

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik München

Methodenentwicklung zur  
virtuellen Auslegung von  
Lastwechselphänomenen in Pkw

Arthur Hülsmann

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Frank Schiller

Die Dissertation wurde am 29.05.2007 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 27.09.2007 angenommen.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik an der Fakultät Maschinenbau der Technischen Universität München in Garching, in Zusammenarbeit mit der Abteilung Akustik und Schwingungen in der Entwicklungsabteilung der BMW Group.

Mein besonderer Dank gilt erstens Dr. Venhovens für das Ermöglichen des Projektes und die anfängliche Betreuung. Zweitens möchte ich meine Eltern herzlich für die inhaltlichen Diskussionen und Unterstützung im Allgemeinen danken. Herr Roithmeier aus der Abteilung der Motorenentwicklung bei der BMW Group möchte ich für die guten und informativen Gespräche bezüglich der Motorsteuerung danken. Außerdem gilt mein Dank Herrn Raith für die Übernahme der Betreuung im Laufe des Projektes und Prof. Heißing, meinem Doktorvater am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik.

Für die herzliche Arbeitsatmosphäre danke ich meine Kolleginnen und Kollegen bei der BMW Group und am Lehrstuhl.

Arthur Hülsmann M.Sc.  
München, 2007.



## Formelzeichen

$A$	Frontale Fläche (=Stirnfläche) des Fahrzeugs
$B_0$	Faktor für den Dämpfungswiderstand des Fahrzeugs
$C$	Steifigkeit der Bogenfeder
$\vec{F}$	Kraftvektor
$F_{Bf}$	Kraft in der Bogenfeder
$F_{Dämpfung}$	Widerstandskraft aus Dämpfung
$F_{Luft}$	Luftwiderstandskraft
$F_{N-\omega}$	Normalkraftanteil aus Fliehkraft
$F_{N-KU}$	Normalkraftanteil aus Kraftumlenkung
$F_{Roll}$	Rollwiderstandskraft
$F_{Total}$	Totale Widerstandskraft
$G$	Diskrete Fourier-Transformierte
$H$	Kontinuierliche Fourier-Transformierte
$I$	Trägheitsmatrix
$L_1$	Erstes Massenmoment
$M_{Bf}$	Moment in der Bogenfeder
$N$	Anzahl von Zeitabstastwerten in einer Zeitperiode vom diskreten Zeitsignal $g$ und auch Anzahl von Frequenzabstastwerten in einer Frequenzperiode von der diskreten Fourier-Transformierten $G$
$Q_k$	Mit generalisierten Koordinaten $q_i$ übereinstimmende generalisierte Kraft
$Q_{kE}$	Einschränkungskraft
$R$	Rotationsmatrix
$T$	Abtastintervall vom diskreten Zeitsignal $g$
$T$	Kinetische Energie
$V$	Volumen
$a_1$	Konstante (Fourier-Transformation)
$a_2$	Konstante (Fourier-Transformation)
$\vec{a}$	Beschleunigungsvektor
$\vec{a}_P$	Beschleunigung Punkt P
$c_w$	$c_w$ -Wert [24] des Fahrzeugs
$\vec{e}_i$	Basisvektoren des Inertialsystems
$\vec{e}_{Li}$	Basisvektoren des lokalen Koordinatensystems L
$f$	Abtastfrequenz vom diskreten Zeitsignal $g$
$f$	Frequenz in Hertz
$g$	Diskretes Zeitsignal

$g_i$	Einschränkungsgleichung
$h$	Kontinuierliches Zeitsignal
$k$	Index
$l$	Index
$m$	Die die Fliehkraft verursachende Masse (ZMS)
$n$	Index
$q_i$	Generalisierte Koordinate
$r$	Radius der Rotationsbewegung der Masse (ZMS)
$r$	Radius der Bogenfeder
$\vec{r}$	Positionsvektor
$r_i$	Koordinate des Positionsvektors $\vec{r}$ ( $i = 1 \dots 3$ )
$t$	Zeit
$v$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$\vec{v}_P$	Geschwindigkeit Punkt P
$\vec{x}_P$	Position Punkt P
$x_{Pi}$	Globale Koordinate von Position von Punkt P
$x_P^i$	Lokale Koordinate von Position von Punkt P
$y$	Diskretes Zeitsignal
$\Delta\alpha$	Verdrehwinkel des Zweimassenschwungrades
$\alpha$	Winkel zwischen den beiden Bogenfederenden in der Ausgangslage
$\vec{\alpha}$	Rotationsbeschleunigungsvektor
$\delta$	Kronecker Delta
$\vartheta$	Eulerwinkel
$\vartheta$	Rotationswinkel
$\lambda_i$	Euler-Parameter ( $i = 0 \dots 3$ )
$\lambda_i$	Lagrange-Multiplikator
$\rho$	Luftdichte
$\phi$	Eulerwinkel
$\psi$	Eulerwinkel
$\omega$	Frequenz in Radianen pro Sekunde
$\omega$	Rotationsgeschwindigkeit
$\vec{\omega}$	Rotationsgeschwindigkeitsvektor
$\omega_i$	Komponente eines Rotationsgeschwindigkeitsvektors bezüglich des (globalen) Inertialsystems
$\omega^i$	Komponente eines Rotationsgeschwindigkeitsvektors bezüglich des (lokalen) körperfesten Koordinatensystems

$\vec{\omega}_K$	Rotationsgeschwindigkeitsvektor von Körper oder Referenzsystem K
$\omega_{K,i}$	Komponente des Rotationsgeschwindigkeitsvektors von Körper oder Referenzsystem K bezüglich des (globalen) Inertialsystems
$\omega_K^i$	Komponente des Rotationsgeschwindigkeitsvektors von Körper oder Referenzsystem K bezüglich des (lokalen) körperfesten Koordinatensystems





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation und Zielsetzung . . . . .	1
1.2	Gliederung der Arbeit . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Stand der Technik</b>	<b>5</b>
2.1	Beschreibung der Phänomene . . . . .	5
2.1.1	Ruckeln . . . . .	5
2.1.2	Lastwechselschlag . . . . .	6
2.1.3	Klacken . . . . .	7
2.1.4	Klackern . . . . .	8
2.1.5	Bemerkungen . . . . .	8
2.2	Zielsetzung und Aufbau . . . . .	8
2.3	Messungen . . . . .	9
2.3.1	Messungen im Fahrzeug . . . . .	10
2.3.2	Messungen am Prüfstand . . . . .	10
2.4	Simulation . . . . .	11
2.5	Bewertung der Lastwechselphänomene . . . . .	12
2.5.1	Erfassen des Fahrzeugverhaltens . . . . .	13
2.5.2	Bewertungsgrößen . . . . .	13
2.5.3	Bewertungskriterien und Bewertungsindizes . . . . .	16
2.5.4	Bewertungsmethode Ruckelpeak . . . . .	16
2.5.5	Bewertungsmethode AVL-Drive . . . . .	17
2.6	Parametervariationen, Abhilfemaßnahmen und Schlussfolgerungen . . . . .	19
2.7	Kritische Betrachtung und Potenziale zur Verbesserung . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Bewertung von Lastwechselphänomenen</b>	<b>25</b>
3.1	Grundlagen der Fourier-Transformation . . . . .	25
3.1.1	Definitionen . . . . .	26
3.1.2	Leakage und Fenster-Funktionen . . . . .	29
3.1.3	Zero-padding . . . . .	29
3.1.4	Durchschnitt des Eingangssignals . . . . .	31
3.1.5	Schnelle Fourier-Transformation . . . . .	31
3.2	Bewertungsmethode Ruckelpeak . . . . .	32
3.2.1	Standardisierung des Fahrmanövers . . . . .	32
3.2.2	Ausschneiden der Eingangssignale . . . . .	33

3.2.3	Berechnung der Fourier-Transformierten . . . . .	38
3.2.4	Auslesen des Ruckelpeaks . . . . .	38
3.2.5	Beispiele und Tests . . . . .	39
<b>4</b>	<b>Fahrzeugmodell</b>	<b>45</b>
4.1	Grundlagen der Dynamik von Mehrkörpersystemen . . . . .	45
4.1.1	Kinematik . . . . .	45
4.1.2	Trägheit . . . . .	50
4.1.3	Dynamik . . . . .	51
4.1.4	Numerische Lösungsverfahren . . . . .	53
4.2	Komponenten des Fahrzeugmodells . . . . .	54
4.3	Handschaltgetriebe . . . . .	57
4.4	Zweimassenschwungrad . . . . .	59
4.5	Validierung . . . . .	67
<b>5</b>	<b>Motormodell</b>	<b>78</b>
5.1	Bestimmung der Momentanforderung . . . . .	78
5.1.1	Lastschlagdämpfung und Dashpot . . . . .	80
5.1.2	Antiruckelfunktion . . . . .	83
5.1.3	Weitere Funktionen . . . . .	83
5.2	Umsetzung der Momentanforderung . . . . .	86
5.3	Validierung . . . . .	87
<b>6</b>	<b>Gesamtmodell</b>	<b>95</b>
<b>7</b>	<b>Sensitivitätsanalyse</b>	<b>102</b>
<b>8</b>	<b>Einsatz des Analysetools in der Methoden- und Produktentwicklung</b>	<b>108</b>
8.1	Methodenentwicklung . . . . .	108
8.2	Produktentwicklung . . . . .	109
<b>9</b>	<b>Entwicklung von Lastwechselfunktionen</b>	<b>111</b>
9.1	Entwicklung von Lastwechselfunktion-Konzepten . . . . .	111
9.2	Virtuelle Applikation der Lastwechselfunktionen . . . . .	117
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>120</b>
10.1	Zusammenfassung . . . . .	120
10.2	Ausblick . . . . .	123
	<b>Literatur</b>	<b>124</b>





# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Zielsetzung

Lastwechselphänomene wie Ruckeln und Lastwechselschlag werden durch motorseitige Momentänderungen, also vom Fahrer, angeregt und können im Fall von Ruckeln das Wohlbefinden der Fahrzeuginsassen in dem Frequenzbereich von circa 2 bis 8 Hz massiv beeinflussen. Neben den niederfrequenten Schwingungsamplituden werden auch, zum Beispiel beim Lastwechselschlag, akustische Phänomene wahrgenommen. Typische Beispiele von Fahrmanövern, die diese Schwingungen verursachen, sind Gasgeben (Tip-In), Gaswegnehmen (Tip-Out), Anfahren, Schalten und Kuppeln und Stop-and-go-Fahren.

Bei der gesamthaften Auslegung und Optimierung des instationären Fahrzeugverhaltens bezüglich des Lastwechselverhaltens spielen mehrere Stellparameter eine Rolle. Einerseits sind, wie in [Abbildung 1.1](#) dargestellt, die antriebsstrang- und fahrwerkseitigen Parameter von Bedeutung, andererseits kann mittels der Motorsteuerung das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs stark beeinflusst werden. Allerdings besteht eine sehr hohe Wechselwirkung zwischen den Stellparametern, so dass bei der Auslegung und Optimierung eine Kompromissauslegung zwischen Schwingungskomfort, Akustik und Spontaneität erreicht werden muss.

Heutzutage werden in der Entwicklungsphase neuer Fahrzeugentwicklungsprojekte Antriebsstrang, Fahrwerk und Motorsteuerung bezüglich des instationären Fahrzeugverhaltens hauptsächlich über Hardware Prototypen aufeinander abgestimmt. Die Möglichkeiten der virtuellen Entwicklung werden nicht ausreichend benutzt. Die Verkürzung der Entwicklungsabläufe erfordert, dass eine Absicherung über Hardware zunehmend mit einem frühzeitigen Einsatz von virtuellen Absicherungsmethoden ergänzt werden muss. Die funktionale Integration der Bauteile unter Einsatz von virtuellen Simulationswerkzeugen wird eine frühzeitige Auslegung und Optimierung des instationären Fahrzeugverhaltens, unter Berücksichtigung aller relevanten Parameter, ermöglichen. Hierdurch kann eine bessere Lösung der Zielkonflikte erarbeitet werden und können kostenintensive Bauteiländerungen und langwierige Abstimmungen in der späten Entwicklungsphase deutlich reduziert werden.

Der zukünftige Gesamtfahrzeug-Auslegungsablauf bezüglich Lastwechselphänomenen wird aus drei Schritten bestehen und ist in [Abbildung 1.2](#) dargestellt und in [Tabelle 1.1](#) aufgelistet. Im letzten und dritten Schritt findet

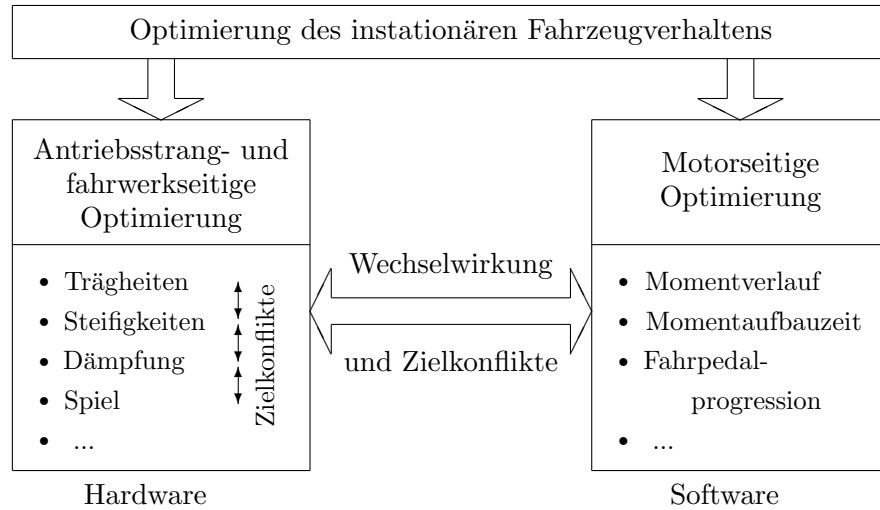


Abbildung 1.1: Bei der Optimierung des instationären Fahrzeugverhaltens spielen mehrere Stellparameter eine Rolle und es muss eine Kompromissauslegung zwischen Schwingungskomfort, Akustik und Spontaneität erreicht werden.

die Feinabstimmung im Fahrzeug auf der Straße statt. Im zweiten Schritt werden die für das Lastwechselverhalten relevanten Funktionen in der Motorsteuerung am hochdynamischen Prüfstand appliziert. Auf diesem Prüfstand befinden sich der Motor, inklusive Steuergerät, und eine elektronische Bremse. Diese Bremse täuscht dem Motor den Antriebsstrang und das restliche Fahrzeug vor. Dazu ist ein echtzeitfähiges Fahrzeugmodell in der Steuerung der Bremse abgebildet. Die Gestaltung des ersten Schrittes, in dem die Auslegung der Lastwechselphänomene noch ohne Hardware und zu hundert Prozent mittels Simulation stattfindet, ist Inhalt dieser Arbeit.

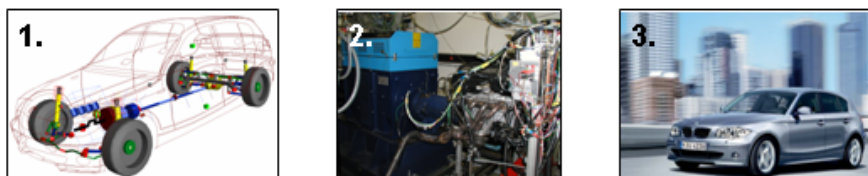


Abbildung 1.2: Der zukünftige Gesamtfahrzeug-Auslegungsablauf bezüglich Lastwechselphänomene wird aus drei Schritten bestehen: Simulation, dynamischer Motorprüfstand und das Fahrzeug auf der Straße.

Monate vor Serie	Optimierungsvorgang
60 bis 30	Virtuelle Vorauslegung anhand von Gesamtfahrzeugsimulation
30 bis 16	Grundapplikation am dynamischen Motorprüfstand
16 bis 0	Feinabstimmung im Fahrzeug auf der Straße

Tabelle 1.1: Zukünftiger Gesamtfahrzeug-Auslegungsablauf bezüglich Lastwechselphänomenen.

Das Ziel dieser Arbeit besteht aus dem Aufbau einer Methode zur gesamthaften Vorauslegung des Fahrwerks, Antriebsstrangs und der Motorsteuerung bezüglich des instationären Fahrzeugverhaltens, unter Einbeziehung aller relevanten Parameter. Dies soll in der Konzeptphase des Produktentwicklungsprozesses, unter Berücksichtigung der bestehenden Wechselwirkungen und Zielkonflikte, realisiert werden. Das Thema dieser Dissertation lautet:

*Methodenentwicklung  
zur virtuellen Auslegung von  
Lastwechselphänomenen in Pkw*

## 1.2 Gliederung der Arbeit

Nach einer ausführlichen Literaturstudie in Kapitel 2 wird in den Kapiteln 3 bis 6 ein Analysetool, das eine frühzeitige Auslegung und Optimierung des instationären Fahrzeugverhaltens ermöglicht, entwickelt und validiert. In Kapitel 3 wird die Quantifizierung des Fahrzeugverhaltens mittels Bewertungsmethoden ermöglicht. In Kapitel 4 wird ein Fahrzeugmodell im Mehrkörpersystem-Simulationsprogramm SIMPACK erstellt. In Kapitel 5 wird die Erstellung des Motormoments, das beim Erzeugen der Lastwechselschwingungen eine wesentliche Rolle spielt, in MATLAB Simulink sehr detailliert modelliert. Die Validierung der erstellten und mittels Co-Simulation gekoppelten Fahrzeug- und Motormodelle findet in Kapitel 6 statt. Das Analysetool ist so aufgebaut, dass verschiedene Komponenten, wie Motormodell, Bewertungsmethode oder Fahrzeugmodell, einzeln ausgetauscht werden können. In Kapitel 7 wird das Analysetool zur Ermittlung von Stellparametern eingesetzt, in den Kapiteln 8 und 9 werden weitere Einsatzmöglichkeiten, teilweise mit ausgearbeiteten Beispielen, vorgestellt: In der Methoden- und Produktentwicklung und in der Entwicklung verschiedener Funktionen für die

Motorsteuerung. Abgeschlossen wird die Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel [10](#).



# 2 Stand der Technik

## 2.1 Beschreibung der Phänomene

### 2.1.1 Ruckeln

Ruckeln wird von fahrerindizierten Laständerungen hervorgerufen. Diese Änderungen können zum Beispiel sein: Gasgeben (Tip-In), Gaswegnehmen (Tip-Out), sowohl im Stop-and-go-Betrieb als beim sportlichen Fahren, oder das Einkuppeln bei Schaltvorgängen. Sowohl bei großen als auch bei kleinen Laständerungen (Pfenniggas) kann Ruckeln auftreten, aber hauptsächlich bei Handschaltgetrieben in niedrigen Gängen und bei niedrigen Drehzahlen. Diese ändernde Belastung des dynamischen Systems „Antriebsstrang“ regt die erste Eigenschwingform des Antriebsstrangs an. Bei dieser Schwingform bewegen sich die Trägheiten am motorseitigen Ende des Antriebsstrangs gegen die Räder und die Karosserie. Es entstehen schlecht gedämpfte, abklingende Schwingungen im Fahrzeug, mit meistens 3 bis 5 Schwingungsperioden: Rotatorisch im Antriebsstrang und Längsschwingungen der Karosserie, die an der Sitzschiene messbar sind. In extremen Fällen kann es sogar vorkommen, dass ein Aufschaukeln der Schwingungen stattfindet. Auch kleine Laständerungen können große Schwingungen verursachen.

Die Eigenfrequenz dieser Schwingform liegt zwischen 2 und 10 Hz, siehe auch Tabelle 2.1, und ist abhängig von der Antriebsstrangkonfiguration, den verschiedenen Eigenschaften der Antriebsstrangteile wie zum Beispiel Steifigkeiten und Trägheiten und, nicht zuletzt, vom gewählten Gang. Außerdem ist während Messungen und Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit festgestellt worden, dass die Ruckelfrequenz beim Tip-In um bis zu einige Zehntel Hertz höher liegen kann als beim Tip-Out. Dies liegt unter anderem an Bauteilen mit nicht-linearen Steifigkeitskennlinien. Direkt nach dem Tip-In, im Zug-Betrieb, ist die Belastung dieser Bauteile höher als direkt nach dem Tip-Out, im Schub-Betrieb. Dadurch liegen die Betriebspunkte nach dem Tip-In in steileren Abschnitten der Steifigkeitskennlinien.

Die Längsschwingungen beeinträchtigen den Schwingungskomfort sehr stark, vor allem auch weil der Mensch für Schwingungen in diesem Frequenzbereich sehr empfindlich ist, die Eigenfrequenz des sitzenden Menschen in Fahrtrichtung liegt zwischen 2 und 5 Hz [21]. Das Phänomen Ruckeln ist rein schwingungstechnisch und hat keinen Einfluss auf die Akustik. Die Frequenz der ersten Schwingform des Antriebsstrangs ist zu niedrig, um von der

Literaturquelle	1.Gang	2.Gang	3.Gang	Höhere Gänge
Albers [1]	2 bis 10			
Bencker [6]	2 bis 10			
Best [7]	2 bis 5			
Biermann [11, 12]	2 bis 8			
Bohn [13]	3 bis 10			
Fan [18]	2,8	4,1		
Farshidianfar [19]	2 bis 8			
Fothergill [23]		3,7	5,0	circa 8
Hagerodt [29]	2 bis 8			
Jürgens [38]	3 bis 9			
Menday [46]	2 bis 7			
Schumacher [58]	2,7	3,8	4,9	bis 8
Zimmermann [72]	2 bis 8			

Tabelle 2.1: Werte der Ruckelfrequenzen laut verschiedener Literaturquellen in verschiedenen Gängen, in Hertz.

Drehungleichförmigkeit aus dem Motor, von dem Verbrennungsprozess verursacht, angeregt zu werden. Andere Namen, die für das Lastwechselphänomen Ruckeln in der Literatur zu finden sind:

- Bonanza-Effekt;
- Fahrzeuglängsruckeln;
- Längsruckeln;
- Lastwechselrucken;
- Lastschlag oder Lastwechselschlag (siehe aber auch 2.1.2; [13, 23]);
- Shunt (englisch).

Zu dieser Beschreibung des Lastwechselphänomens Ruckeln, sind die folgenden Literaturquellen zu erwähnen: [1, 6, 7, 11, 12, 13, 18, 19, 23, 27, 29, 34, 38, 42, 45, 46, 47, 53, 58, 59, 72].

### 2.1.2 Lastwechselschlag

Der Lastwechselschlag wird, genauso wie das Ruckeln, von fahrerindizierten Laständerungen hervorgerufen. Bei Gasgeben kann ein „Zugschlag“ auftreten, bei Gaswegnehmen ein „Schubschlag“, beide vor allem während des Fahrens in hohen Gängen (3., 4., 5. und 6. Gang) und mit hohen Drehzahlen, wie bei einer schnellen Autobahnfahrt.

Literaturquelle	Frequenzbereich
Bencker [6]	500 bis 1000
Biermann [11]	1000 bis 3000
Hagerodt [29]	1000 bis 3000
Schumacher [58]	300 bis 6000

Tabelle 2.2: Frequenzen des Klackgeräusches laut verschiedener Literaturquellen, in Hz.

Die Laständerung hat eine Änderung der Abstützung des Antriebsmoments zur Folge. Schumacher [22] redet, mit Fokus auf Frontantrieb, von einem Anschlagen der Antriebsaggregate in ihren Lagern. Bei Heckantrieb liegt der Fokus auf der Hinterachse, die Laständerung hat ein Anschlagen des Hinterachsträgers in seiner Lagerung zur Folge. Dieses Anschlagen führt einerseits zu einer einmaligen, hohen Amplitude der Längsbeschleunigung, die an der Sitzschiene messbar ist. Andererseits ist ein niederfrequentes, dumpfes Schlaggeräusch im Bereich der Hinterachse wahrnehmbar. Das Phänomen ist damit sowohl schwingungstechnisch als auch akustisch, laut Schumacher im Frequenzbereich von 15 bis 200 Hz, wahrnehmbar.

Separat zu Erwähnen ist hier das Phänomen Schaltschlag. Bei schnellem Schalten eines Handschaltgetriebes muss die Synchronisierung in kurzer Zeit stattfinden und es werden relativ hohe Momente übertragen. Auch dies kann zu Geräuschen aus dem Bereich der Hinterachse führen.

Es sind folgende Literaturquellen zu erwähnen: [6, 59, 72].

### 2.1.3 Klacken

Auch Klacken wird von fahrerindizierten Laständerungen hervorgerufen. Diese Änderungen können sein: Gasgeben oder Gaswegnehmen in niedrigen Gängen und bei niedrigen Drehzahlen im Stop-and-go-Betrieb, nicht zuletzt bei kleinen Laständerungen. Diese Änderungen der Belastung des dynamischen Systems „Antriebsstrang“, führen zu niederfrequenten Schwingungen mit Anlagewechseln spielbehafteter Teile des Antriebsstrangs, wie im Getriebe, in Gelenken oder im Differential. Bei einem solchen Anlagewechsel prallen die spielbehafteten Bauteile aufeinander und erzeugen ein kurzzeitiges, hochfrequentes, metallisches Geräusch (300 bis 6000 Hz; siehe Tabelle 3 für eine Übersicht verschiedener Literaturquellen). Klacken ist damit ein akustisches Phänomen.

Andere Namen, die für das Lastwechselphänomen Klacken in der Literatur zu finden sind: Klack, Klonk, Lastwechselschlag [58], clunk und clonk

(beide letzten auf englisch). Gilbert [26] und Menday [45, 46] rechnen zu clonk auch das Auskuppelklackern, siehe dazu auch die Beschreibung des Phänomens Klackern im nächsten Abschnitt. Es sind die folgende Literaturquellen zu erwähnen: [1, 6, 7, 11, 12, 27, 29, 38, 45, 46, 53, 58, 59, 72].

### 2.1.4 Klackern

Klackern wird von fahrerindizierten Laständerungen hervorgerufen. Diese Änderungen können zum Beispiel sein: Teillastimpulse aus dem Schubtrieb oder Auskuppeln (Auskuppelklackern), beide vor allem bei niedrigen Drehzahlen in niedrigen Gängen. Entlastung des vorgespannten Antriebsstrangs, durch Teillastimpulsen oder Auskuppeln, führt zu einem Ausschwingvorgang im Bereich des Nulldurchgangs von spielbehafteten Steifigkeitskennlinien verschiedener Bauteile. In eingekuppeltem Zustand treten Schwingungen im Frequenzbereich zwischen 2 und 10 Hz auf: die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs. Auskuppeln ändert das ausschwingende dynamische System „Antriebsstrang“ indem Motor und Schwungrad sich nicht mehr am Ausschwingvorgang beteiligen. Dies hat eine Anhebung der auftretenden Frequenz zufolge: 8 bis 12 Hz [2]. Während des Ausschwingvorgangs treten mehrere Anlagewechsel der spielbehafteten Teile auf. Auch hier wird, wie beim Klacken, bei jedem Anlagewechsel ein hochfrequentes, metallisches Geräusch erzeugt. Bencker [6] stellt auch Längsschwingungen der Karosserie fest. In mehreren Literaturquellen, [1, 45, 46], wird das Auskuppelklackern zum clonk und damit zum Klacken gerechnet.

### 2.1.5 Bemerkungen

Die verschiedenen beschriebenen Lastwechselphänomene werden durch ähnliche oder sogar die gleichen Laständerungsvorgänge hervorgerufen. Daher ist ersichtlich, dass die verschiedenen Phänomene gleichzeitig auftreten können. Menday [45, 46] beschreibt zum Beispiel, wie die Phänomene Ruckeln und Klacken zusammen auftreten können. Bei jeder Ruckelschwingung, vor allem bei der ersten Amplitude, kann Klacken auftreten. Zimmermann [72] erwähnt, dass auf einem Lastwechselschlag ein mehr oder weniger ausgeprägtes Ruckeln folgen kann.

## 2.2 Zielsetzung und Aufbau

In diesem Abschnitt werden Zielsetzung und Aufbau verschiedener Veröffentlichungen zur Analyse der verschiedenen Lastwechselphänomene erläutert.

Es werden in diesen Arbeiten meist zuerst die verschiedenen untersuchten Phänomene definiert und erläutert. Anschließend werden Messung und Simulation der Phänomene sehr oft parallel eingesetzt. Simulationsmodelle werden erzeugt, öfters erst einfache, nur rotatorische Antriebsstrangmodelle, die dann, nach einer ersten Validierung mit Aufbau, Motor und Fahrwerk erweitert werden. Die erzeugten Modelle werden anhand von Messungen validiert, für Parametervariationen und zur Optimierung des Fahrzeugverhaltens eingesetzt. Ziel ist es, die Einsicht in die Phänomene zu vergrößern, mit Parametervariationen Stellparameter zu ermitteln, Optimierungen durchzuführen und Abhilfemaßnahmen zu erarbeiten. Die Bewertung der Phänomene spielt hierbei eine wesentliche Rolle, sowohl bei den Messungen als auch in der Simulation. Sowohl für die Validierung der Modelle als auch für die der Abhilfemaßnahmen, werden Fahrmanöver, in den die Lastwechselphänomene auftreten (könnten), festgelegt. Die erarbeiteten Abhilfemaßnahmen werden in verschiedenen Veröffentlichungen in Fahrzeugen realisiert, validiert und bewertet. Nicht selten werden Abhilfemaßnahmen nach motorseitigen und antriebsstrangseitigen Maßnahmen getrennt.

Bencker [6] bezieht verschiedene Wechselwirkungen und Zielkonflikte in seiner Optimierung mit ein. Fan [18] spricht konkret die Umsetzung vom Fahr- auf dem Prüfstandsversuch als Ziel an. Farshidianfar und Ebrahimi stellen in [19] die Verwendung einer Optimierungsmethode mit genetischen Algorithmen bei der Analyse von Ruckeln vor. Hagerodt [29] schenkt der Anregung aus dem Motor überdurchschnittliche Aufmerksamkeit. Der Aufbau des Motormoments wird von sehr vielen als sehr wichtig für die Lastwechselphänomene erkannt, aber selten bis nie sehr detailliert und realitätsnah modelliert.

Die objektive Bewertung der verschiedenen Phänomene ist das Hauptthema von Zimmermann [72]. Er stellt die wichtigen Bewertungsgrößen fest und entwickelt ein Auswerteprogramm. Dies führt zu einem kompakten Messverfahren. Die verschiedenen Bewertungsgrößen rechnet er nicht zu einem Bewertungsindex zusammen. Hagerodt [29] macht dies anhand von Korrelation zwischen den Werten der Bewertungsgrößen und subjektiven Bewertungen.

## 2.3 Messungen

Viele Messungen werden im Fahrzeug auf der Straße durchgeführt, nur von einigen Untersuchungen zum Auskuppelklackern an Prüfständen wird berichtet. Ziel der Messungen ist, einerseits die Einsicht in die verschiedenen Phänomene zu erhöhen, andererseits die erzeugten Modelle und abgeleiteten Abhilfemaßnahmen zu validieren. Wiederholt wird das Thema der Standar-

disierung der Messvorgänge angesprochen, sowohl im Fahrversuch [23, 26] als am Prüfstand [46]. Ziel ist, die Vergleichbarkeit verschiedener Messungen untereinander zu ermöglichen.

### 2.3.1 Messungen im Fahrzeug

In der Literatur werden viele verschiedene Fahrzeugmessungen beschrieben. Hier werden nur einige wichtige Beispiele verschiedener gemessener Signale und berücksichtigter Größen genannt:

- Beschleunigungen in Hochrichtung an Front und Heck;
- Fahrpedalwinkel;
- Fahrzeuggeschwindigkeit;
- Gang;
- Innengeräusch;
- Längsbeschleunigung an der Sitzschiene;
- Subjektive Bewertungsurteile;
- Verschiedene Rotationen im Antriebsstrang:
  - am Differential;
  - der Räder;
  - des Schwungrades;
  - im Getriebe.

Das gleichzeitige Messen von vielen Signalen innerhalb einer Messung schafft eine gute Einsicht in den Ablauf des Geschehens, zum Beispiel bei Biermann [12]. Wenn nur die Längsbeschleunigung an der Sitzschiene betrachtet wird, weiß man nicht, welche rotatorischen Schwingungen im Antriebsstrang auftreten.

Zum Erreichen einer guten Standardisierung des Messvorgangs platziert Gilbert [26] einen Anschlag, der das Fahrpedal immer auf gleicher Stelle stoppt. Das Fahrzeug beschleunigte von niedriger Geschwindigkeit bis auf Konstantfahrt, bevor der Fuß plötzlich vom Fahrpedal genommen wurde. Fothergill [23] verwendet zu diesem Zweck ein programmierbares elektronisches Fahrpedal.

### 2.3.2 Messungen am Prüfstand

Das Phänomen Auskuppelklackern wird sowohl von Menday [45, 46] als auch von Hagerodt [29] auf Prüfständen untersucht. In beiden Fällen wird der Antriebsstrang (bei Menday für ein „light truck“) inklusive aller spielbehafteten Teile, ohne Motor aufgebaut. Die Räder werden fest mit der festen Welt verbunden, am Schwungrad wird ein konstantes bekanntes Moment aufgebracht. Nach plötzlicher Entlastung findet ein Ausschwingvorgang wie beim

Auskuppelklackern statt. Die Ergebnisse zeigen gute Übereinstimmung mit Messungen im Fahrzeug. Diese Vorgehensweise am Prüfstand hat sich als einfach, standardisierbar und kosteneffektiv für die Untersuchung von Auskuppelklackern erwiesen.

Fan [18] berichtet über Ruckelmessungen am Prüfstand. Er erzielt gute Ergebnisse, also gute Übereinstimmung mit Messungen auf der Straße, und sieht daher einen dynamischen Ruckelprüfstand als geeignetes Mittel zur Verwirklichung des Konzeptes „Road to Rig“. Aufbauvarianten, die von Fan erwähnt werden, sind:

- Ein Fahrzeug auf einer Trommel, eingespannt im Fahrzeugschwerpunkt;
- Ein Fahrzeug auf einer Trommel, vorne und hinten eingespannt. Aufbaunicken wird so verhindert;
- Ein Antriebsstrang in einem Tragrahmen, auf einer Trommel.

## 2.4 Simulation

In vielen Veröffentlichungen wird zuerst ein relativ einfaches eindimensionales rotatorisches Modell des Antriebsstrangs aufgebaut. Oft wird dann festgestellt, dass diese einfachen Modelle die Phänomene nicht ausreichend genau abbilden können, die Modelle werden dann in weiteren Modellierungsschritten ergänzt oder komplexere Modelle werden aufgebaut. Fast alle Modelle basieren auf der Mehrkörpersystem-Simulation (MKS-Simulation), Menday [46] verwendet bei seiner Analyse zum Auskuppelklackern zur Modellierung von Wellen die Finite Elemente Methode (FEM).

Die relativ einfachen, eindimensionalen, rotatorischen Modelle der Antriebsstränge bestehen zum Beispiel aus nur zwei Massen, einer Ersatzsteifigkeit und schwacher Dämpfung [13, 15]. Meistens ist der Antriebsstrang jedoch ein wenig ausführlicher dargestellt. Abgebildet sind zum Beispiel folgende Eigenschaften:

- Antriebsmoment<sup>1</sup>;
- Fahrwiderstände: Roll- und Luftwiderstand;
- Kräfte im Reifen-Fahrbahn-Kontakt;
- Spiele<sup>2</sup>;
- Steifigkeiten in Kupplung und Abtriebswellen.

---

<sup>1</sup>Oft wird das Antriebsmoment mittels eines nur sehr theoretischen Verlaufs modelliert.

<sup>2</sup>Spiele werden vor allem bei Untersuchungen zum Thema Klacke(r)n mit einbezogen.

Das Getriebe ist bei Ruckel-Untersuchungen meist starr modelliert. Argumentiert wird, dass die Steifigkeiten und Spiele auf die Ruckelschwingungen unterhalb von 10 Hz keinen Einfluss haben. Gilbert [26] verwendet für seine Untersuchungen zum Klack(e)r)n ein detaillierteres Getriebemodell.

Das Phänomen Ruckeln ist nicht rein rotatorisch, unter anderem schwingt der Aufbau in Fahrzeuginnenrichtung. Damit ist, wie auch Hagerodt [29] berichtet, ein rein rotatorisches Modell für Ruckeln nicht ausreichend. Mehrdimensionale Modelle werden aufgebaut, oder die rotatorischen Modelle werden ergänzt, und sollen die Phänomene besser beschreiben können. Einige, viel gesehene Eigenschaften der ausführlicheren Modelle:

- Das Motormoment wird direkt aus Messungen übernommen;
- Die Motorlagerung wird nicht-linear abgebildet;
- Fan [18] ergänzt sein rotatorisches Modell mit Dämpfung;
- Für Clonk-Untersuchungen werden nicht-starre Getriebemodelle eingesetzt;
- Motor, Aufbau und Radaufhängung werden modelliert.

## 2.5 Bewertung der Lastwechselphänomene

Das Thema der objektiven Bewertung der verschiedenen Phänomene spielt in vielen Veröffentlichungen eine Rolle. Aus (Spektren von) Zeitsignalen, die das Fahrzeugverhalten beinhalten (wie zum Beispiel die Längsbeschleunigung an der Sitzschiene, oder die Motordrehzahl), werden Bewertungsgrößen (wie zum Beispiel die Ruckelfrequenz, die Anzahl der Schwingungen, oder die erste Beschleunigungsspitze nach dem Tip-In) abgeleitet. Dann wird festgestellt welche Größen für welche Phänomene maßgeblich sind und damit in Bewertungsmethoden mit einbezogen werden müssen. Für den Umgang mit den Bewertungsgrößen gibt es hauptsächlich drei Möglichkeiten:

- Es gibt eine Bewertungsgröße pro Phänomen, diese Größe stellt damit der Bewertungsindex dar [6];
- Es gibt mehrere Bewertungsgrößen pro Phänomen, die nicht zu einem Bewertungsindex zusammengerechnet werden. Ein Eindruck zur Bewertung muss aus mehreren Zahlwerten abgeleitet werden [72];
- Es gibt mehrere Bewertungsgrößen pro Phänomen, die anhand von Korrelationen zwischen diesen Größen und subjektiven Bewertungen zu einem Bewertungsindex zusammengerechnet wurden [29]. Ein Beispiel ist AVL-Drive, siehe Abschnitt 2.5.5 und [41, 56, 57], in dem mehrere Korrelationen mittels neuronaler Netze ermittelt wurden.



### 2.5.1 Erfassen des Fahrzeugverhaltens

Als Eingangssignale für die verschiedenen Bewertungsmethoden werden in der Literatur, unter anderem [6, 16, 18, 29, 41, 56, 57, 58, 72], die unterschiedlichsten Signale genannt. Ziel ist, mit diesen Daten das Lastwechselverhalten des Fahrzeugs komplett zu erfassen. Beispiele von Zeitsignalen und Größen, die zum Erfassen des Lastwechselverhaltens des Fahrzeugs genannt werden, sind:

- CAN-Bus-Daten;
- Drehzahlen im Antriebsstrang;
- Drosselklappenwinkel;
- Fahrpedalwinkel;
- Gewählter Gang;
- Hubbeschleunigung an Fahrzeugfront und an Fahrzeugheck;
- Innenraumgeräusch;
- Körperschall am Differenzialgehäuse;
- Längsbeschleunigung an der Kopfstütze und im Kofferraum;
- Längsbeschleunigung an der Sitzschiene;
- Längsbewegung der Motorober- und Motorunterseite;
- Motordrehzahl;
- Motortemperatur;
- Saugrohrdruck;
- Schalthebel- und Lenkradvibrationen;
- Schwungradzahl;
- Signale zur Einspritzung und Zündung;
- Subjektivurteile von Fahrer und Beifahrer;
- Temperatur des Getriebeöls;
- Zylinderdruck.

### 2.5.2 Bewertungsgrößen

Nachdem die Zeitsignale gemessen worden sind, ist es notwendig, Bewertungsgrößen zu definieren, die verschiedene Eigenschaften der Zeitsignale festlegen. Die Bewertungsgrößen müssen so gewählt werden, dass es anhand dieser Größen möglich ist, das Verhalten des Fahrzeugs eindeutig zu erfassen. Es ist zu unterscheiden zwischen Bewertungsgrößen, die direkt aus den Zeitsignalen abgeleitet werden, und Bewertungsgrößen, die aus Spektren der Zeitsignale, im Frequenzbereich also, abgeleitet werden.

Bencker [6] verwendet nur Bewertungsgrößen aus dem Frequenzbereich, und zwar jeweils eine Größe pro Phänomen, berechnet aus der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene: Ruckelpeak, Schlagpeak und Klackerpeak. Diese Peaks sind die Amplitudenüberhöhungen für die Frequenzen der jeweiligen

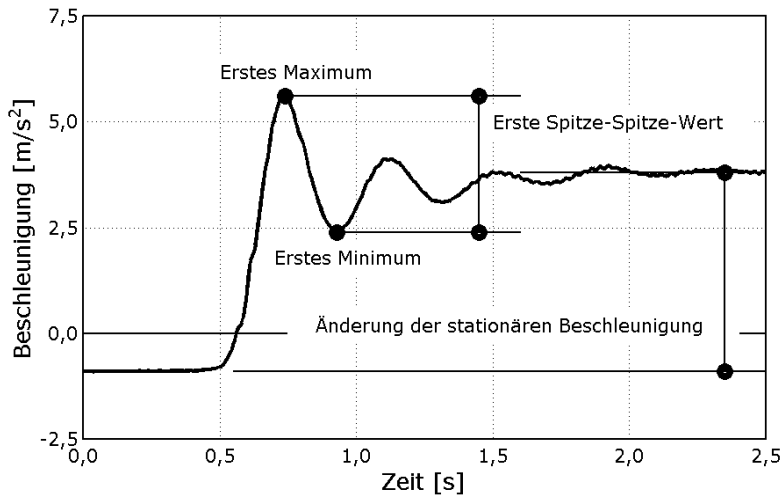


Abbildung 2.1: Verschiedene Bewertungsgrößen werden aus dem Zeitsignal der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene abgeleitet.

Phänomene. Voraussetzung dieser Methode ist, dass man die verschiedenen Amplituden eindeutig in den Spektren unterscheiden kann.

Wie für den Frequenzbereich, wird auch bei der Definition der Bewertungsgrößen aus dem Zeitbereich davon ausgegangen, dass die verschiedenen Signale, innerhalb von bestimmten Grenzen, pro Phänomen, für verschiedene Messungen an verschiedenen Fahrzeugen, alle ähnlich sind. Es werden dann verschiedene Eigenschaften der Signale als Bewertungsgröße ausgewählt. Siehe dazu [58].

Beispiele von Bewertungsgrößen, die in der Literatur genannt werden, sind in Tabelle 2.3 aufgenommen. Als Abschluss dieses Abschnitts, ein wenig Erläuterung zu verschiedenen Begrifflichkeiten. Siehe dazu auch Abbildung 2.1. Mit Beschleunigungsquotient wird das gleiche gemeint wie mit relativer Beschleunigung: Das erste Maximum des Beschleunigungssignals an der Sitzschiene geteilt durch die Änderung der stationären Beschleunigung. Der erste Spitze-Spitze-Wert ist das erste Maximum in der Beschleunigung minus das erste Minimum. Der Ruck ist ein Maß für den Beschleunigungsanstieg. Ein Peak ist ein Maximum in einem Spektrum. Die relative Spanne ist die maximale Spanne (erster Spitze-Spitze-Wert) geteilt durch die Änderung der stationären Beschleunigung.

