

# Entwurf und Analyse einer modalen Vertikaldynamikregelung für semiaktive und aktive Fahrwerke

Design and analysis of modal vertical dynamics control for semi-active and active suspension systems

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des Grades

Master of Science (M.Sc.)

an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München

**Betreut von** Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp  
Erik Enders, M.Sc.  
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

**Eingereicht von** Phillip Karle, B.Sc.  
Dachauer Str. 184  
80992 München

**Eingereicht am** 29.10.2019



## Aufgabenstellung

### Entwurf und Analyse einer modalen Vertikaldynamikregelung für semiaktive und aktive Fahrwerke

Mit Hinblick auf hochautomatisiertes und autonomes Fahren (HAF und VAF) kommt es zu einer Verschiebung der Prioritäten in der fahrdynamischen Auslegung von Personenkraftwagen. Bis zum heutigen Tag ist die Auslegung durch den Zielkonflikt zwischen Komfort und Sicherheit/Sportlichkeit geprägt, in dessen Rahmen Fahrzeuge in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des jeweiligen Markenimages bestimmte Zielwerte erreichen müssen. Mit dem Wegfall der Fahraufgabe wird zukünftig jedoch weniger Augenmerk auf dem Fahrgefühl eines Fahrzeugs liegen und es werden neue Komfortanforderungen, zum Beispiel bezüglich dem Ausüben von Nebentätigkeiten hinzukommen. In Folge dessen steht das Automobil dann in direkter Konkurrenz zu anderen Verkehrsmitteln, welche rein zur Personenbeförderung von Fahrgästen genutzt und nicht selber bewegt werden.

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines neuen (Regel-)Algorithmus, welcher es erlaubt die Aufbaubewegung des Fahrzeugs getrennt in den Aufbauschwingungsmoden (Huben/Nicken/Wanken) einzustellen, um so neue Anforderungen bzgl. des HAF und VAF besser erfüllen zu können. Die Fahrsicherheit muss dabei zu jeder Zeit gewährleistet bleiben und es sollte, neben der Möglichkeit das Fahrzeug betont komfortabel abzustimmen, auch die Möglichkeit geben, die fahrdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs zu verbessern, um so zwei unterschiedliche Ausprägungen darstellen zu können. Die entwickelte Logik soll dabei nicht nur in Simulation getestet, sondern auch in einem Versuchsfahrzeug erprobt werden.

Folgende Punkte sind durch Herrn Phillip Karle zu bearbeiten:

- Literaturrecherche zum Stand der Wissenschaft
- Patentrecherche zur Fahrwerksregelung im HAF und VAF
- Identifikation einer oder mehrerer geeigneter Regelgrößen
- Entwicklung eines (Regel-)Algorithmus, welcher eine getrennte Applikation und Abstimmung der Aufbauschwingungsmoden Huben, Nicken und Wanken erlaubt
- Implementierung und Einstellung der neuen Logik im Versuchsfahrzeug
- Erprobung und Benchmarking der verbesserten Software
- Auswertung, Interpretation und Diskussion der Ergebnisse

Die Ausarbeitung soll die einzelnen Arbeitsschritte in übersichtlicher Form dokumentieren. Der Kandidat verpflichtet sich, die Masterarbeit selbständig durchzuführen und die von ihm verwendeten wissenschaftlichen Hilfsmittel anzugeben.

Die eingereichte Arbeit verbleibt als Prüfungsunterlage im Eigentum des Lehrstuhls.

Ausgabe: 29.04.2019

Abgabe: 29.10.2019



# Geheimhaltungsverpflichtung

Herr: **Karle, Phillip**

Gegenstand der Geheimhaltungsverpflichtung sind alle mündlichen, schriftlichen und digitalen Informationen und Materialien, die der Unterzeichner vom Lehrstuhl oder von Dritten im Rahmen seiner Tätigkeit am Lehrstuhl erhält. Dazu zählen vor allem Daten, Simulationswerkzeuge und Programmcode sowie Informationen zu Projekten, Prototypen und Produkten.

Der Unterzeichner verpflichtet sich, alle derartigen Informationen und Unterlagen, die ihm während seiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zugänglich werden, strikt vertraulich zu behandeln.

Er verpflichtet sich insbesondere:

- derartige Informationen betriebsintern zum Zwecke der Diskussion nur dann zu verwenden, wenn ein ihm erteilter Auftrag dies erfordert,
- keine derartigen Informationen ohne die vorherige schriftliche Zustimmung des Betreuers an Dritte weiterzuleiten,
- ohne Zustimmung eines Mitarbeiters keine Fotografien, Zeichnungen oder sonstige Darstellungen von Prototypen oder technischen Unterlagen hierzu anzufertigen,
- auf Anforderung des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik oder unaufgefordert spätestens bei seinem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik alle Dokumente und Datenträger, die derartige Informationen enthalten, an den Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zurückzugeben.

Besondere Sorgfalt gilt im Umgang mit digitalen Daten:

- Für den Dateiaustausch dürfen keine Dienste verwendet werden, bei denen die Daten über einen Server im Ausland geleitet oder gespeichert werden (Es dürfen nur Dienste des LRZ genutzt werden (Lehrstuhlaufwerke, Sync&Share, GigaMove).
- Vertrauliche Informationen dürfen nur in verschlüsselter Form per E-Mail versendet werden.
- Nachrichten des geschäftlichen E-Mail Kontos, die vertrauliche Informationen enthalten, dürfen nicht an einen externen E-Mail Anbieter weitergeleitet werden.
- Die Kommunikation sollte nach Möglichkeit über die (my)TUM-Mailadresse erfolgen.

Die Verpflichtung zur Geheimhaltung endet nicht mit dem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, sondern bleibt 5 Jahre nach dem Zeitpunkt des Ausscheidens in vollem Umfang bestehen. Die eingereichte schriftliche Ausarbeitung darf der Unterzeichner nach Bekanntgabe der Note frei veröffentlichen.

Der Unterzeichner willigt ein, dass die Inhalte seiner Studienarbeit in darauf aufbauenden Studienarbeiten und Dissertationen mit der nötigen Kennzeichnung verwendet werden dürfen.

Datum: 29.04.2019

Unterschrift: \_\_\_\_\_



# Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die von mir eingereichte Abschlussarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

Garching, den 29.10.2019

---

Phillip Karle, B. Sc.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Formelzeichen.....</b>	<b>V</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Motivation und Zielsetzung der Arbeit .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 Aufbau der Arbeit .....</b>	<b>2</b>
<b>2 Grundlagen .....</b>	<b>5</b>
<b>2.1 Vertikaldynamik.....</b>	<b>5</b>
2.1.1 Das Vollfahrzeugmodell .....	5
2.1.2 Gütemaße der Vertikaldynamik .....	12
2.1.3 Fahrwerksysteme .....	14
<b>2.2 Modalanalyse mechanischer Systeme.....</b>	<b>16</b>
2.2.1 Ansätze zur modalen Zerlegung gedämpfter Systeme.....	17
2.2.2 Modalkoordinaten des Vollfahrzeugmodells .....	18
<b>2.3 Regelung linearer Systeme .....</b>	<b>21</b>
<b>3 Stand der Wissenschaft.....</b>	<b>23</b>
<b>3.1 Vertikaldynamikregelung.....</b>	<b>23</b>
<b>3.2 Ansätze zur Modalen Trennung .....</b>	<b>27</b>
<b>3.3 Kritik am Stand der Wissenschaft .....</b>	<b>29</b>
<b>4 Methode.....</b>	<b>31</b>
<b>4.1 Wissenschaftlicher Neuigkeitswert .....</b>	<b>31</b>
<b>4.2 Reglersynthese.....</b>	<b>32</b>
4.2.1 Entkopplungsregelung durch Zustandsrückführung .....	33
4.2.2 Skyhook-Regelung .....	39
4.2.3 Störgrößenbeobachter .....	41
4.2.4 Koordinator .....	41
<b>4.3 Güte der Entkopplungsregelung.....</b>	<b>42</b>
<b>4.4 Entwicklungsumgebung.....</b>	<b>43</b>
<b>4.5 Validierung im Fahrzeug.....</b>	<b>44</b>

4.5.1	Modellreife .....	45
4.5.2	Versuchsszenarien .....	46
4.5.3	Auswertung anhand objektiver Kennwerte .....	49
<b>5</b>	<b>Ergebnisse .....</b>	<b>53</b>
<b>5.1</b>	<b>Modellgüte.....</b>	<b>53</b>
<b>5.2</b>	<b>Beobachtergüte .....</b>	<b>55</b>
<b>5.3</b>	<b>Entkopplungsverhalten.....</b>	<b>56</b>
5.3.1	Huben .....	57
5.3.2	Nicken.....	59
5.3.3	Wanken.....	62
5.3.4	Verspannen .....	66
5.3.5	Fazit .....	68
<b>5.4</b>	<b>Stellgrößenbedarf.....</b>	<b>69</b>
<b>5.5</b>	<b>Potential zur Verbesserung der Vertikaldynamik.....</b>	<b>73</b>
5.5.1	Potential modaler Applikationen .....	73
5.5.2	Applikation in Messfahrten.....	76
<b>5.6</b>	<b>Sensitivitätsanalyse .....</b>	<b>80</b>
5.6.1	Sensitivität gegenüber den Eingangsgrößen.....	80
5.6.2	Sensitivität gegenüber der Regelstrecke .....	82
<b>6</b>	<b>Diskussion .....</b>	<b>87</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>91</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>i</b>
	<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>iii</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>v</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>xiii</b>

# Abkürzungsverzeichnis

ADD	Acceleration Driven Damper
ADMA	Automotive Dynamic Motion Analyzer
BACE	BMW Autocoding Environment
CDC	Continuous Damping Control
COG	Center of Gravity
E/A-	Eingangs-/Ausgangs-
FnM	Fürholzen nach Massenhausen
HA	Hinterachse
I	Integral
ISO	International Organization for Standardization
LQR	Linear quadratische Regelung
LZI	Linear, zeitinvariant
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MnF	Massenhausen nach Fürholzen
MPC	Model Predictive Control
NU	Nordumfahrung
OnW	Ost nach West
P	Proportional
Pkw	Personenkraftwagen
POI	Point of Interest
RMS	Root Mean Square
SISO	Single Input Single Output
VA	Vorderachse
VDC	Variable Damper Control
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WnO	West nach Ost



# Formelzeichen

Häufig verwendete Formelzeichen werden zur besseren Übersichtlichkeit nur einmal gelistet und in allgemeiner Form mit den Index  $j$  versehen. Die spezifischen Indizes sind in einer separaten Tabelle am Ende des Formelverzeichnisses aufgeführt.

## Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$A$	m	Amplitude
$\mathbf{A}$	-	Systemmatrix
$\mathbf{A}_{11}, \mathbf{A}_{12}, \mathbf{A}_{21}, \mathbf{A}_{22}$	-	Untermatrizen
$a, a_i$	-	Hilfsvariable
$a_{\text{ges}}$	m/s <sup>2</sup>	Gesamtwert der bewerteten Schwingungsstärke nach ISO 2631
$\mathbf{B}$	-	Eingangsmatrix
$b, b_i$	-	Hilfsvariable
$b_j$	m	Spurweite Fahrzeug
$b_{c,j}$	m	Federspurweite
$b_{\text{eng}}$	m	Abstand der Aggregatlager in y-Richtung
$\mathbf{C}$	-	Ausgangsmatrix
$c$	-	Hilfsvariable
$c_j$	N/m, Nm/rad	Steifigkeit
$c_{\text{dyn}}$	N/m	Dynamische Steifigkeit
$\mathbf{D}$	-	Durchgriffsmatrix
$\mathbf{D}^*$	-	Modale Wunschkämpfungsmatrix

$\Delta \mathbf{D}^*$	-	Differenz zwischen modaler Wunsch- und Istdämpfungsmatrix
$d_{\text{ADD}}$	N s/m	Dämpfungskonstante des Acceleration Driven Damper
$d_{\text{Bo,max}}$	N s/m	Maximale Aufbaudämpfungskonstante
$d_{\text{Bo,min}}$	N s/m	Minimale Aufbaudämpfungskonstante
$d_{\text{dyn}}$	N s/m	Dynamische Dämpfung
$\mathbf{D}_{\text{EK}}$	-	Entkoppelbarkeitsmatrix
$D_j$	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
$\mathbf{D}_j$	-	Dämpfungsmatrix
$d_j$	N s/m, Nm s/rad	Dämpfungskonstante
$d_{\text{sky}}, d_{\text{sky},j}$	N s/m	Skyhook-Dämpfungskonstante
$\mathbf{D}_{\text{sys}}$	-	Systemdämpfungsmatrix
$\widehat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}}$	-	Aufbaudämpfungsmatrix des reduzierten Systems
$d_{\text{eng}}$	N s/m	Dämpfungskonstante der Aggregatlager
$d$	-	Hilfsvariable
$d_{\text{dyn}}$	N s/m	Dynamische Dämpfung
$\mathbf{E}$	-	Störeingangsmatrix
$\mathbf{e}$	-	Vektor des Regelfehlers
$\mathbf{F}$	-	Vektor der äußeren Kraftanregung Vorfiltermatrix
$f(x)$	-	Funktion in der Variable $x$
$f_0$	Hz	Ungedämpfte Eigenfrequenz
$F_{0A}$	N	Kennlinie der Dämpferkraft bei einem Dämpferstrom von 0 A
$F_{1,8A}$	N	Kennlinie der Dämpferkraft bei einem Dämpferstrom von 1,8 A
$\mathbf{F}_{\text{ext}}$	-	Vektor der externen Kraftanregung des Aggregats
$F_j$	N	Kraft

$f_j$	Hz	Eigenfrequenz
$\mathbf{F}_{\text{modal},j}$	-	Modaler Kraftvektor
$F_{\text{pass},j}$	N	Passiver Anteil der Dämpferkraft, radbezogen
$F_{\text{VDC}}$	N	Gesamte Dämpferkraft, elementbezogen
$F_{\text{VDC},j}$	N	Gesamte Dämpferkraft, radbezogen
$F_{\text{sub}}$	N	Durchschnittliche Abweichung der Stellkräfte unterhalb der Maximalstromdämpferkennlinie im dritten Quadranten
$F_{\text{sup}}$	N	Durchschnittliche Abweichung der Stellkräfte oberhalb der Maximalstromdämpferkennlinie im ersten Quadranten
$F_{u,j}$	N	Semiaktiver Anteil der Dämpferkraft, radbezogen
$F_{z_w,j,\text{dyn}}$	N	Vertikale, dynamische Radlast
$F_{z_w,j,\text{stat}}$	N	Vertikale, statische Radlast
$\mathbf{F}_{z_w,\text{dyn}}$	-	Vektor der vertikalen, dynamischen Radlasten
$\mathbf{G}_{kl}$	-	Übertragungsmatrix der Größe $k$ nach $l$
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$h$	-	Schrittweite
$h_i$	-	Hilfsvariable
$\mathbf{I}$	-	Einheitsmatrix
$i_j$	-	Übersetzungsverhältnis
$J$	-	Gütemaß des Optimierungsproblems
$J_{\text{eng},xx}$	kg m <sup>2</sup>	Wankträgheit des Aggregats
$J_{\text{Bo},t}$	kg m <sup>2</sup>	Verspannträgheit des Aufbaus
$J_{xx}$	kg m <sup>2</sup>	Wankträgheit des Aufbaus
$J_{yy}$	kg m <sup>2</sup>	Nickträgheit des Aufbaus
$K$	-	Bewertete Schwingstärke nach VDI 2057
$\mathbf{K}^+$	-	Koordinator

$K^*$	-	Modale Wunschsteifigkeitsmatrix
$\Delta K^*$	-	Differenz zwischen modaler Wunsch- und Iststeifigkeitsmatrix
$K_P$	-	Verstärkungsmatrix der Ausgangsrückführung, P-Anteil
$K_{P,j}$	-	Verstärkungsfaktor der P-Regelung
$\hat{K}_{Bo}$	-	Aufbausteifigkeitsmatrix des reduzierten Systems
$l_f$	m	Abstand Vorderachse zu Fahrzeugschwerpunkt
$l_r$	m	Abstand Hinterachse zu Fahrzeugschwerpunkt
$l_{eng}$	m	Abstand Aggregatlager zu Fahrzeugschwerpunkt in x-Richtung
$M$	-	Massenmatrix
$M_{Bo,w}$	-	Massenmatrix der anteiligen Aufbaumasse je Rad
$\hat{M}_{Bo}$	-	Aufbaumassenmatrix des reduzierten Systems
$M_j$	Nm	Moment
$m_j$	kg	Masse
$n$	-	Systemordnung, Anzahl Stützstellen, Ordnung des Filters
$n'$	-	Anzahl der Übertragungspole
$\mathcal{O}(h)$	-	Genauigkeit bezogen auf die Schrittweite $h$
$P$	-	Lösungsmatrix der RICCATI-Gleichung
$p$	-	Übertragungspol
$p$	-	Anzahl der Regelgrößen
$Q$	-	Gewichtungsmatrix
$q$	-	Anzahl der Stellgrößen
$Q_1$	%	Anteil an Stellgrößen innerhalb des Aktorkennfelds im ersten Quadrant
$Q_{1,max}$	%	Anteil an Stellgrößen oberhalb des Aktorkennfelds im ersten Quadrant
$Q_{1,min}$	%	Anteil an Stellgrößen unterhalb des Aktorkennfelds im ersten Quadrant



---

$Q_2$	%	Anteil an Stellgrößen im zweiten Quadrant
$Q_3$	%	Anteil an Stellgrößen innerhalb des Aktorkennfelds im dritten Quadrant
$Q_{3,max}$	%	Anteil an Stellgrößen oberhalb des Aktorkennfelds im dritten Quadrant
$Q_{3,min}$	%	Anteil an Stellgrößen unterhalb des Aktorkennfelds im dritten Quadrant
$Q_4$	%	Anteil an Stellgrößen im vierten Quadrant
$R$	-	Rückführmatrix
$S$	-	Gewichtungsmatrix
$s$	-	Variable der LAPLACE-Transformation
$t$	s	Zeit
$T$	-	Transformationsmatrix
$\Delta T$	s	Steuerintervall
$t_0$	s	Startzeit
$t_e$	s	Endzeit
$t_{Bo}$	rad	Position der Verspannkoordinate des Aufbaus
$\dot{t}_{Bo}$	rad/s	Geschwindigkeit der Verspannkoordinate des Aufbaus
$\ddot{t}_{Bo}$	rad/s <sup>2</sup>	Beschleunigung der Verspannkoordinate des Aufbaus
$U, U^*$	-	Modalmatrix
$u$	-	Eingangsgrößenvektor
$U(s)$	-	Eingangsgrößenvektor im LAPLACE-Bereich
$u^*$	-	Modale Stellkräfte der Zustandsrückführung
$u_i$	-	Eigenvektor
$u_P$	-	Physikalische Stellkräfte der P-Regelung
$u_{P,modal}$		Modale Stellkräfte der P-Regelung
$u_R$	-	Physikalische Stellkräfte der Zustandsrückführung

## Formelzeichen

---

$\mathbf{u}_{\text{eng}}$	-	Stellgrößenanteil des Störgrößenbeobachters des Aggregats
$\mathbf{V}$	-	Komplexe Modalmatrix
$\mathbf{v}_i$	-	Komplexer Eigenvektor
$v$	-	Variationskoeffizient
$v_{\text{VDC}}$	m/s	Dämpfergeschwindigkeit
$v_x$	km/h	Fahrzeuginnenlänge
$\mathbf{w}$	-	Verallgemeinerter Eingangsgrößenvektor, Führungsgrößenvektor
$\mathbf{W}(s)$	-	Verallgemeinerter Eingangsgrößenvektor im LAPLACE-Bereich
$x$	-	Variable
$\mathbf{x}$	-	Zustandsgrößenvektor
$\bar{x}$	-	Arithmetischer Mittelwert
$\mathbf{x}_r$	-	Gleichgewichtszustand
$z_j$	m	Position der vertikalen Koordinate
$\dot{z}_j$	m/s	Geschwindigkeit der vertikalen Koordinate
$\ddot{z}_j$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung der vertikalen Koordinate
$\mathbf{y}$	-	Ausgangsgrößenvektor, Vektor der generalisierten Koordinaten
$\mathbf{y}_{\text{soll}}$	-	Sollvorgabe des Ausgangsgrößenvektors
$\mathbf{Y}(s)$	-	Ausgangsgrößenvektor im LAPLACE-Bereich
$\mathbf{z}$	-	Störgrößenvektor, Vektor der Modalkoordinaten
$\Delta z_j$	m	Relativposition in vertikale Richtung
$\Delta \dot{z}_j$	m/s	Relativgeschwindigkeit in vertikale Richtung
$\mathbf{Z}(s)$	-	Störgrößenvektor im LAPLACE-Bereich

## Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$\alpha$	-	Faktor der Proportionalitätsdämpfung
$\beta$	-	Faktor der Proportionalitätsdämpfung
$\delta$	-	Differenzordnung des Systems, Residuum
$\delta_i$	-	Differenzordnung der i-ten Regelgröße
$\varepsilon$	-	Residuum
$\theta_{B_0}$	rad	Position der Nickkoordinate des Aufbaus
$\dot{\theta}_{B_0}$	rad/s	Geschwindigkeit der Nickkoordinate des Aufbaus
$\ddot{\theta}_{B_0}$	rad/s <sup>2</sup>	Beschleunigung der Nickkoordinate des Aufbaus
$\Lambda, \Lambda^*$	-	Eigenwertmatrix
$\lambda_i$	-	Eigenwert
$\rho_j$	-	Gewichtungsfaktor
$\sigma$	-	Standardabweichung der Grundgesamtheit
$\sigma_{\max}$	-	Größter Singulärwert einer Matrix
$\varphi_j$	rad	Position der Wankkoordinate
$\dot{\varphi}_j$	rad/s	Geschwindigkeit der Wankkoordinate
$\ddot{\varphi}_j$	rad/s <sup>2</sup>	Beschleunigung der Wankkoordinate
$\omega_i$	rad/s	Kreiseigenfrequenz

## Indizes

Index	Beschreibung
arb	Stabilisator
Bo	Aufbau
eng	Aggregat
f	Vorne
fl	Vorne links
fr	Vorne rechts
$\theta_{Bo}$	Nickmode
r	Hinten
rl	Hinten links
rr	Hinten rechts
ro	Straße
sus	Aufhängung
$t, t_{Bo}$	Verspannen, Verspannmode
T	Reifen
$\varphi_{Bo}$	Wankmode
w	Rad
$z_{Bo}$	Hubmode

# 1 Einleitung

Autonomes Fahren wird als eine der Schlüsseltechnologien des kommenden Jahrzehnts gesehen [1, S. 8]. Zur Annäherung an den vollautomatisierten Fahrzustand erhöht sich der Automatisierungsgrad in Forschung und Technik sukzessiv. Neben den Motivatoren erhöhter Sicherheit, der Optimierung des Verkehrsflusses und dem erweiterten Zugang zu Mobilität, wird es dem Fahrer ermöglicht Nebentätigkeiten während der Fahrt auszuführen [2, S. 4-5]. Ab der Stufe des hochautomatisierten Fahrens (Level 3) sind diese vorübergehend gestattet [3, S. 14]. Die erhöhte Sensitivität des Insassens in diesem Zustand hinsichtlich der Aufbauanregung des Fahrzeugs führt zu stärkeren Anforderungen an den Fahrkomfort als bisher. Zugleich muss stets ein Mindestmaß an Fahrsicherheit gewährleistet sein. Der klassische Zielkonflikt der Fahrwerksauslegung zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit wird folglich in Zukunft noch ausgeprägter sein. Zwar lässt sich dieser durch den Einsatz von mechatronischen, vollaktiven Systemen weitestgehend lösen, jedoch ist deren Anwendung mit hohem Stellenaufwand verbunden. Aus diesem Grund werden semiaktive Komponenten weit verbreitet eingesetzt. Sie stellen einen guten Kompromiss von Regelgüte und Energiebedarf dar. Ihr Potential zur Vertikaldynamikregelung ist aktueller Forschungsgegenstand [4, S. 3].

Darüber hinaus gestaltet sich der Prozess der Fahrwerksabstimmung nach wie vor als sehr zeitaufwändig. Aufgrund der Verkopplung der Zielgrößen wird iterativ und heuristisch vorgegangen. Es müssen mehreren Optimierungszyklen von Testfahrt und Kennwerteinstellung durchlaufen werden bis die Applikation abgeschlossen ist. Der Grund hierfür ist, dass bei der Einstellung des Wunschverhaltens einer Zielgröße verknüpfte Größen unerwünschterweise verstellt werden.

## 1.1 Motivation und Zielsetzung der Arbeit

Das veränderte Fahrerlebnis in hochautomatisierten Fahrzeugen erfordert und ermöglicht zugleich die Anwendung neuer Regelkonzepte. Das Fahrgefühl ist unter dem Einfluss einer Regelung im automatisierten Zustand nicht von Relevanz. Dadurch kann die Berücksichtigung der haptischen und propriozeptiven Rückmeldung an den Fahrer im Regelalgorithmus unberücksichtigt bleiben. Hingegen muss der Fahrkomfort höheren Ansprüchen als bisher genügen. Um den automatisierten Personenindividualverkehr für den Kunden attraktiv zu gestalten, muss dieser Nebentätigkeiten ungestört ausführen können. Wegen dem Störeinfluss von Straßenanregungen, der Einschränkung durch die gegebene Aktorik heutiger Pkw und der Einhaltung der Fahrsicherheit ist der Zustand eines ideal horizontalen Fahrzeugaufbaus aber nicht durchgängig darstellbar. Des Weiteren besitzt der Mensch ein richtungs- und frequenzabhängiges Komfortempfinden, weshalb die auftretenden Schwingungsanregungen für bestmöglichen Fahrkomfort spezifisch abzustimmen sind. Unter der Modellannahme des Fahrzeugs als Mehrkörper-

system sind die Schwingungseigenschaften je Raumrichtung jedoch nicht unabhängig voneinander einstellbar. Die unerwünschten Abhängigkeiten der einzelnen Schwingungsrichtungen gestalten den Entwicklungsprozess ineffizient. Darüber hinaus existiert nach wie vor der Zielkonflikt zwischen der bestmöglichen Einstellung von Aufbau- zu Radkomfort.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll vor diesem Hintergrund ein neuer Ansatz zur Regelung der komfortrelevanten Vertikaldynamik untersucht werden. Als Ziel wird definiert das Aufbauswingungsverhalten in den Bewegungsrichtungen des Hubens, des Nickens und des Wankens getrennt regelbar zu gestalten. Durch Vorgabe charakteristischer und physikalisch interpretierbarer Schwingungsparameter soll ein deterministisches und komfortables Verhalten dargestellt werden. Die Regelung soll durch Zustandstransformation der Bewegungsgleichungen im modalen Raum realisiert werden. Neben Ansätzen aus der Fahrwerksregelung sollen allgemeine Methoden der Regelungstechnik in die Betrachtung miteinbezogen werden. Darüber hinaus werden die Möglichkeiten zur modalen Trennung aus der Mechanik untersucht und ihre Anwendbarkeit auf das Schwingungsproblem des Fahrzeugaufbaus analysiert. Zusätzlich soll durch die Entkopplung eine effizientere Gestaltung des Abstimmungsprozesses als bisher erreicht werden.

Weiterhin ist es das Ziel die Regellogik für semiaktive Fahrwerke anwendbar zu gestalten und im Versuchsfahrzeug praktisch umzusetzen. Dabei soll das reale Verhalten in Messfahrten analysiert werden. Das Versuchsfahrzeug verfügt über ein semiaktives Fahrwerk mit kontinuierlicher Verstellung der Dämpfungsferrate. Die praktische Validierung ist auf diesen Fahrwerkstyp beschränkt. Simulationen ergänzen die Ergebnisse für vollaktive Fahrwerke. Zur weiteren Optimierung der Regelung und Erhöhung der Modellreife sollen Messungen bereits in einer frühen Phase vorgenommen und in einem iterativen Prozess fortgeführt werden.

In einer Gegenüberstellung der entworfenen Regelung und einem Serienentwicklungsstand soll schließlich das Potential zur Vertikaldynamikregelung aufgezeigt werden. Hierfür werden verschiedene Szenarien und Gütemaße definiert, um ein objektives Urteil über einen großen Gültigkeitsbereich fällen zu können. Die Validierung beschränkt sich auf fahrbahninduzierte Vertikalbewegungen in Folge von Fahrbahnanregungen. Fahrerinduzierte Vertikalbewegungen durch Fahrmanöver wie Lenken, Bremsen und Beschleunigen werden nicht betrachtet. Ein besonderer Fokus bei der Analyse der Ergebnisse liegt auf dem Entkopplungsverhalten der Regelstrategie.

## 1.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit kann in fünf Abschnitte unterteilt werden (Abbildung 1.1). Ausgangspunkt ist die Motivation und die resultierende Definition der Ziele dieser Arbeit. Auf diesen Aspekt wird in Kapitel 1.1 eingegangen.

Darauffolgend werden die theoretischen Grundlagen erarbeitet auf denen die zu entwerfende Regelung aufbaut (Kapitel 2). Zu diesen gehören das lineare Streckenmodell des Vollfahrzeugs, die Analyse der Modalkoordinaten der Vertikaldynamik sowie die Betrachtung möglicher Konzepte aus der Regelungstechnik. Parallel wird der Stand der Wissenschaft zu allgemeinen Methoden der Vertikaldynamikregelung und spezifischen Ansätzen der modalen Trennung bestimmt (Kapitel 3). Auf dessen Basis wird der wissenschaftliche Handlungsbedarf für die im Rahmen dieser Arbeit implementierten Regelung definiert.

Dieser ist Ausgangspunkt für die Anwendung der theoretischen Grundlagen zur Reglersynthese (Kapitel 4). Das methodische Vorgehen umfasst darüber hinaus die Umsetzung der Regelung in der Entwicklungsumgebung der Fahrzeuglogik, die Definition von Versuchsszenarien und die

Erarbeitung der Rahmenbedingungen für die Validierung im Fahrzeug.

Die Auswertung der erzielten Ergebnisse ist in Kapitel 5 gegeben. Es wird auf die Aspekte des Entkopplungsverhaltens und des Stellgrößenaufwands sowie auf das Potential zur Verbesserung der Vertikaldynamik eingegangen. Zusätzlich wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um die Robustheit der Regelung zu analysieren. Abschließend findet eine kritische Auseinandersetzung mit den Ergebnissen statt (Kapitel 6) und es wird eine Zusammenfassung der Arbeit sowie ein Ausblick auf zukünftige Projekte gegeben (Kapitel 7).

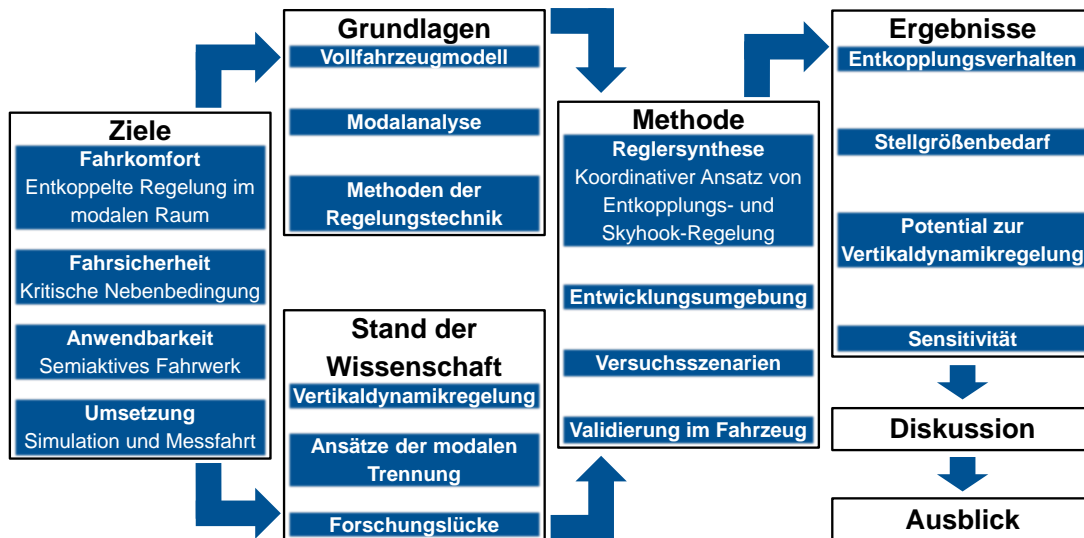


Abbildung 1.1: Aufbau der Arbeit





# 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen zur Vorbereitung der Synthese und Umsetzung der Regelung erläutert. Zunächst wird das Vollfahrzeugmodell zur Beschreibung der Vertikaldynamik (Kapitel 2.1) vorgestellt. Anschließend werden die Grundlagen der Modalanalyse aus der Strukturmechanik beschrieben und auf das Vollfahrzeugmodell angewandt (Kapitel 2.2). In Kapitel 2.3 wird die Methode zur Entkopplung linearer Systeme betrachtet, die in dieser Arbeit Anwendung findet.

