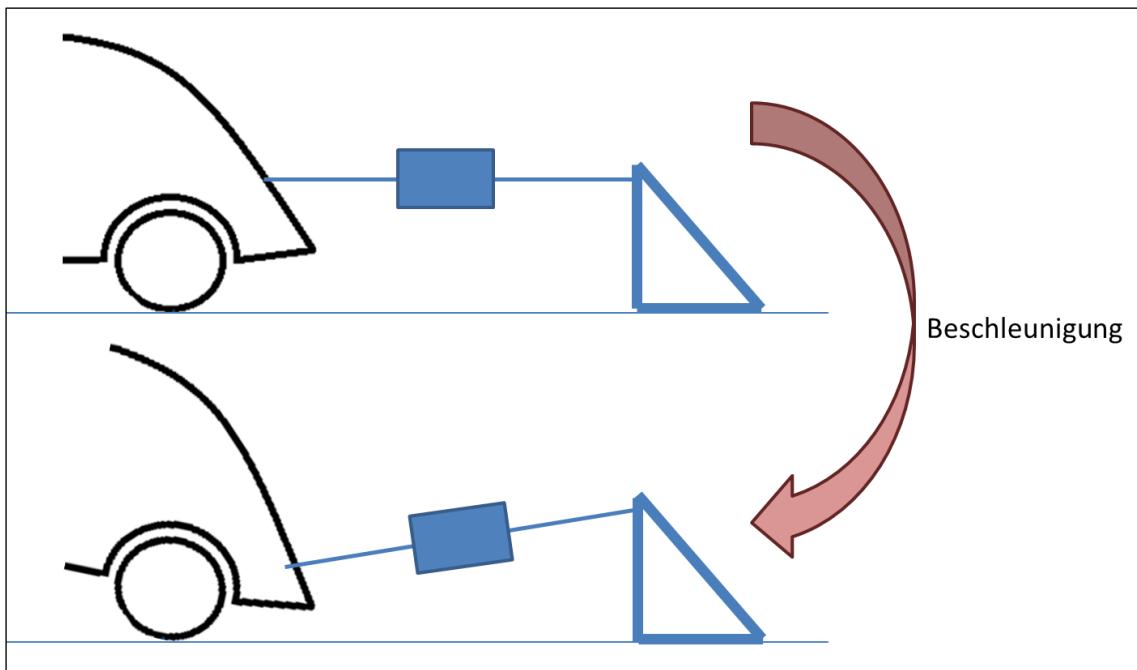


Abbildung 4-8: Einfluss des Nickens auf die Fesselungsgeometrie

Es wird deutlich, dass die in der Fesselung per Kraftmessdose gemessene Kraft auf den Fahrzeugaufbau sowohl in Längsrichtung als auch in vertikaler Richtung Einfluss nimmt. Die Kraftkomponente in vertikaler Richtung stellt einen weiteren Unterschied zum realen Fahrmanöver dar. Abschließend muss betont werden, dass die Fesselung mit dem Anspruch auf eine hohe Steifigkeit entwickelt wurde, jedoch wie jedes System keine vollständige Steifigkeit besitzen kann.

Die Vorüberlegungen lassen vermuten, dass sich Unterschiede in der Messung der Längsdynamik bzw. Bewertung der Längsdynamik zwischen Tracktest und Prüfstandsfahrt zu großen Teilen mit den Charakteristika der Antriebswellen des Prüfstands, der Fahrzeugfesselung und bei hochdynamischen Fahrmanövern dem Reifenschlupf begründen lassen. Im folgenden Kapitel werden Modelle vorgestellt, die speziell auf den Einfluss von Wellen und Fahrzeugfesselung fokussieren.

5 Simulation der längsdynamischen Untersuchungen auf dem Rollenprüfstand

Das Kapitel 5 gliedert sich in drei Teile. Im ersten Teil erfolgt eine Ausführliche Darstellung der Mathematik, die zur Modellbildung benötigt wird. Die folgenden zwei Teile, widmen sich den Modellen, die zur Analyse des Einflusses von Prüfstandsausführung und Fahrzeugfesselung auf das längsdynamische Verhalten von Fahrzeugen auf dem Rollenprüfstand erstellt wurden. Nachdem die zur Modellierung verwendete Software kurz vorgestellt wurde, folgt jeweils eine Beschreibung des Modellaufbaus inklusive Darstellung des spezifischen Untersuchungsziels. Anschließend wird das Fahrmanöver Tip In mit den Modellen simuliert. Die sich ergebenen Ergebnisse werden analysiert. Abschließend wird jedes Modell vor dem Hintergrund seines Untersuchungsziels bewertet.

5.1 Mathematische Grundlagen der Modellbildung

Eine detaillierte Modellierung des Verhaltens von Fahrzeugen auf Rollenprüfständen kann nur unter der Berücksichtigung der Dynamik des Fahrzeugs (insbesondere des Fahrzeugantriebstrangs) und des Rollenprüfstands erfolgen. In Abhängigkeit von der äußeren Erregung bzw. Energiezufuhr, die über den Motor des Fahrzeugs sowie die Belastungsmaschine des Prüfstands in das System eingebracht wird, tordieren und schwingen die Bauteile des Antriebstrangs, des Rollenprüfstands aber auch der Fahrzeugaufbau. Der Fahrzeug- sowie Prüfstandsantriebstrang führen eine rotatorische Bewegung aus. Der Fahrzeugaufbau folgt einer translatorischen Bewegung.

Zur Untersuchung des Systems *Fahrzeug auf Rollenprüfstand* bietet sich die Ableitung eines mechanischen Ersatzsystems an. Das Ersatzsystem stellt ein, die Realität vereinfachendes, Modell dar. Die Vereinfachung ergibt sich aus bestimmten Vernachlässigungen sowie Idealisierungen. Je einfacher ein Modell gestaltet wird, desto leichter lässt sich die modellierte Realität begreifen. Jedoch führt zu umfangreiche Vereinfachung infolge von Vernachlässigung und Idealisierung dazu, dass die Realität nicht mehr mit ausreichender Güte beschrieben wird. Im Bereich der Maschinendynamik bzw. der Maschinenschwingungen hat sich die Ableitung von Ersatzsystemen, die aus den mechanischen Elementen Massen, Dämpfern und Federn bestehen etabliert. Abbildung 5-1 stellt beispielhaft die auf diesem Prinzip beruhende Ableitung des Ersatzsystems eines Zweimassenschwungrads dar. Für das primäre Schwungrad sowie den Zahnkranz wird ein gemeinsames Massenträgheitsmoment gebildet. Ebenso wird mit dem Flansch und dem sekundären Schwungrad verfahren. Im Modell werden die beiden Trägheitsmassen über ein federndes - sowie ein dämpfendes Element verbunden. Federn

speichern abhängig von der Wegstrecke, um die sie gestaucht oder gestreckt werden, Energie. Dämpfer entziehen dem System mechanische Energie und dämpfen damit im Zeitverlauf die Bewegung. Das Ausmaß der Dämpfung wird in Abhängigkeit von der Dämpfergeschwindigkeit beschrieben.

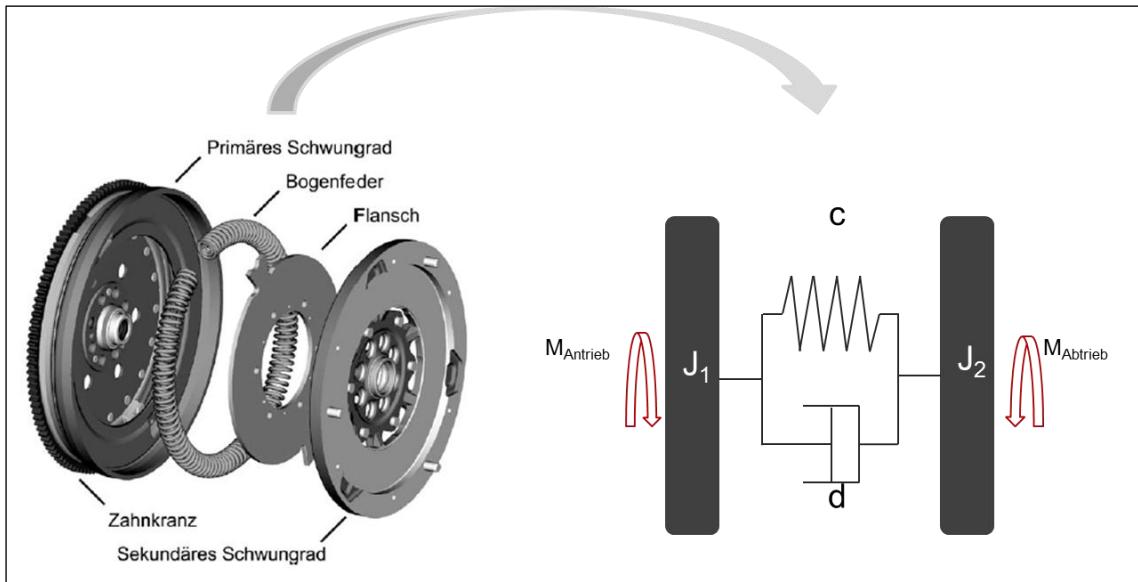


Abbildung 5-1: Ableitung des Modells eines Zweimassenschwingers (vgl. [18], Seite 487)

Unter Verwendung der mechanischen Grundgleichungen (Newton, d'Alembert, Prinzip der virtuellen Arbeit (vgl. [19], S. B3 ff.)) ergeben sich für das mechanische Ersatzsystem Bewegungsgleichungen, die den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen beschreiben. Die Bewegungsgleichung in Matrixschreibweise lautet für eine translatorische Schwingung:

$$M\ddot{x}(t) + D\dot{x}(t) + Cx(t) = F(t) \quad (5-1)$$

Bei Rotatorischen- bzw. Torsionsschwingungen, wie sie vom Modell des Zweimassenschwingers beschrieben werden, ergibt sich die folgende Bewegungsgleichung in Matrixschreibweise:

$$J\ddot{\varphi}(t) + D\dot{\varphi}(t) + C\varphi(t) = M(t) \quad (5-2)$$

- $M; J$ Massenmatrix bzw. Matrix der Massenträgheitsmomente; [kg]; beschreibt die Masse und in Kombination mit der Beschleunigung die Trägheitskräfte bzw. die Trägheitsmomente. [kg*m²]
- D Dämpfungsmatrix; beschreibt die Dämpfung des Systems. [kg/s]; [Nm*s]
- C Steifigkeitsmatrix; beschreibt die Steifigkeit des Systems. [kg/s²]; [Nm]
- $F(t); M(t)$ Äußere Erregungen auf das System [N]; [Nm]
- $x(t); \varphi(t)$ Zeitabhängiger Vektor der Weggrößen; beschreibt die Bewegung der einzelnen Massen. [m]; [rad]
- $\dot{x}(t); \dot{\varphi}(t)$ Zeitabhängiger Geschwindigkeitsvektor; beschreibt die Geschwindigkeit der einzelnen Massen [m/s]; [rad/s]
- $\ddot{x}(t); \ddot{\varphi}(t)$ Zeitabhängiger Beschleunigungsvektor; beschreibt die Beschleunigungen der einzelnen Massen [m/s²]; [rad/s²]

Die Bewegungsgleichungen geben das für einen Zeitpunkt t gültige Kräfte- bzw. Momentengleichgewicht wieder. Die Beschreibung des Systems über Bewegungsgleichungen erfolgt unter der Zielsetzung die Bewegung des Systems im Zeitverlauf unter den jeweiligen äußeren Erregungen (Kräfte bzw. Momente) analysieren zu können. Die äußeren Kräfte und Momente können als Eingangsgrößen, die Bewegungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen als Ausgangsgrößen verstanden werden. Das Übertragungsverhalten ist innerhalb des gewählten Ansatzes abhängig von den Parametern M , D sowie C . In Abbildung 5-2 werden die Elemente der Modelle für translatorische - und rotatorische Schwingungen sowie ihre Einflüsse auf die Modelle zusammenfassend dargestellt.

Mechanisches Element	Physikalische Größe	Einheit	Simulationsaufgabe
Massa, Massenträgheit	m J	[kg] [kgm ²]	Trägheitskräfte und –momente beschreiben; Speicher der kinetischen Energie
Feder	c c _T	[N/m] [Nm/rad]	Steifigkeit der Elemente beschreiben; Speicher der potentiellen Energie
Dämpfer	d d _T	[Ns/m] [Nms]	Dämpfung der Elemente beschreiben; Umwandlung mechanischer Energie in Wärmeenergie
Kräfte, Momente	F M	[N] [Nm]	Beschreibung der, dem System zugeführten, Energie

Abbildung 5-2: Parameter der Bewegungsgleichung

Die Massenträgheit eines Bauteils ist abhängig von der Materialdichte und der Bauteilgeometrie. Sie lässt sich mit dem folgenden Volumenintegral bestimmen:

$$J = \int \vec{r}^2 \rho(\vec{r}) dV \quad (5-3)$$

- J Massenträgheit [kg*m²]
- \vec{r} Senkrecht zur Rotationsachse stehender Ortsvektor, der [m] die Lage eines infinitesimal kleinen Volumenelementchens beschreibt.
- ρ Materialdichte des infinitesimal kleinen Volumens. [kg/m³]

Aus der Steifigkeit des Bauteils ergibt sich die für das Modell benötigte Federsteifigkeit. Aus der Federsteifigkeit in Kombination mit dem Weg der Verformung des Bauteils lässt sich die gespeicherte, potentielle Energie bestimmen. Zur Vereinfachung wird der Parameter der Steifigkeit in der Regel als konstant und damit unabhängig vom Weg der Verformung angesehen. Der Fehler, der mit dieser Vereinfachung einhergeht, ist abhängig vom Material und der Geometrie/Konstruktion des Bauteils. Wie in Kapitel 3.2.1 gezeigt wurde, besitzt die Feder des Zweimassenschwungrads in der Regel kein lineares Verhalten bzw. keine lineare Kennlinie. Das heißt, die Modellierung des Zweimassenschwungrades mit konstanten Werten für die Federsteifigkeit liefert nur für einen schmalen Bereich hinreichend genaue Ergebnisse. Die Ermittlung der Steifigkeit kann im Versuch erfolgen. Hierzu müssen die Kraft, die auf ein Bauteil wirkt, sowie die damit verbundene Verformung aufgezeichnet werden. In diesem Fall können die Kraft als Eingangsgröße und der Weg der Verformung als Ausgangsgröße

angesehen werden. Die Übertragungsfunktion stellt die wegabhängige Steifigkeit dar. Neben der Bestimmung der Steifigkeit im Versuch lässt sich die Steifigkeit bei Wellen, dessen Werkstoffe linearen Materialgesetzen folgen, ebenfalls über folgende Formel bestimmen:

$$c_T = \frac{G * I_p}{l} = \frac{\pi * G * d_w^4}{32 * l} \quad (5-4)$$

- c_T Torsionsfedersteifigkeit [Nm]
- G Schubmodul (Abhängig vom Werkstoff) [N/m²]
- I_p polares Flächenträgheitsmoment (Abhängig vom Kreisquerschnitt) [m⁴]
- l Wellenlänge [m]
- d_w Wellendurchmesser [m]

Grundsätzlich existieren keine als Perpetuum Mobile bezeichneten dynamischen Systeme, die einmal in Bewegung gesetzt ohne Energiezufuhr über die Systemgrenzen dauerhaft in Bewegung bleiben. Das Abklingen der Bewegung wird über die Dämpfung beschrieben. Bei der Dämpfung wird mechanische Energie irreversibel in andere Energieformen umgewandelt. In der Regel wird die Dämpfung über äußere - und innere Reibung erzeugt. Reibungsbehaftete Vorgänge wandeln mechanische Energie grundsätzlich in Wärmeenergie um. Nach [28] existieren verschiedene Ansätze bezüglich der Beschreibung bzw. Ermittlung der Dämpfungskräfte. Das Modell der sogenannten viskosen Dämpfung (vgl. Gleichung 5-5) bildet zum einen Dämpfungsvorgänge gut ab, zum anderen zeichnet es sich durch seine mathematisch einfache Handhabung aus. In der Praxis findet es sehr häufig Anwendung.

$$F_D = d * v_D \quad (5-5)$$

- F_D Dämpfungskraft [N]
- d Dämpfungskonstante [kg/s]
- v_D Dämpfergeschwindigkeit [m/s]

Die Ermittlung der Dämpfung kann über Messungen im Versuch aber auch über theoretische Ansätze erfolgen. Die Abbildung 5-3 gibt einen Überblick über verschiedene Vorgehensweisen im Zusammenhang mit der Ermittlung von Parametern zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens eines Bauteils.

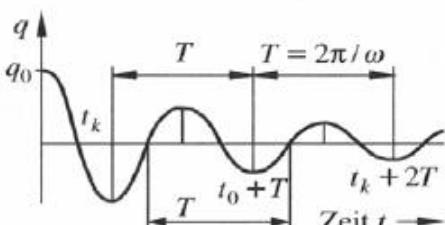
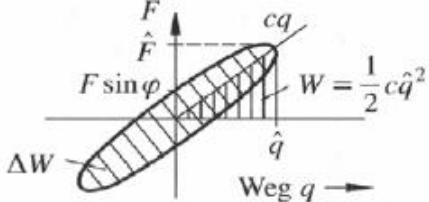
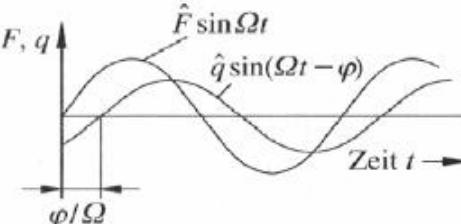
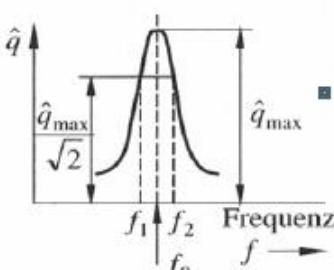
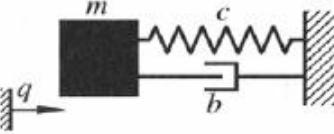
	Kenngroße	Herkunft, geometrische Größe
Ausschwingversuch	Logarithmisches Dämpfungsdekrement $\Lambda = \frac{1}{n} \ln \left \frac{q(t_k)}{q(t_k + nT)} \right $	Abklingkurve 
Erzwungene harmonische Schwingung	Relative Dämpfung $\psi = \frac{\Delta W}{W}$	Hysteresekurve 
	Verlustwinkel $\sin \varphi = \frac{b\Omega \hat{q}}{\hat{F}} \approx \varphi$	Zeitverlauf 
	Dämpfungsgrad aus Halbwertsbreite $D = \frac{f_2 - f_1}{2f_0}$	Resonanzkurve 
Parameterwerte	Dämpfungsgrad $D = \frac{b}{2\sqrt{cm}}$	Berechnungsmodell 

Abbildung 5-3: Methoden zur Bestimmung der Dämpfung ([28], Seite 48)

Abschließend sei betont, dass die oben vorgestellte Bewegungsgleichung „lineare, zeitinvariante Schwingungssysteme mit deterministischen Eingangsgrößen beschreibt“ (vgl. [19], S. 09). Je weniger linear die Federkennlinie eines Systems ist, desto ungenauer wird ein

System mit einer linearen Differentialgleichung beschrieben. Abhilfe zur korrekten Beschreibung solcher Systeme schaffen bspw. nichtlineare Differentialgleichungen. Ihre mathematische Handhabung erweist sich jedoch ungleich schwieriger. Unter zeitinvarianten Systemen werden Systeme verstanden, die mit Modellen beschrieben werden können, deren Parameter sich im Zeitverlauf nicht ändern. Im vorgestellten Beispiel betrifft das die Parameter innerhalb der Matrizen M, D und C.

Werden Torsionsschwingungen von Systemen modelliert, die aus mehreren Wellen bestehen und zwischen denen Übersetzungen existieren, müssen bei der Bestimmung der Trägheitsmomente die unterschiedlichen Wellendrehzahlen berücksichtigt werden. Das Wechselgetriebe eines Kraftfahrzeugs dient als ideales Beispiel für ein solches System. Im Folgenden wird die Modellbildung eines Zweimassenschwingers sowie die Ableitung der dazugehörigen Bewegungsgleichungen am Beispiel eines zweistufigen Getriebes erläutert. Abbildung 5-4 zeigt neben dem schematischen Aufbau eines solchen Getriebes die Skizze, des daraus abgeleiteten Modells, eines Zweimassenschwingers.

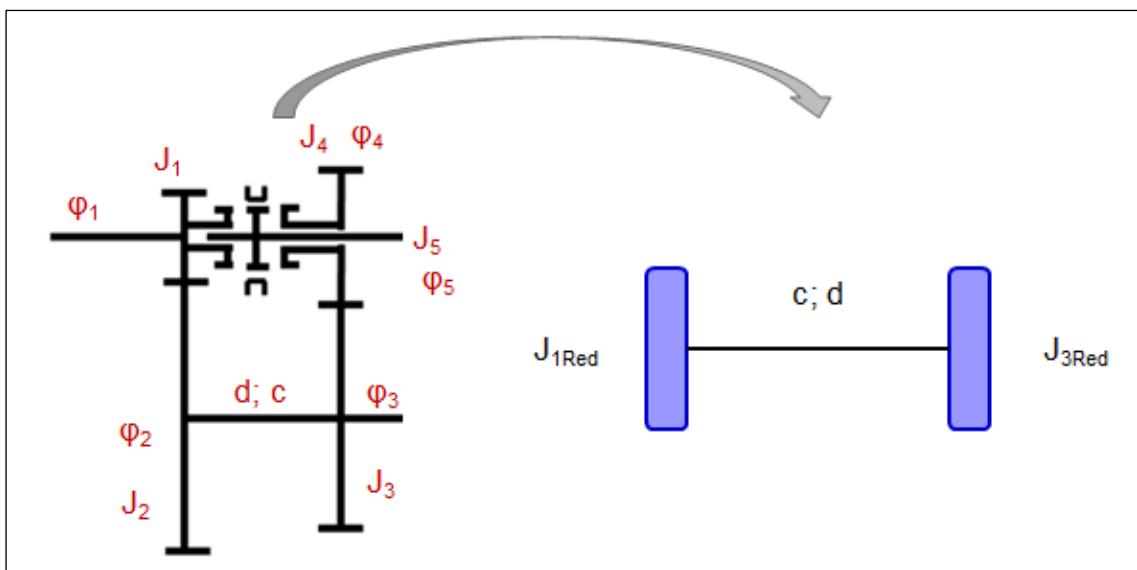


Abbildung 5-4: Reduktion von Drehschwingern auf eine Welle

Auf der Eingangswelle, die mit der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit φ_1 dreht, befindet sich das Zahnrad, welches das Massenträgheitsmoment J_1 besitzt. Auf der Vorgelegewelle drehen mit derselben Drehzahl die Zahnräder zwei und drei ($\varphi_2 = \varphi_3$). Sie werden durch die Massenträgheitsmomente J_2 und J_3 charakterisiert. Die Verbindungsstange zwischen den beiden Zahnrädern besitzt neben der Steifigkeit c auch eine Dämpfung d . Im Eingriff mit Zahnrad drei befindet sich Zahnrad vier (Massenträgheitsmoment J_4 , Winkelgeschwindigkeit φ_4). Wird das Zahnrad vier formschlüssig über die Synchronisiereinrichtung mit der Ausgangswelle, die das

Massenträgheitsmoment J_5 besitzt, verbunden, dann dreht sich die Ausgangswelle ebenfalls mit der Winkelgeschwindigkeit φ_4 (in diesem Fall gilt $\varphi_4 = \varphi_5$). Zur Identifikation der Bewegungsgleichungen des Zweimassenschwingers müssen die Gleichungen aufgestellt werden, die die virtuelle Arbeit der Trägheitskraft nach d'Alembert, die virtuelle Arbeit der Potentialkräfte sowie die virtuelle Arbeit der nicht-konservativen Kräfte des gesamten zweistufigen Getriebes beschreiben. Innerhalb dieser Gleichungen geben $M_{Antrieb}$ bzw. $M_{Abtrieb}$ Momente an, die von außen über die Antriebs- bzw. Abtriebswelle auf das System einwirken.

- Virtuelle Arbeit der Trägheitskräfte (nach d'Alembert):

$$\delta W_{kin} = -J_1\ddot{\varphi}_1\delta\varphi_1 - J_2\ddot{\varphi}_2\delta\varphi_2 - J_3\ddot{\varphi}_3\delta\varphi_3 - J_4\ddot{\varphi}_4\delta\varphi_4 - J_5\ddot{\varphi}_5\delta\varphi_5 \quad (5-6)$$

- Virtuelle Arbeit der Potentialkräfte:

$$\delta W_{pot} = -c(\varphi_3 - \varphi_2)(\delta\varphi_3 - \delta\varphi_2) \quad (5-7)$$

- Virtuelle Arbeit der nicht-konservativen Kräfte:

$$\delta W_{nk} = M_{Antrieb} * \delta\varphi_1 - M_{Abtrieb} * \delta\varphi_5 - d * (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) * (\delta\varphi_3 - \delta\varphi_2) \quad (5-8)$$

Um das Getriebe mit seinen drei Wellen auf ein Modell mit einer Welle reduzieren zu können, müssen die Drehwinkel, Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen von zwei Wellen unter Verwendung der jeweiligen Übersetzungen virtuell auf die Drehwinkel, Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen der dritten Welle umgerechnet werden. Wird die Kinematik auf die erste Welle bzw. die Getriebeeingangswelle bezogen, dann lauten die dazu gehörigen Gleichungen für die Drehwinkel wie folgt (für die Winkelgeschwindigkeiten sowie die Winkelbeschleunigungen werden die Gleichungen nach demselben Prinzip aufgestellt):

$$\varphi_2 = i_{2,1} * \varphi_1 \quad (5-9)$$

$$\varphi_3 = i_{2,1} * \varphi_{3Red} \quad (5-10)$$

$$\varphi_4 = \varphi_5 = i_{4,3} * \varphi_3 \quad (5-11)$$

Würde φ_3 bzw. die gesamte Kinematik, die sich auf der Abtriebsseite, hinter der Vorgelegewelle befindet, ebenfalls mittels der Übersetzungen auf die Kinematik der Antriebswelle umgerechnet, dann würde die Steifigkeit und Dämpfung der Vorgelegewelle vernachlässigt werden. Mit der Einführung der Variablen φ_{3Red} wird die, aus der Steifigkeit und Dämpfung hervorgehende, Torsion der Welle berücksichtigt.