<b>Ruckeln</b>
Änderung der Stationärbeschleunigung Anzahl der Beschleunigungsschwingungen Dämpfungsmaß Erste Beschleunigungsspitze Erster Spitze-Spitze-Wert Ruckelfrequenz Ruckelpeak Relative Beschleunigung Relative Spanne
<b>Lastwechselschlag</b>
Änderung der Stationärbeschleunigung Beschleunigungsquotient Erste Beschleunigungsspitze Erster Spitze-Spitze-Wert Ruck Schlagpeak
<b>Klackern</b>
Klackerpeak
<b>Klack</b>
Körperschallpegel am Differenzialgehäuse Summe der Drehimpulsänderungen
<b>Spontaneität</b>
Ansprechzeit Maximaler Gradient

Tabelle 2.3: Beispiele von Bewertungsgrößen.

### 2.5.3 Bewertungskriterien und Bewertungsindizes

In einem Bewertungskriterium werden eine oder mehrere Bewertungsgrößen angewendet, um verschiedene Zustände qualitativ zu bewerten und miteinander zu vergleichen. Ein Bewertungskriterium kann die Basis für einen Bewertungsindex formen. Ein Bewertungsindex ermöglicht die Zuweisung einer Note zur Qualität eines bestimmten Zustands. Anhand dieser Note können Zustände einzeln bewertet und untereinander verglichen werden. Bei der Anwendung mehrerer Bewertungsgrößen müssen diese Größen zusammengesetzt werden, um eine einzige Note für den Bewertungsindex zu erhalten.

Hagerodt [29] verwendet mehrere Bewertungsgrößen. Er stellt Gleichungen für Bewertungsindices auf, die sich zusammensetzen aus verschiedenen Bewertungsgrößen und Wichtungen dieser Größen. Die Zahlenwerte dieser Wichtungen werden aus der Korrelation zwischen verschiedenen gemessenen Bewertungsgrößen und die bei diesen Messungen von den Insassen abgegebenen subjektiven Beurteilungen bestimmt.

### 2.5.4 Bewertungsmethode Ruckelpeak

Die Bewertungsgröße Ruckelpeak ist die bei der Ruckelfrequenz auftretende Amplitude der Fourier-Transformierten<sup>3</sup> eines Ausschnittes aus dem Zeitsignal der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene. Diese Amplitude wird für maßgeblich für die Qualität des Ruckelverhaltens gehalten [6]: Eine hohe Amplitude bedeutet ein deutlicheres, sprich, unangenehmeres Ruckelverhalten.

Bencker [6] beschreibt, wie er bei der Bestimmung des Ruckelpeaks vorgeht. Zuerst wird ein Zeitsignal der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene mit einer Abtastrate von 1024 Hz erzeugt, entweder mittels Messungen im Fahrzeug oder mittels Simulation. Ein Ausschnitt dieses Signals, der den Ruckelvorgang beinhaltet, wird, nachdem er mit Nullen bis zu einer Länge von 8000 Stützstellen verlängert wurde, als Eingangssignal für eine Fourier-Transformation verwendet. Aus der so entstandenen Fourier-Transformierten wird bei der Ruckelfrequenz die Amplitude abgelesen. Diese Amplitude ist der Ruckelpeak.

Bencker geht bei der Erzeugung des Beschleunigungssignals für Messung und Simulation unterschiedlich vor. Bei Messungen wird ein Beschleunigungssensor mit Hochpass-Charakteristik benutzt. In der Simulation wendet Bencker, zur Abbildung der Hochpass-Charakteristik des Sensors, auf das Beschleunigungssignal aber kein Hochpass-Filter an. Durch die unterschiedlichen Vorgehensweisen bezüglich des Hochpass-Filters, kann hier nicht garantiert werden, dass der Ruckelpeak aus Messung und der Ruckelpeak aus

---

<sup>3</sup>Grundlagen zur Fourier-Transformation sind in Abschnitt 3.1 aufgenommen.

Simulation vergleichbar sind. Diese Ungewissheit ist zu vermeiden, indem man sowohl bei der Messung als auch in der Simulation ohne Hochpass-Filter arbeitet.

Bencker bestimmt Anfang und Ende des Ausschnittes aus dem Zeitsignal der Längsbeschleunigung jedes mal bei der Anwendung des Verfahrens von Hand. Dies führt erstens dazu, dass der Ausschnitt nicht immer die gleiche Länge hat. Abbildung 2.2 zeigt, dass die Länge des Ausschnitts aber einen Einfluss auf die Amplituden der Fourier-Transformierte, und somit direkt auf die Größe des Ruckelpeaks hat. Es ist also wichtig, immer einen gleich langen Ausschnitt zu erzeugen, um somit diesen Einflussfaktor zu eliminieren. Zweitens verhindert das von Hand Ausschneiden des Signals eine automatisierte Anwendung der Bewertungsmethode.

Das Verlängern eines Eingangssignals einer Fourier-Transformation wird zero-padding genannt und in Abschnitt 3.1 ausführlicher angesprochen. Bencker teilt seine Fourier-Transformierte durch die Anzahl von Stützstellen des verlängerten Signals, und nicht durch die Anzahl von Stützstellen des ursprünglichen Signals. Damit geht die physikalische Bedeutung der Amplitude verloren.

### 2.5.5 Bewertungsmethode AVL-Drive

Die Bewertungsmethode AVL-Drive [41, 56, 57] ist, sowohl für Signale aus Fahrzeugmessungen als auch für Signale aus der Simulation, in der Lage unter anderem das Ruckelverhalten, was in AVL-Drive *Mehrfachschwingungen* genannt wird, und das Lastwechselverhalten insgesamt<sup>4</sup>, unter dem Namen *allgemein*, zu bewerten. Dazu werden im Fahrzeug Sensoren eingebaut und Schnittstellen angesprochen, die dem Messsystem unter anderem folgende Signale zur Verfügung stellen:

- CAN-Bus-Daten (wie zum Beispiel Fahrpedalwinkel);
- Innenraumgeräusch;
- Längsbeschleunigung an der Kopfstütze und im Kofferraum;
- Motortemperatur;
- Vibrationen am Lenkrad;
- Vibrationen am Schalthebel.

Nicht alle dieser Signale sind immer für alle Bewertungsmöglichkeiten der Methode AVL-Drive notwendig.

---

<sup>4</sup>Hier wird nicht nur das Ruckelverhalten, sondern zum Beispiel auch die Ansprechverzögerung und der Drehmomentaufbau in die Bewertung mit einbezogen.

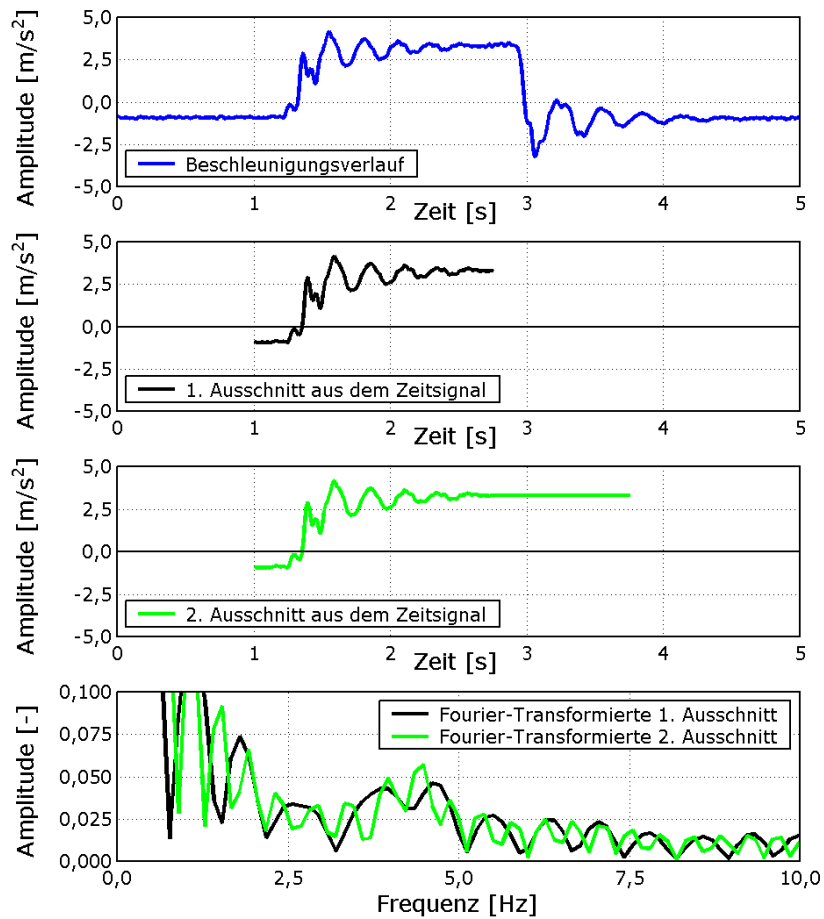


Abbildung 2.2: Die Länge des Ausschnittes aus dem Zeitsignal der Längsbeschleunigung hat Einfluss auf die Amplituden der Fourier-Transformierten dieses Ausschnittes. Der zweite Ausschnitt ist eine künstliche Verlängerung des ersten Ausschnittes.

Werden in AVL-Drive Daten eingegeben, erkennt das Programm zuerst automatisch Betriebszustände, wie zum Beispiel positiver Lastwechsel (Tip-In), negativer Lastwechsel (Tip-Out), Motorstart oder Leerlauf. Im zweiten Schritt werden aus den verschiedenen Signalen Bewertungsgrößen ermittelt. Diese Größen formen die Eingangsdaten eines, bereits „eingefrorenen“ neuronalen Netzes [71]. Dieses Netz bringt im dritten Schritt die verschiedenen Bewertungsgrößen zusammen, als Ergebnis werden Bewertungen für verschiedene Phänomene, inklusiv Gesamt-Bewertung und „Unter-Bewertungen“ innerhalb der Phänomene, zum Beispiel für Mehrfachschrägungen (Ruckeln) als Unter-Bewertung zum positiven Lastwechsel, ausgegeben. Eine Bewertung besteht aus einer Note zwischen eins und zehn. Mit zunehmendem Wert ist das Lastwechselverhalten angenehmer.

Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf dem positiven Lastwechsel aus Schub und dem negativen Lastwechsel aus Beschleunigung, beide mit der Unter-Bewertung für Mehrfachschrägungen. Größen, die in diesem Fall in die Bewertung mit einfließen, sind unter anderem: Die Anzahl der aufgetretenen Schrägungen, die Amplituden dieser einzelnen Schrägungen, die Änderung des Fahrpedalwinkels, die Fahrpedalwinkel-Änderungsgeschwindigkeit, der eingelegte Gang, die Motordrehzahl und die Ansprechverzögerung.

Das neuronale Netz ist mit vielen Fahrversuchen von der Firma AVL trainiert worden und übernimmt hier die Funktion der Korrelationsberechnung wie von Hagerodt [29] durchgeführt. Siehe dazu Abschnitt 2.5.3. Die Beurteilung findet fahrzeugklasse-spezifisch statt. Der Benutzer dieser Bewertungsmethode kann auch selber Eingangssignale ergänzen, Bewertungsgrößen definieren, berechnen und in eigene Bewertungsindizes verarbeiten.

## 2.6 Parametervariationen, Abhilfemaßnahmen und Schlussfolgerungen

Die erzeugten Modelle werden in den verschiedenen Literaturquellen unter anderem für Parametervariationen eingesetzt. Diese Parametervariationen zeigen Stellparameter auf und ermöglichen damit das Erarbeiten von Abhilfemaßnahmen. Am Ende dieses Abschnitts sind die in der Literatur erwähnten Stellparameter für die Phänomene Ruckeln (Tabelle 2.4), Lastwechselschlag (Tabelle 2.5) und Klacke(r)n (Tabelle 2.6) in Tabellen aufgelistet.

Bencker [6] führt Parametervariationen, sowohl antriebsstrang- als motorseitig, durch, und verifiziert verschiedene Parametervariationen im Fahrzeug.

Er stellt fest, dass die motorseitigen Parameter sehr viel Einfluss auf Ruckeln haben, und, er zeigt einige Wechselwirkungen und Zielkonflikte bei der Auslegung des Antriebsstrangs auf:

- Ruckeln und Lastwechselschlag einerseits, Spontaneität andererseits (bei der Auslegung des Motormomentaufbaus);
- Lastwechselschlag einerseits und Akustik andererseits (bei der Auslegung der Steifigkeitskennlinien der Hinterachsträgerlager).

Biermann [12] plädiert für eine gesamthafte Optimierung von sowohl motorseitigen, als auch antriebsstrangseitigen Parametern. Dies ist notwendig um gute Ergebnisse beim Ruckeln zu erzielen.

Bohn [13] konzentriert sich bezüglich Abhilfemaßnahmen für Ruckeln auf den Motor. Er macht einen deutlichen Unterschied zwischen Diesel- und Ottomotoren. Für Dieselmotoren schlägt er einen mechanischen Dämpfer vor, der schnelle Fahrpedalwinkeländerungen verzögert, und somit Drehmomentänderungen des Dieselmotors verlangsamt. Auch für Gemischmengenänderungen sieht er bei Dieselmotoren ein Potenzial. Für Ottomotoren ist dies, wegen des Erreichens der Betriebsgrenze, und somit Verschlechterung des Motor-Betriebsverhaltens, nicht möglich. Die Beeinflussung des Motormoments findet dafür aber über Zündwinkeländerungen statt. Gleiche Gemischmengen führen so zu unterschiedlichen Leistungen.

Capitani [15] kommt zu dem Schluss, dass die Phänomene Fahrbarkeit und Spontaneität sich unterhalb von 10 Hz abspielen. Es spielt hier nur die erste Eigenschwingform des Antriebsstrangs eine Rolle. Damit reicht, bei ordentlicher Parameterabstimmung, ein Antriebsstrangmodell mit zwei Trägheiten aus und es kann das Getriebe starr modelliert werden. Diese Simulationsinstrumente können, laut Capitani, in der virtuellen Entwicklungsphase zur Erarbeitung von Verbesserungen am Fahrzeugverhalten eingesetzt werden, und somit Entwicklungszeit und Kosten sparen.

Fan [18] untersucht Ruckeln und berechnet den Einfluss von:

- Der Kupplungscharakteristik;
- Der Trägheit des Schwungrades;
- Einem Tilger am Schwungrad;
- Spielen im Antriebsstrang;
- Steifigkeiten in Abtriebswellen und Reifen;
- Verschiedenen theoretischen Motormomentverläufen.



Laut Fan sind motorseitige Parameter und Abtriebswellensteifigkeit dominante Einflussgrößen.

Farshidianfar [19] optimiert das Phänomen Ruckeln anhand von genetischen Algorithmen. Als die drei wichtigen Einflussgrößen identifiziert er die Kupplungscharakteristik, Spiele im Antriebsstrang und die Trägheit des Schwungrades.

Fothergill [23] erwähnt, dass Anhebung der Antriebsstrangsteifigkeit zwei Folgen für das Empfinden von Ruckeln hat:

- Die Dämpfung wird weniger, was zu einem längeren Ausschwingvorgang führt, was sich negativ auf das Empfinden auswirkt;
- Die Ruckelfrequenz wird erhöht, was sich positiv auswirkt, der Mensch ist für diese höheren Frequenzen weniger empfindlich.

Hagerodt [29] führt viele Parametervariationen an Motormomentverlauf, Motorlager, Reifeneigenschaften und Antriebsstrangeigenschaften (zum Beispiel Spiel) durch. Das Anregungsmoment und die Anordnung der Motorlager sind von großer Bedeutung für Ruckeln, die Kupplungscharakteristik und Antriebsstrangsteifigkeiten und -spiele für Klacke(r)n.

Menday [46] berechnet den Einfluss einiger Materialvarianten für Wellen bezüglich Dämpfung und zieht den Schluss, dass die Dämpfungseigenschaften der Materialien signifikanten Einfluss auf die Geräusche, die beim Klacke(r)n entstehen, haben.

Schumacher [58] stellt eine simulationsgestützte Analyse der verschiedenen einflussreichen Parameter bezüglich Ruckeln und Klacke(r)n in einem Pkw mit Frontantrieb vor. Einige Ergebnisse sind (siehe Tabelle 2.4 für weitere Ergebnisse):

- Erhöhung der Schwungradträgheit ist gut für Klacke(r)n;
- Erhöhung der Tellerradträgheit ist gut für Klacke(r)n;
- Momentrampe, Stufenposition- und Stufenmoment im Motormomentverlauf haben großen Einfluss auf Ruckeln;
- Steifigkeit der Abtriebswellen hat Einfluss auf Ruckeln.

Außerdem optimiert Schumacher ein Fahrzeug. Zuerst findet eine virtuelle Auslegung der relevanten Parameter<sup>5</sup> statt. Diese Auslegung wird dann im Fahrzeug umgesetzt und anhand von einem Fahrversuch validiert.

---

<sup>5</sup>Motormomentverlauf und Rotationsträgheiten von Schwung- und Tellerrad.

<b>Stellparameter für Ruckeln</b>	<b>[6]</b>	<b>[13]</b>	<b>[18]</b>	<b>[19]</b>	<b>[23]</b>	<b>[29]</b>	<b>[58]</b>
Anordnung der Motorlager (Frontantrieb)						++	
Antriebsstrangsteifigkeit					+		
Kupplungscharakteristik			+	+			
Motor-Getriebe-Verband- Schwerpunkt (Frontantrieb)							++
Motorseitige Parameter	++	++	++			++	++
Rotationsträgheit des Schwungrades			+	+			
Spiel in den Abtriebswellen							++
Spiele im Antriebsstrang				+			

Tabelle 2.4: Stellparameter für Ruckeln, laut den in diesem Kapitel besprochenen Literaturquellen. ++ = viel Einfluss, + = bedeutender Einfluss, 0 = kein Einfluss, „leer“ = keine Aussage.

<b>Stellparameter für den Lastwechselschlag</b>	<b>[6]</b>
Eigenschaften des Zweimassenschwungrades	+
Hinterachsträgerlagerung	+

Tabelle 2.5: Stellparameter für den Lastwechselschlag, laut den in diesem Kapitel besprochenen Literaturquellen. ++ = viel Einfluss, + = bedeutender Einfluss, 0 = kein Einfluss, „leer“ = keine Aussage.

Stellparameter für Klacke(r)n	[29]	[45]	[58]
Antriebsstrangspiele	++		
Antriebsstrangsteifigkeiten	++		
Dämpfungseigenschaften der Materialien im Antriebsstrang		++	
Differentialspiel			++
Getriebeispiel			0
Kupplungscharakteristik	++		
Schwungradträgheit			++
Tellerradträgheit (im Differential; Frontantrieb)			++

Tabelle 2.6: Stellparameter für Klacke(r)n, laut den in diesem Kapitel besprochenen Literaturquellen. ++ = viel Einfluss, + = bedeutender Einfluss, 0 = kein Einfluss, „leer“ = keine Aussage.

## 2.7 Kritische Betrachtung und Potenziale zur Verbesserung

In den bis heute erschienenen Veröffentlichungen zum Thema Lastwechselphänomene, werden Modelle aufgebaut und anhand von Messungen an Fahrzeugen validiert. Diese Modelle werden für Parametervariationen und Optimierungen eingesetzt, aus den Ergebnissen werden Abhilfemaßnahmen für den einzelnen Phänomenen abgeleitet. Somit werden bestehende Fahrzeuge verbessert.

Dem Motormomentverlauf wird, vor allem beim Ruckeln, große Bedeutung zugeteilt, aber oft wird das Moment sehr vereinfacht und mittels theoretischen Verläufen modelliert. Oder es wird aus Fahrzeugmessungen in der Simulation vorgegeben. Damit ist das Moment nicht physikalisch parametrisiert in die Modelle aufgenommen. Es gibt bei der Modellierung des Motormoments ein Potenzial zur Verbesserung, indem es detaillierter und vor allem physikalisch parametrisiert abgebildet wird.

Die Bewertungsmethode Ruckelpeak, wie in Abschnitt 2.5.4 beschrieben, kann verbessert werden, indem die Filterwirkung der dynamischen Beschleunigungssensoren, das von Hand Ausschneiden der Zeitabschnitte und der Umgang mit dem Verlängern der Eingangssignale vermieden oder anders gestaltet wird.

Diese Literaturstudie zeigt, dass die Kombination einer objektiven Bewertung und einer gesamthaften Auslegung von sowohl antriebsstrangseitigen als auch motorseitigen Parametern ein hohes Potenzial verbirgt, aber bis jetzt noch nicht entwickelt wurde. Eine Methode, die das physikalisch parametrisiert

trierte Simulieren und das objektive Bewerten der Lastwechselphänomene ermöglicht, soll im Rahmen dieser Arbeit aufgebaut werden. Diese Methode kann dann in der virtuellen Entwicklungsphase zur Auslegung des instationären Fahrzeugverhaltens eingesetzt werden. Beispiele möglicher Anwendungen sollen gezeigt werden.

# 3 Bewertung von Lastwechselphänomenen

Wie bereits in Abschnitt 2.5 erwähnt, ist es bei der Analyse von Lastwechselphänomenen notwendig eine Aussage bezüglich der Qualität des Lastwechselverhaltens treffen zu können. Bewertungsmethoden werden benötigt um den Einfluss von verschiedenen Parametern auf das Empfinden des Lastwechselverhaltens durch die Insassen des Fahrzeugs zu bestimmen.

Wird eine Bewertungsmethode bei der Auslegung eines Fahrzeugs angewendet, ist die Optimierung des Lastwechselverhaltens alleine aber nicht zielführend. Die Zielkonflikte zwischen den Lastwechselphänomenen einerseits und Spontaneität und Akustik andererseits müssen mit einbezogen werden, es müssen bei der Optimierung der Lastwechselphänomene Randbedingungen, die die Qualität von Spontaneität und Akustik gewährleisten, eingehalten werden.

Die Bewertungsmethode AVL-Drive wurde in Abschnitt 2.5.5 bereits ausführlich erläutert und kann unter anderem zur Bewertung des Ruckelverhaltens und des Lastwechselverhaltens im Allgemeinen angewendet werden. Außerdem wurde die Bewertungsmethode Ruckelpeak zur Bewertung des Ruckelverhaltens bereits in Abschnitt 2.5.4 angesprochen. Jacob [36] zeigt in seiner Diplomarbeit, dass die Bewertungsergebnisse der Bewertungsmethoden AVL-Drive und die im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelte Variante des Ruckelpeaks bezüglich des Ruckelverhaltens gut mit subjektiven Bewertungen korrelieren.

In diesem Kapitel wird die Weiterentwicklung der Bewertungsmethode Ruckelpeak ausgearbeitet. Bei der Bestimmung der Bewertungsgröße Ruckelpeak spielt das Berechnungsverfahren Fourier-Transformation [9, 14, 28, 35, 39, 49, 68] eine große Rolle. Darum ist es für eine Weiterentwicklung der Methode von großer Bedeutung, das Verfahren Fourier-Transformation gut zu verstehen.

## 3.1 Grundlagen der Fourier-Transformation

Die Fourier-Transformierte eines Signals zeigt auf, welche Frequenzen mit welcher Amplitude und Phase am Eingangssignal der Fourier-Transformation beteiligt sind. In Abbildung 3.1 ist zu sehen, wie eine periodische Rechteckfunktion sich aus mehreren Sinusfunktionen zusammensetzt. Zuerst wurde

von der originalen Rechteckfunktion die Fourier-Transformierte berechnet. Danach wurde die Transformierte nur bis zu bestimmten Frequenzen hergenommen, um die Rechteckfunktion, mittels inverser Fourier-Transformation, anzunähern.

### 3.1.1 Definitionen

Die kontinuierliche Fourier-Transformation ist, laut [14], definiert:

$$H(f) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad (3.1)$$

$$h(t) = \int_{-\infty}^{\infty} H(f)e^{i2\pi ft} df \quad (3.2)$$

Alternative Definitionen der kontinuierlichen Fourier-Transformation sind:

$$H(\omega) = a_1 \int_{-\infty}^{\infty} h(t)e^{-i\omega t} dt$$

$$h(t) = a_2 \int_{-\infty}^{\infty} H(\omega)e^{i\omega t} d\omega$$

Mit:

$$\omega = 2\pi f$$

$$a_1 \cdot a_2 = \frac{1}{2\pi}$$

Für  $a_1$  und  $a_2$  gibt es zum Beispiel folgende Möglichkeiten:

1.  $a_1 = 1$       und       $a_2 = \frac{1}{2\pi}$
2.  $a_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}$       und       $a_2 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}$
3.  $a_1 = \frac{1}{2\pi}$       und       $a_2 = 1$

Während die kontinuierliche Fourier-Transformation für analytische Anwendungen sehr geeignet ist, wird für Computeranwendungen die diskrete Fourier-Transformation eingesetzt. Wenn die  $N$  Abtastwerte eines abgetasteten, also diskreten, Signals  $g(kT)$  als eine Periode einer periodischen Funktion deklariert werden, dann besteht die diskrete Fourier-Transformierte dieser periodischen Funktion aus  $N$  Werten, die sich aus folgender Gleichung ergeben [14]:

$$G\left(\frac{n}{NT}\right) = \sum_{k=0}^{N-1} g(kT)e^{-i2\pi nk/N} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (3.3)$$

Laut [14] gilt:

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.4)$$

Gleichung 3.3 ist die diskrete Variante von Gleichung 3.1, eine Ableitung von Gleichung 3.3 aus Gleichung 3.1 ist bei Brigham [14] zu finden. Man sei daran erinnert, dass gilt:

$$\begin{aligned} e^{i\varphi} &= \cos(\varphi) + i \sin(\varphi) \\ e^{-i\varphi} &= \cos(\varphi) - i \sin(\varphi) \end{aligned}$$

Als Beispiel sind hier die Gleichungen für zwei Stützstellen der Fourier-Transformierten aufgenommen. Sie sind abgeleitet aus Gleichung 3.3.

$$\begin{aligned} G\left(\frac{0}{NT}\right) &= \sum_{k=0}^{N-1} g(kT) e^{-i2\pi \cdot 0 \cdot k/N} \\ &= \sum_{k=0}^{N-1} g(kT) \cdot 1 \\ &= g(0) + g(T) + g(2T) + \dots + g((N-1)T) \\ G\left(\frac{1}{NT}\right) &= \sum_{k=0}^{N-1} g(kT) e^{-i2\pi \cdot 1 \cdot k/N} \\ &= g(0) \cdot 1 + g(T) \cdot e^{-i2\pi \frac{1}{N}} + g(2T) \cdot e^{-i2\pi \frac{2}{N}} + \dots \\ &\quad + g((N-1)T) \cdot e^{-i2\pi \frac{(N-1)}{N}} \\ &= g(0) + g(T) \left\{ \cos\left(\frac{2\pi}{N}\right) - i \sin\left(\frac{2\pi}{N}\right) \right\} + \\ &\quad + g(2T) \left\{ \cos\left(\frac{4\pi}{N}\right) - i \sin\left(\frac{4\pi}{N}\right) \right\} + \dots \\ &\quad + g((N-1)T) \left\{ \cos\left(\frac{2\pi(N-1)}{N}\right) - i \sin\left(\frac{2\pi(N-1)}{N}\right) \right\} \end{aligned}$$

Die inverse diskrete Fourier-Transformation, und damit die diskrete Variante von Gleichung 3.2, lautet:

$$g(kT) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} G\left(\frac{n}{NT}\right) e^{i2\pi nk/N} \quad k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (3.5)$$

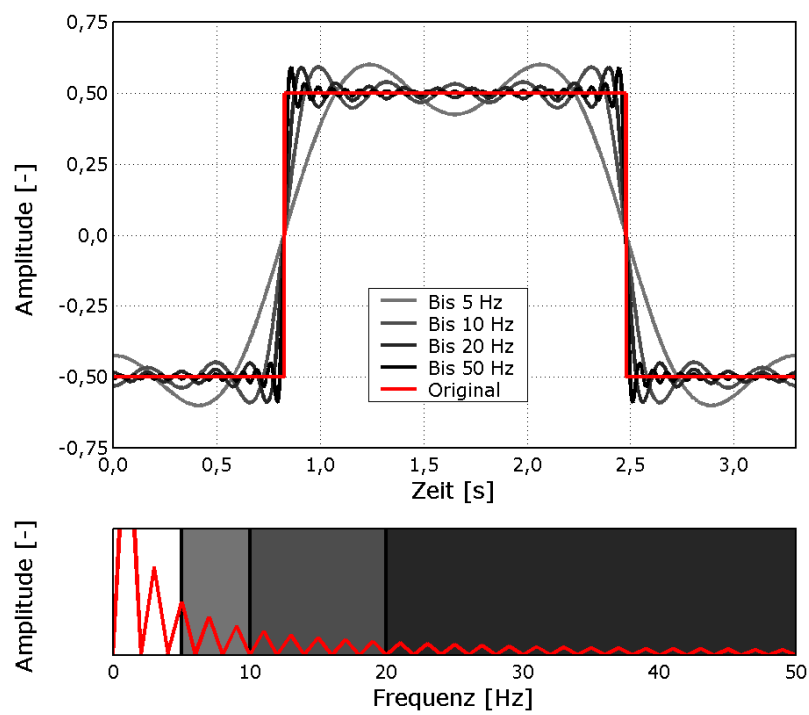


Abbildung 3.1: Eine periodische Rechteckfunktion setzt sich aus mehreren Sinusfunktionen zusammen.



### 3.1.2 Leakage und Fenster-Funktionen

Stimmt die Länge des für die diskrete Fourier-Transformation begrenzten Zeitsignals nicht genau mit einem Vielfachen der Periode des ursprünglichen Signals überein, wird es zum leakage-Effekt kommen [14]. Dabei treten in der Fourier-Transformierten, neben den eigentlichen Amplituden, weitere Amplitudenerhöhungen auf, die eine signifikante Größe annehmen können. Die eigentlichen Amplituden basieren auf den Frequenzen im Eingangssignal. Die weiteren Amplitudenerhöhungen werden Seitenschwinger (englisch: side lobes) genannt. Sie entstehen bei der Zeitbegrenzung, mittels Faltung im Frequenzbereich, des Eingangssignals für die Fourier-Transformation [14]. Das Phänomen leakage-Effekt ist der diskreten Fourier-Transformation wegen der erforderlichen Zeitbegrenzung inhärent.

Der leakage-Effekt kann mittels der Anwendung von Fenster-Funktionen reduziert werden, die Amplituden der Seitenschwinger werden geringer. Bei nicht-periodischen Eingangssignalen kann aber der Einfluss auf das Eingangssignal zum Nachteil der Anwendung einer Fensterfunktion werden. Abbildung 3.2 zeigt wie ein Hanning-Fenster die Amplituden eines nicht-periodischen Signals, und damit auch die Fourier-Transformierte, sehr deutlich beeinflusst.

Bei der Anwendung der Fourier-Transformation zur Bestimmung der Bewertungsgröße Ruckelpeak ist es wichtig, die nicht-periodischen Ruckelschwingungen zu behalten. Darum wird bei der Bestimmung des Ruckelpeaks kein Fenster angewendet<sup>1</sup>, auch wenn dadurch die Seitenschwinger nicht reduziert werden.

### 3.1.3 Zero-padding

Künstliche Verlängerung des Eingangssignals der Fourier-Transformation mit Nullen (englisch: zero-padding, [28]) ist eine Methode um die *grafische*<sup>2</sup> Auflösung der Fourier-Transformierte zu verbessern, es werden zusätzliche Stützstellen im Frequenzbereich erzeugt. Wird bei der Berechnung der Fourier-Transformierten von Signal  $y$  zero-padding angewendet, dann wird als Eingangssignal  $g(kT)$  in Gleichung 3.3 gewählt:

$$g(kT) = [y \ 0] \quad (3.6)$$

Gleichung 3.3 zeigt, dass zusätzliche Nullen in  $g(kT)$  keinen Einfluss auf die Amplituden in  $G(\frac{n}{NT})$  haben. Wird bei der Verarbeitung von  $G(\frac{n}{NT})$

<sup>1</sup>Siehe Abschnitt 3.2.3

<sup>2</sup>Die *physikalische* Auflösung der Fourier-Transformierte wird durch die Anwendung von zero-padding nicht erhöht [14]. Eine Erhöhung der physikalischen Auflösung kann erreicht werden, indem ein längeres Zeitsignal als Eingangssignal gewählt wird. Im Rahmen der nicht-periodischen Lastwechselphänomene ist dies aber nicht sinnvoll umsetzbar.

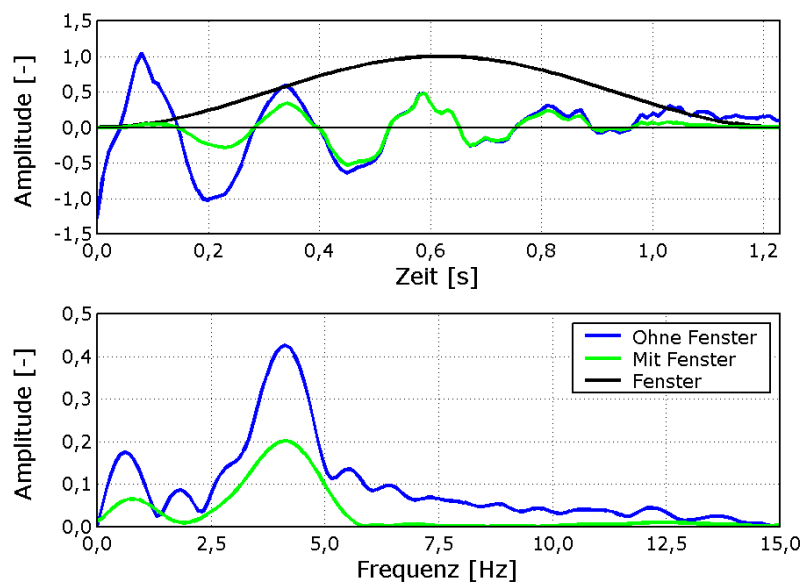


Abbildung 3.2: Die Anwendung eines Hanning-Fensters auf ein nicht-periodisches Signal hat große Auswirkungen. Die Amplituden der Schwingungen im Zeitsignal werden durch die Anwendung des Fensters stark verändert (oben). Dementsprechend unterscheiden sich auch die beiden Fourier-Transformierten (unten).

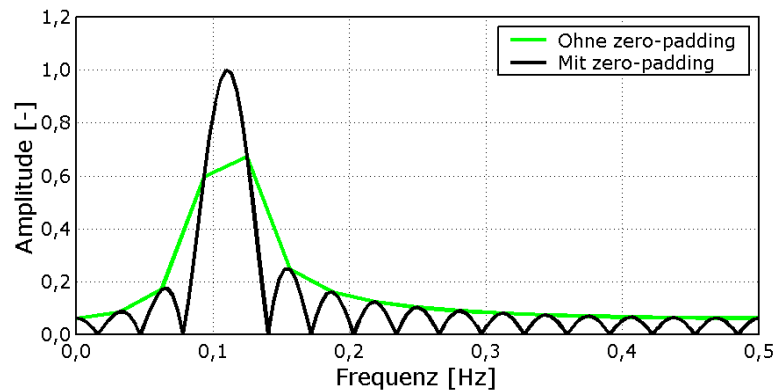


Abbildung 3.3: Zero-padding erhöht die grafische Auflösung der Fourier-Transformierte.

durch die Anzahl von Stützstellen in  $G(\frac{n}{NT})$  geteilt, sollen die zusätzlichen Stützstellen des zero-padding nicht berücksichtigt werden und nur durch die Anzahl von Stützstellen von  $y$  geteilt werden. So wird vermieden, dass die Amplitude der Fourier-Transformierten verfälscht wird. Ein Beispiel von zero-padding und die Auswirkungen auf die Amplituden der Fourier-Transformierte werden in Abbildung 3.3 gezeigt.

### 3.1.4 Durchschnitt des Eingangssignals

Die Seitenschwinger des Offsets des Eingangssignals können einen erheblichen Einfluss auf die Amplituden der Fourier-Transformierten haben. Dies kann vermieden werden, indem der Durchschnitt des Eingangssignals vom Eingangssignal abgezogen wird. Somit ist der Durchschnitt des Eingangssignals gleich null. Wichtig ist dabei, dass der Durchschnitt abgezogen wird, bevor zero-padding angewendet wird, und nicht danach. Die Auswirkungen der Seitenschwinger eines Offsets werden in Abschnitt 3.2.5 in den Abbildungen 3.7 und 3.8 mittels eines Beispiels erläutert.

### 3.1.5 Schnelle Fourier-Transformation

Die schnelle Fourier-Transformation (Englisch: Fast Fourier Transformation, kurz FFT) ist eine Berechnungsmethode um eine Fourier-Transformierte schnell berechnen zu können. Die Gleichungen werden umgeschrieben, damit die Anzahl durchzuführenden Berechnungen stark reduziert wird. Die bei der Fourier-Transformation oft gestellte Bedingung, dass das Eingangssignal der Fourier-Transformation aus genau  $2^n$  Stützstellen besteht, hängt mit dem

Verfahren zur Berechnung der Fourier-Transformierten mittels FFT zusammen. Von Grünigen [28] nennt das zur Vorbereitung der FFT Verlängern des Eingangssignals mittels zero-padding, neben dem Erreichen einer höheren grafischen Auflösung der Fourier-Transformierte, als Einsatzgebiet des zero-padding. Wenn die benötigte Rechenzeit keine Rolle spielt, muss die Bedingung von genau  $2^n$  Stützstellen nicht eingehalten werden, oder es kann auch von der Anwendung des Verfahrens FFT abgesehen werden.

## 3.2 Bewertungsmethode Ruckelpeak

Nachdem die Grundlagen der Fourier-Transformation behandelt und der Stand der Technik zur Bewertungsmethode Ruckelpeak in Abschnitt 2.5.4 angesprochen sind, wird hier ausführlich erläutert, wie die Methode Ruckelpeak im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelt wurde.

Erstens wird ein standardisiertes Fahrmanöver definiert. Dann wird ausführlich erläutert, wie die Eingangssignale für die Fourier-Transformation aus dem Signal der Längsbeschleunigung ausgeschnitten werden. Als drittes wird angesprochen, wie die Fourier-Transformation angewendet wird. Dabei wird auf Abschnitt 3.1 zurückgegriffen. Abschließend kann die Bewertungsgröße Ruckelpeak aus der Fourier-Transformierten ausgelesen werden.

### 3.2.1 Standardisierung des Fahrmanövers

Als erstes wurde, um das Ruckelverhalten verschiedener Fahrzeugkonfigurationen und verschiedener Fahrzeuge untereinander vergleichen zu können, ein standardisiertes Fahrmanöver definiert. Das Fahrmanöver besteht aus einem Tip-In und einem Tip-Out, siehe Abbildung 3.4. Am Anfang wird in Schubbetrieb gefahren, der Fahrpedalwinkel ist gleich null. Dann folgt ein Tip-In aus dem Schubbetrieb, der Fahrpedalwinkel wird so schnell wie möglich auf seinen Sollwert gebracht und dann konstant gehalten<sup>3</sup>. Es wird dann im Zug-Betrieb gefahren. Die Größe des Sollwertes kann nach Bedarf gewählt werden. Wenige Sekunden später, am besten wenn die Ruckelschwingungen ausgeklungen sind, folgt der Tip-Out. Der Fahrpedalwinkel wird wieder so schnell wie möglich auf null gebracht. Abschließend wird, am besten bis die Ruckelschwingungen ausgeklungen sind, im Schubbetrieb gefahren. Die Bewertungsmethode Ruckelpeak kann sowohl auf Mess- als auf Simulationsergebnisse angewendet werden.

---

<sup>3</sup>Das Konstanthalten des Fahrpedals in Teillast kann zum Beispiel durch das Anbringen eines Anschlags unter dem Fahrpedal erreicht werden. Es ist auch über Anpassungen an der Motorsteuerung umsetzbar.

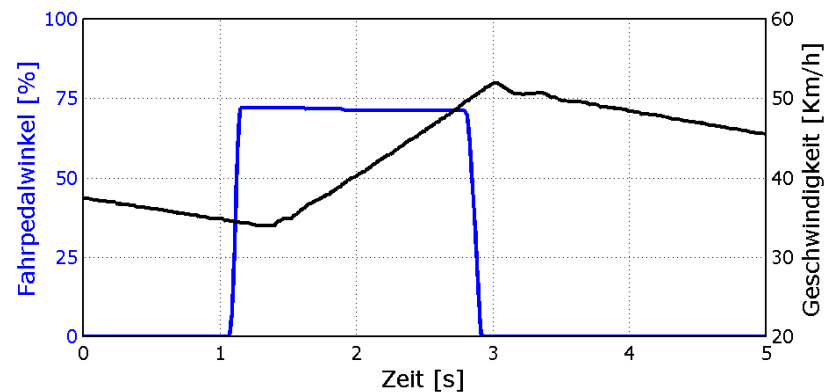


Abbildung 3.4: Ein standardisiertes Fahrmanöver als Bestandteil der Bewertungsmethode Ruckelpeak. Auf Schubetrieb folgen ein Tip-In und eine Zug-Phase. Nach einem Tip-Out endet das Manöver wieder im Schubetrieb.

Für die Berechnung der Bewertungsgröße Ruckelpeak, wie im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, werden zwei Eingangssignale benötigt: Das Signal des Fahrpedalwinkels<sup>4</sup> und die Längsbeschleunigung an der Sitzschiene in Fahrzeuginnenrichtung, inklusive 0-Hz-Anteil. Signale aus Beschleunigungssensoren mit Hochpass-Charakteristik können nicht benutzt werden. Die Anwendung solcher Sensoren kann die Vergleichbarkeit der Bewertungsergebnisse beeinträchtigen, wenn die Sensoren unterschiedlichen Hochpass-Charakteristiken aufweisen. Eine Nacharbeitung der Simulationsergebnisse durch Anwendung der Hochpass-Charakteristik des Sensors, wenn überhaupt ausreichend bekannt, wäre notwendig.

### 3.2.2 Ausschneiden der Eingangssignale

Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass der Wert der Bewertungsgröße Ruckelpeak sehr stark davon abhängt, wie das Eingangssignal für die Fourier-Transformation aus dem nicht-periodischen Signal der Längsbeschleunigung ausgeschnitten wird<sup>5</sup>. Wichtig beim Ausschneiden ist, dass störende Seitenschwinger in der Fourier-Transformierten vermieden werden. Diese Seitenschwinger können bei der Ruckelfrequenz einen Beitrag an der Amplitude der Fourier-Transformierten haben, und somit den Ruckelpeak verfälschen. Sie können zum Beispiel auftreten, wenn der Sprung in der

<sup>4</sup>Das Signal des Fahrpedalwinkels wird in Prozent des maximalen Fahrpedalwinkels angegeben und hat damit einen Wert zwischen 0 und 100. Im Rahmen dieser Arbeit wurde es aus dem CAN-Bus ausgelesen.

<sup>5</sup>Hierzu sei auf die Beispiele in den Abbildungen 3.7 und 3.8 verwiesen.