## 2.1 Vertikaldynamik

Der Fahrkomfort eines Fahrzeugs wird stark durch dessen vertikaldynamisches Schwingungsverhalten beeinflusst. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens werden die rotatorischen Nick- und Wankbewegung um die Längs- und Querachse und die translatorische Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus herangezogen. Das Ziel einer komfortoptimalen Auslegung ist die Minimierung der Aufbaubeschleunigungen in diesen Freiheitsgraden [5, S. 39]. Das Antriebsaggregat als konzentriertes Massenelement wird in den Freiheitsgraden Huben und Wanken separat vom restlichen Aufbau modelliert. Die mechanische Anbindung an den Aufbau erfolgt über die Aggregatlagerung. Ergänzt wird das Fahrzeugmodell durch die Hubbewegungen der Räder. Die mit diesen Freiheitsgraden verknüpften dynamischen Radlastschwankungen sind wichtige Größen für die Fahrsicherheit. Sie stellen eine weitere Anforderung an die Vertikaldynamik des Fahrzeugs.

### 2.1.1 Das Vollfahrzeugmodell

Das dargestellte Vollfahrzeugmodell bildet die Basis für die dynamische Beschreibung des Fahrzeugs (Abbildung 2.1). Es besitzt die vorgestellten Freiheitsgrade der Radhubbewegungen, der Aufbaueigenmoden in Huben, Nicken und Wanken und der Hub- und Wankbewegung des Antriebsaggregats. Das Verspannen des Aufbaus als letzter Freiheitsgrad wird in diesem Kapitel erläutert.

Es werden folgende idealisierte Annahmen für die Modellierung getroffen:

- Kleinwinkelnäherung  
Im Arbeitsbereich von  $\pm 10^\circ$  liegt der Fehler durch die Näherungen  $\sin x \approx x$  und  $\cos x \approx 1$  unter 2 %.
- Ideal starre Radaufhängung  
Elastokinematische Effekte der Radaufhängungen werden nicht berücksichtigt. Ebenfalls werden Vorspur- und Sturzwinkel und deren Änderung über dem Einfederweg vernachlässigt. Die Räder führen eine ideal vertikale Bewegung aus.

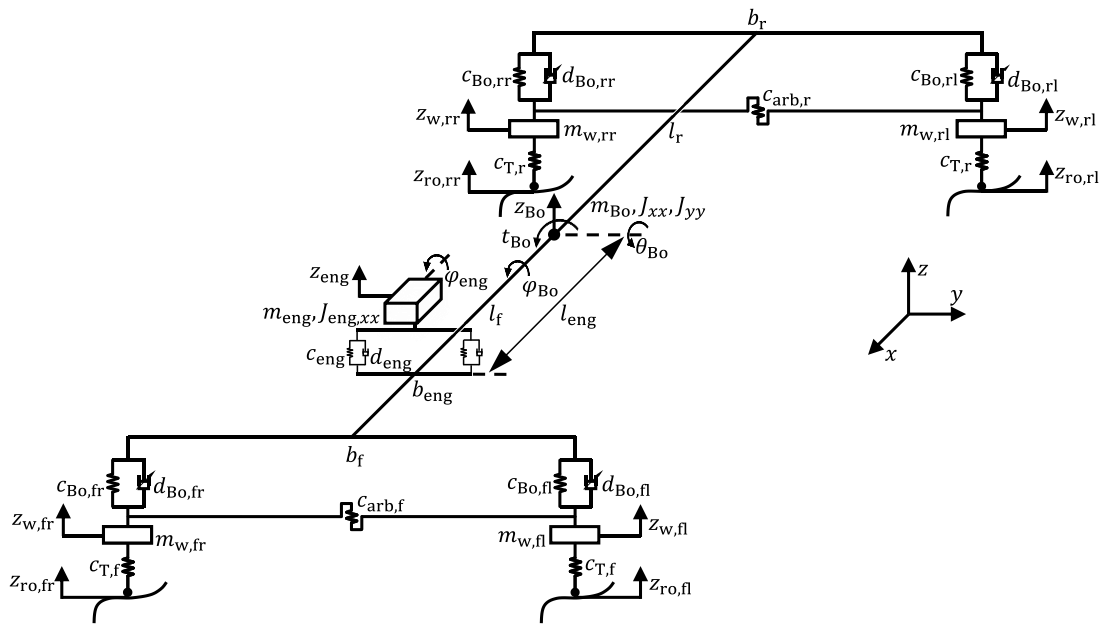


Abbildung 2.1: Das Vollfahrzeugmodell

- **Lineare Feder- und Dämpferelemente**  
 Im Arbeitsbereich von  $-0,1 \text{ m} \leq \Delta z \leq 0,1 \text{ m}$  um die statische Ruhelage wird das Federverhalten linear approximiert. Die Dämpferelemente besitzen einen Arbeitsbereich von  $-1 \text{ m/s} \leq \Delta \dot{z} \leq 1 \text{ m/s}$ . Sie werden in einen linearen, passiven Anteil und einen nichtlinearen, aktiven Anteil aufgeteilt. Letzterer wird der Stellgröße zugeschlagen.
- **Unveränderte Kinematik über Einfederweg**  
 Die Übersetzung von Element- zu Radebene wird als konstant über den Einfederweg angenommen. Der Fehler durch diese Annahme liegt im Arbeitsbereich unter 3 % (Abbildung 2.2). Eine Analyse des Einflusses der Dämpferkinematik auf die Aufbaudämpfung ist in [6] gegeben. Es wird außerdem eine konstante, senkrechte Kraftwirkrichtung zwischen Aufbau und Rädern, Aufbau und Antriebsaggregat sowie Rädern und Straße angenommen.
- **Isotropes lineares Reifenverhalten**  
 Es wird ein stationärer Fahrzustand ohne dynamischen Reifeneinlauf betrachtet. Der Reifen wird über eine lineare Feder approximiert. Die Reifendämpfung wird vernachlässigt, weil deren Dämpfungswirkung im Vergleich zu jener der Schwingungsdämpfer des Aufbaus sehr gering ist [7, S. 32].
- **Starrkörperannahme**  
 Der Aufbau wird im betrachteten Frequenzbereich von 0 - 20 Hz als starrer Körper modelliert. Diese Annahme wird getroffen, weil die erste Eigenfrequenz der Karosserie bei über 25 Hz liegt und von geringer Anregung der elastischen Eigenmoden ausgegangen wird [7, S. 528]. In dem Werk von ZELLER [8, S. 70] wird der Einfluss der Modellierung mit nachgiebiger Karosserie aufgezeigt. Bereits im Bereich der Radeigenfrequenz ergeben sich im Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung Unterschiede. Diese Fehlerquelle wird im Rahmen der Validierung der Modells untersucht (Kapitel 5.1).

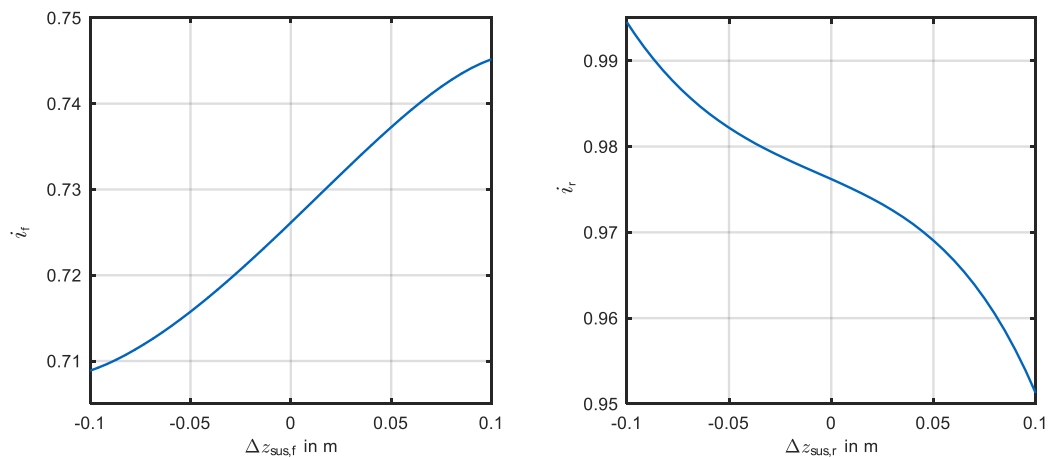


Abbildung 2.2: Übersetzung von Element- zu Radebene über dem Einfederweg, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse

- Lineares Verhalten der Aggregatlagerung

Die Lagerung des Antriebsaggregats wird als linearer Feder-Dämpfer-Verbund modelliert. Dies stellt eine starke Vereinfachung des realen nichtlinearen Kraftübertragungsverhaltens der Elastomerlager dar (Abbildung 2.3). Die Annahme wird dennoch getroffen, weil der Schwerpunkt dieser Arbeit nicht auf der Modellierung der Aggregatlager liegt. Die dargestellten Messungen sind mit sinusförmiger Anregung bei verschiedenen Amplituden über einen Frequenzbereich von 0 - 30 Hz durchgeführt worden. Die Auswertung der Systemantwort erfolgt in Amplitude und Phasenverzug (Verlustwinkel). Über den Exponentialansatz können daraus Steifigkeit und Dämpfung berechnet werden. Die dynamische Dämpfung hat zwischen 7 Hz und 15 Hz ein Maximum, dessen Höhe von der Amplitude abhängt. Oberhalb dieses Maximums fällt der Dämpfungswert kontinuierlich und geht gegen Null. Das Steifigkeitsverhalten nimmt hingegen mit steigender Frequenz zu und nähert sich asymptotisch dem konstanten Wert von etwa 1000 N/mm. Bei Verringerung der Amplitude tritt ein Maximum bei 15 - 20 Hz auf. Spezifische Modellansätze zur Beschreibung des dargestellten Verhalten präsentieren SCHEIBLEGGER ET AL. [9] und SEDLACZEK ET AL. [10]. Eine Übersicht zur Modellierung von Elastomerlagern ist in den Quellen [11, S. 8-16, 12, S. 19-37] gegeben.

Für die Modellbedatung werden die Amplituden der Anregung als kleiner 1 mm angenommen. Da außerdem das Verhalten bis 10 Hz von Relevanz ist, werden ein Wert von 6 N s/mm als Dämpfungskonstante und ein Wert von 600 N/mm als Steifigkeit festgelegt (Anhang A).

- Vernachlässigung der Massendevisionsmomente

Die Deviationsmomente zwischen Nick- und Wankbewegung sind kleiner als 1 % der Hauptträgheitsmomente [13, S. 36]. Sie werden vernachlässigt.

- Nick- und Wankbewegung um den Schwerpunkt

Im realen Fahrzeug führt der Aufbau diese rotatorischen Bewegungen um sein Nickzentrum und seine Wankachse aus. In der Modellannahme werden diese in den Schwerpunkt gelegt.

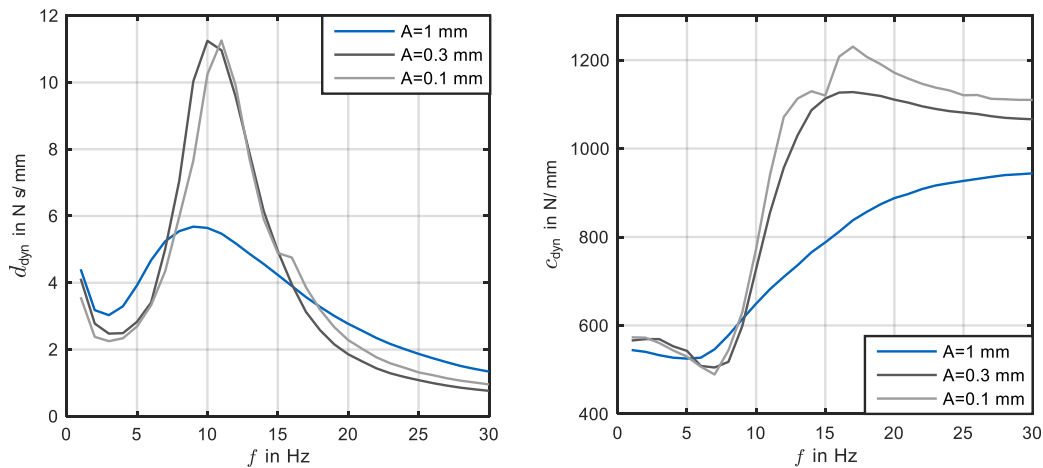


Abbildung 2.3: Kraftantwort der Aggregatlager auf sinusförmige Anregung, links: dynamische Dämpfung, rechts: dynamische Steifigkeit, Messdaten des Industriepartners

## Zustandsgleichungen

Einleitend wurden bereits die drei Aufbaumoden des Hubens, Nickens und Wankens vorgestellt. Um einen Starrkörper mit diesen Freiheitsgraden statisch zu bestimmen genügen drei Lagerreaktionskräfte. Durch die Lagerung über die vier in vertikale Richtung einwertigen Radaufhängungen ist das System statisch überbestimmt. Die Lösung des Gleichungssystems zur Verteilung der Stellkräfte zur Regelung der drei Aufbaumoden hat unendliche viele Lösungen. Eine mögliche Lösung liefert die Pseudo-Inverse (MOORE-PENROSE-Inverse [14]). Dieser numerisch robuste Algorithmus bestimmt jene Lösung, welche die Minimierung der  $\ell^2$ -Norm des Lösungsvektors als Nebenbedingung erfüllt [15, S. 247-249]. Diese energieoptimale Lösung ist im Hinblick auf den Stellaufwand durchaus sinnvoll und wurde zunächst im Rahmen dieser Arbeit verfolgt. Zur Gestaltung weiterer Regelziele wird jedoch ein vierter, linear unabhängiger Freiheitsgrad eingeführt, das Verspannen des Aufbaus  $t_{Bo}$ . Die Richtung dieses Freiheitsgrads entspricht der Torsionsbewegung um die Fahrzeuglängsachse. Diese Definition macht das Gleichungssystem zwischen Stellkräften und Regelgrößen eindeutig lösbar.

Die Dynamik der Verspannmode wird als System zweiter Ordnung mit Feder- und Dämpferanteil beschrieben. Die dafür notwendige Verspannträgheit  $J_{Bo,t}$  wird ohne direkten physikalischen Bezug als Hilfsvariable eingeführt. Sie wird so festgelegt, dass sich bei gegebener passiver Aufbau-dämpfung und -steifigkeit ein Dämpfungsmaß von  $D_{t_{Bo}} = 0,1$  einstellt:

$$J_{Bo,t} = \frac{\left(\frac{d_{t_{Bo}}}{2D_{t_{Bo}}}\right)^2}{c_{t_{Bo}}} \quad (2.1)$$

Durch diese Festlegung ergibt sich eine Verspannträgheit von  $991 \text{ kg m}^2$  und eine ungedämpfte Eigenfrequenz von  $1,46 \text{ Hz}$ . Die Regelung der Verspannmode zielt auf die Reduzierung der Radanregungen ab. Das dynamische Verhalten der Mode selbst ist nicht von Interesse. So ergibt sich Potential zur Verbesserung der Fahrsicherheit ohne Beeinflussung der weiteren Aufbaumoden.

In der Wissenschaft existieren neben der Einführung eines zusätzlichen Freiheitsgrads weitere Ansätze die Überbestimmtheit des Gleichungssystems aufzulösen. YAO ET AL. [16] führen keinen

weiteren Freiheitsgrad ein. Stattdessen nutzen sie den beschriebenen Ansatz der Pseudo-Inversen, um die Stellkraftverteilung vorzunehmen. Genauso beschränken sich DIOP ET AL. [17, 18] auf drei Aufbaufreiheitsgrade, führen jedoch einen zusätzlichen Parametervektor ein. Durch dessen Festlegung ergibt sich die Stellgrößenverteilung. GÖHRLE [13, S. 42-43] führt den Freiheitsgrad des Verspannens ein, setzt diesen jedoch zu Null, um die Stellkräfte gleichmäßig auf alle vier Aktoren zu verteilen. Mathematisch entspricht dies dem Ansatz der Pseudo-Inversen. Nach Einführung der Verspannmode lautet der Zustandsvektor der Aufbaufreiheitsgrade:

$$\mathbf{x}_{Bo} = \begin{pmatrix} z_{Bo} \\ \theta_{Bo} \\ \varphi_{Bo} \\ t_{Bo} \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Die Beziehung der modalen zu den realen Aufbaukräften wird durch die Einführung der Transformationsmatrix  $\mathbf{T}$  hergestellt. Sie ist für das Regelziel der modalen Entkopplung ein zentraler Baustein. Die Definition lautet:

$$\begin{pmatrix} F_{z,Bo,sus} \\ M_{\theta,Bo,sus} \\ M_{\varphi,Bo,sus} \\ M_{t,Bo,sus} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \\ b_f & b_f & b_r & b_r \\ -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} & \frac{2}{2} & -\frac{2}{2} \\ b_f & b_f & -b_r & b_r \\ -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} & -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{fr} \\ F_{fl} \\ F_{rl} \\ F_{rr} \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

$$\mathbf{F}_{modal,sus} = \mathbf{T} \mathbf{F}_{sus} \quad (2.4)$$

mit:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \\ b_f & b_f & b_r & b_r \\ -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} & \frac{2}{2} & -\frac{2}{2} \\ b_f & b_f & -b_r & b_r \\ -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} & -\frac{2}{2} & \frac{2}{2} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Die physikalischen Aufbaukräfte  $\mathbf{F}_{sus}$  werden in die passiven Federungs- und Dämpfungskräfte und die Stellkräfte der semiaktiven Aktorik  $\mathbf{F}_u$  zerlegt. Die Federsteifigkeiten und Dämpfungskonstanten werden in den Matrizen

$$\mathbf{D}_{sus} = \begin{bmatrix} d_{Bo,fr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{Bo,fl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{Bo,rl} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{Bo,rr} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{K}_{sus} = \begin{bmatrix} c_{Bo,fr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{Bo,fl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{Bo,rl} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{Bo,rr} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

zusammengefasst. Die Aufbaukräfte können dadurch wie folgt angegeben werden:

$$\mathbf{F}_{sus} = -(\mathbf{D}_{sus} \Delta \dot{\mathbf{z}}_{sus} + \mathbf{K}_{sus} \Delta \mathbf{z}_{sus} + \mathbf{F}_u) \quad (2.7)$$

Die Steifigkeitsmatrix der Stabilisatoren bezogen auf die Radebene lautet:

$$\mathbf{K}_{arb} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} c_{arb,f} & -c_{arb,f} & 0 & 0 \\ -c_{arb,f} & c_{arb,f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{arb,r} & -c_{arb,r} \\ 0 & 0 & -c_{arb,r} & c_{arb,r} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Der Vorfaktor der Stabilisatorsteifigkeitsmatrix folgt daraus, dass ein Wankmoment zu gleichen Teilen am rechten und linken Rad abgestützt wird. Für den zugehörigen Kraftvektor gilt:

$$\mathbf{F}_{arb} = -\mathbf{K}_{arb}\Delta\mathbf{z}_{sus} \quad (2.9)$$

Die Relativbewegungen  $\Delta\mathbf{z}_{sus}$  zwischen Fahrzeugaufbau und Rädern werden mit Hilfe des kinematischen Zusammenhangs zwischen den modalen und physikalischen Koordinaten bestimmt:

$$\begin{pmatrix} z_{Bo,fr} \\ z_{Bo,fl} \\ z_{Bo,rl} \\ z_{Bo,rr} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -l_f & -\frac{b_f}{2} & -\frac{b_f}{2} \\ 1 & -l_f & \frac{b_f}{2} & \frac{b_f}{2} \\ 1 & l_r & \frac{b_r}{2} & -\frac{b_r}{2} \\ 1 & l_r & -\frac{b_r}{2} & \frac{b_r}{2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} z_{Bo} \\ \theta_{Bo} \\ \varphi_{Bo} \\ t_{Bo} \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

$$\mathbf{z}_{Bo} = \mathbf{T}^T \mathbf{x}_{Bo} \quad (2.11)$$

woraus folgt:

$$\Delta\mathbf{z}_{sus} = \mathbf{z}_{Bo} - \mathbf{z}_w = \mathbf{T}^T \mathbf{x}_{Bo} - \mathbf{z}_w \quad (2.12)$$

Die Freiheitsgrade der Räder sind:

$$\mathbf{z}_w = \begin{pmatrix} z_{w,fr} \\ z_{w,fl} \\ z_{w,rl} \\ z_{w,rr} \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

Für die zeitliche Ableitung  $\Delta\dot{\mathbf{z}}_{sus}$  gilt dieselbe geometrische Beziehung nach Gl. (2.12). Nach Einführung der Radmassenmatrix

$$\mathbf{M}_w = \begin{bmatrix} m_{w,fr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{w,fl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{w,rl} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{w,rr} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

können die Bewegungsgleichungen der Räder angegeben werden:

$$\mathbf{M}_w \ddot{\mathbf{z}}_w = -(\mathbf{F}_{sus} + \mathbf{F}_{arb}) + \mathbf{F}_{ro} \quad (2.15)$$

Der Kraftvektor  $\mathbf{F}_{ro}$  enthält die Kraftanregung durch Straßenunebenheiten. Es wird der Fall betrachtet, dass kein Abheben eines Einzelrades vom Fahrbahnuntergrund auftritt. Es gilt die Gleichung

$$\mathbf{F}_{ro} = -\mathbf{K}_T \Delta\mathbf{z}_{w,rel} \quad (2.16)$$

mit der Radsteifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}_T = \begin{bmatrix} c_{T,fr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{T,fl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{T,rl} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{T,rr} \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

und den Relativbewegungen

$$\Delta \mathbf{z}_{w,rel} = \begin{pmatrix} z_{w,fr} \\ z_{w,fl} \\ z_{w,rl} \\ z_{w,rr} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} z_{ro,fr} \\ z_{ro,fl} \\ z_{ro,rl} \\ z_{ro,rr} \end{pmatrix} = \mathbf{z}_w - \mathbf{z}_{ro} \quad (2.18)$$

Die Fahrbananregungen  $\mathbf{z}_{ro}$  gehen als Störangregung in das Zustandsraummodell ein. Die Freiheitsgrade des Antriebsaggregats werden in dem Vektor

$$\mathbf{x}_{eng} = \begin{pmatrix} z_{eng} \\ \varphi_{eng} \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

zusammengefasst. Die zugehörigen Bewegungsgleichungen sind

$$\mathbf{M}_{eng} \ddot{\mathbf{x}}_{eng} = \mathbf{F}_{eng} + \mathbf{F}_{ext} \quad (2.20)$$

mit der Massenmatrix:

$$\mathbf{M}_{eng} = \begin{bmatrix} m_{eng} & 0 \\ 0 & J_{xx,eng} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Der Kraftvektor  $\mathbf{F}_{ext}$  ermöglicht externe Anregungen im Betrieb zu berücksichtigen. Diese wirken über den Störeingangsvektor auf das System. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese nicht betrachtet, weshalb  $\mathbf{F}_{ext} = \mathbf{0}$  angenommen wird. Der Vektor  $\mathbf{F}_{eng}$  enthält die Kräfte, die zwischen Aggregat und Aufbau über die Lager wirken:

$$\mathbf{F}_{eng} = -(\mathbf{D}_{eng} \Delta \dot{\mathbf{x}}_{rel,eng} + \mathbf{K}_{eng} \Delta \mathbf{x}_{rel,eng}) \quad (2.22)$$

Das Aggregat ist über zwei seitlich symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse angebrachte Lager festgelegt [19]. Für Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix in Hub- und Wankrichtung folgt daraus:

$$\mathbf{D}_{eng} = \begin{bmatrix} 2d_{eng} & 0 \\ 0 & \frac{d_{eng} b_{eng}^2}{2} \end{bmatrix}; \mathbf{K}_{eng} = \begin{bmatrix} 2c_{eng} & 0 \\ 0 & \frac{c_{eng} b_{eng}^2}{2} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Es wird die Transformationsmatrix  $\mathbf{T}_{eng}$  der Lagerreaktionen des Aggregats in die Modalkoordinaten des Aufbaus definiert. Die Verspannmode wird vom Aggregat nicht angeregt:

$$\begin{pmatrix} F_{z,Bo,eng} \\ M_{\theta,Bo,eng} \\ M_{\varphi,Bo,eng} \\ M_t,Bo,eng} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -l_{eng} & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{z,eng} \\ M_{\varphi,eng} \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

$$\mathbf{F}_{modal,eng} = \mathbf{T}_{eng} \mathbf{F}_{eng} \quad (2.25)$$

Mit dieser Definition können die Relativbewegungen  $\Delta \mathbf{x}_{rel,eng}$  zwischen Fahrzeugaufbau und Aggregat wie folgt angegeben werden:

$$\Delta \mathbf{x}_{rel,eng} = \mathbf{x}_{eng} - \mathbf{T}_{eng}^T \mathbf{x}_{Bo} \quad (2.26)$$

Die Relativgeschwindigkeiten  $\Delta \dot{\mathbf{x}}_{rel,eng}$  ergeben sich durch zeitliches Ableiten.

Nun können die Bewegungsgleichungen des Fahrzeugaufbaus mit den Reaktionskräften aus Fahrzeugaufhängung, Stabilisatoren und Aggregatlagerung angeschrieben werden:

$$\begin{pmatrix} m_{B_0} \ddot{z}_{B_0} \\ J_{yy} \ddot{\theta}_{B_0} \\ J_{xx} \ddot{\phi}_{B_0} \\ J_{B_0,t} \ddot{t}_{B_0} \end{pmatrix} = \mathbf{F}_{\text{modal,sus}} + \mathbf{F}_{\text{modal,arb}} - \mathbf{F}_{\text{modal,eng}} \quad (2.27)$$

$$\mathbf{M}_{B_0} \ddot{\mathbf{x}}_{B_0} = \mathbf{T}(\mathbf{F}_{\text{sus}} + \mathbf{F}_{\text{arb}}) - \mathbf{T}_{\text{eng}} \mathbf{F}_{\text{eng}} \quad (2.28)$$

Mit der Aufbaumassenmatrix  $\mathbf{M}_{B_0}$  unter Berücksichtigung des Aggregats als separate Masse:

$$\mathbf{M}_{B_0} = \begin{bmatrix} m_{B_0} - m_{\text{eng}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy} - m_{\text{eng}} l_{\text{eng}}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{xx} - J_{xx,\text{eng}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{B_0,t} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

Die Dynamik des Vollfahrzeugmodells ist durch diese Gleichungen vollständig beschrieben. Sie werden in einem Zustandsraummodell dargestellt. Dessen Definition ist in Anhang B aufgeführt. Die Modellbedatung anhand von Fahrzeugparametern und Modellannahmen ist in Anhang A gegeben.

## 2.1.2 Gütemaße der Vertikaldynamik

Im Folgenden werden Gütemaße zur Bewertung des Fahrzeugverhaltens vorgestellt. Zunächst wird ein Bewertungsverfahren beschrieben, dass die Güte einer Vertikaldynamikregelung mittels physikalischer Parameter beurteilt. Anschließend werden Ansätze betrachtet, die das menschliche Empfinden in die Bewertung des Fahrkomforts miteinbeziehen.

## Bewertung von Vertikaldynamikregelsystemen

Zur Bewertung einer Vertikaldynamikregelung kann das quadratische Gütemaß

$$J = \lim_{t_e \rightarrow \infty} \int_0^{t_e} \rho_{\ddot{z}_{B_0}} \ddot{z}_{B_0}^2(t) + \rho_{\ddot{\theta}_{B_0}} \ddot{\theta}_{B_0}^2(t) + \rho_{\ddot{\phi}_{B_0}} \ddot{\phi}_{B_0}^2(t) + \rho_{\text{sus}} \|\Delta \mathbf{z}_{\text{sus}}(t)\|_{\ell^2}^2 + \rho_w \|\Delta \mathbf{z}_w(t)\|_{\ell^2}^2 dt \quad (2.30)$$

verwendet werden. In dieses gehen die Aufbaubeschleunigungen in den jeweiligen Freiheitsgraden, die Federwege  $\Delta \mathbf{z}_{\text{sus}}$  und die Radbewegungen  $\Delta \mathbf{z}_w$  ein. Über die Aufbaubeschleunigungen wird der Fahrkomfort beurteilt. Die Federwege sind im Falle semiaktiver Fahrwerke nicht explizit zu gewichten, wenn stets eine ausreichende Mindestdämpfung vorhanden ist. Sie sind auf den verfügbaren Weg im Radkasten zu begrenzen. Die Radbewegungen korrelieren über die Reifensteifigkeit mit den dynamischen Radlastschwankungen  $\mathbf{F}_{z_w,\text{dyn}}$ , welche die Fahrsicherheit charakterisieren [4, S. 22]. Die Gewichtungsfaktoren  $\rho_i$  werden je nach Regelziel festgelegt, sie können durch separate Gütemaße bestimmt werden [7, S. 349].

Die Fahrsicherheit kann alternativ durch die Festlegung eines Grenzwertes bezogen auf die statische Radlast beurteilt werden. Auf Basis einer stochastischen Straßenanregung und normalverteilter dynamischer Radlast kann für die quadratisch gemittelte Radlastschwankung folgende Bedingung abgeleitet werden [20, S. 20]:

$$\|F_{z_w,ij,\text{dyn}}\|_{\text{rms}} \leq \frac{F_{z_w,ij,\text{stat}}}{3} \quad \text{für } i \in \{f, r\}, j \in \{r, l\} \quad (2.31)$$



Bei der Auswertung der Ergebnisse (Kapitel 5) wird dieses Kriterium angewandt. Für den Versuchsträger gelten folgende Werte für die statischen Radlasten.

Tabelle 2.1: Statische Radlasten des Versuchsträgers

Rad	Wert in N
$F_{z_{w,fr},stat} = F_{z_{w,fl},stat}$	5360
$F_{z_{w,rr},stat} = F_{z_{w,rl},stat}$	5230

Daraus ergeben sich gemäß Gl. (2.31) bezüglich der dynamischen Radlasten die Grenzwerte von 1790 N für die Räder der Vorderachse und 1740 N für die Räder der Hinterachse.

Ein weiteres Kriterium zur Beurteilung einer Regelung ist der Stellaufwand. Für semiaktive Fahrwerke ist diese Bedingung unkritisch, weil diese keine aktiven Kräfte stellen und der Leistungsbedarf gering ist (Tabelle 2.3).

## Bewertung des Fahrkomforts

Bezogen auf das Komfortempfinden der Insassen ist das vorgestellte Gütemaß (Gl. (2.30)) nur eingeschränkt anwendbar. Die direkt auf den Menschen über die Kontaktpunkte mit dem Fahrzeug wirkenden Beschleunigungen werden nicht berücksichtigt. Außerdem ist die menschliche Wahrnehmung von Diskomfort abhängig von der Anregungsfrequenz. Die Sensitivität des Menschen ist bei vertikalen Anregungen zwischen 4 Hz und 8 Hz am stärksten ausgeprägt [5, S. 92]. Niederfrequente Schwingungen unter 0,5 Hz führen zu Kinetosen [7, S. 359]. Dies gilt es bei der Fahrkomfortbewertung zu berücksichtigen, wie in nachfolgenden Bewertungsverfahren der Fall. Weiterführende Informationen sind in [7, S. 349-367, 21, 22, S. 5-19, 23, S. 17-30] gegeben.

### ISO 2631

Die ISO 2631-1 quantifiziert den Komfort von Ganzkörperschwingungen zwischen 0,5 Hz und 80 Hz. Hierfür werden die translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen an den Einleitungsstellen Sitz, Rückenlehne und Fuß gemessen und mit Bewertungsfiltern gewichtet [24, S. 1]. Diese Filter berücksichtigen die frequenzabhängige Wahrnehmung des Menschen. Als Kennwert wird die bewertete Schwingstärke als quadratisches Mittel der Schwingstärken der Bewegungsrichtungen je Messpunkt ermittelt. Gewichtungsfaktoren berücksichtigen den Einfluss der Anregung je Einleitungsstelle auf den empfundenen Diskomfort des Menschen. Der resultierende Gesamtwert  $a_{ges}$  approximiert das subjektive Komfortempfinden [21, S. 18-20].

Eine Schwachstelle des Ansatzes ist, dass die Bewertungsfilter auf Basis reiner Sinusfunktionen ermittelt werden. Für stochastische Anregung sind diese nur bedingt gültig, weil der Mensch bei stochastischen Schwingungen empfindlicher reagiert als bei periodischen Anregungen gleichen Effektivwerts [23, S. 16]. Dennoch wird das Verfahren nach ISO 2631 zur Bewertung des Fahrkomforts im Rahmen dieser Arbeit verwendet, weil es eine gute Korrelation zum subjektiven Komfortempfinden bei stochastischer Anregung aufweist [25, S. 10]. Den Zusammenhang zwischen dem Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke und dem Komfortempfinden gibt folgende Tabelle.