Letztlich müssen noch sämtliche Massenträgheitsmomente auf zwei Massenträgheitsmomente reduziert werden (J_{1Red} und J_{3Red} ; vgl. Abbildung 5-4). An dieser Stelle müssen zur Anpassung der Massenträgheitsmomente ebenfalls die Übersetzungen berücksichtigt werden. Die folgenden Gleichungen zeigen die mathematische Modellierung der reduzierten Massen.

$$J_{1Red} = J_1 + J_2 * i_{2,1}^2 \quad (5-12)$$

$$J_{3Red} = J_3 * i_{2,1}^2 + J_4 * i_{2,1}^2 * i_{4,3}^2 + J_5 * i_{2,1}^2 * i_{4,3}^2 \quad (5-13)$$

Werden die Gleichungen 5-9 bis 5-11 in die Gleichungen 5-12 bis 5-13 eingesetzt, folgen aus dem Prinzip der virtuellen Arbeiten

$$\delta W_{ges} = \delta W_{kin} + \delta W_{pot} + \delta W_{nk} = 0 \quad (5-14)$$

die Bewegungsgleichungen. (5-15)

$$\begin{vmatrix} J_{1Red} & 0 \\ 0 & J_{3Red} \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_{3Red} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} d & -d \\ -d & d \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_{3Red} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} c & -c \\ -c & c \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_{3Red} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{Antrieb} \\ M_{Abtrieb} * i_{4,3} \end{pmatrix}$$

Eine ausführliche Darstellung zum mathematischen Umgang mit Dreh- und Torsionsschwingungen sowie der Reduktion von Drehschwingern auf eine Welle liefert [5] in Kapitel 12.

5.2 MATLAB/Simulink Modell zur Abschätzung des qualitativen Prüfstandseinflusses auf die Messung

Innerhalb der folgenden Kapitel wird ein auf MATLAB / Simulink basierendes Modell vorgestellt. Das Modell simuliert ein virtuelles Fahrzeug mit Frontantrieb auf einem virtuellen Rollenprüfstand. Die Konfiguration des Prüfstands ist an einen realen Prüfstand der Konfiguration 2 x 1 angelehnt. Mit dem Modell soll die Möglichkeit geschaffen werden, den Einfluss der Wellensteifigkeit des Prüfstands, den Einfluss der Fesselungsgeometrie bzw. der Fesselungshöhe sowie den Einfluss des Zeitverzugs der Regelung auf die simulierten Längsbeschleunigungen im Vergleich zum Versuch auf der Straße untersuchen zu können.

5.2.1 MATLAB/Simulink

MATLAB ist ein Produkt der Firma MathWorks. In seiner ursprünglichen Form stellt MATLAB eine Software dar, mit der Standardroutinen der numerischen Algebra bearbeitet werden. Die

Bearbeitung erfolgt auf der Grundlage von Vektor- sowie Matrizenoperationen. Die sich im Laufe der Zeit entwickelte MATLAB Produktfamilie findet speziell in den Mathematik- und Ingenieurwissenschaften Anwendung und ist dort weit verbreitet. Aktuell zeichnet sich MATLAB durch eine Vielzahl von *Built-In Functions* aus.¹⁶ Die *Built-In Functions* decken unter anderem die lineare Algebra, die Datenanalyse aber auch die Lösung von Differenzialgleichungen ab.

Die grafische Entwicklungsumgebung Simulink ist ein weiteres Produkt der Firma MathWorks, welches in MATLAB integriert ist. Simulink bietet eine umfangreiche Blockbibliothek, die vom Anwender individuell erweiterbar ist. Mit Simulink lässt sich intuitiv per *drag and drop* übersichtlich modellieren. Eine Einführung in die Arbeit mit MATLAB sowie Simulink im Bereich der Ingenieurwissenschaften liefert [25]. (vgl. [23], [24] und [25], S. 1)

5.2.2 Modellbeschreibung

Mit dem an dieser Stelle vorgestellten Simulinkmodell wird das Ziel verfolgt einen möglichen qualitativen Einfluss der Prüfstandskonfiguration auf die Messung der Fahrzeulgängsdynamik bzw. der Fahrzeulgängsbeschleunigung zu ermitteln. Wie in Kapitel 4.8 postuliert wurde, müssen in der Fahrzeugfesselung sowie den Antriebswellen des Rollenprüfstands die potentiellen Haupteinflussfaktoren auf die Messergebnisse vermutet werden. Folglich werden die Fesselung und die Antriebswellen innerhalb des Modells explizit berücksichtigt. Die Identifikation des möglichen Einflusses der Prüfumgebung *Rollenprüfstand* erfolgt über einen Vergleich von modellierten Messergebnissen. Hierzu wurde in Simulink neben dem Rollenprüfstandsmodell ein Modell erstellt, welches das Fahrzeug auf der Straße simuliert. Die Ausgangsgröße der beiden Modelle ist die Längsbeschleunigung. Beim Modell des Fahrzeugs auf der Straße handelt es sich um die simulierte Beschleunigung des Aufbaus in Längsrichtung. Die Beschleunigung des Rollenprüfstandsmodells leitet sich direkt aus den Kräften ab, die innerhalb der Fahrzeugfesselung simuliert werden. Letztlich werden die beiden Beschleunigungssignale per *Scope* einander gegenübergestellt. Abbildung 5-5 visualisiert den Aufbau des Gesamtmodells. Über die Subsysteme *Fahrzeug-Rolle* und *Fahrzeugfesselung* wird die Prüfumgebung *Rollenprüfstand* modelliert. Das Subsystem *Fahrzeug_Strasse* modelliert die Fahrzeulgängsdynamik auf der Straße. Im weiteren Verlauf werden die drei Subsysteme

¹⁶ Unter *Built-In Functions* werden Funktionen verstanden, die innerhalb von Programmen so hinterlegt sind, dass der Anwender auf sie zur Lösung seiner spezifischen Aufgabe zugreifen kann. Folglich stellen sie vorgefertigte Standardbausteine dar, die zur Lösung unterschiedlichster Aufgabenstellungen benötigt werden. Ein Beispiel für *Built-In Functions* sind die Funktionen, welche in der Tabellenkalkulation Microsoft EXCEL hinterlegt sind.

Fahrzeug_Rolle, *Fahrzeugfesselung* und *Fahrzeug_Strasse* getrennt voneinander vorgestellt.
Eine Beschreibung der *Parametrierung des Modells* schließt sich an.

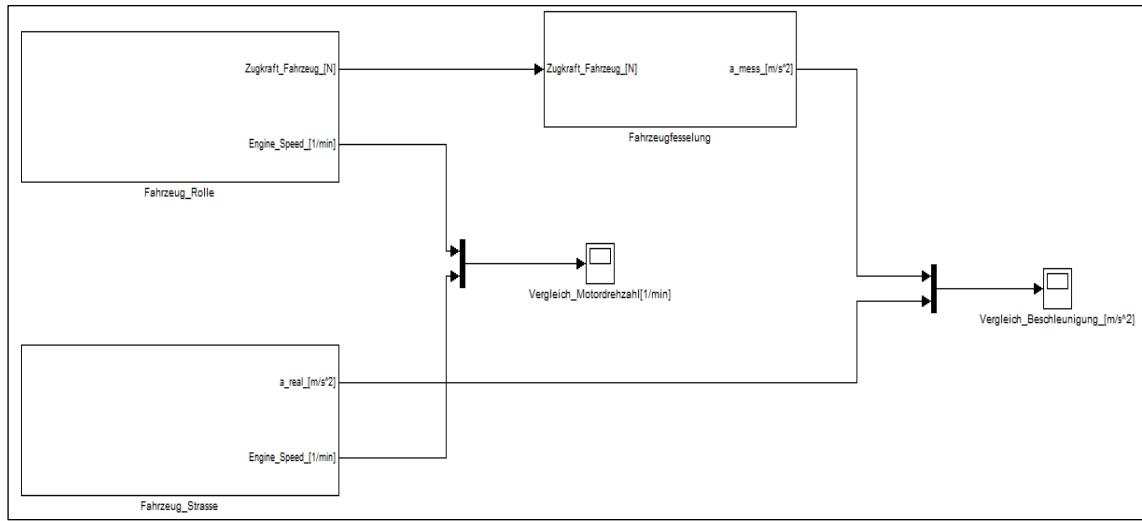


Abbildung 5-5: Makroskopische Struktur des Simulinkmodells

- *Fahrzeug_Rolle*

Physikalisch wird das System *Fahrzeug_Rolle* durch den Antriebstrang des Fahrzeugs (vom Motor bis zum Rad/Reifen) sowie die Komponenten des Rollenprüfstands (Belastungsmaschine, Prüfstandsantriebswellen und Rolle) abgebildet. Die einzelnen Komponenten wurden in den Kapiteln 3 und 4 vorgestellt. Abbildung 5-6 zeigt den schematischen Versuchsaufbau. Neben den physikalischen Komponenten wurde der Abbildung ein Symbol für den Lastfall bzw. das Fahrpedal hinzugefügt. Die Steuerung des Fahrpedals im Zeitverlauf stellt letztlich die Eingangsgröße für die gemessenen Beschleunigungen dar.

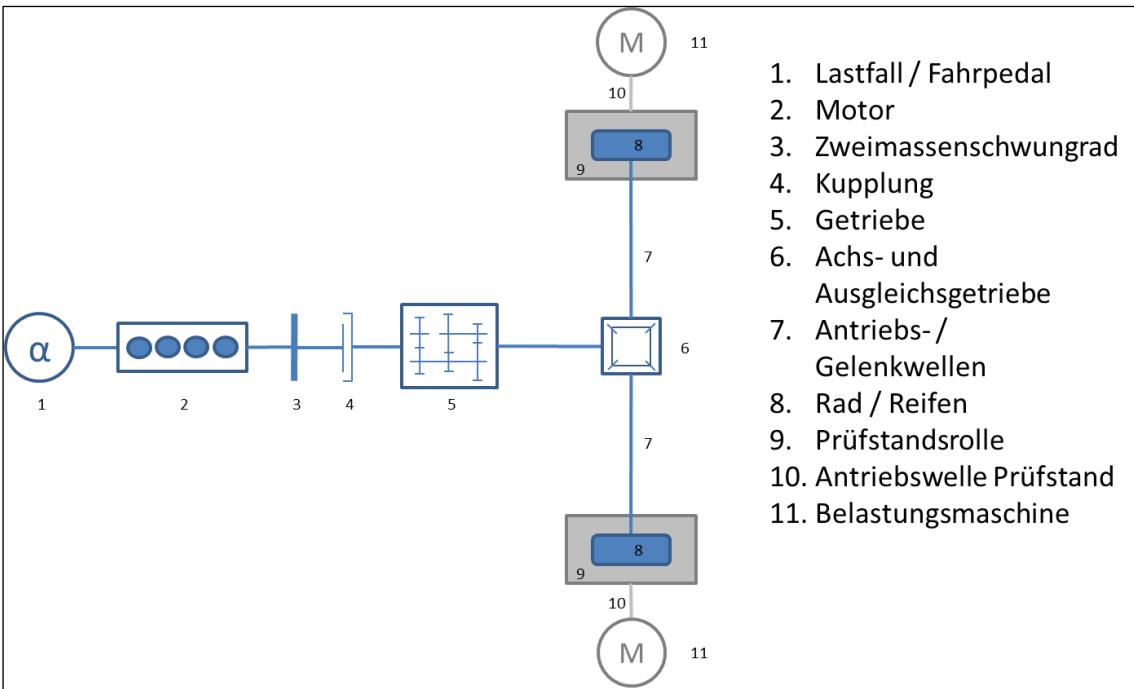


Abbildung 5-6: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus (Fahrzeug auf Rollenprüfstand)

Die gewählte Zielvorgabe, dass mit dem Simulinkmodell lediglich ein qualitativer Vergleich zwischen den Versuchsumgebungen (Straße vs. Prüfstand) erfolgen soll, gestattet die vereinfachende Modellierung des Fahrzeugantriebstrangs als Zweimassenschwinger.¹⁷ Der Rollenprüfstand besteht physikalisch aus den Komponenten Belastungsmaschine, Antriebswellen und Rolle. Folglich lässt sich der Prüfstand ideal als Zweimassenschwinger modellieren. Zur Simulation des Versuchsaufbaus *Fahrzeug_Rolle* müssen die beiden Schwinger kombiniert werden. Das Fahrzeug steht mit seinen Reifen auf der Rolle des Prüfstands. Wird der Reifenschlupf vernachlässigt, kann die Kombination aus Reifen und Rolle mit zwei, sich im Eingriff befindlichen, Zahnrädern verglichen werden. Wie am Beispiel des Getriebes in Kapitel 5.1 gezeigt wurde, bietet sich bei der Modellierung eines Torsionsschwingers die Reduzierung des Ausgangssystems auf eine Welle an. Zu diesem Zweck müssen neben den Massenträgheitsmomenten, den Steifigkeiten, den Dämpfungen sowie der Energiezufuhr bzw. den äußeren Momenten auch sämtliche Übersetzungen innerhalb des Systems bekannt sein. Der Antriebstrang eines Kraftfahrzeugs weist in der Regel eine Übersetzung im Wechselgetriebe sowie eine Übersetzung im Achsgetriebe auf. Innerhalb des Versuchsaufbaus existiert außerdem eine Übersetzung zwischen Reifen und Rolle. Aus diesen

¹⁷ Im Fokus steht an dieser Stelle der Unterschied zwischen Straße und Rollenprüfstand. Der Antriebstrang ist in beiden Szenarien derselbe. Solange mit dem Modell kein quantitativer Vergleich bzw. kein Vergleich mit Anspruch auf die Simulation exakter Messergebnisse verfolgt wird, lässt sich dieser rudimentäre Ansatz legitimieren.

Vorüberlegungen ergibt sich schematisch das in Abbildung 5-7 dargestellte Modell des Versuchsaufbaus *Fahrzeug_Rolle*.

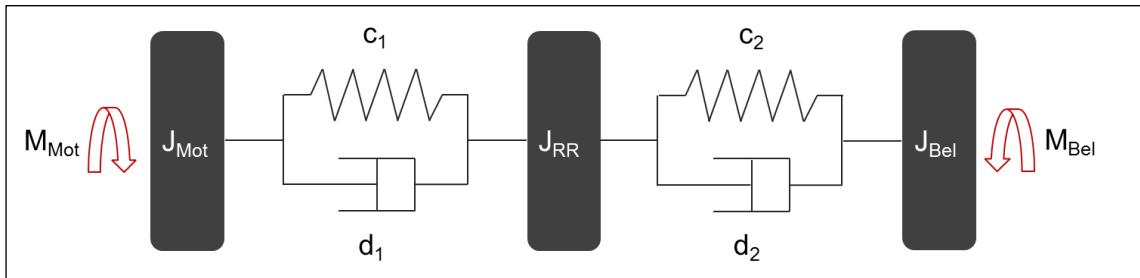


Abbildung 5-7: Der Versuchsaufbau als rotatorischer Dreimassenschwinger

Die Massenträgheitsmomente von Motor und primärem Schwungrad des Zweimassenschwingers wurden auf die Massenträgheit J_{Mot} reduziert. Das Massenträgheitsmoment des Rades wurde mit dem Massenträgheitsmoment des sekundären Schwungrads des Zweimassenschwingers, des Getriebes, des Achs- und Ausgleichsgetriebes sowie der Antriebs- und Gelenkwellen beaufschlagt. Die Trennung des Antriebstrangs erfolgt somit innerhalb des Zweimassenschwungrades und damit an der Stelle mit der geringsten Steifigkeit. Aus der Zusammenfassung von Rad und Rolle ergibt sich letztlich J_{RR} . Das Massenträgheitsmoment J_{Bel} ergibt sich aus dem Massenträgheitsmoment der Belastungsmaschine. Bei einer Asynchronmaschine handelt es sich hierbei um das Massenträgheitsmoment des Rotors. M_{Mot} repräsentiert das vom Motor in Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung abgegebene Drehmoment, welches von außen auf das System wirkt. M_{Bel} stellt das Moment der Fahrwiderstände, welche in das System eingeleitet werden, dar. Die Steifigkeit sowie die Dämpfung des Antriebstrangs werden über die Parameter c_1 und d_1 innerhalb des Modells berücksichtigt. Infolge der vereinfachten Darstellung des Antriebstrangs stellt die Identifikation geeigneter Werte für die Steifigkeit und die Dämpfung eine Herausforderung dar. An dieser Stelle wurde auf Werte zurückgegriffen, die innerhalb der in Kapitel 5.3 vorgestellten VSM Software für den Antriebstrang eines frontgetriebenen Beispieldfahrzeugs der mittleren Gewichtsklasse hinterlegt sind. Die Parameter c_2 und d_2 repräsentieren die Steifigkeit und Dämpfung des Rollenprüfstands bzw. der Welle zwischen Belastungsmaschine und Rolle. Grundsätzlich wird bei der Konstruktion von Rollenprüfständen nach einer großen Steifigkeit des Systems gestrebt. Wobei neben dem Werkstoff und der Wellengeometrie speziell die Wellenlänge entscheidenden Einfluss auf die Steifigkeit nimmt. Speziell bei Akustikrollenprüfständen werden zur akustischen Entkopplung relativ lange Wellen verbaut. Auf den damit einhergehenden Zielkonflikt wurde bereits innerhalb des Kapitels 4.6

eingegangen. Auf Basis des Simulinkmodells werden im folgenden Kapitel unter anderem die Einflüsse verschiedener Wellensteifigkeiten auf die gemessene Längsbeschleunigung des Prüflings ermittelt. Die Bewegungsgleichung des Dreimassenschwingers in allgemeiner Form, die die mathematische Basis der Simulation *Fahrzeug_Rolle* darstellt, zeigt die folgende Gleichung. (5-16)

$$\begin{pmatrix} M_{Mot} \\ 0 \\ -M_{Bel} \end{pmatrix} = \begin{vmatrix} J_{Mot} & 0 & 0 \\ 0 & J_{RR} & 0 \\ 0 & 0 & J_{Bel} \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_{Mot} \\ \ddot{\varphi}_{RR} \\ \ddot{\varphi}_{Bel} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} d_1 & -d_1 & 0 \\ -d_1 & d_1 + d_2 & -d_2 \\ 0 & -d_2 & d_2 \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_{Mot} \\ \dot{\varphi}_{RR} \\ \dot{\varphi}_{Bel} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \varphi_{Mot} \\ \varphi_{RR} \\ \varphi_{Bel} \end{pmatrix}$$

Zur Modellierung des Motormoments M_{Mot} wurde mittels zweidimensionalem Lookup Table ein virtuelles Motorkennfeld des Innenmitteldrucks eines PKW-Ottomotors ohne Aufladung generiert (vgl. Abbildung 5-8). Der innerhalb eines Simulationszeitritts gültige Innenmitteldruck ergibt sich aus der Kombination von Last und Motordrehzahl.

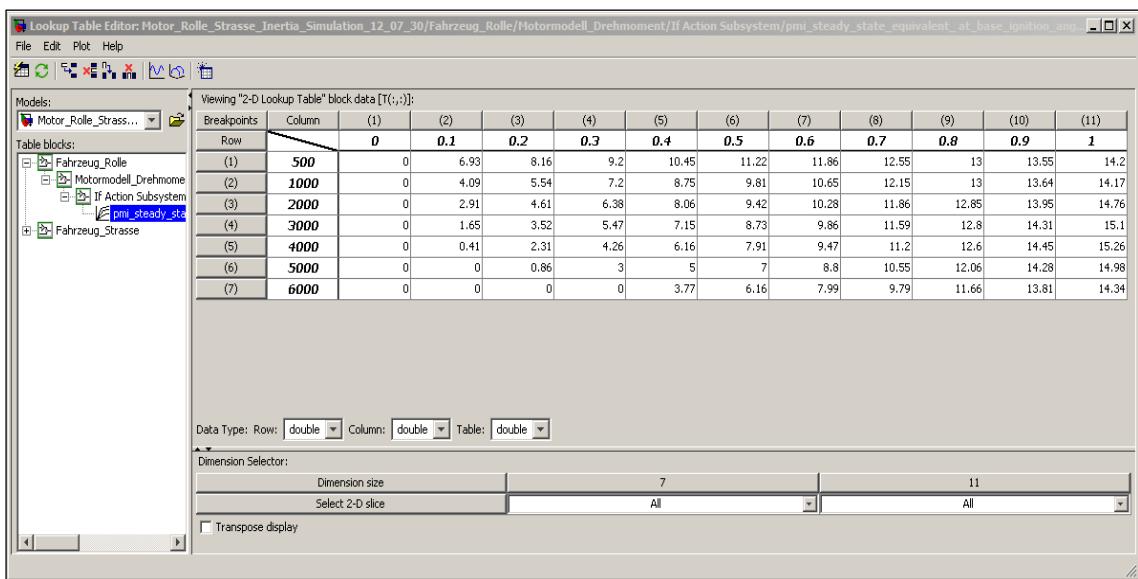


Abbildung 5-8: Lookup Table des Motorkennfelds

Die Motordrehzahl eines Zeitschritts lässt sich aus der Winkelgeschwindigkeit der Trägheitsmasse J_{Mot} (vgl. Dreimassenschwinger) ableiten. Sie lässt sich nicht direkt beeinflussen. Die Last hängt innerhalb der Simulation direkt von der Fahrpedalstellung ab. Die Fahrpedalstellung kann Werte zwischen null und eins annehmen, wobei die null der Nulllast und die eins der Volllast entsprechen. Zur Modellierung eines Lastfalls und letztlich eines Fahrmanövers muss innerhalb der Simulation für jeden Zeitschritt eine Pedalstellung hinterlegt sein. Hierzu wurde ein MAT file erstellt, welches den Pedalverlauf über der Zeit für einen zweifachen Tip In / Tip Out beinhaltet (vgl. Abbildung 5-9).

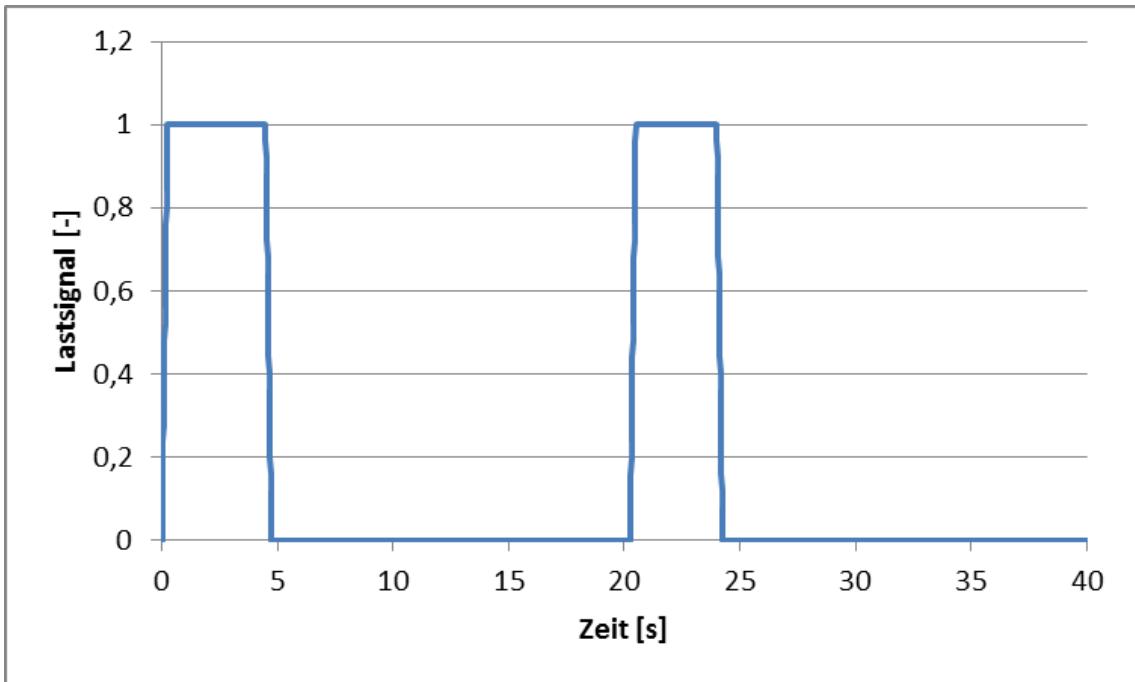


Abbildung 5-9: Modellierte Signalspur eines Tip Ins / Tip Outs

Wird bei einem Tip In die Drosselklappe des Ottomotors geöffnet, erhöht sich der Saugrohrdruck mit einem gewissen Zeitverzug. Dieser Zeitverzug hat entscheidenden Einfluss auf das Ansprechverhalten des Motors. Zur Berücksichtigung dieses Verhaltens wurde innerhalb der Simulation ein Verzögerungsglied in Form einer *Transfer Function* implementiert. Die Fahrwiderstände entsprechen dem Moment M_{Bel} . In Teilen müssen diese Fahrwiderstände von der Belastungsmaschine des Prüfstands geliefert werden. Es handelt sich dabei um die Widerstände, die physikalisch auf der Straße, nicht aber auf der Rolle, vorgefunden werden. Konkret sind dies, bei simulierten Fahrten in der Ebene, der Luftwiderstand und Teile des Beschleunigungswiderstands bzw. Teile der Massenträgheit des Fahrzeugs. Der Luftwiderstand wird im Simulinkmodell nach der in Kapitel 4.3 vorgestellten Gleichung 4-2 berechnet. Die mittels der Formel bestimmte Luftwiderstandskraft, die am Reifenaufstandspunkt wirkt, wird unter Berücksichtigung des dynamischen Reifenhalbmessers und den Übersetzungen des Antriebstrangs in ein für das Modell des Dreimassenschwingers kompatibles Widerstandsmoment umgerechnet (vgl. Abbildung 5-10).