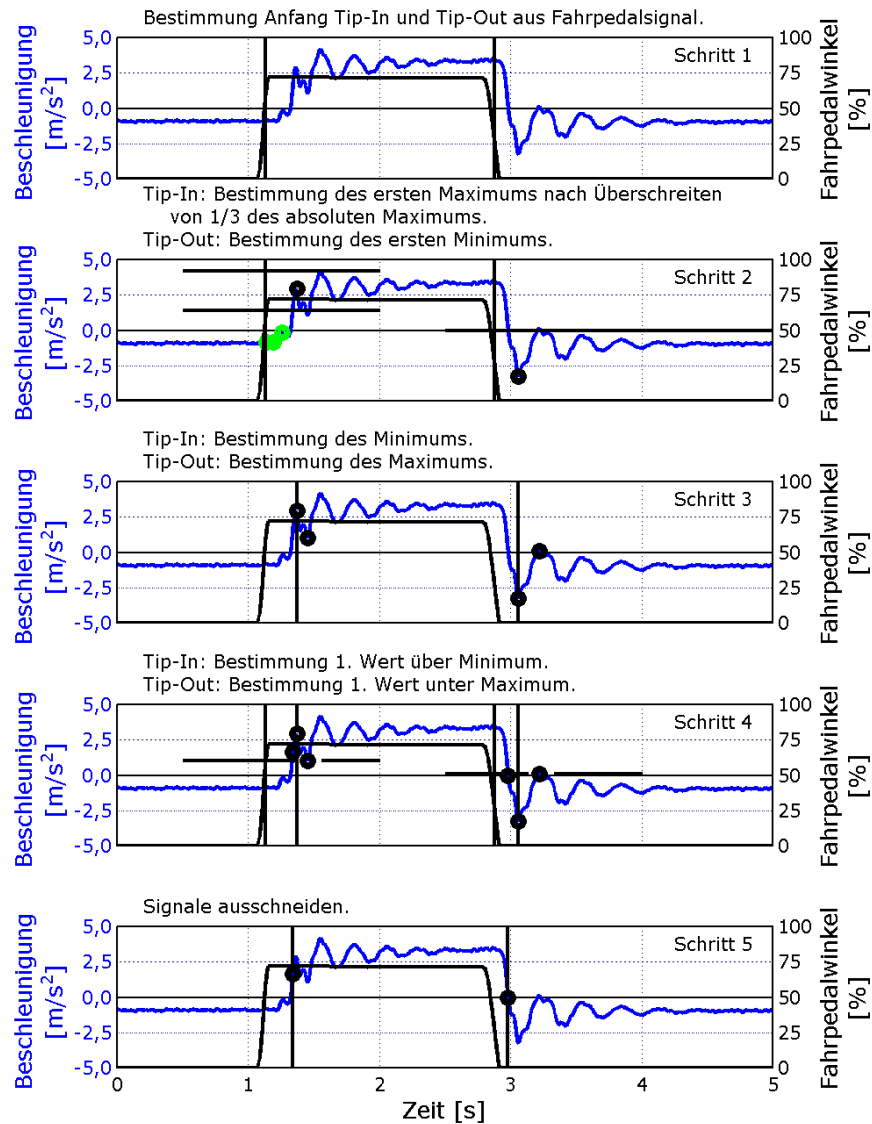


Abbildung 3.5: Der Wert der Bewertungsgröße Ruckelpeak ist sehr stark davon abhängig, wie das Eingangssignal für die Fourier-Transformation, sowohl für den Tip-In als für den Tip-Out, aus dem Signal der Längsbeschleunigung ausgeschnitten wird. Eine robuste Methode zum Ausschneiden der Eingangssignale ist erarbeitet worden. Siehe zur weiteren Erläuterung dieser Abbildung Abschnitt 3.2.2.

<b>Ausschneiden für den Tip-In</b>	
Schritt 1:	Bestimmung der Momente, an dem der Tip-In und der Tip-Out stattfinden. Bestimmung eines Abschnitts für weitere Schritte.
Schritt 2:	Bestimmung des globalen Maximums in der Längsbeschleunigung im Abschnitt aus Schritt 1. Bestimmung des ersten lokalen Maximums nach Überschreiten von einem Drittel des globalen Maximums.
Schritt 3:	Bestimmung des Minimums zwischen dem lokalen Maximum aus Schritt 2 und das Ende des Abschnitts aus Schritt 1.
Schritt 4:	Bestimmung des ersten Datenpunkts über das Minimum aus Schritt 3, zwischen dem Anfang des Abschnitts aus Schritt 1 und dem lokalen Maximum aus Schritt 2.
Schritt 5:	Ausschneiden des Eingangssignals.

Tabelle 3.1: Das Ausschneiden des Eingangssignals für die Fourier-Transformation findet für den Tip-In in fünf Schritten statt.

<b>Ausschneiden für den Tip-Out</b>	
Schritt 1:	Bestimmung eines Abschnitts für weitere Schritte.
Schritt 2:	Bestimmung des ersten Minimums in der Längsbeschleunigung nach dem Nulldurchgang im Abschnitt aus Schritt 1.
Schritt 3:	Bestimmung des Maximums zwischen dem Minimum aus Schritt 2 und das Ende des Abschnitts aus Schritt 1.
Schritt 4:	Bestimmung des ersten Datenpunkts unter dem Maximum aus Schritt 3, zwischen dem Anfang des Abschnitts aus Schritt 1 und dem Minimum aus Schritt 2.
Schritt 5:	Ausschneiden des Eingangssignals.

Tabelle 3.2: Das Ausschneiden des Eingangssignals für die Fourier-Transformation findet für den Tip-Out in fünf Schritte statt.

Längsbeschleunigung im Eingangssignal für die Fourier-Transformation enthalten ist. Dies gilt sowohl für den Tip-In als für den Tip-Out. Es wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Ausschneidemethode entwickelt, die ein Eingangssignal für die Fourier-Transformation ermittelt, das die Ruckelschwingungen aber nicht den Sprung in der Beschleunigung enthält. Die Ausschneidemethode soll auf viele verschiedene, realistische Beschleunigungsverläufe angewendet werden können. Eine hohe Robustheit ist also erforderlich. Sowohl für die Bewertung des Ruckelns beim Tip-In als auch für die Bewertung des Ruckelns beim Tip-Out, findet das Ausschneiden in fünf Schritten statt. Siehe dazu Abbildung 3.5 und die Tabellen 3.1 und 3.2.

Im ersten Schritt für den Tip-In wird, anhand des Signals des Fahrpedalwinkels, festgestellt, wann der Tip-In und wann der Tip-Out stattfinden. Dazu wird zuerst der minimale Wert des Signals vom Signal abgezogen, danach wird es durch seinen maximalen Wert geteilt. Nachdem das Ergebnis gerundet wird, gibt es im Signal nur noch Nullen und Einsen. Der Zeitpunkt des ersten Eins' wird als Zeitpunkt, an dem der Tip-In stattfindet, genommen, die erste Null nach den Einsen der Zug-Phase deutet den Zeitpunkt, an dem der Tip-Out stattfindet, an. Nachdem diese zwei Zeitpunkte ermittelt wurden, wird ein Abschnitt, der in weiteren Schritten benötigt wird, festgelegt. Anfang dieses Abschnitts ist der Moment, an dem der Tip-In stattfindet. Ende des Abschnitts ist entweder der Moment, an dem der Tip-Out stattfindet, oder zwei Sekunden<sup>6</sup> nach Anfang des Tip-Ins. Der Moment, der von den beiden am frühesten stattfindet, wird als Ende des Abschnitts genommen. Somit wird weder der Tip-Out mit einbezogen, noch wird der betrachtete Abschnitt zu lange.

Ziel des zweiten Schrittes ist die Ermittlung des ersten (lokalen) Maximums nach dem Sprung in der Längsbeschleunigung. Dazu wird im Abschnitt aus dem ersten Schritt das absolute Maximum der Längsbeschleunigung bestimmt und durch drei geteilt. Danach wird das erste, lokale Maximum nach dem Überschreiten dieses Wertes gesucht. Es wird nicht einfach das erste lokale Maximum nach dem Moment des Tip-Ins genommen, weil dann lokale Maxima vor dem Sprung in der Längsbeschleunigung, wie die grünen Punkte im Plot für Schritt zwei in Abbildung 3.5, gefunden werden. In dem Fall würde der Sprung in der Längsbeschleunigung noch im Eingangssignal für die Fourier-Transformierte enthalten bleiben, etwas das, um den Ruckelpeak so sauber wie möglich aus der Fourier-Transformierten auslesen zu können, vermieden werden soll. Der Faktor drei wurde so gewählt, dass die lokalen Maxima in Höhe des Nulldurchgangs unterhalb diesen Wert liegen und das

---

<sup>6</sup>Nach 2 Sekunden sind die Ruckelschwingungen meistens ausgeklungen.



erste lokale Maximum, das deutlich niedriger als das globale Maximum sein kann, darüber.

Im dritten Schritt wird das Minimum zwischen dem lokalen Maximum aus Schritt zwei und dem Ende des Abschnitts, wie in Schritt eins festgelegt, bestimmt. In Schritt vier wird der erste Datenpunkt mit einem Wert über dem Minimum aus Schritt drei gesucht. Dies passiert zwischen dem im ersten Schritt bestimmten Moment, an dem der Tip-In stattfindet, und dem lokalen Maximum aus Schritt zwei. Im fünften und letzten Schritt wird das Eingangssignal für die Fourier-Transformation aus dem Signal der Längsbeschleunigung ausgeschnitten. Anfang des Ausschnitts ist der Datenpunkt aus Schritt vier. Der Ausschnitt hat eine Länge von zwei Sekunden. Wegen der Standardisierung des Verfahrens und der Vergleichbarkeit verschiedener Ruckelpeak untereinander ist es von großer Bedeutung, dass das Eingangssignal für die Fourier-Transformation immer die gleiche Länge hat, siehe Abschnitt 2.5.4 und Abbildung 2.2. Nach zwei Sekunden sind die Schwingungen meistens ausgeklungen, darum wurde eine Länge von zwei Sekunden für das Eingangssignal gewählt. Wenn aber „Tip-Out“ früher als „Datenpunkt aus Schritt vier plus zwei Sekunden“ stattfindet, werden die Y-Werte des Ausschnitts zwischen „Anfang Tip-Out“ und „Datenpunkt aus Schritt vier plus zwei Sekunden“ durch den letzten Y-Wert vor dem Tip-Out ersetzt.

Das Verfahren zum Ausschneiden für den Tip-Out ist sehr ähnlich dem Verfahren für den Tip-In. Auch für den Tip-Out wird im ersten Schritt ein Abschnitt festgelegt. Der Anfang ist der Moment, in dem der Tip-Out stattfindet. Das Ende ist entweder das Ende des Signals, oder zwei Sekunden nach Anfang des Tip-Outs. Auch hier wird der Moment, der von den beiden am frühesten stattfindet, als Ende des Abschnitts genommen. Im zweiten Schritt wird in diesem Abschnitt das erste Minimum nach dem Nulldurchgang gesucht.

Im dritten Schritt wird, zwischen dem Minimum von Schritt zwei und dem Ende des Abschnitts von Schritt eins, das Maximum gesucht. In Schritt vier wird der erste Datenpunkt unter dem Maximum aus Schritt drei gesucht. Und zwar zwischen dem Moment, in dem der Tip-Out stattfindet und dem Minimum aus Schritt zwei. Im fünften und letzten Schritt wird, wie beim Tip-In, das Eingangssignal für die Fourier-Transformation ausgeschnitten. Auch hier ist der Anfang der Datenpunkt aus Schritt vier und auch hier ist die Länge des Ausschnitts gleich zwei Sekunden. Wenn „Ende des Signals“ früher als „Datenpunkt aus Schritt vier plus zwei Sekunden“ stattfindet, werden die Y-Werte des Ausschnitts zwischen „Ende des Signals“ und „Datenpunkt aus Schritt vier plus zwei Sekunden“ mit den letzten Y-Wert des Signals ausgefüllt.

### 3.2.3 Berechnung der Fourier-Transformierten

Im vorgehenden Abschnitt wurden die Eingangssignale für die Fourier-Transformation für den Tip-In und den Tip-Out separat bestimmt. Für die Berechnung der Fourier-Transformierte ist die Vorgehensweise für den Tip-In und den Tip-Out gleich.

Die Erkenntnisse aus Abschnitt 3.1 zu den Grundlagen der Fourier-Transformation werden hier bei der Berechnung der Fourier-Transformierten für die Bestimmung des Ruckelpeaks angewendet. Damit die Größe der Amplitude der Fourier-Transformierten eine physikalische Bedeutung hat und um das nicht-periodische Eingangssignal nicht zu verstimmen, wird kein Fenster angewendet. Um eine hohe grafische Auflösung der Fourier-Transformierten zu erreichen und somit besser in der Lage zu sein, die Amplitude korrekt auszulesen, wird zero-padding angewendet. Es wird nachher durch die Anzahl von Stützstellen des ursprünglichen Eingangssignal geteilt, die Anzahl von Stützstellen der zusätzlichen Nullen wird also nicht berücksichtigt. Um störende, niederfrequente Seitenschwinger in der Fourier-Transformierten zu reduzieren, wird der Durchschnitt des Eingangssignals vom Eingangssignal abgezogen. Diese Seitenschwinger können bei der Ruckelfrequenz einen Beitrag an der Amplitude der Fourier-Transformierten haben und somit die Bewertungsgröße Ruckelpeak verfälschen.

Für die Berechnung der Fourier-Transformierten wird die Schnelle Fourier-Transformation mittels der MATLAB-Funktion `fft` angewendet, und zwar so, dass das Ergebnis identisch mit dem ist, als würde man Gleichung 3.3 anwenden. Durch die Anwendung des zero-padding kann die direkte Anwendung von Gleichung 3.3 zeitaufwendig werden.

### 3.2.4 Auslesen des Ruckelpeaks

Nachdem die Eingangssignale ermittelt und die Fourier-Transformierten berechnet worden sind, können aus den Fourier-Transformierten der Ruckelpeak für den Tip-In und der Ruckelpeak für den Tip-Out ausgelesen werden. Abbildung 3.6 zeigt den Output der Bewertungsmethode Ruckelpeak. Im obersten Abschnitt das Signal des Fahrpedalwinkels und das Signal der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene eines Ruckelvorgangs nach dem standardisierten Fahrmanöver. Im zweiten Abschnitt ist der Ausschnitt aus dem Signal der Längsbeschleunigung für den Tip-In dargestellt, im dritten Abschnitt die Fourier-Transformierte dieses Ausschnitts. In der Fourier-Transformierten ist eine Erhöhung der Amplitude bei der Ruckelfrequenz von circa 4 Hertz deutlich erkennbar. Der Y-Wert der höchsten Stelle dieser Erhöhung ist die Bewertungsgröße Ruckelpeak, in Abbildung 3.6 mit einem roten Punkt

angegeben. In den Abschnitten vier und fünf von Abbildung 3.6 sind Ausschnitt und Fourier-Transformierte, in der der Ruckelpeak ebenfalls deutlich erkennbar ist, für den Tip-Out dargestellt.

### 3.2.5 Beispiele und Tests

Einige Aspekte, die Einfluss auf die Fourier-Transformierte und damit auf den Wert des Ruckelpeaks nehmen, sind in Abbildungen 3.7 und 3.8 für den Tip-In beziehungsweise für den Tip-Out dargestellt. Für verschiedene Vorgehensweisen ist jeweils das Eingangssignal für die Fourier-Transformation und die Fourier-Transformierte in die Abbildungen aufgenommen. Die Ergebnisse der Anwendung des endgültigen Verfahrens zur Berechnung des Ruckelpeaks ist ganz unten in den beiden Abbildungen dargestellt. Die vollständigen Signale der in diese Abbildungen aufgenommenen Ausschnitte sind in Abbildung 3.6 zu sehen.

Als erstes ist in beiden Abbildungen die Auswirkung eines Hanning-Fensters auf Eingangssignal und Fourier-Transformierte gezeigt. Deutlich sichtbar ist, dass die größten Amplituden der Ruckelschwingung vom Fenster weggefiltert werden. Die Amplituden in der Fourier-Transformierten sind deutlich niedriger als bei den anderen Verfahren.

Das zweite Verfahren ist eine Begründung für die relativ aufwendige Art, das Eingangssignal aus dem Zeitsignal auszuschneiden. Hier hat der Ausschnitt, wie bei allen alternativen Verfahren in diesem Kapitel, eine Länge von zwei Sekunden. Der Anfang ist hier aber in dem Moment gewählt, in dem der Fahrpedalwinkel den Sprung aufzeigt. Dadurch ist der Beschleunigungsanstieg vom Schubbetrieb aus beziehungsweise der Beschleunigungsabstieg von der Zug-Phase aus auch im Eingangssignal für die Fourier-Transformation erhalten. Dieser „Sprung“ im Eingangssignal hat, sowohl beim Tip-In als auch beim Tip-Out, im Vergleich zum endgültigen Verfahren einen deutlichen Einfluss auf die Fourier-Transformierte. Vor allem bei Frequenzen unterhalb der Ruckelfrequenz wirkt sich dieser Sprung im Eingangssignal aus. Um vorzubeugen, dass der Ruckelpeak beeinflusst wird, direkt oder über den leakage-Effekt, ist die relativ aufwendige Methode zum Ausschneiden der Eingangssignale entwickelt.

In der Mitte der beiden Abbildungen 3.7 und 3.8 ist zu sehen, wie die Fourier-Transformierte aussieht, wenn der Durchschnitt des Eingangssignals nicht vom Eingangssignal abgezogen wird. Auch hier wirkt sich der leakage-Effekt auf den Ruckelpeak aus.

Beim vierten Verfahren wurde kein zero-padding angewendet. Es ist eindeutig sichtbar, dass zero-padding eine bessere Auflösung der Fourier-Transformierten zur Folge hat. Diese bessere Auflösung ermöglicht eine bessere

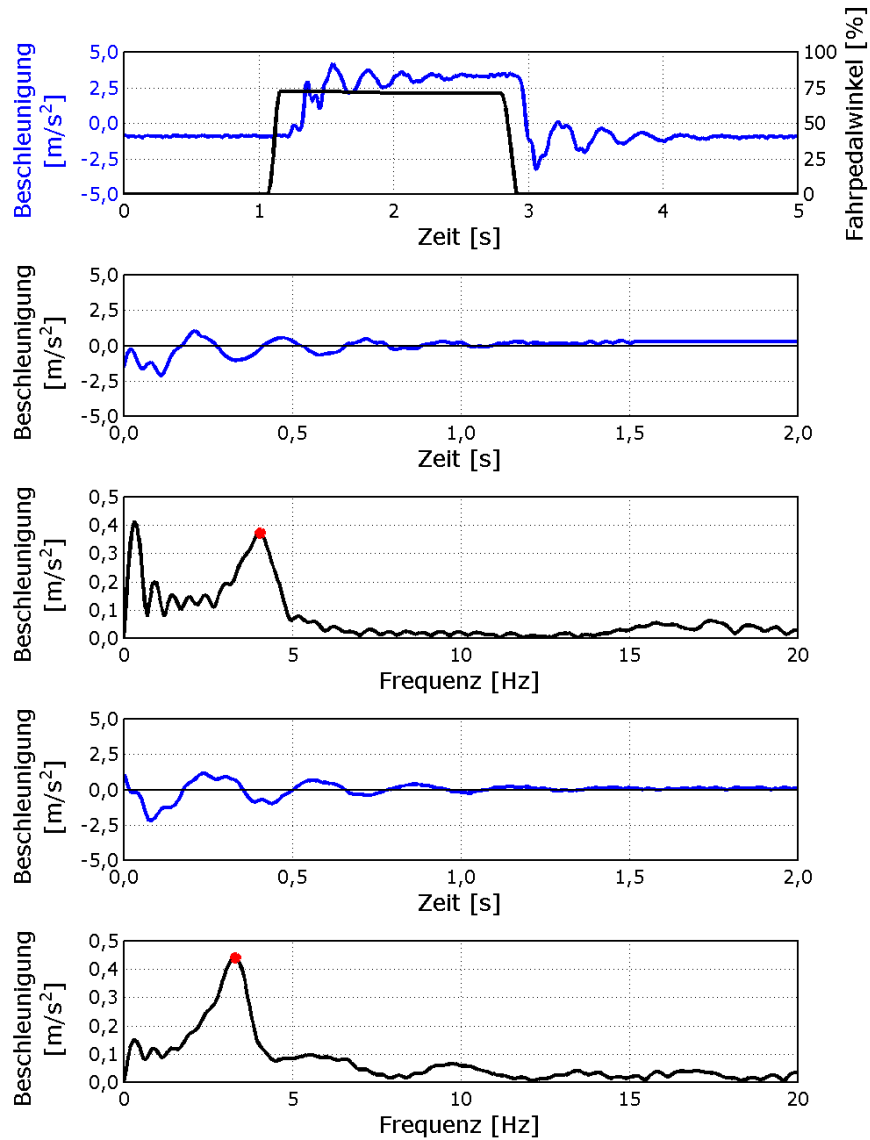


Abbildung 3.6: Output der Bewertungsmethode Ruckelpeak. Ganz oben die beiden Eingangssignale der Bewertungsmethode. In Teilabbildung zwei und drei sind Eingangssignal für die Fourier-Transformation und Fourier-Transformierte, beide für den Tip-In, dargestellt. In Teilabbildungen vier und fünf die gleichen Signale für den Tip-Out. Die roten Punkte in den Fourier-Transformierten sind die Ruckelpeaks.

Bestimmung des Ruckelpeaks.

Wie vorher schon angesprochen, sind ganz unten in den beiden Abbildungen 3.7 und 3.8 die Eingangssignale und Fourier-Transformierten zu dem Verfahren zur Berechnung des Ruckelpeaks, wie im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, zu sehen. Ein direkter Vergleich wird so ermöglicht und es wird ersichtlicher, warum verschiedene Maßnahmen in die Methode zur Berechnung des Ruckelpeaks aufgenommen wurden.

In der Fourier-Transformierten eines Signals ist zu sehen, mit welcher Amplitude verschiedene Frequenzen an dem Signal beteiligt sind. Das Verfahren zur Berechnung des Ruckelpeaks, und als Bestandteil dessen die Fourier-Transformation, ermittelt eine Amplitude mit physikalischer Bedeutung. Die Einheit der Bewertungsgröße Ruckelpeak ist Meter pro Sekunde Quadrat, weil sie aus der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene abgeleitet wird. Um nachzuweisen, dass das Verfahren keinen Einfluss auf die Amplitude nimmt, wurden verschiedene Sinussignale mit konstanter Amplitude und Frequenz als Eingangssignal dem Verfahren angeboten. In Abbildung 3.9 ist zu sehen, dass die Fourier-Transformierten die Amplitude und die Frequenz der einzelnen Signale richtig wiedergeben und dass das Verfahren damit keinen Einfluss auf Amplitude und Frequenz nimmt.

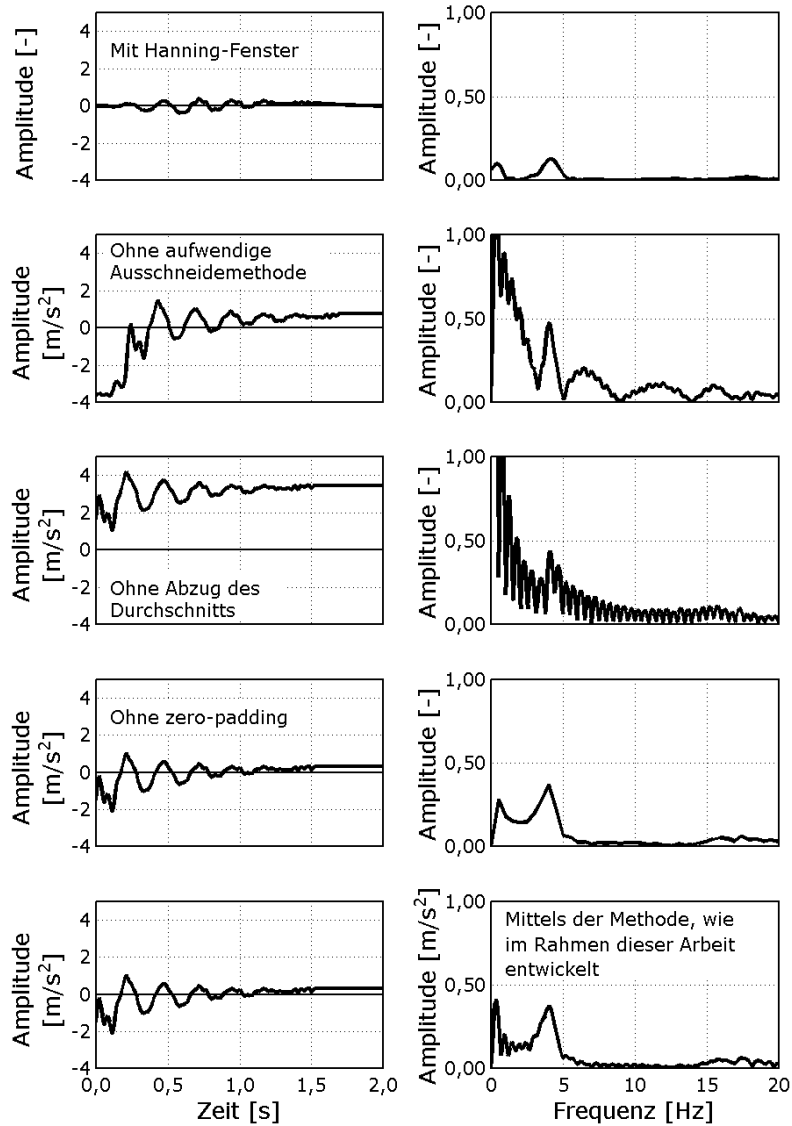


Abbildung 3.7: Der Einfluss verschiedener Faktoren und Verfahren auf die Amplituden der Fourier-Transformierten und damit auf den Ruckelpeak, in diesem Falle für den Tip-In. Für weitere Erläuterung siehe Abschnitt 3.2.5.

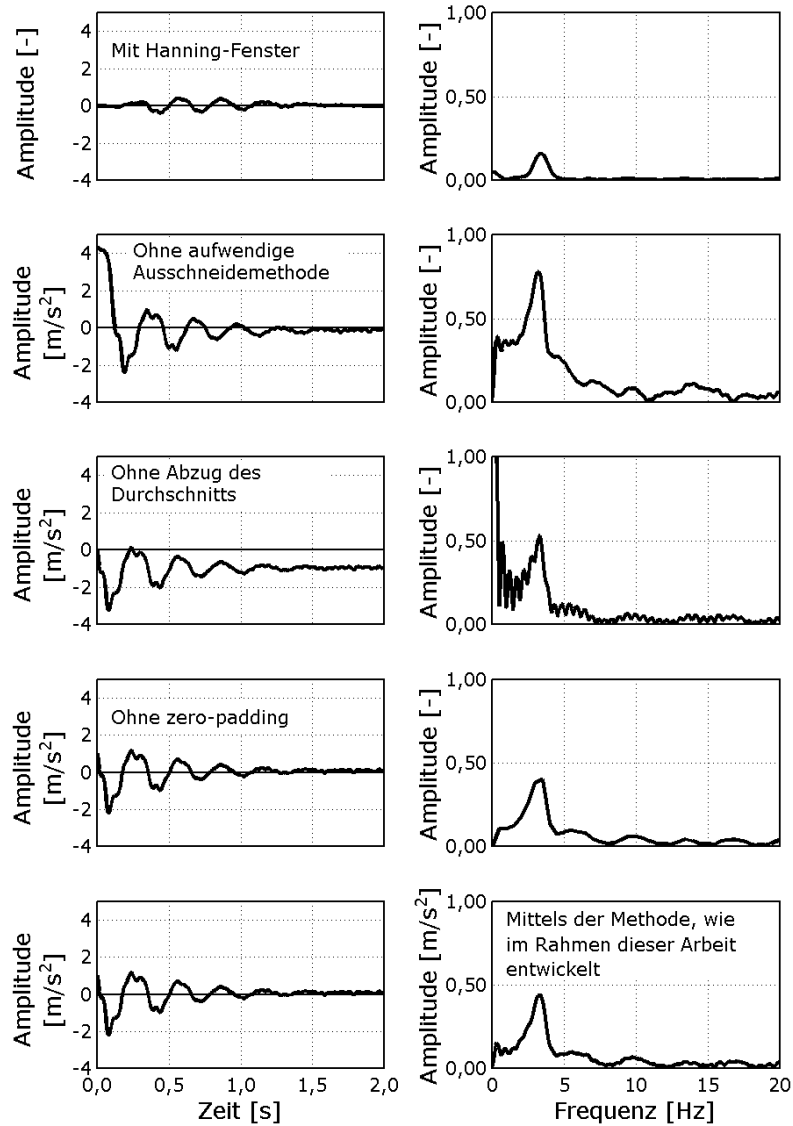


Abbildung 3.8: Der Einfluss verschiedener Faktoren und Verfahren auf die Amplituden der Fourier-Transformierten und damit auf den Ruckelpeak, in diesem Falle für den Tip-Out. Für weitere Erläuterung siehe Abschnitt 3.2.5.

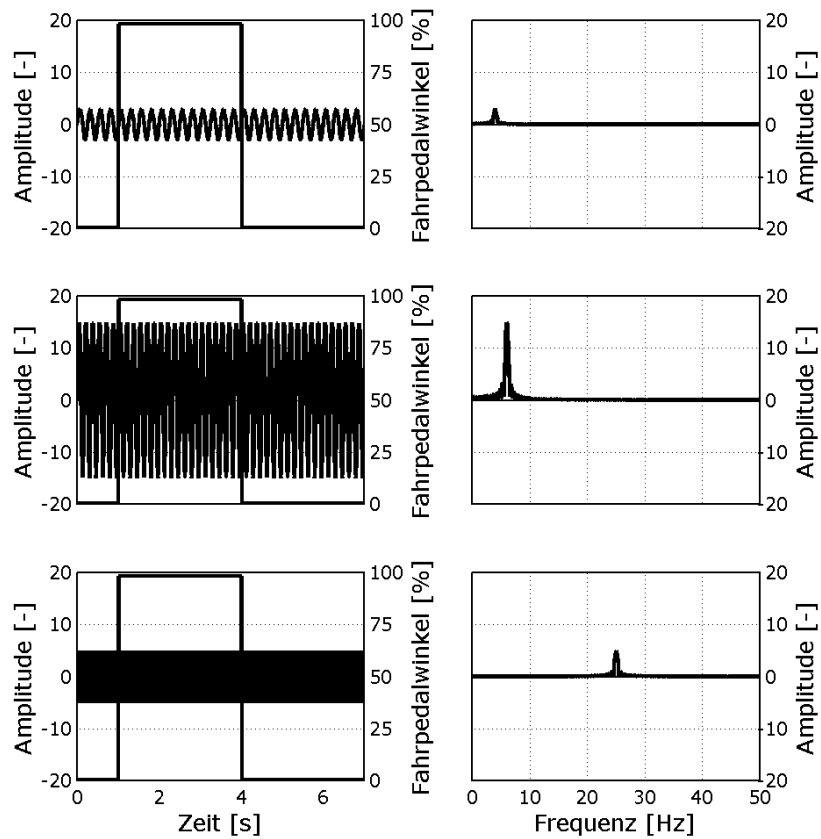


Abbildung 3.9: Das Verfahren zur Berechnung des Ruckelpeaks darf keinen Einfluss auf die Amplitude nehmen. Dem Verfahren sind drei verschiedene Eingangssignale angeboten worden (links). Amplitude und Frequenz der reinen Sinussignale sind in den von dem Verfahren ermittelten Fourier-Transformierten (rechts) erhalten, das Verfahren nimmt damit keinen Einfluss auf Amplitude und Frequenz.



# 4 Fahrzeugmodell

Um das Fahrzeugverhalten virtuell in der frühen Entwicklungsphase analysieren und auslegen zu können, ist ein Fahrzeugmodell im Mehrkörpersystem-Simulationsprogramm SIMPACK modelliert worden. Es handelt sich dabei um ein Modell eines BMW 545i mit Handschaltgetriebe und Heckantrieb. In diesem Kapitel ist die Beschreibung der Modellierung dieses Fahrzeugmodells, siehe Abbildung 4.1, aufgenommen. Die Modellierung des Motormoments wird in Kapitel 5 beschrieben.

## 4.1 Grundlagen der Dynamik von Mehrkörpersystemen

Zur Analyse der Kinematik von zum Beispiel Achsen oder Cabriovertdecken oder im Rahmen von Kollisions- und Platzbedarfsanalysen, aber auch bei Analysen bezüglich des fahrdynamischen Fahrzeugverhaltens oder Fahrkomfortanalysen, wird oft die Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) eingesetzt. Dabei wird angenommen, dass die einzelnen Körper des Systems starr, Gelenke sowie elastische und dämpfende Elemente masselos sind.

### 4.1.1 Kinematik

Zur Beschreibung des Raumes, in dem sich das dynamische System befindet, wird ein Inertialsystem, zum Beispiel ein Kartesisches Koordinatensystem, definiert. In diesem Fall kann man die Position eines Punktes  $P$  im Raum, definiert anhand seines Positionsvektors  $\vec{x}_P$ , mittels drei Koordinaten beschreiben [62]:

$$\vec{x}_P = x_{P1}\vec{e}_1 + x_{P2}\vec{e}_2 + x_{P3}\vec{e}_3 = [x_{P1} \ x_{P2} \ x_{P3}]^T, \quad (4.1)$$

mit  $\vec{e}_i$  die Einheitsvektoren des Kartesischen Inertialsystems. Für den Geschwindigkeitsvektor  $\vec{v}_P$  und den Beschleunigungsvektor  $\vec{a}_P$  des Punktes folgt:

$$\vec{v}_P = \dot{\vec{x}}_P = \frac{d\vec{x}_P}{dt} = \dot{x}_{P1}\vec{e}_1 + \dot{x}_{P2}\vec{e}_2 + \dot{x}_{P3}\vec{e}_3 = [\dot{x}_{P1} \ \dot{x}_{P2} \ \dot{x}_{P3}]^T \quad (4.2)$$

$$\vec{a}_P = \dot{\vec{v}}_P = \frac{d\vec{v}_P}{dt} = \frac{d^2\vec{x}_P}{dt^2} = \ddot{x}_{P1}\vec{e}_1 + \ddot{x}_{P2}\vec{e}_2 + \ddot{x}_{P3}\vec{e}_3 = [\ddot{x}_{P1} \ \ddot{x}_{P2} \ \ddot{x}_{P3}]^T \quad (4.3)$$

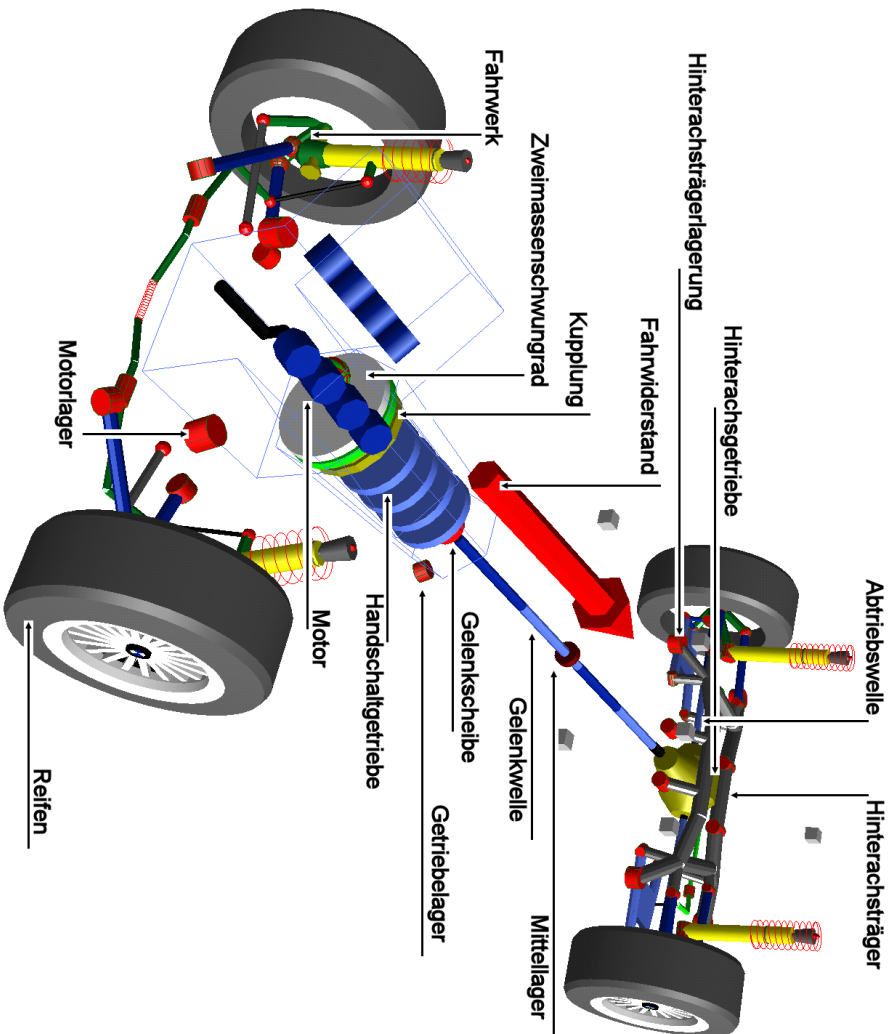


Abbildung 4.1: Das Fahrzeugmodell des BMW 545i im MKS-Simulationsprogramm SIMPACK. Der rote Pfeil stellt Fahrwiderstände dar. Der Aufbau ist in dieser Abbildung weggelassen.

Beispiele für Alternativen für das Kartesische Koordinatensystem sind das Zylindrische und das Sphärische Koordinatensystem [54, 62]. Ein Körper hat im Raum, neben einer Position, auch eine Orientierung. Um diese beschreiben zu können, wird ein lokales, körperfestes Koordinatensystem definiert. Position und Orientierung des lokalen Koordinatensystems bezüglich des Inertialsystems ändern sich, wenn der Körper sich bewegt. Die Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Ursprungs des lokalen Systems kann mittels der Gleichungen 4.1, 4.2 und 4.3 in globalen Koordinaten beschrieben werden. Für die Beschreibung der Orientierung des lokalen Koordinatensystems  $L$  können zum Beispiel Euler-Winkel [44, 54, 62, 65] angewendet werden. Für die Basisvektoren des lokalen Koordinatensystems  $L$ ,  $\vec{e}_L^i$ , folgt dann mit den Euler-Winkeln  $\phi$ ,  $\vartheta$  und  $\psi$ :

$$\vec{e}_L^i = R \vec{e}_i = R_\psi R_\vartheta R_\phi \vec{e}_i \quad (4.4)$$

Ausschreiben der Rotationsmatrix liefert<sup>1</sup>:

$$\begin{aligned} R &= R_\psi R_\vartheta R_\phi \\ &= \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \vartheta & \sin \vartheta \\ 0 & -\sin \vartheta & \cos \vartheta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} c_\phi c_\psi - s_\phi c_\vartheta s_\psi & s_\phi c_\psi + c_\phi c_\vartheta s_\psi & s_\vartheta s_\psi \\ -c_\phi s_\psi - s_\phi c_\vartheta c_\psi & -s_\phi s_\psi + c_\phi c_\vartheta c_\psi & s_\vartheta c_\psi \\ s_\phi s_\vartheta & -c_\phi s_\vartheta & c_\vartheta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Für den Rotationsgeschwindigkeitsvektor des Systems  $L$ ,  $\vec{\omega}_L$ , gilt:

$$\begin{bmatrix} \omega_L^1 \\ \omega_L^2 \\ \omega_L^3 \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} \omega_{L,1} \\ \omega_{L,2} \\ \omega_{L,3} \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} 0 & c_\phi & s_\phi s_\vartheta \\ 0 & s_\phi & -c_\phi s_\vartheta \\ 1 & 0 & c_\vartheta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\vartheta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_\vartheta s_\psi & c_\psi & 0 \\ s_\vartheta c_\psi & -s_\psi & 0 \\ c_\vartheta & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\vartheta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$\dot{\phi}$ ,  $\dot{\vartheta}$  und  $\dot{\psi}$  sind die Zeitabgeleiteten der Euler-Winkel  $\phi$ ,  $\vartheta$  und  $\psi$ .  $\omega_L^i$  und  $\omega_{L,i}$  sind die Komponenten des Rotationsgeschwindigkeitsvektors des Systems  $L$  bezüglich des Koordinatensystems  $L$  beziehungsweise bezüglich des Inertialsystems.

Invertieren dieser Gleichungen liefert [32]:

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\vartheta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \frac{1}{s_\vartheta} \begin{bmatrix} -s_\phi c_\vartheta & c_\phi c_\vartheta & s_\vartheta \\ c_\phi s_\vartheta & s_\phi s_\vartheta & 0 \\ s_\phi & -c_\phi & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{L,1} \\ \omega_{L,2} \\ \omega_{L,3} \end{bmatrix} = \frac{1}{s_\vartheta} \begin{bmatrix} s_\psi & c_\psi & 0 \\ s_\vartheta c_\psi & -s_\vartheta s_\psi & 0 \\ -c_\vartheta s_\psi & -c_\vartheta c_\psi & s_\vartheta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_L^1 \\ \omega_L^2 \\ \omega_L^3 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

<sup>1</sup>Mit:  $s_\alpha = \sin \alpha$ ,  $c_\alpha = \cos \alpha$ .

Aus diesen Gleichungen ist ersichtlich, dass bei der Anwendung von Euler-Winkeln, für den Fall  $\sin \vartheta = 0$ , Singularitäten auftreten können [31, 32, 65]. Um Probleme zu vermeiden ist es notwendig, die Orientierung mit mehr als drei Parametern zu beschreiben. Zum Beispiel mit (vier) Euler-Parametern [31, 32, 54, 61, 62, 65].

Eine willkürliche Rotation eines Körpers im vom Inertialsystem aufgespannten Raum kann als eine Rotation mit einem bestimmten Winkel, zum Beispiel  $\vartheta$ , um eine bestimmte Achse, zum Beispiel  $\vec{r}$ , beschrieben werden. Für  $\vec{r}$  gilt:

$$\vec{r} = r_1 \vec{e}_1 + r_2 \vec{e}_2 + r_3 \vec{e}_3 \quad (4.8)$$

Die Definition der Euler-Parameter lautet:

$$\lambda_0 = \cos(\vartheta/2) \quad (4.9)$$

$$\lambda_1 = r_1 \sin(\vartheta/2)$$

$$\lambda_2 = r_2 \sin(\vartheta/2)$$

$$\lambda_3 = r_3 \sin(\vartheta/2)$$

$$\lambda_0^2 + \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 = 1 \quad (4.10)$$

Die Rotationsmatrix in Gleichung 4.4 wird in Euler-Parameter:

$$R = \begin{bmatrix} \lambda_0^2 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2 - \lambda_3^2 & 2(\lambda_1 \lambda_2 - \lambda_0 \lambda_3) & 2(\lambda_0 \lambda_2 + \lambda_1 \lambda_3) \\ 2(\lambda_0 \lambda_3 + \lambda_1 \lambda_2) & \lambda_0^2 - \lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \lambda_3^2 & 2(\lambda_2 \lambda_3 - \lambda_0 \lambda_1) \\ 2(\lambda_1 \lambda_3 - \lambda_0 \lambda_2) & 2(\lambda_0 \lambda_1 + \lambda_2 \lambda_3) & \lambda_0^2 - \lambda_1^2 - \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Für die Zeitabgeleitete der Euler-Parameter gilt [60, 63]:

$$\dot{\lambda}_0 = 1/2(-\lambda_1 \omega_1 - \lambda_2 \omega_2 - \lambda_3 \omega_3) \quad (4.12)$$

$$\dot{\lambda}_1 = 1/2(\lambda_0 \omega_1 + \lambda_3 \omega_2 - \lambda_2 \omega_3)$$

$$\dot{\lambda}_2 = 1/2(-\lambda_3 \omega_1 + \lambda_0 \omega_2 + \lambda_1 \omega_3)$$

$$\dot{\lambda}_3 = 1/2(\lambda_2 \omega_1 - \lambda_1 \omega_2 + \lambda_0 \omega_3)$$

$\omega_i$  sind die Komponenten des Rotationsgeschwindigkeitsvektors des Körpers um die jeweiligen Richtungen  $\vec{e}_i$  des Inertialsystems.