Tabelle 2.2: Zusammenhang zwischen dem Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke und dem menschlichen Komfortempfinden nach ISO 2631-1 [24, S. 25]

$a_{\text{ges}}$ in $\text{m/s}^2$	Beschreibung der Wahrnehmung
$< 0,315$	Nicht unkomfortabel
$0,315 - 0,63$	Etwas unkomfortabel
$0,5 - 1$	Relativ unkomfortabel
$0,8 - 1,6$	Unkomfortabel
$1,25 - 2,5$	Sehr unkomfortabel
$> 2$	Extrem unkomfortabel

### VDI 2057

Die Bewertungsmethode gemäß der VDI 2057 basiert auf der ISO 2631. Die ISO-Norm ist durch eine Anpassung des Berechnungsverfahrens und der Frequenzbewertungsfunktion modifiziert. Zudem werden die Anregungen an der Rückenlehne in y- und z-Richtung vernachlässigt. Als Parameter dient die bewertete Schwingstärke  $K$ , die in der VDI 2057:198-05 definiert ist. Sie ist ein Maß zur Beurteilung des Komforts bei Einwirkung über mehrere Einleitungsstellen. Gleiche  $K$ -Werte bedeuten gleiche Wahrnehmung der Schwingungseinwirkung. Der Betrag ist proportional zum Effektivwert der auf den Menschen einwirkenden Beschleunigung. Steigende  $K$ -Werte korrelieren mit der subjektiven Wahrnehmung von „nicht spürbar“ bis „sehr stark spürbar“. Die Berechnung der bewerteten Gesamtschwingstärke erfolgt über das quadratische Mittel aller Einzelschwingstärken. Sie werden aus den Spektraldichten der Beschleunigungswerte und den subjektiven Bewertungsfunktionen bestimmt [7, S. 361-364, 26, S. 9-22].

### Ansätze aus der Wissenschaft

Ausgehend von den vorgestellten normativen Ansätzen existieren Methoden aus der Wissenschaft, die durch zusätzliche Parameter versuchen die objektive Fahrkomfortbewertung zu verbessern. Hierzu zählen die Ansätze nach RERICHA [27], CUCUZ [28], KLINGNER [29] und HENNECKE [22].

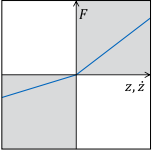
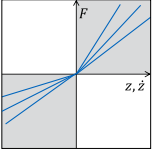
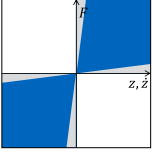
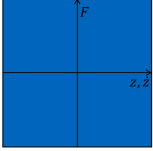
ENDERS ET AL. [25] stellen die Beurteilungsgüte der genannten Ansätze den Methoden nach ISO und VDI in einer Probandenstudie gegenüber. Das Ergebnis ist, dass die wissenschaftlichen Methoden das menschliche Komfortempfinden schlechter abbilden [25, S. 10], weshalb diese nicht weiter betrachtet werden.

### 2.1.3 Fahrwerksysteme

Fahrwerksysteme werden nach Stellkraft und Schaltfrequenz unterteilt (Tabelle 2.3). Passive Systeme sind durch eine fixe Federkonstante und einen fixen Dämpfungswert gekennzeichnet. Sie wirken rein dissipativ und können keine Energie in das System einbringen. Es besteht ein ausgeprägter Zielkonflikt zwischen den Regelzielen der Vertikaldynamik von Fahrsicherheit und Fahrkomfort, weil keine Anpassung des Fahrwerks an den Fahrzustand möglich ist [5, S. 543]. Semiaktive Systeme verfügen über veränderliche Kennlinien von Feder und Dämpfer. Ihre Schaltfrequenz liegt oberhalb der Eigenfrequenz der Räder, sodass eine dynamische Anpassung im Betrieb möglich ist [5, S. 585]. Sie wirken ebenfalls rein dissipativ. Aufgrund des Vorteils

geringer Stellenergie finden semiaktive Fahrwerke in der Praxis breite Anwendung [4, S. 3]. Systeme mit geringerer Schaltfrequenz werden adaptive Systeme genannt. Sie sind auf diskrete Dämpfungsstufen begrenzt. Die volle Auflösung des Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist erst mit aktiven Fahrwerken möglich [30, S. 17]. Bei diesen können über externe Energiezufuhr Stellkräfte unabhängig von der Relativbewegung von Rad zu Aufbau eingebracht werden [5, S. 585]. Die Regelstrategie im Rahmen dieser Arbeit findet Anwendung in einem semiaktiven Fahrwerk. Im Folgenden werden hierfür übliche Dämpfungssysteme vorgestellt.

Tabelle 2.3: Klassifizierung von Fahrwerksystemen [31, 3.1 - 161]

Kräfte	Schaltfrequenz	Energiebedarf
passiv 	-	-
adaptiv 	$f < f_w$	gering ( $\pm 50$ W) [32, S. 1356]
semiaktiv 	$f > f_w$	gering ( $\pm 50$ W) [32, S. 1356]
vollaktiv 	$f > f_w$	hoch (1 – 2 kW) [32, S. 1356]

## Dämpfungssysteme semiaktiver Fahrwerke

In semiaktiven Fahrwerksystemen wird ein Dämpferelement verwendet, das mit hoher Schaltfrequenz seine Dämpfungswirkung während der Fahrt anpassen kann. Die Krafrichtung ist von der Relativbewegung abhängig und stets dissipativ. Gängige Systeme werden im Folgenden beschrieben. Weitere Informationen sind in [5, 586-589, 7, 32, S. 1355-1357] gegeben.

### Elektrohydraulische Dämpfung

Bei elektrohydraulischen Dämpfern erfolgt eine Anpassung des Ventilquerschnitts über magnetische Betätigung, wodurch sich die Dämpfungswirkung verändert. Es wird zwischen diskreter und kontinuierlicher Verstellung unterschieden. Die Firma ZF Sachs entwickelte einen solchen Dämpfertyp für das Dämpfungssystem Continuous Damping Control (CDC). Das System kann stufenlos zwischen minimaler und maximaler Dämpferkraftkennlinie mit Schaltfre-

quenzen bis 90 Hz umschalten [32, S. 1355]. Die kontinuierliche Verstellung kann Aufbauanregungen unter 3 Hz effektiv reduzieren. Radlastschwankungen können durch eine radselektive Regelung ebenfalls reduziert werden [33, S. 253-257].

### Rheologische Dämpfung

Rheologische Dämpfungssysteme stellen die Dämpferkennlinie durch Viskositätsänderung des Dämpferfluids ein. Hierfür werden magnetische oder elektrische Partikel in das Fluid eingebracht und das jeweilige Spannungsfeld aufgeschaltet, um die Viskosität zu ändern. Eine Ausführung ist das System MagneRide der Firma Delphi. Es besitzt eine hohe Schaltfrequenz und einen großen Stellbereich [34, S. 348]. Von Nachteil sind der hohe Leistungsbedarf und die begrenzte Lebensdauer des Fluides [32, S. 1355].

## 2.2 Modalanalyse mechanischer Systeme

Mittels der Modalanalyse wird ein System durch die Parameter der Eigenfrequenzen und der zugehörigen Eigenformen charakterisiert. Durch diese Größen kann die Systemantwort in Folge von beliebigen Anregungen bestimmt werden, was als Frequenzgang oder Übertragungsverhalten bezeichnet wird. Die Bestimmung der Parameter kann experimentell oder analytisch erfolgen. Durch Überführung des Systems in seine Modalkoordinaten wird entkoppeltes Verhalten erreicht. Hierfür wird eine Transformation der Freiheitsgrade mit Hilfe der Eigenformen durchgeführt. Der Vorteil dieser Zustandstransformation ist die resultierende unabhängige Dynamik. Die Komplexität der analytischen Systembeschreibung wird reduziert. Die zugehörige Systemantwort im realen Raum ergibt sich durch Superposition der modalen Bewegungen [35, S. 133-135]. Im Folgenden wird die Modalanalyse mechanischer Schwingungssysteme zweiter Ordnung vorgestellt. Die allgemeine Beschreibung des Systems lautet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{F} \quad (2.32)$$

Dabei sind die  $n$  Freiheitsgrade im Vektor  $\mathbf{y}$  zusammengefasst. Um eine Modaltransformation durchführen zu können, muss die Massenmatrix  $\mathbf{M}$  positiv definit und symmetrisch sein. Die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  muss positiv semidefinit sein. Sind Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}$  und Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  symmetrisch, sind Rechts- und Linkseigenvektoren identisch. Es kann die Koordinatentransformation

$$\mathbf{y} = \mathbf{U}\mathbf{z} \quad (2.33)$$

angesetzt werden. In der Modalmatrix  $\mathbf{U}$  sind die Eigenvektoren  $\mathbf{u}_i$ ;  $i = 1 \dots n$  spaltenweise aufgelistet. Die Eigenwerte ergeben sich aus dem Eigenwertproblem des konservativen Systems mit  $\mathbf{D} = \mathbf{0}$ :

$$\det(\lambda\mathbf{I} + \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}) = 0 \quad (2.34)$$

Für die Eigenfrequenzen gilt:

$$\omega_i^2 = \lambda_i \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (2.35)$$

Die Eigenvektoren  $\mathbf{u}_i$  ergeben sich aus der nicht trivialen Lösung des Gleichungssystems:

$$(\lambda_i\mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{u}_i = \mathbf{0} \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (2.36)$$

Im Folgenden werden zwei Fälle der Modaltransformation nicht konservativer Systeme untersucht. Für weitergehende Informationen zur Thematik wird auf [36, S. 188-194] verwiesen.

### 2.2.1 Ansätze zur modalen Zerlegung gedämpfter Systeme

Die Modaltransformation gewährleistet für ungedämpfte Systeme mit symmetrischen Matrizen stets eine Entkopplung des Differentialgleichungssystems. Es resultieren diagonalförmige Matrizen in Steifigkeit und Masse. Tritt hingegen Dämpfung im System auf und kann diese in einer symmetrischen Dämpfungsmatrix beschrieben werden sind nachfolgend vorgestellte Fälle zu unterscheiden. Die biomodale Zerlegung als Verfahren bei nicht symmetrischer Dämpfungsmatrix wird ergänzend in [36, S. 230-237] beschrieben.

#### Proportionaldämpfung

Proportionaldämpfung liegt vor, wenn die Dämpfungsmatrix als Linearkombination aus Massen- und Steifigkeitsmatrix dargestellt werden kann:

$$\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (2.37)$$

Dieser Ansatz ist für Systeme anwendbar in denen keine Dämpfung konstruktiv vorgesehen ist, sondern lediglich innere Dämpfung oder Materialdämpfung auftritt. Die Lehr'sche Dämpfungsmaße  $D_i$  liegen in der Größenordnung von 0,001 bis 0,01 [35, S. 155]. Der Ansatz wird verwendet, weil kaum alternative Ansätze existieren [36, S. 195]. Setzt man Gl. (2.32) an, ergibt sich in jeder Modalkoordinate die generalisierte Dämpfung:

$$d_i = \alpha m_i + \beta c_i \quad (2.38)$$

Es liegen entkoppelte Differentialgleichungen vor. Die Eigenvektoren des Systems sind rein reell und identisch zu jenen des ungedämpften Systems. Sie sind konstant und enthalten das Amplitudenverhältnis der modalen Schwingungsformen. Die Eigenwerte sind konjugiert komplex. Schwingt das System in einer Eigenfrequenz tritt kein Phasenverzug auf [35, S. 155].

#### Stark gedämpfte Systeme

Ist die Bedingung zur Anwendung der Proportionaldämpfung nicht erfüllt, liegt starke Dämpfung vor. Das System wird in eine äquivalente Zustandsraumdarstellung der Dimension  $2n$  überführt:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{y}} \\ \mathbf{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{y} \\ \dot{\mathbf{y}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{x} = \mathbf{P} \quad (2.40)$$

Die Symmetrie der Matrizen bleibt erhalten. Das Eigenwertproblem (Gl. (2.34)) liefert für den angenommenen Fall unterkritischer Dämpfung ( $D_i < 1$ )  $2n$  konjugiert komplexe Eigenwerte. Entsprechend ist dieselbe Anzahl an Modalkoordinaten nötig, weshalb die Eigenvektoren  $\mathbf{v}_i$  nun die Dimension  $2n$  besitzen. Sie treten paarweise konjugiert komplex auf. Es gilt:

$$\mathbf{v}_i = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_i \\ \lambda_i \mathbf{u}_i \end{pmatrix} \quad (2.41)$$

Hierbei sind die Vektoren  $u_i$  die Lösung des Eigenvektorproblems des konservativen Systems. Die Eigenvektoren  $v_i$  beschreiben das nun komplexe Amplitudenverhältnis der Modalkoordinaten bei der  $i$ -ten Eigenfrequenz zueinander. Sie lassen sich in der Modalmatrix  $V$  mit der jeweiligen konjugiert komplexen Größe (...) \* zusammenfassen:

$$V = \begin{bmatrix} U & U^* \\ U\Lambda & U^*\Lambda^* \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

Die Eigenwerte  $\lambda_i$  sind in der Diagonalmatrix  $\Lambda$  der Dimension  $n \times n$  vereint. Es ergibt sich die Modaltransformation des Zustandsvektors  $x$  in die modalen Koordinaten  $z$ :

$$x = Vz \quad (2.43)$$

Die  $2n$  entkoppelten modalen Differentialgleichungen

$$V^T AV\dot{z} + V^T BVz = V^T P \quad (2.44)$$

$$a_i \dot{z}_i + b_i z_i = h_i \quad \text{für } i = 1 \dots 2n$$

sind zu lösen. Durch Rücktransformation zum Zustandsvektor  $x$  ergibt sich die Lösung der realen Koordinaten in Position und Geschwindigkeit. Aus den komplexen Eigenvektoren folgt für die realen Koordinaten, dass die Freiheitsgrade nicht gleichphasig schwingen. Aufgrund des Phasenverzugs bilden sich keine fixen Schwingungsknoten bei Erregung des Systems in einer Eigenfrequenz aus [35, S. 150-156]. Es ist außerdem anzumerken, dass die Modalkoordinaten  $z$  und die Parameter der entkoppelten Differentialgleichungen  $a_i$ ,  $b_i$  und  $h_i$  abstrakte Größen darstellen. Es ist keine physikalische Interpretation wie im Falle des konservativen oder proportional gedämpften Systems mit Eigenfrequenz und Dämpfungsmaß möglich.

## 2.2.2 Modalkoordinaten des Vollfahrzeugmodells

Im Vollfahrzeugmodell (Kapitel 2.1.1) stellen Huben, Nicken und Wanken einen vollständigen Satz an modalen Koordinaten zur Beschreibung der Aufbaubewegungen dar. Mit der Starrkörperannahme können diese jede Aufbaubewegung in vertikale Richtung beschreiben. Im realen Fahrzeug ist dieser Koordinatensatz jedoch nicht entkoppelt. Er entspricht folglich nicht den Eigenmoden der analytischen Modaltransformation. Gründe hierfür sind die ungleiche Federsteifigkeit von Vorder- zu Hinterachse und die asymmetrische Schwerpunktlage. Weitere Ursachen sind die Masse und Anordnung der Insassen und Beladung sowie unterschiedliche Alterung der Fahrwerkskomponenten, die in dieser Analyse unberücksichtigt bleiben. Bei Vergleich mit den analytischen Eigenmoden nach Gl. (2.34), (2.36) ergeben sich folglich Abweichungen. Die Hub-, Nick- und Wankbewegung sind den analytischen Eigenmoden wegen ähnlicher Eigenfrequenzen und dominierender Anteile der Amplituden dennoch zuordenbar (Tabelle 2.4). Die angegebenen Eigenfrequenzen der idealen Hub-, Nick- und Wankbewegung werden vereinfacht unter Vernachlässigung der Koppelterme berechnet. Die zugehörigen Formeln sind aufgeführt.

In der ersten Mode ist das Huben durch eine parallele Bewegung ähnlicher Amplituden von Aufbau und Aggregat in  $z$ -Richtung zu erkennen (Abbildung 2.4). Der Aufbau führt zusätzlich eine Nickbewegung in negative Richtung aus. Der Grund hierfür ist, dass bei reiner Vertikalbewegung aufgrund der frontlastigen Gewichtsverteilung und der größeren Federsteifigkeit der Hinterachse ein Nickmoment entsteht. Durch den negativen Nickwinkel wird ein Momentengleichgewicht erreicht, sodass die Mode entkoppelt ist. Die analytische Eigenfrequenz ist geringer als jene des idealen Hubens (Tabelle 2.4). Dies ist darin begründet, dass durch den Nickwinkel die größere

Federsteifigkeit der Hinterachse in der modalen Steifigkeit weniger zum Tragen kommt. Es ist außerdem eine leichte Bewegung der Räder in Richtung des Nickwinkels zu erkennen. Eine Wankbewegung tritt weder in dieser noch in der zweiten Mode auf, weil das Modell den Fahrzeugschwerpunkt mittig legt und gleiche Federsteifigkeiten je Fahrzeughälfte annimmt. Folglich wird kein Wankmoment bei Hub- oder Nickbewegung erzeugt.

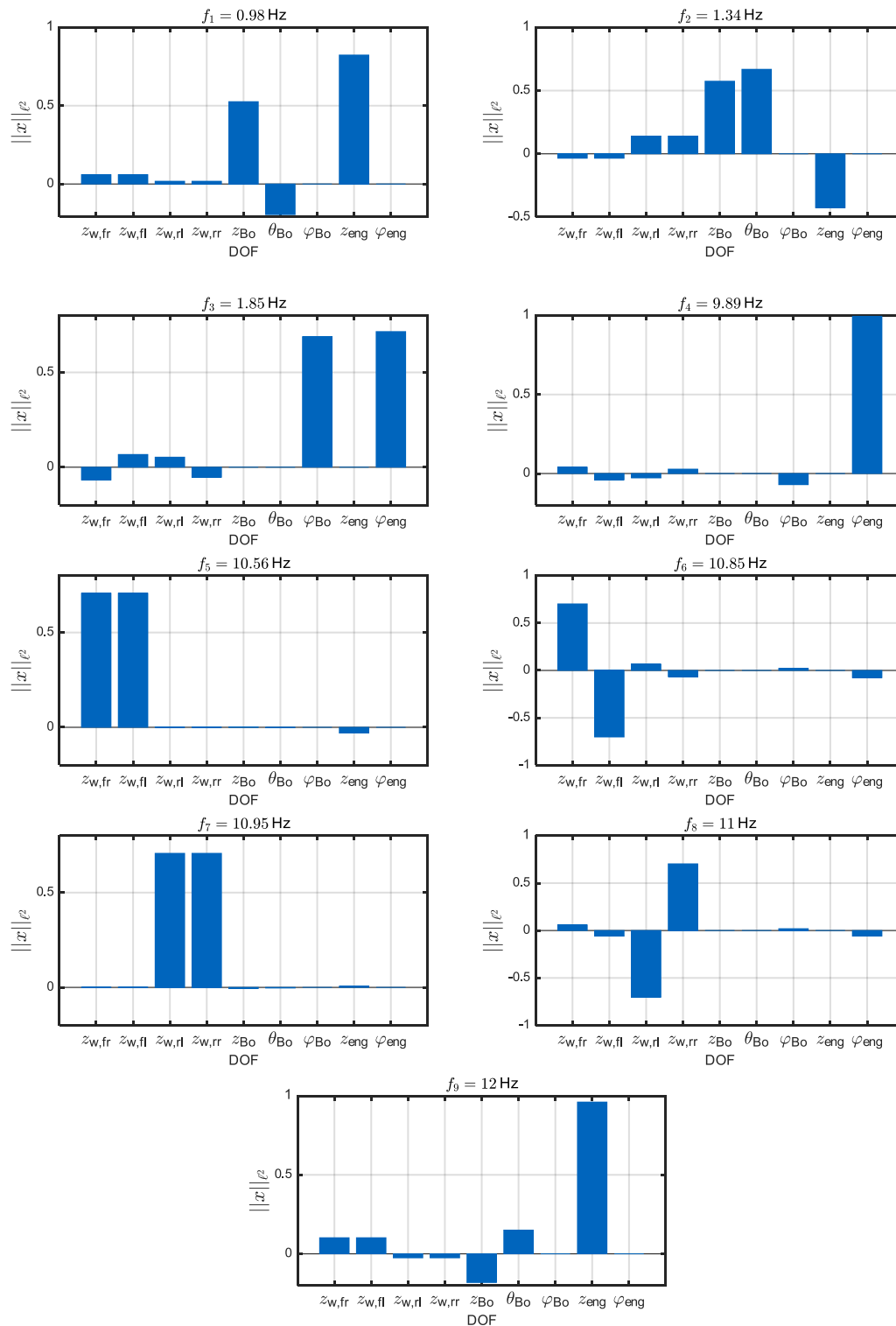


Abbildung 2.4: Analytische Eigenmoden des konservativen Vollfahrzeugmodells

Tabelle 2.4: Vergleich der Aufbaueigenfrequenzen

Mode	Analytische Eigenfrequenz	Vereinfachte Eigenfrequenz	Formel der vereinfachten Eigenfrequenz unter Vernachlässigung der Koppelterme
1	$f_1 = 0,98 \text{ Hz}$	$f_{z_{Bo}} = 1,10 \text{ Hz}$	$f_{z_{Bo}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{Bo,fr} + c_{Bo,fl} + c_{Bo,rl} + c_{Bo,rr}}{m_{Bo}}}$
2	$f_2 = 1,34 \text{ Hz}$	$f_{\theta_{Bo}} = 1,29 \text{ Hz}$	$f_{\theta_{Bo}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{l_f^2(c_{Bo,fr} + c_{Bo,fl}) + l_r^2(c_{Bo,rl} + c_{Bo,rr})}{J_{yy,Bo}}}$
3	$f_3 = 1,85 \text{ Hz}$	$f_{\varphi_{Bo}} = 1,97 \text{ Hz}$	$f_{\varphi_{Bo}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{b_f^2(c_{Bo,fr} + c_{Bo,fl} + c_{arb,f}) + b_r^2(c_{Bo,rl} + c_{Bo,rr} + c_{arb,r})}{4J_{xx,Bo}}}$

Die zweite Mode wird von der Nickbewegung dominiert (Abbildung 2.4). Der Aufbau führt zusätzlich eine positive Hubbewegung aus, während sich das Aggregat dem Nickwinkel folgend nach unten bewegt. Die Eigenfrequenz ist höher als bei Vernachlässigung der Koppelterme (Tabelle 2.4). Hierfür sind zwei Gründe anzuführen. Einerseits ist die Trägheit in Nickrichtung durch die Modellierung des Aggregats mit separaten Freiheitsgraden geringer (Gl. (2.29)). Andererseits erhöht sich die Gesamtsteifigkeit in Nickrichtung in Folge der Aggregatlager, welche über den Hebelarm  $l_{eng}$  wirken. Dieser Effekt wird jedoch durch die negative Hubbewegung des Aggregats abgeschwächt.

Mode Nr. 3 ist dem Wanken zuzuordnen (Abbildung 2.4). Aggregat und Aufbau weisen nahezu denselben Wankwinkel auf. Huben und Nicken werden nicht angeregt. Die Eigenfrequenz ist wegen der Radbewegungen geringer als bei der isolierten Betrachtung (Tabelle 2.4).

Die Moden Nr. 5 - 8 beschreiben die Radeigenformen. Deren Eigenfrequenzen liegen im Bereich von 10 - 11 Hz. Die Bewegungsformen sind ähnlich zu jenen der Aufbaumoden. Mode Nr. 7 stellt das Radhuben dar. Die Energie der Schwingungsmode wird von den Rädern der Hinterachse dominiert. Deren Amplituden liegen um drei Größenordnungen über jenen der Vorderachse. Im Radnicken (Mode Nr. 5) ist derselbe Effekt erkennbar. Hier dominieren die Räder der Vorderachse die Bewegungsform. Die Eigenformen des Radwankens (Mode Nr. 8) und -verspannens (Mode Nr. 6) weisen in allen Rädern Amplituden gleicher Größenordnung auf. Die Aufbaubewegungen sind in allen Radmoden gering.

Die vierte und neunte Mode stellen das Wanken und Huben des Antriebsaggregats dar. Die Eigenfrequenzen weisen hohe Werte auf. Zum Vergleich erhält SCHICKEDANZ [37] Spitzen in der Aufbauanregung zwischen 5 Hz und 8 Hz im Wanken [37, S. 93-94] und zwischen 8 Hz und 10 Hz im Huben [37, S. 96-97]. Es ist anzunehmen, dass in denselben Bereichen die jeweilige Eigenfrequenz des Aggregats liegt. SCHICKEDANZ führt die Analyse für ein Fahrzeug gleicher Klasse unter Gegenüberstellung verschiedener Modellierungsansätze der Aggregatanbindung durch. Ursachen für die erhaltenen großen Eigenfrequenzen sind einerseits Fehler durch die vereinfachte Modellierung der Aggregatlager (Kapitel 2.1.1). Andererseits wird der ungedämpfte Fall betrachtet. Im realen System wird durch das Dämpfungsverhalten der Lager die Eigenfrequenz gesenkt. Die Eigenmoden des Antriebsaggregats sind folglich mit großer Unsicherheit behaftet, können jedoch in erster Näherung als plausibel angenommen werden.

MIKHLIN ET AL. [38, S. 585] führen dieselbe Analyse der Modalkoordinaten eines Fahrzeugmodells mit sieben Freiheitsgraden ohne Berücksichtigung der Aggregatbewegungen durch. Die Eigenvektoren sind ähnlich zu jenen der hier durchgeführten Analyse. Es werden die charakteristischen Aufbaubewegungen und gleich- und wechselseitige Radmoden identifiziert.



Berücksichtigt man die Dämpfung des Systems nach dem vorgestellten Ansatz für stark gedämpfte Systeme treten komplexe Eigenvektoren auf. Die Interpretierbarkeit dieser Moden als physikalische Richtungen ist nicht mehr gegeben. Es kann lediglich die dominierende Richtung anhand der Beträge der Vektoreinträge angegeben werden. ZHANG ET AL. [39, 40] führen diese Analyse für ein Vollfahrzeugmodell durch und stellen die Korrelation zu den reellen Eigenvektoren des ungedämpften Systems her.

BRAGHIN ET AL. [41] identifizieren die Modalkoordinaten einer landwirtschaftlichen Zugmaschine mit vollfederter Aufhängung auf experimentellem Weg. Sie nutzen einen Vierstempelprüfstand und regen den Prüfling mit einem Sinussignal konstanter Amplitude und steigender Frequenz von 1 - 20 Hz über die Räder an. Zunächst wird das Signal nur auf ein Rad aufgeschaltet, um alle Moden anzuregen und eine Identifikation der Eigenmoden und -frequenzen durchzuführen. Danach werden die identifizierten Moden in den Eigenfrequenzen und Schwingungsrichtungen angeregt. Hierdurch werden die zuvor bestimmten Parameter bestätigt.

ZHENG ET AL. [42] stellen die State Variable Method vor. Bei dieser wird eine zusätzliche Massenmatrix dem Masse-Feder-Dämpfersystem hinzugefügt, wodurch ein überbestimmtes Gleichungssystem resultiert. Durch die Methode der kleinsten Quadrate werden die Schwingungsparameter des Systems aus der Überzahl an Gleichungen berechnet. Die experimentelle Validierung zeigt gute Ergebnisse.

## 2.3 Regelung linearer Systeme

Das vorliegende Vollfahrzeugmodell stellt ein System mit  $p > 1$  Ein- und  $q > 1$  Ausgängen dar. Es liegt ein Multiple Input Multiple Output-System (MIMO-System) vor. Die allgemeine lineare Beschreibung in Zustandsraumdarstellung lautet:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{z} \quad (2.45)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (2.46)$$

Eine Übersicht über Regelansätze von MIMO-Systemen gibt nachfolgende Abbildung. Zugehörige Literatur in ist [43, S. 5-24, 44, 45] gegeben.

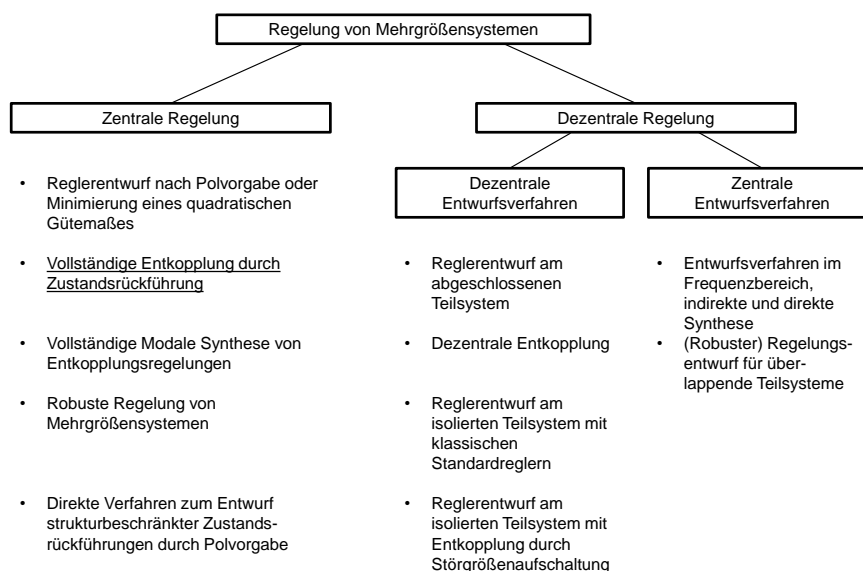


Abbildung 2.5: Ansätze zur Regelung von MIMO-Systemen [43, S. 17]

Im Rahmen dieser Arbeit wird die vollständige Entkopplung durch Zustandsrückführung angewandt. Die Methode wird in Anhang C vorgestellt. Weitere Ansätze der Zustandsrückführung sind in [46] zusammengefasst. Das Vorgehen zum Nachweis der Stabilität eines Systems wird in Anhang D erläutert und auf das vorliegende System des Vollfahrzeugmodells angewandt.

# 3 Stand der Wissenschaft

In diesem Kapitel wird ein Überblick über den Stand der Wissenschaft zur Vertikaldynamikregelung gegeben. Er bildet die Grundlage für die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode. Es werden zunächst allgemeine Verfahren präsentiert (Kapitel 3.1). In Kapitel 3.2 wird anschließend der Fokus auf die Methode der modalen Trennung gelegt. Abschließend wird eine Diskussion der präsentierten Ansätze geführt (Kapitel 3.3). Aus ihr geht der wissenschaftliche Neigkeitswert dieser Arbeit.

## 3.1 Vertikaldynamikregelung

Es werden nachfolgend Regelverfahren zur Vertikaldynamik vorgestellt, die auf unterschiedlichen physikalischen Größen und Regelansätzen beruhen. Dazu gehören die Regelung anhand der inertialen Aufbaugeschwindigkeit und Berechnung einer fiktiven Dämpfungskraft (Skyhook-Regelung), die Minimierung eines quadratischen Gütemaßes (LQR), die Diskretisierung dieses Minimierungsproblems mit beschränktem Zeithorizont (Model Predictive Control), die Regelung mittels der Aufbaubeschleunigung (Acceleration Driven Damping) sowie die  $H_\infty$ -Regelung. Weiterführende Literatur ist in [47–51] zu finden.

### Skyhook-Regelung

Die Basis vieler aktuell eingesetzter Systeme bildet der Skyhook-Ansatz [4, S. 36]. Er wurde von KARNOPP [52] 1974 entworfen. Die Grundidee ist den Aufbau mittels eines virtuellen Dämpfers inertial aufzuhängen und die resultierende Dämpferkraft mit dem realen Fahrwerksystem zu stellen (Abbildung 3.1).