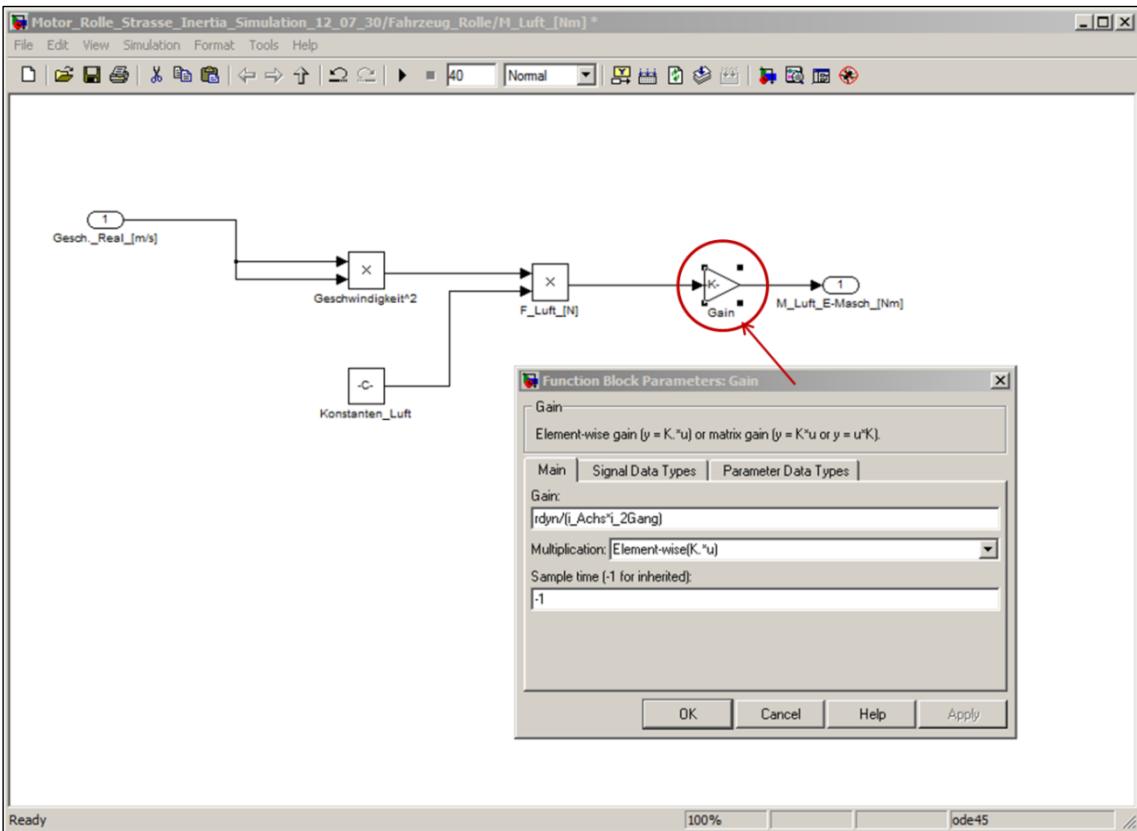


Abbildung 5-10: Modellierung des Luftwiderstands in Simulink

Wie in Kapitel 4.5.2 beschrieben wurde entspricht das physikalische Massenträgheitsmoment des Versuchsaufbaus in der Regel nicht der Massenträgheit bzw. dem Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs auf der Straße. Die Differenz zwischen den Trägheitsmomenten wird von der Belastungsmaschine über die Bereitstellung eines entsprechenden Drehmoments simuliert. Dieses Drehmoment lässt sich mathematisch bestimmen indem die Gleichung 4-12 nach $F_{Sim} * r_{Rolle}$ bzw. M_{Sim} umgestellt wird (vgl. Gleichung 5-17).

$$M_{Sim} = \frac{M_{Zug}}{J_{real}} * J_{Prüfstand} - M_{Zug} \quad (5-17)$$

- M_{Sim} Von Belastungsmaschine zu simulierendes Moment [Nm]
- M_{Zug} Differenz aus Antriebs- und Widerstandsmoment [Nm]
- J_{real} Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs [$\text{kg} * \text{m}^2$]
- $J_{Prüfstand}$ Massenträgheitsmoment des Prüfstands [$\text{kg} * \text{m}^2$]

Abbildung 5-11 zeigt wie die Gleichung 5-17 innerhalb des Modells implementiert wurde. Zur Ermittlung des gültigen Zugmoments (M_{Zug}) am Rad wird mittels *Memory-Element* von dem an der Rolle ermittelten Drehmoment der Anteil subtrahiert, der im vorherigen Zeitschritt zur

Anpassung der Massenträgheitsmomente berechnet sowie von der Belastungsmaschine in das System eingespeist wurde.

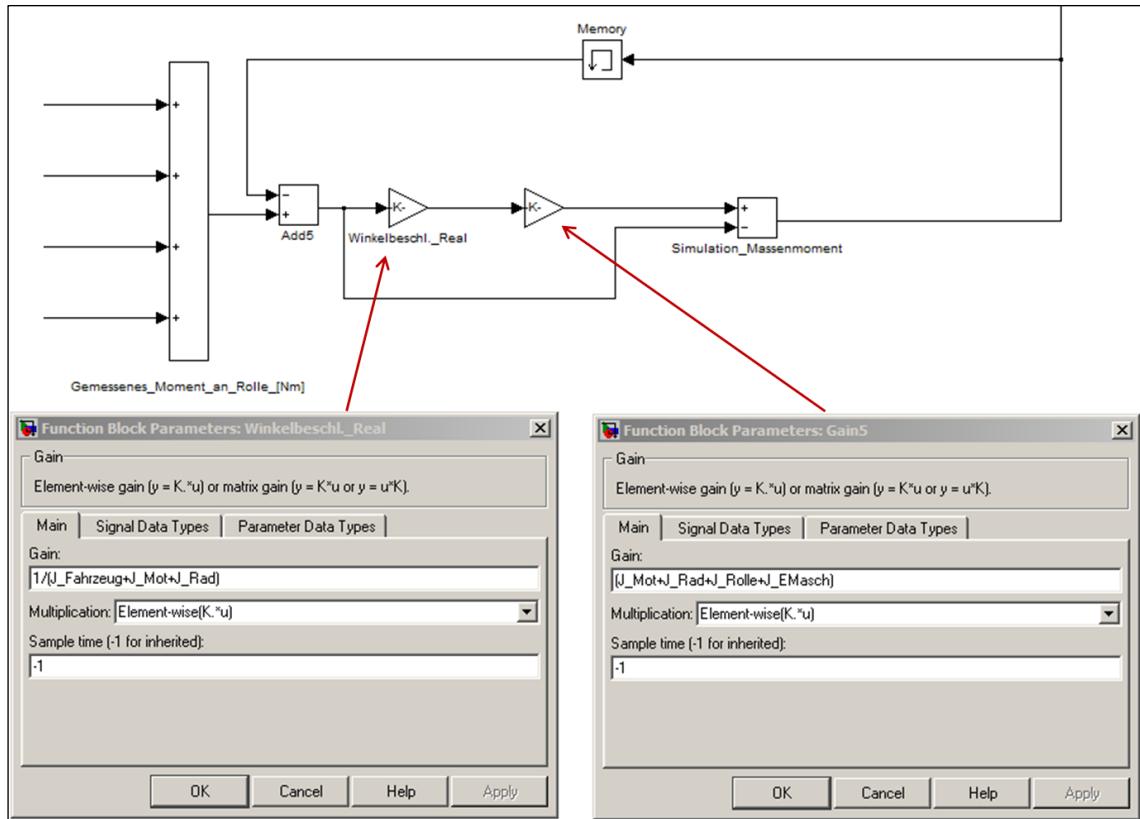


Abbildung 5-11: Modellierung der Massenträgheit in Simulink

Um die Regelzeit berücksichtigen und untersuchen zu können, die zwischen dem Messen und dem Einspeisen der entsprechenden Widerstandsmomente (Luftwiderstand und Anpassung der Massenträgheitsmomente) vergeht, wurde in die Simulation ein Verzögerungsglied in Form eines *Transport Delays* integriert.

Wie in Kapitel 4.3 beschrieben wurde, existiert auf dem Rollenprüfstand in Folge der Rollenkrümmung ein größerer Rollwiderstand als auf der Straße. Zur Anpassung der Fahrwiderstände, die auf dem Prüfstand herrschen, müsste die virtuelle Belastungsmaschine die Differenz der Rollwiderstände als antreibendes Moment in das System einspeisen. Eine Berücksichtigung dieser Differenz würde vor dem Hintergrund des definierten Untersuchungsziels zu keinen weiteren Erkenntnissen führen. Folglich wurde sie vernachlässigt. Der Rollwiderstand wird im Simulinkmodell direkt nach Gleichung 4-4 gebildet und wird im Vergleich zu den beiden obigen Widerständen direkt ohne Verzögerung in das System Dreimassenschwinger eingespeist.

- *Fahrzeugfesselung*

Aus physikalisch, mechanischer Perspektive stellt die Fahrzeugfesselung den größten Unterschied zur Straßenfahrt dar. Neben der Unterdrückung der Längsbeschleunigung nimmt sie ebenfalls Einfluss auf die Vertikaldynamik des Aufbaus. In Kapitel 4.8 wurde darauf verwiesen, dass der Fahrzeugaufbau infolge eines Tip Ins oder Tip Outs, in Abhängigkeit der gewählten Fesselungshöhe, nickt. Dieses Nicken verschiebt den fahrzeugseitigen Fesselungspunkt in vertikaler Richtung. Das heißt, die Lagerungsgeometrie ändert sich in Abhängigkeit der Beschleunigung bzw. Verzögerung (vgl. Kapitel 4.8). Abgesehen von dem Fall/Zeitpunkt, dass die Fesselungsstange horizontal verläuft, besitzt die Fesselungskraft neben der horizontalen – auch eine vertikale Komponente, welche das Nickverhalten im Vergleich zur Straßenfahrt beeinflusst. Auf dem Prüfstand wird die Längsbeschleunigung aus der, innerhalb der Fesselung gemessenen, Kraft ermittelt. Diese Kraft ist die Resultierende aus horizontaler – sowie vertikaler Komponente. Grundlage einer exakt bestimmten Längsbeschleunigung dürfte lediglich die horizontale Kraftkomponente sein. Letztlich wurde das Modell *Fahrzeugfesselung* mit dem Ziel entwickelt, die Einflüsse der Fesselungshöhe und der Rückkopplung der vertikalen Kraftkomponente auf das Nicken abbilden zu können.

Die Simulation der Fahrzeugfesselung gliedert sich in drei Subsysteme. Die Abbildung 5-12 verdeutlicht den Simulationsaufbau.

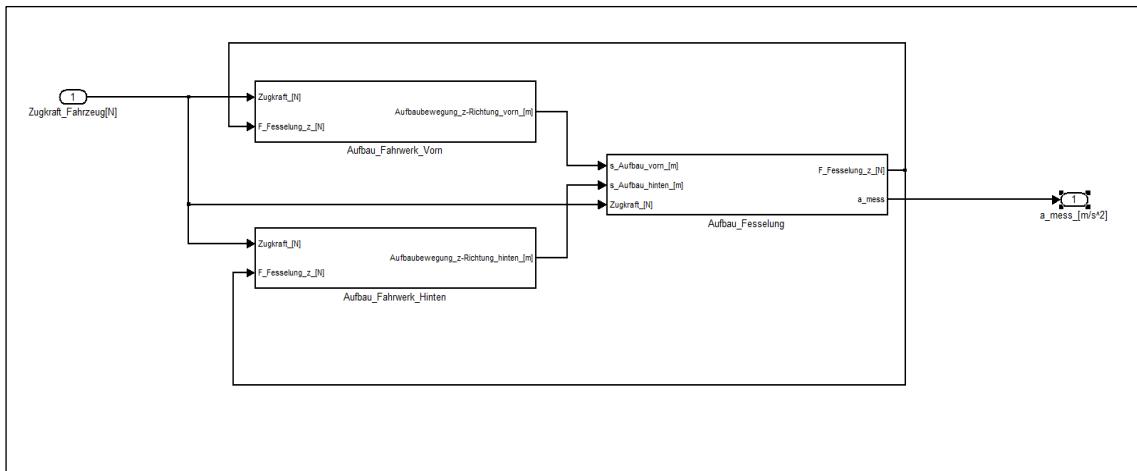


Abbildung 5-12: Makroskopische Darstellung des Fesselungsmodells

Zur Bestimmung der vertikalen Fahrzeugaufbaubewegung wurden die Systeme *Aufbau_Fahrwerk_Vorn* sowie *Aufbau_Fahrwerk_Hinten* eingefügt. Beide Systeme basieren auf der Idee des Viertelfahrzeugmodells, bei dem die Grundlage zur Bestimmung der Aufbaubewegung ein Dreimassenschwinger darstellt (vgl. Abbildung 5-13).

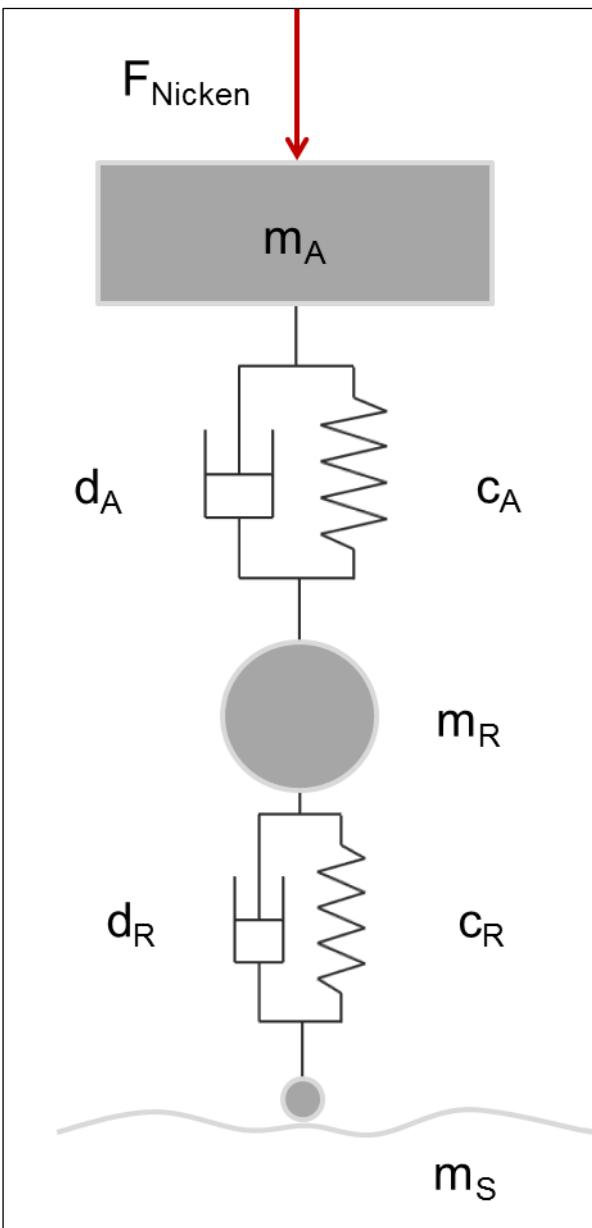


Abbildung 5-13: Viertelfahrzeugmodell als translatorischer Dreimassenschwinger

- m_A Aufbaumasse, die anteilig vom jeweiligen Reifen getragen [kg] wird
- m_R Ungefederter Masse (Reifen, Rad Fahrwerkskomponenten) [kg]
- m_S Masse der Straße (unendlich groß) [kg]
- c_A Federsteifigkeit der Fahrzeugaufbaufeder [kg/s^2]
- c_R Federsteifigkeit des Reifens [kg/s^2]
- d_A Dämpfung des Fahrzeugaufbaus [kg/s]
- d_R Dämpfung des Reifens [kg/s]
- F_{Nicken} Kraft, die infolge der vertikalen Aufbaubeschleunigung [N] wirkt

Mathematisch wird der Dreimassenschwinger in Matrizenbeschreibung mit der folgenden Gleichung beschrieben. Die Variablen a_A , a_R , a_S stehen für Beschleunigungen, die Variablen v_A , v_R , v_S bilden Geschwindigkeiten ab und die Variablen s_A , s_R , s_S beschreiben den Weg bzw. die Lage der jeweiligen Komponente. Sämtliche Variablen sowie die Kraft F_{Nicken} sind von der Zeit abhängig. (5-18)

$$\begin{pmatrix} F_{Nicken} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{vmatrix} m_A & 0 & 0 \\ 0 & m_R & 0 \\ 0 & 0 & m_S \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} a_A \\ a_R \\ a_S \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} d_A & -d_A & 0 \\ -d_A & d_A + d_R & -d_R \\ 0 & -d_R & d_R \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} v_A \\ v_R \\ v_S \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} c_A & -c_A & 0 \\ -c_A & c_A + c_R & -c_R \\ 0 & -c_R & c_R \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} s_A \\ s_R \\ s_S \end{pmatrix}$$

Das Abheben des Fahrzeugs von der Fahrbahn spielt im Rahmen der vorliegenden Untersuchung keine Rolle. Somit lässt sich die Masse der Straße (m_S) als unendlich groß annehmen. Wird die Fahrbahn außerdem idealisiert als glatter bzw. ebener Untergrund definiert, nehmen die Variablen v_S sowie s_S für jeden Zeitpunkt den Wert null an. Damit lässt sich das System ebenfalls als Zweimassenschwinger definieren. (Sämtliche Informationen, die die dritte Zeile des Gleichungssystems liefert, sind bereits in der zweiten Zeile enthalten.) Innerhalb des Simulinkmodells wird mit einem Dreimassenschwinger gerechnet, dessen Parameter nach den obigen Überlegungen angepasst wurden.

Die Kraft F_{Nicken} , die als äußere Kraft auf das Viertelfahrzeugmodell wirkt, ergibt sich auf dem Prüfstand und folglich auch innerhalb der Simulation aus zwei Eingangsgrößen. Die Eingangsgrößen sind zum einen die Zugkraft¹⁸ und zum anderen die in der Fesselung wirkende Kraft in vertikaler Richtung. Die Zugkraft bzw. die Summe aus antreibender Kraft und Fahrwiderständen wirkt auf dem Rollenprüfstand im Fahrzeugfesselungspunkt in horizontaler Richtung. Das aus ihr resultierende Moment führt zur Radlastverlagerung und damit zum Nicken. Die Abbildung 5-14 zeigt am Beispiel für das Viertelfahrzeugmodell der vorderen Fahrzeugaufhängung (*Aufbau_Fahrwerk_Vorn*) wie die Zugkraft sowie die vertikale Fesselungskraft in F_{Nicken} umgerechnet werden.

¹⁸ Die Zugkraft, die auf der Straße als virtuelle d'Alembert'sche Trägheitskraft im Fahrzeugschwerpunkt angreift, ist auf dem Prüfstand in Form einer Lagerungskraft in der Fahrzeugfesselung zu finden. Konkret stellt sie die Horizontalkomponente der Fesselungskraft dar.

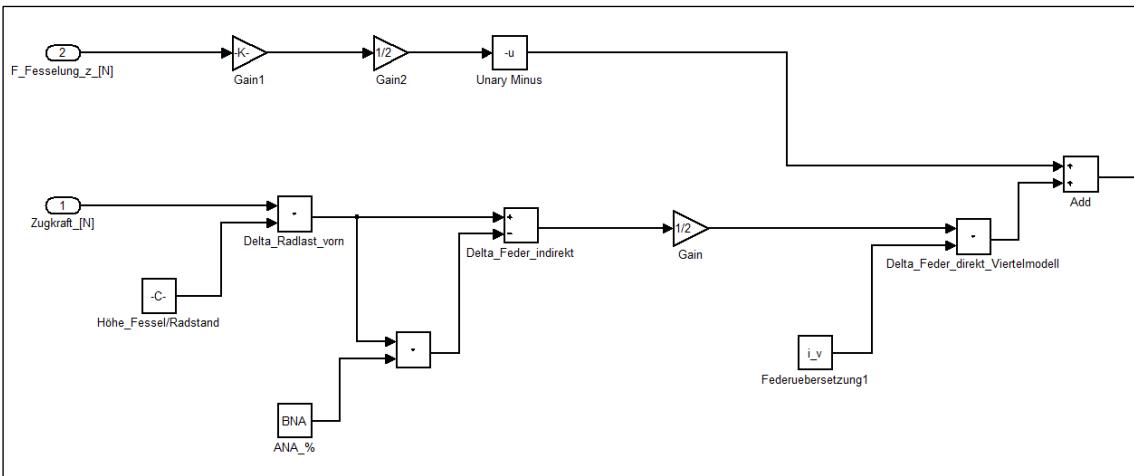


Abbildung 5-14: Erregerkräfte des Viertelfahrzeugmodells in Simulink

Zur Bestimmung des Einflusses der vertikalen Kraftkomponente der Fesselung ($F_{Fesselung_z\text{ [N]}}$) wird ein Momentengleichgewicht um dem Reifenaufstandspunkt des Hinterreifens gebildet (vgl. Gleichung 5-19).

$$F_{Fesselung_z} * s_{Rad_Fessel} = F_{Nicken_Fessel} * s_{Radstand} \quad (5-19)$$

- $F_{Fesselung_z}$ Vertikale Kraftkomponente in der Fesselung. [N]
- s_{Rad_Fessel} Strecke in horizontaler Richtung zwischen fahrzeugseitigem Fesselungspunkt und Radaufstandspunkt des Hinterrades.
- F_{Nicken_Fessel} Kraft die infolge von $F_{Fesselung_z}$ als Erregung auf das Modell [N] wirkt.
- $s_{Radstand}$ Strecke in horizontaler Richtung zwischen Radaufstandspunkt des vorderen – und des hinteren Rads. [m]

Innerhalb des Modells *Aufbau_Fahrwerk_Vorn* erfolgt diese Berechnung mittels *Gain1*. Die berechnete Kraft F_{Nicken_Fessel} wird im *Gain2* mit 0,5 multipliziert, um den Viertelfahrzeugmodellansatz zu berücksichtigen. Letztlich muss für eine vorzeichenkonsistente Berechnung das Vorzeichen gedreht werden (*Unary Minus*).

Der in Abbildung 5-14 erkennbare untere Zweig mit der Eingangsgröße *Zugkraft_[N]* stellt die Ermittlung der Kraft dar, die aus der Zugkraft resultiert und als äußere Erregung auf das Viertelfahrzeugmodell wirkt. Zu diesem Zweck wird um dem Reifenaufstandspunkt des hinteren Reifens ein Momentengleichgewicht gebildet.

$$F_{Zug} * s_{Fessel_Höhe} = F_{Nicken_Zug} * s_{Radstand} \quad (5-20)$$

- F_{Zug} Aus der Zugkraft resultierende Fesselungskraft in [N]
horizontaler Richtung.
- $s_{Fessel_Höhe}$ Strecke in vertikaler Richtung zwischen [m]
Radaufstandspunkt und fahrzeugseitigem Fesselungspunkt.
- F_{Nicken_Zug} Kraft die infolge von F_{Zug} als Erregung auf das Modell [N]
wirkt.
- $s_{Radstand}$ Strecke in horizontaler Richtung zwischen [m]
Radaufstandspunkt des vorderen – und des hinteren Rads.

An den antreibenden Achsen weisen Fahrzeuge in der Regel einen konstruktiven Anfahrnickausgleich auf. Im Simulinkmodell lässt sich dieser Ausgleich, der im Allgemeinen in Prozent angegeben wird, ebenfalls berücksichtigen (*ANA_%*). Der Nickausgleich resultiert aus der Zugkraft (F_{Zug}) in longitudinaler Richtung sowie der Geometrie der Fahrzeugaufhängung. Er beeinflusst den Nickwinkel bzw. die Höhe des fahrzeugseitigen Fesselungspunktes und damit die Fesselungsgeometrie bzw. Fesselungskräfte. Es sei betont, dass der Nickausgleich keinen Einfluss auf die dynamischen Radlastschwankungen zwischen Vorder- und Hinterachse nimmt. Die Kraft F_{Nicken_Zug} muss zu gleichen Teilen auf das rechte – sowie linke Rad aufgeteilt werden (*Gain*). Die Addition der Kräfte $F_{Nicken_Fesselung}$ und F_{Nicken_Zug} liefert die gesamte auf das Viertelfahrzeugmodell bzw. den Dreimassenschwinger wirkende Erregerkraft (F_{Nicken}). Letzlich wurde im Simulinkmodell die Möglichkeit geschaffen eine mögliche Federübersetzung zu berücksichtigen (*Federuebersetzung*).