Der Rotationsbeschleunigungsvektor  $\vec{\alpha}$  ist die Zeitabgeleitete des Rotationsgeschwindigkeitsvektors und ist wie folgt definiert [31, 32, 62, 64, 67, 69]:

$$\vec{\alpha} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} \quad (4.13)$$

Nachdem Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung eines willkürlichen Punktes im Raum und die Orientierung, die Rotationsgeschwindigkeit und die Rotationsbeschleunigung eines Körpers beschrieben sind, werden

jetzt Position  $\vec{x}_P$ , Geschwindigkeit  $\vec{v}_P$  und Beschleunigung  $\vec{a}_P$  eines Punktes  $P$ , das sich auf einem starren Körper mit lokalem, körperfestem Referenzsystem  $L$ , mit Rotationsgeschwindigkeit  $\vec{\omega}_L$  und Rotationsbeschleunigung  $\vec{\alpha}_L$  und mit Ursprung in Punkt  $L$ , mit Position  $\vec{x}_L$ , Geschwindigkeit  $\vec{v}_L$  und Beschleunigung  $\vec{a}_L$ , befindet, behandelt [31, 44, 62, 64, 65]. Siehe dazu Abbildung 4.2.  $\vec{x}_{P,L}$  ist der Positionsvektor von Punkt  $P$ , bezüglich Punkt  $L$  und ändert sich nicht mit der Zeit. Für Punkt  $P$  gilt:

$$\vec{x}_P = \vec{x}_L + \vec{x}_{P,L} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \vec{v}_P &= \frac{d(\vec{x}_L)}{dt} + \frac{d(\vec{x}_{P,L})}{dt} \\ &= \vec{v}_L + \vec{\omega}_L \times \vec{x}_{P,L} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} \vec{a}_P &= \frac{d(\vec{v}_L)}{dt} + \frac{d(\vec{\omega}_L \times \vec{x}_{P,L})}{dt} \\ &= \vec{a}_L + \frac{d(\vec{\omega}_L)}{dt} \times \vec{x}_{P,L} + \vec{\omega}_L \times \frac{d(\vec{x}_{P,L})}{dt} \\ &= \vec{a}_L + \vec{\alpha}_L \times \vec{x}_{P,L} + \vec{\omega}_L \times (\vec{\omega}_L \times \vec{x}_{P,L}) \end{aligned} \quad (4.16)$$

In einem dynamischen System sind meist mehrere Körper vorhanden. Position und Orientierung jedes einzelnen Körpers kann, wenn auf die Anwendung von Euler-Parametern verzichtet wird, mit sechs Parametern beschrieben werden, jeder Körper hat sechs Freiheitsgrade. Meist sind die Bewegungen der einzelnen Körper aber nicht unabhängig voneinander oder die Bewegung eines einzelnen Körpers ist auf andere Art und Weise nicht frei. Huston [31] spricht von drei Arten von Einschränkungen (*constraints*): Gelenk-Einschränkungen (*joint constraints*), Konfigurations-Einschränkungen (*configuration constraints*) und externe Einschränkungen (*external constraints*). Gelenk-Einschränkungen folgen aus der physikalischen Natur eines Gelenks, das zwei Körper miteinander verbindet. Konfigurations-Einschränkungen treten auf, wenn sich im System kinematische Schleifen<sup>2</sup> (*closed kinematic chains* oder *loops*) befinden. Externe Einschränkungen bestimmen von außerhalb, nämlich relativ zum Inertialsystem, die Bewegung oder ein Teil der Bewegung

<sup>2</sup>Laut Angeles [2]: Werden Körper miteinander verbunden, bilden sich kinematische Ketten (*kinematic chains*). Eine Kette ist *einfach*, wenn jeder Körper mit maximal zwei anderen Körpern verbunden ist. Sind alle Körper mit zwei anderen Körpern verbunden, dann ist die Kette geschlossen, und spricht man von einer kinematischen Schleife.

Laut Wilson [69]: Jeder Körper in einer kinematischen Schleife ist mit zwei oder mehr anderen Körpern verbunden.

Siehe auch [3, 65].

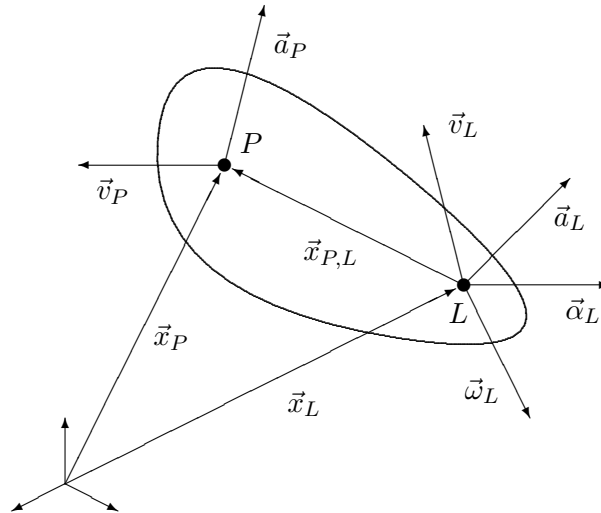


Abbildung 4.2: Punkt P auf einem Körper mit lokalem, körperfestem Referenzsystem L. Verschiedene, die Bewegung beschreibende, Vektoren sind eingezeichnet.

von einem oder mehreren Körpern des Systems. Werden zur Beschreibung von Position und Orientierung jedes Körpers jeweils sechs Parameter benutzt, sind Einschränkungsgleichungen (*constraint equations*), als Teil der mathematischen Systembeschreibung, zur Beschreibung der Einschränkungen notwendig.

Ein anderer Ansatz zur Beschreibung der Positionen und Orientierungen der verschiedenen Körper des Systems ist die Anwendung von generalisierten Koordinaten<sup>3</sup>. Das System wird in diesem Fall mit weniger Parametern beschrieben und Einschränkungsgleichungen für Gelenk-Einschränkungen entfallen.

### 4.1.2 Trägheit

In diesem Abschnitt wird auf die Trägheitseigenschaften eines starren Körpers eingegangen [3, 31, 32, 44, 54, 64]. Anhand der Massenmomente wird beschrieben, wie die Masse über einen Körper verteilt ist. Für die totale Masse,

<sup>3</sup>Bestle [8] spricht von verallgemeinerten oder Lagrange'schen Koordinaten: Es wird nur eine dem Freiheitsgrad des Systems entsprechender Zahl von Größen zur eindeutigen Lagebeschreibung der einzelnen Körper verwendet. Bei Systemen ohne kinematischen Schleifen ist immer eine derartige Beschreibung möglich.

$m$ , eines Körpers gilt:

$$m = \int dm = \int \rho dV \quad (4.17)$$

Dabei ist  $dm$  die Masse eines Volumenelements  $dV$ .  $\rho$  ist die Dichte des Körpers und integriert wird über das gesamte Volumen des Körpers. Bezüglich eines Karthesischen Referenzsystems  $K$  gilt für die drei ersten Massenmomente:

$$L_{1K}^i = \int x_{dm}^i dm \quad (4.18)$$

$i = 1, 2, 3$  bezieht sich auf die drei Koordinatenrichtungen von  $K$  und  $x_{dm}^i$  sind die drei Komponenten des Positionsvektors von  $dm$  in  $K$ . Wenn  $L_{1K}^i = 0$ , dann ist der Ursprung des Referenzsystems  $K$  der Massenmittelpunkt des Körpers. Die neun zweiten Massenmomente sind als folgt definiert:

$$L_{2K}^{ij} = \int x_{dm}^i x_{dm}^j dm \quad \Rightarrow \quad L_{2K}^{ij} = L_{2K}^{ji} \quad (4.19)$$

Diese zweiten Massenmomente werden in der Definition des Trägheitsmatrices bezüglich des Referenzsystems  $K$  verwendet:

$$I_K^{ij} = \int [\{(x_{dm}^1)^2 + (x_{dm}^2)^2 + (x_{dm}^3)^2\} \delta_{ij} - x_{dm}^i x_{dm}^j] dm \quad (4.20)$$

Für das Kronecker Delta,  $\delta$ , gilt:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } i = j, \\ 0 & \text{wenn } i \neq j. \end{cases} \quad (4.21)$$

Auf der Diagonalen des Trägheitsmatrix  $I_K$  befinden sich die Trägheitsmomente, die weiteren sechs Terme sind die Trägheitsprodukte, welche die Asymmetrien in der Massenverteilung wiedergeben. Die Trägheitsmatrix ist symmetrisch und real und kann daher, durch geeignete Wahl der Orientierung des Referenzsystems, diagonalisiert werden. Die Trägheitsprodukte sind in dem besonderen Fall gleich null, auf der Diagonale der Trägheitsmatrix sind die Haupt-Trägheitsmomente (*principal moments of inertia*) wieder zu finden, die drei Koordinatenrichtungen werden die Haupt-Achsen (*principal axes of inertia*) genannt.

### 4.1.3 Dynamik

Nachdem die Kinematik und die Trägheitseigenschaften eines Systems angesprochen sind, wird jetzt die Dynamik, die Zusammenhänge zwischen Bewegung und auftretenden Kräften, analysiert. Zwei Ansätze um die das dynamische Problem beschreibenden Bewegungsgleichungen aufzustellen sind der

vektor-basierte Ansatz nach Newton-Euler und der analytische Ansatz nach Lagrange [44, 54, 62, 65].

Beim Ansatz nach Newton-Euler wird jeder Körper von seiner Umgebung freigeschnitten und einzeln betrachtet. Für das Kräfte-Gleichgewicht eines einzelnen Körpers gilt laut Newton [48]:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (4.22)$$

Kraftvektor  $\vec{F}$  ist der Summenvektor der auf den Körper wirkenden Kräfte. Ausschreiben bezüglich eines Kartesischen Inertialsystems ergibt:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

Euler [17] beschreibt das Momenten-Gleichgewicht:

$$I_S \vec{\alpha} = \vec{M}_S - \vec{\omega} \times I_S \vec{\omega} \quad (4.24)$$

Momentvektor  $\vec{M}$  ist der Summenvektor der auf den Körper wirkenden Momente. Trägheitsmatrix  $I$  und Momentvektor  $\vec{M}$  sind hier auf das Massenzentrum des Körpers bezogen. Ausschreiben bezüglich eines Kartesischen, lokalen, körperfesten Referenzsystems ergibt:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} I_S^{11} & I_S^{12} & I_S^{13} \\ I_S^{21} & I_S^{22} & I_S^{23} \\ I_S^{31} & I_S^{32} & I_S^{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} M_S^1 \\ M_S^2 \\ M_S^3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & -\omega^3 & \omega^2 \\ \omega^3 & 0 & -\omega^1 \\ -\omega^2 & \omega^1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_S^{11} & I_S^{12} & I_S^{13} \\ I_S^{21} & I_S^{22} & I_S^{23} \\ I_S^{31} & I_S^{32} & I_S^{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega^1 \\ \omega^2 \\ \omega^3 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Werden die Gleichung von Euler im lokalen, körperfesten System formuliert, dann ändern sich die Werte der Trägheitsmatrix nicht mit der Zeit. Dies wäre bei einer Formulierung bezüglich des Inertialsystems, und einem rotierenden Körper, schon der Fall. Damit manche Verbindungen zwischen den Körpern trotz des Freischneidens der Körper berücksichtigt werden, werden algebraische Einschränkungsgleichungen (*constraint equations*) den Differenzialgleichungen von Newton und Euler hinzugefügt.

Die Anwendung des Ansatzes nach Newton-Euler führt meist zu relativ vielen Gleichungen mit vielen Parametern zur Beschreibung der Bewegung. Beim Ansatz nach Lagrange [44, 54, 62, 65] werden generalisierte Koordinaten verwendet. Dadurch kann, wie schon erwähnt, die Bewegung meist mit



weniger Parametern beschrieben werden und es entfallen Einschränkungsgleichungen für Gelenk-Einschränkungen. Dadurch werden insgesamt meist weniger Gleichungen als beim Ansatz nach Newton-Euler benötigt.

Wir betrachten ein System mit  $m$  holonomen Einschränkungsgleichungen  $g_l$ , das mit  $n$  generalisierten Koordinaten  $q_k$  beschrieben wird. Die Anzahl von Freiheitsgraden des Systems ist damit gleich  $n - m$ . Die Einschränkungsgleichungen lauten:

$$g_l(q_1, q_2, \dots, q_n, t) = 0 \quad l = 1, 2, \dots, m \quad (4.26)$$

Die Lagrange'schen Gleichungen werden somit [44]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k + \sum_{l=1}^m \lambda_l \frac{\partial g_l}{\partial q_k} \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (4.27)$$

Wobei  $T$  die kinetische Energie des Systems darstellt und  $Q_k$  die mit den generalisierten Koordinaten  $q_k$  übereinstimmenden generalisierten Kräfte sind.  $\lambda_l$  werden Lagrange-Multiplikatoren genannt. Die Einschränkungskräfte  $Q_{kE}$  sind wie folgt definiert:

$$Q_{kE} = \sum_{l=1}^m \lambda_l \frac{\partial g_l}{\partial q_k} \quad (4.28)$$

Es gibt jetzt  $n + m$  Gleichungen (die Differential-Gleichungen in 4.26 und die algebraischen Gleichungen in 4.27) und eben so viele Unbekannte ( $q_k$  und  $\lambda_l$ ).

#### 4.1.4 Numerische Lösungsverfahren

Im Vorgehenden wurde gezeigt, dass beide Ansätze zur Ermittlung von Bewegungsgleichungen eines dynamischen Systems, abhängig vom Aufbau des Systems, zu einem differential-algebraischen Gleichungssystem<sup>4</sup> führen können. Die zusätzlichen algebraischen Gleichungen in solchen Systemen, die aus Einschränkungen (*constraints*) resultieren, erlauben meist keine analytische Lösung. Stattdessen werden numerische Lösungsverfahren [61, 65] angewendet. Einige dieser Verfahren werden hier kurz angesprochen.

Ein erster Ansatz ist das Umwandeln des DAE-Systems in ein ODE-System. Dazu werden holonome Einschränkungsgleichungen, wie zum Beispiel die Gleichungen 4.26, zwei mal nach der Zeit abgeleitet. Weil so die Einschränkungen nicht auf Positions- und Orientierungs-Ebene, sondern auf

<sup>4</sup>Englisch: *differential/algebraic equations*, kurz DAE. Ohne (algebraische) Einschränkungsgleichungen: *ordinary differential equations*, kurz ODE.

Beschleunigungs-Ebene berücksichtigt werden, führt dieser Ansatz zu numerischem Drift. Mit Fortschreiten der Zeitintegration werden die ursprünglichen Einschränkungs-Gleichungen immer ungenauer eingehalten. Um instabilem Verhalten während der Berechnung vorzubeugen, kann Stabilisierung nach Baumgarte [5] angewendet werden. Dabei werden die Einschränkungs-gleichungen nicht exakt eingehalten, aber die numerischen Fehler klingen mit fortschreitender Integrationszeit ab. Oft werden die Differential-Gleichungen 2. Ordnung in Differential-Gleichungen 1. Ordnung umgewandelt, wonach Verfahren wie die Cholesky-, LR- oder QR-Zerlegung zur Lösung des ODE-Systems angewendet werden können.

Eine weitere Möglichkeit ist die Anwendung von DAE-Solvern. Ein Beispiel ist die Methode nach Hilber, Hughes und Taylor, die von Seabra Pereira und Ambrósio [61] ausführlich beschrieben wird. Es handelt sich hier um eine Variante der Methode nach Newmark, die für das Lösen von DAE-Systemen sehr geeignet ist. Zum Thema der numerischen Lösungsverfahren sei auch auf die Dissertation von Führer [25] hingewiesen.

## 4.2 Komponenten des Fahrzeugmodells

Nachdem im vorgehenden Abschnitt die Methode der Mehrkörpersystem-Simulation erläutert wurde, folgt in diesem Abschnitt eine kompakte Beschreibung der Modellierung vieler Komponenten des Fahrzeugmodells. Siehe Tabelle 4.1 und Abbildung 4.3. Die Komponenten Handschaltgetriebe und Zweimassenschwungrad werden in den Abschnitten 4.3 beziehungsweise 4.4 ausführlicher erläutert.

Die Funktion der Kupplung als Trennglied zwischen Motor und Antriebsstrang ist nicht berücksichtigt worden. Aus- und Einkuppeln ist während der Simulation nicht möglich, die Kupplung ist als geschlossen modelliert. Bei Bedarf wäre es in der Simulation aber auch möglich, nur mit geöffneter Kupplung zu fahren.

Zwischen Getriebe-Ausgangswelle und Gelenkwelle ist die Gelenkscheibe modelliert. Alle Rotationen und Translation in Fahrzeuglängsrichtung sind frei und mit Steifigkeit und Dämpfung versehen. Die Translationen in Fahrzeughoch- und Fahrzeugquerrichtung sind gesperrt.

Die Gelenkwelle besteht im realen Fahrzeug aus zwei Wellen. In der Simulation sind diese Wellen mittels jeweils zwei Körper abgebildet worden. Zwischen diesen beiden Körpern befindet sich ein Kraftelement, das die Steifigkeit des Gelenkwellenabschnitts berücksichtigt. Auch das prismatische Gelenk im ersten Gelenkwellenabschnitt und das Mittellager, inklusive Steifigkeiten, sind berücksichtigt worden.



Tabelle 4.1: Schematische Darstellung des kinematischen Baums des Fahrzeugmodells. Beispiel: der Hinterachsträger ist mit dem Aufbau verbunden, der Aufbau mit dem Inertialsystem. Die mit einem Stern (\*) gekennzeichneten Körper(gruppen) findet man sowohl auf die linke als auf die rechte Seite des Fahrzeugmodells.

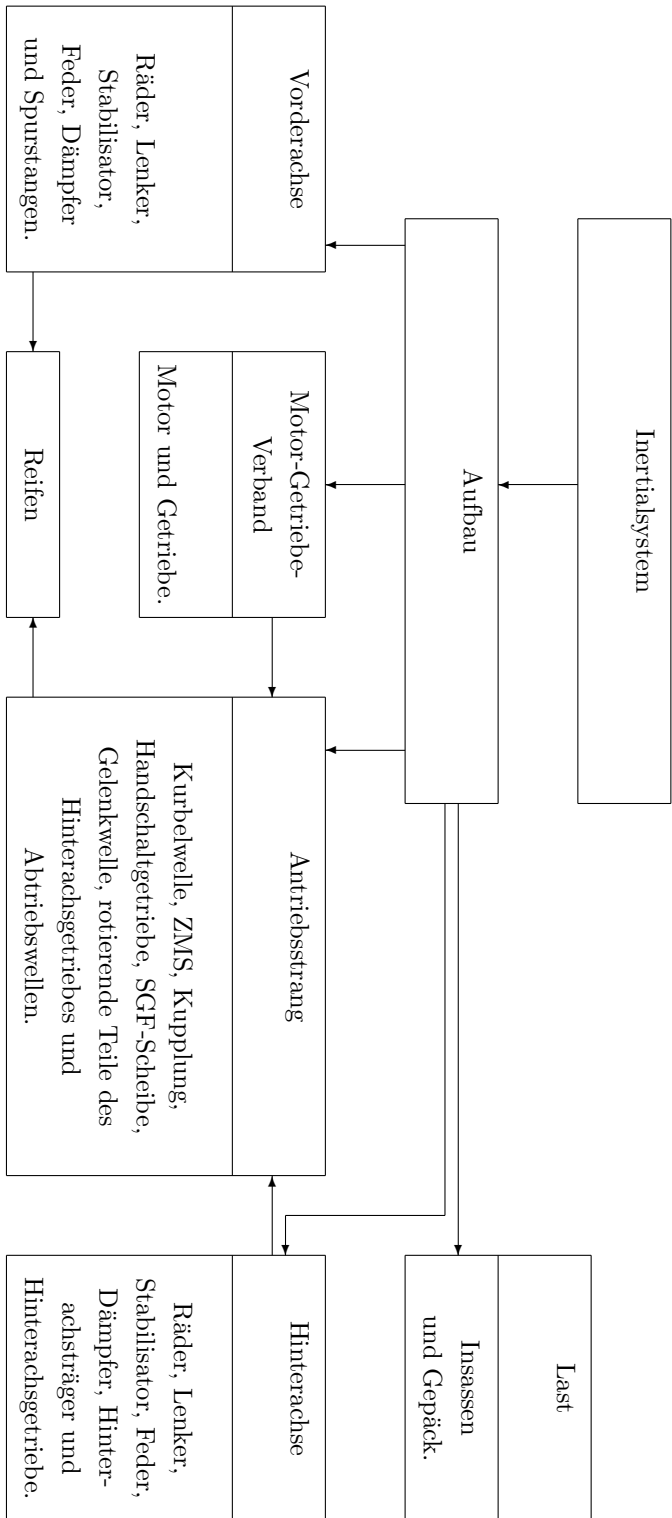


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des kinematischen Baums des Fahrzeugmodells.

Die Modellierung des Hinterachsgetriebes basiert, wie die des Handschaltgetriebes, auf der Diplomarbeit von De Beukelaer [10]. Das Modell des Hinterachsgetriebes beinhaltet die Übersetzung, die Differenzialwirkung und eine Steifigkeitskennlinie mit Spiel.

Die Abtriebswellen sind, wie die Gelenkwellenabschnitte, mittels zweier Körper modelliert, um zwischen diesen beiden Körpern ein Kraffelement, das die Steifigkeit abbildet, einfügen zu können. Auch die verschiedenen Gelenke der Abtriebswellen sind berücksichtigt worden.

Die Reifen sind mittels des Magic-Formula-Ansatzes nach Pacejka [50] modelliert. Weil mit dem Modell nur geradeaus gefahren wird, werden nur Longitudinalkraft und Rollwiderstandsmoment berücksichtigt.

Der Hinterachsträger ist als starrer Körper im Modell aufgenommen. Kraffelemente mit nicht-linearen Steifigkeitskennlinien bilden die Lagerungen zwischen Hinterachsgetriebe und Hinterachsträger und zwischen Hinterachsträger und Karosserie ab.

Auch die Motor- und Getriebelagerung wird mittels solcher Kraffelemente modelliert. Die Motorlager sind in Hochrichtung, neben der Gummilagerung, zusätzlich mit Hydrowirkung versehen.

Die Karosserie ist als ein starrer Körper modelliert worden. Masse von Fahrer und Messtechnik sind berücksichtigt und fest mit der Karosserie verbunden worden.

Das Fahrwerk ist, mittels Körper, Gelenke und Kraffelemente mit nicht-linearen Steifigkeitskennlinien, detailliert modelliert worden.

Der Fahrwiderstand ist aus drei Komponenten zusammengesetzt: Luftwiderstand, Rollwiderstand und einem geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungswiderstand. Der Rollwiderstand ist im Magic-Formula-Reifenmodell aufgenommen worden. Für die weiteren Widerstände gilt:

$$F_{Luft} = \frac{1}{2}\rho A c_w v^2 \qquad F_{Dämpfung} = B_0 v$$

Nachdem in diesem Abschnitt viele Komponenten des Fahrzeugmodells kompakt beschrieben wurden, werden die Komponenten Handschaltgetriebe und Zweimassenschwungrad in den kommenden zwei Abschnitten, 4.3 und 4.4, ausführlicher erläutert.

## 4.3 Handschaltgetriebe

Im Fahrzeugmodell des BMW 545i ist ein Getriebemodell eines Handschaltgetriebes, das auf den Ergebnissen der Diplomarbeit von De Beukelaer [10] basiert, aufgenommen worden, siehe Abbildung 4.4. Die Diplomarbeit wurde im Rahmen dieser Arbeit betreut. Die verschiedenen, gangabhängigen



Abbildung 4.4: Das Innenleben des Handschaltgetriebes des BMW 545i.

Übersetzungen im Getriebe spielen bei der Umrechnung von Steifigkeiten und Trägheiten von verschiedenen Getriebebauteilen zu Steifigkeiten und Trägheiten an Getriebe-Eingang und -Ausgang eine wesentliche Rolle. Sie haben großen Einfluss auf die am Getriebe-Eingang und -Ausgang „empfundenen“ Steifigkeiten und Trägheiten dieser Bauteile. Dadurch kann nicht ein Bauteil, in allen Gängen, für die Gesamtsteifigkeit des Getriebes als maßgeblich angenommen werden. De Beukelaer hat an Hand von Berechnungen und Messungen ermittelt, dass die Verdrehsteifigkeit der Wellen, die Steifigkeit der Wellenlager und die Verdrehungen die von Wellenbiegung verursacht werden, einen wesentlichen Beitrag zur Gesamtsteifigkeit des Handschaltgetriebes liefern. Auch die Verdrehsteifigkeit der gesamten Synchronisierung ist nicht unbedeutend. Die Verdrehsteifigkeit des Abtriebsflansches, die Verdrehsteifigkeit aus den Verzahnungen und den Radkörpern der Übersetzungen und die Verdrehsteifigkeit von Kupplungskörper und Führungsmuffe der Synchronisierung sind relativ hoch.

Das Modell des Handschaltgetriebes beschränkt sich auf die rotierende Dynamik. Es können alle Vorwärtsgänge eingestellt werden, der Rückwärtsgang ist nicht modelliert. Während einer Simulation kann der Gang nicht gewechselt werden. Es sind insgesamt fünf Körper aufgenommen, einer für das Gehäuse, die weiteren vier sind jeweils mit einem Rotations-Freiheitsgrad am Gehäuse befestigt und bilden verschiedene, pro Gang unterschiedliche, rotierende Bauteile ab. Siehe Abbildung 4.5. Zwischen den vier Körpern befinden sich drei Kraftelemente, jedes mit einem Übersetzungsverhältnis und einer, eventuell nicht-linearen, Steifigkeitskennlinie mit Spiel aus entweder

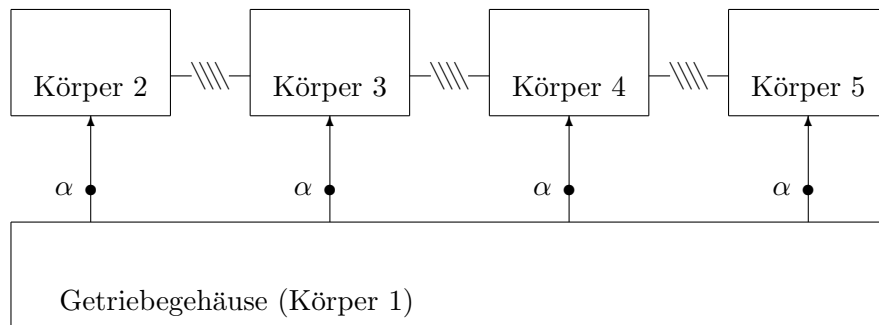


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des Handschaltgetriebe-Modells. In den Kraftelementen, die sich zwischen den Körpern 2 bis 5 befinden, sind jeweils eine Übersetzung und eine Steifigkeitskennlinie für Steifigkeit und Spiel aufgenommen. Die Gelenke, die die Körper 2 bis 5 mit dem Gehäuse verbinden, beinhalten jeweils einen rotatorischen Freiheitsgrad.

einer Übersetzung, oder aus einer Synchronisierung, oder ohne Spiel. Die Übersetzungsverhältnisse werden direkt aus dem realen Getriebe übernommen, oder gleich eins gestellt. Dazu ist zu bedenken, dass sich im realen Getriebe an maximal zwei, im Modell aber an drei Stellen Übersetzungen gleichzeitig im Kraftfluss befinden. Das Verlustmoment wird, abhängig von Gang, Drehzahl und Moment (beide am Getriebe-Eingang), aus einem gemessenen Kennfeld ausgelesen und zwischen Eingangswelle und Gehäuse eingepreist. Werte für Trägheiten, Spiel, Übersetzungen und Steifigkeiten sind von De Beukelaer aus Angaben von ZF Friedrichshafen AG und eigens durchgeführten Messungen berechnet.

## 4.4 Zweimassenschwungrad

Das Zweimassenschwungrad (ZMS) hat Einfluss auf die Lastwechselphänomene Ruckeln [1, 20, 34, 38] und Lastwechselschlag [6, 40] und ist daher ausreichend genau im Fahrzeugmodell aufzunehmen. Dazu war es im Rahmen dieser Arbeit notwendig, die Funktionen des ZMS in ein Modell zu übertragen. Das ZMS, siehe Abbildungen 4.6, 4.7 und 4.8, befindet sich im Kraftfluss des Antriebsstrangs, zwischen Motor und Kupplung, und reduziert die Drehungleichförmigkeit, die durch die Verbrennung im Motor entsteht und in den Antriebsstrang eingeleitet wird. Die Drehungleichförmigkeit wirkt sich, wegen Getrieberasseln und Körperschallübertragung, negativ auf die Innenraumakustik aus [27, 33, 34, 37, 38, 52, 55]. Das ZMS erfüllt diese



Abbildung 4.6: Diese Abbildung gewährt einen Blick auf das Innere eines Zweimassenschwungrades. Primär- und Sekundärseite sind voneinander getrennt, man blickt auf die Primärseite. Deutlich erkennbar sind Bogenfeder und Anlasserzahnkranz.





Abbildung 4.7: Auf der Detailabbildung eines Zweimassenschwungrades sind zwei Enden der beiden Bogenfedern, sowie zwei Enden der Bogenfederschalen gut sichtbar. Zwischen den beiden Bogenfedern befindet sich eine Zunge der Sekundärseite. Diese Zunge formt auf jeder Seite einen Anschlag für eine der beiden Bogenfedern.

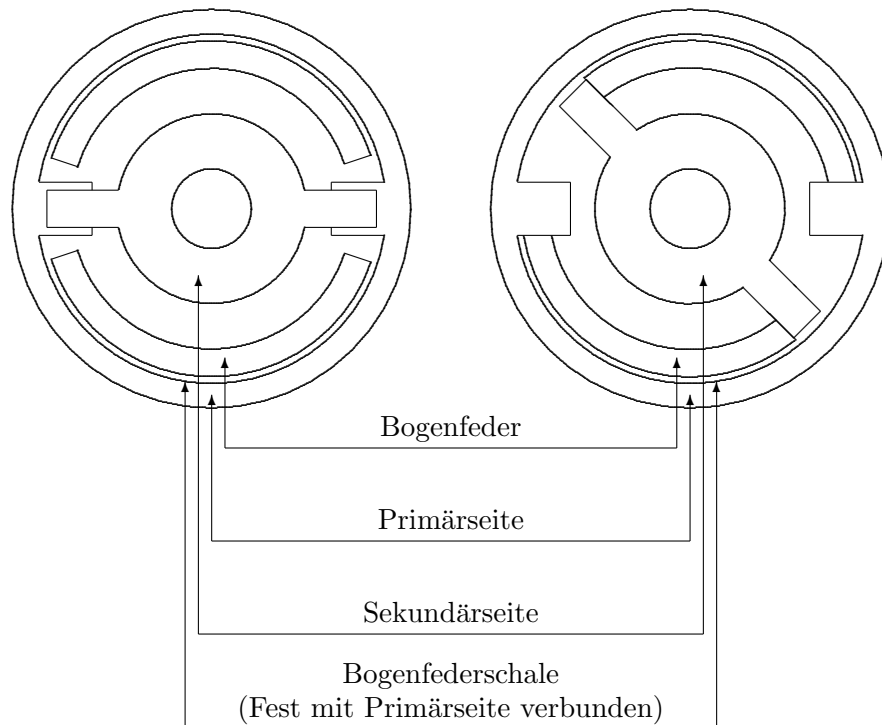


Abbildung 4.8: Schematische Darstellung des Aufbaus eines Zweimassenschwungrades. Links in unbelastetem Zustand, rechts belastet.

Aufgabe, indem seine Resonanzdrehzahl unterhalb der Betriebsdrehzahlen ausgelegt wird [33, 38, 52, 55], somit ist die Drehungleichförmigkeit überkritisch gedämpft. Die Eigenfrequenz des ZMS kann aber während des Startvorgangs oder bei Lastwechsel angeregt werden. Für die Isolation der Drehungleichförmigkeit ist niedrige Dämpfung erforderlich, zur Beschränkung der Amplituden beim Startvorgang und beim Lastwechsel ist aber eine hohe Dämpfung gewünscht.

Die Bauteile, die das dynamische Verhalten des ZMS maßgeblich bestimmen sind eine Massenträgheit an der Primärseite, eine Massenträgheit an der Sekundärseite, zwei Bogenfedern und zwei Bogenfederschalen. Die Primärseite ist an der Kurbelwelle verschraubt, mit der Sekundärseite ist die Kupplung verbunden. Zwischen Primär- und Sekundärseite befinden sich, parallel, die beiden Bogenfedern, die für die Momentübertragung von Primär- auf Sekundärseite verantwortlich sind. Sie liegen jeweils in einer Schale, die fest mit der Primärseite verbunden ist. Reibung zwischen Bogenfeder und Schale wird also auf der Primärseite abgestützt. Die beiden Bogenfedern

werden sowohl von der Primärseite als auch von der Sekundärseite zusammengedrückt, es wird nicht an den Bogenfedern gezogen. Unter Drehzahl hat die Fliehkraft, die auf die Bogenfedern wirkt, eine Normalkraft zwischen Bogenfederwindungen und Schalen zur Folge. Auch das Zusammendrücken der *Bogenfeder* führt, weil die an den Bogenfederenden eingeleiteten Kräfte nicht in der gleichen Richtung wirken, zu einer Normalkraft zwischen Bogenfederwindungen und Schalen. Die Normalkraft trägt bei zur *Kraftumlenkung* in der Bogenfeder.

Die Formel zur Bestimmung des Normalkraftanteils aus Fliehkraft,  $F_{N_\omega}$ , lautet:

$$F_{N_\omega} = m\omega^2 r$$

Für die Formel zur Bestimmung des Normalkraftanteils aus der Kraftumlenkung,  $F_{N_{KU}}$ , gilt:

$$\begin{aligned} M_{Bf} &= |C\Delta\alpha| \\ F_{Bf} &= \frac{M_{Bf}}{r} \\ F_{N_{KU}} &= F_{Bf} \sin(\alpha - \Delta\alpha) \end{aligned}$$

Bei Zunahme des Verdrehwinkels,  $\Delta\alpha$ , wird die Kraft in der Bogenfeder,  $F_{Bf}$ , größer, gleichzeitig der Winkel zwischen den beiden Bogenfederenden,  $(\alpha - \Delta\alpha)$ , aber kleiner. Das Größerwerden der Kräfte ist bis zirka 45 Grad aber dominant, siehe Abbildung 4.9. Damit wird der Normalkraftanteil aus der Kraftumlenkung und damit die maximale Reibung bei größer werdender Verdrehwinkel bis 45 Grad Verdrehwinkel größer. Mehr Reibung bedeutet mehr Hysterese und damit eine größere Fläche innerhalb der Hystereseschleife, oder, bei einem bestimmten Verdrehwinkel, ein größerer Abstand zwischen den beiden Flanken der Hystereseschleife. Demzufolge laufen die beiden Flanken der Hystereseschleife in Abbildung 4.10 nicht parallel. Bei höheren Drehzahlen ist dieser Effekt nicht mehr wahrnehmbar, weil hier andere Effekte dominieren.

Vor allem die quadratisch mit der Drehzahl zunehmende Fliehkraft hat einen großen Einfluss auf die Dämpfung im ZMS und damit eine negative Auswirkung auf die Isolation der Drehungleichförmigkeit. In den Varianten Gleitschuh- und Rollschuh-ZMS wird dieses Problem reduziert, indem die Reibung zwischen Bogenfeder und Schale reduziert wird. Weitere Varianten des ZMS sind unter anderem das ZMS mit Viererteilung und das ZMS mit zweistufiger Steifigkeitskennlinie [40].

Von großer Bedeutung für das komplexe dynamische Verhalten des ZMS ist die Reibungskraft zwischen Bogenfederwindungen und Schale<sup>5</sup>. Somit

<sup>5</sup>Zu dieser Beschreibung des dynamischen Verhaltens des ZMS sei auf Abbildung 4.13

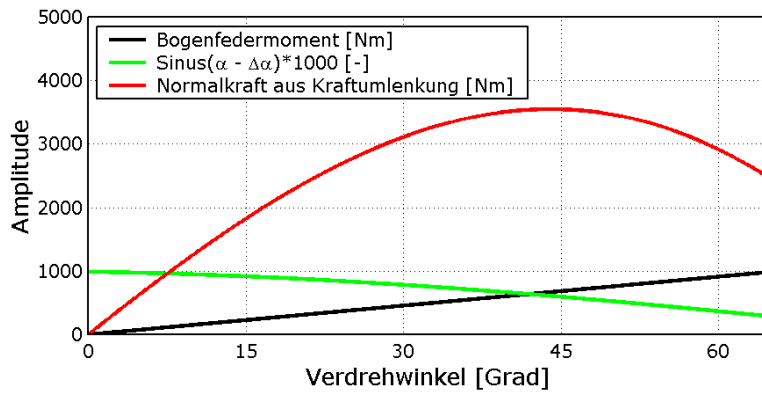


Abbildung 4.9: Analyse des Kraftumlenkunganteils an der Normalkraft zwischen Bogenfeder und Bogenfederschale.

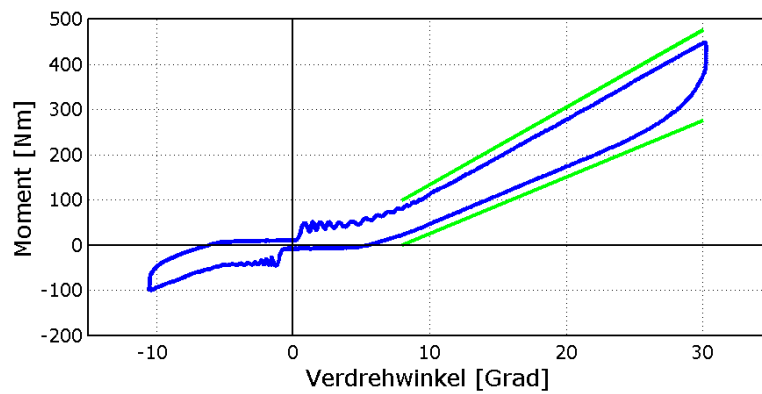


Abbildung 4.10: Als Folge der Kraftumlenkung laufen die Flanken der Hystereseschleife nicht parallel. Hier bei einer Drehzahl von 1000 1/min.

spielen Reibungskoeffizient und Normalkraft zwischen den Bogenfederwindungen und den Schalen eine große Rolle. Die Normalkraft wird von der Fliehkraft und von der Kraftumlenkung verursacht. Auch die externe Belastung des ZMS und das intern in der Bogenfeder auftretende Federmoment sind für das dynamische Verhalten sehr relevant.

Bei niedrigen Drehzahlen kann das externe Moment die Bogenfeder zusammendrücken, die Reibung ist klein genug für das Federmoment zur *Selbstentspannung* der Bogenfeder. Wegen der Kraftumlenkung laufen die Flanken der Hystereseschleife nicht parallel. In Abbildung 4.13 findet bei 2000 1/min zwischen circa -7 und 0 Grad Verdrehwinkel und circa 20 Nm externer Belastung ein Spieldurchlauf statt, ohne dass die Feder in der Schale verschoben wird. Nach dem Spieldurchlauf ändert sich der Verdrehwinkel kaum, bis das Moment circa 100 Nm beträgt, und ein Spieldurchlauf stattfindet, bei dem die gesamte Feder durch die Schale verschoben wird. Mit zunehmender Drehzahl wird zur Verschiebung der gesamten Feder durch die Schale immer mehr Moment benötigt. Ab einer gewissen Drehzahl, wird zur Verschiebung der Feder mehr Moment benötigt, als als „Schubmoment“ zur Verfügung steht. Es bildet sich in diesem Fall an der Schubseite ein Anschlag und es wird die Feder nicht mehr gesamthaft durch die Schale verschoben. In Abbildung 4.13 ist dies ab 2250 1/min der Fall. Umso höher der Drehzahl, umso mehr Moment wird zur Verschiebung einer einzelnen Federwindung benötigt. Bei höherer Drehzahl werden, bei gleichbleibendem Moment, also weniger Windungen verschoben. Die Hystereseschleife wird steiler. Somit ist das dynamische Verhalten des ZMS sehr stark drehzahlabhängig.

Auch die Vorkonditionierung hat Einfluss auf das Verhalten des ZMS. Dies wird hier anhand eines Beispiels erläutert. Ein ZMS wird an einem Prüfstand nacheinander zwei unterschiedlichen Belastungen unterworfen. In beiden Fällen ist die Ausgangslage gleich: Null Moment bei null Drehzahl. Im ersten Fall wird erst ein Moment von 450 Nm aufgebracht, dann wird die Drehzahl auf 5000 1/min erhöht, bevor ein wechselndes Moment aufgeprägt wird. Im zweiten Fall wird erst die Drehzahl auf 5000 1/min gebracht und erst danach ein Moment von 450 Nm und darauf folgend das wechselnde Moment aufgebracht. Das wechselnde Moment ist für beide Fälle gleich, die Vorkonditionierung zwischen Ausgangslage und wechselndem Moment aber unterschiedlich. Fall eins zeigt während des wechselnden Momentes ein sehr großes Spiel von bis zu zirka 30 Grad auf, im zweiten Fall beschränkt sich das Spiel auf nur wenige Grade. Die bei 5000 1/min sehr große Fliehkraft hat zur Folge, dass die Feder, nachdem sie im ersten Fall bei 0 1/min zusammengedrückt wurde, nicht mehr zur *Selbstentspannung* in der Lage ist. Somit

---

verwiesen. Die Schleifen in der Abbildung werden im Uhrzeigersinn durchlaufen.

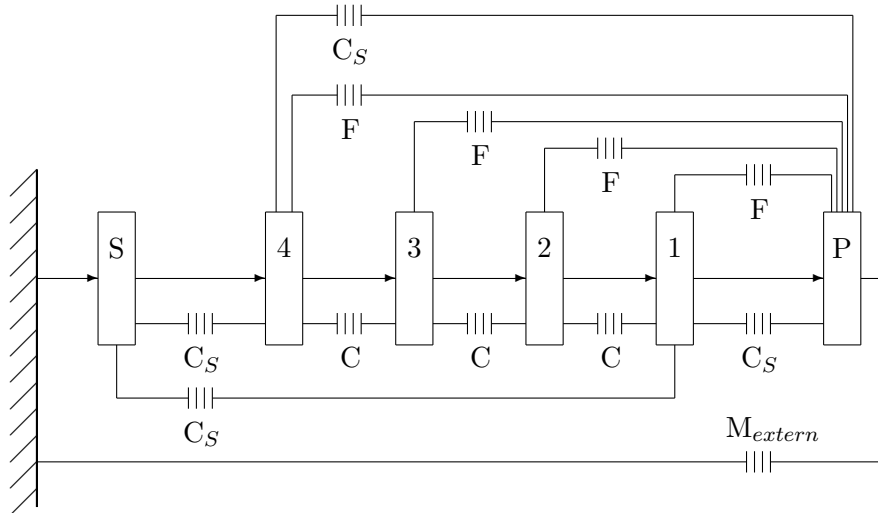


Abbildung 4.11: Die Topologie des ZMS-Modells. P steht für Primärseite, S für Sekundärseite, die Bogenfederkörper sind mit eins bis vier nummeriert, F ist ein Reibungskraftelement zwischen Bogenfederkörper und Schale, C ein Kraftelement zur Abbildung der Bogenfedersteifigkeit,  $C_S$  bildet die Kraftelemente der Anschläge ab und  $M_{extern}$  die externe Belastung des ZMS.

entsteht das große Spiel.