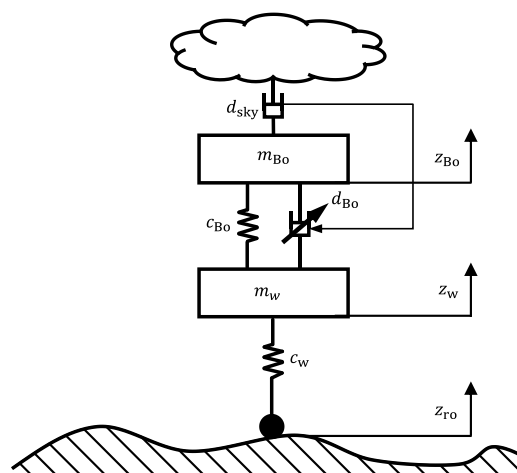


Abbildung 3.1: Skyhook-Prinzip am Viertelfahrzeug [4, S. 31]

Die Skyhook-Dämpferrate wird abhängig von der Relativgeschwindigkeit von Rad zu Aufbau und der Dämpferbewegungsrichtung eingestellt [5, S. 589]. NGUYEN ET AL. [53] präsentieren einen Ansatz die Dämpferrate mit Hilfe der Minimierung eines quadratischen Gütemaßes zu bestimmen. KASHEM ET AL. [54] bestimmen die Dämpferrate in Abhängigkeit der Fahrbahnqualität. Liegt ein semiaktives Fahrwerk vor, wird die Regelstrategie unter Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzung und Relativbewegung approximiert, was als Clipped Control bezeichnet wird [47, S. 1043]. Kräfte außerhalb des Stellbereichs werden durch die minimale bzw. maximale Dämpferrate angenähert:

$$d_{Bo} = \begin{cases} d_{Bo,max} & \text{für } \frac{d_{sky}\dot{z}_{Bo}}{\dot{z}_{Bo} - \dot{z}_w} > d_{Bo,max} \\ \frac{d_{sky}\dot{z}_{Bo}}{\dot{z}_{Bo} - \dot{z}_w} & \text{für } d_{Bo,min} < \frac{d_{sky}\dot{z}_{Bo}}{\dot{z}_{Bo} - \dot{z}_w} \leq d_{Bo,max} \\ d_{Bo,min} & \text{für } \frac{d_{sky}\dot{z}_{Bo}}{\dot{z}_{Bo} - \dot{z}_w} \leq d_{Bo,min} \end{cases} \quad (3.1)$$

Aus Sicht der Regelungstechnik entspricht der Skyhook-Regler einem P-Regler der inertialen Aufbaugeschwindigkeit. Wegen der schlechten Fahrsicherheit der Skyhook-Logik, werden im Fahrzeug weitere Regelungen aufgeschaltet, um die dynamischen Radlastschwankungen zu verringern [31, 3.1-209].

Es gibt zwei Ansätze die Skyhook-Regelung auf das Vollfahrzeug zu erweitern. Der erste ist das Regelgesetz (Gl. (3.1)) auf alle vier Aufhängungspunkte anzuwenden. HROVAT [55] zeigt, dass dieser Ansatz nahezu die gleiche Bedämpfung der Aufbauschwingungen wie eine Optimalregelung liefert. Ein zweiter Ansatz ist, die Skyhook-Regelung auf die modalen Aufbau-bewegungen des Hubens, des Nickens und des Wankens anzuwenden. Diese werden mittels eines virtuellen inertialen Dämpfers je Bewegungsrichtung referenziert [4, S. 111]. Aus den virtuellen Dämpferkräften ergeben sich durch Zustandstransformation die realen Stellkräfte. Durch Anwendung der Transformationsmatrix (Gl. (2.5)) ist entkoppeltes Dämpfungsverhalten gegeben. Die Moden bleiben jedoch über die Steifigkeitsterme verkoppelt. Der Ansatz stellt das Vergleichssystem für die modale Regelung dieser Arbeit dar. Eine kritische Bewertung der modalen Skyhook-Regelung ist in Kapitel 3.3 gegeben.

## Linear quadratische Regelung

Die linear quadratische Regelung (LQR) hat als Regelziel die Minimierung des quadratischen Gütemaßes mit unendlichem Steuerintervall

$$J = \min \left\{ \int_{t_0}^{\infty} \mathbf{x}^T(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^T(t) \mathbf{S} \mathbf{u}(t) dt \right\} \quad (3.2)$$

eines linearen zeitinvarianten Zustandsraummodells (Gl. (2.45), (2.46)). Die Gewichtungsmatrizen  $\mathbf{Q}$  und  $\mathbf{S}$  sind symmetrisch.  $\mathbf{Q}$  ist positiv semidefinit,  $\mathbf{S}$  ist positiv definit. Zur Bestimmung der optimalen Lösung dieses Problems wird das lineare Regelgesetz

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{R} \mathbf{x}(t) \quad (3.3)$$

angesetzt. Die konstante Rückführmatrix  $\mathbf{R}$  ist gegeben durch:

$$\mathbf{R} = \mathbf{S}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \quad (3.4)$$

Ist das System  $(A, B)$  stabilisierbar, berechnet sich die Matrix  $P$  als positiv semidefinite Lösung der algebraischen RICCATI-Gleichung [45, S. 211]:

$$0 = PBS^{-1}B^T P - A^T P - PA - Q \quad (3.5)$$

Diese quadratische Matrizengleichung ist numerisch zu lösen (beispielweise durch Diagonalisierung oder mit dem NEWTON-RAPHSON-Verfahren [56, S. 250-252]). In Matlab kann die Gleichung durch den Befehl `lqr(...)` gelöst werden.

Die LQR ist sehr robust gegenüber Modellungenauigkeiten und Störungen, wenn alle Zustände messbar sind. Für SISO-Systeme ist die Amplitudenreserve in diesem Fall mindestens 6 dB, die Phasenreserve beträgt  $60^\circ$  [57, S. 117]. Für MIMO-Systeme gelten ähnliche Werte [58, S. 364]. Im Sonderfall  $Q = C^T C$  und bei vollständiger Beobachtbarkeit von  $(A, C)$  ist asymptotische Stabilität für das geregelte System gesichert [45, S. 212].

Eine Analyse der Regelgüte der LQR für vollaktive Fahrwerksysteme ist in [59] gegeben. Für semiaktive Systeme kann die LQR aufgrund der Stellgrößenbeschränkung nicht ideal umgesetzt werden. BUTSUEN [60, S. 91-109] setzt für diesen Fall eine Modifikation an, indem er das Regelgesetz durch die Verwendung des Variationsprinzips nach EULER berechnet und die Begrenzungen über LAGRANGE-Multiplikatoren berücksichtigt. Ein alternativer, in der Praxis verwendeter Ansatz ist das optimale Regelgesetz ohne Stellgrößenbeschränkung zu berechnen und die Stellgröße durch die semiaktive Aktorik bestmöglich umzusetzen. Es wird von der Clipped Optimal Control gesprochen. Im Vergleich zur optimalen Regelung sinkt die Regelgüte um bis zu 20 % [61, S. 1083]. BREZAS ET AL. [62] stellen eine spezifische Anwendung der Clipped Optimal Control für ein semiaktives Fahrwerk vor. Das Gütemaß beinhaltet alle Freiheitsgrade sowie den Stellaufwand. In experimenteller Validierung kann eine Verbesserung gegenüber einer gewöhnlichen LQR erzielt werden. Weiterhin wird der Einfluss der Zustandsbeobachtung auf die Regelgüte analysiert.

## Model Predictive Control

Ein weiterer Ansatz zur Vertikaldynamikregelung ist die Model Predictive Control (MPC). Bei dieser Regelung wird zunächst im aktuellen Zustand ein diskretes Minimierungsproblem gelöst. Daraus wird ein Stellgrößenverlauf generiert, der in einer endlichen Anzahl von Schritten den optimalen Zustand erreicht. Die resultierende Stellgrößentrajektorie wird jedoch nach einem Zeitschritt wieder abgebrochen. Sie wird durch die optimale Trajektorie im neuen Zustand ersetzt, wodurch die Abweichung des Stellgrößenverlaufs in jedem Zeitschritt berücksichtigt wird. Das Vorgehen wird fortgesetzt bis der optimale Zustand erreicht ist. Durch die Überführung des Problems in diskrete Zustände ist es möglich Beschränkungen, Nichtlinearitäten und ein veränderliches Gütemaß explizit zu berücksichtigen [63, S. 12-15]. Von Nachteil ist der hohe Online-Rechenaufwand [63, S. 227]. GIORGETTI [64] zeigt, dass die LQR mit Clipped Control bei einer Zeitschrittweite von Eins exakt in die MPC übergeht. NGUYEN [65] stellt eine MPC für ein Vollfahrzeugmodell mit semiaktiven Dämpfern vor.

## Acceleration Driven Damper

Der Acceleration Driven Damper (ADD) stellt eine Zweipunktregelung für semiaktive Fahrwerke dar. Das Gütemaß zur Bestimmung des aktuellen Dämpfungswertes  $d_{ADD,k}$  ist die Minimierung der Aufbaubeschleunigung im aktuellen Steuerintervall  $\Delta T$ :

$$J_k = \min \left\{ \int_{k\Delta T}^{(k+1)\Delta T} \ddot{z}_{Bo}(t) dt \right\} \quad \text{mit } k \in \mathbb{N} \quad (3.6)$$

Der ADD ist eng verwandt mit der Skyhook-Regelung, lediglich mit dem Unterschied, dass die Stellkraft nicht geschwindigkeits-, sondern beschleunigungsabhängig gestellt wird [66, S. 4691]. Er wurde von SAVARESI ET AL. [67] entwickelt und minimiert die Aufbaubeschleunigungen effektiv, wenn keine Straßenvorausschau möglich ist [67, S. 218].

In der ursprünglichen Form wird keine frequenzabhängige Gewichtung der vertikalen Aufbaubeschleunigung vorgenommen, weshalb der ADD im Bereich der Hubeigenfrequenz eine schlechtere Dämpfung als der Skyhook-Regler aufweist [68, S. 384]. Durch Kombination von ADD- und Skyhook-Algorithmus, wie es SAVARESI ET AL. [68] vorgeschlagen, wird eine deutlich verbesserte Regelgüte erreicht, die auf dem Niveau der LQR liegt. DO ET AL. [69] erweitern diesen hybriden Ansatz durch ein nichtlineares Aktormodell für rheologische Dämpfer.

## H<sub>∞</sub>-Regelung

Basis der H<sub>∞</sub>-Regelung ist die verallgemeinerte, fiktive Regelstrecke (Abbildung 3.2), die neben der realen Strecke  $G_{yu}(s)$  alle weiteren zu erfüllenden Spezifikation enthält. Diese sind anhand einer Obergrenze der Verstärkung des jeweiligen Übertragungsverhaltens definiert [70, S. 204].

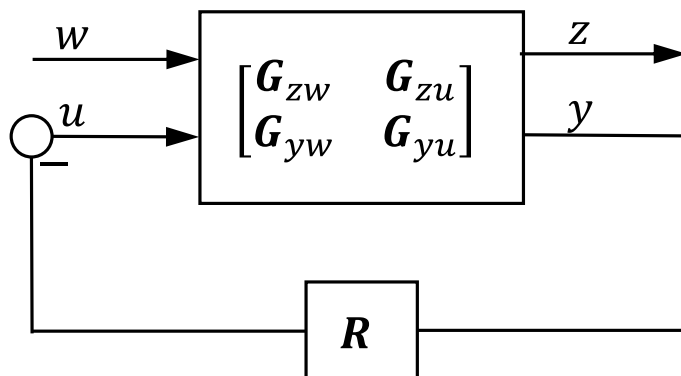


Abbildung 3.2: Verallgemeinerte Regelstrecke der H<sub>∞</sub>-Regelung [44, S. 332]

Der Eingang  $w$  enthält die externen Störungen und die Führungsgrößen, die in dieser Regelungstheorie äquivalent behandelt werden. Der Fehlervektor  $z$  listet die zu minimierenden Größen auf. Der Ausgang  $y$  beschreibt die Messgrößen der realen Strecke, die über den Regler zur Stellgröße  $u$  rückgeführt werden. Durch Überführung in den LAPLACE-Bereich ergibt sich:

$$\begin{pmatrix} Z(s) \\ Y(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} G_{zw} & G_{zu} \\ G_{yw} & G_{yu} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} W(s) \\ U(s) \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Für die gesuchte Regelung wird folgende Rückführung angesetzt:

$$U(s) = -RY(s) \quad (3.8)$$

Auflösen nach dem Fehlervektor  $\mathbf{Z}(s)$  ergibt

$$\mathbf{Z}(s) = \mathbf{G}_w(s)\mathbf{W}(s) \quad (3.9)$$

mit der Gesamtübertragungsfunktion

$$\mathbf{G}_w(s) = \mathbf{G}_{zw}(s) - \mathbf{G}_{zu}(s)\mathbf{R}(s) \left( \mathbf{I} + \mathbf{G}_{yu}(s)\mathbf{R}(s) \right)^{-1} \mathbf{G}_{yw}(s) \quad (3.10)$$

Der Reglerentwurf nach Gl. (3.8) ist nun in Abhängigkeit der Optimierungsziele so zu wählen, dass die Norm dieser Übertragungsfunktion minimiert wird:

$$\min_{\mathbf{R}(s)} \|\mathbf{G}_w(s)\|_\infty \quad (3.11)$$

Für MIMO-Systeme ist die  $\|\cdot\|_\infty$ -Norm als Matrixnorm definiert:

$$\|\mathbf{G}_w(s)\|_\infty = \sigma_{\max}\{\mathbf{G}_w(s)\} \quad (3.12)$$

Hierbei ist  $\sigma_{\max}\{\dots\}$  der größte Singulärwert der Matrix. Für SISO-Systeme entspricht die Norm dem Maximum des Amplitudengangs [44, S. 333]. Typische Regelziele sind die Minimierung der Sensitivität gegenüber Störungen und die Robustheit bezüglich Modellunsicherheiten oder daraus kombinierte Entwürfe [44, S. 333]. Sie gehen mittels frequenzabhängiger Wichtungsfunktionen in die Gesamtübertragungsfunktion  $\mathbf{G}_w(s)$  ein. Für weitere Informationen zur  $H_\infty$ -Regelung wird auf [44, S. 331-342, 45, S. 224-243, 70, S. 204-224] verwiesen. Zwei Beispiele der praktischen Anwendung dieser Regelung sind in [71, 72] gegeben.

## 3.2 Ansätze zur Modalen Trennung

Die Grundidee der modalen Trennung ist eine Koordinatentransformation in den modalen Raum, um entkoppeltes Regelungsverhalten zu erreichen. Die Zustandsgleichungen zur modalen Regelung eines Vollfahrzeugmodells mit zehn Freiheitsgraden sind in Kapitel 2.1.1 beschrieben. Sie bilden in leicht modifizierter Form die Grundlage der nachfolgend vorgestellten Ansätze.

Erstmals wurde der Ansatz der modalen Regelung für Straßenfahrzeuge 1979 von SUTTON [73] durch Zustandsrückführung und Eigenwertvorgabe publiziert. Die erste praktische Umsetzung der Regellogik erfolgte von WRIGHT ET AL. [74] in Kooperation mit der Firma Lotus 1984 in einem Lotus Turbo Esprit mit vollaktivem Fahrwerk. Diese Arbeit bildet aus heutiger Sicht die Basis der modalen Regelung in der Fahrdynamik und soll genauer betrachtet werden.

Die Freiheitsgrade in Huben, Nicken und Wanken werden in der Logik durch Vorgabe einer gewünschten Dynamik in Steifigkeit und Dämpfung je Richtung geregelt. Die Hubmode wird im Regelgesetz mit geringerer Steifigkeit und Dämpfung eingestellt, während das Nicken und Wanken mit härterer Auslegung appliziert werden [75, S. 155]. Als vierte Mode zur eindeutigen Festlegung des Systems wird die Verspannung des Aufbaus eingeführt. Sie wird zur dynamischen Wankmomentenverteilung genutzt, um das Eigenlenkverhalten zu beeinflussen. Hierzu wird ein Parameter eingeführt, der durch die Wahl von Steifigkeit und Dämpfung in Wanken und Verspannen festgelegt wird. Für einen Wert von -1 ist das volle Wankmoment auf der Hinterachse, für +1 auf der Vorderachse [75, S. 154]. Mittels der Transformationsmatrix werden die realen Stellkräfte am Ausgang der Regelung bestimmt. Die Entkopplung der Moden ist durch den vollen Rang der Transformationsmatrix nachgewiesen.

Im Vergleich zur Skyhook-Regelung an allen vier Aufhängungspunkten zeigt sich, dass die modale Regelung bezüglich des Fahrkomforts unterlegen ist. Dagegen ermöglicht sie eine separate Applikation der Wunschdynamik der Aufbaumoden inklusive Wankmomentenverteilung. Sie besitzt außerdem den Vorteil geringerer Einzelradbewegungen [75, S. 155].

Eine Erweiterung der modalen Regelung durch die ersten beiden Biegeeigenfrequenzen der Karosserie wird von HAĆ ET AL. [76, 77] vorgeschlagen. Ein ähnlicher Ansatz für Schienenfahrzeuge ist von ZHENG ET AL. [78] bekannt. Die wissenschaftlichen Arbeiten von FURIHATA ET AL. [79], STREITER [80], SAMMIER ET AL. [81], OREND [82], RAU [83], UNGER [4], LÖHE [84], FUKUMORI ET AL. [85, 86] und MICHAEL [87] bauen ebenfalls auf dem Ansatz der modalen Regelung auf. Sie werden nicht explizit vorgestellt. Gewonnene Erkenntnisse dieser Arbeiten fließen jedoch in die vorliegende ein.

Nachfolgend soll die modale Regelung nach BRAGHIN ET AL. [88] vorgestellt werden. Sie bildet die Basis der vorliegenden Arbeit. Die Regelziele sind die Aufbaubewegungen Huben, Nicken und Wanken entkoppelt zu regeln und eine Wunschdynamik durch Vorgabe von Steifigkeit und Dämpfung zu erreichen. Dafür werden die Bewegungsgleichungen des passiven Systems in diese drei Richtungen aufgestellt. Die realen Stellkräfte der vier Aufhängungspunkte gehen über die Transformationsmatrix in das Gleichungssystem ein. Das resultierende Gleichungssystem des passiven Fahrzeugs weist eine Verkopplung der Aufbaubewegungen auf. Dies ist darin begründet, dass Federn und Dämpfer an Vorder- und Hinterachse ungleich sind und die Gewichtsverteilung nicht 50:50 ist. Wunschdynamik und Entkopplung werden nun durch Aufschaltung der Regellogik erreicht. Dafür wird eine Zustandsrückführung der modalen Wege und Geschwindigkeiten vorgenommen. Als Proportionalitätsfaktor dient die Differenz aus Wunsch- und realer Steifigkeitsmatrix bzw. die Differenz aus Wunsch- und realer Dämpfungsmatrix. Diese werden den rückgeführten Signalen aufgeschaltet. Die Wunschdynamik ist stets in Diagonalmatrizen dargestellt, wodurch Entkopplung gewährleistet ist. Die resultierenden modalen Sollkräfte werden durch Rücktransformation auf die realen Stellkräfte verteilt. Zu beachten ist, dass in diesem Ansatz die Transformationsmatrix nicht quadratisch ist, weil drei modale Bewegungen auf vier vertikale Aufbaubewegungen projiziert werden. Hierdurch kann die inverse Matrix zur Rücktransformation nicht gebildet werden. BRAGHIN ET AL. schlagen die Lösung des Gleichungssystems für die realen und Wunschsteifigkeiten und -dämpfungen ohne Inversion vor. Bei variabler Vorgabe der Wunschdynamik hat dies zur Folge, dass die Transformationsvorschrift in jedem Zeitschritt neu berechnet werden muss. Im praktischen Einsatz ist dieses Vorgehen kritisch zu sehen, weil die Rechenkapazität auf dem Steuergerät begrenzt ist und die Echtzeitanforderungen verletzt werden können. Komplettiert wird die Regelung durch einen Zustandsbeobachter zur Bestimmung der modalen Regelgrößen, weil diese mit üblicher Sensorik nicht gemessen werden. Zusätzlich wird ein Aktormodell für semiaktive Dämpfer präsentiert.

In simulativen Untersuchungen zeigt die Regelung eine Reduzierung der Spitzenwerte der modalen Wege um 70 % für vollaktive Fahrwerke im Vergleich zur passiven Auslegung. Für semiaktive Fahrwerke resultiert aufgrund der Stellgrößenbeschränkungen eine geringere Regelgüte, jedoch ist auch hier eine deutliche Reduktion der Spitzenwerte erkennbar. Das Abklingverhalten ist für das semiaktive System auf gleichem Niveau wie für das vollaktive, weil das Stellgrößenpotential in dieser Phase vergleichbar ist [88, S. 5-6].

BRAGHIN ET AL. ziehen in [89] einen Vergleich mit der LQR. Beide Regelungen werden für ein vollaktives Fahrwerk angewandt. Die LQR zeigt geringe Beschleunigungswerte in Hubrichtung



auf, weil sie diese als direktes Optimierungsziel hat. Jedoch dauert es länger Störungen vollständig auszuregulieren, weil keine vollständige Entkopplung durch die LQR gegeben ist. Die Entkopplungsregelung weist hingegen eine niedrigere Nick- und Wankrate auf. Der Stellaufwand für beide Systeme ist vergleichbar [89, S. 529].

STÖBENER ET AL. [90] zeigen das Potential der modalen Regelung zur Reduktion von Vibrationen in der Fahrzeugkarosserie. Sie ermitteln zunächst experimentell die modalen Parameter des Systems und ermitteln basierend auf der LQR ein Regelgesetz. Zu erwähnen sind außerdem die Arbeiten von HOLEN [91, 92]. Er wendet die modale Regelung für die Einstellung der Dämpfung der Eigenmoden des Aufbaus an. Dabei verwendet er ein semiaktives Fahrwerk und fügt ein Aktormodell in die Regelung ein. Die praktische Validierung zeigt sehr gutes Entkopplungsverhalten von Hub- und Nickmode. Allerdings werden keine Angaben zum Stellgrößenaufwand gemacht.

### 3.3 Kritik am Stand der Wissenschaft

Zunächst ist festzuhalten, dass, wie in Kapitel 2.2.2 gezeigt, die Modalanalyse üblicher Fahrzeugkonzepte keine reine Hub-, Nick- und Wankbewegung als Eigenmoden des Fahrzeugaufbaus liefert. Daraus folgt, dass der Ansatz der modalen Regelung nicht unmittelbar entkoppeltes Verhalten gewährleistet. Stattdessen sind Huben und Nicken sowie Wanken und Verspannen paarweise verkoppelt. Die Moden können ohne weitere Regelung nicht unabhängig voneinander in ihrem dynamischen Verhalten eingestellt werden. Eine direkte Folge daraus ist das iterative Vorgehen im Applikationsprozess in der Fahrwerkabstimmung.

Bezüglich des Ansatzes nach BRAGHIN ET AL. [88] sind zwei kritische Punkte anzumerken. Die Regelung betrachtet lediglich die Aufbaubewegungen, die Radbewegungen werden nicht miteinbezogen. Genauso wie bei der Skyhook-Regelung resultiert daraus eine schlechte Fahrstabilität. Außerdem wirkt die Regelung erst, wenn der Aufbau bereits aufgeschwungen ist. Diese Bewegung wird zwar durch die Wunschdynamikvorgabe eingeregelt, jedoch sind weitere Moden durch die Koppelterme bereits angeregt, sodass die Entkopplung nicht ideal wirkt. Die Berücksichtigung der Radbewegungen ist aus diesen Gründen der erste Ansatz zur Verbesserung der Regelung.

Die Erweiterung des Vollfahrzeugmodells um die Bewegungen des Antriebsaggregats (Gl. (2.19)) stellt den zweiten Ansatz zur Optimierung der modalen Regelung dar. Durch Störgrößenaufschaltung der unerwünschten Aggregatanregungen können diese im Aufbauverhalten ausgeregelt werden.

Zur modalen Skyhook-Regelung, deren Regelgüte als Bewertungsmaßstab für die modale Regelung dient, sollen im Folgenden kritische Punkte angemerkt werden. Aus theoretischer Sicht ist zu erwähnen, dass eine modale Skyhook-Regelung lediglich Dämpfungswerte und keine Steifigkeitswerte in den Aufbaumoden vorgibt. Daraus folgt, dass selbst im Falle einer idealen Aktorik die Aufbaumoden lediglich in ihrem Dämpfungsverhalten entkoppelt sind. Die Verkopplung durch die Steifigkeitsterme ist nicht aufgelöst. Eine modale Skyhook-Regelung bewirkt somit keine vollständige Entkopplung.

In der praktischen Umsetzung der modalen Skyhook-Regelung im Versuchsfahrzeug ergeben

sich zudem weitere Gründe, weshalb die Entkopplung der Moden nicht gegeben ist. Wie bei der modalen Entkopplungsregelung tritt auch hier die Problematik auf, dass neben Mess- auch Beobachterfehler die Eingangsgrößen verfälschen. Weiterhin werden am Ausgang des Regelblocks eine Vielzahl weiterer Stellsignale generiert und überlagert. So sind Signalbegrenzungen durch Minimal- und Maximalwerte je nach Fahrscenario vorhanden. Die schlechte Fahrsicherheit der Skyhook-Regelung wird durch überstimmende Regeleingriffe kompensiert. Darüber hinaus beeinflussen weitere Regelziele aus Vertikal- und Querdynamik die tatsächlich vorgegebenen Aktorkräfte. Das Stellsignal der Skyhook-Logik wird somit selbst bei idealer Aktorik nur zu geringem Anteil den Aktoren übermittelt. Eine weitere Fehlerquelle der gegebenen Vertikaldynamiklogik ist die Rücktransformation der modalen Sollkräfte zu den Stellkräften an den Aufhängungspunkten. Die aus der Fahrzeugkinematik berechenbare Transformationsmatrix (Gl. (2.5)) wird durch fahrzustandsabhängige Parameter manipuliert, sodass das entkoppelnde Regelgesetz verletzt wird. Eine genauere Untersuchung um die Sensitivität der Parametervariation zu quantifizieren ist durchzuführen. Die genannten Gründe führen dazu, dass die modale Bedämpfung mit dem Skyhook-Ansatz nicht ideal entkoppelt.

# 4 Methode

Im vorliegenden Kapitel werden das Vorgehen und die eingesetzten Methoden während des Entwurfs, der Analyse und der praktischen Validierung der Vertikaldynamikregelung beschrieben. Basierend auf den kritischen Punkten am Stand der Wissenschaft wird der Handlungsbedarf für die vorliegende Arbeit abgeleitet. Der resultierende wissenschaftliche Neuigkeitswert wird in Kapitel 4.1 erläutert. Auf die Synthese des entworfenen Reglers wird in Kapitel 4.2 eingegangen. Der zugehörige Stabilitätsnachweis ist in Anhang D erbracht. Grundlegende Eigenschaften der Entkopplungsregelung werden in Kapitel 4.3 analysiert. Anschließend wird die Entwicklungsumgebung der Regelung vorgestellt (Kapitel 4.4) und die Schritte zur Validierung im Fahrzeug werden präsentiert (Kapitel 4.5).

## 4.1 Wissenschaftlicher Neuigkeitswert

Eine wichtige Erweiterung zur modalen Regelung nach BRAGHIN ET AL. [88] stellt die Berücksichtigung der Radbewegungen im Regelgesetz dar. Dadurch kann einerseits die Fahrsicherheit durch Reduktion der Radlastschwankungen verbessert werden. Andererseits werden radinduzierte Aufbauanregungen direkt in die modalen Größen zerlegt, sodass die Radanregungen getrennt in die modalen Moden in den Aufbau eingeleitet werden.

Die Umsetzung erfolgt indem die modale Wunschdynamik mittels der Transformationsmatrix zu den Aufhängungspunkten transformiert und den Rädern aufgeprägt wird. Deren Bewegung wird anteilig in die vier Aufbaumoden zerlegt und in der gewünschten Dynamik geregelt. Exemplarisch wird bei beidseitiger Schwellenüberfahrt das Einfelderverhalten der Räder über die vorgegebene Wunschdynamik im Nicken vorgegeben. Den Radbewegungen wird eine deterministische Dynamik aufgeprägt. Ein freies Schwingen der Räder ist unterdrückt und dynamische Radlastschwankungen werden reduziert. Weiterhin stellt die Regelung durch die Aufprägung der modalen Wunschdynamik bereits Kräfte, wenn die Radanregung auftritt und nicht erst, wenn die resultierende Aufbauschiwingung folgt wie im Falle der inertialen Regelung. So werden die Anregungen entkoppelt in den Aufbau eingeleitet. Ein Überschwingen des Aufbaus durch verzögerten Regeleingriff tritt nicht auf.

Die Berücksichtigung der Radbewegungen stellt damit ein quasi-passives Fahrwerk im modalen Raum dar. Im Unterschied zum passiven Fahrwerk kann jedoch jede Mode einzeln und variabel appliziert werden, sodass beispielsweise weiches Hubverhalten mit hartem Nickverhalten kombiniert werden kann. Es ergibt sich ein natürlicheres Aufbauverhalten als bei inertialer modaler Regelung.

In der praktischen Umsetzung ergibt sich der Vorteil, dass in die Regelung die Relativgeschwindigkeiten und -wege von Aufbau zu Rädern als Signale eingehen. Im Vergleich benötigt der inertielle Ansatz die Hub-, Nick- und Wankbewegung als Input. Diese Größen sind mit höherer Unsicherheit behaftet, weil sie mit Seriensensorik nicht gemessen werden können.

Von Nachteil ist dem Ansatz, dass je nach Szenario größere Aufbaubewegungen durch Berücksichtigung des Radbewegungen auftreten. Das Phänomen tritt bei Straßenanregungen deren Profil kleiner als die Federwege sind auf. Die inertielle Regelung kann dieses Anregungsspektrum ausregeln und hohen Komfort darstellen. Der Ansatz unter Berücksichtigung des Radanteils leitet die Anregung hingegen in den Aufbau ein. Bei größeren Anregungen ist jedoch das quasi-passive Fahrwerk zu bevorzugen. In diesem Fall ist eine ausweichende Aufbaubewegung unvermeidbar. Das quasi-passive Fahrwerk prägt dem Aufbau in Folge der Anregung ein natürliches Schwingungsverhalten auf. Bei inertialer Dämpfung ergibt sich hingegen ein Überschwingen durch die verzögerte Reaktion.

Im Vergleich von modaler Regelung mit Radanteil zur modalen Skyhook-Regelung sind die Zusammenhänge ähnlich. Erstgenannter Ansatz kann dynamische Radlastschwankungen sowohl bei der Aufbaueigenfrequenz als auch bei der Radeigenfrequenz reduzieren und bietet besseren Fahrkomfort in transienten Vorgängen. Gleichzeitig werden durch die hohe Dämpfung Aufbau und Räder stark verkoppelt. Dies hat zur Folge, dass die Aufbauanregung steigt. Gegenüberstellend reduziert eine hohe Skyhook-Dämpfung die Aufbauresonanz erheblich, jedoch erhöhen sich die dynamischen Radlastschwankungen bei hohen Frequenzen [93, S. 53-56]. Wird die Skyhook-Regelung mit Clipped Control für semiaktive Fahrwerke angewandt, ergeben sich außerdem unerwünschte akustische Effekte und ein erhöhter Ruck aufgrund von Kraftsprüngen zwischen niedriger und hoher Dämpfungsrate. Diese Effekte werden in der Fachliteratur mit „water hammer“ und „chucking“ deklariert. Ansätze zur Elimination der Kraftsprünge zeigen MILLER ET AL. [94] auf.

Um die Vorzüge beider Regelkonzepte zu kombinieren, ist ein Koordinator im Regelkreis vorgesehen. So soll in Abhängigkeit der Fahrsituation stets der bestmögliche Komfort unter Einhaltung der Fahrsicherheit eingeregelt werden. Dies stellt ebenfalls einen wissenschaftlichen Neuigkeitswert der vorliegenden Arbeit dar.

Die Erweiterung des Vollfahrzeugmodells um die Aggregatbewegungen stellt einen weiteren Ansatz zur Optimierung der modalen Regelung dar. Durch Störgrößenaufschaltung können unerwünschte Koppelanregungen gemindert werden. Die Regelung beinhaltet hierfür einerseits die Tilgung der Aufbauanregung in Folge der Eigenbewegung des Aggregats. Andererseits ist die Logik so implementiert, dass externe Anregungen durch Drehmomentstöße des Antriebs im Modell Eingang finden und ausgeregelt werden können. Kritisch ist dieser Regelanteil zu sehen, weil die Störgrößenbeobachtung rein modellbasiert erfolgt und keine Messsignale der Aggregatbewegungen vorhanden sind.

## 4.2 Reglersynthese

Die Regellogik (Abbildung 4.1) setzt sich aus drei Teilblöcken zusammen. Diese sind die Entkopplungsregelung durch Zustandsrückführung (Kapitel 4.2.1), symbolisiert durch die Rückführmatrix  $\mathbf{R}$ , der P-Regler (Kapitel 4.2.2) und der Störgrößenbeobachter des Aggregats (Kapitel 4.2.3). Die Position des Koordinators  $\mathbf{K}^+$  im Regelkreis ist ebenfalls dargestellt. Dieser ist jedoch nicht implementiert und stellt Inhalt weiterführender Arbeiten dar. Ziel des Koordinators und mögliche Ansätze werden in Kapitel 4.2.4 diskutiert.