Die Aufbaubewegung stellt die Ausgangsgröße des Viertelfahrzeugmodells dar. Hierbei handelt es sich um die Strecke, um die sich der Aufbau in vertikaler Richtung infolge des Nickens im Vergleich zur statischen Ruhelage verschiebt. In der Simulation ergibt sich diese aus der Addition der Variablen s_A , s_R und s_S (vgl. Gleichung 5-18). Abschließend soll betont werden, dass sämtliche, am Beispiel einer angetriebenen Vorderachse vorgestellten, Zusammenhänge in gleicher Form auf die Hinterachse zutreffen. Das Subsystem *Aufbau_Fahrwerk_Hinten* entspricht folglich dem vorgestellten Subsystem *Aufbau_Fahrwerk_Vorn*.

Die berechneten Aufbaubewegungen sowie die Zugkraft bzw. Horizontalkomponente der Fesselungskraft stellen die Eingangsgrößen des Subsystems *Aufbau_Fesselung* dar. Dieses Subsystem modelliert die oben beschriebene Veränderung der Fesselungsgeometrie infolge des Nickens und ermöglicht letztlich die Berechnung der in der Fesselung herrschenden Kraft. Aus der Kenntnis über die Fesselungsgeometrie kann ebenfalls die vertikale Komponente der

Fesselungskraft bestimmt werden. Die Ausgangssituation bzw. die statische Ruhelage wurden so definiert, dass sich die Fesselung in horizontaler Lage befindet. Das heißt, erst mit einer Nickbewegung des Aufbaus ändert sich die Fesselungsgeometrie und die simulierte Fesselungskraft besitzt eine vertikale Komponente. Für die Aufbaubewegung wurden die statische Ruhelage als Nullpunkt, das Ausfedern als positive – sowie das Einfedern als negative Strecke definiert. Zur exakten Beschreibung der Fesselungsgeometrie muss die Strecke s_F bekannt sein, um welche der fahrzeugseitige Fesselungspunkt beim Nicken nach oben bzw. unten wandert. Die Grundlage zur Bestimmung dieser Strecke stellen die bekannten Aufbaubewegungen über der Vorder- sowie Hinterachse dar. Die Aufbaubewegung im fahrzeugseitigen Fesselungspunkt in vertikaler Richtung lässt sich letztlich mit Hilfe des Strahlensatzes berechnen. Der Nickwinkel und damit s_F ergeben sich aus der Kombination der Aufbaubewegung über Vorder- und Hinterachse. Abbildungen 5-15 stellt die Aufbaubewegung schematisch in der Seitenansicht dar. Die gestrichelte horizontale Linie auf der Höhe $z = 0$ deutet die statische Ruhelage des Aufbaus an. Über die diagonal verlaufende Linie wird die Aufbaunickbewegung abgebildet. Innerhalb der Abbildung wird ebenfalls der allgemein gültige Rechenweg zur Bestimmung von s_F angegeben.

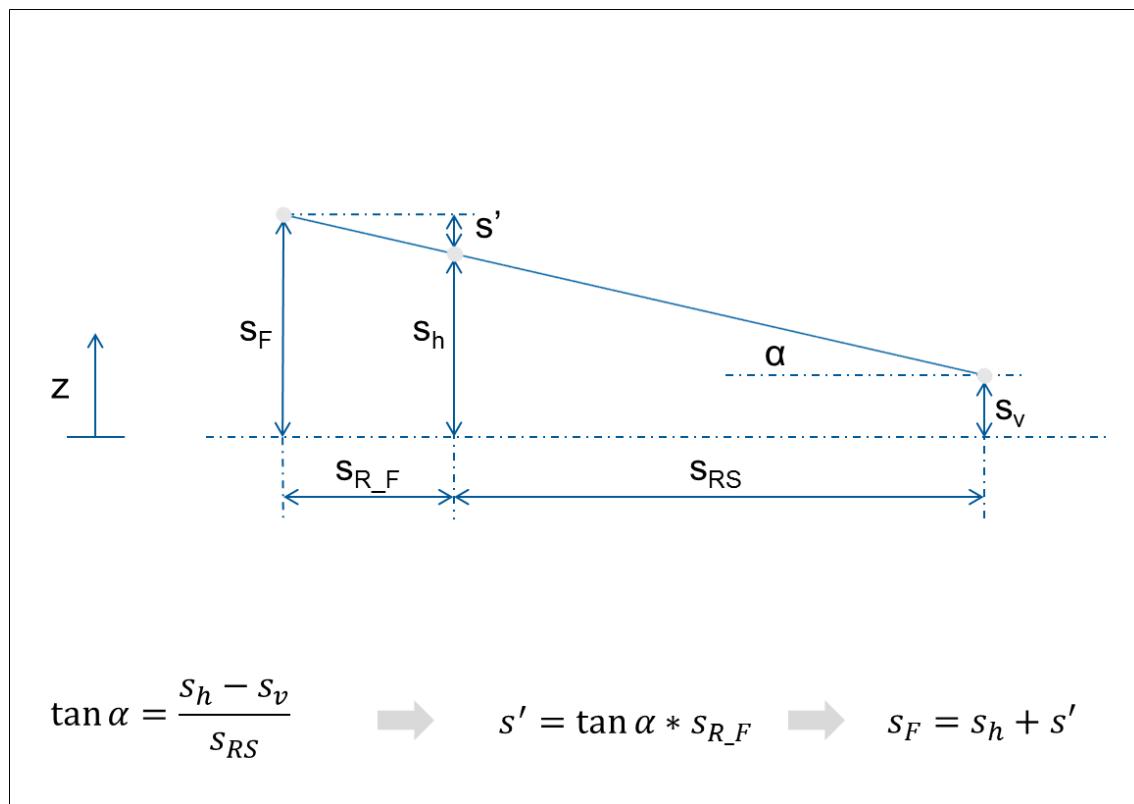


Abbildung 5-15: Schematische Darstellung von Aufbaubewegung und Rechenweg zur Bestimmung der Fesselungshöhe

Das Nicken resultiert in der Modellierung aus der Zugkraft am Rad. In der Regel führt der Zugbetrieb bzw. positive Zugkraft zu einem Einfedern der Hinterachse und einem Ausfedern der Vorderachse. Beim Schubbetrieb bzw. bei negativen Zugkräften federt die Hinterachse aus und die Vorderachse ein.¹⁹ Zur Plausibilitätskontrolle der im Modell simulierten Aufbaubewegungen an der Vorder- sowie der Hinterachse wurde ein Algorithmus abgeleitet, auf dessen Basis sich für jeden Zeitschritt ein korrektes s_F berechnen lässt. Für den Algorithmus wurden sechs Fälle bzw. Kombinationen identifiziert, die das Ein- und Ausfedern von Vorder- und Hinterachse bezogen auf die statische Ruhelage beschreiben. Die sechs Fälle sind im Anhang A1 inklusive des jeweiligen Rechenwegs zur Bestimmung von s_F dargestellt. Der Algorithmus wurde im Simulinkmodell wie folgt implementiert. Innerhalb des Subsystems *Aufbau_Fesselung* wurde ein *If Block* integriert, mit dessen Hilfe im jeweiligen Zeitschritt die, der Aufbaubewegung entsprechende, Rechenfolge eingeleitet wird. Die Abbildung 5-16 zeigt den Aufbau im Modell sowie die Konfiguration des *If Blocks*. Nachdem innerhalb des *If Blocks* der für einen Zeitschritt gültige Fall der Aufbaubewegung bestimmt wurde, wird eines der *If Action Subsysteme* aktiviert. Die *If Action Subsysteme* beinhalten die verschiedenen im Anhang A1 vorgestellten Rechenfolgen.²⁰ Abschließend werden die Ergebnisse der *If Action Subsysteme* addiert. Wobei lediglich der aktivierte Block eine Strecke s_F übermittelt, die ungleich null ist.

Letztlich ist damit neben der horizontalen Kraftkomponente (*Zugkraft_[N]*) ebenfalls die Strecke s_F bekannt. Unter Kenntnis der Länge des Fesselungsstabes, in dem sich die Kraftmessdose befindet, lassen sich auf Basis einfacher mechanischer Grundlagen die Kraftkomponente in vertikaler Richtung sowie die resultierende Kraft in der Fesselung bestimmen.

¹⁹ Theoretisch kann ein Anfahrnickausgleich konstruiert werden, der das beschriebene Verhalten umkehrt. In diesem Fall überkompensiert der Anfahrnickausgleich an der angetriebenen Achse das Federverhalten, welches aus der dynamischen Radlastverschiebung resultiert.

²⁰ Die *If Action Subsysteme* 1 und 2 beinhalten jeweils einen weiteren *If Block*, da sie die Berechnung für die oben skizzierten Fälle 2 und 3 bzw. 4 und 5 abdecken.

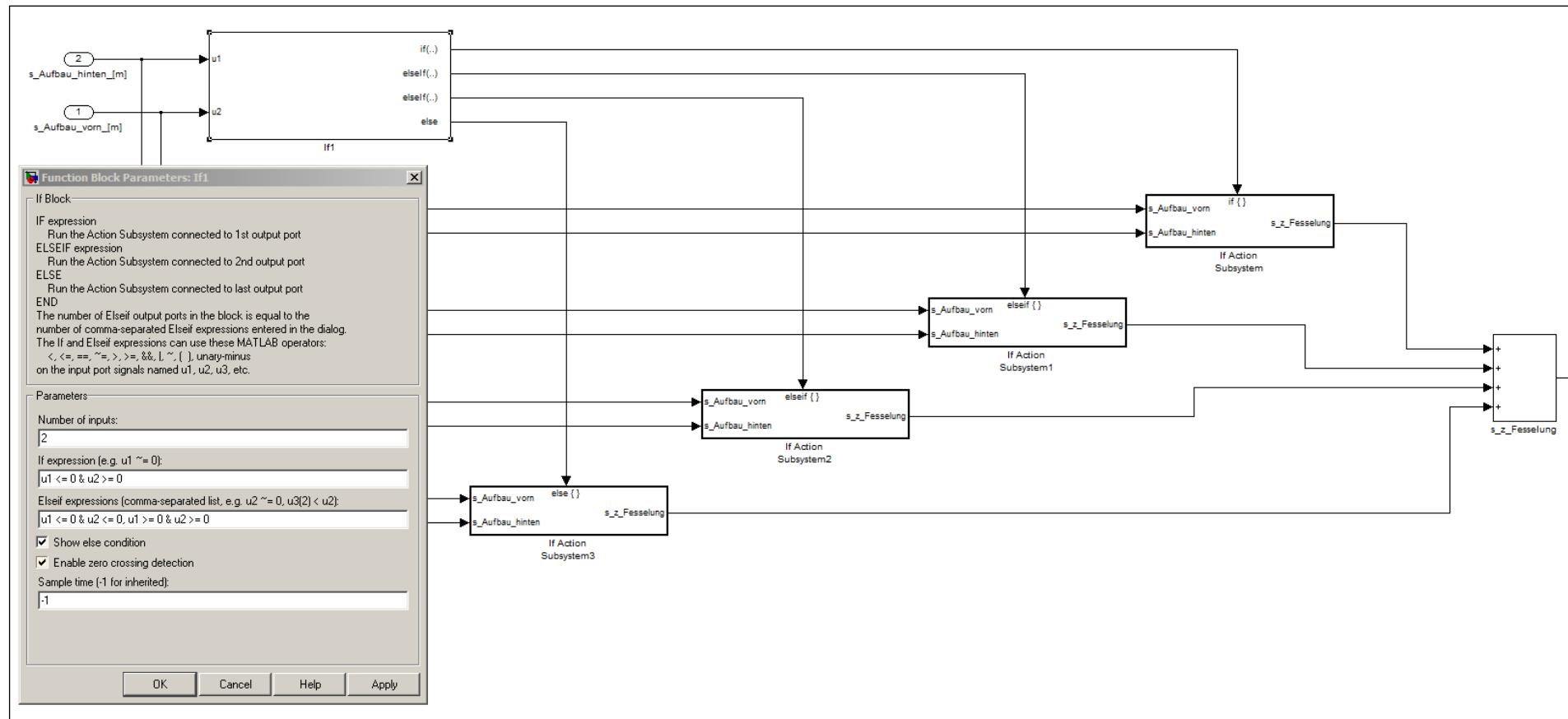


Abbildung 5-16: Bestimmung der Bewegungen des Fesselungspunktes in vertikaler Richtung über Wenn – Dann – Beziehungen in Simulink

- *Fahrzeug_Strasse*

Zur Analyse der mittels Prüfstandsmodell ermittelten Daten, musste ein Referenzsystem (Subsystem *Fahrzeug_Strasse*), welches das Fahrzeug auf der Straße abbildet, geschaffen werden. Die Grundlage bildet ein Zweimassenschwinger (vgl. Abbildung 5-17).

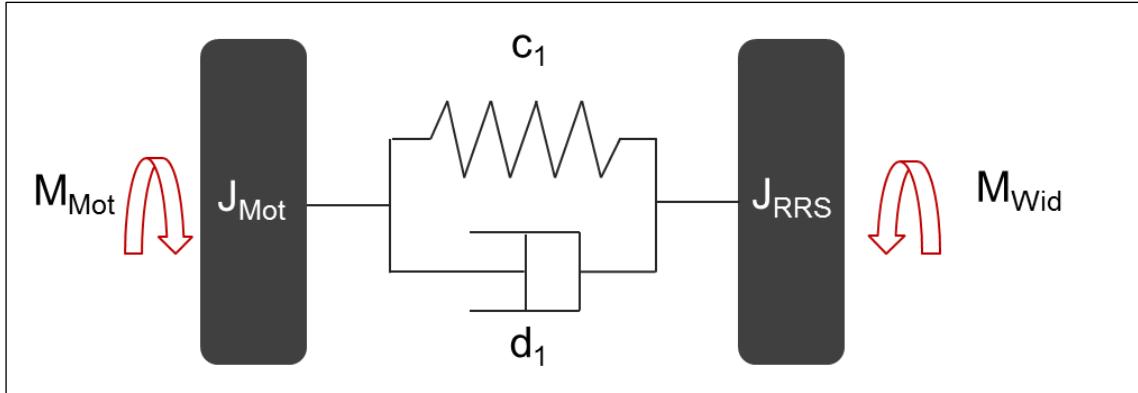


Abbildung 5-17: Referenzmodell der Straßenfahrt als rotatorischer Zweimassenschwinger

Das Antreibende Moment M_{Mot} , das Massenträgheitsmoment J_{Mot} , die Steifigkeit c_1 sowie die Dämpfung d_1 entsprechen den Parametern des zuvor vorgestellten Dreimassenschwingers, der den Rollenprüfstandsaufbau simuliert. Im Vergleich zum Dreimassenschwinger musste für die Modellierung der Straßenfahrt die Abtriebsseite neu gestaltet werden. Das Massenträgheitsmoment J_{RRS} bündelt neben den Massenträgheitsmomenten des Getriebeausgangs, des Achs- und Ausgleichsgetriebes, der Antriebs- und Gelenkwellen, des Rads und des Reifens auch die translatorische Massenträgheit des Fahrzeugs (die Fahrzeugmasse). Bei der Modellierung der Straßenfahrt darf die Massenträgheit der Fahrzeugmasse nicht über eine Belastungsmaschine mit Verzögerung eingespeist werden; sie muss in ein äquivalentes Massenträgheitsmoment, welches der Radmasse zugerechnet wird, umgerechnet werden. Folglich muss ebenfalls das, von außen auf das System wirkende, Widerstandsmoment modifiziert werden. Es setzt sich lediglich noch aus dem Luft- sowie dem Rollwiderstand zusammen. Beide Momente werden direkt ohne Verzögerung in das System eingespeist. Abschließend wird der Vollständigkeit halber mit Gleichung 5-21 die mathematische Darstellung des Zweimassenschwingers, der die Basis des Subsystems *Fahrzeug_Strasse* bildet, aufgeführt. (5-21)

$$\begin{vmatrix} J_{Mot} & 0 \\ 0 & J_{RRS} \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \varphi_{Mot} \\ \varphi_{RRS} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} d_1 & -d_1 \\ -d_1 & d_1 \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_{Mot} \\ \dot{\varphi}_{RRS} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 \end{vmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_{Mot} \\ \ddot{\varphi}_{RRS} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{Mot} \\ M_{Wid} \end{pmatrix}$$

- *Parametrierung des Modells*

Neben der Parametrierung des weiter oben beschriebenen Motorkennfelds und der Pedalspur müssen sämtliche Eigenschaften des virtuellen Fahrzeugs sowie des virtuellen Prüfstands parametriert werden. Zu denken sei an die Steifigkeiten und Dämpfungen sowie die Abmessungen (Radstand, Fesselungshöhe etc.) und Massen (ungefederte Masse, gesamte Fahrzeugmasse etc.). Mit dem Ziel das Modell flexibel zu gestalten, wurde zur Parametrierung ein m file geschrieben. Innerhalb dieser Datei sind alle für die Simulation notwendigen Parameter hinterlegt und können anwenderfreundlich variiert sowie in das Modell geladen werden. Die Analyse des Einflusses unterschiedlicher Wellensteifigkeiten oder Fesselungshöhen auf die gemessene Längsbeschleunigung lässt sich somit jederzeit realisieren.

5.2.3 Modellbasierte Simulation des Fahrmanövers Tip In

Auf Basis des Tip Ins werden im Folgenden zum einen Daten zur Validierung des Modells ermittelt und zum anderen die Auswirkungen der Variation ausgewählter Parameter auf die gemessene Längsdynamik analysiert. Bei den Parametern handelt es sich um die Höhe des fahrzeugseitigen Fesselungspunktes sowie die Regeldauer. Neben der Ermittlung der Ergebnisse werden diese ebenfalls auf Plausibilität geprüft. Eine ganzheitliche Bewertung der Güte des Modells erfolgt in Kapitel 5.2.4.

- *Validierung des Modells*

Die zur Simulation benötigten Fahrzeug- sowie Prüfstandsparameter wurden über das m file, welches im Anhang A2 zu finden ist, geladen. Die gewählten Fahrzeugparameter entsprechen einem Kraftfahrzeug der unteren Mittelklasse mit Frontantrieb. Die benötigten Parameter zur Simulation des Rollenprüfstands wurden von einem Prüfstand der Konfiguration 2 x 1 abgeleitet.²¹ Folglich wurde virtuell eine klassische Prüfsituation erzeugt. Die Abbildung 5-18 zeigt den für diese Situation berechneten Verlauf der modellierten Motordrehzahlen. Es ist erkennbar, dass die Drehzahlen des Prüfstandsmodells annähernd deckungsgleich mit den Drehzahlen des Modells der Straßenfahrt verlaufen. Die weitere Vergrößerung des Diagramms (vgl. Abbildung 5-19) zeigt schließlich, dass die Drehzahlen auf dem Prüfstand während der Beschleunigungsphase zu jedem Zeitpunkt oberhalb der Drehzahlen der Straßenfahrt liegen. Zurückzuführen ist dies auf den Einfluss der eingeführten Regelzeit, die den Zeitraum zwischen

²¹ Es muss betont werden, dass Rollenprüfstände in ihrer Konfiguration sehr unterschiedlich aufgebaut sind. Das heißt, die Wahl der Parameter ist in jedem Fall abhängig vom untersuchten Prüfstand. Die Parameter lassen sich in aller Regel nicht übertragen.

Messen und Steuern abbilden soll. An dieser Stelle wurden 0,025 Sekunden gewählt. Moderne Prüfstände erreichen Werte von bis zu 0,006 Sekunden. Abbildung 5-20 zeigt die Pedalspur, die Entwicklung der Fahrzeugbeschleunigung sowie die Entwicklung der Motordrehzahl für einen auf dem Prüfstand durchgeführten Testlauf. Bei dem Prüfling handelte es sich um das Fahrzeug, das zur Ableitung der Parameter diente, die innerhalb der Simulinksimulation verwendet wurden. Auf dem Prüfstand wurden im Vergleich zur Simulation sowohl beim Tip In als auch beim Tip Out Überschwinger identifiziert, die auf die Loose im Antriebstrang aber vor allem auch auf das Motorlager zurückgeführt werden. Die Loose sowie das Motorlager wurden in der vorliegenden Simulation nicht berücksichtigt.

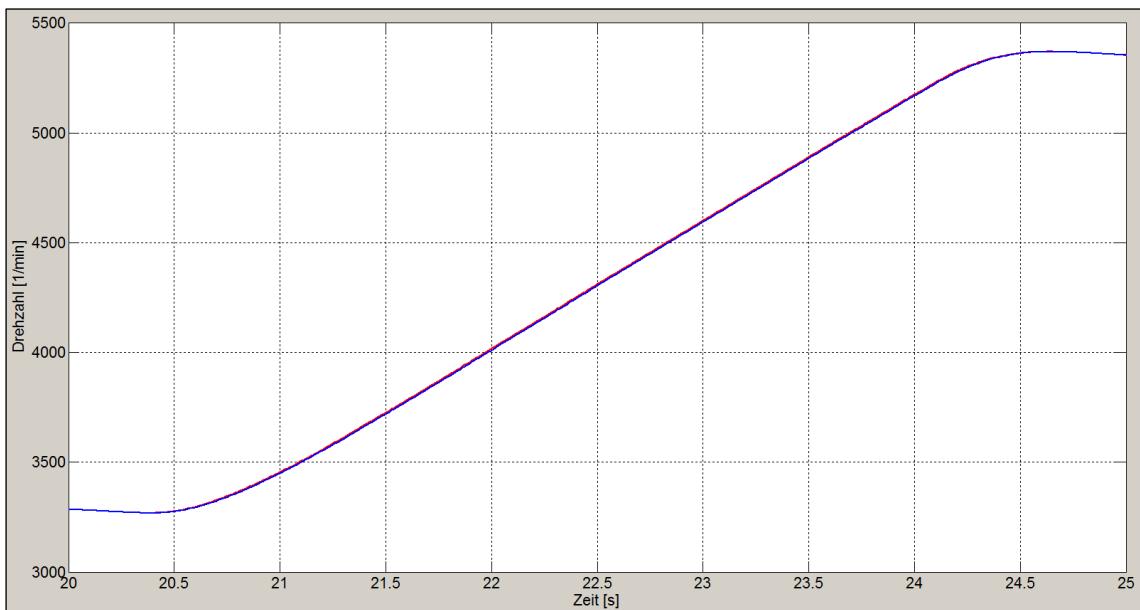


Abbildung 5-18: Vergleich der simulierten Motordrehzahlen (Prüfstand vs. Straßenfahrt)

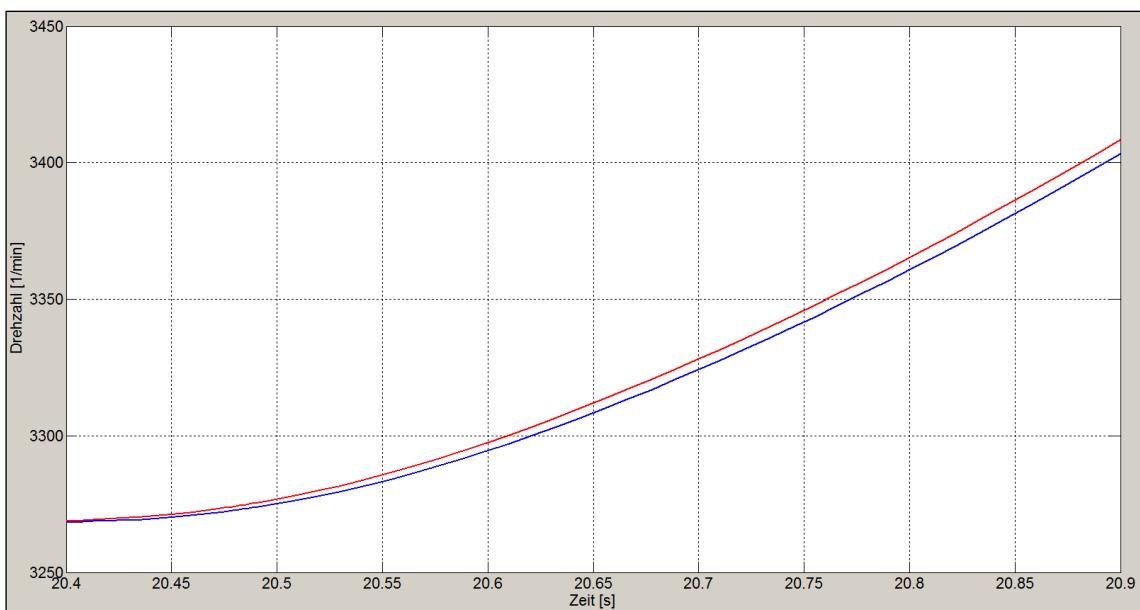


Abbildung 5-19: Vergrößerte Darstellung des Vergleichs der simulierten Motordrehzahlen (Prüfstand vs. Straßenfahrt)