Das Modell des ZMS, das im Antriebsstrang des Fahrzeugmodells eingefügt ist, muss das komplexe dynamische Verhalten des ZMS abbilden können. Dazu war es im Rahmen dieser Arbeit notwendig, die Funktionen des ZMS zu analysieren und das Modell zu entwickeln. Die Grundgedanke der Modellierung des ZMS ist die Verteilung der Bogenfeder in einige Körper. Diese Körper bilden die Massen und Trägheiten der Bogenfederwindungen ab. Auch dienen sie zur Anbindung einiger Kraftelemente: Die Kraftelemente zur Abbildung der Federwirkung der Bogenfeder, die Kraftelemente zur Abbildung der Reibung zwischen Bogenfederwindungen und Schale und die Kraftelemente zur Abbildung der Kräfte, die auf die Bogenfederenden wirken [30, 43]. In Abbildung 4.11 ist zu sehen, wie die verschiedenen Körper mit einander verbunden sind und zwischen welchen Körpern welche Kraftelemente definiert sind. Die Berechnung der Reibungskräfte zwischen den einzelnen Bogenfederkörpern einerseits und der Primärseite andererseits besteht hauptsächlich aus der Bestimmung des Normalkraftanteils aus der Kraftumlenkung und aus der Fliehkraft.

Relevante Parameter des Modells, alle mit physikalischer Bedeutung, sind:

- Masse der Bogenfeder;
- Radius der Bogenfeder;
- Reibungskoeffizient zwischen Bogenfederwindungen und Schale;
- Steifigkeit der Bogenfeder;
- Trägheitsmoment der Primärseite;
- Trägheitsmoment der Sekundärseite.

Die Werte dieser Parameter sind aus technischen Zeichnungen und Messungen abgeleitet worden.

## 4.5 Validierung

Zur Validierung des in Abschnitt 4.4 besprochenen Modells des Zweimasenschwungrades (ZMS) sind, im Rahmen dieser Arbeit, an einem ZMS-Prüfstand Messungen durchgeführt worden. Der Prüfstand, siehe Abbildung 4.12, besteht hauptsächlich aus zwei konzentrischen Wellen, die sich relativ zu einander und zu einem festen Gehäuse verdrehen können. Primär- und Sekundärseite des ZMS werden jeweils an einer Welle des Prüfstandes befestigt. Die Drehzahl des gesamten ZMS und die externe Belastung, in Form von Moment oder Verdrehwinkel, können eingestellt werden. Das ZMS wurde zur Validierung des ZMS-Modells in zwei Drehrichtungen belastet, vom Schubmoment bis zum Volllastmoment. Der Belastungsablauf war: Ausgangssituation ohne Moment und ohne Drehzahl, dann Drehzahlanstieg, und Aufbringen eines Moments, nachdem die gewünschte Drehzahl erreicht wurde.

In Abbildung 4.13 werden die Messungen am ZMS-Prüfstand mit Simulationsergebnissen verglichen. Die Simulationsergebnisse stimmen gut mit den Messungen überein. Viele Phänomene, die in den Messungen wahrgenommen werden und bereits in Abschnitt 4.4 erläutert wurden, werden auch in der Simulation abgebildet. Die Kraftumlenkung ist auch in der Simulation bei 1000 1/min sehr deutlich zu sehen. Auch der Unterschied zwischen den Spieldurchläufen mit oder ohne Verschiebung der gesamten Feder ist deutlich zu erkennen. Sowohl in der Messung als auch in der Simulation gibt es bei Drehzahlen ab 2250 1/min einen Anschlag auf der „Schubseite“. Und auch die steileren Hystereseschleifen für höhere Drehzahlen sind in Abbildung 4.13 wieder zu finden, womit die Drehzahlabhängigkeit des Verhaltens des ZMS richtig im Modell aufgenommen ist.

Zur Validierung der Modellierung des Fahrzeugmodells und des Gesamtmodells (Co-Simulation zwischen Motormodell und Fahrzeugmodell, siehe

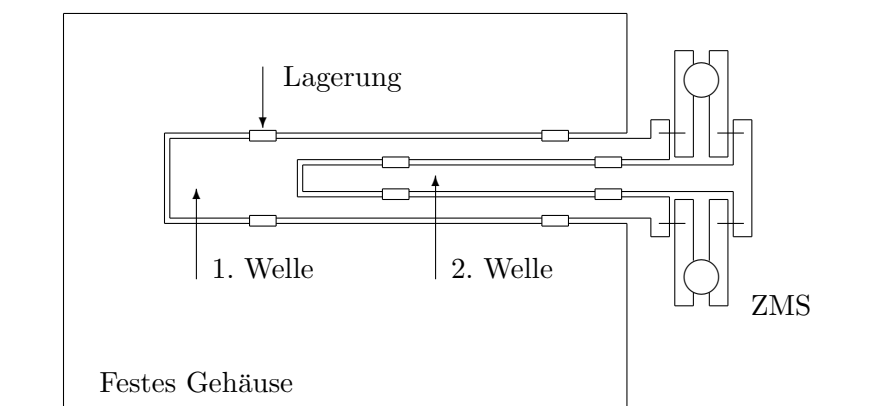


Abbildung 4.12: Schematische Darstellung des ZMS-Prüfstandes.

Kapitel 6), sind im Rahmen dieser Arbeit Messungen mit dem Messsystem ROTEC durchgeführt worden. Dieses System ist besonders zum Messen von Rotationen und Drehzahlen geeignet. Es wurden im Fahrzeug auf einem von öffentlichen Straßen getrennten Messgelände Rotationen im Antriebsstrang, mehrere Beschleunigungen und Signale aus dem CAN-Bus gemessen.

Beschleunigungen sind mittels Beschleunigungssensoren gemessen. Technische Daten zu den benutzten Sensoren sind in Tabelle 4.2 aufgenommen. Drehzahlen wurden mittels Magnetsensoren und Zahnkränzen und optisch mit Hilfe von Lasern und Strichbändern gemessen. Um Einfluss auf die Parameter der Motorsteuerung zu nehmen, zum Beispiel um verschiedene Funktionen ein- und auszuschalten, und um, für die Validierung des Motormodells in Kapitel 5, verschiedene Signale aus der Motorsteuerung auszulesen, wurde Messtechnik der Firma ETAS angewendet. Zur Kontrolle des Datenstandes der Motorsteuerung wurde der Diagnosestecker benutzt.

Unter anderem an folgenden Stellen wurde die Drehzahl gemessen: Am Anlasserzahnkranz, sprich, ZMS-Primärseite, an einem speziell aufgebrachtten Zahnkranz an der ZMS-Sekundärseite, an der Vorgelegewelle im Getriebe, am Eingang und an den Ausgängen des Hinterachsgetriebes und an den Rädern. Auch die Längsbeschleunigung an der Sitzschiene wurde gemessen.

Aus dem CAN-Bus wurde unter anderem gemessen: das Motormoment an der Kupplung, die Motordrehzahl, der Fahrpedalwinkel, die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Längsbeschleunigung am Fahrersitz und der Gang. Die Längsbeschleunigung am Fahrersitz ist stark gefiltert und die Lastwechselschwingungen sind in diesem Signal nicht vorhanden. Dieses Signal dient lediglich zur Kontrolle des Signals des Beschleunigungssensors an der Sitzschiene.



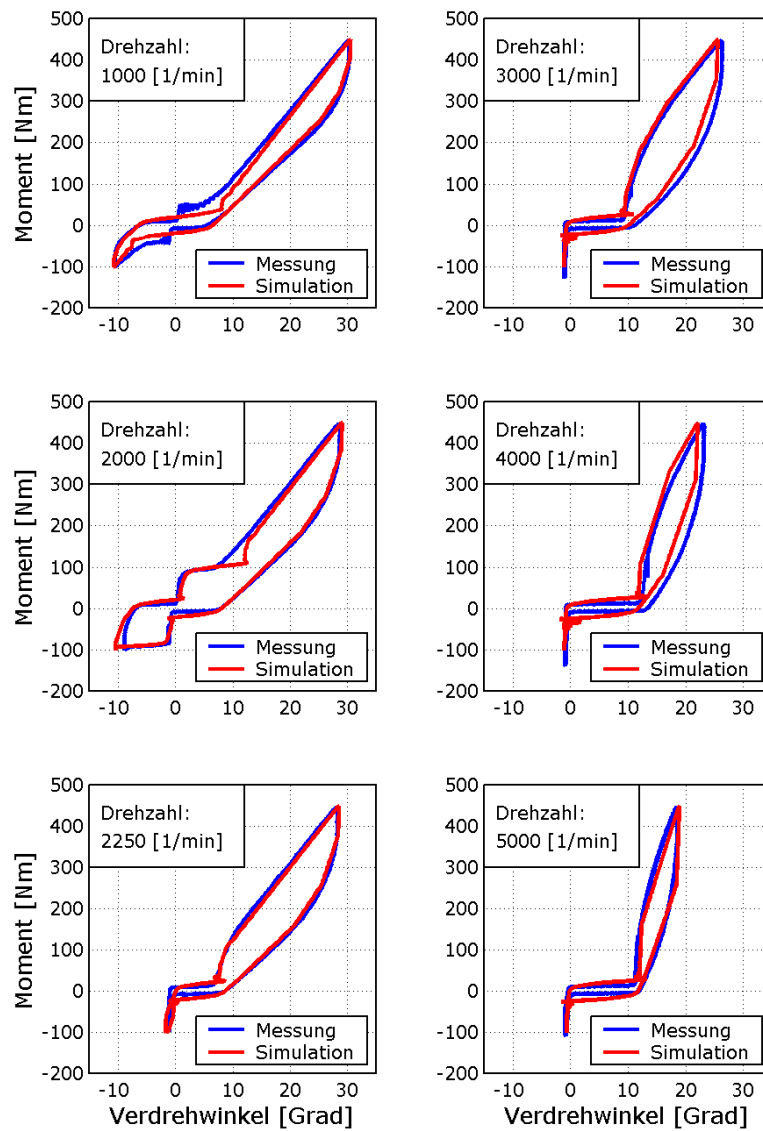


Abbildung 4.13: Validierung des ZMS-Modells bei verschiedenen Drehzahlen.

Kistler K-Beam 8304B2	
Beschleunigungsbereich	-2 bis +2 g
Empfindlichkeit	1000 mV/g
Frequenzbereich	0 ... 300 Hz

Tabelle 4.2: Technische Daten des Beschleunigungssensors mit dem die Längsbeschleunigung an der Sitzschiene gemessen wurde.

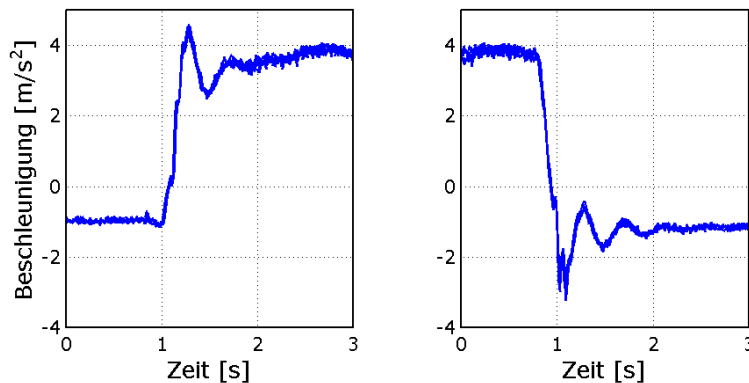


Abbildung 4.14: Die Messungen, die mit dem ROTEC-System durchgeführt wurden, sind in hohem Maße reproduzierbar. Es wurde im ersten Gang, mit eingeschalteten Komfortfunktionen (siehe Abschnitt 5.1) und in der Zug-Phase mit einem Fahrpedalwinkel von 50% gefahren. Der Tip-In fand bei 2000 und der Tip-Out bei 4000 1/min statt. Dieses Manöver wurde fünf Mal hintereinander gefahren, nachher wurden die Messungen aufeinander gelegt. Das Ergebnis wird in dieser Abbildung dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Messungen beschränken sich auf das Rauschen.

Vor der Messung wurde das Fahrzeug voll getankt und gewogen und der Reifendruck kontrolliert. Während der Messung wurden die Klima-Automatik und die Fahrzeugstabilitätsfunktion DSC ausgeschaltet, damit diese keinen Einfluss auf das vom Motor gelieferte Moment nehmen.

Jedes Fahrmanöver ist mehrmals gemessen worden. In Abbildung 4.14 wird nachgewiesen, dass die Messungen in hohem Maße reproduzierbar sind, die Unterschiede zwischen den Messungen beschränken sich auf das Rauschen.

In Abbildung 4.15 werden zur Validierung der Fahrwiderstände Messung und Simulation miteinander verglichen. Am Anfang des Fahrmanövers, bei circa 140 km/h wurde, während der sechste Gang eingelegt war und blieb,

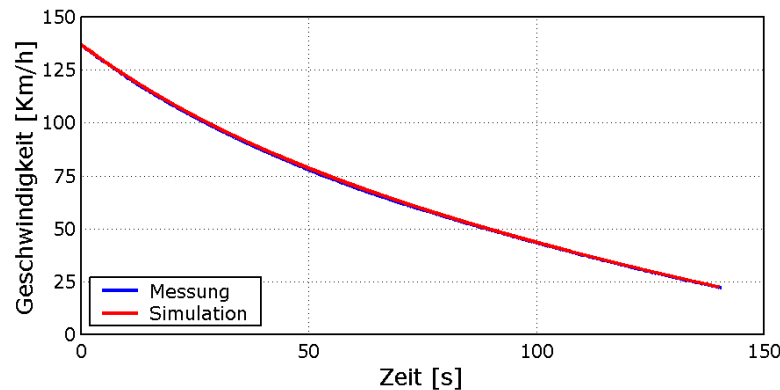


Abbildung 4.15: Ein Vergleich zwischen Messung und Simulation zur Validierung der Fahrwiderstände mittels eines Ausrollversuchs.

ausgekuppelt. Dann folgte geradeaus Ausrollen bis eine Geschwindigkeit von etwas mehr als 20 km/h erreicht wurde. Wie in Abbildung 4.15 zu sehen, werden die verschiedenen Fahrwiderstände in der Simulation richtig abgebildet.

Um das Lastwechselverhalten des Fahrzeugmodells zu validieren, wurde in der Simulation die Motordrehzahl, mittels eines Moments zwischen Kurbelwelle und Motorgehäuse, geregelt. Die Regelung hat dafür gesorgt, dass die Motordrehzahl im Modell und die Motordrehzahl aus der Messung gleich waren. Somit wird eine getrennte Beurteilung der Qualität des Fahrzeugmodells, ohne den Einfluss der Qualität des Motormodells, wie es in Kapitel 5 besprochen wird, ermöglicht. Es wurde das für diese Arbeit entwickelte Standardfahrmanöver, wie es bereits in Kapitel 3 ausführlicher beschrieben wurde, gefahren.

Das Ergebnis der Validierung ist in den Abbildungen 4.16, 4.17 und 4.18 zu sehen. In diesen Abbildungen liegen die Motordrehzahlen aus Messung und Simulation aufeinander, weil die Motordrehzahl aus der Messung in der Simulation vorgegeben wurde. An den Beschleunigungsverläufen sieht man, dass die Beschleunigungswerte in den beiden Schubtrieb-Phasen und in der Zug-Phase sehr gut übereinstimmen. Auch Amplitude, Frequenz, Dämpfung und Verlauf im Allgemeinen der Schwingungen bei den Tip-Ins und Tip-Outs werden in der Simulation korrekt abgebildet. Die Geschwindigkeitsverläufe zeigen, dass die Übersetzungen, inklusive Reifenradius, richtig im Modell aufgenommen wurden. Die Reifenschlupfverläufe zeigen, dass die Reifeneigenschaften unter quasistatischen Bedingungen richtig modelliert sind, das Schlupfniveau stimmt zwischen Messung und Simulation überein. Die dyna-

<b>Ruckelpeak</b>				
	Tip-In		Tip-Out	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation
Abb. 4.16, Ruckelpeak	0,28	0,25	0,41	0,47
Abb. 4.16, Ruckelfrequenz	3,94	3,94	3,38	3,38
Abb. 4.17, Ruckelpeak	0,37	0,35	0,20	0,23
Abb. 4.17, Ruckelfrequenz	5,75	5,69	5,00	4,81
Abb. 4.18, Ruckelpeak	0,64	0,51	0,18	0,20
Abb. 4.18, Ruckelfrequenz	5,56	5,19	4,88	4,88

Tabelle 4.3: Bewertungsergebnisse, ermittelt mit der Methode Ruckelpeak. Bewertet wurden Messung und Simulation, die in den jeweiligen Abbildungen gezeigt werden. Einheit des Ruckelpeaks ist  $\text{m/s}^2$ , Einheit der Ruckelfrequenz ist Hz.

mischen Schlupfwerte der Simulation, während Tip-In und Tip-Out, stimmen sehr gut mit den Messwerten überein.

Auch bei der Validierung verschiedener Drehzahlen im Antriebsstrang, dargestellt in den Abbildungen 4.19 und 4.20, werden gute Ergebnisse erzielt. Alle Drehzahlen wurden „auf die Motordrehzahl zurückgerechnet“. Es handelt sich um das gleiche Fahrmanöver wie in Abbildung 4.16.

Wenn man die Bewertungsmethode Ruckelpeak auf Messung und Simulation anwendet und die Werte für den Ruckelpeak und die Ruckelfrequenz, aufgenommen in Tabelle 4.3, vergleicht, sieht man, dass auch hier gute Ergebnisse erzielt werden. Leider kann die Bewertungsmethode AVL-Drive, die das Motormoment als Eingangssignal fordert, in diesem Fall nicht angewendet werden, weil in der Simulation kein Motormoment vorhanden ist.

Insgesamt zeigt das Fahrzeugmodell eine gute Qualität auf.

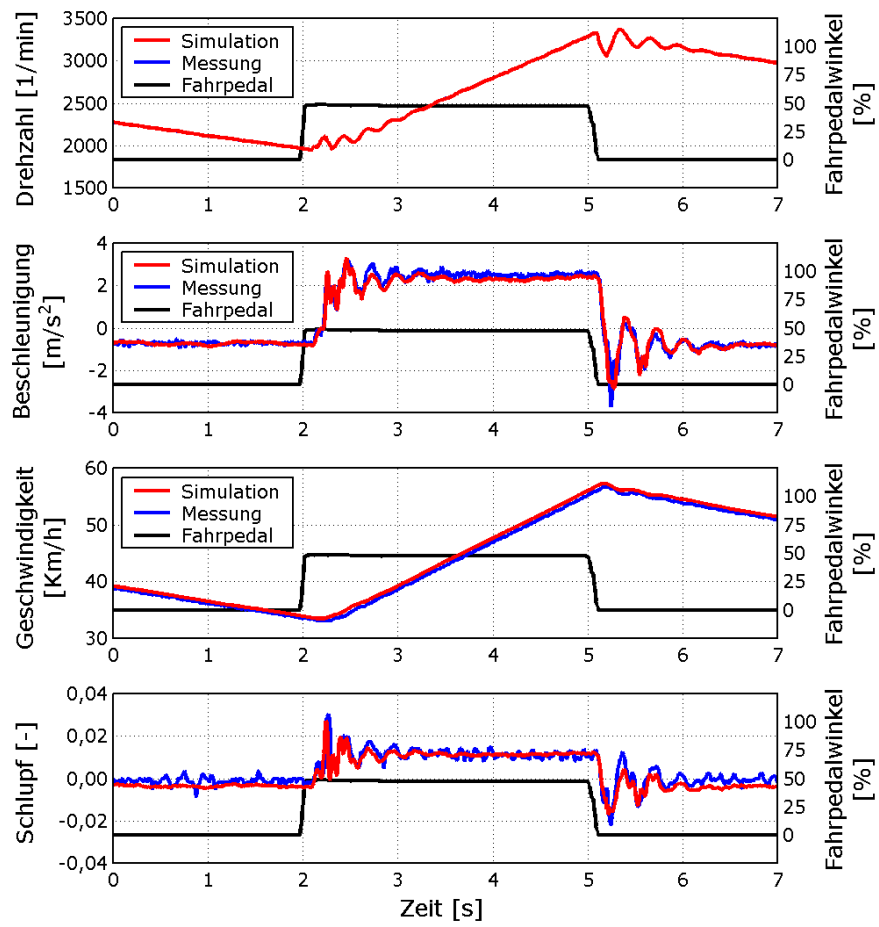


Abbildung 4.16: Validierungsergebnisse des Fahrzeugmodells im 2. Gang.

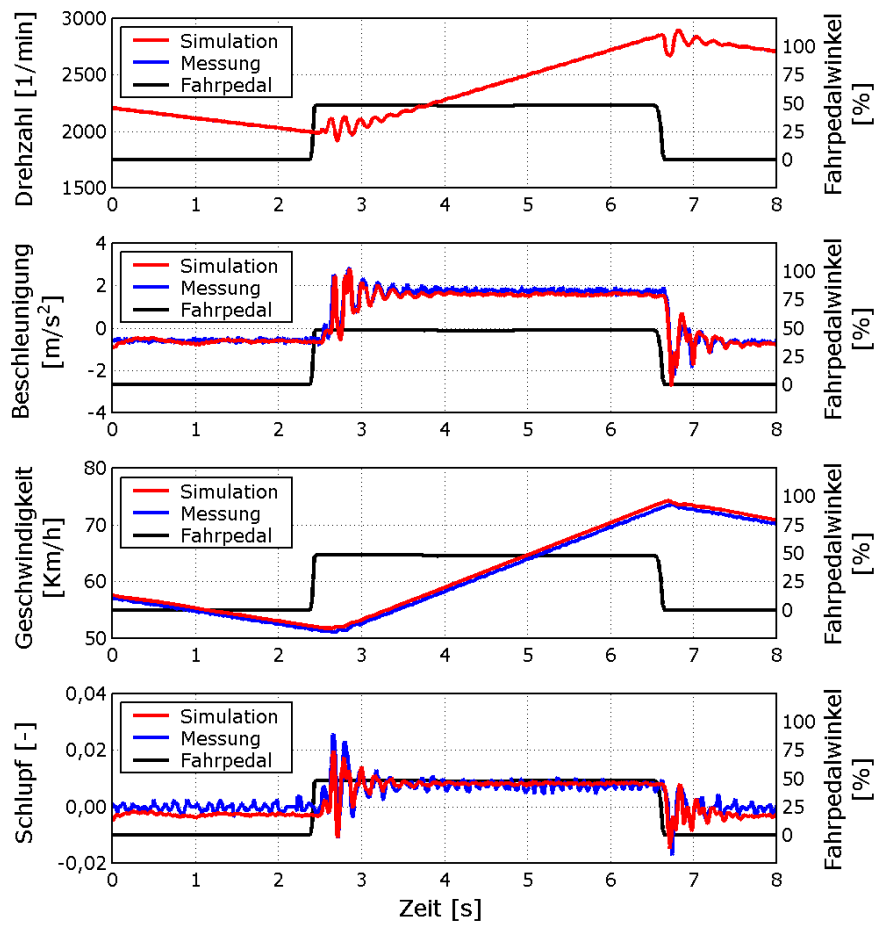


Abbildung 4.17: Validierungsergebnisse des Fahrzeugmodells im 3. Gang.

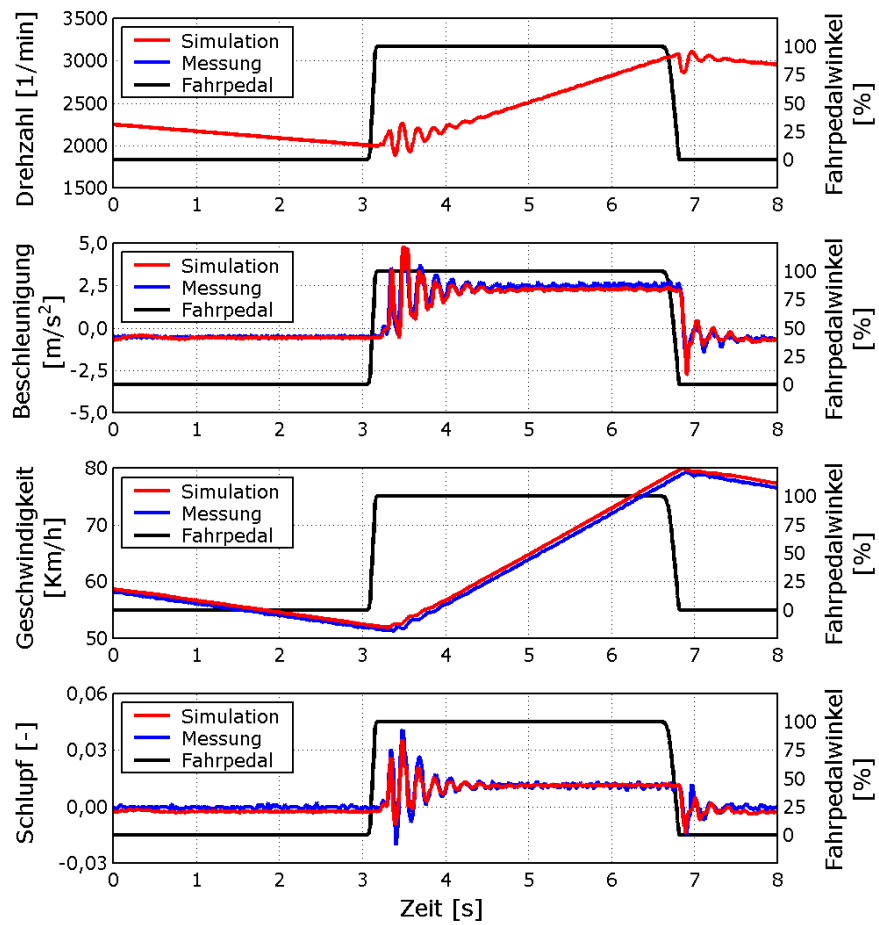


Abbildung 4.18: Validierungsergebnisse des Fahrzeugmodells im 3. Gang.

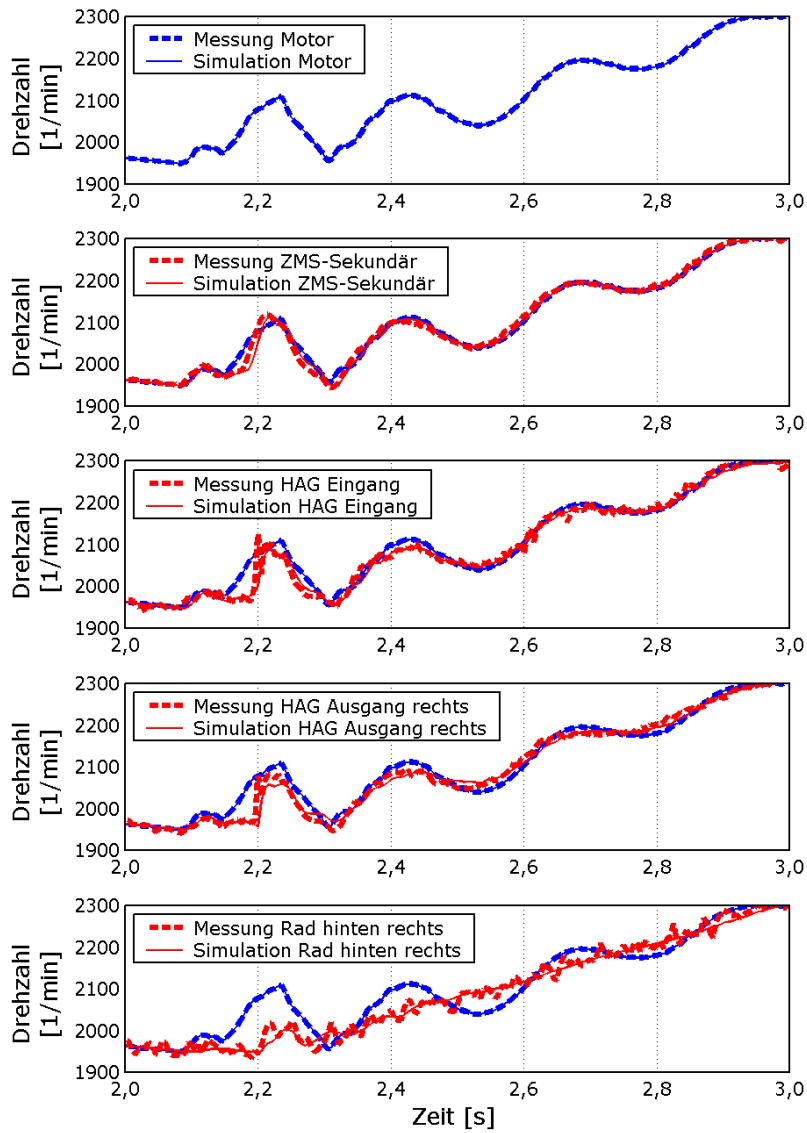


Abbildung 4.19: Validierungsergebnisse des Fahrzeugmodells im 2. Gang: Drehzahlen zur Abbildung 4.16, für den Tip-In.



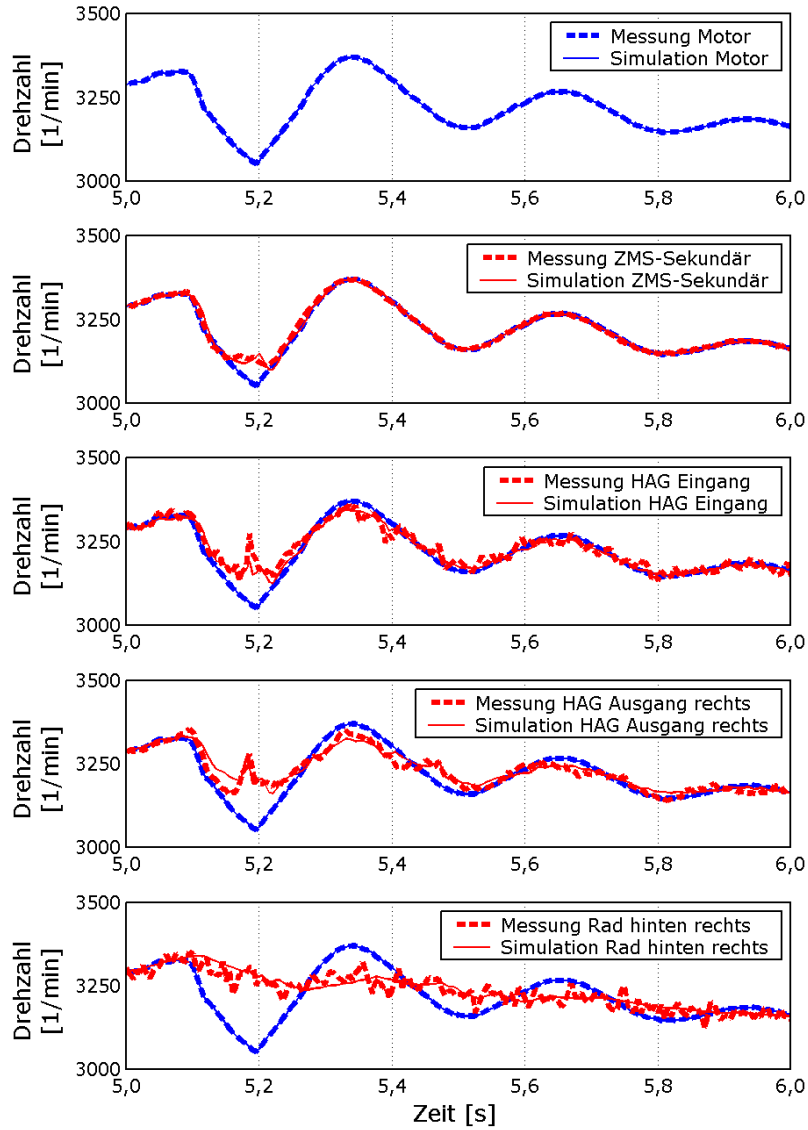


Abbildung 4.20: Validierungsergebnisse des Fahrzeugmodells im 2. Gang: Drehzahlen zur Abbildung 4.16, für den Tip-Out.

# 5 Motormodell

Wie bereits in Abschnitt 2.7 angesprochen hat der Motormomentverlauf einen großen Einfluss auf das Lastwechselverhalten des Fahrzeugs. Darum sind die relevanten Elemente des Motors detailliert, parametrisiert und beeinflussbar im Modell aufzunehmen. In dieser Arbeit wird der Motor des BMW 545i in MATLAB Simulink modelliert. Es handelt sich um einen V8-Ottomotor.

Der Motor wird im Rahmen dieser Arbeit, wie in Abbildung 5.1 schematisch dargestellt, als bestehend aus drei Subsystemen angenommen: Erstens sind Hardware, wie Kurbeltrieb, Gehäuse, Ventiltrieb und Ansaugrohr, und die Software im Steuergerät zu unterscheiden. Die Software besteht aus einem Teil, der die Momentanforderung bestimmt, und einem Teil, der bestimmt, wie diese Anforderung realisiert werden soll. Im ersten Teil befinden sich Funktionen wie die Leerlaufregelung, Antiklopffregelung und Drehzahl- und Fahrgeschwindigkeits-Begrenzung und werden Momentanforderungen aus zum Beispiel dem DSC-System oder dem Automatikgetriebe verarbeitet. Die Bestimmung der Momentanforderung aus unter anderem dem Fahrpedalwinkel ist somit eine komplexe Angelegenheit und muss ausführlicher modelliert werden. Im zweiten Teil werden zum Beispiel Ventiltriebstellgrößen, Einspritzmenge und Zündwinkel bestimmt. Teil zwei der Software und die Hardware setzen die Momentanforderung um und werden im Rahmen dieser Arbeit nicht sehr detailliert modelliert. Aber wegen des dynamischen Verhaltens der Soft- und Hardware bei der Umsetzung der Momentanforderung kann das tatsächlich an der Kurbelwelle realisierte Moment von den Anforderungen abweichen. Es ist daher nicht nur notwendig die Bestimmung der Momentanforderung, sondern auch die Umsetzung der Momentanforderung zu modellieren. Die Parameter, wie zum Beispiel Totzeiten und Zeitkonstanten, sind für die Umsetzung der Momentanforderung meist nicht physikalisch basiert aber aus Messungen am Motor abgeleitet.

## 5.1 Bestimmung der Momentanforderung

Eine Schematische Darstellung des Modellabschnitts zur Bestimmung der Momentanforderung, der im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde, ist in Abbildung 5.2 wieder zu finden. In diesem Abschnitt wird dieser Modellabschnitt erläutert, die angesprochenen Funktionen sind alle im Modell aufgenommen worden. Eingangssignale für diesen Modellabschnitt sind der Fahr-

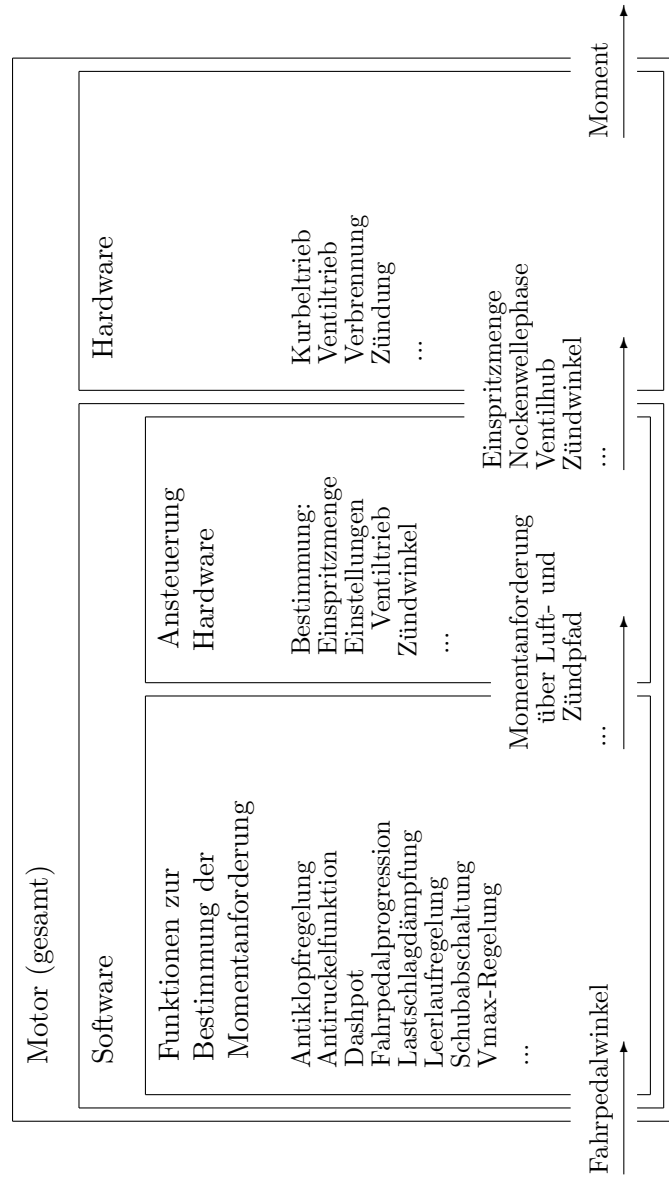


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung des Aufbaus des Motors.

pedalwinkel und die Motordrehzahl. Die Parameter Temperatur des Motors und Temperatur der angesaugten Luft sind auf Basis von Messungen am Fahrzeug festgelegt. Der eingelegte Gang wird fahrmanöverabhängig vorgeschrieben. Während einer Berechnung wird der Gang nicht gewechselt.

Die beiden wichtigsten Ausgangssignale sind die Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad. Aus der Momentanforderung über Luftpfad werden unter anderem Soll-Füllungen für die Zylinder und Einstellungen für den Ventiltrieb und Einspritzmengen abgeleitet. Aus der Momentanforderung über den Zündpfad werden unter anderem die Zündwinkel abgeleitet. Langsame Änderungen werden über den Luftpfad realisiert. Schnelle Reduktionen der Momentanforderung können über den Zündpfad realisiert werden, indem der Zündwinkel nach spät verstellt wird. Dadurch wird der Hebelarm im Kurbeltrieb weniger wirksam. Schnelle Zunahmen werden durch die im Zylinder vorhandene Luftmenge nach oben begrenzt. Ansonsten gilt auch das Verlustmoment des Motors als Ausgangssignal. Das vierte und letzte Ausgangssignal dieses Modellabschnitts wird zur Berücksichtigung des Einflusses von Drehzahländerungen auf die Füllung der Zylinder bei der Umsetzung der Momentanforderung benötigt. Siehe dazu Abschnitte 5.1.3 und 5.2.

Zur Bestimmung der Momentanforderung, in der Qualität wie sie bei der Validierung in Abschnitt 5.3 gezeigt wird, sind viele Elemente aus vielen Funktionen aus der Software des Motors im Modell aufgenommen worden. Beispiele sind die Bestimmung der Füllung der Zylinder, die Bestimmung ob Vollast aktuell ist und die Bestimmung verschiedener Zündwinkel, Wirkungsgrade und Momente. Auch wird das Signal, das von der Software am Fahrzeug-CAN-Bus als Ist-Moment abgegeben wird, berechnet. Dieses Signal wurde bei den Fahrzeugmessungen, wie beschrieben in Abschnitt 4.5, gemessen und wird in Kapitel 6 zur Validierung des Gesamtmodells benutzt. Aber die wesentlichen Elemente sind die Komfortfunktionen: Antiruckelfunktion, Lastschlagdämpfung und Dashpot. Die Komfortfunktionen beeinflussen gezielt das Lastwechselverhalten des Fahrzeugs. Zuerst werden die Lastschlagdämpfung und Dashpot behandelt, weil deren Ausgangssignal von der Antiruckelfunktion als Eingangssignal benutzt wird.

Um eine hohe Qualität und eine realitätsnahe Parametrierung des Modells zu erreichen, sind Parameter, Kennlinien und Kennfelder direkt aus der Software übernommen worden. Siehe zu diesem Abschnitt [4].

### 5.1.1 Lastschlagdämpfung und Dashpot

Die Funktionen Lastschlagdämpfung und Dashpot sind einander sehr ähnlich und funktionieren parallel. Sie schwächen abrupte Fahrpedalwinkeländerungen ab und stellen diese abgeschwächten Verläufe als Alternative für den

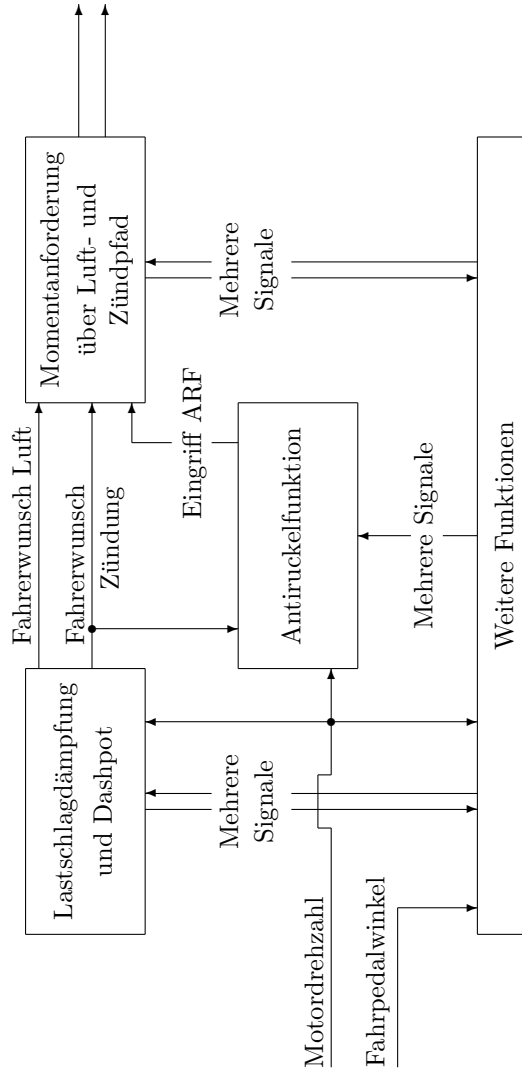


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung des Modellabschnitts zur Bestimmung der Momentanforderung.

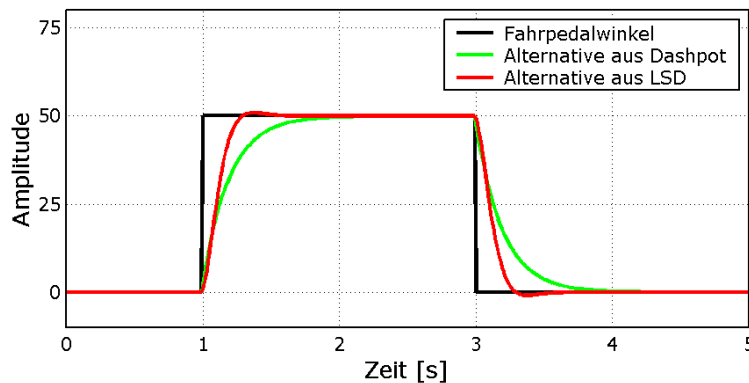


Abbildung 5.3: Beispielhafte Verläufe für das Abschwächen der Änderungen des Fahrpedalwinkels, nach Fahrpedalprogression, durch die Komfortfunktionen Lastschlagdämpfung und Dashpot.