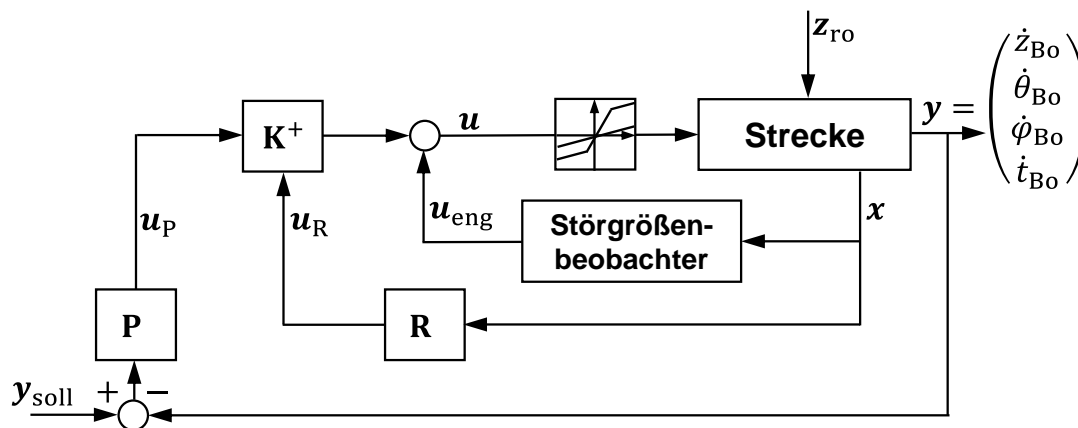


Abbildung 4.1: Struktur der Vertikaldynamikregelung

### 4.2.1 Entkopplungsregelung durch Zustandsrückführung

Es existieren zwei Varianten um entkoppeltes Verhalten zu erreichen. Eine Möglichkeit ist, die abstrakten Eigenmoden der analytischen Berechnung als Regelgrößen zu verwenden und die Stellkräfte anschließend in den physikalischen Raum zu transformieren. Durch diesen Ansatz Entkopplung ohne komplexe Eigenmoden zu erhalten ist jedoch nur im Falle der Proportionaldämpfung möglich (Kapitel 2.2.1). Betrachtet man das Vollfahrzeugmodell ist diese Bedingung nicht erfüllt. Somit ist die Entkopplung über die analytischen Modalkoordinaten nicht ohne komplexe Eigenmoden möglich. Auch im Falle, dass Proportionaldämpfung vorläge, ergäbe sich ein Satz an Modalkoordinaten, der versetzt zu den Fahrzeugachsen stünde und keine unmittelbare Interpretierbarkeit hinsichtlich des Fahrkomforts zuließe. Dieser Ansatz ist folglich nicht zielführend, um entkoppeltes Verhalten mit physikalisch interpretierbaren Regelgrößen einzustellen.

Die andere Variante Entkopplung zu erzielen, ist die Anwendung der Entkopplungsregelung auf die gegebenen Zustandsgrößen. Das Regelgesetz wird durch diesen Ansatz so berechnet, dass die negierten Verkopplungskräfte über den Stellkraftvektor dem System aufgeprägt werden. Mathematisch ausgedrückt entspricht dies dem Auslöschen der Nebendiagonalelemente von Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix. Als Berechnungsvorschrift für die Verteilung der modalen Stellkräfte auf die reale Aktorik ergibt sich die invertierte Transformationsmatrix. Die natürlichen Aufbaumoden in Huben, Nicken, Wanken und Verspannen können als Regelgrößen erhalten bleiben. Dies ist der übliche Ansatz der modalen Trennung (Kapitel 3.2) und wird für den Entkopplungsregler im Rahmen dieser Arbeit angewandt.

### Anwendung

Die Zustandsrückführung setzt die modale Trennung durch Vorgabe von Wunschkämpfung und -steifigkeit je Freiheitsgrad um. Sie schaltet diese dem physikalischen Fahrwerk auf. So ergibt sich in jeder Mode ein quasi-passives Fahrzeugverhalten (Abbildung 4.2).

Es werden die Aufbauwege  $x_{B_0}$  und -geschwindigkeiten  $\dot{x}_{B_0}$  sowie die Zustandsgrößen der Räder ( $z_W, \dot{z}_W$ ) rückgeführt. Der Stellkraftvektor  $u_R$  ist im physikalischen Raum definiert. Er ergibt sich durch Rücktransformation der modalen Dynamikregelung.

Es ist zu beachten, dass durch die Zustandsrückführung lediglich die Aufbaumoden entkoppelt werden. Der Grund hierfür ist, dass nur so viele Freiheitsgrade entkoppelt werden können, wie

es linear unabhängige Aktoren gibt auf die Freiheitsgrade einwirken können. Diese Thematik wird in Kapitel 4.3 aufgegriffen.

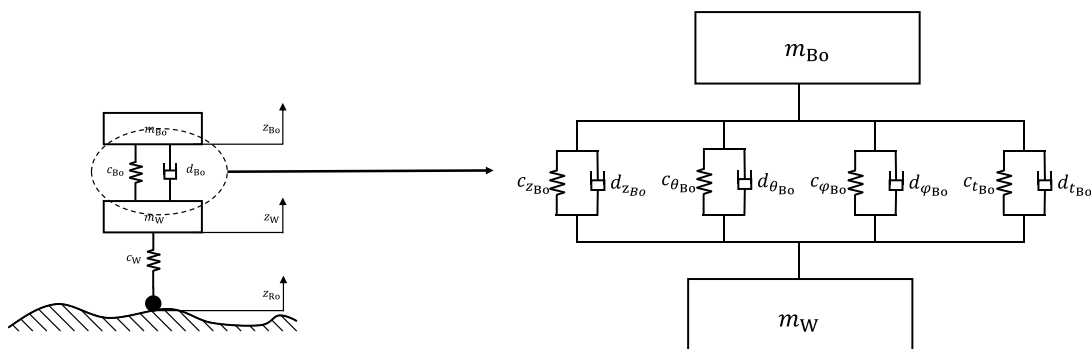


Abbildung 4.2: Schema der Entkopplungsregelung am Viertelfahrzeug

## Parametervorgabe

Bei der Vorstellung der Entkopplungsregelung (Anhang C) wird auf die Problematik hinsichtlich der praktischen Umsetzung der Regelung eingegangen. Diese besteht darin, dass das Führungsverhalten durch Regelung anstatt durch Steuerung eingestellt wird. Für die vorliegende Vertikaldynamikregelung ist dies jedoch nicht von Relevanz, weil kein explizites Führungsverhalten vorgegeben wird. Die Komplexität eines realen Straßenverlaufs ermöglicht keine a priori Vorgabe einer Solltrajektorie der Aufbauabewegung. Die Führungsgröße wird deshalb zu Null vorgegeben. Die Regelung des Führungsverhaltens repräsentiert durch den Term  $Fw$  (Gl. (C.1)) entfällt, sodass die angesprochene Problematik nicht zum Tragen kommt.

Vergleichend generieren aktuelle Fahrwerksysteme mit Preview-Strategie ebenfalls kein explizites Führungsverhalten. Tritt eine Anregung innerhalb des vorhandenen Federwegs auf wird die Vorausschau stattdessen zur Berechnung des radselektiven Federweges zu deren Tilgung genutzt, indem das Fahrwerk angehoben wird. Die Vorgabe einer expliziten Aufbauwunschtrajektorie findet nicht statt. Als Führungsgröße wird hingegen wie im vorliegenden Fall der modalen Trennung die Horizontierung des Aufbaus vorgegeben [5, S. 593-596].

Der Entkopplungsregler beschränkt sich durch den Entfall des Vorfilters auf die Entkopplung der Aufbauabgrößen durch Polvorgabe. Die Regelziel ist das Schwingungsverhalten der modalen Größen zu gestalten. Die Polvorgabe erfolgt implizit. Es werden die für das jeweilige Schwingungssystem charakteristischen Größen der ungedämpften Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes vorgegeben. Aus diesen werden die Federsteifigkeiten und Dämpfungsraten gemäß

$$c_i = 4\pi^2 f_{0,i}^2 m_i \quad \text{mit } i \in \{z_{B0}, \theta_{B0}, \varphi_{B0}, t_{B0}\} \quad (4.1)$$

$$d_i = 4\pi D_{B0,i} f_{0,i} \quad \text{mit } i \in \{z_{B0}, \theta_{B0}, \varphi_{B0}, t_{B0}\} \quad (4.2)$$

berechnet. In der Umsetzung der Regelung wird stets dieser Zusammenhang verwendet, um die Fahrwerksauslegung interpretierbar zu gestalten. Für den Zusammenhang zwischen Übertragungspol und Schwingungsparametern gilt bei unterkritischer Auslegung ( $D_{B0,i} < 1$ ):

$$p_{i,\pm} = -2\pi f_{0,i} \left( D_{B0,i} \pm i \sqrt{1 - D_{B0,i}^2} \right) \quad \text{für } i \in \{z_{B0}, \theta_{B0}, \varphi_{B0}, t_{B0}\} \quad (4.3)$$

## Herleitung des Regelgesetzes

Für die Vorgabe der Wunschdynamik der Aufbaumoden werden die Freiheitsgrade des Aggregats gesperrt. Der Grund hierfür ist, dass die Aufbaueigenfrequenzen bei 1 - 2 Hz liegen und die Störanregung durch die Aggregatbewegungen eine Größenordnung höher bei etwa 10 Hz liegt. Es wird angenommen, dass diese nicht angeregt werden und Aufbau inklusive Aggregat Starrkörperverhalten aufweisen. Die Zustandsgleichungen des Vollfahrzeugmodells verändern sich mit dieser Annahme wie folgt:

$$\hat{\mathbf{K}}_{\text{Bo}} = \mathbf{T}(\mathbf{K}_{\text{sus}} + \mathbf{K}_{\text{arb}})\mathbf{T}^T \quad (4.4)$$

$$\hat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}} = \mathbf{T}\mathbf{D}_{\text{sus}}\mathbf{T}^T \quad (4.5)$$

$$\hat{\mathbf{M}}_{\text{Bo}} = \begin{bmatrix} m_{\text{Bo}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{xx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{\text{Bo},t} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Die Transformation der modalen Dynamik auf die realen Stellkräfte ist folgende. Nach der Berechnung der Werte gemäß den Gleichungen (4.1), (4.2) können die zugehörigen Matrizen angeschrieben werden:

$$\mathbf{D}^* = \begin{bmatrix} d_{z_{\text{Bo}}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{\theta_{\text{Bo}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{\varphi_{\text{Bo}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{t_{\text{Bo}}} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{K}^* = \begin{bmatrix} c_{z_{\text{Bo}}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{\theta_{\text{Bo}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{\varphi_{\text{Bo}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{t_{\text{Bo}}} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Sie sind diagonalförmig und generieren entkoppeltes Verhalten. Die modalen Stellkräfte ergeben sich aus der Differenz zwischen der Wunschdynamik und der passiven Fahrwerksauslegung. Für das passive modale Schwingungsverhalten inklusive Aktorik gilt:

$$\mathbf{M}_{\text{Bo}}\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} = -(\hat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}}\Delta\dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \hat{\mathbf{K}}_{\text{Bo}}\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}}) + \mathbf{u}^* \quad (4.8)$$

mit

$$\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}} = \mathbf{T}^{-T}\Delta\mathbf{z}_{\text{sus}} = \mathbf{x}_{\text{Bo}} - \mathbf{T}^{-T}\mathbf{z}_{\text{w}} \quad (4.9)$$

Analog gilt für die Wunschdynamik:

$$\mathbf{M}_{\text{Bo}}\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} = -(\mathbf{D}^*\Delta\dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \mathbf{K}^*\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}}) \quad (4.10)$$

Durch Vergleich von Soll- und Istdynamik ergibt sich das Regelgesetz:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^* &= -(\mathbf{D}^*\Delta\dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \mathbf{K}^*\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}}) + (\hat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}}\Delta\dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \hat{\mathbf{K}}_{\text{Bo}}\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}}) \\ &= -(\Delta\mathbf{D}^*\Delta\dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \Delta\mathbf{K}^*\Delta\mathbf{x}_{\text{Bo}}) \end{aligned} \quad (4.11)$$

Mit

$$\Delta\mathbf{D}^* = \mathbf{D}^* - \hat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}}; \quad \Delta\mathbf{K}^* = \mathbf{K}^* - \hat{\mathbf{K}}_{\text{Bo}} \quad (4.12)$$

Wendet man dieses Regelgesetz nach Gl. (4.11) auf das passive System (Gl. (4.8)) an wird das entkoppelte Schwingungsverhalten der Aufbaumoden in der vorgegebenen Dynamik erreicht. Durch Einsetzen der Transformationsvorschrift (Gl. (4.9)) kann das Regelgesetz in Abhängigkeit der Zustandsgrößen angegeben werden:

$$\mathbf{u}^* = -(\Delta \mathbf{D}^* \dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{x}_{\text{Bo}}) + \Delta \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \dot{\mathbf{z}}_{\text{w}} + \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \mathbf{z}_{\text{w}} \quad (4.13)$$

In dieser Darstellung ist ersichtlich, dass sich das Regelgesetz aus zwei Anteilen zusammensetzt. Die vorderen beiden Terme prägen der Strecke die gewünschte Dynamik in den modalen Bewegungen auf. Dieser Teil entspricht der inertialen modalen Regelung in Dämpfung und Steifigkeit. Durch die hinteren beiden Terme werden Radanregungen in die Aufbaumoden zerlegt und in diesen geregelt, wodurch sich das passive Fahrzeugverhalten in den modalen Richtungen einstellt. Das physikalische Regelgesetz der Aktorik erhält man durch Rücktransformation vom modalen in den physikalischen Raum (Gl. (2.4)):

$$\mathbf{u}_{\text{R}} = -\mathbf{T}^{-1} \mathbf{u}^* \quad (4.14)$$

Durch Einsetzen von Gl. (4.13) und Umsortieren der Terme kann die Rückführmatrix  $\mathbf{R}$  angegeben werden:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{\text{R}} &= \mathbf{T}^{-1}(\Delta \mathbf{D}^* \dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} + \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{x}_{\text{Bo}}) - \mathbf{T}^{-1}(\Delta \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \dot{\mathbf{z}}_{\text{w}} + \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \mathbf{z}_{\text{w}}) \\ &= -[\mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{K}^* \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{D}^* \quad \mathbf{0}] \begin{pmatrix} \mathbf{z}_{\text{w}} \\ \mathbf{x}_{\text{Bo}} \\ \mathbf{x}_{\text{eng}} \\ \dot{\mathbf{z}}_{\text{w}} \\ \dot{\mathbf{x}}_{\text{Bo}} \\ \dot{\mathbf{x}}_{\text{eng}} \end{pmatrix} \\ &= -\mathbf{R} \mathbf{x} \end{aligned} \quad (4.15)$$

mit:

$$\begin{aligned} \mathbf{R} &= [\mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{K}^* \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \quad \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{D}^* \quad \mathbf{0}] \\ &= \mathbf{T}^{-1} [\mathbf{K}^* - \hat{\mathbf{K}}_{\text{Bo}} \quad \mathbf{D}^* - \hat{\mathbf{D}}_{\text{Bo}}] \begin{bmatrix} \mathbf{T}^{-\text{T}} & -\mathbf{I}_4 & \mathbf{0}_{8 \times 2} & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 \\ \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_{8 \times 2} & \mathbf{T}^{-\text{T}} & -\mathbf{I}_4 & \mathbf{0}_{8 \times 2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.16)$$

In der realen Entwicklungsumgebung wird das Rückführgesetz modifiziert angewendet. Als Eingangsgrößen gehen die Relativbewegungen der Fahrzeugaufhängung ( $\Delta \mathbf{z}_{\text{sus}}, \Delta \dot{\mathbf{z}}_{\text{sus}}$ ) in die Regelung ein, sodass die Regelung nach diesen Größen gemäß Gl. (2.12) umgeformt wird:

$$\mathbf{u}_{\text{R}} = \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \Delta \dot{\mathbf{z}}_{\text{sus}} + \mathbf{T}^{-1} \Delta \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} \Delta \mathbf{z}_{\text{sus}} \quad (4.17)$$

## Applikation

Bei der Vorgabe von Dämpfungsmaß und Steifigkeit in den Aufbaumoden muss berücksichtigt werden, dass durch den Einbezug der Radbewegungen hohe Dämpfungswerte ein hartes Fahrwerk und damit einhergehend größere Aufbauanregungen zur Folge haben. Dies ist gegensätzlich zur Skyhook-Regelung bei der ein hohes Dämpfungsmaß den Aufbau durch die inertielle Referenz ruhiger hält. Als grundsätzliche Tendenz lässt sich festhalten, dass für Huben, Nicken und Wanken niedrige Werte für die Eigenfrequenz gepaart mit hohem Dämpfungsmaß sehr gutes Komfortverhalten aufweisen. Die Verspannmode dient zur Erfüllung weiterer Regelziele. Die im Vergleich zum Verspannmoment deutlich größere Torsionssteifigkeit der Karosserie bewirkt, dass die Verspannmode die restliche Aufbaumoden nicht beeinflusst. Einschränkend ist hinzuzufügen, dass die Verspannmode Einfluss auf die Radlastverteilung hat, was für die Querdynamik relevant ist [82, S. 37]. Genauso verändert das Verspannen die elastokinematischen Eigenschaften der Achsen in Spur und Sturz [83, S. 27-34]. RAU [83] analysiert den Einsatz des Verspannens bei Kurven- und Geradeausfahrt zur Beeinflussung des Lenkverhaltens. WRIGHT ET



AL. [74, 75, S. 153-154] zeigen, wie das Eigenlenkverhalten durch Wankmomentenverteilung mittels der Verspannmode gestaltet werden kann. ZAPLETAL [95] gibt eine Empfehlung zur Einstellung für hohe Fahrsicherheit nach der die Verspannmode mit geringer Steifigkeit ausgelegt wird. Hierdurch soll die vertikale Bewegung des Fahrzeugschwerpunkts um 75 % in Folge von Einzelradanregungen reduziert und die Straßenlage des Fahrzeugs verbessert werden [95, S. 6]. Das Potential diese Applikation mit semiaktivem Fahrwerk darzustellen wird simulativ analysiert (Kapitel 5.5.1).

Eine theoretische Überlegung wäre die Verspannmode bei Geradeausfahrt und geringer Radanregung auf Null zu setzen, um die Stellkräfte energieoptimal zu verteilen. In Kurvenfahrten und bei hoher Radanregung könnte die Verspannmode entsprechend des jeweiligen Regelziels eingestellt werden.

Im Rahmen dieser Arbeit sind zwei Applikationen der Entkopplungsregelung simulativ erarbeitet worden. Einerseits wurde eine empirische Parametervariation durchgeführt, andererseits eine numerische Berechnung mit dem Matlab-Algorithmus `systeme(...)`. Die Parameter sind in folgender Tabelle aufgelistet:

Tabelle 4.1: Parametrierung der modalen Regelung

Parameter	Applikation I: Empirisches Vorgehen	Applikation II: Numerische Identifikation
$f_{z_{Bo}}$	0,115 Hz	0,196 Hz
$f_{\theta_{Bo}}$	0,158 Hz	0,340 Hz
$f_{\varphi_{Bo}}$	0,265 Hz	1,16 Hz (0,5 Hz)
$f_{t_{Bo}}$	0,146 Hz	0,467 Hz (1,5 Hz)
$D_{z_{Bo}}$	1	2,70
$D_{\theta_{Bo}}$	1	3,52
$D_{\varphi_{Bo}}$	1	2,07
$D_{t_{Bo}}$	1	2,13

Für die numerische Optimierung werden folgende Bedingungen gestellt:

- **Stabilität**  
Der Ausgang  $y$  soll eine Phasenreserve von  $90^\circ$  bei der Durchtrittsfrequenz des geschlossenen Regelkreises aufweisen. Weiterhin soll eine Amplitudenreserve von 10 dB erreicht werden.
- **Störgrößenunterdrückung**  
Störgrößen sollen um den Faktor 10 im Ausgang unterdrückt werden. Dies gilt für den Frequenzbereich von 0 - 20 Hz.
- **Sensitivität**  
Störung der Messsignale sollen zwischen 0 Hz und 20 Hz um -40 dB abgeschwächt auf die Strecke wirken.

Für die Optimierung wird ein zufälliger Startpunkt im Parameterraum vorgegeben und es werden drei Durchläufe berechnet. Die numerische Optimierung zeigt Schwächen im Fahrkomfort gegenüber dem empirischen Vorgehen. Bei leichter Parametervariation der Eigenfrequenzen von Wanken und Verspannen wie in Klammern angedeutet, kann der Fahrkomfort jedoch verbessert werden. Die Applikationen werden in Kapitel 5.5.1 validiert.

## Einzelraddynamik

Die Einzelraddynamik wird analytisch und praktisch untersucht. Für die analytische Betrachtung werden die Gleichungen der Zustandsrückführung betrachtet. Von Interesse ist dabei, wie die Vorgabe der Aufbauwunschkennlinie das Radverhalten beeinflusst. In der Rückführmatrix sind die Terme der resultierenden Raddynamik direkt ablesbar. So ergibt sich ausgehend von der passiven Raddynamik

$$\mathbf{M}_w \ddot{\mathbf{z}}_w = \mathbf{D}_{\text{sus}} \Delta \dot{\mathbf{z}}_{\text{sus}} + (\mathbf{K}_{\text{sus}} + \mathbf{K}_{\text{arb}}) \Delta \mathbf{z}_{\text{sus}} - \mathbf{K}_T \mathbf{z}_{w,\text{rel}} + \mathbf{u}_R \quad (4.18)$$

unter Vernachlässigung der Straßenanregung ( $\mathbf{z}_{r0} = \mathbf{0}$ ) und Aufbaubewegungen ( $\mathbf{x}_{B0} = \dot{\mathbf{x}}_{B0} = \mathbf{0}$ ) nach Einsetzen des Rückführgesetzes (Gl. (4.15)) und den Zusammenhängen nach Gl. (4.4), (4.5) und (4.12) die geregelte Radeigendynamik:

$$\mathbf{M}_w \ddot{\mathbf{z}}_w = -(\mathbf{T}^{-1} \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-T} \dot{\mathbf{z}}_w + (\mathbf{T}^{-1} \mathbf{K}^* \mathbf{T}^{-T} + \mathbf{K}_T) \mathbf{z}_w) \quad (4.19)$$

Das Regelgesetz für entkoppeltes Aufbauswingungsverhalten resultiert durch die Transformationsvorschrift in vollbesetzten Matrizen der Raddynamik. Während der passive Stabilisator lediglich die Räder einer Achse mechanisch verkoppelt sind nun alle Räder über die Regelung verknüpft.

Bezüglich der Steifigkeitsterme sind die Nebendiagonalelemente vernachlässigbar. Der Grund hierfür ist die Reifensteifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_T$ , welche diagonalförmig ist. Die hohen Werte der Reifensteifigkeit bewirken, dass im technisch möglichen Applikationsbereich die Nebendiagonalelemente der Steifigkeitsterme um mindestens zwei Größenordnungen kleiner als die Diagonalelemente sind. Das Steifigkeitsverhalten kann damit als entkoppelt angesehen werden.

Die Dämpfungsterme weisen hingegen je nach Applikation verkoppeltes Verhalten auf. Werden die modalen Dämpfungen proportional zueinander erhöht, sind die Nebendiagonalelemente um drei Größenordnungen geringer als die Hauptdiagonalelemente. Die geringste Verkopplung wird erzielt. Unter vereinfachenden Annahmen stellt sich Entkopplung ein. Hierdurch ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Relativgeschwindigkeit und Stellkraft des Dämpfers. So kann ein hoher Anteil der Stellkräfte umgesetzt werden. Das quasi-passive Fahrwerk stellt sich auch auf Elementebene dar.

Bei nichtproportionaler Erhöhung der modalen Dämpfungen ergeben sich hingegen größere Werte auf der Nebendiagonale. So stellen sich bei einer exemplarischen Applikation mit einem Verspanndämpfungsmaß von 0,8 auf der Nebendiagonale Werte ein, die bereits in der Größenordnung der Hauptdiagonale liegen. Die auftretenden Verkopplungseffekte bewirken eine Kraftanforderung, die auf Elementebene keine Korrelation zur Relativgeschwindigkeit des Dämpfers aufweist, sondern über alle Quadranten verteilt ist. Vereinfachend beschrieben ist die Verkopplung der Räder umso höher, je größer die vorgegebenen modalen Dämpfungsmaße voneinander abweichen.

Eine Analyse der theoretischen Zusammenhänge der Radverkopplung ist in Anhang F gegeben. Die Untersuchung des Stellkraftbedarfs verschiedener Applikationen wird in Kapitel 5.4 durchgeführt.

## 4.2.2 Skyhook-Regelung

Als weiterer Regelblock ist ein P-Regler implementiert. Dessen Input ist der Regelfehler zwischen Istwert  $y$  und Sollwert  $y_{\text{soll}}$  der Regelgröße. Gewichtet mit den Verstärkungsfaktoren  $K_{P,i}$  ergibt sich die Stellkraft  $u_P$ . Durch die Sollvorgabe  $y_{\text{soll}} = \mathbf{0}$  und die Definition der Aufbaugeschwindigkeiten als Regelgröße entspricht der P-Regler einem modalen Skyhook-Regler gemäß Abbildung 4.3. Die Stellkräfte können durch die Transformationsmatrix entkoppelt zur Aktorik transformiert werden, sodass exemplarisch eine Sollkraft in Hubrichtung kein Nickmoment erzeugt. Die Aufbauschwingungen in den modalen Richtungen kann der P-Regler jedoch nicht entkoppeln, weil die Verkopplung durch die Steifigkeitsterme nicht berücksichtigt wird. Hierfür müsste ein I-Anteil hinzugefügt werden. Dieser integriert zunächst den Regelfehler, wodurch die Aufbauwege berechnet werden und gewichtet diese mit Verstärkungsfaktoren. Die Verstärkungsfaktoren entsprechen im physikalischen Sinn einer Steifigkeit. Der I-Anteil ist jedoch in der Praxis wegen des Wind-Up-Effekts nicht ideal umsetzbar. Dieser tritt auf, wenn aufgrund von Stellkraftbegrenzungen die Regelabweichung nicht verkleinert werden kann und weiter aufintegriert wird. Hierdurch steigt die Stellkraft stark an und stellt dauerhaft hohe Kräfte. Abhilfe schaffen spezielle Anti-Wind-Up-Logiken. In einfacher Form begrenzt diese den Integrationswert auf die maximale Stellkraft. Alternativ ist ein Zurücksetzen des integrierten Wertes möglich. Als Kriterium kann das Erreichen eines stationären Systemszustands herangezogen werden.

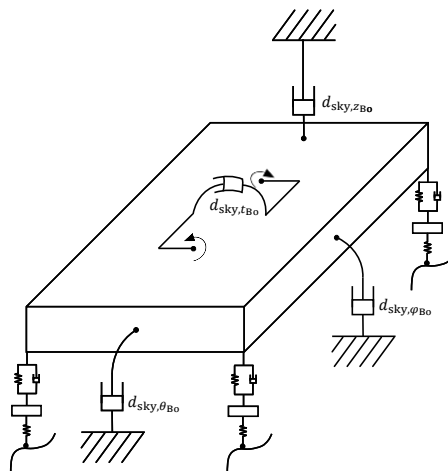


Abbildung 4.3: Modale Skyhook-Regelung mit Verspannmodes

## Herleitung des Regelgesetzes

Der P-Regler wird auf die modalen Geschwindigkeiten angesetzt. Als Sollgröße gilt:

$$y_{\text{soll}} = \mathbf{0} \quad (4.20)$$

Der Aufbau soll komplett ruhig gehalten werden. Hieraus ergibt sich mit dem Regelfehler zwischen Soll- und Istgröße

$$e = y_{\text{soll}} - y \quad (4.21)$$

folgendes Rückführgesetz:

$$u_{P,\text{modal}} = K_P e = -K_P y \quad (4.22)$$

Die Matrix  $\mathbf{K}_P$  enthält die Verstärkungen der P-Anteile in den jeweiligen Moden. Diese entsprechen den Dämpfungsraten  $d_{sky,i}$  (Abbildung 4.3). Die Verstärkungsmatrix ist diagonalförmig:

$$\mathbf{K}_P = \begin{bmatrix} K_{P,z_{Bo}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{P,\theta_{Bo}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{P,\varphi_{Bo}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{P,t_{Bo}} \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

Für die Transformation der modalen Stellkräfte des P-Reglers nach Gl. (4.22) zu den realen Aktoren wird die Transformationsmatrix angewandt:

$$\mathbf{u}_P = -\mathbf{T}^{-1}\mathbf{u}_{P,modal} = \mathbf{T}^{-1}\mathbf{K}_P\mathbf{y} \quad (4.24)$$

Durch entsprechende Applikation der Verstärkungsmatrix  $\mathbf{K}_P$  ist es möglich das modale Dämpfungsverhalten der Zustandsrückführung nachzubilden. Hierfür wird  $\mathbf{K}_P = \Delta\mathbf{D}^*$  gesetzt. Wird ein I-Anteil zusätzlich mit  $\mathbf{K}_I = \Delta\mathbf{K}^*$  parametrieren kann die inertielle modale Trennung realisiert werden.

## Applikation

Das verbreitete Verfahren nach ZIEGLER und NICHOLS [96] kann für die Parametrierung der Verstärkungsfaktoren nicht verwendet werden, weil dieses für Eingrößensysteme definiert ist. Stattdessen wird die Bedatung mittels des Matlab-Befehls `systemtune(...)` durchgeführt. Die vorgegebenen Kriterien sind:

- Sollgrößenverlauf  
Die Abweichung von Ist- zu Sollgröße soll im Frequenzbereich 0 - 20 Hz kleiner 1 % sein. Oberhalb darf der Fehler auf 100 % bis 100 Hz ansteigen, weil dieser Frequenzbereich nicht von Relevanz ist.
- Stabilität  
Die Amplituden soll eine Reserve von 10 dB bei -180° Phasenverzug haben. Die Phasenreserve soll 90° bei 0 dB betragen. Diese Bedingung ist im realen Fahrzeug durch die Beschränkung auf semiaktive Aktorik nicht relevant. Sie findet für die theoretische Betrachtung mit idealer Aktorik Berücksichtigung.
- Störgrößenunterdrückung  
Störgrößen am Ausgang sollen um den Faktor 10 unterdrückt werden. Der Fokus dieser Bedingung liegt auf dem Bereich 0 - 20 Hz.
- Sensitivität der Stellgröße gegenüber Messfehlern  
Im Bereich von 0 - 20 Hz soll der Pegel der Störung in seiner Wirkung auf die Strecke um -40 dB gesenkt werden.

Folgende Werte ergeben sich nach Anwendung des Optimierungsverfahrens auf das Vollfahrzeugmodell. Zusätzlich sind die entsprechenden Dämpfungsmaße auf Basis der Daten des Versuchsfahrzeugs angegeben.

Es ergeben sich hohe Werte in den Dämpfungsmaßen, was einerseits damit zu begründen ist, dass die Kriterien an den Optimierungsalgorithmus sehr scharf und umfangreich sind. Andererseits sind keine Stellgrößenbeschränkungen angegeben. Es ist anzumerken, dass die Parame-

trierung des Reglers weiteres Optimierungspotential bietet, wie durch Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzungen oder des frequenz- und richtungsabhängigen menschlichen Komfortempfindens. Das Verhalten in Messfahrten wird in Kapitel 5.5.2 betrachtet.

Tabelle 4.2: Parametrierung des P-Reglers (Applikation III)

Verstärkungsfaktor	Wert	Äquivalentes Dämpfungsmaß
$K_{P,z_{Bo}} = d_{sky,z_{Bo}}$	127900	4,89
$K_{P,\theta_{Bo}} = d_{sky,\theta_{Bo}}$	44731	0,78
$K_{P,\varphi_{Bo}} = d_{sky,\varphi_{Bo}}$	18000	1,34
$K_{P,t_{Bo}} = d_{sky,t_{Bo}}$	46000	2,54

### 4.2.3 Störgrößenbeobachter

Der Regelblock zur Unterdrückung der Aufbauanregungen über das Aggregat wird durch ein Störgrößenbeobachter realisiert. Der Grund hierfür ist, dass keine Sensorik zur Messung der Aggregatbewegungen vorhanden ist. Wegen der Äquivalenz von Stör- und Zustandsraummodell und der mechanischen Kopplung von Aufbau und Aggregat wird das Störmodell in das Zustandsraummodell eingegliedert (Anhang B). Das Regelgesetz wird so gestaltet, dass Aufbauanregungen durch das Aggregat unterdrückt werden. Die Dynamikgleichungen lauten:

$$\mathbf{M}_{eng}\dot{\mathbf{x}}_{eng} = -(\mathbf{D}_{eng}\Delta\dot{\mathbf{x}}_{rel,eng} + \mathbf{K}_{eng}\Delta\mathbf{x}_{rel,eng}) \quad (4.25)$$

Die resultierende Aufbauanregung ist:

$$\mathbf{F}_{modal,eng} = \mathbf{T}_{eng}\mathbf{F}_{eng} = -\mathbf{T}_{eng}(\mathbf{D}_{eng}\Delta\dot{\mathbf{x}}_{rel,eng} + \mathbf{K}_{eng}\Delta\mathbf{x}_{rel,eng}) \quad (4.26)$$

Daraus kann das physikalische Regelgesetz durch Rücktransformation angegeben werden:

$$\mathbf{u}_{eng} = -\mathbf{T}^{-1}\mathbf{T}_{eng}\mathbf{F}_{eng} \quad (4.27)$$

Bei idealem Verhalten von Störgrößenbeobachter und Aktorik werden die Anregungen vollständig unterdrückt. In der Praxis ist der Störgrößenbeobachter hingegen mit großer Unsicherheit behaftet, weil die Aggregatlagerung stark vereinfacht modelliert wird. Weiterhin erfolgt die Regelung vollständig modellbasiert, weil keine Messsignale der aufgeführten Größen vorhanden sind. Weiterführende Informationen zum Thema Störgrößenkompensation ist [97] in gegeben.