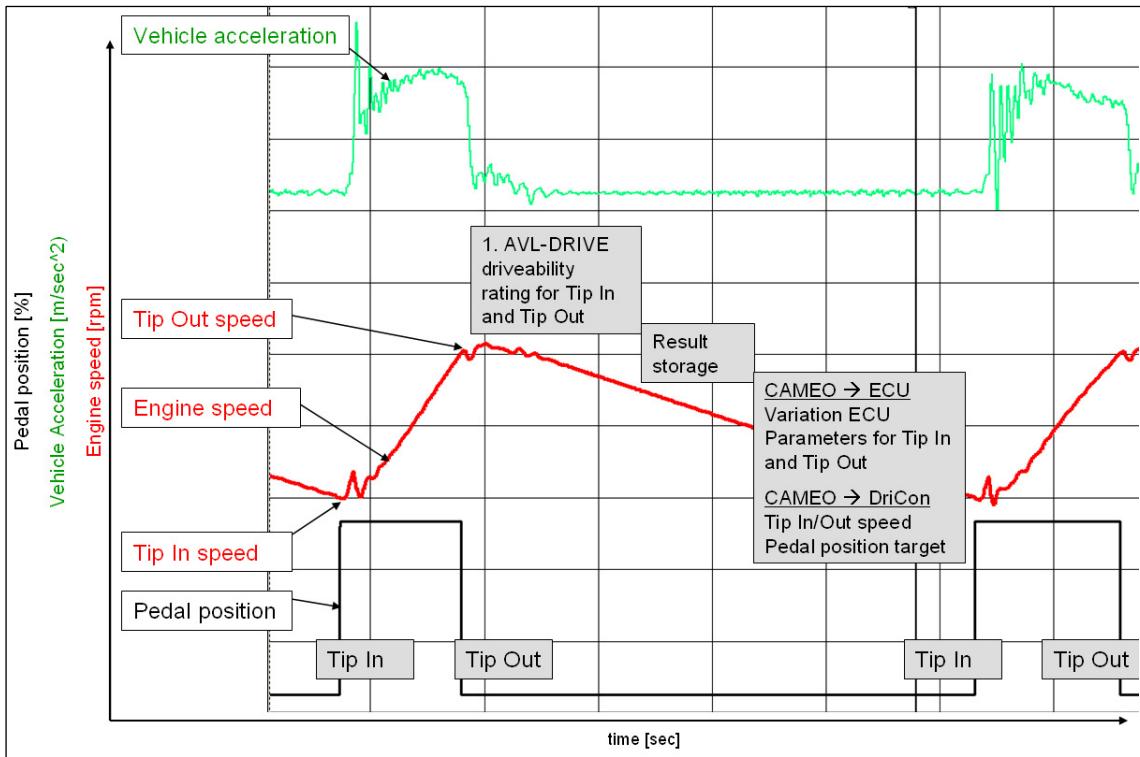


Abbildung 5-20: Versuchsergebnisse eines Tip Ins / Tip Outs auf dem Rollenprüfstand

Die modellierten Verläufe der Beschleunigung werden in Abbildung 5-21 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Beschleunigung der Straßenfahrt (wie die obigen Drehzahlkurven) stetig ohne erkennbare Schwingungen ansteigt. Im Vergleich dazu zeigt sich die Kurve der für das Modell des Rollenprüfstands berechneten Fahrzeugbeschleunigungen unharmonisch. Die hochdynamischen bzw. hochfrequenten Schwankungen spiegeln den Einfluss der Fahrzeugfesselung wider. Im Vergleich zum Modell ohne Fesselung ergibt sich in longitudinaler Richtung eine Rückkopplung der Zugkraft, die sich in dem hochfrequenten Ruckeln des Fahrzeugaufbaus widerspiegelt. Ein Vergleich der simulierten Beschleunigungen mit den auf dem Prüfstand gemessenen Beschleunigungen (vgl. Abbildung 5-20) zeigt ein ähnliches Bild wie der Vergleich der Motordrehzahlen. Auf dem Prüfstand wurde über die Kraftmessdose ein Überschwingen gemessen. Außerdem lässt sich hier ein ausgeprägtes Einschwingen erkennen. Ursächlich für die unterschiedlichen Verläufe sind neben den angesprochenen Vereinfachungen innerhalb der Antriebstrangsimulation auch die nicht berücksichtigten Steifigkeiten zwischen Fahrbahn und Reifen sowie zwischen Fahrwerk und Fahrzeugaufbau in Längsrichtung.

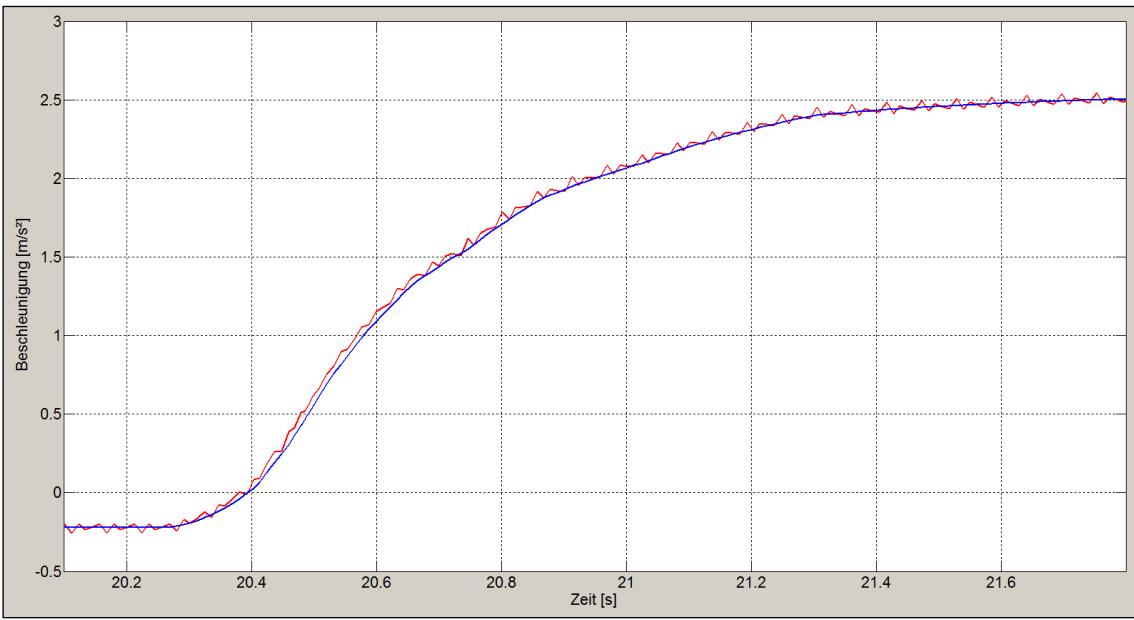


Abbildung 5-21: Vergleich der simulierten Beschleunigungen Prüfstand vs Straße

Die modellierte Bewegung des fahrzeugseitigen Fesselungspunktes in vertikaler Richtung (Nicken) während des Tip Ins sowie des Tip Outs zeigt Abbildung 5-22. Für den Tip In wird ein Einfedern des Aufbaus um ca. 1,2 cm berechnet. Weiter prognostiziert die Simulation ein ausgeprägtes vertikales Einschwingen. Insgesamt ergibt sich an dieser Stelle ein sehr plausibler Verlauf für das Nicken. Erreicht wurde dieser plausible Verlauf infolge der hohen Detailgüte des Viertelfahrzeugmodells. Gleichzeitig bestätigt der gezeigte Verlauf die Vermutung, dass mit einer Berücksichtigung der Steifigkeiten in Längsrichtung der simulierte bzw. berechnete Verlauf der Beschleunigung dem auf dem Prüfstand gemessenen Verlauf qualitativ besser entsprechen würde.

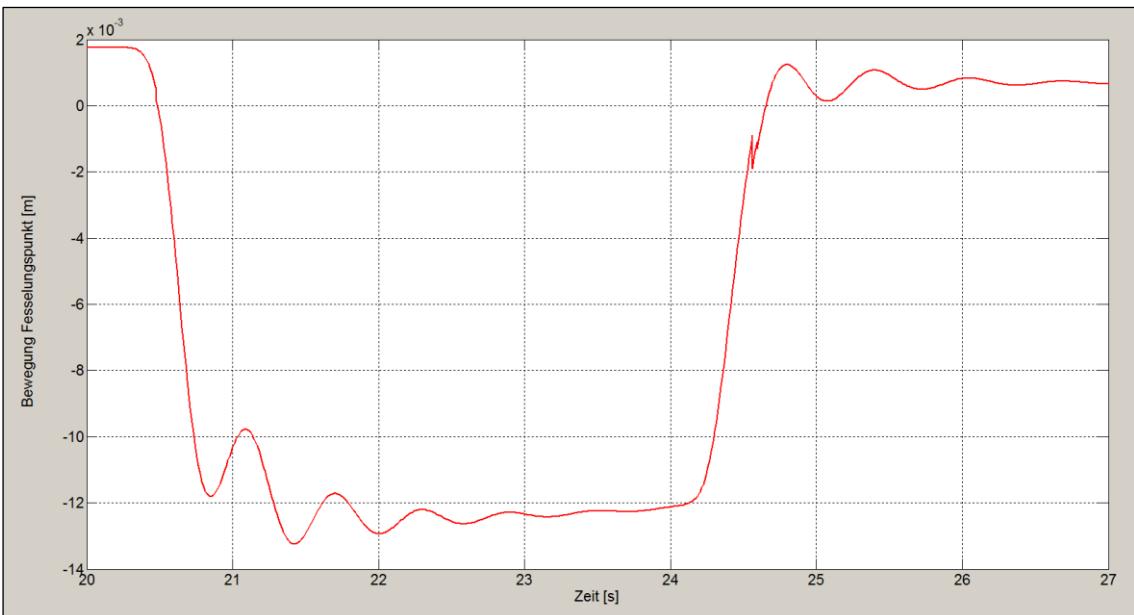


Abbildung 5-22: Bewegungen des fahrzeugseitigen Fesselungspunktes (Tip In / Tip Out)

- *Parametervariation Fesselungshöhe*

Im Folgenden soll der Einfluss der Fesselungshöhe auf die gemessene Längsbeschleunigung betrachtet werden. Die bisher vorgestellten Ergebnisse basieren auf der Wahl einer Fesselungshöhe von 40 cm über der Fahrbahn. Abbildung 5-23 zeigt zur besseren Visualisierung den Verlauf der Beschleunigung für eine utopische Fesselungshöhe von 4 m. Während das Fahrzeug stark beschleunigt bzw. sein Motor ein großes Moment liefert, verläuft die Kurve der Beschleunigung deutlich über der Kurve der Straßenfahrt. Der Anstieg der Fesselungshöhe führt zu einem stärkeren Nicken (Anstieg des abzustützenden Moments und damit höhere Radlastverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachse). Aus dem stärkeren Nicken folgen längere Strecken bezüglich der Bewegung des Fesselungspunktes. Hieraus ergeben sich größere Kraftkomponenten in vertikaler Richtung. Diese begründen eine insgesamt größere resultierende Kraft in der Fesselung. Grundsätzlich zeigen die Ergebnisse, dass die gewählte Höhe des Fesselungspunkts einen Einfluss auf die Messung nimmt. Allerdings zeigt sich auch, dass die zehnfache Fesselungshöhe die gemessenen Beschleunigungen lediglich um ca. 0,15 m/s² ansteigen lässt.

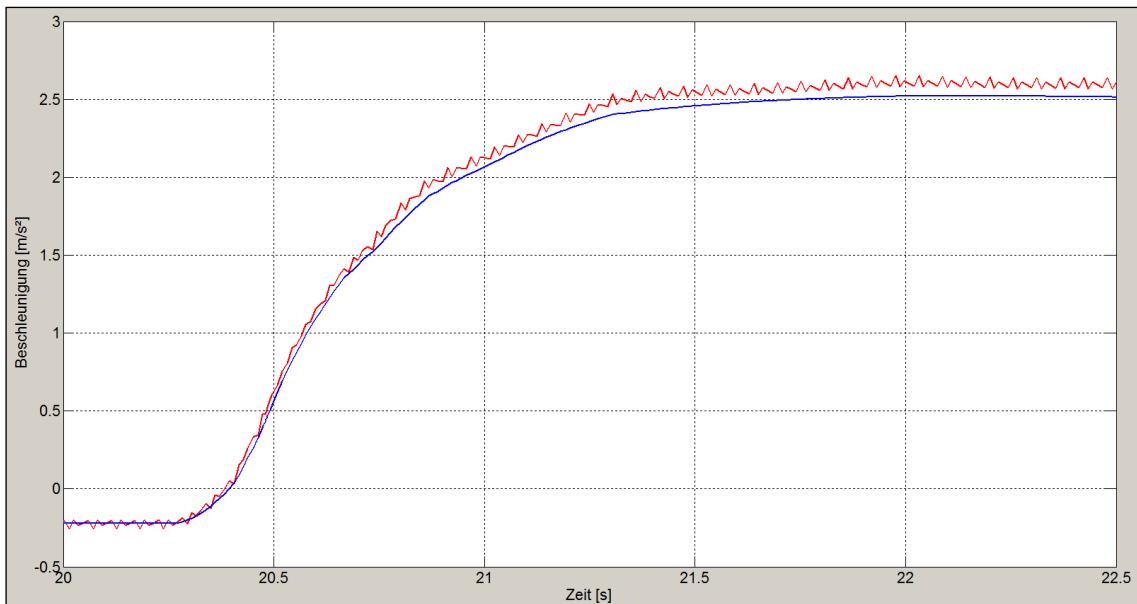


Abbildung 5-23: Einfluss der Fesselungshöhe auf die Längsbeschleunigung

- *Parametervariation Regeldauer*

Als Regelzeit wurde der Zeitraum zwischen dem Messen und der Einleitung der, sich aus den Messgrößen ergebenen, Widerstandsmomente durch die Belastungsmaschine in das System bezeichnet. In der Regel weisen Prüfstände eine Regelzeit von 0,006 bis 0,025 Sekunden auf.

Die bisher ermittelten Werte für die simulierte Längsbeschleunigung basieren auf einer Regelzeit von 0,025 Sekunden. Abbildung 5-24 gibt den Verlauf der Längsbeschleunigung bei einer Verzehnfachung der Regelzeit an. Es wird deutlich, dass innerhalb der hochdynamischen Bereiche zu viel Zeit vergeht bis die Belastungsmaschine die notwendige Erhöhung der Widerstandsmomente vollzieht. Konkret betrifft dies die Erhöhung der zu simulierenden Massenträgheit. Es zeigt sich auch, dass die, in der Praxis anzutreffenden, Regelzeiten bezüglich des Fahrmanövers Tip In zu Messergebnissen hinreichender Güte führen.

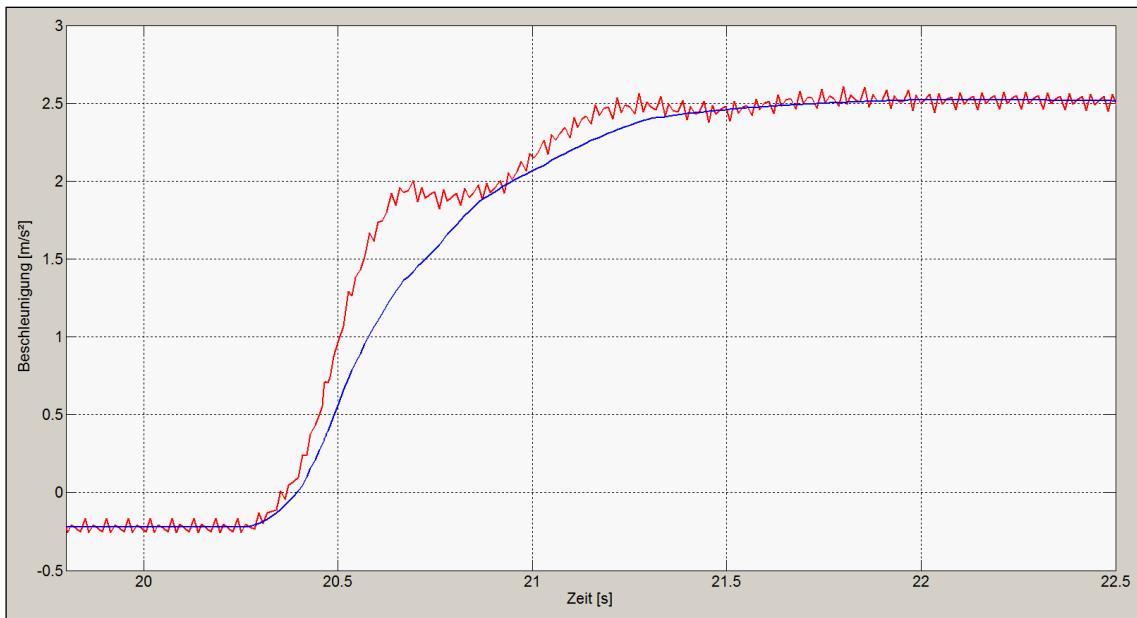


Abbildung 5-24: Einfluss der Regelzeit auf die Längsbeschleunigung

5.2.4 Bewertung des Simulinkmodells

Mit dem auf MATLAB / Simulink basierenden Modell konnte der Einfluss der Regelzeit sowie der Fesselungsgeometrie auf die, auf Prüfständen ermittelte, Längsbeschleunigung analysiert werden. Die obigen Ausführungen zeigten aber, dass die umfangreiche Vereinfachung des Antriebstrangs sowie der Verzicht auf die Berücksichtigung der Steifigkeiten in Längsrichtung zu einem Beschleunigungssignal führen, welches in seinem qualitativen Verlauf im Detail nicht mit dem, auf Prüfständen ermittelten, Verlauf übereinstimmt. Speziell im hochdynamischen Bereich des Beschleunigungsaufbaus können die Einflüsse der Loose oder des Motorlagers nicht abgebildet werden. Aus diesem Grund wurde auf die Analyse einer Variation der Wellensteifigkeit des Prüfstands verzichtet. Das in Kapitel 5.3.6 vorgestellte Modell liefert für Untersuchungen dieser Art bessere Voraussetzungen.

5.3 Detaillierte Modelle auf AVL Software basierend

Im Folgenden werden zwei Modelle vorgestellt, die jeweils auf bestehender AVL Software basieren. Innerhalb der Software wurden zum einen eine virtuelle Fahrzeugfesselung und zum anderen ein virtueller physikalischer Rollenprüfstand eingefügt. Ziel ist es die Güte der Fahrzeugsimulation der bestehenden Software zu nutzen, um im Vergleich zum MATLAB / Simulinkmodell Beschleunigungen simulieren zu können, die den, im realen Prüffeld gemessenen, Beschleunigungen im Detail näher kommen.

5.3.1 AVL-VSM

AVL Vehicle Simulation Model (VSM) ist eine Software, die zur Simulation des Fahrverhaltens entwickelt wurde. Vertikal-, Längs- und Querdynamik eines Fahrzeugs können modelliert werden. Die, das Fahrverhalten determinierenden, fahrzeugspezifischen Parameter lassen sich über Eingabemasken in die Simulation laden. Hierbei besitzt das VSM eine ausgeprägte Detailliertheit. Neben der Charakterisierung der exakten Fahrzeugmasse sowie Massenverteilung können unter anderem Kennlinien der Federsteifigkeiten und der Dämpfung hinterlegt werden. Weiter lässt sich die Fahrwerksgeometrie (Sturz, Spur etc.) abbilden. Die dem Fahrzeug entgegenwirkenden Fahrwiderstände lassen sich entweder über ein Polynom 2. Grades oder auf Basis der in Kapitel 4.3 vorgestellten Fahrwiderstandsgleichungen darstellen. Geschrieben wurde das Programm in C++. Eine Darstellung der Struktur des Quellcodes existiert in Simulink. Die folgende Erweiterung des VSM erfolgte in der Simulinkumgebung. Der Zugriff auf den Quellcode wurde aus Gründen der Geheimhaltung nicht gestattet.

5.3.2 Beschreibung des Fesselungsmodells

Die Simulation der Fahrzeugfesselung erfolgt innerhalb der vorliegenden Untersuchung auf Basis des in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Fesselungsmodells (Subsystem *Aufbau_Fesselung*). Die Untersuchungen mittels MATLAB / Simulink - Modell zeigen, dass die Vereinfachungen bezüglich des Antriebstrangs speziell im hochdynamischen Bereich keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Das VSM stellt einen Fahrzeugantriebstrang deutlich detaillierter dar, als der im MATLAB / Simulink - Modell zur Simulation gewählte Zweimassenschwinger. Wird mit dem VSM in seiner Grundkonfiguration ein Tip In simuliert, spiegelt sich der detailliertere Aufbau des Antriebstrangs in einem deutlich plausibleren Aufbau der Beschleunigung wider. Mit der Implementierung des Fesselungsmodells in das VSM werden auf Grundlage des realistischer beschriebenen Verhaltens des Fahrzeugantriebstrangs aber auch des Fahrzeugaufbaus (Vertikaldynamik) folgende Ziele verfolgt:

- Validierung des Fesselungsmodells.
- Darstellung eines qualitativen sowie quantitativen Beschleunigungsverlaufs hoher Güte.

Prinzipiell lassen sich im VSM sämtliche Charakteristika des virtuellen Fahrzeugs über Parameter (Fahrzeugmasse, Schwerpunktlage, c_w -Wert etc.) und Kurven (Federsteifigkeit, Dämpfungsverhalten etc.) beschreiben. Darüber hinaus existieren Dateien, die die Parameter existierender Fahrzeuge beinhalten. Für die folgende Untersuchung wurde auf das Modell, dessen Parameter bereits innerhalb der MATLAB / Simulink – Simulation verwendet wurden, zurückgegriffen.

Das VSM berechnet das Fahrzeugverhalten bzw. die Kräfte, die das Verhalten determinieren, auf Basis der ermittelten Raddrehzahlen und Radbeschleunigungen sowie den Massen und Massenträgheiten der einzelnen Fahrzeugkomponenten. Sämtliche am Fahrzeug wirkenden Kräfte werden in äquivalente Kräfte sowie Momente, die im Schwerpunkt angreifen, umgerechnet. Über eine Fesselung des Fahrzeugaufbaus wird der Zugkraft am Rad (Summe aus Antriebskraft und Fahrwiderstandskräften) eine betragsmäßig identische Kraft in der Fesselung gegenübergestellt. Die Summe der Kräfte in Fahrzeuggängsrichtung wird zu null, dies führt innerhalb des VSM zwangsläufig zu einem stehenden Rad. Aus einem stehenden Rad ergeben sich im Vergleich zum nicht gefesselten Modell unter der Vorgabe derselben Lastspur bzw. Fahrpedalstellung aufgrund einer Motordrehzahl von 0 U/min inkorrekte Motorleistungen. Es ist ersichtlich, dass neben einer fehlerhaften Motorleistung aus einer Geschwindigkeit von 0 km/h ebenfalls fehlerhafte Fahrwiderstände berechnet werden. Um das VSM im gefesselten Zustand dennoch mit realistischen Antriebskräften sowie Fahrwiderständen betreiben zu können, wurden drei Modelle entwickelt. Dabei wurde wie folgt vorgegangen. Innerhalb der, aus dem C++ Code abgeleiteten, Simulinkumgebung des VSM wurden sogenannte *To Workspace* Blöcke eingefügt, die die Fahrwiderstände und Antriebskräfte als Arrays im MATLAB Workspace speichern. Weitere Veränderungen wurden in diesem ersten Modell nicht vorgenommen. Neben dem zur Speicherung realistischer Zugkräfte modifizierten VSM, wurde ein zweites Modell entwickelt. Die Basis des zweiten Modells stellt ebenfalls die Simulinkumgebung des VSM dar. Allerdings wurde das VSM an dieser Stelle um eine Fesselung erweitert. Im Kern handelt es sich, wie bereits erwähnt, um das Fesselungsmodell, welches in Kapitel 5.2.2 vorgestellt wurde. Abbildung 5-25 zeigt wie eine Implementierung in die VSM Umgebung ermöglicht wurde. Die Blöcke *From Workspace* liefern die im vorherigen Schritt aufgezeichneten Antriebskräfte sowie Fahrwiderstände. Bei den Antriebskräften handelt es sich um vier Signalspuren. Jede Spur gibt die Antriebskraft eines

Rades wider. Die Antriebskräfte und Fahrwiderstände werden dem VSM zugeführt, damit dieses trotz des gefesselten Zustands mit Kräften ($F_x [N]$) rechnet, die dem Fahrmanöver entsprechen. Außerdem wird die Summe der Antriebskräfte gebildet. Innerhalb des *Subsystems* wird von der Summe der Antriebskräfte (*Antreibende_Kraefte*) die Fahrwiderstandskraft (*Fahrwiderstand*) subtrahiert. Es ergibt sich die Kraft $F_x_{Fesselung} [N]$, welche die Fesselungskraft in horizontaler Richtung darstellt. Das Subsystem *Aufbau_Fesselung* beinhaltet die bekannte Fesselung. Neben der horizontalen Fesselungskraft werden an dieser Stelle die Aufbaubewegungen (s_{vorn} und s_{hinten}) benötigt. Die Strecken, die die Aufbaubewegung beschreiben, können dem VSM direkt entnommen werden. Sie setzen sich aus der Auslenkung von Reifen und Fahrwerk zusammen (*Dynamic Tyre Deflection [mm]* und *Vertical Wheel Travel [mm]*). Nachdem innerhalb des Fesselungsmodells die vertikale Kraftkomponente ($F_z_{in_Fesselun} [N]$) berechnet wurde, werden die Fesselungskräfte aller Koordinatenrichtungen zu einem Vektor zusammengefasst (*Kraefte_am_Fahrzeug*). Der Kraftvektor wird an das VSM übergeben. Innerhalb des VSM greifen die Kraftkomponenten im Fahrzeugschwerpunkt an. Neben dem Kraftvektor wird ein Vektor gebildet, der die Momente um den Fahrzeugschwerpunkt beinhaltet (*M_am_Fahrzeug*), die sich aus den Fesselungskräften ergeben. Zur exakten Berechnung der Fahrzeugaufbaubewegungen und somit zur exakten Berechnung von s_{hinten} sowie s_{vorn} wird der Momentenvektor ebenfalls an das VSM übergeben. Die Beschleunigungen werden letztlich berechnet, indem die berechnete resultierende Kraft in der Fesselung durch die Fahrzeugmasse geteilt wird.