Fahrerwunsch bereit. Auch bestimmen die Funktionen, wann diese Alternativen über die eigentliche Anforderung des Fahrers zu bevorzugen sind. Die Lastschlagdämpfung schwächt Fahrpedalwinkelzunahmen, beim Tip-In, ab. Der Dashpot schwächt Fahrpedalwinkelabnahmen, beim Tip-Out, ab. Das Abschwächen des Fahrerwunsches soll sowohl den Lastwechselschlag als auch das Ruckeln reduzieren.

Die abgeschwächten Alternativen für den Fahrerwunsch werden immer bestimmt, auch wenn sie nicht bevorzugt werden. Beispielhafte Verläufe sind in Abbildung 5.3 aufgenommen. Überschreitet der Differenz zwischen dem Fahrerwunsch und einer Alternative der beiden Funktionen eine Schwelle, wird ein Eingriff aktuell, sprich, wird nicht mehr der originale Fahrerwunsch, sondern die betreffende Alternative weitergeleitet. Erst wenn die Differenz zwischen der weitergeleiteten Alternative und dem originalen Fahrerwunsch eine andere Schwelle unterschreitet, wird der Eingriff beendet, sprich, wird wieder der Fahrerwunsch weitergeleitet. Damit wird entweder der originale Fahrerwunsch, oder die Alternative der Lastschlagdämpfung, oder die Alternative des Dashpots weitergeleitet. Ein gleichzeitiger Eingriff beider Funktionen ist nicht möglich. Das letztendlich weitergeleitete Signal formt die Basis für die Bestimmung der Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad.

Das Abschwächen des originalen Fahrerwunsches um zu den Alternativen zu kommen, passiert in diesem Fall an Hand von PT1- und PT2-Gliedern. Die Zeit- und Dämpfungskonstanten dieser Glieder haben, neben den Schwellenwerten, einen sehr großen Einfluss auf das Verhalten der Funktionen und damit auf das Fahrverhalten. Die Zeit- und Dämpfungskonstanten und Schwellenwerte können zur Verbesserung des Verhaltens der Funktion und damit

des Fahrverhaltens, angepasst werden.

### 5.1.2 Antiruckelfunktion

Die Antiruckelfunktion ermittelt einen Momenteingriff: Ein gegenphasig zur Ruckelschwingung schwankendes Moment, das zur Momentanforderung über Zündpfad addiert wird. Die daraus folgende Momentschwankung soll die Ruckelschwingungen im Antriebsstrang dämpfen.

Als erstes wird in der Funktion aus dem Fahrerwunsch nach Lastschlagdämpfung und Dashpot, aus der Motordrehzahl, aus dem Gang und aus dem Verlustmoment, eine theoretische Motordrehzahl, mit möglichst geringen Schwingungen, berechnet. Die Differenz zwischen diesem Signal und der Ist-Drehzahl, inklusive Ruckelschwingungen, formt die Basis für den Eingriff der Antiruckelfunktion. Ein Offset wird mittels eines Diskreten-Tiefpass-Offset-Filters<sup>1</sup> herausgefiltert, und von der Differenz abgezogen. Somit nimmt der Eingriff der Antiruckelfunktion keinen Einfluss auf den Mittelwert des Moments, sondern wirkt nur den Ruckelschwingungen entgegen. Mit einem Faktor wird von Drehzahl auf Moment umgerechnet, und Schwellen verhindern Eingriffe mit sehr geringer Amplitude. Der Faktor kann auch zum Deaktivieren der Funktion benutzt werden, indem sie auf null gesetzt wird.

### 5.1.3 Weitere Funktionen

Weil für eine gute Qualität eines Modells der Bestimmung der Momentanforderung deutlich mehr Funktionen aufgenommen werden müssen, als nur die Komfortfunktionen, werden in diesem Absatz einige Aspekte dieser weiteren Funktionen angesprochen.

Das Signal des Fahrpedals formt zuerst, zusammen mit der Motordrehzahl, das Eingangssignal eines Kennfeldes. Ausgangssignal des Kennfeldes ist der Fahrpedalwert zur weiteren Verarbeitung in der Motorsteuerung. Mittels der Bedatung des Kennfeldes kann ein nicht-linearer und drehzahlabhängiger Zusammenhang zwischen Fahrpedalwert aus dem Fahrpedalsensor und Fahrpedalwert zur weiteren Verarbeitung, die so genannte Fahrpedalprogression, eingestellt werden. Neben dem bereits erwähnten Fahrerwunsch als Ergebnis der Komfortfunktionen, der zur Koordination der schnellen Eingriffe, also für den Zündpfad, benötigt wird, wird auch ein Fahrerwunsch für den Luftpfad bestimmt.

Verschiedene Teile der Motorsteuerung werden im Fahrzeug mit unterschiedlichen Schrittweiten gerechnet. Zum Beispiel gibt es das 100 ms, das

---

<sup>1</sup>Mehr zu diskreten Filtern ist zu lesen in [35, 66].

10 ms und das zündsynchrone Raster. Im Modell zur Bestimmung der Momentanforderung wird alles, außer dem Filter in der Antiruckelfunktion, das mit 50 ms gerechnet wird, mit einer Schrittweite von 10 ms gerechnet, somit ist kein zündsynchrones Raster vorhanden. In der Motorsteuerung wird der Drehzahlgradient aber im zündsynchrone Raster berechnet. Die Bestimmung des Gradienten im Modell weicht darum deutlich von der in der Motorsteuerung ab, kommt aber zu einem sehr ähnlichen Ergebnis. Die Leerlaufdrehzahl ist im Modell nur von der Motortemperatur abhängig, während in der Motorsteuerung viele Faktoren eine Rolle spielen.

Ob Vollast aktuell ist, ist von zwei Bedingungen abhängig. Erstens soll der durch die Komfortfunktionen gefilterte Fahrerwunsch eine gewisse Schwelle überschreiten, zweitens soll das Verhältnis „gefordertes Moment über Luftpfad durch maximal erreichbares Moment“ eine andere Schwelle überschreiten. Beide Bedingungen werden mit einer gewissen Hysterese ein- und ausgeschaltet, um „unruhigem“ Verhalten vorzubeugen. Außerdem kann Vollast nicht aktuell sein, wenn Leerlauf bereits aktuell ist. Das Verlustmoment setzt sich aus dem Schleppmoment und dem Einfluss der Nebenaggregate zusammen. Das Schleppmoment ist, sowohl in der Motorsteuerung als auch im Modell, drehzahl-, last-, höhen- und temperaturabhängig.

In der Motorsteuerung im Fahrzeug wird die Füllung der Zylinder aus Werten abgeleitet, die im Modell nicht vorhanden sind: Abhängig vom Zustand des Motors zum Beispiel aus Ventilhuben oder aus dem Durchsatz des Ansaugrohrs. Eines der größeren Probleme der Modellierung der Bestimmung der Momentanforderung war die Bestimmung der Füllung in einer guten Qualität. Erstens wird dazu im Modell die Soll-Füllung, wie auch in der Motorsteuerung, bestimmt. Aus der Soll-Füllung wird im zweiten Schritt die Ist-Füllung folgendermaßen bestimmt, siehe Abbildung 5.4. Die Soll-Füllung wird erstens mittels einer Totzeit verzögert. Dann wird die Ansaugrohrdynamik mittels eines PT1-Gliedes berücksichtigt. Vom Ausgangssignal dieses Filters und der „ungedrosselten“, sprich, maximalen Füllung wird der kleinste Wert genommen. Dieser Wert ergibt, nach Multiplikation mit einem Faktor zur Berücksichtigung von Drehzahlschwankungen, die Ist-Füllung der Zylinder. Im Modell wird zur Isolation der Drehzahlschwankungen aus der Motordrehzahl und somit zur Bestimmung des Faktors das Filter der Antiruckelfunktion verwendet. Der Faktor ist gleich eins, außer Drehzahlschwankungen, wie sie beim Ruckeln auftreten können, treten auf. Kurzfristige Erhöhungen der Motordrehzahl führen zur Absenkung des Faktors und somit zur Senkung der Ist-Füllung. Dieser Einfluss von Drehzahlschwankungen auf die Füllung ist auch im Fahrzeug in der Motorsteuerung vorhanden.

Parallel zu den beiden Komfortfunktionen, die in Abschnitt 5.1.1 ausführlich besprochen werden, ist eine weitere Funktion aktiv, die auch als Kom-



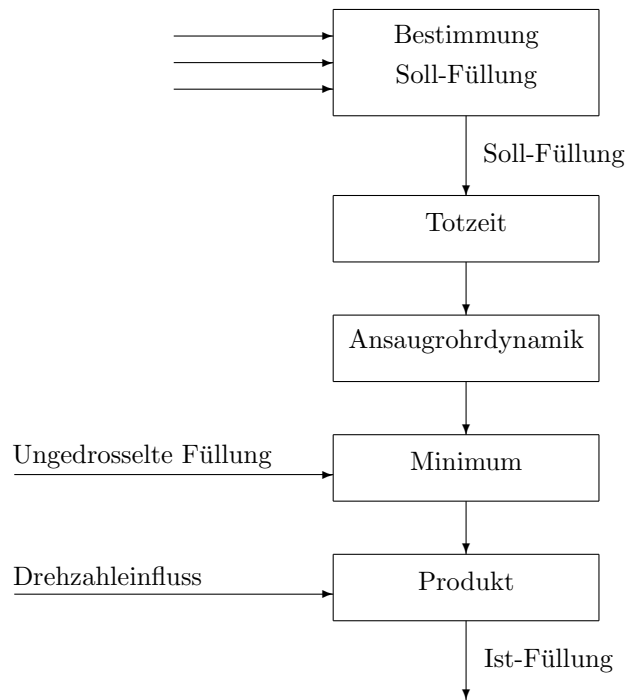


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung der Bestimmung der Ist-Füllung.

fortfunktion bezeichnet werden kann, unter normalen Bedingungen aber keinen Einfluss auf das Lastwechselverhalten des Fahrzeugs hat. Diese Funktion gewährleistet ein weiches Schubabschalten und Wiedereinsetzen. Dies geschieht, sowohl im Fahrzeug als auch im Modell, anhand eines PT1-Gliedes, das für Schubabschalten und Wiedereinsetzen mit unterschiedlichen Zeitkonstanten versehen ist. Am Anfang des Schubabschaltens ist es wichtig, dass das PT1-Glied, um Sprüngen in den Momentanforderungen vorzubeugen, neu initialisiert wird. Die Filterung beziehungsweise Glättung erfolgt nicht während Eingriffen der Lastschlagdämpfung und wird bei Unterschreitung eines großen, negativen Motordrehzahlgradienten<sup>2</sup> abgeschaltet. Die Drehzahl, bei der Schubabschalten oder Wiedereinsetzen stattfinden soll, werden, abhängig von der Motortemperatur und dem Drehzahlgradient bestimmt.

Die Funktion, die ein weiches Schubabschalten und Wiedereinsetzen gewährleistet, ist am Anfang der im Rahmen dieser Arbeit standardisierten und

<sup>2</sup>Negative Motordrehzahlgradienten einer solchen Größenordnung treten normalerweise zum Beispiel bei Auskuppeln auf. Sie treten auch beim Tip-In auf. Das ist aber für das Abschalten der Filterung normalerweise nicht relevant, weil die Filterung während Eingriffen der Lastschlagdämpfung nicht aktiv ist.

simulierten Fahrmanöver aktiv. Die Manöver fangen im Schubbetrieb an, darauf folgt einen Tip-In. Bei normaler Bedatung der Motorsteuerung wird am Anfang des Tip-Ins die Funktion Lastschlagdämpfung aktiv, was das Ende der Filterung zum Schubabschalten bedeutet. Ist aber, mittels einer besonderen Bedatung der Motorsteuerung, die Lastschlagdämpfung inaktiv gestellt, wird sie die Filterung zum Schubabschalten am Anfang des Tip-Ins nicht beenden. Die Zeitkonstanten dieser Filterung sind relativ hoch, wodurch das Moment, trotz sprunghafter Fahrpedalbetätigung, nur langsam aufgebaut wird. Trotzdem werden als Reaktion auf die Fahrpedalbetätigung Ruckelschwingungen im Fahrzeug, und auch an der Kurbelwelle, auftreten. Diese Schwingungen haben hohe (auch negative) Drehzahlgradienten zur Folge. Es gibt jetzt zwei Möglichkeiten. Entweder die negativen Drehzahlgradienten unterschreiten eine gewisse Schwelle und führen zum direkten Umschalten von der Filterung zum Schubabschalten zum ungefilterten Fahrerwunsch, was zu einem, manchmal sehr großen, Sprung in der Momentanforderung über Zündpfad führen kann. Ein Beispiel ist in Abbildung 5.11 zu sehen. Oder, die Drehzahlschwankungen halten sich in Grenzen, sprich, die Schwelle wird nicht unterschritten, und die Filterung zum Schubabschalten bleibt während des gesamten Momentaufbaus aktiv (Abbildung 5.12). Siehe zu diesem Thema auch Abschnitt 5.3.

## 5.2 Umsetzung der Momentanforderung

Nachdem die Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad im ersten Teil der Motorsteuerung bestimmt worden sind, werden im zweiten Teil unter anderem die Soll-Einstellungen für den Ventiltrieb, Einspritzmengen und Zündwinkel bestimmt. Dieser zweite Teil der Software und die Motorhardware versorgen zusammen die Umsetzung der Momentanforderung: Von den beiden Momentanforderungen bis zum Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad, siehe Abbildung 5.1. Für die Modellierung der Umsetzung der Momentanforderung wurde im Rahmen dieser Arbeit ein bereits bestehendes Modell angepasst und weiterentwickelt.

Zuerst wird im Modell der Umsetzung der Momentanforderung die Dynamik des Luftpfades, zwischen Wunschmoment über Luftpfad und Ist-Füllung des Zylinders berücksichtigt. Hauptsächlich liegen Verstellzeiten des Ventiltriebs und das Volumen des Ansaugrohrs zugrunde. Das Wunschmoment wird mit zwei unterschiedlichen Totzeiten, separat für zunehmendes und abnehmendes Wunschmoment, verzögert. Danach wird ein PT1-Glied angewendet. Zum Schluss werden schnelle Drehzahlschwankungen, wie zum Beispiel beim Ruckeln, berücksichtigt: Eine Erhöhung der Drehzahl wird kurzfristig die

Füllung reduzieren.

In einem zweiten Schritt werden das Wunschmodent über Zündpfad und die Ist-Füllung zusammengerechnet: Das Wunschmodent über Zündpfad wird weitergeleitet, wobei die Ist-Füllung die obere Grenze darstellt. Zum Beispiel können während Eingriffen der Antiruckelfunktion deutliche Unterschiede zwischen beiden Signalen auftreten. Um am Schluss auf das Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad zu kommen, wird noch das Verlustmoment abgezogen.

## 5.3 Validierung

Zur Modellierung und zur Validierung des Modells zur Bestimmung der Momentanforderung, wie in Abschnitt 5.1 besprochen, sind im Rahmen dieser Arbeit Messungen mit dem Messsystem INCA durchgeführt worden. Das System wurde zum Auslesen von sehr vielen Signalen aus der Motorsteuerung benutzt. Nur vereinzelt sind diese Signale auch auf dem CAN verfügbar, wodurch diese Messungen nicht mit dem System ROTEC, das zwar auf dem CAN, aber nicht auf die Motorsteuerung zugreifen kann, durchgeführt werden konnten. Die Anzahl der Signale, die gleichzeitig mit INCA aus der Motorsteuerung gemessen werden können, ist beschränkt, wodurch, vor allem für die Modellierung, zahlreiche Messfahrten notwendig waren.

Im Rahmen der Validierung des Modells zur Bestimmung der Momentanforderung werden zuerst die Lastwechselfunktionen Lastschlagdämpfung, Dashpot und Antiruckelfunktion, Abschnitte 5.1.1 und 5.1.2, separat, sprich als einzelne Bausteine, betrachtet. Dazu werden in der Simulation an den Eingängen dieser Funktionen gemessene Signale eingegeben und die Ausgänge von Simulation und Messung miteinander verglichen. Das Ergebnis ist in den Abbildungen 5.5, 5.6, 5.7, 5.8 und 5.9 dargestellt. Den guten Ergebnissen liegt eine sehr genaue Modellierung der Funktionen, die sich stark an den Funktionen, wie sie im Fahrzeug vorhanden sind, orientiert zu Grunde.

Auch bei der Validierung der gesamten Bestimmung der Momentanforderung werden sehr gute Ergebnisse erzielt. Dargestellt werden die Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad. Der Fall mit eingeschalteten Lastwechselfunktionen ist in Abbildung 5.10 aufgenommen, für den Fall mit ausgeschalteten Lastwechselfunktionen, siehe Abbildungen 5.11 und 5.12.

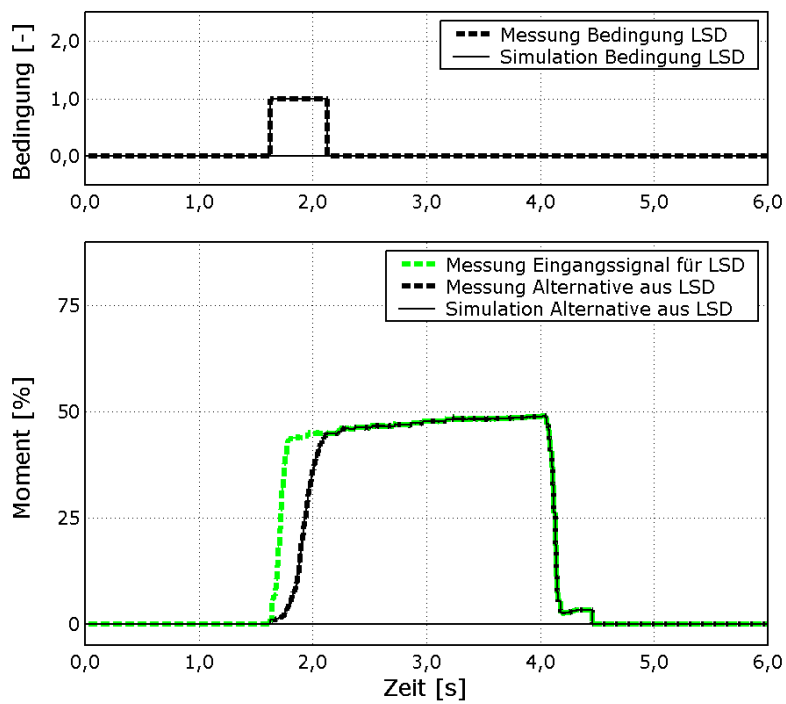


Abbildung 5.5: Validierung der Lastschlagdämpfung (LSD) in Teillastbetrieb im 2. Gang. Die Eingänge der Funktion in der Simulation sind gemessene Signale, somit wird hier nur diese eine Funktion validiert.

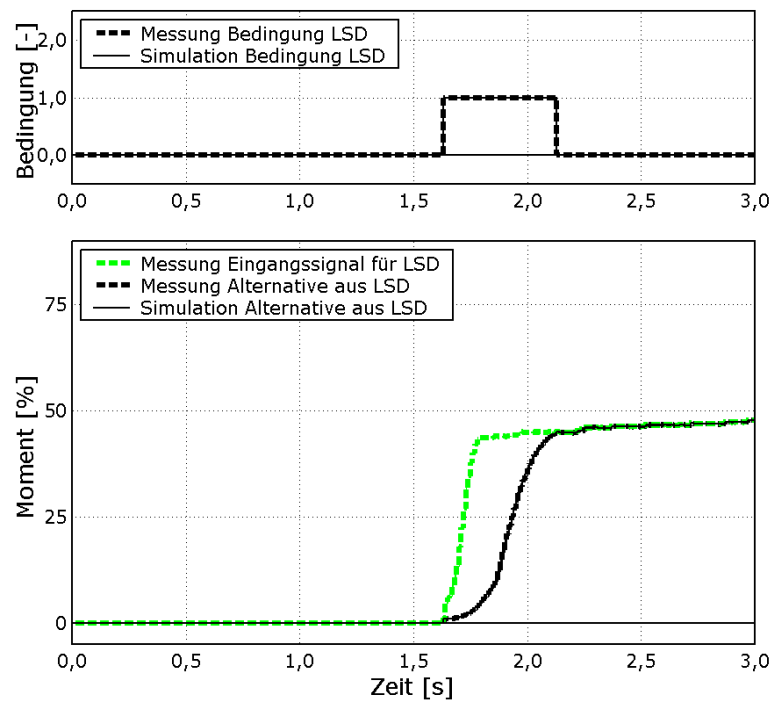


Abbildung 5.6: Validierung der Lastschlagdämpfung (LSD) in Teillastbetrieb im 2. Gang. Die Eingänge der Funktion in der Simulation sind gemessene Signale, somit wird hier nur diese eine Funktion validiert. Es handelt sich hier um eine detaillierte Betrachtung von Abbildung 5.5.

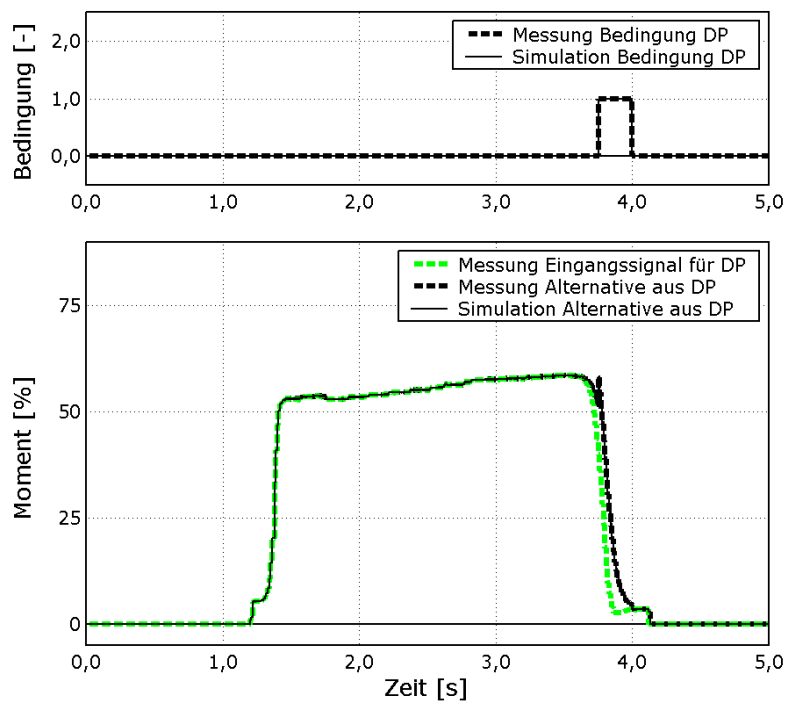


Abbildung 5.7: Validierung des Dashpots (DP) in Teillastbetrieb im 2. Gang. Die Eingänge der Funktion in der Simulation sind gemessene Signale, somit wird hier nur diese eine Funktion validiert.

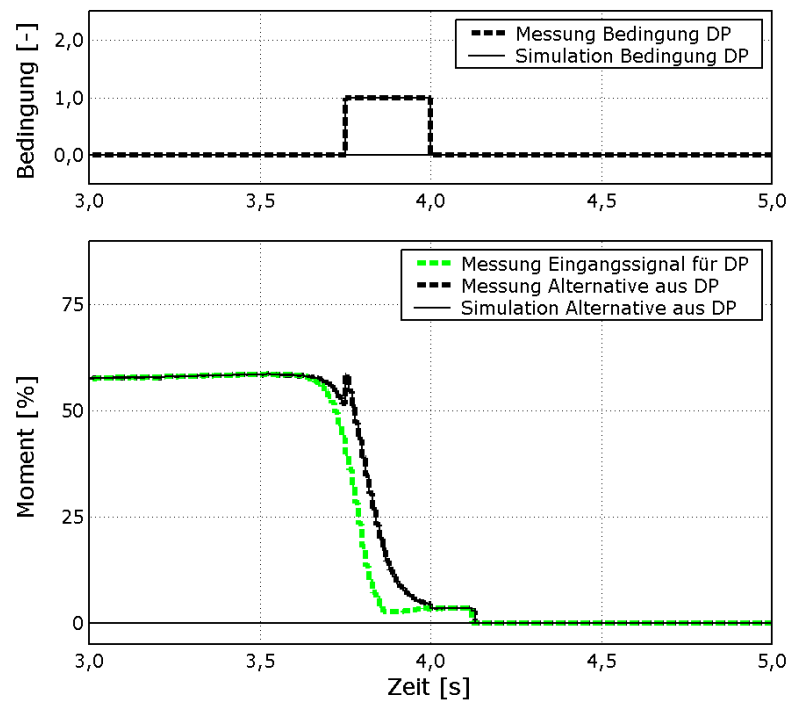


Abbildung 5.8: Validierung des Dashpots (DP) in Teillastbetrieb im 2. Gang. Die Eingänge der Funktion in der Simulation sind gemessene Signale, somit wird hier nur diese eine Funktion validiert. Es handelt sich hier um eine detaillierte Betrachtung von Abbildung 5.7.

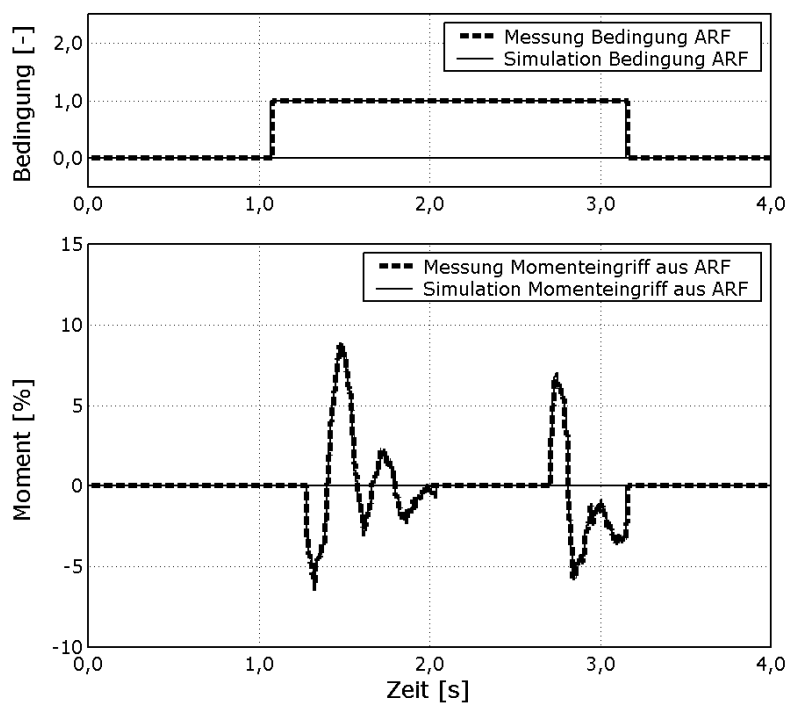


Abbildung 5.9: Validierung der Antiruckelfunktion (ARF) in Teillastbetrieb im 2. Gang. Die Eingänge der Funktion in der Simulation sind gemessene Signale, somit wird hier nur diese eine Funktion validiert.



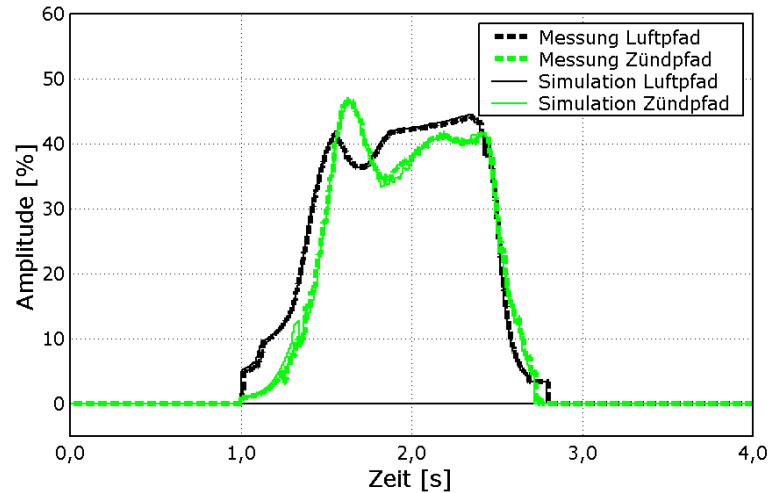


Abbildung 5.10: Validierung der Bestimmung der Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad, mit eingeschalteten Lastwechselfunktionen. Gefahren wurde im ersten Gang, mit 45% Fahrpedalwinkel in der Zug-Phase.

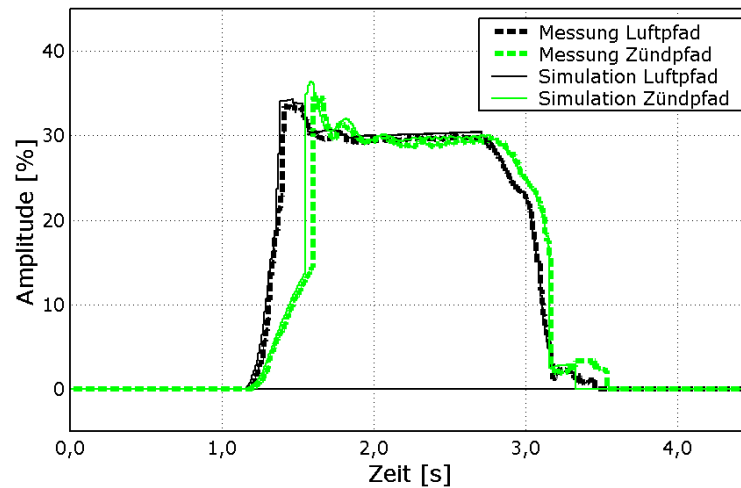


Abbildung 5.11: Validierung der Bestimmung der Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad, mit ausgeschalteten Lastwechselfunktionen. Die Drehzahlabnahme ist so groß, dass ein Sprung in der Momentanforderung stattfindet. Siehe dazu Abschnitt 5.1.3. Gefahren wurde im zweiten Gang, mit 40% Fahrpedalwinkel in der Zug-Phase.

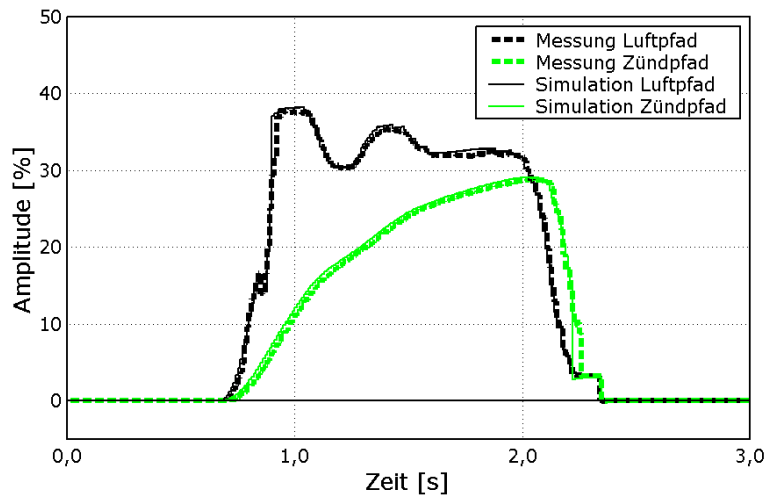


Abbildung 5.12: Validierung der Bestimmung der Momentanforderungen über Luft- und Zündpfad, mit ausgeschalteten Lastwechselfunktionen. Die Drehzahlabnahme ist so klein, dass kein Sprung in der Momentanforderung stattfindet. Siehe dazu Abschnitt 5.1.3. Gefahren wurde im ersten Gang, mit 40% Fahrpedalwinkel in der Zug-Phase.

## 6 Gesamtmodell

Die verschiedenen Bestandteile des Gesamtmodells, erstens die Bestimmung der Momentanforderung<sup>1</sup>, zweitens die Umsetzung der Momentanforderung<sup>2</sup> bestehend aus dem zweiten Teil der Motorsteuerung und der Motorhardware, und drittens dem Fahrzeugmodell wie in Kapitel 4 beschrieben<sup>3</sup>, werden mittels Co-Simulation miteinander verbunden. In MATLAB Simulink wird dazu eine Schnittstelle zu SIMPACK eingebunden, und somit wird das Fahrzeugmodell in MATLAB Simulink integriert und die Co-Simulation von MATLAB Simulink koordiniert. Das Motormodell wird nach wie vor in MATLAB Simulink gerechnet, das Fahrzeugmodell nach wie vor in SIMPACK. Ausgetauscht werden das Motormoment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad, ein Ergebnis des Motormodells, und die Motordrehzahl, ein Ergebnis des Fahrzeugmodells. Die Austauschrate zwischen MATLAB Simulink und SIMPACK beträgt 5 ms. Während eines Schritts der Co-Simulation, die Zeitspanne zwischen zwei „Austauschzeitpunkten“, in diesem Falle also während 5 ms, rechnen sowohl MATLAB Simulink als auch SIMPACK selbständig. Am Austauschzeitpunkt werden die Werte ausgetauscht: MATLAB Simulink gibt das von ihm berechnete aktuelle Motormoment an SIMPACK weiter, SIMPACK gibt die aktuelle Motordrehzahl an MATLAB Simulink zurück. Während eines Schritts der Co-Simulation hält SIMPACK das Motormoment und MATLAB Simulink die Motordrehzahl konstant.

Die höchste Modellebene und die Umsetzung der Momentanforderung werden mit einer Schrittweite von 1 ms gerechnet, siehe Abbildung 6.1. Die Bestimmung der Momentanforderung wird mit einer Schrittweite von 10 ms gerechnet. Ausnahme ist aber das Filter der Antiruckelfunktion. Sie ist Teil der Bestimmung der Momentanforderung, wird aber mit 50 ms gerechnet. Die Co-Simulation, sprich, die SIMPACK-Schnittstelle, hat eine Austauschrate von 5 ms.

Zur Validierung des Gesamtmodells werden ähnliche Messungen, wie die, die in Abschnitt 4.5 zur Validierung des Fahrzeugmodells angewendet wurden und die mit dem Messsystem ROTEC gemessen wurden, benutzt. Die Validierungsergebnisse werden in den Abbildungen 6.2, 6.3 und 6.4 dargestellt. Bei dem gemessenen Moment handelt es sich um ein Signal, das im Fahrzeug auf dem CAN-Bus vorhanden ist. Geliefert wird das Signal von

---

<sup>1</sup>Modelliert in MATLAB Simulink

<sup>2</sup>Modelliert in MATLAB Simulink

<sup>3</sup>Modelliert in SIMPACK

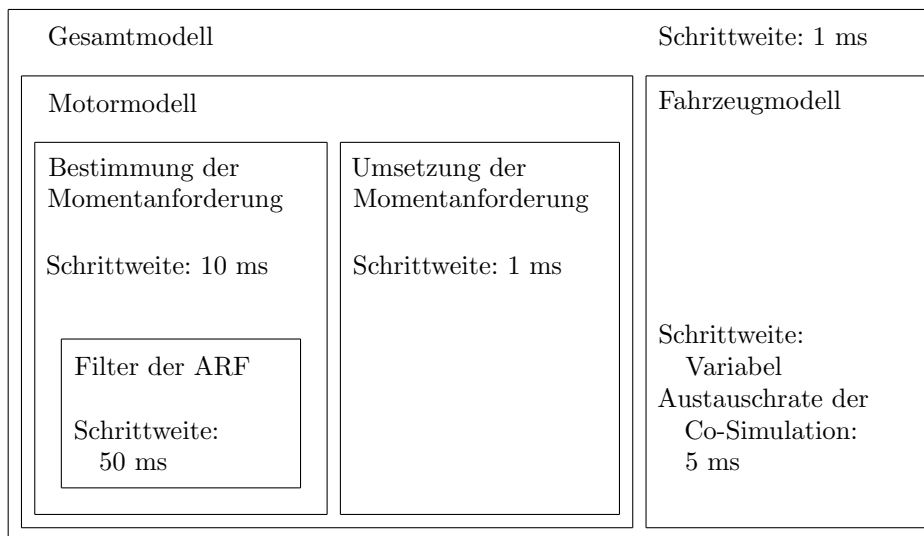


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Schrittweiten für die verschiedenen Modellabschnitte des Gesamtmodells.

der Motorsteuerung. Im Modell zur Bestimmung der Momentanforderung wird genau dieses Signal auch berechnet. Das tatsächliche Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad, das kleine Abweichungen von dem Signal auf dem CAN-Bus aufzeigen kann, wurde nicht gemessen. Aus der Simulation wurde es schon ausgewertet und in den oben genannten Abbildungen mit aufgenommen.

Auch nach dem Zusammenfügen der verschiedenen Modellbestandteile bleibt die Qualität auf einem hohen Niveau. Sowohl in Abbildung 6.2 und 6.3, beide für inaktive Komfortfunktionen, ist ein Sprung im Momentverlauf, der vom plötzlichen Ausschalten der Filterung zum Schubabschalten verursacht wird<sup>4</sup>, sichtbar.

Die kleinen Abweichungen in der Motordrehzahl und der Geschwindigkeit werden nicht durch Ungenauigkeiten in der Modellierung der Fahrwiderstände, validiert in Abschnitt 4.5 und Abbildung 4.15, verursacht, sondern eher durch Ungenauigkeiten in der Motormodellierung. Mögliche Ursachen sind die Vereinfachung der Modellierung des Verlustmoments, die Bestimmung der Motortemperatur oder der Temperatur der angesaugten Luft. Vor allem bei inaktiven Komfortfunktionen werden die Schwingungen sowohl beim Tip-In als beim Tip-Out gut abgebildet.

<sup>4</sup>Siehe Abschnitt 5.1.3.

Im Falle von aktiven Komfortfunktionen gibt es beim Tip-In wahrnehmbare Unterschiede zwischen Messung und Simulation. Diese werden möglicherweise durch den Modellierungsansatz des Modells der Umsetzung der Momentanforderung verursacht. Dieses Modell ist an Hand von Messungen parametrisiert worden. Bei den Messungen wurden sprunghafte und keine kontinuierliche Verläufe für die Momentanforderungen als Eingangssignale vorgegeben. Bei den Messungen mit inaktiven Komfortfunktionen sind die Verläufe der Momentanforderungen eher sprunghaft, bei den Messungen mit aktiven Komfortfunktionen eher kontinuierlich. Es ist zu klären, ob eine detailliertere Modellierung der Umsetzung der Momentanforderung zu noch besseren Ergebnissen führen wird, siehe Abschnitt 10.2.

Die Verläufe des Reifenschlupfs zeigen, dass die quasistatischen Schlupfwerte, während des Schubetriebes und in der Zug-Phase, sehr gut abgebildet werden. In den Messungen gibt es während der Ruckelschwingungen teilweise höhere Amplituden als in der Simulation.

Die Verläufe aus Messung und Simulation sind mit den Bewertungsmethoden AVL-Drive<sup>5</sup> und Ruckelpeak<sup>6</sup> bewertet worden. Die Ergebnisse sind in den Tabellen 6.1 und 6.2 aufgenommen. AVL-Drive bewertet einerseits die Mehrfachschwingungen, die während Tip-In und Tip-Out auftreten, dies ist das eigentliche Ruckeln, und den Tip-In oder Tip-Out im Allgemeinen. Im letzten Fall werden mehrere Aspekte, wie unter anderem Ansprechverzögerung und Drehmomentaufbau, aber auch die Mehrfachschwingungen, gemeinsam bewertet.

Es ist abzuleiten, dass die Bewertungen und die Ruckelfrequenzen für die beiden Manöver mit ausgeschalteten Komfortfunktionen zwischen Messung und Simulation im Allgemeinen gut übereinstimmen. Auch hier ist die Qualität für den Fall mit ausgeschalteten Komfortfunktionen besser als für den Fall mit eingeschalteten Komfortfunktionen. Die Verläufe in Abbildung 6.4 zeigen beim Tip-In, und in geringeren Maße für den Tip-Out, für die Simulation weniger heftige Schwingungen auf als für die Messung. Dies ist auch in den Bewertungen wieder zu finden: Die Simulation wird als besser als die Messung bewertet.

Zusammenfassend kann man sagen, dass viele Messungen mit inaktiven Komfortfunktionen mit guter bis sehr guter Qualität simuliert werden können. Bei Messungen mit aktiven Komfortfunktionen ist die Qualität nicht von dem hohen Niveau. Wie bereits erwähnt, liegt das möglicherweise am Modellierungsansatz des Modells zur Umsetzung der Momentanforderung. Siehe auch Abschnitt 10.2.

---

<sup>5</sup>Siehe Abschnitt 2.5.5.

<sup>6</sup>Siehe Abschnitte 2.5.4 und 3.2

AVL-Drive				
	Tip-In		Tip-Out	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation
Abb. 6.2: Funktionen sind inaktiv. Abb. 6.3: Funktionen sind inaktiv. Abb. 6.4: Funktionen sind aktiv.				
Abb. 6.2, allgemein	7,21	7,12	5,81	5,14
Abb. 6.2, Mehrfachschwingungen	6,60	6,85	6,19	5,48
Abb. 6.3, allgemein	6,05	5,83	4,56	4,28
Abb. 6.3, Mehrfachschwingungen	5,14	5,55	4,41	4,10
Abb. 6.4, allgemein	6,87	7,68	6,26	7,22
Abb. 6.4, Mehrfachschwingungen	8,64	9,06	6,34	9,05

Tabelle 6.1: Bewertungsergebnisse aus AVL-Drive. Bewertet wurden Messung und Simulation, die in den jeweiligen Abbildungen gezeigt werden.

Ruckelpeak				
	Tip-In		Tip-Out	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation
Abb. 6.2: Funktionen sind inaktiv. Abb. 6.3: Funktionen sind inaktiv. Abb. 6.4: Funktionen sind aktiv.				
Abb. 6.2, Ruckelpeak	0,29	0,35	0,50	0,55
Abb. 6.2, Ruckelfrequenz	2,50	2,50	2,38	2,19
Abb. 6.3, Ruckelpeak	0,28	0,25	0,41	0,44
Abb. 6.3, Ruckelfrequenz	3,94	3,94	3,38	3,63
Abb. 6.4, Ruckelpeak	0,20	0,10	0,32	0,22
Abb. 6.4, Ruckelfrequenz	2,44	2,25	2,50	2,13

Tabelle 6.2: Bewertungsergebnisse, ermittelt mit der Methode Ruckelpeak. Bewertet wurden Messung und Simulation, die in den jeweiligen Abbildungen gezeigt werden. Einheit des Ruckelpeaks ist  $\text{m/s}^2$ , Einheit der Ruckelfrequenz ist Hz.