### 4.2.4 Koordinator

Der Koordinator zielt darauf ab die Regelanteile von P-Regler und Entkopplungsregler je nach Regelziel getrennt oder in Kombination auf die Strecke zu schalten. Der einfachste Ansatz ist ein konstanter skalarer Faktor. Dynamisch kann dieser Faktor als Verteilungsfunktion in Abhängigkeit der Fahrsituation gestaltet werden. Weitergehende Funktionen sind abhängig von der Anregungsfrequenz denkbar.

BESINGER ET AL. [98] stellen einen Koordinator zwischen Skyhook-Regelung und passivem Fahrwerk vor. Ein Gewichtungsfaktor wird über das Verhältnis von passiver zu gesamter Dämpfer-

kraft definiert. Es wird gezeigt, dass das optimale Verhältnis der beiden Kraftanteile vom Straßenprofil, der maximalen Dämpfung und der Regellogik abhängt [98, S. 712-721]. Eine weitere Analyse dieses Ansatzes ist in [99] gegeben.

### 4.3 Güte der Entkopplungsregelung

Die Entkopplungsregelung der Aufbaufreiheitsgrade ( $p = 4$ ) kann mit je einem unabhängigen Aktor pro Aufhängungspunkt ( $q = 4$ ) grundsätzlich dargestellt werden. Die Abhängigkeit der Güte der Regelung vom Frequenzbereichs soll im Folgenden analysiert werden.

Beschränkt man den Frequenzbereich auf unter 2 Hz können die Radeigenmoden in erster Näherung vernachlässigt werden. Eine hohe Entkopplungsgüte kann erreicht werden. Regt man das System mit Entkopplungsregelung jedoch mit einer Frequenz von 10 Hz an, ist die Güte eingeschränkt. Die Radmoden werden in diesem Bereich angeregt und verkoppeln die Aufbaumoden indirekt. Man nennt diesen Einfluss durch Moden höherer Ordnung Übertragungseffekte (spillover effects). Soll in diesem Anregungsspektrum weiterhin Entkopplung gewährleistet werden, müssen für die acht angeregten Freiheitsgrade die gleiche Anzahl an Aktoren mit Durchgriff auf die Moden installiert sein. Bei Anregung weiterer Eigenmoden wie den elastischen Schwingungsformen der Karosserie mit Eigenfrequenzen  $> 25$  Hz gelten dieselben Zusammenhänge. Die Gültigkeit des Entkopplungsverhaltens von Mehrkörpersystemen ist aufgrund dieser Effekte somit nur für einen begrenzten Arbeitsbereich gegeben. BALAS [100] analysiert den Einfluss der Übertragungseffekte auf die Regelgüte. Zur Beurteilung wird die Antwortzeit des geschlossenen Regelkreises verwendet. Die Methode wird an einem EULER-BERNOULLI-Balken validiert.

Der Einfluss der Übertragungseffekte auf das Entkopplungsverhalten des Vollfahrzeugmodells wird zwischen der Hub- und Nickmode untersucht. Es wird simulativ bei idealer Aktorik eine periodische phasengleiche Anregung aller Räder vorgegeben. Hierdurch wird lediglich die Hubmode direkt angeregt. Das Anregungsspektrum der Nickmode resultiert beim passiven Fahrwerk komplett aus der Verkopplung zum Huben (Abbildung 4.4).

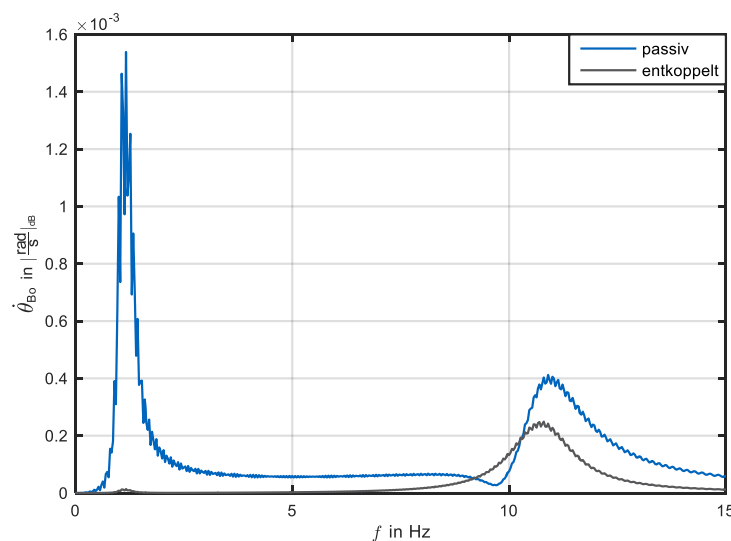


Abbildung 4.4: Nickverhalten bei periodischer Radanregung in Hubrichtung

Wird die Entkopplungsregelung aufgeschaltet, zeigt sich, dass die Anregung im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen von 1 - 2 Hz vollständig ausgegletzt wird. Im Bereich der Radeigenfre-

quenz kann die Anregung hingegen trotz Entkopplungsregelung nicht unterdrückt werden. Die beschriebenen Übertragungseffekte durch die Radbewegungen treten auf. Das dargestellte Verhalten ist auf Anregungsprofile anderer Moden und deren Verkopplungsverhalten übertragbar.

## 4.4 Entwicklungsumgebung

Die Implementierung von Strecke und Regellogik sowie simulative Untersuchungen erfolgen in dem modellbasierten Programm Matlab Simulink. Die Vertikaldynamikentwicklung des Industriepartners verwendet eine spezifische Entwicklungsumgebung (BACE). Diese definiert Schnittstellen, die Signalparametrierung und zu verwendende mathematische Operatoren. Ziel des Einsatzes dieser Umgebung ist die Kompatibilität bei Einführung neuer Logikblöcke und Funktionen zu gewährleisten und einheitliche Programmierrichtlinien festzulegen. Das entwickelte Modell ist ebenfalls in dieser Entwicklungsumgebung implementiert, um die Kommunikation mit Signalaufbereitung und Aktoransteuerung zu ermöglichen. Die Umgebung ist zum Zeitpunkt der vorliegenden Arbeit in der Matlab Version R2015b verankert. Weitere Richtlinien der BACE sind, dass Rechenoperation mit diskreten Algorithmen und fixer Schrittweite auszuführen sind und das Zahlenformat aller Signale auf einfache Genauigkeit (engl. single precision) beschränkt wird. Dieses Format kann Zahlen mit bis zu acht geltenden Ziffern ohne Genauigkeitsverlust auflösen [101, S. 3]. Außerdem müssen für die Bedatung des Modells Konstanten als numerische Werte direkt im Modell verankert werden. Veränderbare Applikationsparameter müssen in einer separaten Datei mit Name, Format und Startwert deklariert werden. Numerische Größen werden als „single“ eingetragen. Für logische Größen empfiehlt sich das Format „integer“ (UINT8), um Rundungsfehler bei der Ansteuerung von Logikblöcken auszuschließen. Signale, die während Messfahrten aufgezeichnet werden sollen, müssen in einer weiteren Datei definiert werden. Im Modell muss zusätzlich die Signaleigenschaft „Signal name must resolve to Simulink signal object“ ausgewählt werden. Alle Applikationsparameter und Messsignale sind auf dem beigefügten Datenträger in der Excel-Tabelle „Signaldokumentation.xlsx“ mit Name, Beschreibung, Einheit, Datentyp und Format aufgelistet. Die spezifische Farbcodierung der Entwicklungsumgebung für die Regelblöcke und die Modellkonstante muss ebenfalls eingehalten werden, um Kompilierungsfehler zu vermeiden. Weiterhin sind Matrix-Vektor-Multiplikation nicht zulässig und müssen durch skalare Rechenoperationen ersetzt werden.

Die Generierung des Codes im Hexadezimalsystem zum Überspielen auf das Fahrzeugsteuergerät geschieht durch automatisierte Routinen, die über das Eingabefenster in Matlab aufgerufen werden können. Die Erstellung der finalen Dateien erfolgt über die Eingabeaufforderung. Die hierfür notwendigen Routinen werden während der Codegenerierung automatisiert erstellt. Für das Überspielen auf das Fahrzeugsteuergerät müssen Signierrechte vorhanden sein. Hierfür wird die Zuhilfenahme eines Experten aus der Abteilung empfohlen. Im Fahrzeug selbst ist während des Überspielens darauf zu achten, dass die Schreibrechte für den überspielten Softwarestand aktiviert werden, um während der Messfahrten Parameter ändern zu können.

Profile diverser Strecken im Münchner Umland stehen als Störanregungen des Modells digital zur Verfügung (Tabelle 4.3). Sie sind mit Lasermesstechnik für rechte und linke Fahrzeugseite aufgenommen worden. Niederfrequente Anteile des Straßenprofils unterhalb 0,1 Hz werden in der Simulation herausgefiltert, weil die Hubmode im Modell absolut definiert ist und deren Größe beschränkt gehalten werden soll. Als Regelstrecke wird das lineare Zustandsraummodell des Fahrzeugs verwendet. Ein spezifisches Aktormodell ist nicht implementiert. Die Möglichkeit zur Berücksichtigung der Stellkraftbegrenzungen ist hingegen vorhanden. Bei der Anwendung des

Kennfeldes ist das Übersetzungsverhältnis von Aktor zu Rad zu berücksichtigen. Dieses geht quadratisch in die projizierte Dämpfungsrate ein, weil Eingangsgeschwindigkeit und resultierende Stellkraft wegen des Momentengleichgewichts berücksichtigt müssen:

$$F_{\text{VDC},ij} = i_i F_{\text{VDC}} = i_i d_{\text{VDC}} v_{\text{VDC}} = \underbrace{i_i^2 d_{\text{VDC}}}_{d_{\text{Bo},ij}} \Delta \dot{z}_{\text{sus},ij} \quad \text{für } i \in \{f, r\}, j \in \{r, l\} \quad (4.28)$$

Die Entwicklungsumgebung wird in dem Versionierungsprogramm Git gepflegt. Es ist im Programmierbereich weit verbreitet und dient zum Überwachen, nachverfolgen und zurücksetzen von Änderungen. Das Programm ermöglicht es, dass mehrere Benutzer an lokalen Rechnern am selben Projekt arbeiten. Sind einzelne Teilaufgaben abgeschlossen, müssen diese freigegeben werden, um in das Gesamtprojekt, welches auf einem Netzwerkordner liegt, aufgenommen zu werden. Dabei werden lediglich die Bausteine geändert, die tatsächlich bearbeitet wurden. Änderungen anderer Nutzer werden nicht überschrieben. Für größere Teilprojekte besteht die Möglichkeit vom Hauptpfad („Master“) eine Kopie abzuzweigen („Branch“). In dem Branch kann der Nutzer frei agieren und die Versionen während des Arbeitsprozesses überwachen. Für die Implementierung der Vertikaldynamikregelung der vorliegenden Arbeit ist ein solcher Branch erstellt worden. So konnte die Entwicklung unabhängig von den Arbeiten der Abteilung gestaltet werden. Das Arbeiten mit dem Versionierungsprogramm erweist sich als sehr effizient in der Rückverfolgung von Änderungen und dem Ausbessern von Fehlern während des gesamten Entwicklungsprozesses. Es müssen keine manuellen Sicherungskopien erstellt werden und das Einbinden von Änderungen aus anderen Projekten in einzelne Bausteine ist einfach durchzuführen. Detaillierte Informationen zur Anwendung von Git sind in [102] gegeben.

Bei der Erstellung der ersten Softwarestände für Fahrzeugtests erweist es sich als hilfreich Applikationsparameter zur spezifischen Deaktivierung einzelner Regelblöcke einzuführen. So können Fehler schnell lokalisiert und die Plausibilität einzelner Werte nachvollzogen werden. Nicht zuletzt ist der Austausch mit erfahrenen Entwicklungsingenieuren innerhalb der Abteilung unerlässlich, um Ratschläge zur praktischen Umsetzung zu erhalten.

## 4.5 Validierung im Fahrzeug

Der Versuchsträger ist eine Oberklasselimosine der BMW AG, deren Markteinführung im Jahr 2015 war. Er ist mit Seriensensorik und -aktorik ausgerüstet. Für die Vertikaldynamik sind die Höhenstandssensoren der Fahrzeugaufhängung von Relevanz. Sensoren für Längs- und Querschleunigung dienen zusätzlich zur Bestimmung der Aufbaubewegungen. Die Relativgeschwindigkeiten der Fahrzeugaufhängung ergeben sich aus den Höhenständen durch Ableitung und Filterung. Die Aufbaumoden werden aus den Messsignalen von Höhenständen und Quer- und Längsbeschleunigung berechnet. Hierfür ist ein Modell hinterlegt, das anhand von Messungen parametrisiert ist. Die semiaktive Aktorik des Fahrzeugs umfasst die VDC-Systeme der vier Räder. Die Kennfelder der Dämpferkraft über Strom und Relativgeschwindigkeit sind vom Industriepartner aus Messungen ermittelt worden (Abbildung D.3). Als Referenzsystem zur Beurteilung der Güte der entwickelten Regelung dient die Vertikaldynamikregelung des Versuchsträger für die nächste Modellgeneration, die sich aktuell in Entwicklung befindet. Die Kennfelder werden jedoch mit den Parametern des Serienstandes bedatet, sodass eine validierte Regelung vorliegt. Die Regelung basiert auf einem modalen Skyhook-Ansatz in Hub-, Nick- und Wankrichtung. Die Kennfelder werden über Aufbau- und Fahrzeuggeschwindigkeit aufgespannt. Aufgrund von Nebenbedingungen wie der Einhaltung der Fahrsicherheit, Querdynamikeinflüssen und



Bauteilschutz sind eine Vielzahl an weiteren Logikblöcken vorhanden. Diese generieren unabhängige Signale, welche überlagert oder anhand der jeweiligen Extremalwerte zusammengeführt werden. Hierdurch treten deutliche Abweichungen von der Sollkraft der Skyhook-Regelung zur resultierenden Stellkraft am Rad auf.

Applikation und Datenaufzeichnung während Messfahrten werden in dem Programm CANape der Firma Vector vorgenommen. Neben den Signalen des Fahrwerksteuergerätes wird die Bewegung des Fahrzeugaufbaus gemessen, um eine präzise Beurteilung des Fahrzeugverhaltens zu ermöglichen. Als Messinstrument ist ein Kreiselssystem für Fahrdynamikmessungen (engl. Automotive Dynamic Motion Analyzer, ADMA) im Fahrzeug verbaut worden. Es misst translatorische Beschleunigungen und Geschwindigkeiten in alle drei Raumrichtungen sowie die Drehraten und Winkel in Nicken, Wanken und Gieren [103, S. 39]. Die Größen werden auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogen. Das Datenblatt zur Einbauposition ist in Anhang E beigefügt. Um die Winkelbeschleunigungen zu erhalten werden die Drehraten numerisch abgeleitet und mit dem SAVITZKY-GOLAY-Filter geglättet. Dieses ist üblichen Glättungsverfahren überlegen, weil es Maximalwerte des Signals gut erhalten kann, sofern die Energie des Signals innerhalb des definierten Bandpasses liegt. Hochfrequentes Rauschen wird reduziert, fließt jedoch in den Algorithmus ein. Das Filter approximiert den Verlauf durch lokale Regression mittels der Methode der kleinsten Quadrate [104]. Bei der gegebenen Abtastrate des ADMA von 100 Hz und der Festlegung des Tiefpasses auf 10 Hz ergibt sich eine Stützstellenanzahl  $n = 11$  für das Filter. Es wird ein quadratischer Ansatz für die lokale Regression verwendet. Die Ableitung der Signale erfolgt mit dem zentralen Differenzenquotienten:

$$\frac{\partial f(x_i)}{\partial x} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_{i-1}))}{2h} + \mathcal{O}(h^2) \quad (4.29)$$

Er stellt ein Verfahren zweiter Ordnung dar [105, S. 418-419]. Da die Verspannmode mit dem Kreiselssystem nicht erfasst werden kann, wird diese aus den Höhenständen ermittelt:

$$t_{Bo} = \frac{b_r(\Delta z_{sus,fl} - \Delta z_{sus,fr}) + b_r(\Delta z_{sus,rr} - \Delta z_{sus,rl})}{2b_f b_r} \quad (4.30)$$

Für die Verspanngeschwindigkeit gilt dieselbe Kinematik. Sie wird aus den Relativgeschwindigkeiten  $\Delta \dot{z}_{sus}$  ermittelt. Die Beschleunigung wird mittels Gl. (4.29) berechnet.

### 4.5.1 Modellreife

Der erste Softwarestand, der auf das Fahrzeug überspielt wird, dient zur Fehleranalyse und Untersuchung des praktischen Verhaltens der Regelung. Es werden Messfahrten getätigt um die Plausibilität der geforderten Stell- und Zustandsgrößen zu überprüfen. Aufgrund der Tatsache, dass der Branch der vorliegenden Regelung aus dem aktuellen Entwicklungsstand der Abteilung abgezweigt wurde, müssen zusätzlich Fehler aus der Entwicklungsumgebung untersucht werden. Beispielsweise zeigt sich, dass Parameter für die Berechnung der Eingangssignale der Aufbaumoden nicht generiert werden, sodass zusätzliche Anstrengungen unternommen werden müssen um die notwendigen Daten zu erhalten.

Die zu Beginn vorhandene Idee einer Solltrajektorienvorgabe als Eingang in einen PI-Regler wurde innerhalb der ersten Messfahrten verworfen. Als Solltrajektorie wurde das ideale Schwingungsverhalten der Aufbaumoden unter der vorgegebenen modalen Wunschdynamik gewählt. Es erwies sich in der Umsetzung jedoch als nicht praktikabel die Verläufe mittels zweimaliger Integration der modalen Wunschkräfte zu berechnen. Ohne Anti-Wind-Up-Funktion und Filter stellt

sich in den Signalen ein starker Drift ein (Abbildung 4.5). Die Aufbauposition in seinen Freiheitsgraden kann nicht dargestellt werden. Aus Sicht der Regelungstechnik ist dieser Ansatz kritisch zu beurteilen, weil die Solltrajektorie auf Basis der Zustandsgrößen der Strecke berechnet wird. Durch die Einspeisung der Trajektorie in den PI-Regler schließt sich der Regelkreis. In der Rückführung liegen durch diesen Ansatz mehrere I-Anteile vor. Sie sind grenzstabil, was in der Theorie Dauerschwingungen, in der Praxis jedoch instabiles Verhalten erzeugt. Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde die Sollvorgabe zu Null gesetzt, wodurch Instabilität durch Rückführung und mehrfache Integration vermieden wird. Durch Übergang zu einem reinen P-Regler wird außerdem das kritische Wind-Up-Verhalten des I-Reglers umgangen.

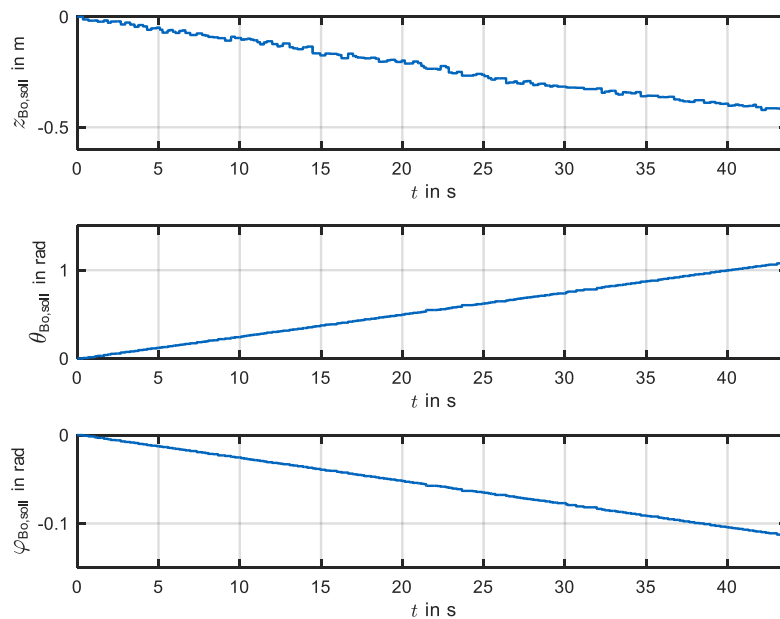


Abbildung 4.5: Vorgabe der Wunschkennlinien aus Integration ohne Filter

Neben der Fehlersuche in praktischen Messungen werden umfangreiche Analysen des Modells in simulativer Umgebung vorgenommen, weil dadurch zeit- und ressourceneffizient gearbeitet werden kann. Hierfür wird der auf das Fahrzeug gespielte Softwarestand dem Vollfahrzeugmodell aufgeschaltet und Manöver am offenen und geschlossenen Regelkreises durchgeführt. Dieses Vorgehen erweist sich als sehr effektiv im Ausmerzen von Modellfehlern, weil synthetische Manöver in den modalen Richtungen betrachtet und viele Störeinflüsse praktischer Messfahrten unterdrückt werden können. Zugleich wird das Systemverständnis erhöht und die Simulation kann das theoretische Potential der Logik unter idealer Aktorik aufzeigen.

Eine weitere Fehlerquelle war die falsche Bedatung der Aktorik. Fehlerhafte Kennfelder für die maximalen Ströme der Dämpferspulen resultierten in Fehlerspeichereinträgen und dem aus Gründen des Bauteilschutzes notwendigen Abschaltens der Dämpferströme. Durch Beschaffung der korrekten Kennfelder konnte dieses Problem gelöst werden.

## 4.5.2 Versuchsszenarien

Zur Validierung des Modells, der Eingangssignale und der Regelung werden drei Versuchsszenarien angewendet. Diese sind das Einzelhindernis und die Realfahrten auf den Streckenabschnitten Massenhausen nach Fürholzen (MnF, FnM) und der Nordumfahrung des Testgeländes Aschheim (NU WnO, NU OnW) (Tabelle 4.3).

Tabelle 4.3: Übersicht der Teststrecken

Bezeichnung	Beschreibung
Einzelhindernis	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärer Fahrzustand, <math>v_x = 30</math> km/h</li> <li>• ebene Fahrbahn</li> <li>• Überfahrt des Einzelhindernisses mit rechter Fahrzeugseite</li> <li>• Querschnitt: trapezförmig, Länge: 2 m</li> </ul>
Massenhausen nach Fürholzen (MnF)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärer Fahrzustand, <math>v_x = 60</math> km/h, gerade Strecke</li> <li>• Länge: 630 m</li> <li>• Stochastische Anregung</li> </ul>
Fürholzen nach Massenhausen (FnM)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärer Fahrzustand, <math>v_x = 60</math> km/h, gerade Strecke</li> <li>• Länge: 660 m</li> <li>• Stochastische Anregung</li> </ul>
Nordumfahrung Aschheim, West nach Ost (NU WnO)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärer Fahrzustand, <math>v_x = 60</math> km/h, gerade Strecke</li> <li>• Länge: 1420 m</li> <li>• Stochastische Anregung</li> </ul>
Nordumfahrung Aschheim, Ost nach West (NU OnW)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationärer Fahrzustand, <math>v_x = 60</math> km/h, gerade Strecke</li> <li>• Länge: 1250 m</li> <li>• Stochastische Anregung</li> </ul>

Um die Güte des Kreiselsystems und die Reproduzierbarkeit der Versuche zu beurteilen, sind für das Einzelhindernis und die Fahrten MnF und FnM die Variationskoeffizienten der RMS-Werte der Aufbaubeschleunigungen angegeben (Tabelle 4.4). Der Variationskoeffizient bezieht die Standardabweichung  $\sigma$  zum arithmetischen Mittel  $\bar{x}$  und stellt ein bereinigtes Streuungsmaß dar:

$$v = \frac{\sigma}{\bar{x}} \quad (4.31)$$

Er ist ausschließlich für positive oder negative Werte anwendbar [106, S. 80-81]. Durch die Anwendung der quadratischen Mittelwerte der Signale ist diese Bedingung erfüllt. Die Koeffizienten für die jeweiligen Versuchsszenarien sind in Tabelle 4.4 aufgeführt.

Tabelle 4.4: Variationskoeffizienten der Versuchsszenarien

Bezeichnung	Anzahl Versuche	$v_{\dot{z}_{Bo}}$	$v_{\ddot{\theta}_{Bo}}$	$v_{\ddot{\varphi}_{Bo}}$
Einzelhindernis	5	0,017	0,017	0,017
MnF	3	0,049	0,036	0,039
FnM	3	0,130	0,099	0,105

Es zeigt sich, dass der Variationskoeffizient am Einzelhindernis in allen drei Moden sehr gering ist. Es kann von einer hohen Reproduzierbarkeit ausgegangen werden und die Werte können zwischen verschiedenen Messungen mit geringer Unsicherheit verglichen werden. In der Realfahrt sind die Variationskoeffizienten höher. Insbesondere auf der Strecke FnM ist der Einfluss

der Fahrspur auf die Fahrzeuganregung hoch, weil der äußere Fahrbahnrand von großen Unebenheiten geprägt ist. Wird die Trajektorie etwas mittiger gewählt, werden die Anregungen stark abgeschwächt.

Das Einzelhindernis wird auf ebener Strecke aufgebaut und mit der rechten Fahrzeugseite überfahren (Abbildung 4.6). So werden alle Aufbaumoden angeregt. Bei Überfahrt mit  $v_x = 30$  km/h ergibt sich bei Annäherung durch eine Einzelsinuswelle eine Anregungsfrequenz von 4,2 Hz. Durch den geringen Variationskoeffizient wird eine gute Vergleichbarkeit der Versuche erreicht. Das Profil des Einzelhindernisses ist vermessen und digital hinterlegt, sodass vergleichende simulative Untersuchungen möglich sind.

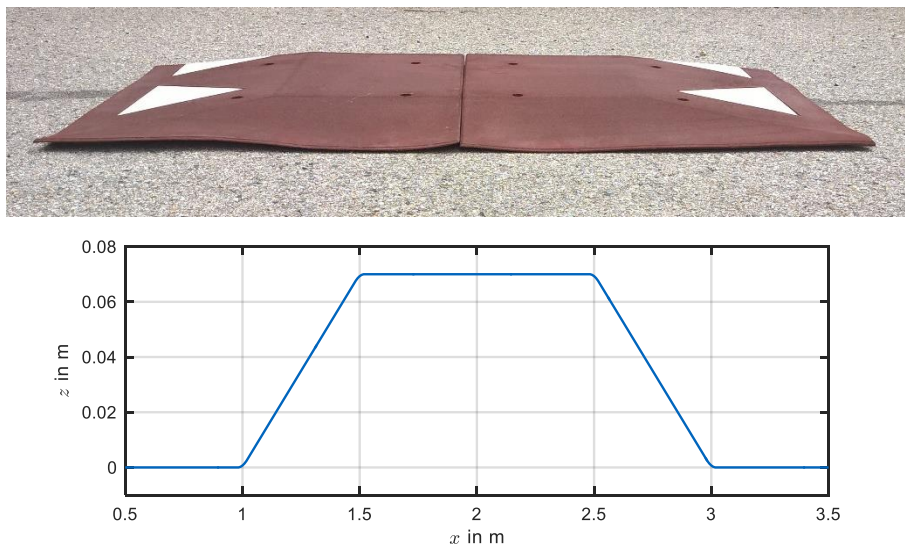


Abbildung 4.6: Einzelhindernis und Modellierung des Querschnitts über Wegstrecke

Der Fokus der Untersuchungen am Einzelhindernis liegt einerseits auf dem grundsätzlichen Fahrzeugverhalten unter dem Einfluss der einzelnen Regelblöcke und der praktischen Verifizierung der implementierten Regellogik. Andererseits soll das Entkopplungsverhalten durch Einzelparametervariation untersucht werden. Die Analyse der Aufbaubewegungen und des Stellkraftpotentials wird für das Einzelhindernis im Zeitbereich durchgeführt. Ergebnisse werden in Kapitel 5.3 präsentiert.

Das zweite Versuchsszenario ist der Streckenabschnitt zwischen Massenhausen und Fürholzen in Hin- und Rückweg. Durchgeführte Versuche auf dieser Strecke sind zum einen die Einzelparametervariation analog zum Einzelhindernis, um zu vergleichen, wie das Entkopplungsverhalten bei stochastischer Anregung über ein breites Frequenzband ist (Kapitel 5.3). Zum anderen wird das Versuchsszenario dazu genutzt, um die Güte des Streckenmodells und des Beobachters der modalen Aufbaubewegungen zu beurteilen (Kapitel 5.1, 5.2). Die Auswertung der Messungen erfolgt im Frequenzbereich sowie anhand frequenzgefilterter RMS-Werte von Aufbaubeschleunigungen und dynamischen Radlastschwankungen. Das Anregungsprofil für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 60 km/h zeigt die übliche Abhängigkeit von Frequenz zu Amplitude realer Straßenprofile (Abbildung 4.7). So nimmt die Amplitude mit höherer Frequenz ab, sodass keine ideal stochastische Verteilung gegeben ist.

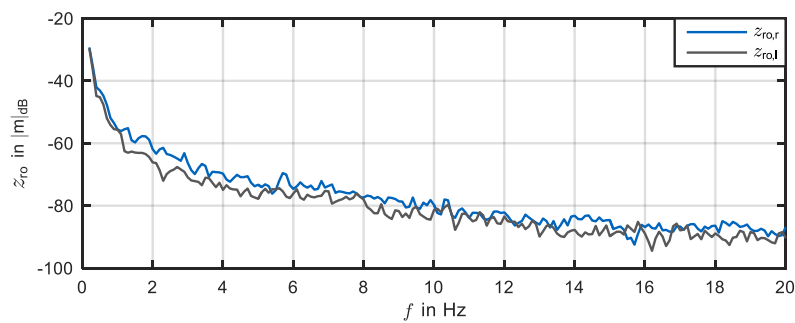


Abbildung 4.7: Anregungsprofil der Strecke Massenhausen – Fürholzen mit  $v_x = 60$  km/h, Bandpassfilter: 0,1 - 25 Hz

Das dritte Versuchsszenario ist die Nordumfahrung entlang des Testgeländes Aschheim. Der Fokus der Messungen liegt auf der Beurteilung der Güte der Regelung bei verschiedenen Applikationen unter den Kriterien von Fahrkomfort und Fahrsicherheit (Kapitel 5.5.2). Hierbei soll im Speziellen der Einfluss des Radanteils in der Entkopplungsregelung gegenüber dem inertia-len Ansatz untersucht werden. Der Fahrzeugzustand während der Messungen ist stationär bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h. Als potentieller Störeinfluss ist die leichte Fahrbahnneigung in Querrichtung anzumerken. Die Auswertung erfolgt im Frequenzbereich. Das Anregungsprofil weist größere Amplituden auf, wodurch die Darstellung einer guten Fahrsicherheit anspruchsvoller ist (Abbildung 4.8). Die Kurven liegen etwa 5 dB über jenen der Strecke MnF. Auffällig ist der Unterschied zwischen linker und rechter Fahrspur auf der Strecke NU OnW.

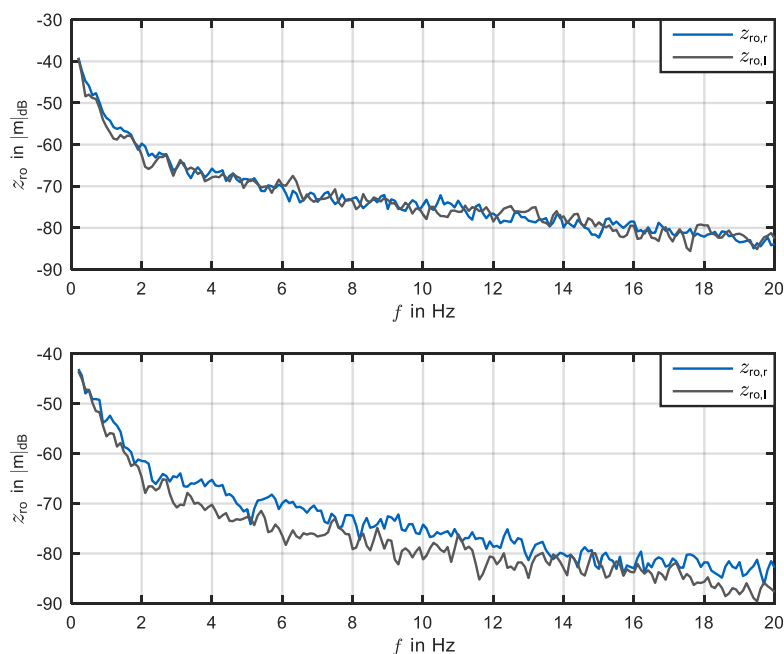


Abbildung 4.8: Anregungsprofil der Nordumfahrung Aschheim, oben: West nach Ost, unten: Ost nach West,  $v_x = 100$  km/h, Bandpassfilter: 0,1 - 25 Hz

### 4.5.3 Auswertung anhand objektiver Kennwerte

Für eine objektive Auswertung sind spezifische Größen nötig, die das geregelte Fahrzeugverhalten korrekt wiedergeben, sodass die richtigen Schlüsse gezogen werden. Nachfolgend wer-

den die Werte für die Dimensionen Zeit und Frequenz beschrieben. Die verwendeten Signale sind die translatorischen und rotatorischen Aufbaubeschleunigungen und die dynamischen Radlastschwankungen.