Um die Beschleunigungen im gefesselten Zustand mit Beschleunigungen während eines simulierten Tracktests vergleichen zu können, wurde ein drittes Modell, ein Referenzsystem entwickelt (vgl. Abbildung 5-26). Die Straßenfahrt bzw. der Tracktest wurde bereits bei der Aufzeichnung von Fahrwiderständen und Antriebskräften simuliert. Folglich muss innerhalb des Referenzsystems zur Bestimmung der Längsbeschleunigung lediglich die Summe dieser Kräfte durch die Fahrzeugmasse geteilt werden.

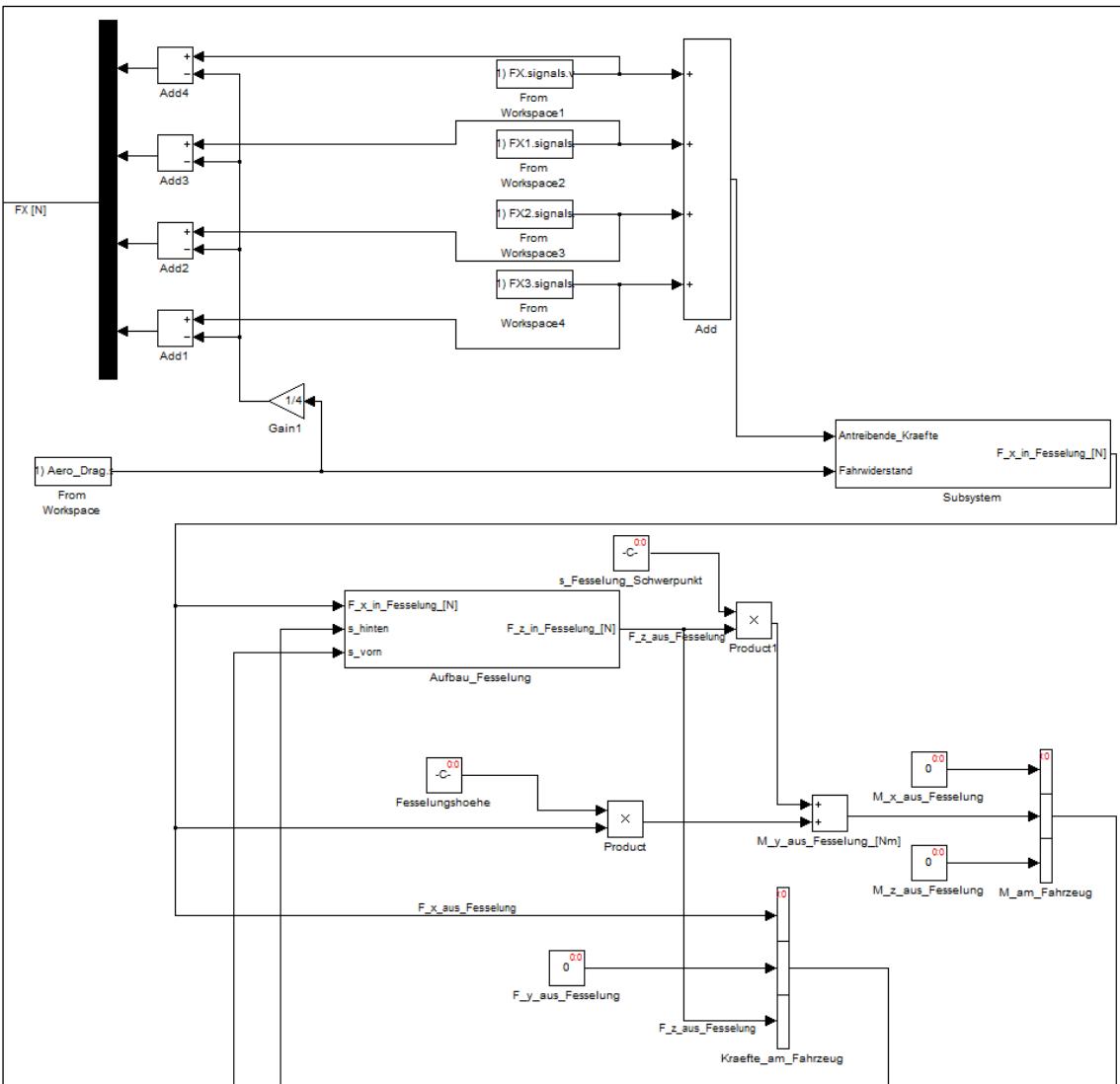


Abbildung 5-25: Implementiertes Fesselungsmodell im VSM

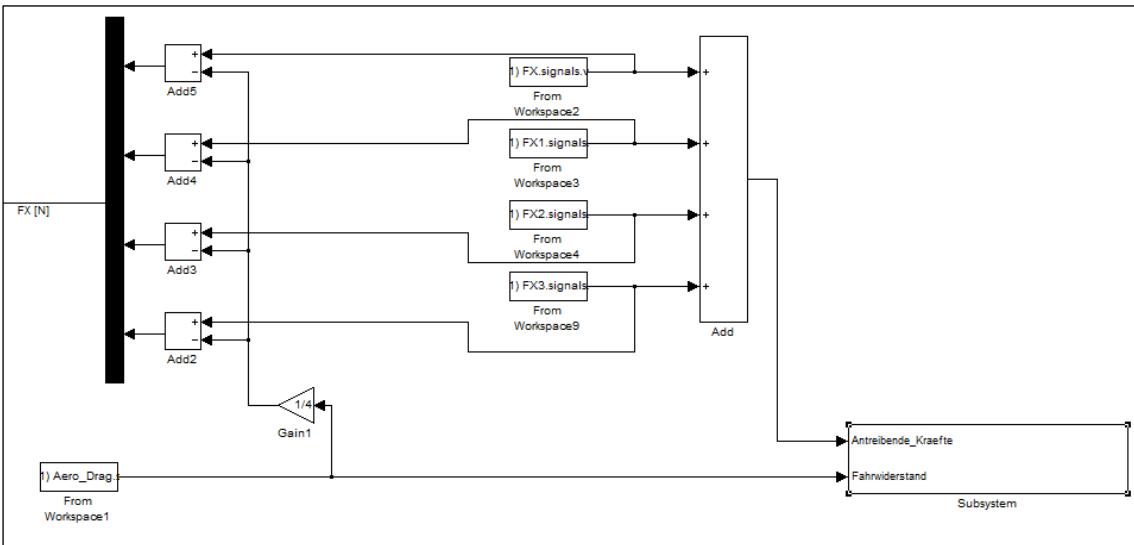


Abbildung 5-26: Implementiertes Referenzmodell (Straßenfahrt) im VSM

5.3.3 Tip In Simulation auf Basis des Fesselungsmodells

Abbildung 5-27 zeigt die Beschleunigung eines Tip Ins sowie eines folgenden Tip Outs für eine simulierte Straßenfahrt. Im Vergleich zum oben vorgestellten MATLAB / Simulink – Modell zeigt sich, dass mit dem VSM das erwartete Überschwingen mit anschließend abklingender Schwingung des Fahrzeugaufbaus in Längsrichtung deutlich besser darstellbar ist.

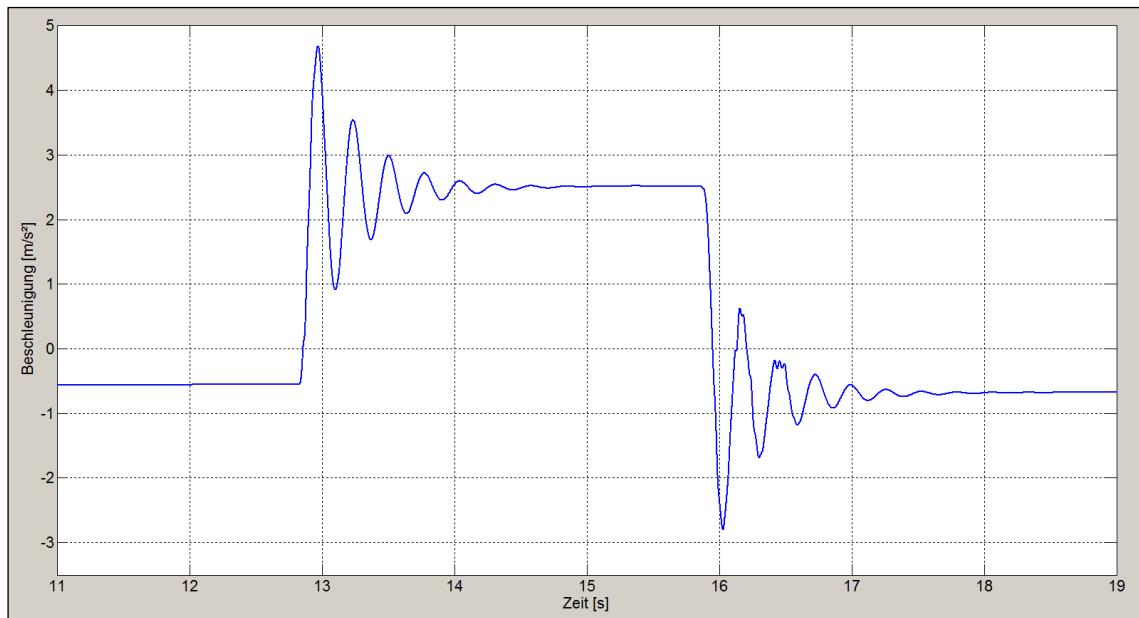


Abbildung 5-27: Längsbeschleunigung Referenzmodell / Straßenfahrt (Tip In / Tip Out; Schwerpunkthöhe 0,56 m)

Für dasselbe Fahrmanöver bzw. dieselben Antriebskräfte und Widerstandskräfte wurde eine Prüfstandsfahrt mit einer Fesselungshöhe von 0,56 m simuliert (vgl. Abbildung 5-28). Die Höhe 0,56 m wurde gewählt, da diese der Schwerpunkthöhe des Fahrzeugmodells entspricht und somit eine bessere Vergleichbarkeit zwischen den Beschleunigungen auf dem Prüfstand und den Beschleunigungen während der Straßenfahrt erreicht werden kann. Es fällt auf, dass sich die Beschleunigungsspuren beider Simulationen qualitativ sehr stark ähneln.

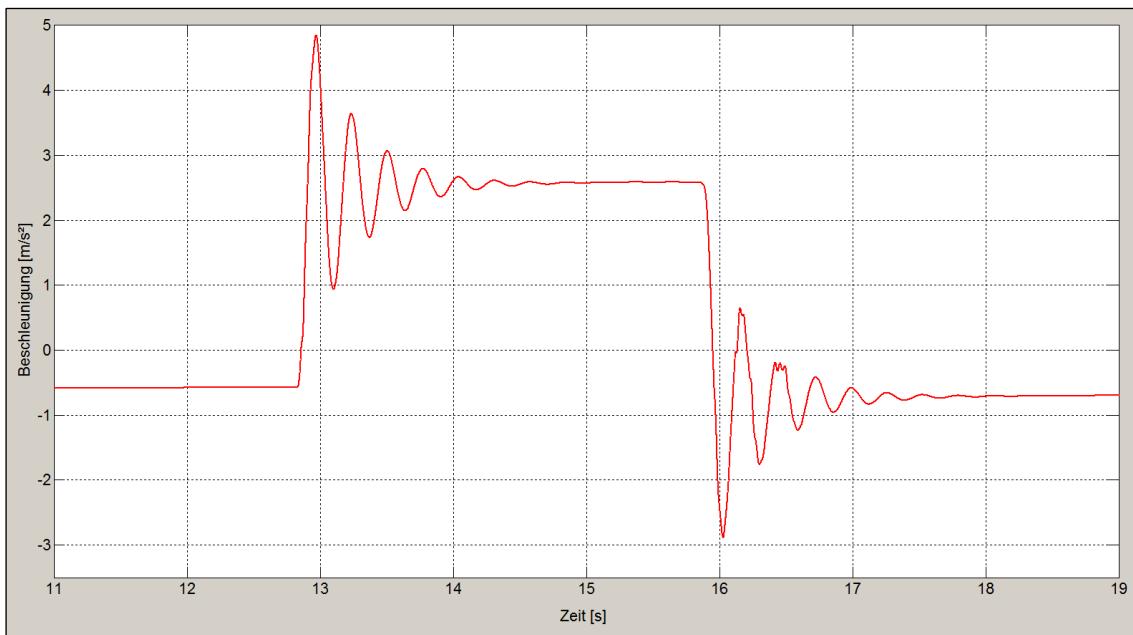


Abbildung 5-28: Längsbeschleunigung mit Fesselung / Prüfstand (Tip In / Tip Out; Fesselungshöhe 0,56 m)

Zur genaueren quantitativen Untersuchungen wurden die Beschleunigungen in Abbildung 5-29 übereinander gelegt (rote Kurve = Prüfstandsfahrt; blaue Kurve = Straßenfahrt). Es zeigt sich, dass unter Last während des Tip Ins die ermittelten Beschleunigungen der Prüfstandsfahrt tendenziell ca. $0,1 \text{ m/s}^2$ über den Werten der Straßensimulation liegen. Hier spiegeln sich die vertikalen Kraftkomponenten wider, die in die resultierende Fesselungskraft eingehen.

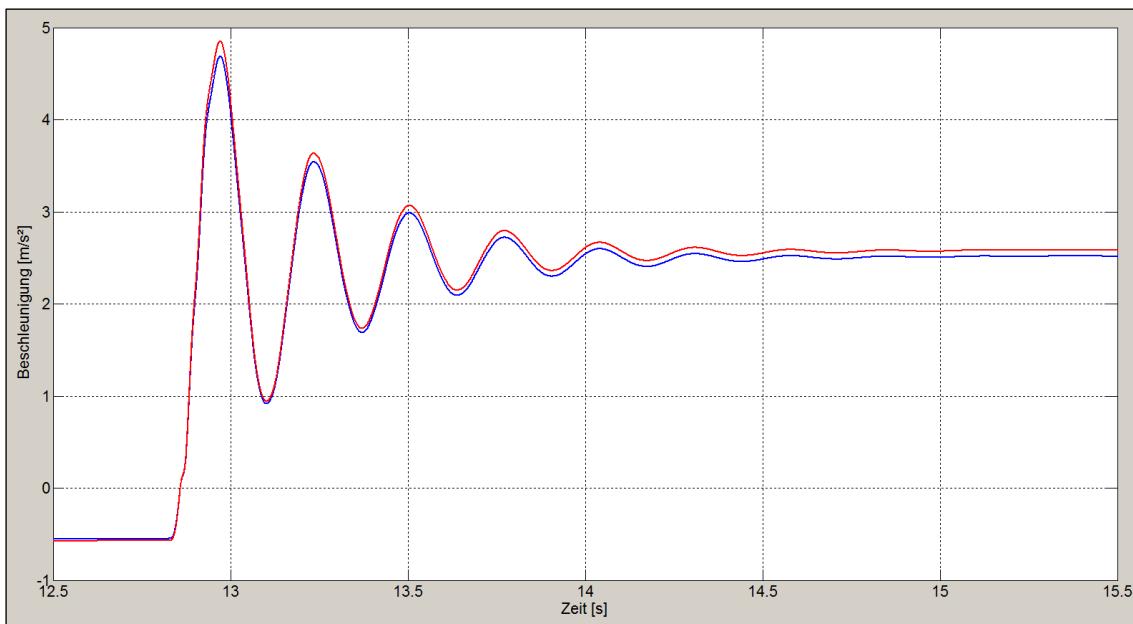


Abbildung 5-29: Vergleich der Längsbeschleunigungen (Tip In; Straßenfahrt vs. Prüfstand)

Zur Analyse des Einflusses der Fesselungsgeometrie wurde die Fesselungshöhe auf 1 m angehoben. Abbildung 5-30 zeigt, dass sich die Beschleunigung qualitativ infolge der Erhöhung

des Fesselungspunktes nicht verändert. Eine größere Fesselungshöhe führt jedoch zu einem größeren Nickmoment, welches innerhalb der Fesselung einen Anstieg der vertikalen Kraftkomponenten determiniert. In Abbildung 5-31 wurden die Beschleunigungen während eines Tip Ins für beide Fesselungshöhen übereinander gelegt (grüne Kurve = Fesselungshöhe 1 m; rote Kurve = Fesselungshöhe 0,56 m). Es wird deutlich, dass neben einem grundsätzlichen Anstieg der, mittels Fesselung gemessenen, Beschleunigungen (im Vergleich zur Straßenfahrt) auch die Fesselungshöhe Einfluss auf die ermittelten Beschleunigungen nimmt.

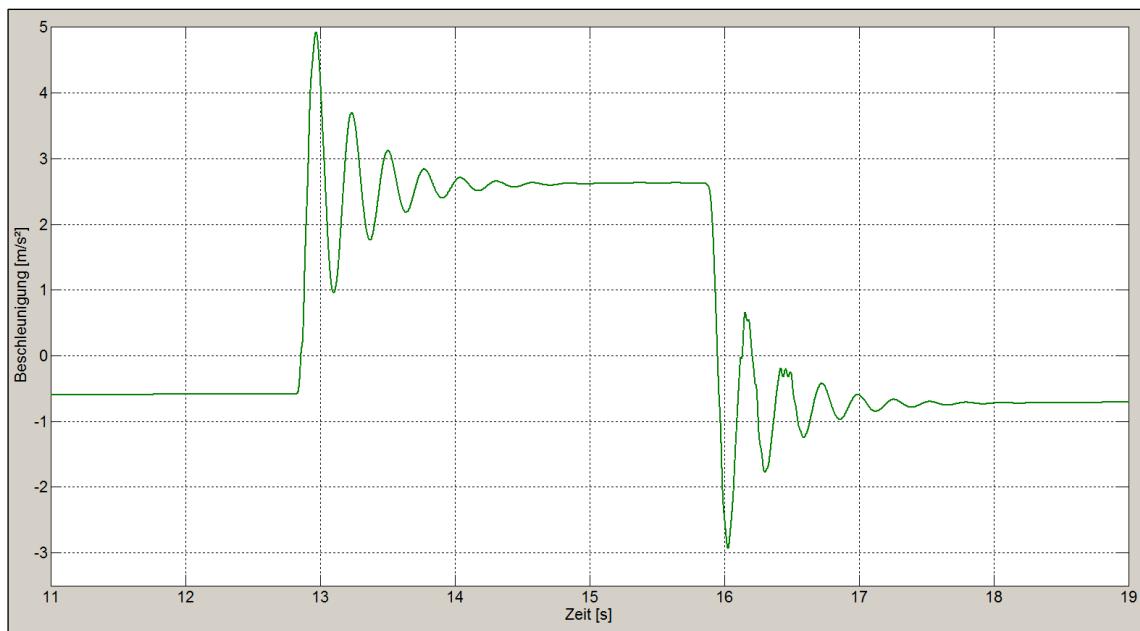


Abbildung 5-30: Längsbeschleunigung mit Fesselung / Prüfstand (Tip In / Tip Out; Fesselungshöhe 1 m)

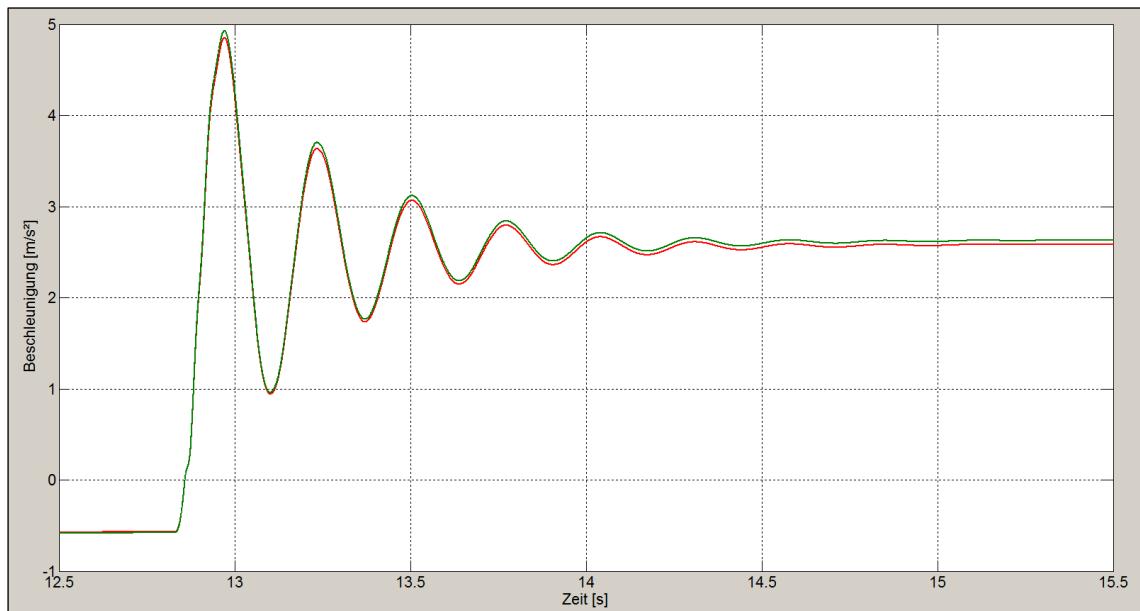


Abbildung 5-31: Vergleich der Längsbeschleunigungen (Tip In; Fesselungshöhe 0,56 vs. Fesselungshöhe 1 m)

5.3.4 Bewertung des Fesselungsmodells am Beispiel Tip In

Das auf dem VSM basierende Modell simuliert qualitativ einen plausiblen und detaillierten Verlauf der Längsbeschleunigung. Validiert wird die Plausibilität des Verlaufs infolge eines Vergleichs mit der Beschleunigungsspur, die auf dem Prüfstand ermittelt wurde (vgl. Abbildung 5-20). Auffällig ist jedoch der im Vergleich zur Prüfstandsmessung harmonischere Schwingungsverlauf der Beschleunigung. Eine weitere Annäherung der simulierten Beschleunigung an das Beschleunigungssignal des Prüfstands ließe sich erzeugen, indem die Steifigkeit der Fesselung sowie die Steifigkeit zwischen ungefederter Masse und Aufbaumasse in longitudinaler Richtung in die Simulation integriert werden würde.

5.3.5 AVL-CRUISE und VSM 4 CRUISE

Die Software CRUISE bietet die Möglichkeit einer detaillierten Darstellung des Fahrzeugantriebstrangs. Innerhalb der Software sind Bausteine einzelner Komponenten, die mögliche Bestandteile eines Antriebstrangs darstellen, hinterlegt. Mittels dieser Bausteine lässt sich ein individueller Antriebstrang designen bzw. virtuell modellieren. Mittels VSM 4 CRUISE ergibt sich die Möglichkeit ein VSM mit einem CRUISE Modell zu kombinieren. VSM 4 CRUISE stellt sozusagen eine Schnittstelle zum VSM dar. Der Vorteil liegt an dieser Stelle in der Verbindung der hohen Simulationsgüte von Antriebstrang (CRUISE) und Fahrzeughodynamik (VSM). Werden beide Modelle Kombiniert muss das in CRUISE integrierte Fahrzeugmodell, welches den Aufbau des Fahrzeugs charakterisiert, deaktiviert werden. An seine Stelle tritt das umfangreichere VSM.

5.3.6 Beschreibung des Prüfstandsmodells

Mit dem Prüfstandsmodell auf Basis von CRUISE und VSM 4 CRUISE wird das Ziel verfolgt den physikalischen Prüfstandsaufbau zu simulieren. Im Fokus der späteren Untersuchung wird der Einfluss unterschiedlicher Wellensteifigkeiten auf die gemessene Längsbeschleunigung liegen. Abbildung 5-32 zeigt das CRUISE Graphical User Interface (GUI) mit gehighlightetem Antriebstrangmodell. Der Aufbau des Antriebstrangs entspricht dem eines klassischen frontgetriebenen Fahrzeugs. Die einzelnen Bausteine (Motor, Kupplung etc.) lassen sich per drag and drop integrieren. Das Verhalten des Antriebstrangs unter Last wird durch die physikalischen Charakteristika der einzelnen Bausteine determiniert. Zu denken sei hier vordergründig an die Massenträgheiten, Steifigkeiten, Dämpfungsmaße und etwaige Übersetzungen. Für jede Komponente existieren Eingabemasken, die eine schnelle Anpassung der physikalischen Eigenschaften ermöglichen. Der Antriebstrang der vorliegenden

Untersuchung wurde dem Antriebstrang des Fahrzeugs nachempfunden, welches bereits die Grundlage der zuvor vorgestellten Modelle bildet.