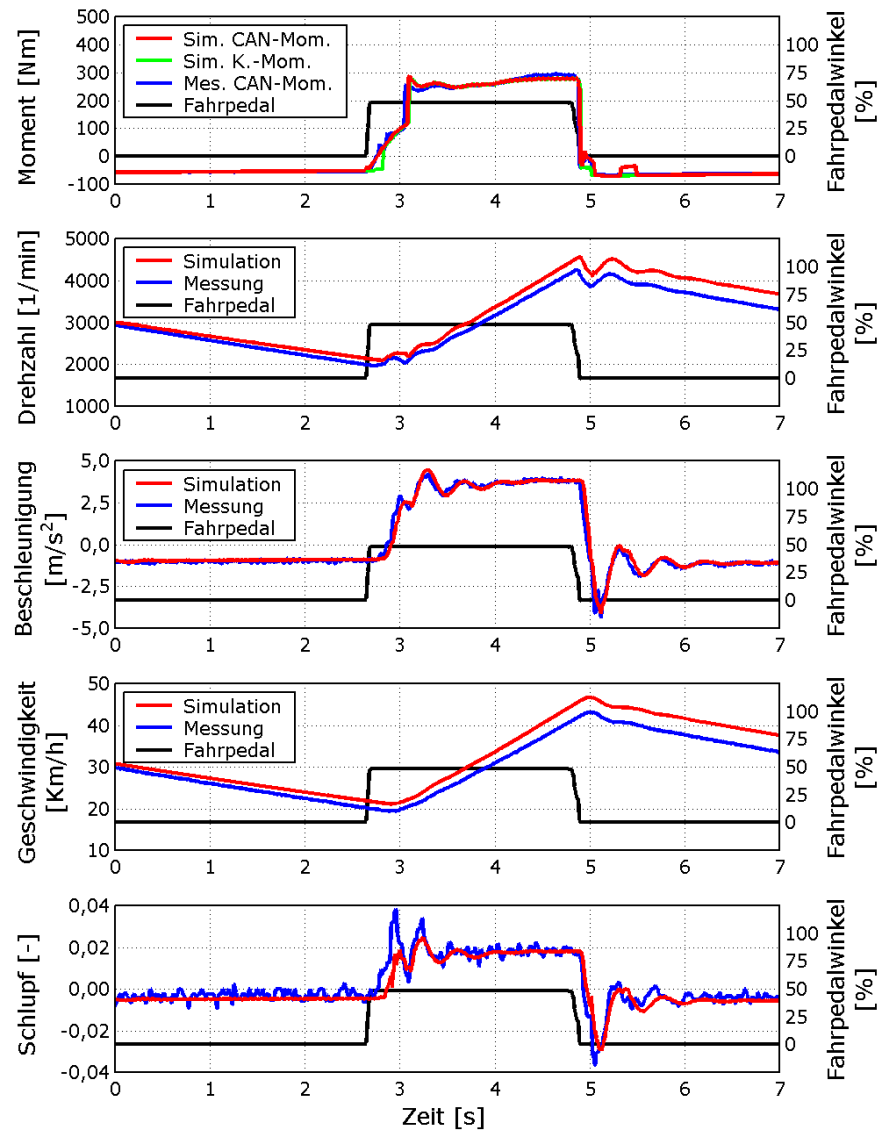


Abbildung 6.2: Validierung des Gesamtmodells. Simuliert und gemessen wurde mit inaktiven Komfortfunktionen und im ersten Gang. CAN-Mom. steht für Motormoment an der Kupplung laut CAN-Bus. K.-Mom. steht für Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad.

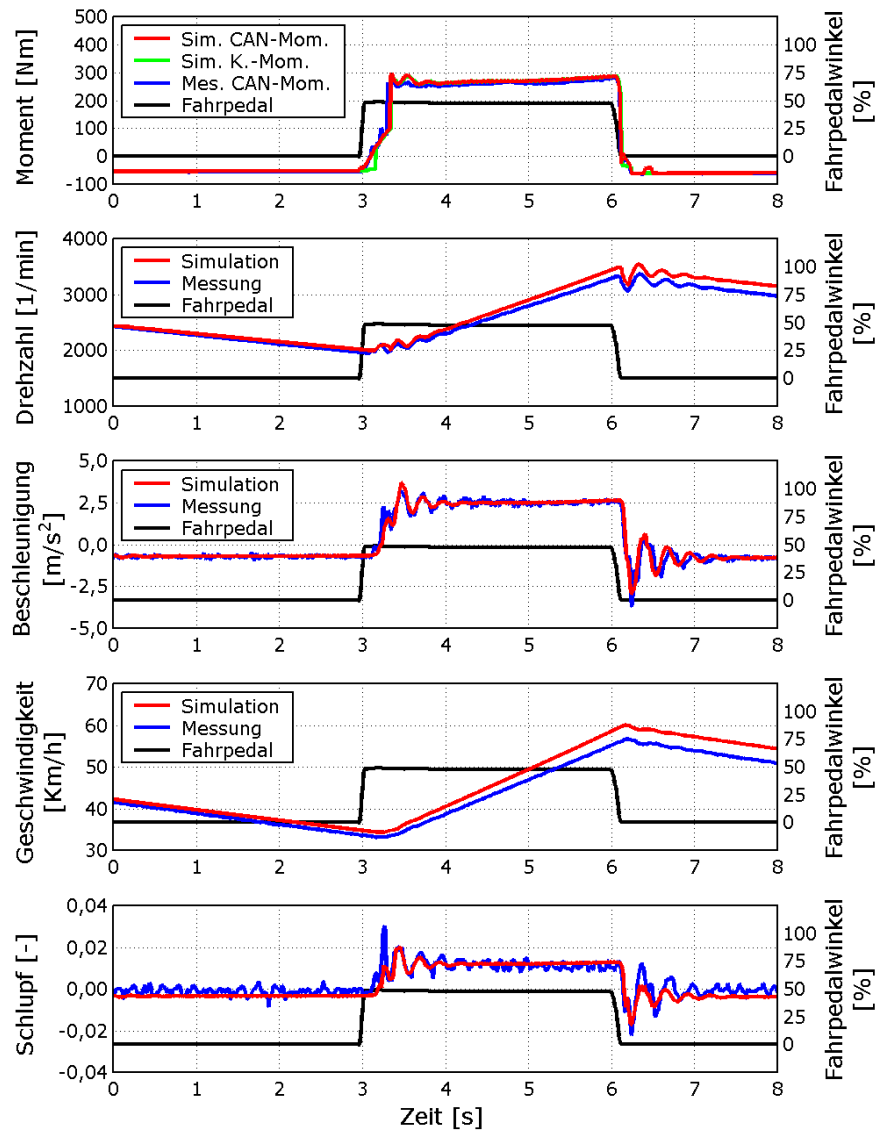


Abbildung 6.3: Validierung des Gesamtmodells. Simuliert und gemessen wurde mit inaktiven Komfortfunktionen und im zweiten Gang. CAN-Mom. steht für Motormoment an der Kupplung laut CAN-Bus. K.-Mom. steht für Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad.



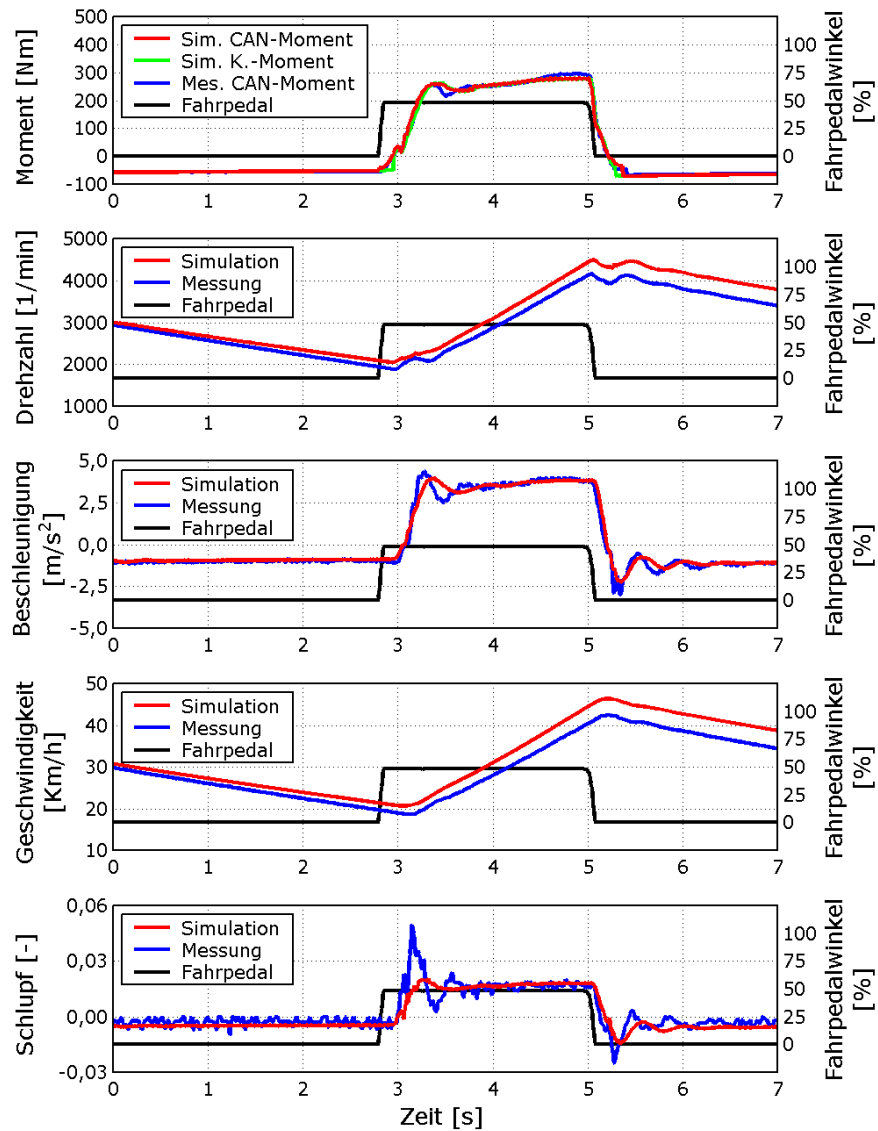


Abbildung 6.4: Validierung des Gesamtmodells. Simuliert und gemessen wurde mit aktiven Komfortfunktionen und im ersten Gang. CAN-Moment steht für Motormoment an der Kupplung laut CAN-Bus. K.-Moment steht für Moment zwischen Kurbelwelle und Schwungrad.

# 7 Sensitivitätsanalyse

Nachdem in Abschnitt 2.5 und Kapitel 3 die Bewertungsmethoden vorgestellt wurden und in Kapitel 6 das Gesamtmodell mit gutem Ergebnis validiert worden ist, kann das Analysetool bestehend aus Fahrzeugmodell, detailliertem Motormodell und Bewertungsmethoden nun eingesetzt werden. In diesem Kapitel wird, mittels des Analysetools, eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Viele Parameter, die im Modell aufgenommen worden sind, werden variiert und jedes Mal wird das Lastwechselverhalten des Fahrzeugs mittels der Methoden AVL-Drive und Ruckelpeak bewertet. Somit werden die wesentlichen Stellparameter für das Lastwechselphänomen Ruckeln im BMW 545i mit Handschalter und Heckantrieb ermittelt.

Zur Ermittlung der Stellparameter wurden viele Parameter, einer nach dem anderen, variiert. Der Wert jedes einzelnen Parameters wurde, ausgehend von seinem Wert des in Kapitel 6 validierten Standes, auf 50, 75, 100, 133 und 200 Prozent skaliert. Die drei Messungen, die in Kapitel 6 zur Validierung aufgenommen wurden, wurden für diese Sensitivitätsanalyse benutzt. Bei zwei Messungen waren die Komfortfunktionen ausgeschaltet, bei einer Messung waren sie aktiv. Für die meisten Parameter wurde dies genauso gehandhabt. Bei Variation von komfortfunktion-internen Parametern war bei der Simulation aller drei Messungen die betreffende Funktion aktiv. Es wäre nicht sinnvoll, einen Parameter einer inaktiven Funktion zu variieren. Die beiden anderen Komfortfunktionen waren nicht aktiv.

Ein Teil der Bewertungsergebnisse der Sensitivitätsanalyse ist in den Tabellen A.1 bis A.6 wieder zu finden. Normalerweise würde man erwarten, dass die Bewertungsergebnisse für 100% skalierte Parameter für alle Parameter gleich sind, weil der identische Bauzustand berechnet wurde. Dies ist aber nicht der Fall, weil die Komfortfunktionen nicht bei allen zu variierenden Parametern gleich eingestellt wurden.

Die nackten Zahlen in den Tabellen reichen aber für ein gutes Verständnis von den Ergebnissen nicht aus. Weitere Signale und Daten sollen bei der Beurteilung der Ergebnisse berücksichtigt werden, siehe Abbildung 7.1 und Tabelle 7.1. Zum Beispiel kann am Motormomentverlauf gesehen werden, ob ein Sprung, wie erläutert in Abschnitt 5.1.3, auftritt. Ein solcher Sprung hat große Folgen für die Bewertungsergebnisse und kann die Beurteilung des Einflusses eines Parameters trüben. Für ein besseres Verständnis der Ergebnisse aus der Methode Ruckelpeak ist es hilfreich die Fourier-Transformierte und die Eingangssignale für die Fourier-Transformation anzusehen. Es ermöglicht

die Kontrolle, wie deutlich der Ruckelpeak in der Fourier-Transformation hervortritt und ob Ruckelpeak und Ruckelfrequenz richtig automatisch ausgelesen wurden. Ansonsten gibt eine Abbildung der fünf Beschleunigungsverläufe einen ersten Eindruck zum Einfluss des Parameters und erlaubt zudem eine Kontrolle über die Anwendbarkeit der Bewertungsergebnisse. Die aufgenommenen Tabellen müssen also richtig und nuanciert interpretiert werden.

Die Stellparameter für das Ruckelverhalten eines Fahrzeugs sind, beim Tip-In, vor allem die Parameter der Komfortfunktionen in der Motorsteuerung: Erstens die Zeitkonstante und zweitens die Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung. Auch die Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion und die rotatorische Steifigkeit der Abtriebswellen haben beim Tip-In einen wesentlichen Einfluss. Beim Tip-In hat die Reifenlängsschlupfsteifigkeit, in dieser Sensitivitätsanalyse, nur wenig und die Zeitkonstante des Dashpot gar kein Einfluss. Diese beiden Größen sind, zusammen mit der rotatorischen Steifigkeit der Abtriebswellen, die wesentlichen Stellschrauben beim Tip-Out. Die Antiruckelfunktion kann beim Tip-Out nur begrenzt wirken, weil der Eingriff kurz nach dem Tip-Out endet. Trotzdem ist sie auch beim Tip-Out ein Stellparameter.

Eine Zunahme der Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion hat, sowohl für den Tip-In als auch für den Tip-Out, einen deutlich niedrigeren Ruckelpeak zur Folge. Die Ruckelfrequenz wird dahingegen nicht beeinflusst. Auch AVL-Drive bewertet eine Zunahme meist positiv für das Ruckelverhalten.

Eine Zunahme der Aufbaumasse erhöht die Ruckelfrequenz bei Tip-In und Tip-Out. Sie bedeutet auch eine deutlich schlechtere Bewertung von sowohl Ruckelpeak als auch AVL-Drive beim Tip-Out. Auch beim Tip-In hat sie Einfluss. Der Ruckelpeak ist hier verbessert, bei AVL-Drive sind die Aussagen nicht eindeutig. Zum Einfluss der Aufbaumasse ist anzumerken, dass erstens dieser Parameter im Entwicklungsprozess vorgeschrieben wird und nicht für das Lastwechselverhalten abgestimmt werden kann. Zweitens sind solch starke Variationen wie hier durchgeführt für die Realität zu extrem. Andererseits bedeutet dieser Einfluss, dass es von wesentlicher Bedeutung ist, dass die Masse richtig im Modell eingegeben wird.

Eine Zunahme der Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung hat auf den Tip-Out kaum Einfluss. Kleine Unterschiede für die Bewertung des Tip-Outs sind da, sie sind wahrscheinlich die Folge von den Unterschieden beim Tip-In, die sich beim Tip-Out noch leicht auswirken. Für den Tip-In bedeutet eine Zunahme aber eine sehr deutliche Verbesserung: Der Ruckelpeak ist deutlich niedriger, AVL-Drive gibt deutlich höhere Noten. Auffällig ist aber, dass die Bewertungen für 200%, sowohl beim Ruckelpeak als auch bei AVL-Drive, wieder leicht schlechter werden. Die Ruckelfrequenz wird nicht

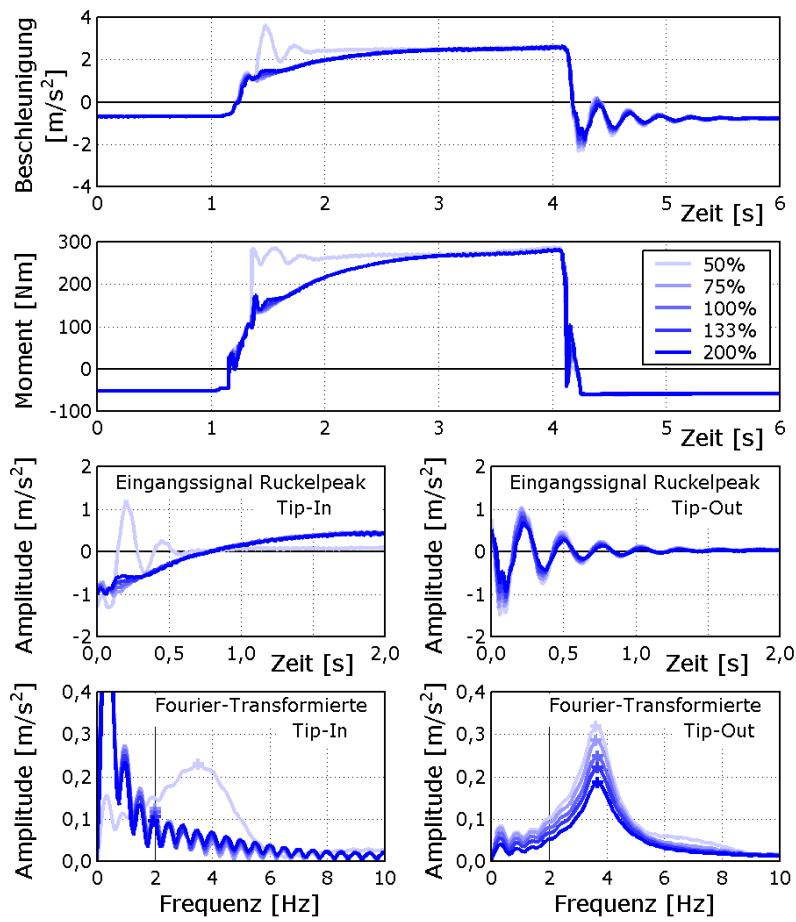


Abbildung 7.1: Einige Kurven, die bei der Interpretation der Bewertungsergebnisse der Methoden AVL-Drive und Ruckelpeak relevant sind.

	Ruckelpeak				Ruckelfrequenz					
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Tip-In	0,23	0,12	0,12	0,10	0,10	3,5	2,0	2,0	2,0	1,9
Tip-Out	0,32	0,29	0,25	0,22	0,19	3,6	3,6	3,7	3,7	3,7
	AVL-Drive allgemein									
	50%	75%	100%	133%	200%	AVL-Drive Mehrfachschw.				
Tip-In	5,9	7,6	8,1	8,1	8,1	5,7	9,3	9,6	10,0	10,0
Tip-Out	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	4,6	4,8	5,0	5,2	5,2

Tabelle 7.1: Bewertungsergebnisse zu den Kurven in Abbildung 7.1 sowie sie von den Methoden AVL-Drive und Ruckelpeak abgegeben werden.

beeinflusst.

Eine Zunahme der Längsschlupfsteifigkeit des Reifens hat beim Tip-In und Tip-Out eine leicht höhere Ruckelfrequenz zur Folge. Die Zunahme führt, sowohl beim Ruckelpeak als auch bei AVL-Drive, zu schlechteren Bewertungen. Vor allem der Ruckelpeak meldet beim Tip-Out deutliche Unterschiede in der Bewertung.

Eine Zunahme der rotatorischen Steifigkeit der Abtriebswellen hat vor allem eine deutlich höhere Ruckelfrequenz für Tip-In und Tip-Out zur Folge. Die Zunahme bedeutet, nach Ruckelpeak und nach AVL-Drive, eine deutliche Verbesserung des Ruckelverhaltens beim Tip-Out. Wie sich eine Zunahme auf den Ruckelpeak und die AVL-Drive-Bewertungen beim Tip-In auswirkt, ist nicht bei allen drei Manövern gleich, eine eindeutige Aussage ist nicht möglich.

Eine Zunahme der Zeitkonstante des Dashpot hat kein Einfluss auf die Bewertungsergebnisse beim Tip-In. Sie hat auch keinen Einfluss auf die Ruckelfrequenz, weder beim Tip-In noch beim Tip-Out. Der Ruckelpeak wird bei einer Zunahme beim Tip-Out deutlich niedriger, die AVL-Drive-Bewertungen werden in dem Fall deutlich höher.

Eine Zunahme der Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung hat keinen Einfluss auf die Ruckelfrequenz. Auch hier sind, wie bei der Variation der Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung, leichte Änderungen der Bewertungsergebnisse beim Tip-Out wahrnehmbar. Eine Zunahme bedeutet eine deutliche Verbesserung des Ruckelverhaltens beim Tip-In: Der Ruckelpeak wird deutlich niedriger, die AVL-Drive-Bewertungen werden deutlich höher.

Erwähnenswert ist, dass aus dieser Sensitivitätsanalyse eines heckangetriebenen Fahrzeugs folgt, dass Steifigkeit und Position der Motorlagerung keinen Einfluss auf das Ruckelverhalten haben. In Kapitel 2 wurde bereits angesprochen, dass die Motorlagerung bei Fahrzeugen mit Frontantrieb eine wesentliche Rolle spielt.

<b>Stellparameter:</b>
Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion Aufbaumasse Dämpfungskonstante in der Lastschlagdämpfung Längsschlupfsteifigkeit des Reifens Rotatorische Steifigkeit der Abtriebswellen Zeitkonstante im Dashpot Zeitkonstante in der Lastschlagdämpfung
<b>Weniger Einfluss haben:</b>
Relaxationslänge für die Längsrichtung des Reifens Rotatorische Steifigkeit der Gelenkscheibe Rotatorische Steifigkeit der Gelenkwelle Spiel im Hinterachsgetriebe Steifigkeit der Bogenfeder im Zweimassenschwungrad Steifigkeit der Hinterachsträgerlager in Fahrzeughochrichtung Totzeit der Motorhardware Trägheit der Primärseite des Zweimassenschwungrades Vertikalsteifigkeit der Reifen Zeitkonstante der Motorhardware
<b>Kaum Einfluss haben:</b>
Dämpfung der Abtriebswellen Formfaktor im Reifenmodell für die Kraft in Längsrichtung Reibungskonstante zwischen Feder und Schale im Zweimassenschwungrad Spalten der Hinterachsträgerlagerung in Fahrzeughochrichtung Spiel im Handschaltgetriebe
<b>Kein Einfluss haben:</b>
Position der Motorlager in Fahrzeugquerrichtung Rotatorische Dämpfung in der Gelenkscheibe Spalten der Hinterachsträgerlagerung in Fahrzeuglängsrichtung Spiel zwischen Primär und Sekundärseite des Zweimassenschwungrades Steifigkeit der Hinterachsträgerlager in Fahrzeuglängsrichtung Steifigkeit der Motorlager in Fahrzeughochrichtung Steifigkeit der Motorlager in Fahrzeuglängsrichtung Steifigkeiten im Handschaltgetriebe Vertikale Dämpfung im Reifen

Tabelle 7.2: Das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse: Die Stellparameter für das Lastwechselphänomen Ruckeln im BMW 545i mit Handschalter und Heckantrieb.

# 8 Einsatz des Analysetools in der Methoden- und Produktentwicklung

Im vorigen Kapitel wurde das in dieser Arbeit aufgebaute Analysetool zur Sensitivitätsanalyse, sprich, zur Ermittlung der Stellparameter, eingesetzt. Es kann auch in der Methoden- und Produktentwicklung von großem Nutzen sein.

## 8.1 Methodenentwicklung

Die Entwicklung eines Fahrzeugs ist in der Organisation eines Fahrzeugherstellers über mehrere Bereiche verteilt. Mehrere Bereiche beschränken sich dabei auf nur einen Teil des Fahrzeugs, wie zum Beispiel Karosserie, Fahrwerk oder Antrieb. Wenn ein Bereich eine Baugruppe, die für die Lastwechselphänomene wichtige Parameter beinhaltet, entwickelt, wäre es günstig Zielvorgaben zu definieren, damit die Lastwechselphänomene bei der Entwicklung der einzelnen Baugruppen berücksichtigt werden. Ein Gesamtfahrzeugziel ist in diesem Fall nicht geeignet, weil der Bereich sich nicht mit dem gesamten Fahrzeug beschäftigt. Das Fahrzeug soll über Baugruppen beziehungsweise Subsysteme aufgeteilt werden. Ziele für die Subsysteme und deren Schnittgrößen sollen aus dem Gesamtfahrzeugziel abgeleitet und den einzelnen Bereichen vorgegeben werden. Eine Methode zur Ableitung von Zielvorgaben muss entwickelt werden. Dabei kann das Analysetool zum Einsatz kommen.

Bei der Aufteilung des Fahrzeugs über Subsysteme müssen drei Aspekte berücksichtigt werden.

Erstens sollen alle Stellparameter in die Subsysteme aufgenommen werden. Fehlt ein Stellparameter, wird er bei der Entwicklung nicht berücksichtigt. Somit könnte ein unstimmiges Fahrzeug, sprich, ein Fahrzeug bei dem die Parameter nicht richtig auf einander abgestimmt sind, entstehen.

Zweitens sollen die Subsysteme untereinander möglichst rückwirkungsfrei sein. Das heißt, die Eigenschaften von einem der Subsysteme dürfen nicht die Eigenschaften der anderen Subsysteme beeinflussen. Dies ist eine notwendige Voraussetzung dafür, dass die Bereiche unabhängig voneinander sinnvoll die Baugruppen, für die sie zuständig sind, entwickeln können.



Drittens werden idealer und sinnvoller Weise alle Bauteile eines Subsystems in nur einem Bereich entwickelt. In dem Fall wird vermieden, dass ein Subsystemziel durch mehrere Bereiche zu verantworten ist. Also:

- Die Subsysteme sind so zu definieren, dass sie alle relevanten Stellparameter enthalten;
- Die Subsysteme sollen untereinander möglichst rückwirkungsfrei sein;
- Alle Bauteile eines Subsystems sollen in nur einem Bereich entwickelt werden.

Mittels des in dieser Arbeit vorgestellten Analysetools kann bei der Bestimmung der Subsysteme untersucht werden, inwiefern verschiedene Subsysteme untereinander rückwirkungsfrei sind, siehe auch Abschnitt 10.2.

Nachdem jetzt Subsysteme und deren Schnittgrößen festgelegt worden sind, müssen Ziele für das Gesamtfahrzeug bestimmt und danach für das Subsystemverhalten beziehungsweise für die Schnittgrößen abgeleitet werden. Eine Bewertungsmethode ist eine Voraussetzung für die Bestimmung eines Gesamtfahrzeugziels. Zusätzlich muss bestimmt werden, welches Verhalten das Fahrzeug wenigstens aufweisen soll, beziehungsweise ab welcher Bewertung das Verhalten freigabefähig ist. Die Bewertungsmethoden aus dem Analysetool können zu diesem Zweck eingesetzt werden. Auch zur Ableitung der Subsystemziele kann das Analysetool eingesetzt werden. Physikalische Größen an den Schnittstellen der Subsysteme, die Schnittgrößen, können in der Simulation visualisiert und „verzielt“ werden.

Eine kontinuierliche Zusammenarbeit zwischen dem Bereich, der den Überblick über das gesamte Fahrzeug hat, und den weiteren Bereichen ist erforderlich. Auftretende „Zielverfehlungen“ sollen gemeinsam analysiert werden. Ist ein Ziel mit dem geplanten Konzept nicht erreichbar, muss entweder das Konzept geändert oder das Ziel angepasst werden. Letztere Möglichkeit wird oft ein Anpassen von Zielen für ein oder mehrere andere Subsysteme zur Folge haben.

## 8.2 Produktentwicklung

Mittels des Analysetools kann in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung eine gesamthafte und gleichzeitige virtuelle Vorauslegung unter Berücksichtigung aller relevanten Parameter, wie in Kapitel 7 ermittelt, durchgeführt werden. Auch können in dieser frühen Entwicklungsphase unterschiedliche Konzepte und Vorschläge für die Werte der Stellparameter in dem Analysetool eingepflegt und anschließend beurteilt werden. Siehe Abbildung 8.1.

## 110 8. Einsatz des Analysetools in der Methoden- und Produktentwicklung

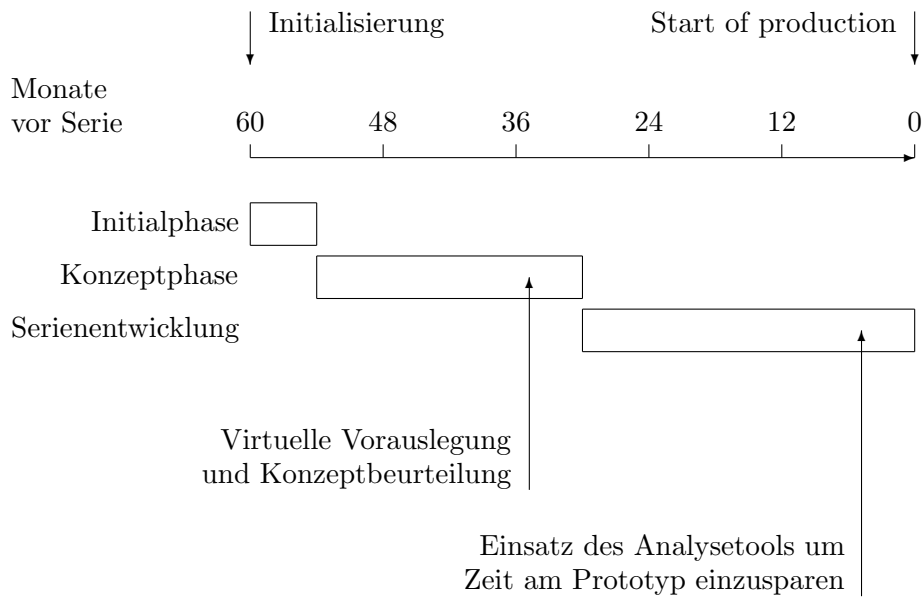


Abbildung 8.1: Einsatzmöglichkeiten des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Analysetools im Produktentwicklungsprozess.

Das Analysetool kann auch in der Serienentwicklung sinnvoll eingesetzt werden: Zum Untermauern von Aussagen und um die Zeit, die am Prototyp gearbeitet werden muss, zu reduzieren, indem man die Lösung eines Problems mittels der Simulation erarbeitet, und sie am Prototyp nur noch überprüfen muss. Voraussetzung dafür ist, dass der Aufwand zur Modellerstellung bereits geleistet wurde, zum Beispiel weil es in der Konzeptphase schon benötigt, aufgebaut und eingesetzt wurde. Der Aufwand zur Modellerstellung ist zu groß, um in der Serienentwicklung in kurzer Zeit ein Problem lösen zu können, wenn das Modell noch nicht vorhanden ist.

# 9 Entwicklung von Lastwechselfunktionen

## 9.1 Entwicklung von Lastwechselfunktion-Konzepten

Das in Kapitel 5 vorgestellte Motormodell macht es, wegen der detaillierten Modellierung, möglich, sehr großen Einfluss auf die Lastwechselfunktionen zu nehmen. Es ist sogar machbar, ganz neue Konzepte für Lastwechselfunktionen zu testen und zu bewerten. Dazu muss die Funktion im Motormodell durch das neue Konzept ersetzt werden. Dabei können sehr einfach viele Signale aus dem gesamten Fahrzeug, wie verschiedene Rotationen aus dem Antriebsstrang oder Beschleunigungen am Aufbau, verwendet werden. Im vorgestellten Analysetool kann dies relativ einfach und schnell durchgeführt werden.

Als Beispiel werden für die beiden Funktionen Lastschlagdämpfung und Dashpot<sup>1</sup> zwei alternative Funktionen getestet. Innerhalb dieser alternativen Komfortfunktionen wird die Zunahme des Fahrerwunsches auf ein Maximum, beziehungsweise die Abnahme auf ein Minimum begrenzt. Diese alternative Funktionen werden in Abbildung 9.1 mit zwei weiteren Varianten verglichen: mit dem Serienstand für die Lastschlagdämpfung beziehungsweise für den Dashpot und mit dem Fall, dass Lastschlagdämpfung, Dashpot und Antiruckelfunktion nicht eingreifen. Auch bei den ersten beiden Varianten greift die Antiruckelfunktion nicht ein. Bei der Untersuchung zum alternativen Dashpot war die Lastschlagdämpfung bei allen drei Varianten ausgeschaltet. In Abbildung 9.1 werden in den ersten 2,5 Sekunden die drei Varianten zur Lastschlagdämpfung dargestellt, in den zweiten 2,5 Sekunden die drei Varianten zum Dashpot. Das Maximum für Zunahme und Abnahme des Fahrerwunsches ist sehr deutlich in den Momentverläufen erkennbar.

Die Bewertungsergebnisse in den Tabellen 9.1 und 9.2 zeigen, dass beide Varianten der Lastschlagdämpfung und Dashpot zu einem besseren Verhalten führen, als es bei ausgeschalteten Funktionen der Fall ist. Der Ruckelpeak ist, weil er niedrig ist, beim Tip-In des alternativen Konzeptes nicht eindeutig in der Fourier-Transformierten zu erkennen.

Ein weiteres Beispiel, um das in dieser Arbeit erstellte Analysetool zur

---

<sup>1</sup>Siehe Abschnitt 5.1.1.

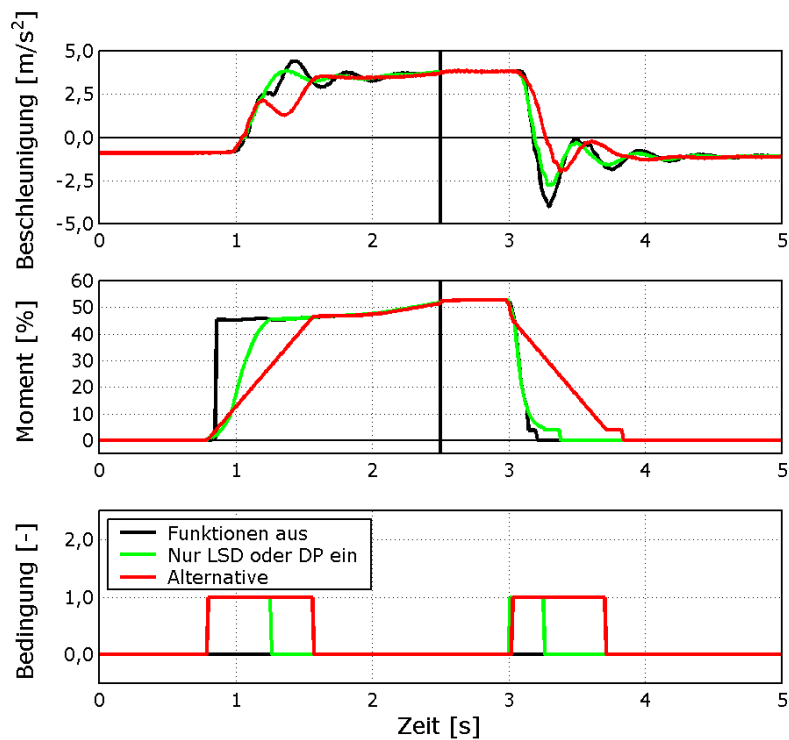


Abbildung 9.1: Darstellung von alternativen Konzepten für die Komfortfunktionen Lastschlagdämpfung (LSD; von 0 bis 2,5 Sekunden) und Dashpot (DP; von 2,5 bis 5 Sekunden). Unterschiedliche Konzepte zur Ermittlung des alternativen Fahrerwunsches führen zu unterschiedlichen Längen der Eingriffe (Bedingung ist gleich 1) und zu unterschiedlichen Beschleunigungsverläufen.

AVL-Drive		
	Tip-In	Tip-Out
Funktionen ausgeschaltet, allgemein	7,10	5,16
Funktionen ausgeschaltet, Mehrfachschwingungen	6,82	5,53
Serienstand, allgemein	7,81	5,97
Serienstand, Mehrfachschwingungen	9,30	6,20
Alternatives Konzept, allgemein	7,49	6,75
Alternatives Konzept, Mehrfachschwingungen	9,05	9,09

Tabelle 9.1: Bewertungsergebnisse aus AVL-Drive, zu den Verläufen in Abbildung 9.1.

Ruckelpeak		
	Tip-In	Tip-Out
Funktionen ausgeschaltet, Ruckelpeak	0,32	0,55
Funktionen ausgeschaltet, Ruckelfrequenz	2,50	2,19
Serienstand, Ruckelpeak	0,08	0,33
Serienstand, Ruckelfrequenz	2,75	2,38
Alternatives Konzept, Ruckelpeak	<0,1	0,20
Alternatives Konzept, Ruckelfrequenz	-	1,85

Tabelle 9.2: Bewertungsergebnisse, ermittelt mit der Methode Ruckelpeak, zu den Verläufen in Abbildung 9.1. Einheit des Ruckelpeaks ist  $m/s^2$ , Einheit der Ruckelfrequenz ist Hz.

Funktionskonzept-Entwicklung zu benutzen, folgt anhand zweier alternativer Konzepte für die Antiruckelfunktion<sup>2</sup>. In diesen beiden alternativen Konzepten werden die Schwingungen direkt mittels des Diskreten-Tiefpass-Offset-Filters der originalen Antiruckelfunktion aus der Motordrehzahl isoliert. Es wird keine theoretische Motordrehzahl, wie für den Serienstand in Abschnitt 5.1.2 beschrieben, ermittelt. Der Unterschied zwischen den beiden alternativen Konzepten ist lediglich das Vorzeichen des ermittelten Eingriffs. Auch in diesem Beispiel werden die Konzepte mit dem Serienstand und mit dem Fall, dass Lastschlagdämpfung, Dashpot und Antiruckelfunktion nicht eingreifen, verglichen. Das Ergebnis der Berechnungen ist in Abbildung 9.2 aufgenommen. Das Vorzeichen hat einen sehr starken Einfluss auf das Ruckelverhalten des Fahrzeugs. Beim Tip-In werden die Schwingungen in der Längsbeschleunigung im einen Fall verstärkt, im anderen Fall vollständig weg geregelt. Die unruhigen Eingriffe der beiden alternativen Konzepte, zwischen 1,5 und 3 Sekunden, zeigen, dass die Konzepte nicht ausgereift sind. Sie könnten mittels des in dieser Arbeit vorgestellten Analysetools weiterentwickelt werden.

Die Bewertungsergebnisse in der Tabelle 9.3 zeigen, dass die Varianten „Serie“ und „Konzept Minus“ bezüglich Mehrfachschwingungen beide sehr gut sind. „Konzept Plus“ ist an dieser Stelle aber schlechter als die Variante der ausgeschalteten Funktionen. Das Gleiche gilt für die Ergebnisse der Bewertung mittels der Methode Ruckelpeak in Tabelle 9.4. Die Änderung des Vorzeichens sorgt für einen Unterschied von vier Punkten bei der AVL-Bewertung der Mehrfachschwingungen des Tip-Ins. Dies zeigt nochmals wie stark der Motor das Lastwechselverhalten beeinflussen kann.

Beim Tip-Out gibt es zwischen den Varianten kaum signifikante Unterschiede in der Bewertung. Abbildung 9.2 zeigt auch, dass die Bedingung relativ schnell nach dem Tip-Out auf null gesetzt wird, und somit eine zeitlich längerer Eingriff zur Dämpfung der Schwingungen beim Tip-Out verhindert wird. Weil der Eingriff verhindert wird, können unterschiedliche Eingriffe auch nicht zu unterschiedlichen Beschleunigungsverläufen führen.

Neben dem Einfluss auf das Lastwechselverhalten haben die Funktionen auch Einfluss auf die Spontaneität des Fahrzeuges, die jedoch in dieser Arbeit nicht bewertet wird.

---

<sup>2</sup>Siehe Abschnitt 5.1.2.

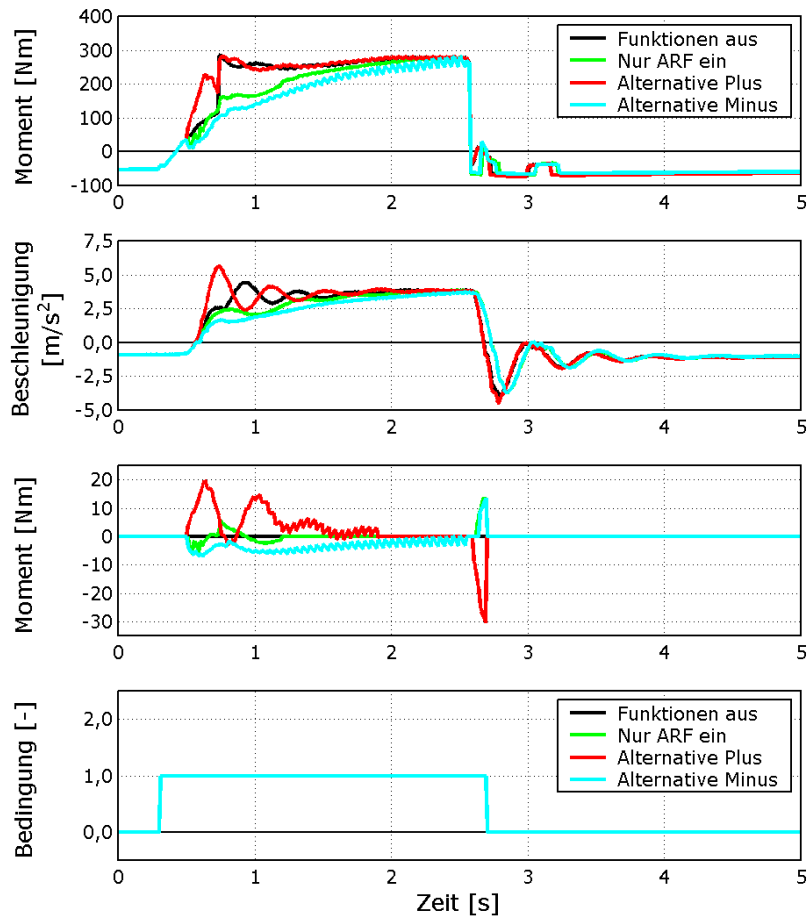


Abbildung 9.2: Darstellung von alternativen Konzepten für die Antiruckelfunktion (ARF). Unterschiedliche Vorzeichen der Eingriffe führen zu unterschiedlichen Beschleunigungsverläufen.

<b>AVL-Drive</b>		
	Tip-In	Tip-Out
Funktionen ausgeschaltet, allgemein	7,10	5,16
Funktionen ausgeschaltet, Mehrfachschwingungen	6,82	5,53
Serienstand, allgemein	7,71	5,30
Serienstand, Mehrfachschwingungen	9,44	5,57
Alternatives Konzept „Plus“, allgemein	6,16	5,01
Alternatives Konzept „Plus“, Mehrfachschwingungen	6,11	5,43
Alternatives Konzept „Minus“, allgemein	7,79	5,33
Alternatives Konzept „Minus“, Mehrfachschwingungen	9,97	5,77

Tabelle 9.3: Bewertungsergebnisse aus AVL-Drive, zu den Verläufen in Abbildung 9.2.