## Zeitbereich

Für die Auswertung des Einzelhindernisses werden die Signale im Zeitbereich betrachtet. Zur Vergleichbarkeit der Schwingungsverläufe werden diese auf eine einheitliche Zeitskala referenziert. Es wird der Matlab Befehl `finddelay(...)` verwendet. Als Kennwerte werden die RMS-Werte der Schwingungen ab Erstanregung bis zwei Sekunden nach Anregung berechnet. Die Zeitspanne erweist sich als ausreichend, weil die Anregungen zu diesem Zeitpunkt auf das Ausgangsniveau vor der Anregung abgeklungen sind. Nachfolgend ist das Vorgehen und der Einfluss auf die Kennwerte dargestellt (Abbildung 4.9). Der Algorithmus zur Bestimmung des Zeitverzugs weist hohe Genauigkeit auf. Die dritte Messung (hellgraue Linie) wird präzise verschoben. Die Beschränkung des RMS-Wertes auf die Zeitspanne von 2 s führt dazu, dass die größeren Anregungen von zweiter und dritter Messungen korrekt wiedergegeben werden.

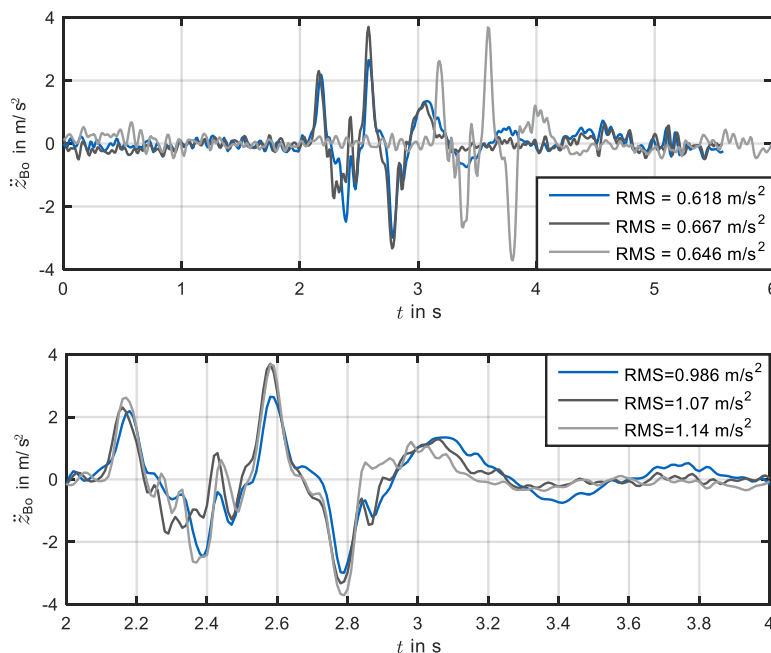


Abbildung 4.9: Signalaufbereitung im Zeitbereich, oben: Rohdaten, unten: zeitlich referenzierte, geschnittene Daten

## Frequenzbereich

Die Auswertung von Messungen längeren Zeithorizonts mit stochastischer Anregung wird im Frequenzbereich vorgenommen. Eine diskrete FOURIER-Transformation wird durchgeführt. Skalare Kennwerte sollen ebenfalls generiert werden. Für die Beurteilung der Komforts wird das Verfahren nach ISO 2631 (Kapitel 2.1.2) angewandt. Um die Regelgüte detailliert zu beurteilen werden außerdem die RMS-Werte nach Filterung der Signale in drei Frequenzbereiche bestimmt. Folgende Bereiche werden gewählt:

Tabelle 4.5: Frequenzbereiche zur Filterung der Messsignale

Frequenzbereich	Charakteristische Schwingungen
0,2 - 2,5 Hz	Aufbaueigenfrequenzen
2,5 - 10 Hz	Schwingungsbereich höchster menschlicher Sensitivität
10 - 15 Hz	Radeigenfrequenzen

Es wird ein BUTTERWORTH-Filter dritter Ordnung mit Bandpass verwendet. Das Filter besitzt einen flachen Amplitudengang im Durchlassbereich und einen gleichmäßigen Anstieg der Dämpfung im Sperrbereich von  $6n \text{ dB/oktave}$  [107, S. 54-55], wobei  $n$  die Filterordnung darstellt. Die resultierenden Verläufe unter Anwendung des Filters sind für eine Messung der Aufbaubeschleunigung auf der Strecke MnF gegeben (Abbildung 4.10). Es ist klar zu erkennen, wie durch das Filter die jeweiligen Bereiche hervorgehoben werden. Als Referenz sind das ungefilterte Signal und eine Filterung mit Bandpass von 0,2 Hz bis 25 Hz dargestellt. Die zugehörigen RMS-Werte geben die dargestellten Verläufe wieder (Tabelle 4.6).

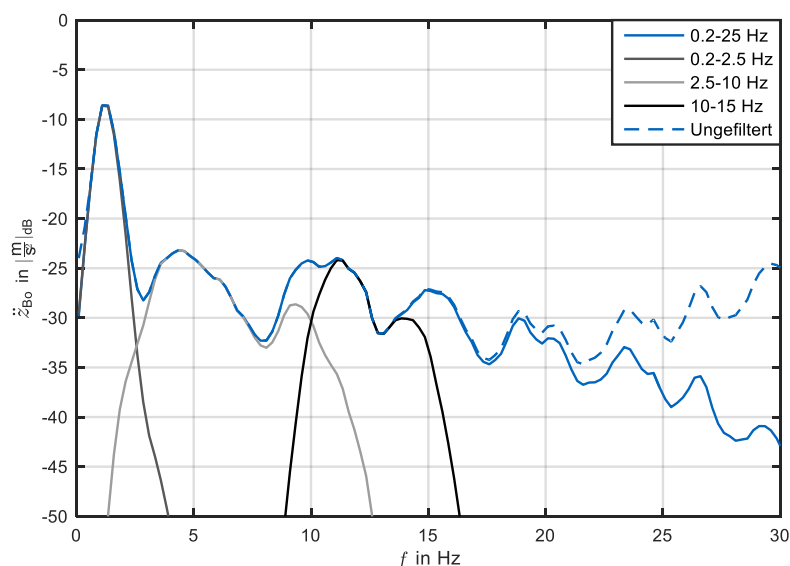


Abbildung 4.10: Pegel der Hubbeschleunigung mit Filterung in einzelne Frequenzbereiche

Tabelle 4.6: Einfluss der Frequenzgewichtung auf die RMS-Werte

Frequenzbereich	RMS-Wert der Aufbaubeschleunigung in $\text{m/s}^2$
0,2 - 25 Hz	0,644
0,2 - 2,5 Hz	0,438
2,5 - 10 Hz	0,276
10 - 15 Hz	0,226

## Berechnung der dynamischen Radlastschwankungen

Die dynamischen Radlastschwankungen der Reifenaufstandskräfte sind das charakteristische Maß für die Fahrsicherheit. Die Multiplikation der Radbeschleunigungen mit deren Masse genügt jedoch nicht um diese zu bestimmen. Die von der Aufhängung auf die Räder wirkenden Kräfte müssen ebenfalls berücksichtigt werden. Aufstellen des Impulssatzes je Einzelrad und Umformen nach der dynamischen Radlast liefert [108]:

$$\mathbf{F}_{z_w, \text{dyn}} = \mathbf{M}_w(\ddot{\mathbf{z}}_w - g) + \mathbf{M}_{B_0, w}(\mathbf{T}^T \ddot{\mathbf{x}}_{B_0} - g) \quad (4.32)$$

Die Massenmatrix  $\mathbf{M}_{B_0, w}$  der anteiligen Aufbaumassen je Rad berechnet sich aus dem Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt. Es gilt:

$$\mathbf{M}_{B_0, w} = \frac{m_{B_0}}{2l} \begin{bmatrix} l_r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_r & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_f \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Im Fahrzeugversuch werden die notwendigen Beschleunigungswerte von Rädern und Aufbau nicht gemessen, weil entsprechende Sensorik nicht verbaut ist. Dadurch steigt die Unsicherheit gegenüber den aufgezeichneten Werten der dynamischen Radlasten im Fahrzeugversuch. Dieser Sachverhalt ist bei der Auswertung der Ergebnisse zu berücksichtigen.

Das Vollfahrzeugmodell bildet die Dynamik ausgehend von der statischen Einfederung von Aufbau und Reifen ab. In Folge dessen ist bei der Berechnung der dynamischen Radlastschwankungen aus Simulationsergebnissen die Erdbeschleunigung zu vernachlässigen.



# 5 Ergebnisse

Es werden die Ergebnisse der entwickelten Vertikaldynamikregelung präsentiert. Diese umfassen einerseits simulative Analysen, durch welche theoretische Zusammenhänge verifiziert werden und das volle Potential der Regelung bei idealer Aktorik aufgezeigt wird. Hierzu zählen Untersuchungen zu Fahrsicherheit und Fahrkomfort unter Anwendung der Regelung (Kapitel 5.5.1) und Sensitivitätsanalysen (Kapitel 5.6). Außerdem wird die Betrachtung des Stellgrößenbedarfs simulativ komplettiert (Kapitel 5.4). Andererseits werden Ergebnisse aus Messfahrten mit dem Versuchsträger vorgestellt. Hier soll das Verhalten der Regelung unter realen Bedingungen analysiert werden. Dabei wird das Entkopplungsverhalten (Kapitel 5.3) und das allgemeine Regelverhalten (Kapitel 5.5.2) betrachtet. Zusätzlich werden die Güte des Streckenmodells (Kapitel 5.1) und des Beobachters der Modelleingangsgrößen (Kapitel 5.2) validiert.

## 5.1 Modellgüte

Die Güte des Vollfahrzeugmodells wird durch den Vergleich mit den gemessenen Aufbaubewegungen der Kreiselplattform validiert. Als Strecke wird Massenhausen nach Fürholzen gewählt. Die Fahrdynamikregelung wird auf Konstantbestromung der Dämpfer mit  $I_{VDC} = 0,5 \text{ A}$  gesetzt, um Einflüsse durch die Regellogik auszuschließen. Bezogen auf den Maximalstrom von  $1,8 \text{ A}$  entspricht dies einer weichen Fahrwerksauslegung. Es werden die Hubbeschleunigung, Nick- und Wankrate betrachtet. Nick- und Wankbeschleunigung werden nicht berücksichtigt, weil diese von der Kreiselplattform nicht gemessen werden.

Bei Betrachtung der Verläufe zeigt sich, dass die Hubeigenfrequenz vom Streckenmodell gut abgebildet werden kann (Abbildung 5.1). Der Verlauf über den weiteren Frequenzbereich weist hingegen ein geringeres Spektrum als bei Realfahrt auf. Die Minima bei etwa  $3 \text{ Hz}$  und  $8 \text{ Hz}$  werden gut getroffen. Der Einfluss der Aggregatfreiheitsgrade in der Hubbeschleunigung sind erkennbar. Sie erhöhen die Güte des Modells indem das Spektrum angehoben wird. Oberhalb von  $12 \text{ Hz}$  nimmt die Güte des Modells stark ab. Nichtlineare Effekte und die Anregung höherfrequenter Moden, die vom Modell nicht abgebildet werden, sind der Grund hierfür.

Die Nickrate wird bis auf eine leichte Verschiebung im Bereich der Eigenfrequenz im Verlauf bis  $6 \text{ Hz}$  bei Modellierung mit Aggregat sehr gut abgebildet. Oberhalb dieser Frequenz nimmt die Güte ab. Auffällig ist das auftretende Minimum zwischen  $10$  und  $11 \text{ Hz}$  in der Modellierung. Bei Berücksichtigung der Aggregatfreiheitsgrade tritt es ebenfalls auf, jedoch in abgeschwächter Form. Es wird vermutet, dass Einflüsse der Radeigenfrequenzen oder gekoppelte Schwingungen in den Elastomerlagern des Aufbaus der Grund sind. Die Limitierung des Modells ab  $12 \text{ Hz}$  ist in der Nickrate erneut zu erkennen.

Der Frequenzverlauf der Wankrate weist eine Verschiebung in der Eigenfrequenz zwischen ADMA und LZI-Modell auf. Weiterhin liegt bei den Minima bei  $3 \text{ Hz}$  und  $8 \text{ Hz}$  eine leichte Verschiebung zu höheren Frequenzen vor. In der Modellierung treten bei  $13 \text{ Hz}$  und  $18 \text{ Hz}$  Minima

auf, die von der Kreiselplattform nicht bestätigt werden. Die Güte der Wankratenmodellierung fällt bei höheren Frequenzen weniger ab als im Falle der beiden anderen Moden.

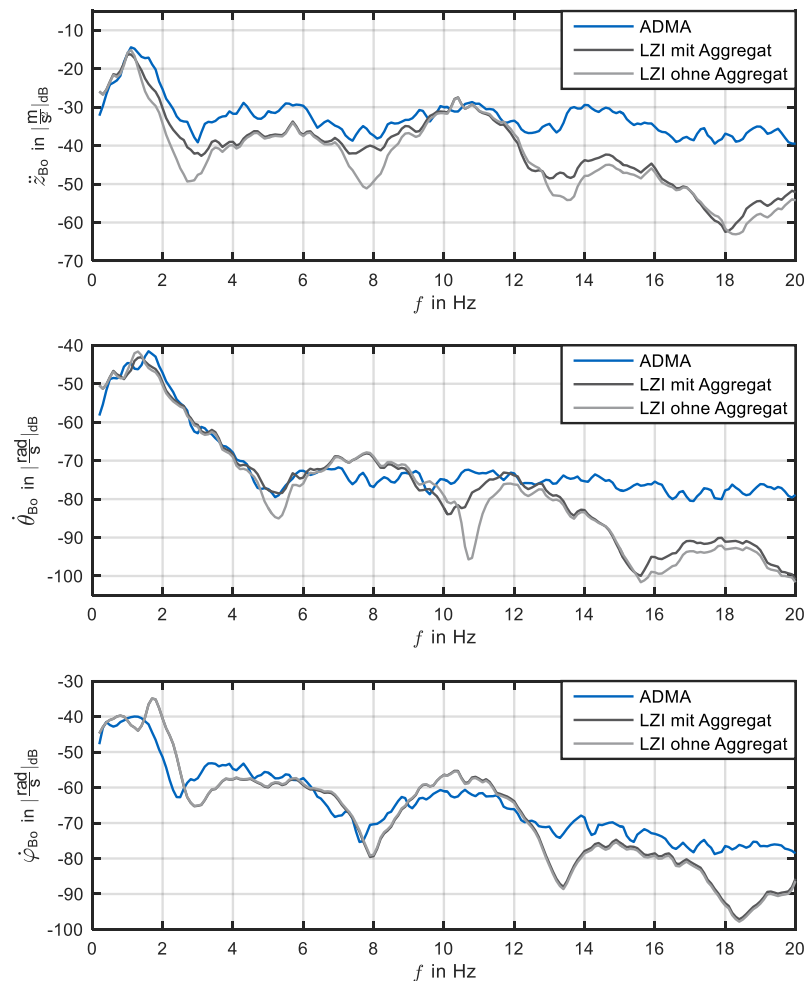


Abbildung 5.1: Praktische Validierung des Vollfahrzeugmodells, Strecke: MnF

Das Modell kann das reale Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich bis 10 Hz befriedigend abbilden. Oberhalb ergeben sich deutliche Abweichungen in den Amplitudengängen. In den Messverläufen fällt das Amplitudenspektrum nur geringfügig ab. Die Einflüsse höherfrequenter Moden und nichtlinearer Effekte sind die Gründe. Das Modell kann diese unzureichend darstellen. Die analytische Herleitung wie im Rahmen dieser Arbeit getätigt, ist mit den gewählten Freiheitsgraden in ihrer Genauigkeit eingeschränkt. Die Berücksichtigung weiterer Freiheitsgrade ist ein Ansatz zur Erhöhung der Modellgüte. Alternativ sind numerische Ansätze zur Schätzung des Übertragungsverhaltens zu verwenden. Ein Vorgehen zur Identifikation von Übertragungsfunktionen wird von SCHICKEDANZ [37] untersucht. Dabei wird eine Systemschätzung auf Basis von Messdaten angewendet. Alternativ beschreibt SCHICKEDANZ ein Verfahren über partielle Übertragungsfunktionen von Eingrößensystemen ein Mehrgrößensystem zu approximieren. Eine Analyse zum Stand aktueller Modellierungsmethoden zur Komfortregelung gibt die Arbeit von AMELUNXEN [109].

## 5.2 Beobachtergüte

Als Eingangssignale der Vertikaldynamikregelung werden die Höhenstände und Relativgeschwindigkeiten von Aufbau zu Rädern sowie die Geschwindigkeiten der Aufbaufreiheitsgrade benötigt. Die Höhenstände werden gemessen. Alle weiteren Größen werden numerisch bestimmt. Um den Einfluss des resultierenden Fehlers zu bestimmen, wird die Güte des Beobachters, der diese Größen berechnet, betrachtet. Als Datensatz dient eine Realfahrt mit Konstantbestromung ( $I_{VDC} = 0,5 \text{ A}$ ) der Dämpfer. Es werden die Messsignale des Kreiselsystems in Hubbeschleunigung, Nick- und Wankrate mit den entsprechenden Verläufen auf Basis der modellbasierten Berechnung verglichen.

Es ist zu erkennen, dass die Verläufe im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen vom Beobachter sehr gut approximiert werden können (Abbildung 5.2). Lediglich in Nick- und Wankrate ist eine kleine Abweichung in der Amplitude erkennbar. Im höherem Frequenzbereich zeigen sich größere Abweichungen. Die beobachteten Aufbaufreiheitsgrade sind im mittleren Frequenzbereich zwischen 4 - 10 Hz von beschränkter Güte. In der Hubbeschleunigung ist ein Amplitudenversatz von 5 dB erkennbar. Das Minimum der Nickrate bei 5 Hz weist eine Verschiebung in der Frequenz auf. Gleiches gilt für die Minima der Wankrate. Sie werden bei abweichender Frequenz modelliert. Außerdem werden die Amplitudengänge zwischen 3 - 6 Hz und 9 - 12 Hz unterschätzt. Zu bemerken ist, dass im höherfrequenten Bereich ab 12 Hz der Beobachter die realen Verhältnisse ohne großen Genauigkeitsabfall abbilden kann.

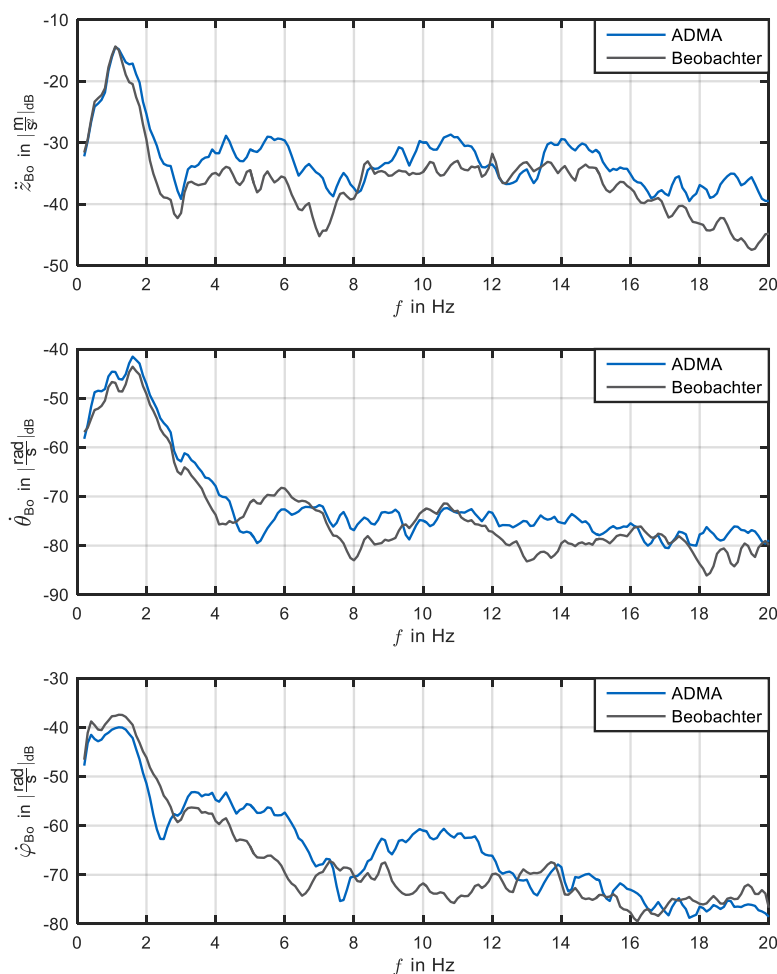


Abbildung 5.2: Praktische Validierung des Beobachters, Strecke: MnF

Im Vergleich mit dem Vollfahrzeugmodell (Abbildung 5.1) weist der Beobachter in diesem Bereich ein besseres Verhalten auf. Durch den parameterbasierten Ansatz des Beobachters können die nichtlinearen Effekte durch numerische Methoden approximiert werden. Die physikalische Interpretierbarkeit der Parameter des Beobachters ist jedoch nicht gegeben. Weiterhin ist die Güte des Beobachtermodells stark von der Menge und Qualität der Daten zur Optimierung der Parameter abhängig.

Für die Relativgeschwindigkeiten zwischen Aufbau und Rädern sind Fehler in geringerer Größenordnung wegen der geringeren Komplexität des Ableitens der Höhenstände anzunehmen. Sie werden nicht beurteilt, weil keine Messtechnik zur Generierung von Referenzverläufe vorhanden ist. Das Modell der dynamischen Radlastschwankungen wird aus diesem Grund ebenfalls nicht validiert. Die Abschätzung der Güte dieser Größen ist nicht möglich.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass der Beobachter die notwendigen Eingangsgrößen mit beschränkter Genauigkeit abbildet. Der Einfluss auf die Regelgüte kann anhand der Sensitivitätsanalyse (Kapitel 5.6.1) abgeschätzt werden.

### 5.3 Entkopplungsverhalten

Das Entkopplungsverhalten wird bei Überfahrt des Einzelhindernisses und in Realfahrt bei stochastischer Anregung unter Variation des Dämpfungsmaßes in jeweils einer Mode analysiert. Am Einzelhindernis wird die Dämpfung ausgehend von einem unterkritischem Dämpfungsmaß, welches dem vierfachen des passiven, stromlosen Zustandes entspricht in einer Mode erhöht. Die Einstellung der anderen Moden bleibt unverändert. Die Erhöhung erfolgt auf den Faktor 16 des Dämpfungsmaßes bezogen auf den stromlosen Wert. Der Zwischenschritt mit achtfacher Dämpfung wurde ebenfalls betrachtet, wird aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Auswertung jedoch nicht dargestellt. Die Analyse der Werte zeigte, dass das Verhalten durch die Werte bei sechzehnfachem Dämpfungsmaß in guter Näherung interpoliert werden können. Die stromlosen modalen Dämpfungsmaße sind folgende:

Tabelle 5.1: Modale Dämpfungsmaße im stromlosen Zustand

Mode	Formelzeichen	Wert
Huben	$D_{z_{Bo}}$	0,105
Nicken	$D_{\theta_{Bo}}$	0,123
Wanken	$D_{\varphi_{Bo}}$	0,135
Verspannen	$D_{t_{Bo}}$	0,100

Es ist zu bemerken, dass in der Praxis auch bei überkritischem Dämpfungsmaß ein gedämpftes Schwingungsverhalten auftritt. Dies lässt folgern, dass durch Aktorträgheit und -begrenzung das gewünschte Dämpfungsmaß nicht ideal abgebildet wird.

Als Referenz zur Beurteilung der Entkopplungsgüte dient die Skyhook-Regelung der Serienlogik. In dieser Logik wird die Variation durchgeführt, indem das Kennfeld der jeweils anderen Moden zu null gesetzt wird. In der betrachteten Mode wird das Kennfeld mit dem Faktor 4 erhöht. Die Kennfelder verhalten sich degressiv über die jeweilige Aufbaugeschwindigkeit. Da die Aufbaugeschwindigkeiten am Einzelhindernis jedoch im linearen Bereich des Kennfelds liegen, ist die

Degressivität nicht von Relevanz für die Auswertung. Zu beachten ist weiterhin, dass eine Erhöhung der Skyhook-Dämpfung die Aufbaubewegung minimiert. Im Gegensatz dazu, regelt ein größeres, modales Dämpfungsmaß ein härteres Fahrwerk ein. Die Auswertung findet anhand der Filterung der Signale in die verschiedenen Frequenzbereiche statt (Kapitel 4.5.3). Die RMS-Werte sind tabellarisch in Anhang G aufgeführt.

Die Auswertung des Entkopplungsverhaltens bei Realfahrt vervollständigt die Analyse. Es wird ausgehend vom stromlosem Zustand das Dämpfungsmaß auf den Faktor 4 und 8 erhöht. Als Strecke wird Massenhausen nach Fürholzen gewählt.

Alle zusätzlichen Regelblöcke wie zur Verbesserung der Fahrsicherheit und Minimierung von Schaltgeräuschen der Dämpfer sind für diese Versuche ausgeschaltet. Hierdurch soll die Reproduzierbarkeit erhöht und überstimmende Regeleingriffe ausgeschlossen werden. Die Serienlogik enthält darüber hinaus keinen Skyhook-Regler der Verspannmode, was in der Auswertung des Verspannverhaltens berücksichtigt werden muss. Bei der Bewertung der Versuche ist zusätzlich anzumerken, dass keine vollständige Entkopplung erreicht werden kann, weil die Steifigkeitsterme unberücksichtigt bleiben. Die Güte der Entkopplung ist somit selbst bei idealer Aktorik beschränkt. Weiterhin ist auf die beschränkte Genauigkeit bei der Auswertung der Verspannmode hinzuweisen, weil diese von der Kreiselpattform nicht gemessen werden kann.

### 5.3.1 Huben

Das Entkopplungsverhalten der Hubmode wird nachfolgend am Einzelhindernis und in der Realfahrt betrachtet. Von besonderem Interesse ist die Korrelation zwischen Hub- und Nickbeschleunigung. Bei analytischer Betrachtung des Vollfahrzeugmodells sind diese Moden verknüpft.

#### Einzelhindernis

Bei Variation der Hubbeschleunigung zeigt sich in den graphischen Verläufen der Aufbaubeschleunigungen (Abbildung 5.3), dass bei höherem Dämpfungsmaß die Aufbauanregung in Hubrichtung steigt. Die im Entkopplungsregler enthaltene Idee des quasi-passiven Fahrwerks ist erkennbar. Der RMS-Wert steigt um über 30 % an. Die Nickbeschleunigung wird hingegen bedämpft, sodass die RMS-Werte leicht sinken. Sie bleiben jedoch ab einem Dämpfungsmaß von 0,42 konstant. In den Zeitverläufen sind die höheren Amplituden der Schwingungen bei Erstanregung erkennbar. Im Abklingverhalten dominiert hingegen die stärkere Bedämpfung der Bewegung. Das Wanken bleibt zwischen stromlosem Zustand und schwacher Dämpfung konstant. Bei hoher Hubdämpfung steigt die Wankbeschleunigung um 10 % an. Die Verspannbeschleunigung erhöht sich zunächst bei 0,42, sinkt jedoch bei weiterer Erhöhung der Hubdämpfung ab.

Die Auswertung der spezifischen Frequenzbereiche ergibt, dass im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen (Tabelle G.2) die Hubbeschleunigung nur leicht gegenüber dem stromlosen Zustand ansteigt. Sie bleibt unverändert zwischen unter- und überkritischem Dämpfungsmaß. Nick- und Wankbeschleunigung sinken bei höherer Hubdämpfung. Die Verspannbeschleunigung verhält sich indefinit.

Im mittleren Frequenzbereich von 2,5 – 10 Hz (Tabelle G.3) erhöhen sich die Beschleunigungswerte in allen Moden. Lediglich die Verspannmode sinkt auf das stromlose Niveau bei überkritischer Dämpfung ab. Im Bereich der Radeigenfrequenzen (Tabelle G.4) steigen die RMS-Werte

von Huben, Nicken und Wanken. Die Verspannmode weist hingegen deutlich niedrigere RMS-Werte auf.

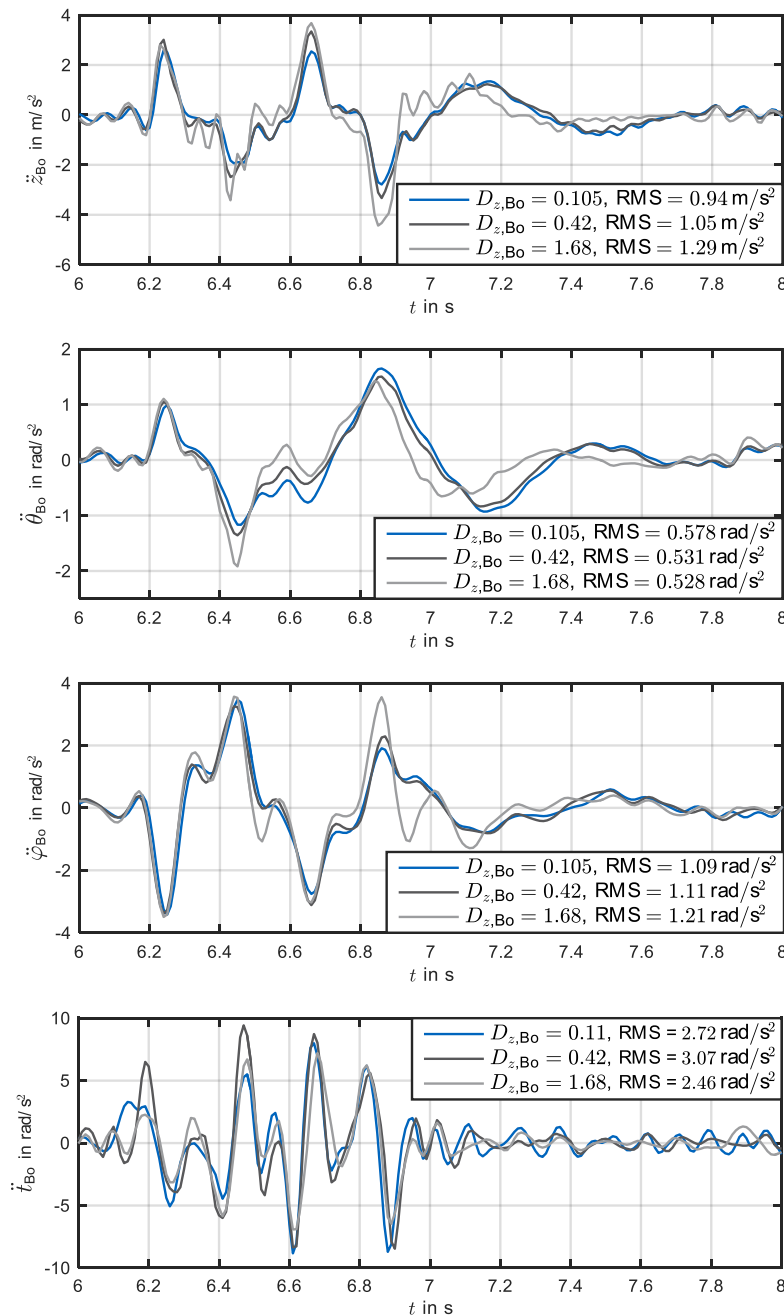


Abbildung 5.3: Aufbaubeschleunigungen bei Hubdämpfungsvariation am Einzelhindernis

Der Vergleich mit der Serienlogik zeigt, dass die Entkopplungsregelung die Aufbaumoden besser entkoppeln kann (Tabelle 5.2). Die Verkopplung zum Wanken bei überkritischer Dämpfung und das Verhalten der Verspannmode sind jedoch kritisch zu sehen. Die Serienlogik weist bei Erhöhung der Hubdämpfung keine signifikante Änderung der Hubbeschleunigung auf. Die Nickbeschleunigung wird jedoch reduziert. Das Wanken bleibt unbeeinflusst. Die Verspannmode ändert sich, wird jedoch bei Analyse der Serienlogik nicht betrachtet. Es kann keine Gewichtung der Hubmode durch die Veränderung des Kennfelds ausgemacht werden.