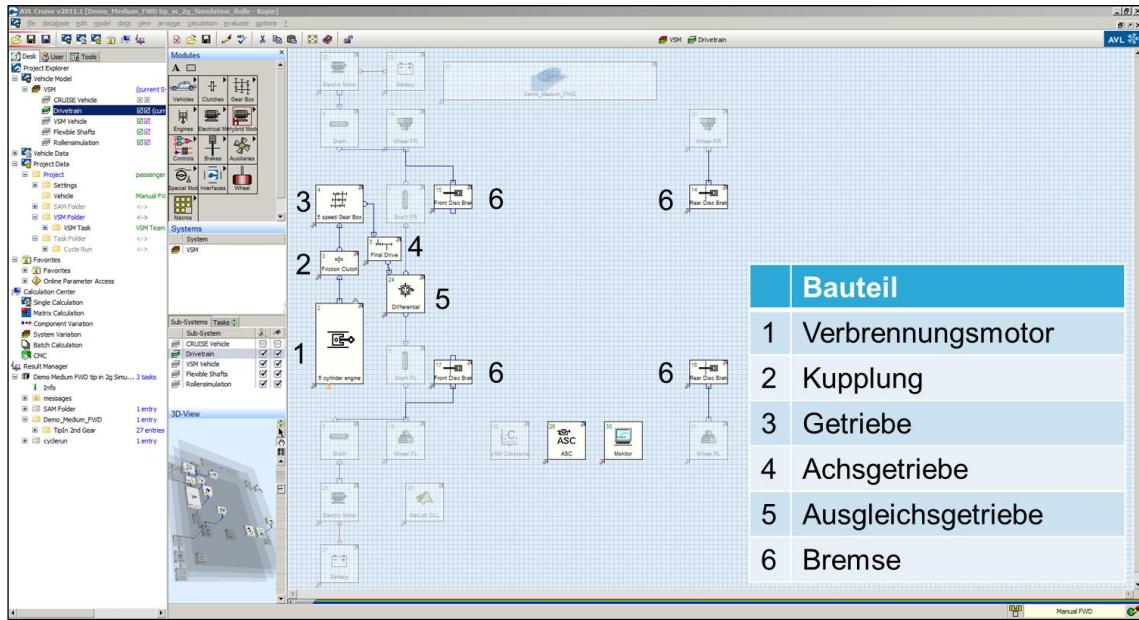


Abbildung 5-32: CRUISE GUI mit Darstellung des Antriebstrangs

Abbildung 5-33 zeigt ebenfalls das CRUISE GUI. An dieser Stelle mit dem aktivierten Modell des integrierten Rollenprüfstands. Dessen Aufbau über die in CRUISE integrierten Bausteine *Electric Motor*, *Shaft* sowie *Battery* erfolgte. Diese Bausteine lassen sich ebenfalls individuell bedaten. Die Belastungsmaschinen (*Electric Motor*) simulieren die Fahrwiderstände. Zu diesem Zweck muss ein Lastsignal für die Belastungsmaschinen erzeugt werden, welches den benötigten Fahrwiderstand bestimmt. CRUISE besitzt eine Schnittstelle zu MATLAB. Innerhalb einer Simulinkumgebung wurde ein Modell zur Simulation der Fahrwiderstände bzw. des Lastsignals entwickelt. Das Modell wurde in ein dll file kompiliert. Die erzeugte dll file wird während der Simulation über den CRUISE Baustein MATLAB DLL, der die Schnittstelle zu MATLAB darstellt, aufgerufen. Der Fahrwiderstand ist abhängig von der Geschwindigkeit sowie der Beschleunigung. Geschwindigkeit und Beschleunigung stellen die Eingangsgrößen des Modells der Fahrwiderstandsbestimmung dar. Innerhalb des hier vorgestellten Modells werden diese den sogenannten Hubs entnommen. Die Hubs stellen ihrerseits die Schnittstelle zum VSM dar (VSM 4 CRUISE). Im Allgemeinen ermöglicht die Schnittstelle zum VSM die Erweiterung der detaillierten Darstellung des Antriebstrangs mittels CRUISE um eine detaillierte Darstellung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Für die Simulation einer Fahrt des Fahrzeugs auf dem Prüfstand müssen die Fahrwiderstände angepasst werden. An dieser Stelle

wurde die VSM Schnittstelle gewählt bzw. das VSM in das Modell integriert, da sie für diese Anpassung gute Voraussetzungen bietet.

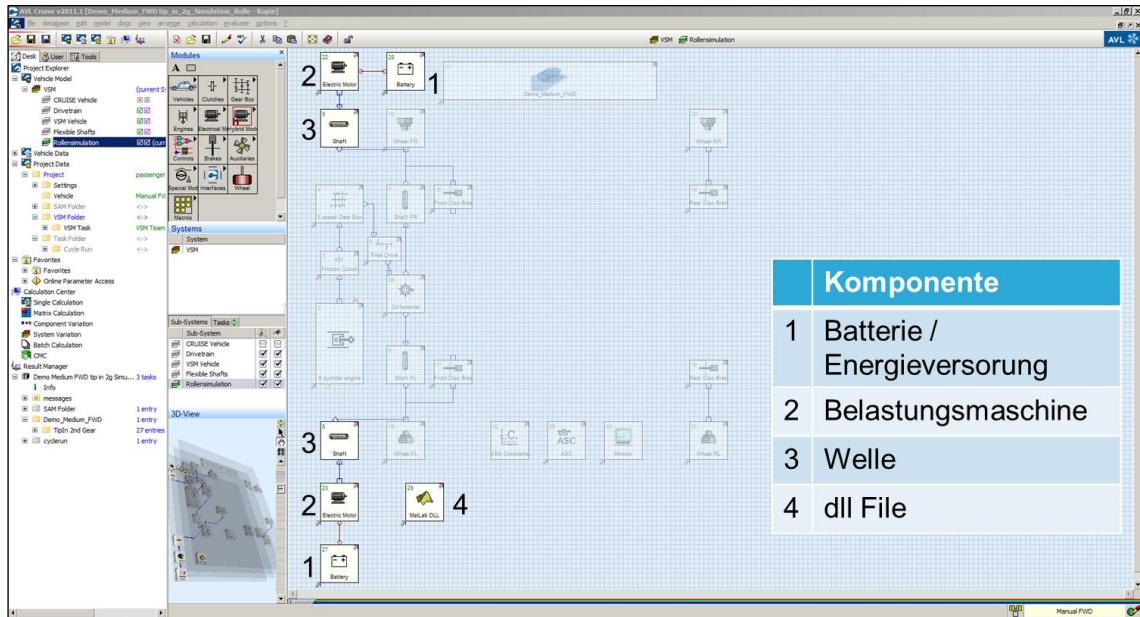


Abbildung 5-33: CRUISE GUI mit Darstellung des Rollenprüfstands

Das Entwicklungsziel von CRUISE bestand darin eine Software zu schaffen, mit der die Modellierung des Antriebstrangs eines fahrenden Fahrzeugs erfolgen kann. Wird CRUISE für die Modellierung eines Prüfstands zweckentfremdet, muss bedacht werden, dass im Vergleich zur realen Prüfstandsumgebung die Masse des Fahrzeugaufbaus (hier vom VSM dargestellt) sowie die Masse des integrierten Prüfstandsaufbaus (*Battery, Electric Motor, Shaft*) in translatorischer Richtung mitbeschleunigt wird. Zur Berücksichtigung der Massenträgheit der Massen des Aufbaus und des Prüfstands während der Beschleunigung werden diese in ein äquivalentes Massenträgheitsmoment umgerechnet, welche in den Hubs angreift. Um dennoch ein Modell erzeugen zu können, mit dem die Untersuchung des Welleneinflusses auf die gemessene Längsbeschleunigung gelingen kann, wurde wie folgt vorgegangen. Die Masse des Prüfstands wurde von der Fahrzeugmasse des VSM subtrahiert. Somit ergibt sich die ursprüngliche Masse, die es bei der Straßenfahrt in Längsrichtung zu beschleunigen gilt. Infolge der Bestimmung eines in den Hubs bzw. Rädern angreifenden äquivalenten Massenträgheitsmoments, entspricht die hier modellierte Prüfumgebung einem Prüfstand, bei dem die Simulation der Fahrzeugmasse über das Anbringen von Schwungmassen an der Rolle und nicht über die Belastungsmaschinen erfolgt.

5.3.7 Tip In Simulation auf Basis des Prüfstandsmodells

Rollenprüfstände unterscheiden sich infolge individueller Kundenanforderungen bzw. Prüfaufgaben und der Peripherie des Prüfstands in ihrem Aufbau. Folglich unterscheiden sich ebenfalls die Antriebswellen bezüglich ihrer Geometrie und damit bezüglich ihrer Steifigkeit. Neben dem Versuch wird zur Bestimmung der Wellensteifigkeit im Allgemeinen die Gleichung 5-22 verwendet (vgl. Kapitel 5.1).

$$c_T = \frac{G * I_p}{l} \quad (5-22)$$

- c_T Torsionsfedersteifigkeit [Nm]
- G Schubmodul [N/m²]
- I_p Polares Flächenträgheitsmoment [m⁴]
- l Bauteillänge [m]

Die im Folgenden präsentierten Simulationsergebnisse zeigen den, auf Basis des oben vorgestellten Modells, ermittelten Einfluss der Wellensteifigkeit für drei verschiedene Wellen sowie den Einfluss der Regelzeit auf die Längsbeschleunigungen. Die beispielhaft gewählten Wellensteifigkeiten, ergaben sich aus dem Studium von Konstruktionszeichnungen bestehender Prüfstände. Für das Schubmodul wurden 80.000 N/mm² (Stahl) gewählt. Das polare Flächenträgheitsmoment beschreibt ausnahmslos eine Welle mit einem Durchmesser von 60 mm. Um drei verschiedene Wellensteifigkeiten zu erhalten, wurden folglich drei verschiedene Wellenlängen gewählt (500 mm, 1000 mm, 4000 mm). Die Welle mit einer Länge von 4000 mm stellt hierbei ein skizziertes Extrembeispiel dar.

Die Abbildung 5-34 stellt als Referenz die simulierte Fahrt des virtuellen Fahrzeugs auf der Straße dar.²² Die Kurve der Längsbeschleunigung beschreibt infolge eines Tip Ins das erwartete Schwingen in longitudinaler Richtung. Die Kurve besitzt eine harmonische Abklingkonstante. Auffällig ist der im Vergleich zu den folgenden Perioden disharmonische Verlauf der Beschleunigung innerhalb der ersten Periode. Der disharmonische Verlauf ergibt sich aus dem Wechsel vom Schubbetrieb zum Zugbetrieb. Konkret zeigt sich hier beispielsweise der bereits oben angesprochene Einfluss des Motorlagers (Kleiner Überschwinger auf der ersten Flanke).

²² In dieser sowie den folgenden Darstellungen bildet die schwarze Kurve die Pedalstellung, die rote Kurve die Fahrzeugbeschleunigung und die blaue Kurve die Motordrehzahl ab.

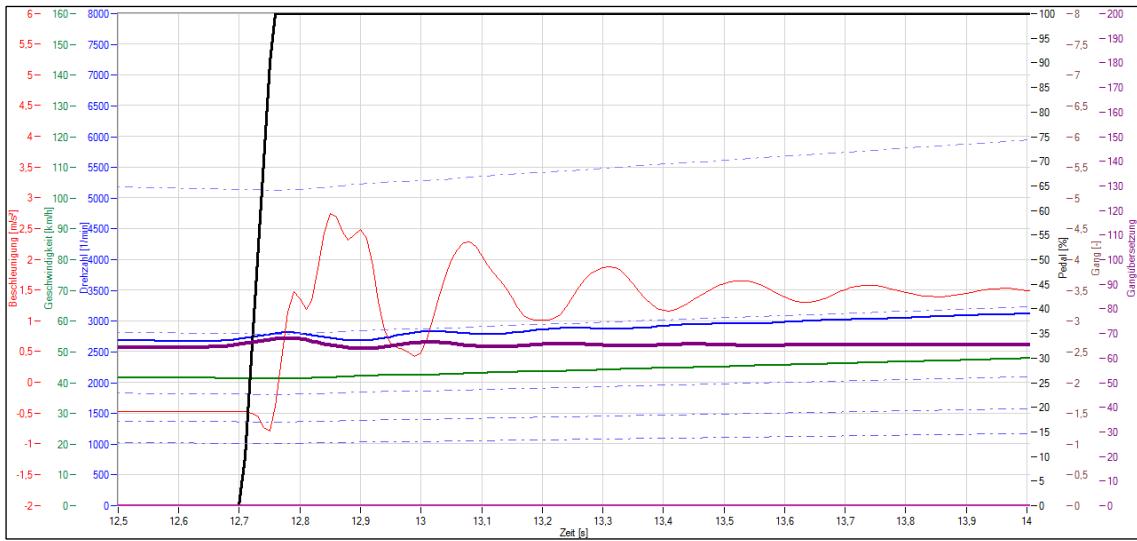


Abbildung 5-34: Pedal-, Beschleunigungs- und Motordrehzahlsignal für simulierten Tracktest (Tip In)

Die folgende Abbildung zeigt die Simulationsergebnisse eines Tip Ins auf dem Prüfstand mit der modellierten Wellenlänge von 500 mm. Qualitativ aber auch quantitativ besitzt der physikalische Aufbau einer sehr steifen Welle keinen erkennbaren Einfluss auf die Längsdynamik.

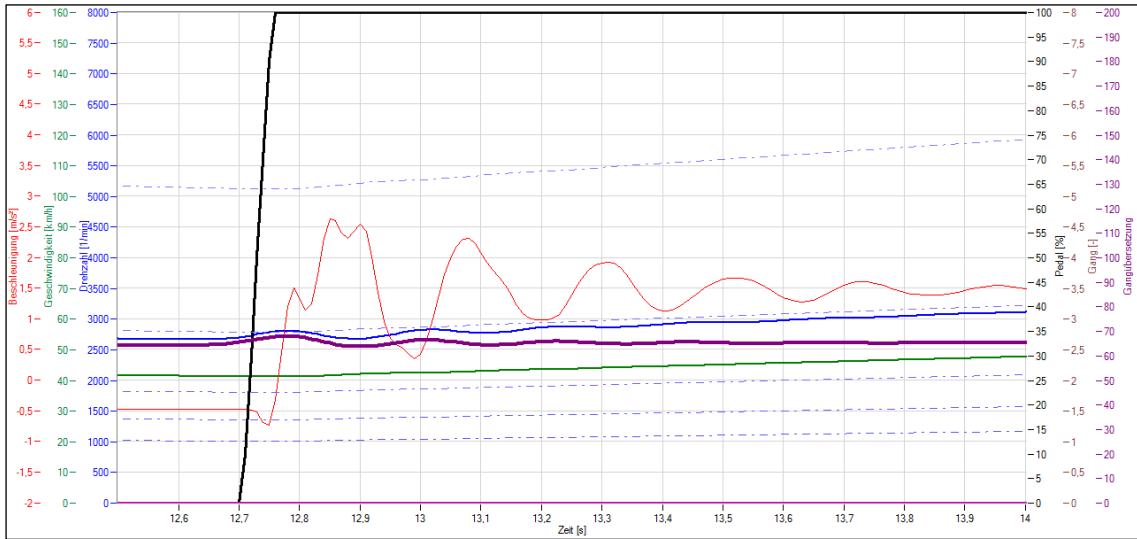


Abbildung 5-35: Pedal-, Beschleunigungs- und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 500 mm, Regelzeit 25 ms)

Wird die Steifigkeit der Welle infolge einer Verdoppelung ihrer Länge halbiert, dann zeigt sich auch hier qualitativ sowie quantitativ nahezu kein Einfluss auf die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs (vgl. Abbildung 5-36). Lediglich in den Spitzen der berechneten Schwingungen der Beschleunigung in longitudinaler Richtung lassen sich leichte Unterschiede ausmachen.

Tendenziell steigen (wie zu erwarten war) die Amplituden bei einer Verringerung der Wellensteifigkeit leicht an.

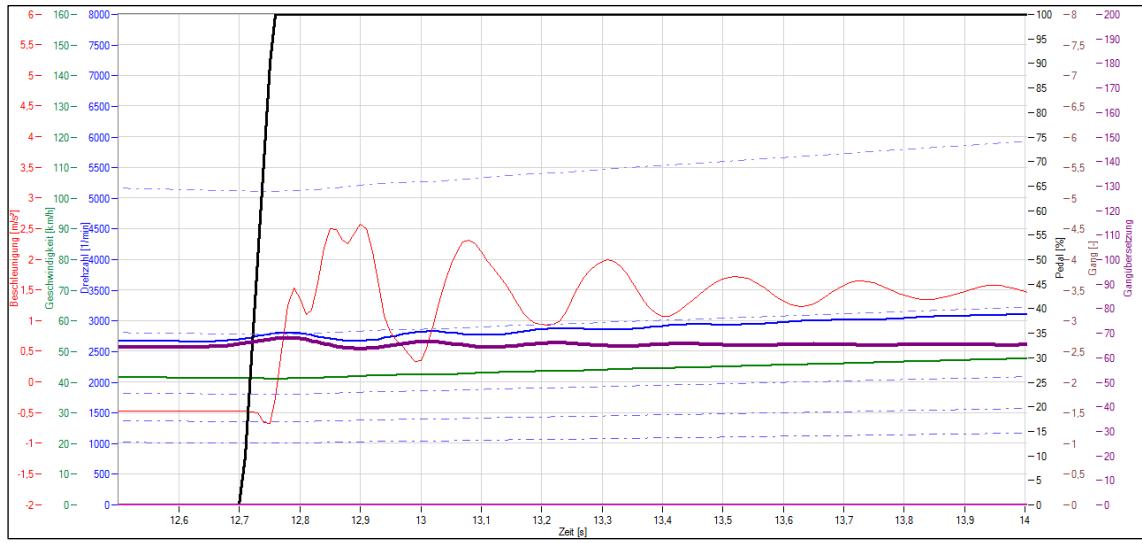


Abbildung 5-36: Pedal-, Beschleunigungs- und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 1000 mm, Regelzeit 25 ms)

Eine weitere Verringerung der Wellensteifigkeit um das Vierfache zeigt einen ausgeprägten Einfluss auf den ermittelten Beschleunigungsverlauf (vgl. Abbildung 5-37). Die Amplituden werden deutlich kleiner. Der Verlauf ähnelt sowohl qualitativ als auch quantitativ nicht mehr dem Verlauf der simulierten Straßenfahrt. Die geringe Wellensteifigkeit führt zu ungeeigneten Ergebnissen, hinsichtlich einer Bewertung der Driveability.

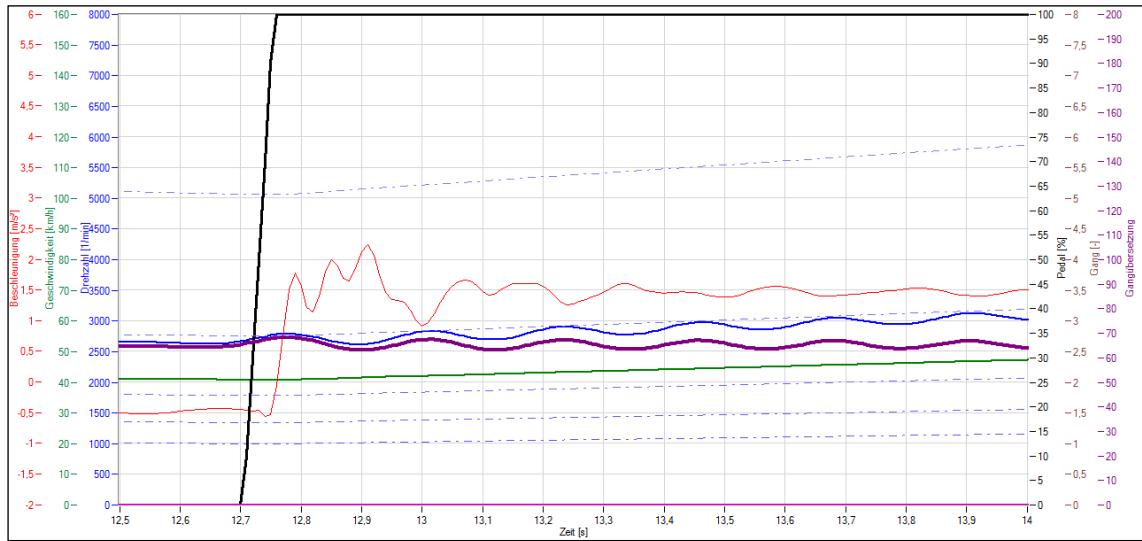


Abbildung 5-37: Pedal-, Beschleunigungs- und Motordrehzahlsignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 4000 mm, Regelzeit 25 ms)

Abschließend wurde eine Variation der Regelzeit vorgenommen. Abbildung 5-38 zeigt, dass selbst eine lange Regelzeit von 100 ms, der CRUISE – Fesselungssimulation zufolge, keinen Einfluss auf die modellierten Längsbeschleunigungen besitzen soll. Dieses, im Widerspruch zu den obigen Simulationen stehende, Ergebnis lässt sich wie folgt begründen. Das MATLAB / Simulinkmodell sowie die auf VSM basierende Simulation unterscheiden sich zum hier vorgestellten Fesselungsmodell in der Modellierung der Fahrwiderstände. Während die beiden Erstgenannten die Massenträgheit des Aufbaus zu großen Teilen über die Belastungsmaschine nachbilden, wird die Nachbildung der Massenträgheit des Aufbaus im Fesselungsmodell durch Schwungmassen an der virtuellen Rolle (Hub) übernommen. Diese Schwungmassen, die absolut gesehen einen großen Anteil an den gesamten Fahrwiderständen eines Tip Ins besitzen, liegen mechanisch immer an und unterliegen nicht der Regelzeit. Folglich führt die verspätete Bereitstellung verhältnismäßig geringer Fahrwiderstände zu keinem, innerhalb der Darstellung visualisierbaren, Einfluss.

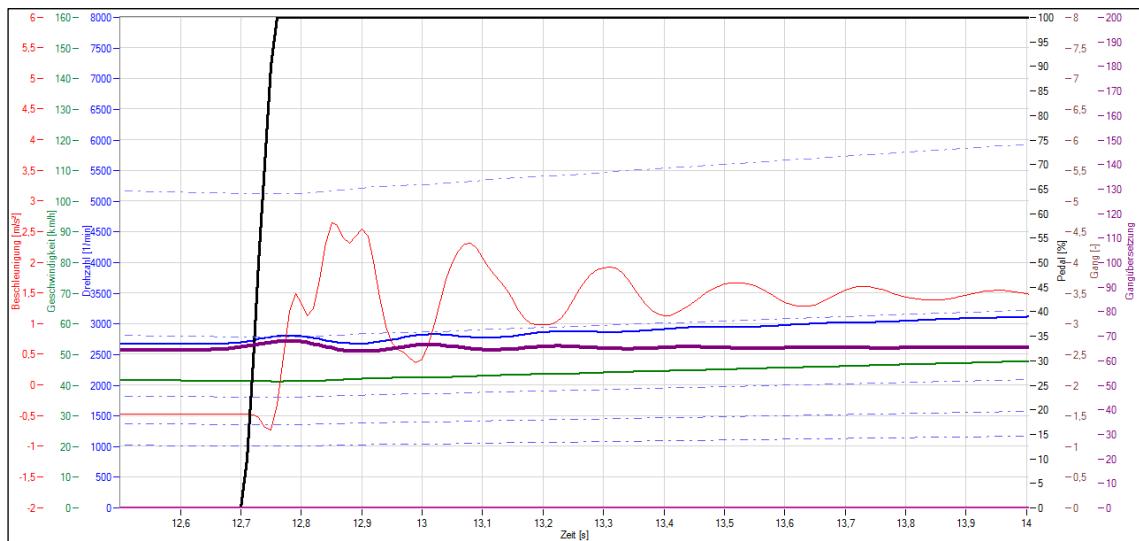


Abbildung 5-38: Pedal-, Beschleunigungs- und Motordrehzahlssignal für simulierten Tip In auf dem Prüfstand (Wellenlänge 500 mm, Regelzeit 100 ms)

5.3.8 Bewertung des Prüfstandsmodells am Beispiel Tip In

Mit dem Prüfstandsmodell sollte der Einfluss der Wellensteifigkeit der Wellen des Prüfstands auf die ermittelten Längsbeschleunigungen untersucht werden. Grundsätzlich konnte der Einfluss auf Basis der skizzierten Beispielsteifigkeiten nachgewiesen werden. Eine weitere Validierung des Modells auf Basis von Steifigkeiten und Dämpfungen einer Welle, die im Versuch ermittelt werden, wird empfohlen. Abschließend muss betont werden, dass der eigentliche Zweck zu dem die CRUISE Software entwickelt wurde dazu führt, dass die Masse

des Prüfstands in der Simulation in longitudinaler Richtung mitbeschleunigt wird. Diese Ungenauigkeit wird durch die Subtraktion der Prüfstandsmasse von der VSM Fahrzeugmasse korrigiert. Ein moderner Prüfstand, bei dem die translatorische Beschleunigung der Fahrzeugmasse nicht über Schwungmassen sondern über die Belastungsmaschine erfolgt, lässt sich allerdings lediglich dann simulieren, wenn die VSM Fahrzeugmasse auf null gesetzt werden darf. Die Notwendigkeit mit der Fahrzeugmasse den Einfluss der Prüfstandsmasse zu korrigieren verwehrte diese Möglichkeit.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Untersuchung war zum einen die Identifikation der auf dem Rollenprüfstand anzutreffenden Faktoren, die im Vergleich zum Test auf der Straße Einfluss auf die gemessene Längsbeschleunigung nehmen. Zum anderen sollten der qualitative und der quantitative Einfluss, der ausgemachten Faktoren, modellbasiert bestimmt werden. Mit der Fahrzeugfesselung, der Wellensteifigkeit sowie der Regeldynamik des Prüfstands gelang es drei Haupteinflussfaktoren zu benennen.