<b>Ruckelpeak</b>		
	Tip-In	Tip-Out
Funktionen ausgeschaltet, Ruckelpeak	0,32	0,55
Funktionen ausgeschaltet, Ruckelfrequenz	2,50	2,19
Serienstand, Ruckelpeak	0,11	0,54
Serienstand, Ruckelfrequenz	2,44	2,25
Alternatives Konzept „Plus“, Ruckelpeak	0,44	0,59
Alternatives Konzept „Plus“, Ruckelfrequenz	2,56	2,19
Alternatives Konzept „Minus“, Ruckelpeak	<0,05	0,58
Alternatives Konzept „Minus“, Ruckelfrequenz	-	2,25

Tabelle 9.4: Bewertungsergebnisse, ermittelt mit der Methode Ruckelpeak, zu den Verläufen in Abbildung 9.2. Einheit des Ruckelpeaks ist  $m/s^2$ , Einheit der Ruckelfrequenz ist Hz.



## 9.2 Virtuelle Applikation der Lastwechselfunktionen

Neben der Entwicklung von neuen Lastwechselfunktion-Konzepten, wie im vorigen Abschnitt gezeigt, kann auch die Parametrierung von mehreren Parametern der Motorsteuerung mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Analysetool vorgenommen werden. Im Moment geschieht dies im Fahrzeug auf der Straße oder zunehmend auch am dynamischen Motorprüfstand. Der Trend ist, dass immer mehr Funktionen der Motorsteuerung am Prüfstand oder in der Simulation parametrierbar werden. Auch Funktionen die auf das Verhalten des gesamten Fahrzeugs abgestimmt werden müssen, wie die in dieser Arbeit besprochenen Komfortfunktionen, sollen in der Zukunft nicht nur im Fahrzeug abgestimmt werden können. Dazu sind Analysetools, die Modelle des Fahrzeugs beinhalten, notwendig.

Als Beispiel sind die Skalierung der Zeitkonstanten der Funktionen Lastschlagdämpfung und Dashpot in Abbildung 9.3 und die Skalierung der Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion in Abbildung 9.4 aufgenommen. Höhere Werte für die Zeitkonstanten führen erwartungsgemäß zu längeren An- und Abstiegszeiten für Beschleunigung und Momentenwunsch. Die Eingriffe dauern länger, die Schwingungen in der Längsbeschleunigung werden weniger. In Abbildung 9.4 sind die Unterschiede aber weniger gravierend.

Nach dieser Vorgehensweise können die Parameter virtuell und in einer frühen Fahrzeugentwicklungsphase auf das Fahrzeug abgestimmt werden. Zur Beurteilung der berechneten Kurven können die Bewertungsmethoden AVL-Drive und / oder Ruckelpeak verwendet werden.

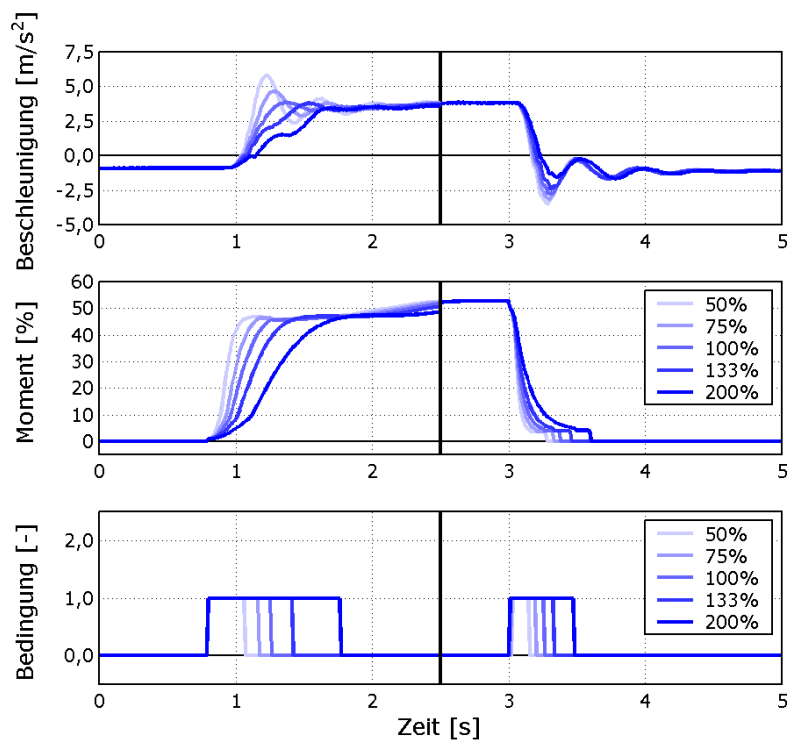


Abbildung 9.3: Skalierung der Zeitkonstanten der Funktionen Lastschlagdämpfung (erste 2,5 Sekunden) und Dashpot (von 2,5 bis 5 Sekunden) zur Abstimmung dieser Parameter am Fahrzeug. Während der Berechnungen für den Dashpot war die Lastschlagdämpfung ausgeschaltet. Skalierungsfaktoren: 50, 75, 100, 133 und 200%.

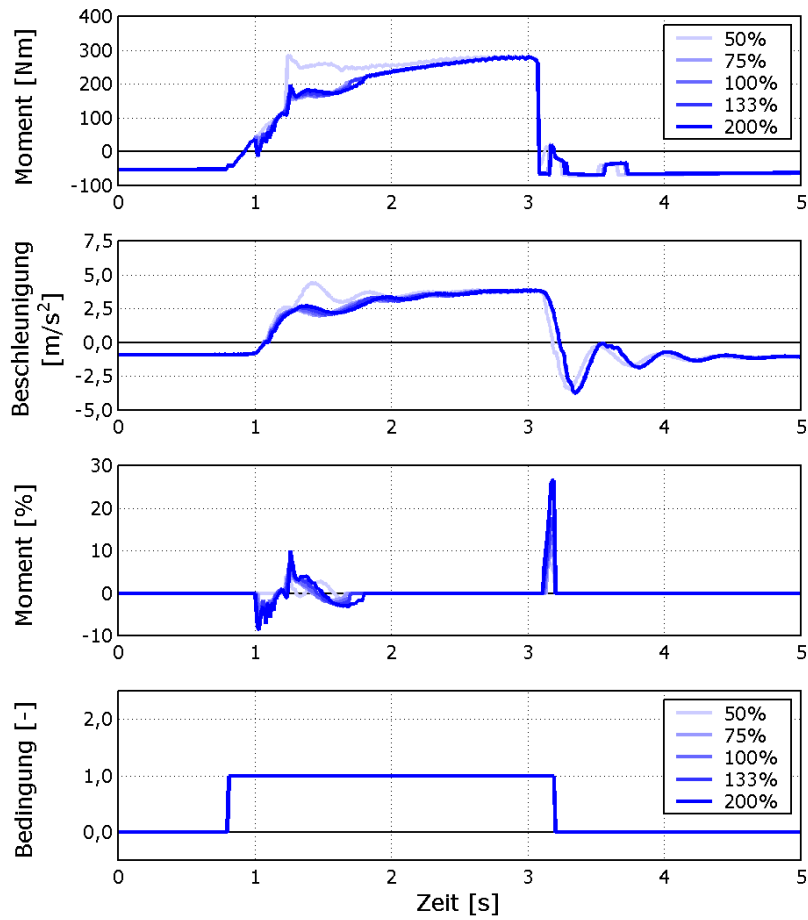


Abbildung 9.4: Skalierung der Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion zur Abstimmung dieser Parameter am Fahrzeug. Skalierungsfaktoren: 50, 75, 100, 133 und 200%.

# 10 Zusammenfassung und Ausblick

## 10.1 Zusammenfassung

Lastwechselphänomene wie Ruckeln und Lastwechselschlag sind, zum Beispiel während eines Tip-In oder Tip-Out, vom Fahrer initiierten Phänomene, die das Wohlbefinden der Fahrzeuginsassen, im Falle des Ruckelns in dem Frequenzbereich von circa 2 bis 8 Hz, stark beeinflussen können.

Bei der gesamthaften Auslegung und Optimierung des instationären Fahrzeugverhaltens bezüglich Lastwechselschwingungen müssen gleichzeitig antriebsstrangseitige, fahrwerkseitige und motorseitige Parameter aufeinander abgestimmt werden. Heutzutage werden die Möglichkeiten der virtuellen Entwicklung hierzu nicht ausreichend benutzt. Das Ziel dieser Arbeit war der Aufbau einer Methode zur gesamthaften Vorauslegung des Fahrwerks, Antriebsstrangs und der Motorsteuerung bezüglich des instationären Fahrzeugverhaltens, unter Einbeziehung aller relevanten Parametern. Dies soll in der Konzeptphase des Produktentwicklungsprozesses, unter Berücksichtigung der bestehenden Wechselwirkungen und Zielkonflikte, realisiert werden.

Als Stand der Technik gilt, dass der Motormomentverlauf, vor allem beim Ruckeln, ein bedeutender Stellparameter ist. In der Literatur wird das Moment aber oft sehr vereinfacht oder mittels gemessener Verläufe, und damit nicht parametrisiert, in Fahrzeugmodelle eingebunden. Es gibt bei der Modellierung des Motormoments ein Potenzial zur Verbesserung, indem es detaillierter und vor allem physikalisch parametrisiert modelliert wird.

Zur Bewertung des Lastwechselverhaltens werden zwei Methoden auf ein standardisiertes Fahrmanöver angewendet: AVL-Drive und die Bewertungsmethode Ruckelpeak. Die Methode AVL-Drive wird zur Bewertung des Lastwechselverhaltens insgesamt und des Ruckelverhaltens, als Bestandteil dessen, eingesetzt. Sie beruht auf der Erfahrung und den Fahrversuchen der Firma AVL.

Die Bewertungsgröße Ruckelpeak ist die Amplitude, die bei der Ruckelfrequenz in der Fourier-Transformierten des Beschleunigungssignals auftritt. Dieses Signal soll in Fahrzeuginnenrichtung mittels eines Beschleunigungssensors ohne Hochpass-Charakteristik an der Fahrersitz-Schiene gemessen werden. Die Amplitude ist maßgeblich für das Ruckelverhalten des Fahrzeugs. Mittels zero-padding wird eine hohe grafische Auflösung der Fourier-

Transformierten erreicht. Um die Amplituden der Ruckelschwingungen nicht zu beeinflussen, wird bewusst kein Fenster angewendet. Damit bei der Ruckelfrequenz keine unerwünschten Seitenschwinger auftreten und den Ruckelpeak beeinflussen, wird der Durchschnitt des Eingangssignals der Fourier-Transformation vom Eingangssignal abgezogen und wird das Eingangssignal nach einem bestimmten Verfahren aus dem Beschleunigungssignal ausgeschnitten. Somit ist eine robuste und fundierte Bewertungsmethode erstellt worden. Der Ruckelpeak wird in  $\text{m/s}^2$  ausgedrückt und ist unabhängig von der Frequenz.

Im Mehrkörpersystem-Simulationsprogramm SIMPACK ist ein Fahrzeugmodell erstellt worden. Das Verhalten des Zweimassenschwungrades ist drehzahlabhängig und beinhaltet Hysterese. Ansonsten sind viele Steifigkeiten, Spiele und Übersetzungen im Antriebsstrang und Lagerungen an der Hinterachse, am Motor und am Getriebe modelliert. Auch das Fahrwerk, die Reifen, die Fahrwiderstände und die Massen und Trägheiten verschiedener Bauteile sind berücksichtigt.

Die Validierung des Fahrzeugmodells zeigt, dass die Beschleunigung sowohl in der Zug-Phase und im Schubbetrieb, als auch während der Schwingungen, korrekt abgebildet wird. Auch im Falle der Geschwindigkeit, des Reifenschlupfs, der Ruckelfrequenz und des Ruckelpeaks stimmen Messung und Simulation gut überein. Das ZMS-Verhalten und die Fahrwiderstände werden sehr gut abgebildet. Insgesamt zeigt das Fahrzeugmodell eine gute Qualität auf.

Weil das Motormoment ein wichtiger Stellparameter ist, ist es detailliert, parametrisiert und beeinflussbar im Modell aufgenommen. Das Motormodell besteht aus zwei Teilen.

Teil eins besteht aus der Bestimmung der Momentanforderung: Unter anderem die Fahrpedalprogression, die Komfortfunktionen (Antiruckelfunktion, Lastschlagdämpfung und Dashpot) und die Bestimmung der Momentanforderungen über Zünd- und Luftpfad. Vor allem die Komfortfunktionen sind sehr detailliert modelliert. Das Einbinden weiterer Funktionen war für die Bestimmung der Momentanforderungen notwendig.

Teil zwei besteht aus der Umsetzung der Momentanforderung: Software und Hardware von den beiden Momentanforderungen bis zum Moment zwischen Kurbelwelle und Zweimassenschwungrad. In diesem Teil sind weniger physikalische Parameter aufgenommen. Bei der separaten Validierung der Lastwechselfunktionen Lastschlagdämpfung, Dashpot und Antiruckelfunktion wird eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erzielt. Dies wird durch eine sehr genaue Modellierung der Funktionen möglich, die sich stark an den Funktionen wie sie im Fahrzeug vorhanden sind orientiert. Auch bei der Validierung der gesamten Bestimmung der Momentanforderung

werden sehr gute Ergebnisse erzielt.

Nachdem Fahrzeugmodell und Motormodell getrennt erstellt und validiert sind, wurden sie mittels Co-Simulation zum Gesamtmodell gekoppelt. Sowohl die Zeitverläufe als auch die Bewertungsergebnisse der Methoden AVL-Drive und Ruckelpeak zeigen, dass die Schwingungen, sowohl beim Tip-In als auch beim Tip-Out, für den Fall, dass die Komfortfunktionen inaktiv sind, gut abgebildet werden. Im Falle von aktiven Komfortfunktionen gibt es beim Tip-In wahrnehmbare Unterschiede zwischen Messung und Simulation.

Ein detailliertes Gesamtmodell, bestehend aus Fahrzeugmodell und Motormodell, mit vielen Parametern mit physikalischer Bedeutung ist beschrieben und validiert. Das einflussreiche Motormoment ist sehr detailliert modelliert. Mittels zweier Bewertungsmethoden kann das Lastwechselverhalten aus Messung oder Simulation beurteilt werden. Damit wurde ein in der Entwicklungspraxis nutzbares Analysetool erarbeitet.

Als Erstanwendung wird das Analysetool für eine Sensitivitätsanalyse eingesetzt. Als Stellparameter für das Lastwechselphänomen Ruckeln sind identifiziert: Erstens motorseitige Parameter in den Komfortfunktionen der Motorsteuerung, zweitens der antriebsstrangseitige Parameter Steifigkeit der Abtriebswellen und der fahrwerkseitige Parameter Längsschlupfsteifigkeit des Reifens. Die weiteren variierten Parameter haben weniger bis gar keinen Einfluss auf das Ruckeln.

Das Analysetool kann auch in der Methoden- und Produktentwicklung von großem Nutzen sein. Zum Beispiel bei der Entwicklung einer Methode, um das Lastwechselverhalten bei der Fahrzeugentwicklung zu berücksichtigen. Das Fahrzeug muss dazu in Subsysteme aufgeteilt werden, damit den verschiedenen Bereichen Randbedingungen für die Entwicklung der Baugruppen, für die sie verantwortlich sind, vorgegeben werden können. Ziele für das Gesamtfahrzeug und die Subsysteme und die physikalischen Größen an deren Schnittstellen müssen abgeleitet werden. Die Bewertungsmethoden des Analysetools können dabei eingesetzt werden. Es müssen bei der Aufteilung drei Aspekte berücksichtigt werden: Erstens sollen alle relevanten Stellparameter in die Subsysteme aufgenommen werden, zweitens sollen die Subsysteme untereinander möglichst rückwirkungsfrei sein, drittens sollen alle Bauteile eines Subsystems in nur einem Bereich entwickelt werden. Mittels des Analysetools kann bei der Bestimmung der Subsysteme untersucht werden, inwiefern verschiedene Subsysteme untereinander rückwirkungsfrei sind.

Das Analysetool kann in der Konzeptphase der Produktentwicklung zur virtuellen Vorauslegung und für die Beurteilung verschiedener Konzepte eingesetzt werden. Auch in der Serienentwicklung gibt es sinnvolle Anwendungsmöglichkeiten.

Das vorgestellte, detaillierte Motormodell als Bestandteil des Analyse-

tools macht es möglich, auch völlig neue Konzepte für die Komfortfunktionen zu testen und zu bewerten, sprich, das Analysetool kann bei der Funktionsentwicklung eingesetzt werden. Dies wird beispielhaft für alternative Konzepte für die Komfortfunktionen Lastschlagdämpfung, Dashpot und Antiruckelfunktion durchgeführt.

Auch die Abstimmung mehrerer Parameter der Motorsteuerung auf das Fahrzeug, die zurzeit hauptsächlich im Fahrversuch vorgenommen wird, kann virtuell und eventuell schon in einer frühen Entwicklungsphase in dem Analysetool vorgenommen werden. Zur Beurteilung der berechneten Kurven können die Bewertungsmethoden AVL-Drive und Ruckelpeak verwendet werden. Damit kann eine Motor-Fahrzeug-Kombination mittels dieses Analysetools virtuell appliziert werden. Als Beispiel sind die Skalierung der Zeitkonstanten der Funktionen Lastschlagdämpfung und Dashpot und die Skalierung der Amplitude des Eingriffs der Antiruckelfunktion durchgeführt.

## 10.2 Ausblick

Ein mögliches Potenzial zur weiteren Steigerung der Qualität des Gesamtmodells und damit zur weiteren Genauigkeit des Analysetools liegt in der Weiterentwicklung des Modells zur Umsetzung der Momentanforderung. Der Modellierungsansatz des Modells der Umsetzung der Momentanforderung ist vor allem für sprunghaften Verläufe der Momentanforderungen, wie in den meisten Fällen bei ausgeschalteten Komfortfunktionen, und weniger für kontinuierliche Verläufe der Momentanforderungen, wie bei eingeschalteten Komfortfunktionen, geeignet.

Es soll untersucht werden, ob das Gesamtmodell an manchen Stellen reduziert werden kann. Wenn sich zeigt, dass Parameter überhaupt keinen Einfluss haben, können sie aus dem Modell eliminiert werden, damit das Modell übersichtlicher wird, schneller simuliert werden kann, und der Aufwand zum Modellaufbau von weiteren Gesamtmodellen reduziert wird.

Gesamtmodell und Bewertungsmethoden können angepasst und erweitert werden, um:

- weitere (Lastwechsel-)Phänomene, wie zum Beispiel Klackern, analysieren zu können;
- weitere Fahrzeugvarianten, wie zum Beispiel Automatikgetriebe, Front- und Allrad-Antrieb, zu implementieren;
- das Motormodell um weitere Motorfunktionen, wie zum Beispiel die Geschwindigkeitsbegrenzung oder die Drehzahlbegrenzung, zu erweitern,

damit auch die in der Zukunft virtuell getestet und ausgelegt werden können;

- für Gesamtmodelle mit Automatikgetriebe ein Teil der Getriebesteuerung, wie die Motorfunktionen, in MATLAB Simulink aufzunehmen.

In der weiteren Zukunft könnte die gesamte Steuerungs-Entwicklung und Steuerungs-Abstimmung, auch für zum Beispiel Fahrdynamik-Regelssysteme und Hybrid-Antriebskonzepte, anhand eines solchen Analysetools stattfinden.



# Literaturverzeichnis

- [1] Albers, A.: *Fortschritte beim ZMS - Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge*, 5. LuK Kolloquium, 1994.
- [2] Angeles, J.: *Rational Kinematics*, ISBN 0-387-96813-X, Springer-Verlag, New York, 1988.
- [3] Angeles, J.; Kecskeméthy, A.: *Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems*, ISBN 3-211-82731-5, Springer-Verlag, Wien, 1995.
- [4] Basshuysen, R. van; Schäfer, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor, Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, ISBN 3-528-13933-1, Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 2002.
- [5] Baumgarte, J.: *Stabilization of Constraints and Integrals of Motion in Dynamical Systems*, auf Seiten 1 bis 16 in *Computer methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 1*, North-Holland Publishing Company, 1972.
- [6] Bencker, R.: *Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb*, Dissertation Technische Universität Dresden, 1998.
- [7] Best, M.C.: *Nonlinear optimal control of vehicle driveline vibrations*, UKACC International Conference on CONTROL '98, conference publication nr. 455, 1998.
- [8] Bestle, D.: *Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen*, ISBN 3-540-57735-1, Springer-Verlag, Berlin, 1994.
- [9] Beth, T.: *Verfahren der schnellen Fourier-Transformation*, ISBN 3-519-02363-6, B.G. Teubner, Stuttgart, 1984.
- [10] Beukelaer, S. De: *Nicht-lineare Modellierung und Validierung des hinteren Teils des Antriebsstrangs eines PKW zur Analyse von Lastwechselschwingungen*, Diplomarbeit Technische Universität Delft, 2004.
- [11] Biermann, J.-W.: *Unterlagen zum Seminar Kraftfahrzeugakustik*, Haus der Technik E.V. Essen, 2004.

- [12] Biermann, J.-W.; Reitz, A.; Schumacher, T.: *The clonk phenomenon - a load change reaction to be balanced in terms of comfort and engine response*, Seoul 2000 FISITA world automotive congress, 2000.
- [13] Bohn, H.-J.; Metzner, F.: *Lastwechselverhalten von Antriebsaggregaten im Pkw*, VDI-Berichte Nr. 697, 1988.
- [14] Brigham, E.O.: *FFT-Anwendungen*, ISBN 3-486-21567, R. Oldenbourg Verlag, München, 1997.
- [15] Capitani, R.; Delogu, M.; Pilo, L.: *Analysis of the influence of a vehicle's driveline dynamic behaviour regarding the performance perception at low frequencies*, Society of Automotive Engineers (SAE) 2001-01-3333, Detroit, USA, 2001.
- [16] Cipolla, G.; Corradini, D; Marcigliano, F; Poggio, L; Bogner, E.; Schögl, P.: *Exklusive Hochleistungsfahrzeuge - Fahrbarkeitsentwicklung mit objektiven Entwicklungszielen*, 15th international conference "Innovative Powertrain Application/Calibration", Graz, Österreich, 2003.
- [17] Euler, L.: *Du mouvement de rotation des corps solides autour d'une axe variable (1758)*, auf Seiten 200 bis 235 in *Leonhardi Euleri opera omnia, Series secunda: Opera mechanica, volumen octavum: Commentationes mechanicae ad theorem corporum rigidorum pertinentes, volumen prius*, Orell Füssli Turici, Turici, 1965.
- [18] Fan, J.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln)*, Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1994.
- [19] Farshidianfar, A.; Ebrahimi, M.: *Optimization of vehicle driveline vibrations using genetic algorithm (GA)*, Society of Automotive Engineers (SAE) 2001-01-1502, 2001.
- [20] Fidlin, A.; Seebacher, R.: *Simulationstechnik am Beispiel des ZMS - Die Stecknadel im Heuhaufen finden*, 8. LuK Kolloquium, 2006.
- [21] Fleury, G.: *Experimentelle Untersuchung der dynamischen Masse einer sitzenden Versuchsperson bei Schwingungen in der X-Richtung zur Bildung eines Modells*, VDI-Berichte Nr. 1821 *Humanschwingungen*, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2004.

- [22] Föllinger, O.: *Regelungstechnik - Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, Hüthig Verlag, Heidelberg, 1994.
- [23] Fothergill, D.J.; Swierstra, N.: *Untersuchung des Lastwechselschlages in einem Fahrzeugantriebsstrang mit Hilfe eines Rechenmodells, das auch große Bewegungen und nicht-lineare Vorgänge berücksichtigt*, VDI-Berichte Nr. 1007, 1992.
- [24] Fox, R.W.; McDonald, A.T.: *Introduction to Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons, New York, 1994.
- [25] Führer, C.: *Differential-algebraische-Gleichungssysteme in mechanischen Mehrkörpersystemen. Theorie, numerische Ansätze und Anwendungen.*, Dissertation TU München, 1988.
- [26] Gilbert, D.A.; O'Leary, M.F.; Rayce, J.S.: *Integrating test and analytical methods for the quantification and identification of manual transmission driveline clunk*, Society of Automotive Engineers (SAE) 2001-01-1502, 2001.
- [27] Gosdin, M.: *Analyse und Optimierung des dynamischen Verhaltens eines Pkw-Antriebsstranges*, Dissertation Technische Universität München, 1985.
- [28] Grünigen, D.Ch. von: *Digitale Signalverarbeitung*, ISBN 3-446-21445-3, Fachbuchverlag Leipzig, München, 2001.
- [29] Hagerodt, B.: *Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen*, Dissertation RWTH Aachen, 1998.
- [30] Hülsmann, A.P.; Venhovens, P.J.Th.; Froschhammer, F.: *Optimization of the Load Reversal Phenomena based on Virtual Non-Linear Powertrain Models*, 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'04), HAN University, Arnhem, Niederlande, 2004.
- [31] Huston, R.L.: *Multibody Dynamics*, ISBN 0-409-90041-9, Butterworth-Heinemann, Boston, 1990.
- [32] Huston, R.L.; Liu, C.Q.: *Formulas for Dynamic Analysis*, ISBN 0-8247-9564-4, Marcel Dekker Inc., New York, 2001.
- [33] Internetseite der Firma LuK ([www.luk.de/Produkte/ZMS.html](http://www.luk.de/Produkte/ZMS.html)), 9. Juli 2003.
- [34] Internetseite der Firma ZF Sachs AG ([www.sachs.de](http://www.sachs.de)), 9. Juli 2003.

- [35] Jackson, L.B.: *Signals, Systems and Transforms*, ISBN 0-201-09589-0, Addison-Wesley Publishing Company, 1991.
- [36] Jacob, J.: *Objektivierung von Lastwechselempfindungen*, Diplomarbeit Fachhochschule Zwickau, 2007.
- [37] Jörg, B.: *Abbau von Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger*, VDI-Berichte Nr. 697, 1988.
- [38] Jürgens, G; Fischer, R.: *Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen*, VDI-Berichte Nr. 697, 1988.
- [39] Klingen, B.: *Fouriertransformation für Ingenieur- und Naturwissenschaften*, ISBN 3-540-41095-3, Springer-Verlag, Berlin, 2001.
- [40] Kooy, A.; Gillmann, A.; Jäckel, J.; Bosse, M.: *ZMS - nichts Neues?*, 7. LuK Kolloquium, 2002.
- [41] List, H.O.; Schögl, P.: *Objektive evaluation of vehicle driveability*, SAE technical paper series 980204, 1998.
- [42] Lückmann, T.; Küçükay, F.: *Simulation von Antriebsstrangschwingungen und des daraus entstehenden Innengeräuschs*, Haus der Technik Fachbuch Band 22 "Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II", Expert-Verlag Renningen Deutschland, 2003.
- [43] Lux, R.: *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch*, Dissertation Universität Karlsruhe, 2000.
- [44] Meirovitch, L.: *Methods of Analytical Dynamics*, McGraw-Hill, New York, 1970.
- [45] Menday, M.: *Torsion impact in an automotive vehicle driveline*, MSc thesis University of Bradford, 1997.
- [46] Menday, M.T.; Rahnejat, H.; Ebrahimi, M.: *Clonk: an onomatopoeic response in torsional impact of automotive drivelines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers volume 213 part D, 1999.
- [47] Mitschke, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B: Schwingungen*, Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- [48] Newton, I.: *Mathematische Prinzipien der Naturlehre*, Wissenschaftliche Buchgesellschaft, Darmstadt, 1963.

- [49] Nussbaumer, H.J.: *Fast Fourier Transform and Convolution Algorithms, Second corrected and updated edition*, ISBN 0-387-11825-X, Springer-Verlag, New York, 1990.
- [50] Pacejka, H.: *Tyre and Vehicle Dynamics, Second Edition*, ISBN 0-7506-6918-7, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2006.
- [51] Reik, W.: *Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad*, VDI-Berichte Nr.697, 1988.
- [52] Reik, W.; Seebacher, R.; Kooy, A.: *Das Zweimassenschwungrad*, 6. LuK Kolloquium, 1998.
- [53] Reitz, A.; Biermann, J.-W.; Schumacher, T.; Kelly, P.: *Spezielle Prüfstände zur Untersuchung von NVH-Phänomenen des Antriebsstrangs*, 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, 1999.
- [54] Roberson, R.E.; Schwertassek, R.: *Dynamics of Multibody Systems*, ISBN 3-540-17447-8, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- [55] Schmidt, G.: *Schwingungen in Pkw-Antriebssträngen*, VDI-Berichte Nr. 1220, 1995.
- [56] Schöggel, P.; List, H.O.; Fraidl, G.K.; Hischmann, D.I.: *Echtzeitsimulation des subjektiven Fahrbarkeitsempfindens*, VDI-Berichte Nr. 1411, 1998.
- [57] Schöggel, P.; Ramschak, E.: *"Adaptive driveability" - Fahrspasserverhöhung und Individualisierung von Plattformfahrzeugen*, Motor und Umwelt 2000, Graz, Österreich, 2000.
- [58] Schumacher, T.: *Optimierung des Lastwechselverhaltens bei einem Pkw mit Frontantrieb*, Dissertation RWTH Aachen, 2002.
- [59] Schumacher, T.; Reitz, A.; Biermann, J.-W.: *Lastwechselschwingungen in Kfz-Antriebssträngen - eine Kompromissauslegung zwischen Komfort und Agilität*, Internetseite IKA ([www.ika.rwth-aachen.de](http://www.ika.rwth-aachen.de)), 22. April 2003.
- [60] Schwab, A.L.: *Quaternions, Finite Rotation and Euler Parameters*, Publikation im Internet, 2002.
- [61] Seabra Pereira, M.F.O; Ambrósio, J.A.C.: *Computer-Aided Analysis of Rigid and Flexible Mechanical Systems*, ISBN 0-7923-2839-6, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Niederlande, 1994.

- [62] Shabana, A.A.: *Dynamics of Multibody Systems*, ISBN 0-471-61494-7, John Wiley & Sons, New York, 1989.
- [63] Shivarama, R.A.: *Hamilton's equations with Euler parameters for hybrid particle-finite element simulation of hypervelocity impact*, Dissertation University of Texas, Austin, 2002.
- [64] Stadler, W.: *Analytical robotics and mechatronics*, ISBN 0-07-113792-0, McGraw-Hill, New York, 1995.
- [65] Stejskal, V.; Valasek, M.: *Kinematics and dynamics of machinery*, ISBN 0-8247-9731-0, Marcel Dekker Inc., New York, 1996.
- [66] Vegte, J. van de: *Feedback Control Systems*, ISBN 0-13-191503-7, Prentice-Hall, New Jersey, 1994.
- [67] Waldron, K.J.; Kinzel, G.L.: *Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery, second edition*, ISBN 0-471-42917-1, John Wiley & Sons, New Jersey, 2004.
- [68] Walker, J.S.: *Fast Fourier Transforms, Second Edition*, ISBN 0-8493-7163-5, CRC Press, New York, 1996.
- [69] Wilson, C.E.; Sadler, J.P.: *Kinematics and Dynamics of Machinery, third edition*, ISBN 0-201-35099-8, Prentice Hall - Pearson Education Inc., New Jersey, 2003.
- [70] Wißler, K. F.: *Lastwechselschwingungen von Personenkraftwagen*, Studienarbeit Universität Karlsruhe (TH), 1993.
- [71] Zell, A.: *Simulation neuronaler Netze*, ISBN 3-89319-554-8, Addison-Wesley, Bonn, 1994.
- [72] Zimmermann, M.: *Entwicklung eines Mess- und Auswerteverfahrens zur Bewertung des Schwingungskomforts bei Lastwechselvorgängen von Pkw*, Diplomarbeit RWTH Aachen, 2000.

# A Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

## A. Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

	Ruckelpeak					Ruckelfrequenz				
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	0,22	0,32	0,36	0,34	0,37	2,3	2,4	2,5	2,6	2,9
Aufbaumasse	<0,3	<0,3	0,35	0,32	0,26	-	-	2,5	2,5	2,4
Bogenfedersteifigkeit im Zweimassenschwungrad	0,39	0,36	0,36	0,31	0,31	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Dämpfungs-konstante der Lastschlagdämpfung	0,29	0,21	0,07	0,08	<0,2	2,6	2,6	2,8	2,4	-
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	0,32	<0,1	0,11	0,14	0,14	2,4	-	2,4	2,4	2,4
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	<0,25	0,32	0,35	0,33	0,36	-	2,4	2,5	2,6	2,6
Relaxationslänge des Reifens	0,36	0,35	0,35	0,34	0,33	2,5	2,5	2,5	2,5	2,4
Spiel im Hinterachsgetriebe	0,37	0,36	0,36	0,34	0,32	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Steifigkeit der Gelenkscheibe	0,33	0,36	0,35	0,36	0,36	2,4	2,4	2,5	2,5	2,5
Steifigkeit der Gelenkwelle	0,32	0,34	0,35	0,37	0,35	2,4	2,4	2,5	2,5	2,5
Steifigkeit der HAT-Lager in Fahrzeughochrichtung	0,32	0,33	0,35	0,36	0,37	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Trägheit der Primärseite des ZMS	0,31	0,32	0,35	0,35	0,32	2,8	2,5	2,5	2,4	2,2
Vertikalsteifigkeit des Reifens	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	0,48	0,24	0,07	<0,2	<0,2	2,6	2,6	2,8	-	-
Zeitkonstante der Motorhardware	0,38	0,35	0,35	0,34	0,29	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Zeitkonstante des Dashpot	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	60%	100%	160%			60%	100%	160%		
Totzeit der Motorhardware	0,40	0,35	0,25			2,5	2,5	2,5		

Tabelle A.1: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-In mit 50% Fahrpedalwinkeländerung im 1. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.



	AVL-Drive allgemein				AVL-Drive Mehrfachschw.					
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	7,4	7,2	7,1	7,0	6,9	7,4	7,1	6,9	6,7	6,4
Aufbaumasse	6,7	6,9	7,1	7,2	7,4	6,4	6,7	6,9	7,0	7,4
Bogenfedersteifigkeit im Zweimassenschwungrad	7,0	7,1	7,1	7,2	7,2	6,7	6,8	6,8	6,9	6,9
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	6,8	7,2	7,8	8,2	7,9	6,4	6,9	9,3	10,0	8,7
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	7,2	7,7	7,8	7,8	7,8	7,1	9,4	9,5	9,5	9,4
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	7,3	7,2	7,1	7,1	7,0	7,4	7,0	6,9	6,8	6,6
Relaxationslänge des Reifens	7,1	7,1	7,1	7,1	7,2	6,8	6,8	6,9	6,9	7,0
Spiel im Hinterachsgetriebe	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	6,8	6,8	6,9	6,9	7,0
Steifigkeit der Gelenkscheibe	7,2	7,1	7,1	7,1	7,1	7,0	6,9	6,9	6,8	6,8
Steifigkeit der Gelenkwelle	7,2	7,1	7,1	7,0	7,0	7,1	6,9	6,9	6,8	6,8
Steifigkeit der HAT-Lager in Fahrzeughochrichtung	7,1	7,1	7,1	7,1	7,0	6,9	6,9	6,9	6,8	6,8
Trägheit der Primärseite des Zweimassenschwungrades	7,1	7,1	7,1	7,2	7,1	6,8	6,8	6,9	6,9	6,8
Vertikalsteifigkeit des Reifens	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	6,9	6,8	6,9	6,9	6,9
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	6,0	7,0	7,8	7,9	8,0	5,7	6,6	9,3	9,4	9,7
Zeitkonstante der Motorhardware	7,1	7,1	7,1	7,1	7,2	6,8	6,9	6,9	6,9	7,11
Zeitkonstante des Dashpot	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9
	60%	100%	160%	160%		60%	100%	160%		
Totzeit der Motorhardware	7,0	7,1	7,2	7,2		6,7	6,9	7,2		

Tabelle A.2: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-In mit 50% Fahrpedalwinkeländerung im 1. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.

## A. Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

	Ruckelpeak					Ruckelfrequenz				
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	0,87	0,67	0,55	0,50	0,44	1,9	2,1	2,2	2,4	2,6
Aufbaumasse	<0,25	0,44	0,55	0,75	1,20	-	2,4	2,2	2,2	2,3
Bogenfedersteifigkeit im Zweimassenschwungrad	0,56	0,55	0,55	0,55	0,55	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Dämpfungs-konstante der Lastschlagdämpfung	0,54	0,54	0,55	0,56	0,58	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Eingriffsamplitude der Antriebkelfunktion	0,47	0,53	0,53	0,53	0,54	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	0,32	0,43	0,55	0,68	0,88	1,9	2,1	2,2	2,3	2,3
Relaxationslänge des Reifens	0,53	0,54	0,55	0,57	0,62	2,3	2,3	2,2	2,1	2,1
Spiel im Hinterachsgetriebe	0,55	0,55	0,55	0,56	0,56	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Steifigkeit der Gelenkscheibe	0,60	0,57	0,55	0,54	0,53	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3
Steifigkeit der Gelenkwelle	0,67	0,59	0,55	0,53	0,51	2,1	2,1	2,2	2,3	2,4
Steifigkeit der HAT-Lager in Fahrzeughochrichtung	0,58	0,56	0,55	0,54	0,53	2,1	2,1	2,2	2,3	2,3
Trägheit der Primärseite des ZMS	0,56	0,55	0,55	0,57	0,60	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0
Vertikalsteifigkeit des Reifens	0,43	0,50	0,55	0,59	0,62	2,4	2,2	2,2	2,2	2,2
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	0,52	0,54	0,55	0,56	0,60	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Zeitkonstante der Motorhardware	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Zeitkonstante des Dashpot	0,42	0,36	0,33	0,29	0,22	2,3	2,3	2,4	2,4	2,3
	60%	100%	160%			60%	100%	160%		
Totzeit der Motorhardware	0,54	0,55	0,56			2,2	2,2	2,2		

Tabelle A.3: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-Out mit 50% Fahrpedalwinkeländerung im 1. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.

	AVL-Drive allgemein				AVL-Drive Mehrfachschw.					
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	4,9	5,0	5,1	5,2	5,3	5,4	5,4	5,5	5,5	5,5
Aufbaumasse	5,8	5,3	5,1	5,1	5,1	6,2	5,7	5,5	5,3	4,9
Bogenfedersteifigkeit im Zweimassenschwungrad	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	5,2	5,2	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	5,4	5,3	5,3	5,3	5,3	5,7	5,6	5,6	5,6	5,5
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	5,9	5,3	5,1	5,0	4,7	6,2	5,6	5,5	5,4	5,3
Relaxationslänge des Reifens	5,2	5,2	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4
Spiel im Hinterachsgetriebe	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Steifigkeit der Gelenkscheibe	5,1	5,1	5,1	5,1	5,2	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Steifigkeit der Gelenkwelle	5,6	5,1	5,1	5,1	5,2	6,0	5,5	5,5	5,5	5,5
Steifigkeit der HAT-Lager in Fahrzeughochrichtung	5,2	5,1	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Trägheit der Primärseite des Zweimassenschwungrades	5,1	5,1	5,1	5,2	5,3	5,3	5,4	5,5	5,5	5,6
Vertikalsteifigkeit des Reifens	5,3	5,2	5,1	5,1	5,1	5,6	5,6	5,5	5,4	5,6
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	5,2	5,2	5,1	5,8	5,1	5,5	5,5	5,5	6,1	5,4
Zeitkonstante der Motorhardware	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Zeitkonstante des Dashpot	5,6	5,8	6,0	6,2	6,8	5,9	6,1	6,2	6,3	6,8
	60%	100%	160%			60%	100%	160%		
Totzeit der Motorhardware	5,2	5,1	5,1	5,1		5,5	5,5	5,5		5,5

Tabelle A.4: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-Out mit 50% Fahrpedalwinkelländerung im 1. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.

## A. Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

	Ruckelpeak					Ruckelfrequenz				
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	0,25	0,25	0,25	0,26	0,26	3,3	3,6	3,9	4,1	4,4
Aufbaumasse	<0,15	0,28	0,25	0,24	0,27	-	3,9	3,9	3,9	4,4
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	0,16	0,16	<0,14	<0,14	<0,14	4,0	3,9	-	-	-
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	0,23	<0,1	<0,1	<0,1	<0,1	3,5	-	-	-	-
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	0,23	0,24	0,25	0,27	0,29	3,5	3,6	3,9	3,9	4,0
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	0,16	0,04	<0,14	0,04	<0,06	3,9	4,2	-	4,2	-
Zeitkonstante des Dashpot	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
	AVL-Drive allgemein					AVL-Drive Mehrfachschw.				
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	6,3	5,9	5,8	5,6	5,4	5,8	5,5	5,6	5,3	5,1
Aufbaumasse	6,2	5,7	5,8	5,9	5,9	5,8	5,5	5,6	5,5	5,3
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	6,7	7,0	7,6	7,9	7,7	6,2	6,5	8,9	9,4	7,7
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	5,9	7,6	8,1	8,1	8,1	5,7	9,3	9,6	10,0	10,0
Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	6,1	5,8	5,8	5,7	5,5	5,8	5,5	5,6	5,4	5,3
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	6,0	7,7	7,6	7,4	7,8	5,5	9,3	8,9	7,1	9,4
Zeitkonstante des Dashpot	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6

Tabelle A.5: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-In mit 50% Fahrpedalwinkeländerung im 2. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.

	Ruckelpeak				Ruckelfrequenz					
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	0,57	0,48	0,44	0,41	0,38	3,1	3,4	3,6	3,8	4,1
Aufbaumasse	0,17	0,32	0,44	0,51	-	3,5	3,6	3,6	3,6	-
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	0,32	0,29	0,25	0,22	0,19	3,6	3,6	3,7	3,7	3,7
Längsschlupfteifigkeit des Reifens	0,24	0,35	0,44	0,55	0,69	3,5	3,6	3,6	3,7	3,7
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	0,44	0,44	0,44	0,44	0,45	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Zeitkonstante des Dashpot	0,36	0,31	0,25	0,14	0,10	3,6	3,7	3,7	3,6	3,6
	AVL-Drive allgemein					AVL-Drive Mehrfachschw.				
	50%	75%	100%	133%	200%	50%	75%	100%	133%	200%
Abtriebswellensteifigkeit	4,4	4,3	4,3	4,5	4,6	4,4	4,1	4,1	4,5	4,5
Aufbaumasse	4,8	4,4	4,3	4,4	5,3	4,7	4,2	4,1	4,2	5,1
Dämpfungskonstante der Lastschlagdämpfung	4,3	4,3	4,3	4,3	4,5	4,1	4,1	4,1	4,1	4,4
Eingriffsamplitude der Antrieckelfunktion	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	4,6	4,8	5,0	5,2	5,2
Längsschlupfteifigkeit des Reifens	4,9	4,6	4,3	4,2	3,8	4,8	4,5	4,1	4,0	3,5
Zeitkonstante der Lastschlagdämpfung	4,3	4,3	4,3	4,3	4,5	4,1	4,1	4,1	4,1	4,4
Zeitkonstante des Dashpot	4,7	5,0	5,4	6,0	6,6	4,4	4,7	5,0	5,6	6,4

Tabelle A.6: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für einen Tip-Out mit 50% Fahrpedalwinkeländerung im 2. Gang, mit, außer bei Variation von Komfortfunktions-Parametern, ausgeschalteten Funktionen.