Innerhalb eines MATLAB / Simulinkmodells konnten diese drei Faktoren abgebildet und simuliert werden. Trotz einer rudimentären Modellierung des Fahrzeugantriebstrangs konnte gezeigt werden, dass eine Variation der Fesselungshöhe, infolge sich einstellender unterschiedlicher Nickwinkel des Fahrzeugaufbaus, einen Einfluss auf die gemessene Längsbeschleunigung nimmt. Ebenfalls konnte gezeigt werden, dass gängige Regelzeiten bzw. eine gängige Regeldynamik von 6 bis 25 ms die Güte der ermittelten Längsbeschleunigungen im Vergleich zur Straßenfahrt nicht negativ beeinflussen.

Mit einem weiteren Modell, welches auf der AVL Software VSM basiert, konnte der mittels MATLAB / Simulinkmodell ermittelte Einfluss der Fesselung bestätigt werden. Aufgrund der Tatsache, dass das VSM ein validiertes Fahrzeugmodell beinhaltet, liefert die Simulation qualitativ aber auch quantitativ im Vergleich zum MATLAB / Simulinkmodell und bezogen auf reale Prüfstandsmessungen präzisere Ergebnisse.

Mit einem dritten Modell, welches auf der AVL Software CRUISE sowie VSM 4 CRUISE basiert, wurde die Möglichkeit geschaffen, den Einfluss der Steifigkeit der Antriebswellen des Prüfstands auf die gemessenen Längsbeschleunigungen zu analysieren. Bezogen auf Messergebnisse, die während realer Prüfstands- und Straßenfahrten aufgezeichnet wurden, liefert auch diese Simulation sehr plausible und detaillierte Ergebnisse. Sind konkrete Steifigkeiten und Dämpfungen einer Welle bekannt, dann kann mit dem Modell eine erste

Bewertung des Rollenprüfstands hinsichtlich seiner Tauglichkeit für längsdynamische Untersuchungen erfolgen.

Grundsätzlich gilt für die im zweiten – sowie im dritten Modell verwendeten Programme, dass diese nicht zu dem Ziele entwickelt wurden Prüfstandsfahrten modellieren zu können. Mechanisch bzw. dynamisch unterscheidet sich die Prüfumgebung *Rollenprüfstand* von der Prüfumgebung *Straße* durch eine Fixierung des Fahrzeugaufbaus. Die sich hieraus ergebene Geschwindigkeit des Aufbaus von 0 km/h steht für den Code der Programme im Widerspruch zur vorhandenen Raddrehzahl. Hieraus resultieren die beschriebenen Notwendigkeiten der Aufzeichnung einer Lastspur im ungefesselten Zustand, die dann ebenfalls im gefesselten Zustand Verwendung findet sowie die Simulation der Massenträgheit über virtuelle Trägheitsmassen, obwohl in der Praxis diese Simulation in der Regel von der Belastungsmaschine übernommen wird. Für die Zukunft gilt: Zur Generierung von Modellen, die ohne diese Maßnahmen auskommen muss der Code der Programme dahingehend geändert werden, dass zwischen Aufbaugeschwindigkeit und Raddrehzahl keine Interdependenzen bestehen. Hieraus resultiert ebenfalls die Möglichkeit ein ganzheitliches Modell zu schaffen, in dem sowohl die Fesselung als auch die Wellen des Prüfstands simultan simuliert werden können. In Anbetracht der Aussagekraft der hier vorgestellten Modelle und dem Aufwand der mit einer Trennung von Aufbau- und Radgeschwindigkeit verbunden ist, sollte jedoch das Verhältnis aus Aufwand und Nutzen kritisch analysiert werden.

Aus den Untersuchungen zu den Einflüssen der Wellensteifigkeit sowie der Fesselung auf die gemessene Längsbeschleunigung, lassen sich die folgenden Schlüsse ziehen:

- Bei der Verwendung von AVL-DRIVE auf Prüfständen mit langen und damit weniger steifen Wellen, sollte vorab deren Einfluss auf die Validität der gemessenen Längsbeschleunigungen überprüft werden.
- Der nachgewiesene Einfluss der Fesselung bzw. der Fesselungshöhe auf das Nickverhalten und damit auf die Messergebnisse sollte weiter untersucht werden. Möglicherweise lassen sich in dem Einfluss der Fesselungshöhe Gesetzmäßigkeiten identifizieren. Diese Gesetzmäßigkeiten könnten die Basis mathematischer Modell zur Beschreibung der Differenz in den Messergebnissen zwischen Prüfstands- und Straßentest darstellen. Die Differenzen wären prognostizierbar sowie beherrschbar und ließen sich kompensieren.
- Um den Einfluss der Fesselungsgeometrie zu umgehen, sollte anstelle der Fesselung im Bereich des Fahrzeughecks über den Einsatz von Radnabenfesselungen mit integrierten Kraftmessdosen nachgedacht werden.

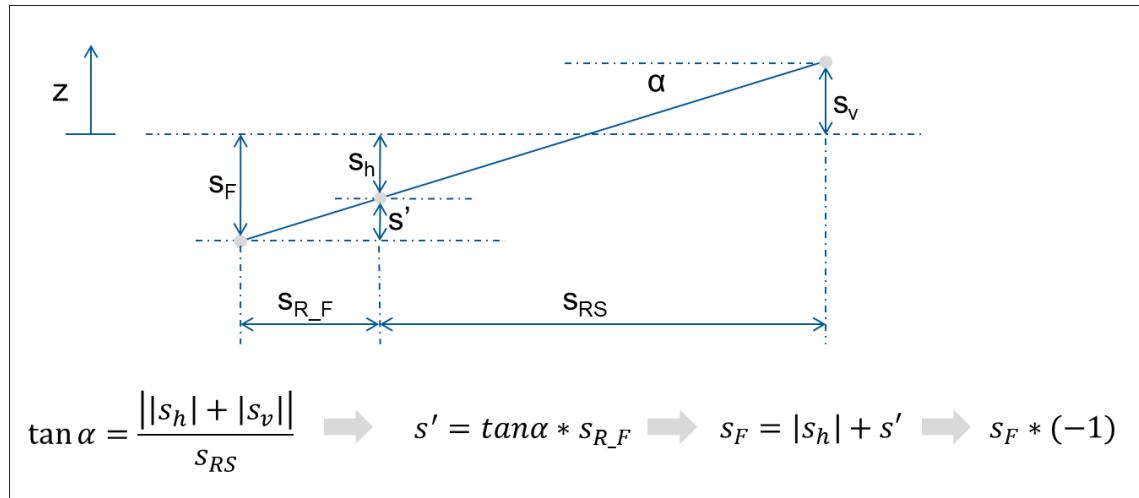
Literaturverzeichnis

- [1] Hrsg. Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden : Vieweg, 2007.
- [2] Düser, Tobias et al.: Rollenprüfstände für Fahrzeug- und Antriebskonzepte von Morgen. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2012), Nr. 04-2012, S. 312-317
- [3] Düser, Tobias et al.: Fahrzeugrollenprüfstände : Von der Zertifizierung bis hin zur mechatronischen Entwicklungsplattform. München : Verlag Moderne Industrie, 2011.
- [4] Haken, Karl-Ludwig: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. München : Hanser, 2011.
- [5] Brommundt, Eberhard; Sachau, Delf: Schwingungslehre: mit Maschinendynamik. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2007.
- [6] Naunheimer, Harald; Bertsche, Bernd; Lechner, Gisbert: Fahrzeuggetriebe : Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin : Springer, 2007.
- [7] Spring, Eckhard: Elektrische Maschinen : Eine Einführung. Berlin : Springer, 2009.
- [8] Nehlsen, Markus et al.: Driveability Analyses on a Chassis Dynamometer. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2006), Nr. 05-2006, S. 9-11
- [9] Fahrmeir, Ludwig; Kneib, Thomas; Lang, Stefan: Regression : Modelle, Methoden und Anwendungen. Berlin : Springer, 2009.
- [10] Röpke, Karsten et al.: DoE – Design of Experiments : Methoden und Anwendungen in der Motorenentwicklung. München : Verlag Moderne Industrie, 2005.
- [11] Kammerer, Charles et al.: The Chassis Dynamometer as a Development Platform : A Common Testing Platform for Engine and Vehicle Testbeds. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2009), Nr. 11-2009, S. 2-6
- [12] Schmidt, Christoph; Schmidt, Uwe: Der Rollenprüfstand als Entwicklungsplattform : „Einfaches und objektives Benchmarken“. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2009), Nr. 11-2009, S. 11
- [13] Gschweitl, Kurt et al.: AVL CAMEO : Plattform von der Grundbedatung bis zur Fahrbarkeitsoptimierung. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2003), Nr. 06-2003, S. 13-29
- [14] Vögl, Rainer et al.: Der Rollenprüfstand als Entwicklungsplattform : Innovative Anwendung des Rollenprüfstands für die Fahrbarkeitsabstimmung. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2009), Nr. 11-2009, S. 13-20
- [15] Stockburger, Christoph: Selbsttest: Abgewürgt beim Autokauf. Online unter URL: <http://www.spiegel.de/auto/aktuell/selbsttest-abgewuergt-beim-autokauf-a-811384.html> (Seitenaufzug 12.08.2012).

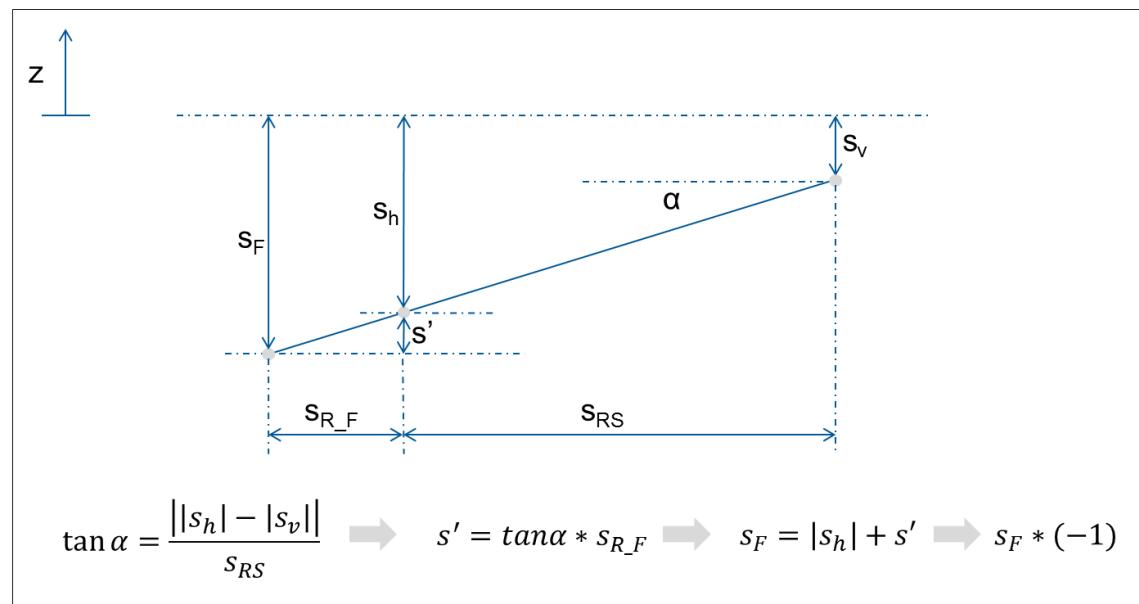
- [16] List, Helmut et al.: Objektive Beurteilung des subjektiven Fahrempfindens. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (1998), Nr. 04-1998, S. 274-280
- [17] Gerigk, Peter et al.: Kraftfahrzeugtechnik : Gesamtband. Braunschweig : Westermann, 2009.
- [18] Walter, Andreas et al.: Echtzeitfähige Rekonstruktion des direkt indizierten Motor- und Lastmoments : Das Zweimassenschwungrad als virtueller Sensor. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift (2007), Nr. 06-2007, S. 486-493
- [19] Hrsg. Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg: Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin : Springer, 2011.
- [20] Heißing, Bernd; Ersoy, Metin; Gies, Stefan: Fahrwerkhandbuch : Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2011.
- [21] Schoegl, Peter; Ramschak, Erich: Driveability Design : Entwicklung eines kundenspezifischen Fahrzeugcharakters. In: ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (2001), Nr. 03-2001, S. 186-195
- [22] Siebertz, Karl; van Bebber, Davis; Hochkirchen, Thomas: Statistische Versuchsplanung : Design of Experiments (DoE). Heidelberg : Springer, 2010.
- [23] <http://www.mathworks.de/products/matlab/> (Seitenauftruf 02.08.2012).
- [24] <http://www.mathworks.de/products/simulink/> (Seitenauftruf 02.08.2012).
- [25] Pietruszka, Wolf Dieter: MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis : Modellbildung, Berechnung und Simulation. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2012.
- [26] Hrsg. van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred: Handbuch Verbrennungsmotor : Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Wiesbaden : Vieweg, 2002.
- [27] Dein Dias Terra, Tom; Klumaier, Kurt: AIP – automatisierte Kalibrierung von Fahrverhaltensfunktionen am Rollenprüfstand. AVL Project Report.
- [28] Dresig, Hans; Holzweißig, Franz: Maschinendynamik. Berlin : Springer, 2009.
- [29] Scharf, Andreas; Schubert, Bernd: Marketing : Einführung in Theorie und Praxis. Stuttgart : Schäffer-Poeschel, 2001.

Anhang

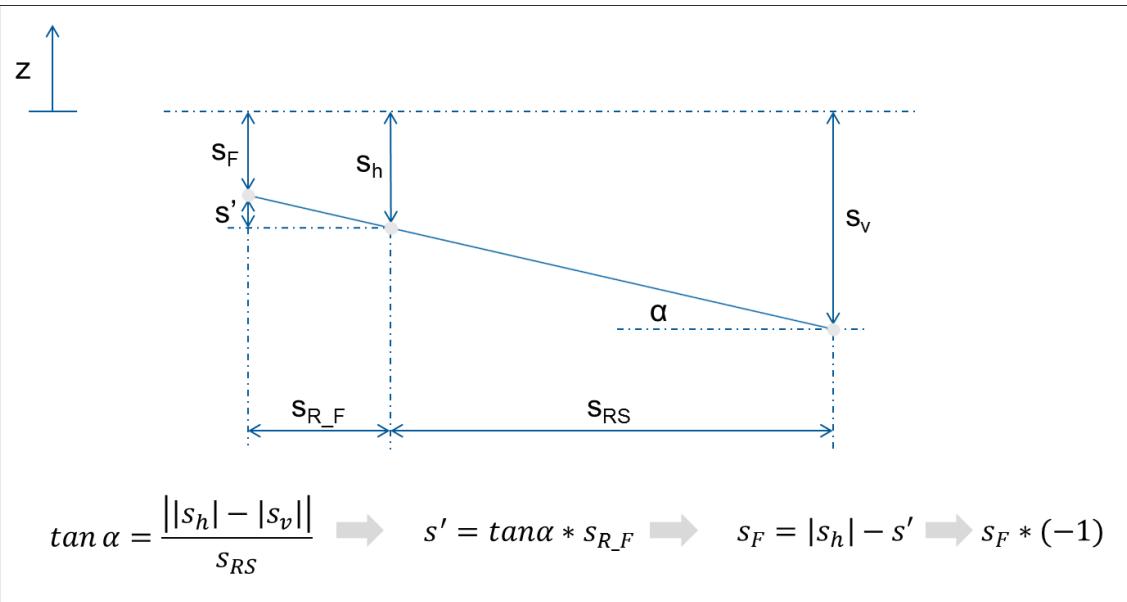
A1: Fallunterscheidung der Aufbaubewegung zur Plausibilitätskontrolle



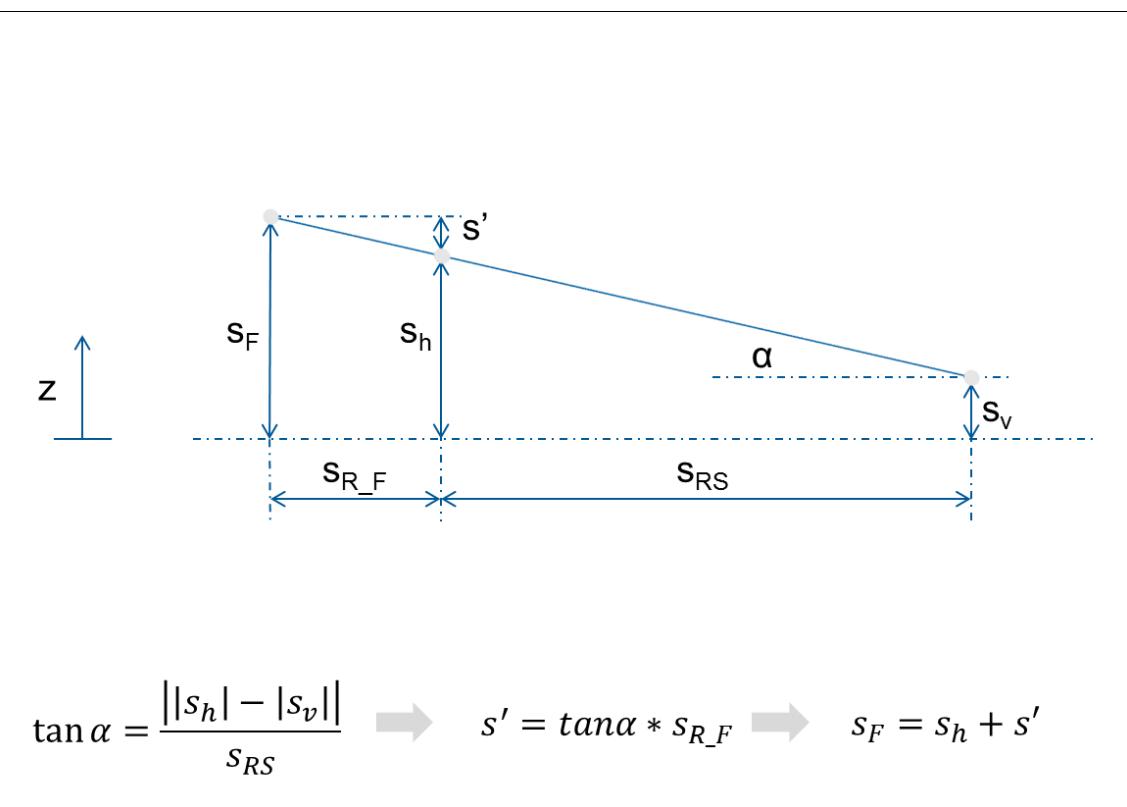
Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (1.Fall)



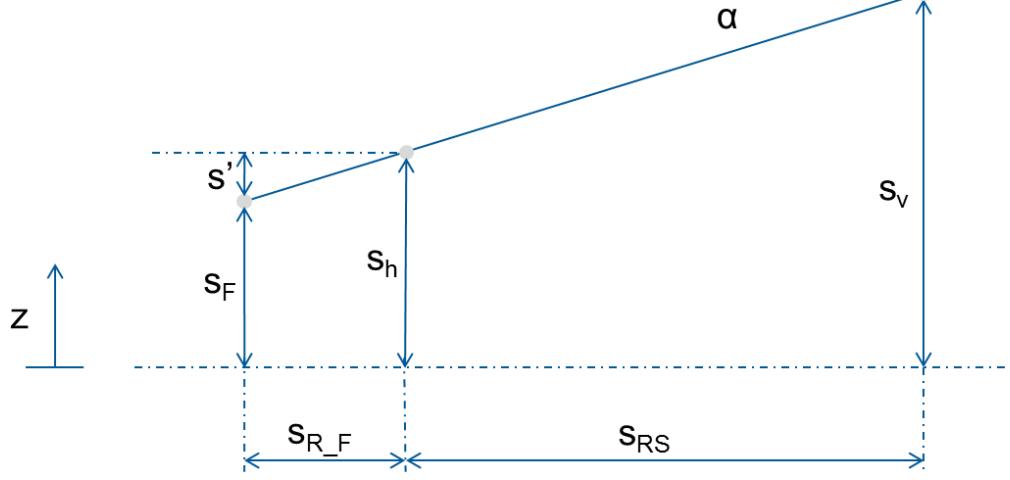
Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (2.Fall)



Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (3.Fall)

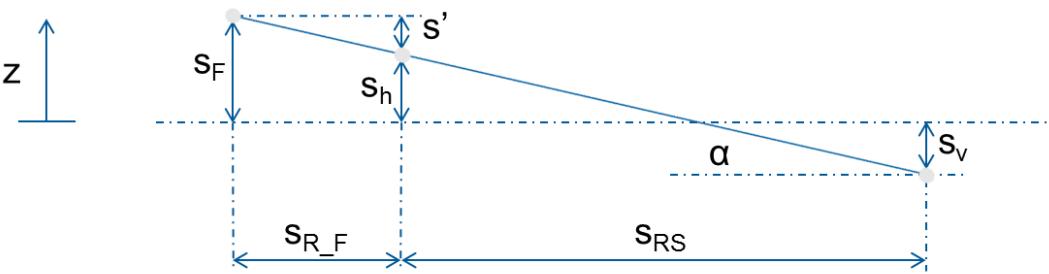


Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (4.Fall)



$$\tan \alpha = \frac{|s_h| - |s_v|}{s_{RS}} \rightarrow s' = \tan \alpha * s_{R_F} \rightarrow s_F = s_h - s'$$

Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (5.Fall)



$$\tan \alpha = \frac{|s_h| + |s_v|}{s_{RS}} \rightarrow s' = \tan \alpha * s_{R_F} \rightarrow s_F = s_h + s'$$

Darstellung und Rechenweg zur Bestimmung der Aufbaubewegung (6.Fall)

A2: m file des Simulinkmodells

```
%MODEL_ANTRIEBSTRANG_ROLLE

%Massentraegheiten auf Kurbelwelle bezogen [kg*m^2]
%Übersetzungen beachten!!!

J_Mot = 0.2572

J_Rad = 0.05414

J_Rolle = 1.595

J_EMasch = 0.135

J_Fahrzeug = 2.794 %Masse_Fahrzeug * rdyn^2 * (1/i_2Gang^2) *
(1/i_Achs^2)

%Dämpfung [kg*m^2/s]

d1 = 8.57

d3 = 20

%Federsteifigkeit [Nm]

c1 = 4857.14

c3 = 10000

%Startwerte Drehzahl [rad/s]

omega_0_Mot = 150

omega_0_Rad = 150

omega_0_EMasch = 150

%Startwerte Weg [rad]

phi_0_Mot = 0

phi_0_Rad = 0

phi_0_EMasch = 0

%Rollenradius 48'' Rolle [m]

r_Rolle = 0.61

%MOTORMODEL
```

```

%Hubvolumen_gesamt_[l]
VH = 2

%FAHRZEUGDATEN

%Dynamischer_Reifenradius [m]
rdyn = 0.32

%Radstand [m]
Radstand = 2.8

%Uebersetzung_Gang2
i_2Gang = 1.777

%Uebersetzung_Achsgtriebe
i_Achs = 4.39

%Übersetzung zwischen Rad und Rolle
%UmfangRolle geteilt durch UmfangRad

i_RR = (2*pi*r_Rolle)/(2*pi*rdyn)

%Querspanntfläche [m^2]
A = 2.34

% cw Wert
cw = 0.3

%Luftdichte [kg/m^3]
roh = 1.202

%Fahrzeugmasse [kg]
Masse_Fahrzeug = 1660.4

%Rollwiderstandsbeiwert
fr = 0.02

%FAHRZEEGAUFHÄNGUNG Vorn (Viertelmodell)
%Bremsnickausgleich [% * 1/100]
BNA = 0.5

```

```

%Masze Aufbau Vorn [kg]
Masze_Aufbau_vorn = 445.7

%Masze Rad Vorn [kg]
Masze_Rad_vorn = 40

%Masze Straße Vorn [kg]
Masze_Strasse_vorn = inf

%Federübersetzung vorn
i_v = 1

%Dämpferkonstante vorn [kg/s]
d_A_v = 1475

d_R_v = 500

%Federkonstante vorn [kg/s^2]
c_A_v = 53396

c_R_v = 244000

%Startwerte
z_dot_Aufbau = 0
z_dot_Rad = 0
z_dot_Strasse = 0
z_Aufbau = 0
z_Rad = 0
z_Strasse = 0

%FAHRZEUGAUFHÄNGUNG Hinten (Viertelmodel)
%Masze Aufbau Hinten [kg]
Masze_Aufbau_hinten = 304.5

%Masze Rad Hinten [kg]
Masze_Rad_hinten = 40

%Masze Straße Hinten

```

```

Masze_Strasse_hinten = inf

%Federübersetzung Hinten

i_h = 1

%Dämpferkonstante hinten [kg/s]

d_A_h = 1175

d_R_h = 500

%Federkonstante hinten [kg/s^2]

c_A_h = 31428

c_R_h = 244000

%Startwerte siehe Aufbau vorn

%FESSELUNG FAHRZEUG

%Fesselungshöhe [m]

Fessel = 0.4

%Länge des Fesselungsstabs [m]

s_Fessel = 0.5

%Weg x-Richtung Rad bis Fesselungspunkt am Auto [m]

s_Rad_Fessel = 0.7

```