Aufgeteilt in die einzelnen Frequenzbereiche ist die höhere Skyhook-Dämpfung der Hubbeschleunigung im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen erkennbar (Anhang G). Der RMS-Wert sinkt, genauso in Nicken und Wanken. Im Bereich menschlicher Sensitivität steigen alle drei Moden in gleichem Maße an. Die RMS-Werte im Radeigenfrequenzbereich steigen für Huben und Nicken gleichsinnig, während die Wankbeschleunigung abnimmt.

Tabelle 5.2: Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{\psi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\epsilon}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,941	0,578	1,09	2,72
Entkopplungsregler, $D_{z_{Bo}} = 0,42$	1,05	0,531	1,11	3,07
Entkopplungsregler, $D_{z_{Bo}} = 1,68$	1,29	0,528	1,21	2,46
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Huben)	0,978	0,598	1,02	2,70
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Huben)	1,01	0,534	1,03	3,02

## Realfahrt

Die Analyse des Entkopplungsverhaltens bei Realfahrt zeigt, dass die Amplitude bei der Hubeigenfrequenz bei erhöhter Hubdämpfung sinkt (Abbildung 5.4). Über den weiteren Frequenzbereich resultiert dies jedoch in höherer Anregung. Der klassische Zielkonflikt der passiven Fahrwerksauslegung zeigt sich im Verlauf der Hubmode. Die Nick- und Wankbeschleunigungen bleiben im Bereich der jeweiligen Eigenfrequenzen nahezu konstant. Oberhalb dieses Frequenzbereiches steigt das Spektrum an. Der Amplitudenverlauf der Verspannmode wird durch Erhöhung der Hubdämpfung leicht gesenkt.

### 5.3.2 Nicken

Die Variation der Nickdämpfung am Einzelhindernis und in der Realfahrt wird nachfolgend ausgewertet. Aus der Analyse des Vollfahrzeugmodells hervorgehend sind Huben und Nicken die verkoppelten Moden. Gleichwohl werden alle Moden unter dem Einfluss variabler Nickdämpfung betrachtet.

### Einzelhindernis

Bei Erhöhung der Nickdämpfung nimmt die Hubbeschleunigung zunächst leicht ab, steigt dann bei überkritischer Dämpfung deutlich an (Tabelle 5.3). Die Amplituden der Zeitverläufe steigen erkennbar an. Die Amplitude der Nickbeschleunigung ist im Abklingvorgang bei 6,8 s stärker bedämpft. Jedoch ist bei 6,5 s eine höhere Anregung erkennbar (Abbildung 5.5). So ergibt sich ein leicht schwankender RMS-Wert. Die Wankbeschleunigung weist ebenfalls größere Amplituden bei höherer Nickbeschleunigung auf, auch wenn dies in den RMS-Werten nicht abzulesen ist. Die Analyse des Rucks ist in Betracht zu ziehen. Das Verhalten der Verspannmode ist bei überkritischer Dämpfung stärker bedämpft. Die Amplituden nehmen leicht ab, sodass ein geringerer RMS-Wert resultiert.

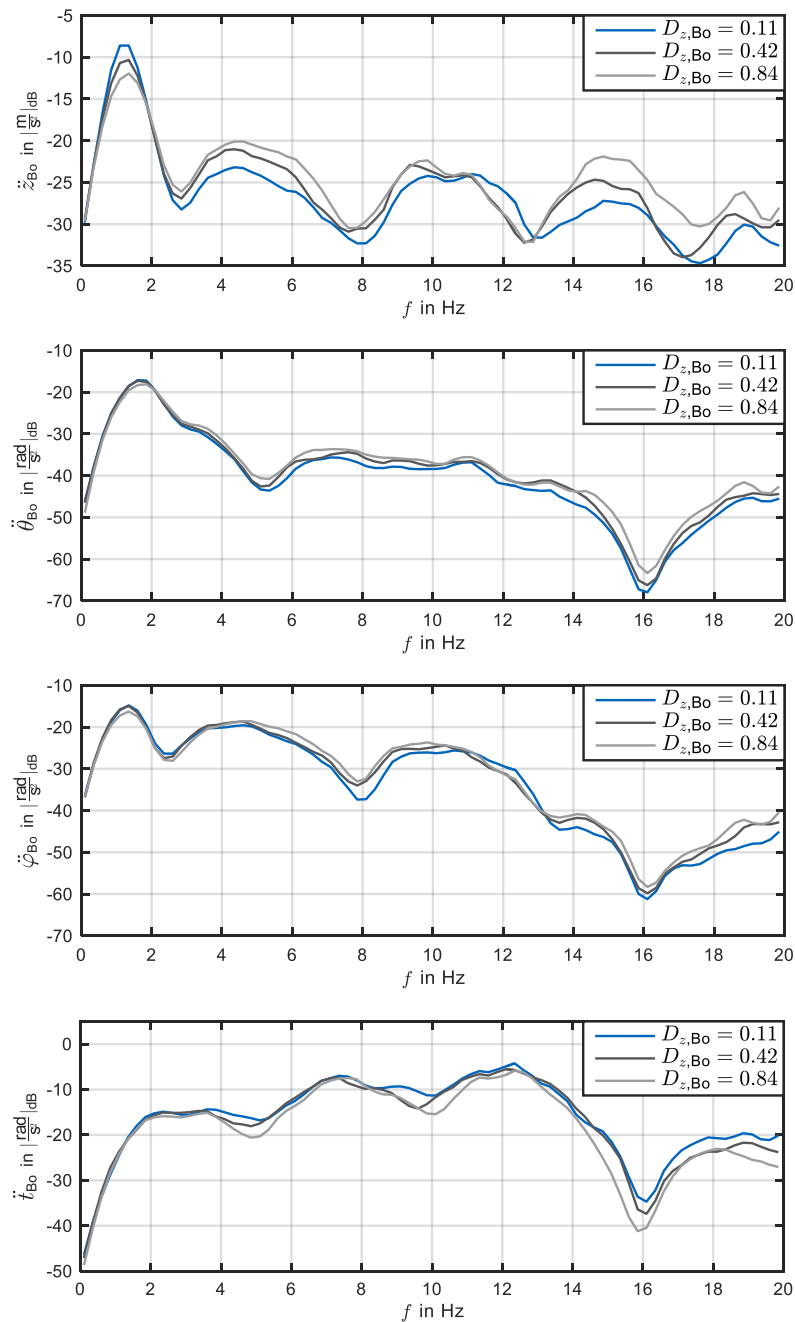


Abbildung 5.4: Aufbaubeschleunigungen bei Hubdämpfungsvariation, Strecke: MnF

Im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen erzeugt die höhere Nickdämpfung geringere RMS-Werte der Aufbaumoden (Tabelle G.5). Die Verspannmode steigt bei überkritischer Dämpfung jedoch leicht an. Im Bereich der menschlichen Sensitivität erhöhen sich die RMS-Werte von Hub- und Nickbeschleunigung proportional (Tabelle 5.5). Die Wankbeschleunigung steigt ebenfalls an, ausgehend vom stromlosen Zustands um 40 %. Der RMS-Wert der Verspannbeschleunigung steigt bei schwacher Dämpfung an, sinkt jedoch bei hoher Dämpfung unter das Niveau des stromlosen Zustandes. Im Bereich der Radeigenfrequenz steigen die Werte von Huben, Nicken und Wanken an (Tabelle G.7). Die Verspannung verhält sich ab einem Dämpfungsmaß von 0,49 konstant.



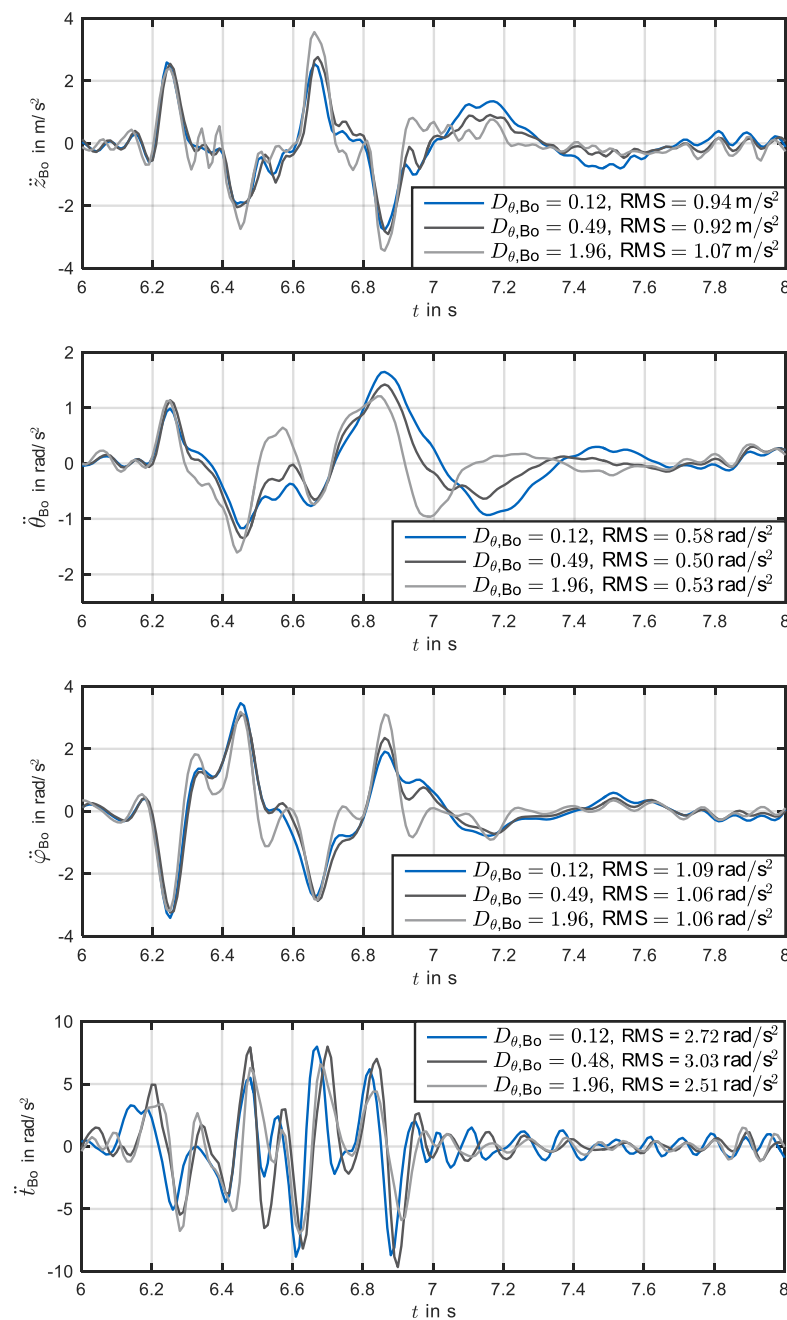


Abbildung 5.5: Aufbaubeschleunigungen bei Nickdämpfungsvariation am Einzelhindernis

Im Vergleich resultieren bei Variation der Nickdämpfung der Serienlogik geringere Werte für Huben, Nicken und Wanken (Tabelle 5.3). Der Effekt der Skyhook-Regelung tritt auf. Während im Bereich der Aufbaueigenfrequenz die höhere Dämpfung die RMS-Werte senkt, ist eine leichte Erhöhung in Hub- und Nickbeschleunigung im Bereich der menschlichen Sensitivität erkennbar (Tabelle G.6). Der ideale Skyhook, der diesen Zielkonflikt auflöst, kann von der Aktorik nicht dargestellt werden. Im Bereich der Radeigenfrequenz ist die Senkung der Verspannbeschleunigung auffällig, die weiteren Moden ändern sich geringfügig.

Tabelle 5.3: Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,941	0,578	1,09	2,72
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 0,49$	0,921	0,502	1,06	3,03
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 1,96$	1,07	0,525	1,06	2,50
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Nicken)	0,983	0,600	1,05	2,59
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Nicken)	0,965	0,480	0,977	2,81

## Realfahrt

In der Realfahrt ist, obwohl die Nickdämpfung variiert wird, in der Hubbeschleunigung das charakteristische Verhalten eines passiven Fahrwerks bei unterschiedlichen Dämpfungskonstanten am stärksten ausgeprägt (Abbildung 5.6). Die Amplitude der Resonanzspitze sinkt bei höherer Dämpfung, während im weiteren Frequenzbereich die Anregungen steigen. Die Nickbeschleunigung weist hingegen keine Veränderung der Resonanzspitze auf. Es ist jedoch ein erhöhtes Anregungsspektrum im weiteren Verlauf bei harter Dämpfung erkennbar. Die Wankbeschleunigung zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Nickbeschleunigung. Die Verspannbeschleunigung wird nur sehr gering beeinflusst. Auffällig ist lediglich das auftretende Minimum bei 5 Hz.

### 5.3.3 Wanken

Die verkoppelte Mode des Wankens ist das Verspannen. Gleichwohl werden durch nicht modellierte Effekte Huben und Nicken bei passivem Fahrwerk ebenfalls angeregt. Das Verhalten am Einzelhindernis und unter Realfahrt wird analysiert.

## Einzelhindernis

Wank- und Hubbeschleunigung steigen bei hoher Wankdämpfung jeweils deutlich an (Abbildung 5.7). In der Wankbeschleunigung treten bei der höchsten Wankdämpfungsstufe hochfrequente Schwingungen auf. Die Nickbeschleunigung ändert sich in geringerem Maße. Der Verlauf wird etwas stärker bedämpft. Die RMS-Werte sinken leicht. Die Verspannbeschleunigung weist eine größere Erstanregung bei harter Wankdämpfung auf, die Schwingung klingt jedoch auch schneller ab. Insgesamt sinkt der RMS-Wert.

Die Wank- und Nickbeschleunigung wird im Bereich der Aufbaueigenfrequenz deutlich bedämpft (Tabelle G.8). Das Huben variiert, erreicht bei harter Wankdämpfung wieder das Niveau des stromlosen Zustands. Hub-, Nick- und Wankbeschleunigung steigen im mittleren Frequenzbereich deutlich an (Tabelle G.9). Die Verspannbeschleunigung bleibt konstant. Im Bereich der Radeigenfrequenz steigen die RMS-Werte der ersten drei Moden an, die Verspannbeschleunigung nimmt um 30 % ab (Tabelle G.10).

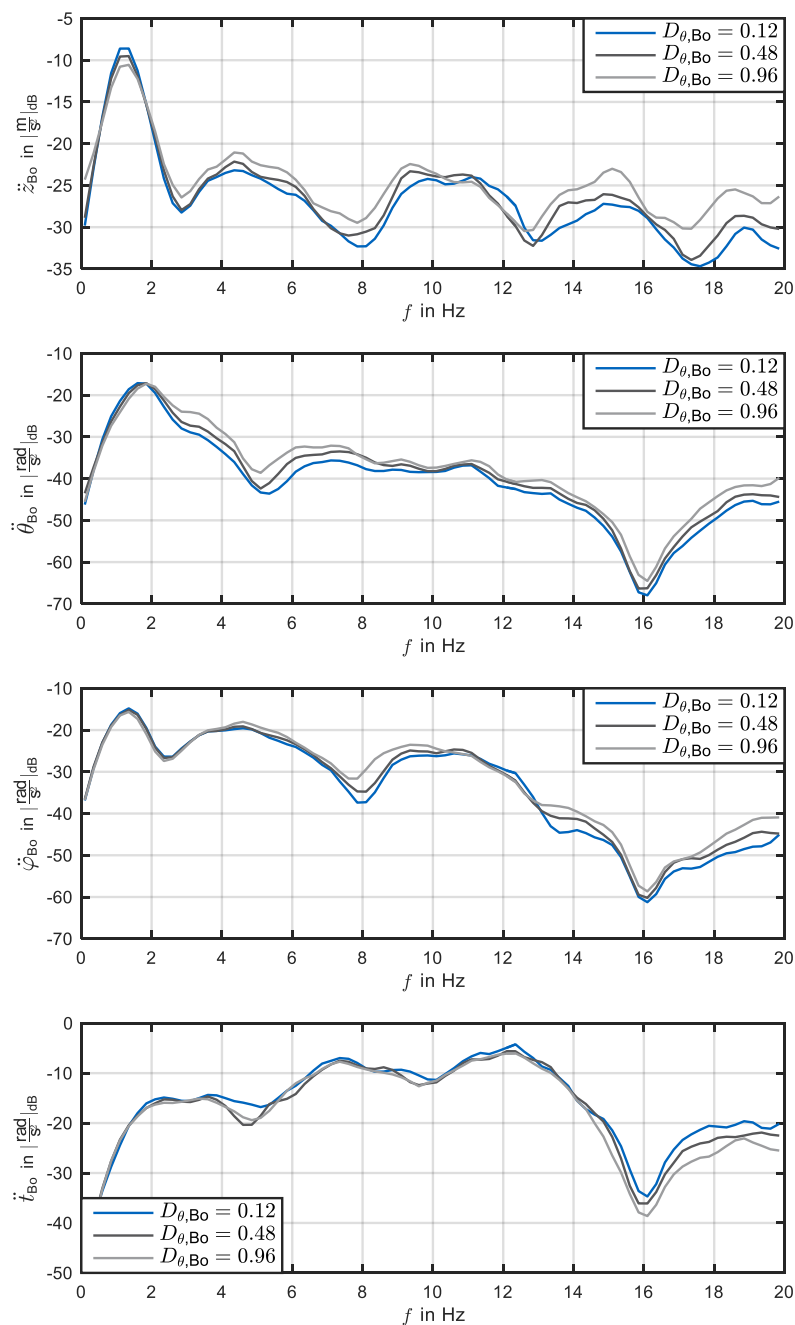


Abbildung 5.6: Aufbaubeschleunigungen bei Nickdämpfungsvariation, Strecke: MnF

Vergleichend erzeugt eine Erhöhung der Kennfeldwerte der Wankdämpfung der Serienlogik größere RMS-Werte in Huben und Wanken im Bereich von 10 % (Tabelle 5.4). Die Proportionalität von Hub- zu Wankbeschleunigung ist zwischen den Reglertypen ähnlich. Aufgeteilt in die Frequenzbereiche führt eine erhöhte Wankdämpfung der Skyhook-Regelung zu leicht höheren Beschleunigungen in Huben und Wanken im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (Tabelle G.8). Die Nickbeschleunigung wird in diesem Bereich hingegen weiter reduziert. Im Bereich menschlicher Sensitivität steigen die Werte durchgängig an, wie es für passive Fahrwerke zu erwarten, beim idealen Skyhook jedoch nicht beobachtbar wäre (Tabelle G.9). Im Bereich der Radeigenfrequenz erhöhen sich die Aufbaubeschleunigungswerte bei Variation der Serienlogik ebenfalls in allen drei Moden (Tabelle G.10).

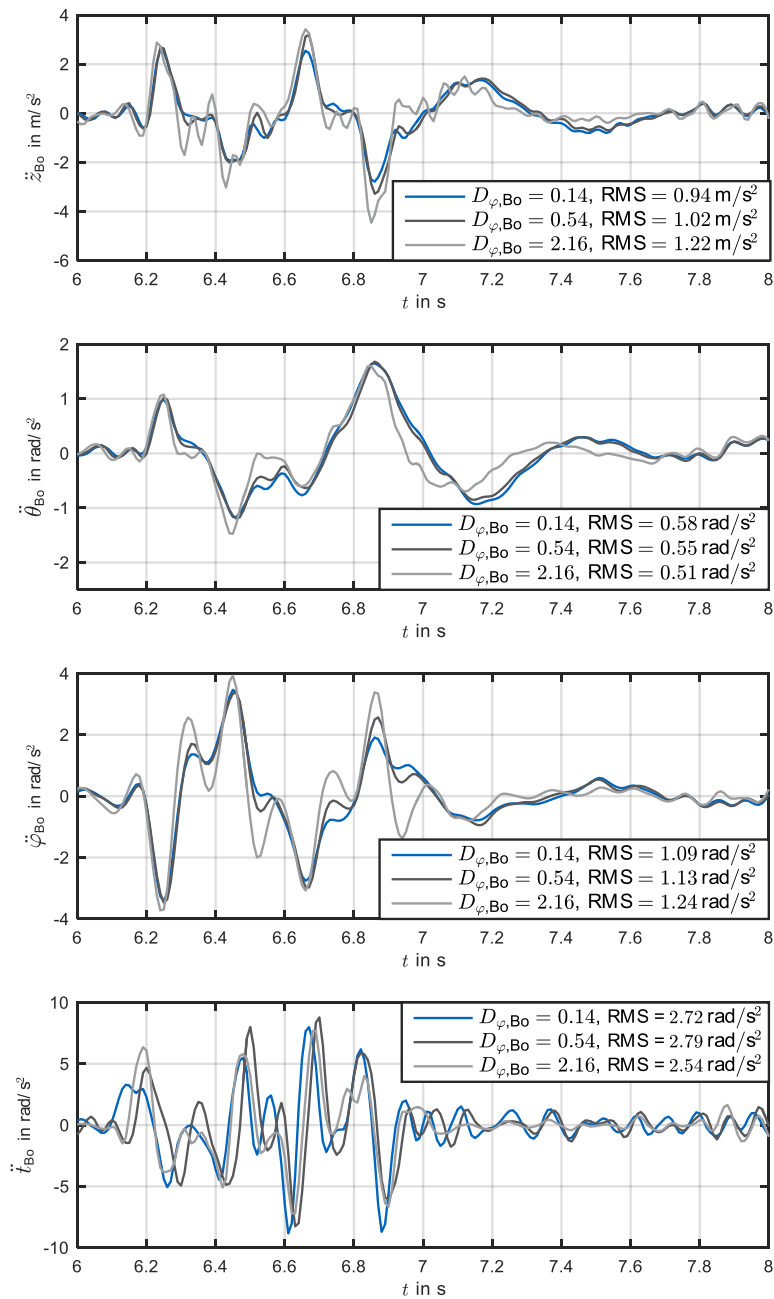


Abbildung 5.7: Aufbaubeschleunigungen bei Wankdämpfungsvariation, Einzelhindernis

Tabelle 5.4: Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich

	$\ddot{z}_{Bo}$ in $m/s^2$	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in $rad/s^2$	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in $rad/s^2$	$\dot{\theta}_{Bo}$ in $rad/s$
Stromlos	0,941	0,578	1,09	2,72
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 0,54$	1,02	0,547	1,13	2,79
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 2,16$	1,22	0,515	1,24	2,54
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Wanken)	1,01	0,516	1,02	3,24
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Wanken)	1,11	0,517	1,09	3,11

## Realfahrt

In der Realfahrt ist erneut die größte Veränderung im Verlauf der Hubbeschleunigung zu beobachten (Abbildung 5.8). Während das Resonanzmaximum minimal sinkt, steigt das Amplitudenspektrum im weiteren Verlauf deutlich an. In Nick- und Wankbeschleunigung sind höhere Amplituden oberhalb 2 Hz erkennbar. Die Resonanzverläufe bleiben unbeeinflusst. Die Verspannbeschleunigung variiert nur geringfügig. Das Maximum bei 12 Hz wird durch höhere Wankdämpfung leicht abgeschwächt.

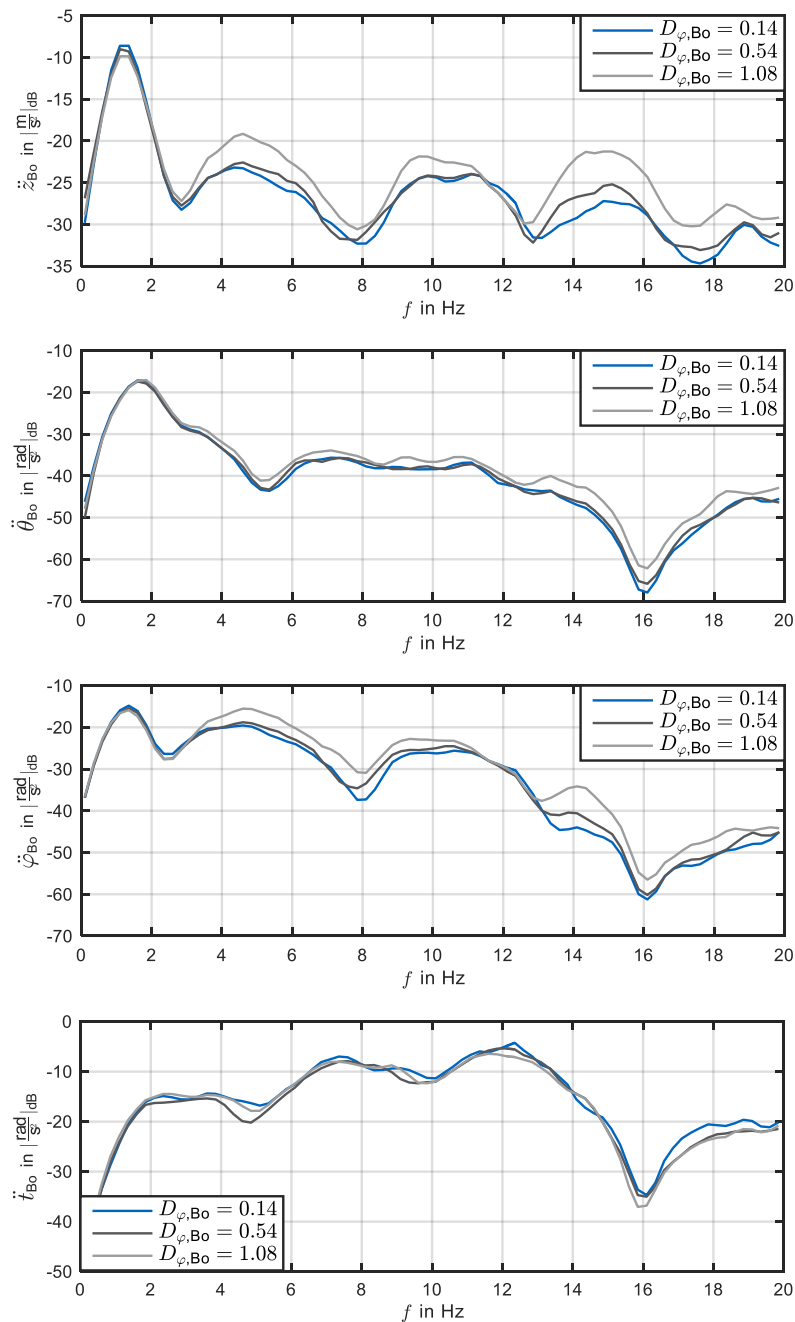


Abbildung 5.8: Aufbaubeschleunigungen bei Wankdämpfungsvariation, Strecke: MnF

### 5.3.4 Verspannen

Das Verhalten unter Variation der Verspanndämpfung wird am Einzelhindernis und bei stochastischer Anregung in der Realfahrt untersucht. Ein Vergleich zur Serienlogik ist hier nicht möglich, weil diese die Verspannmode nicht explizit regelt.

#### Einzelhindernis

Bei Variation der Verspanndämpfung am Einzelhindernis erhöht sich der RMS-Wert der Hubbeschleunigung um 16 % (Abbildung 5.9). Die Ausschläge der Schwingungen steigen durch die härtere Dämpfung an. Der Einfluss auf die Nickmode ist gering. Bei Betrachtung des Zeitverlaufs sind leicht erhöhte Amplituden der Nickschwingung zu erkennen. Die Wankbeschleunigung verhält sich im Anwanken bei Variation der Verspanndämpfung unverändert. Im weiteren Verlauf der Schwingung sind jedoch größere Amplituden erkennbar. Entsprechend steigt der RMS-Wert um 10 % an. Die Verspannmode nimmt in ihren RMS-Werten um 13 % ab. Aus den zeitlichen Verläufen ist dies nicht unmittelbar abzulesen.

Bei Betrachtung der drei Frequenzbereiche bleibt die Hubbeschleunigung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz nahezu unverändert (Tabelle G.11). Die Nickbeschleunigung bleibt ebenfalls auf konstantem Niveau. In der Wankbeschleunigung ist eine Abnahme des RMS-Wertes bei hoher Verspanndämpfung um 8 % erkennbar. Die Verspannmode variiert ohne eindeutige Tendenz. Im Bereich erhöhter menschlicher Sensitivität steigen die RMS-Werte der ersten drei Aufbaumoden an (Tabelle G.12). Der Anstieg liegt bei über 30 %. Die Verspannbeschleunigung nimmt leicht ab. Genauso steigen Hub-, Nick- und Wankbeschleunigung im Bereich der Radeigenfrequenz an (Tabelle G.13). Während in der Hubmode eine Variation erkennbar ist und der Anstieg insgesamt geringer ausfällt, steigen Nick- und Wankbeschleunigung monoton um 33 % und 43 % an. Die Verspannmode weist geringere Werte im Vergleich zum stromlosen Zustand auf. Zwischen den Dämpfungsmaßen von 0,4 und 1,6 steigt der RMS-Wert leicht an.

#### Realfahrt

Das Verhalten bei stochastischer Anregung lässt in Nick- und Wankmode leicht erhöhte Amplitudenverläufe im mittleren und hohen Frequenzbereich erkennen. In der Hubbeschleunigung ist diese Tendenz ebenfalls vorhanden, jedoch deutlicher ausgeprägt. Die Resonanz bei der Hubeigenfrequenz wird minimal stärker bedämpft. In der Verspannmode wird der Amplitudenverlauf durch die Erhöhung der Dämpfung leicht gesenkt.

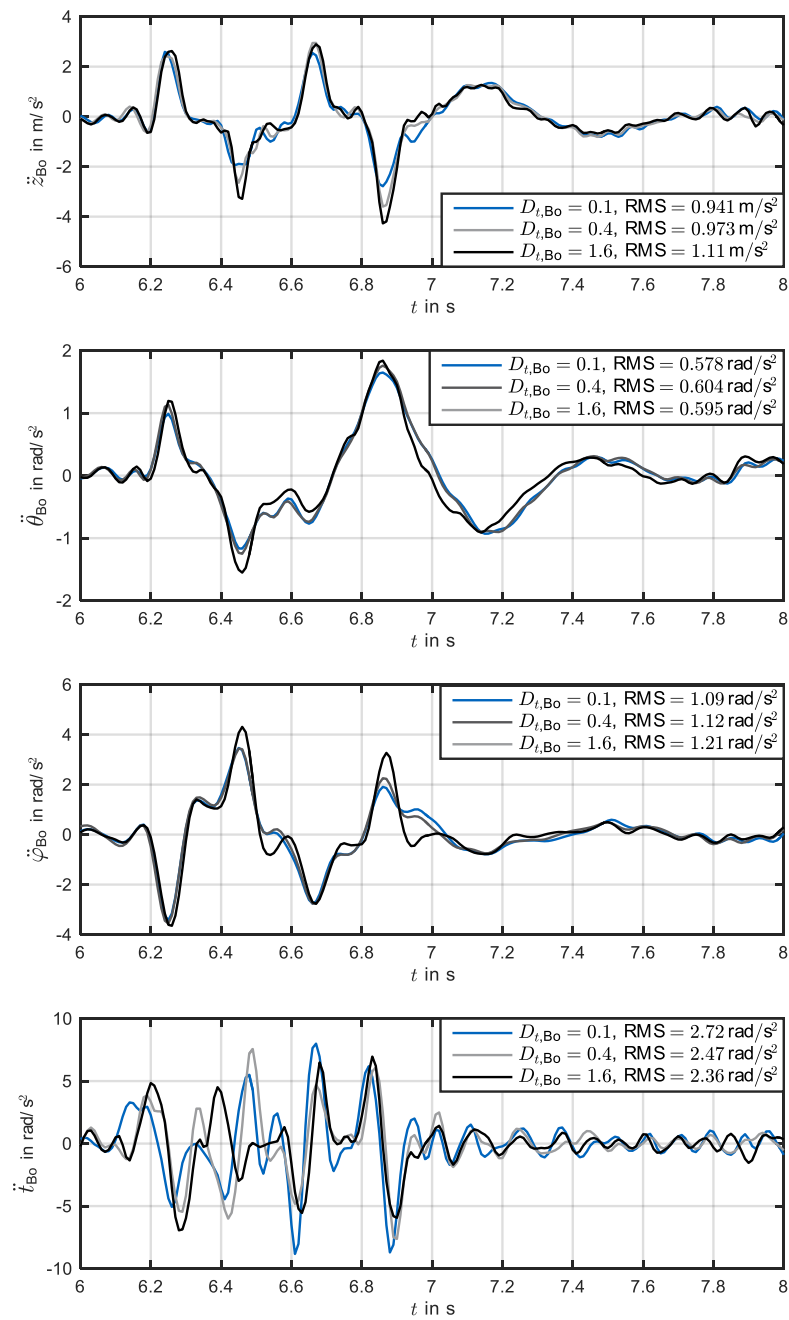


Abbildung 5.9: Aufbauverhalten bei Verspanndämpfungsvariation, Einzelhindernis

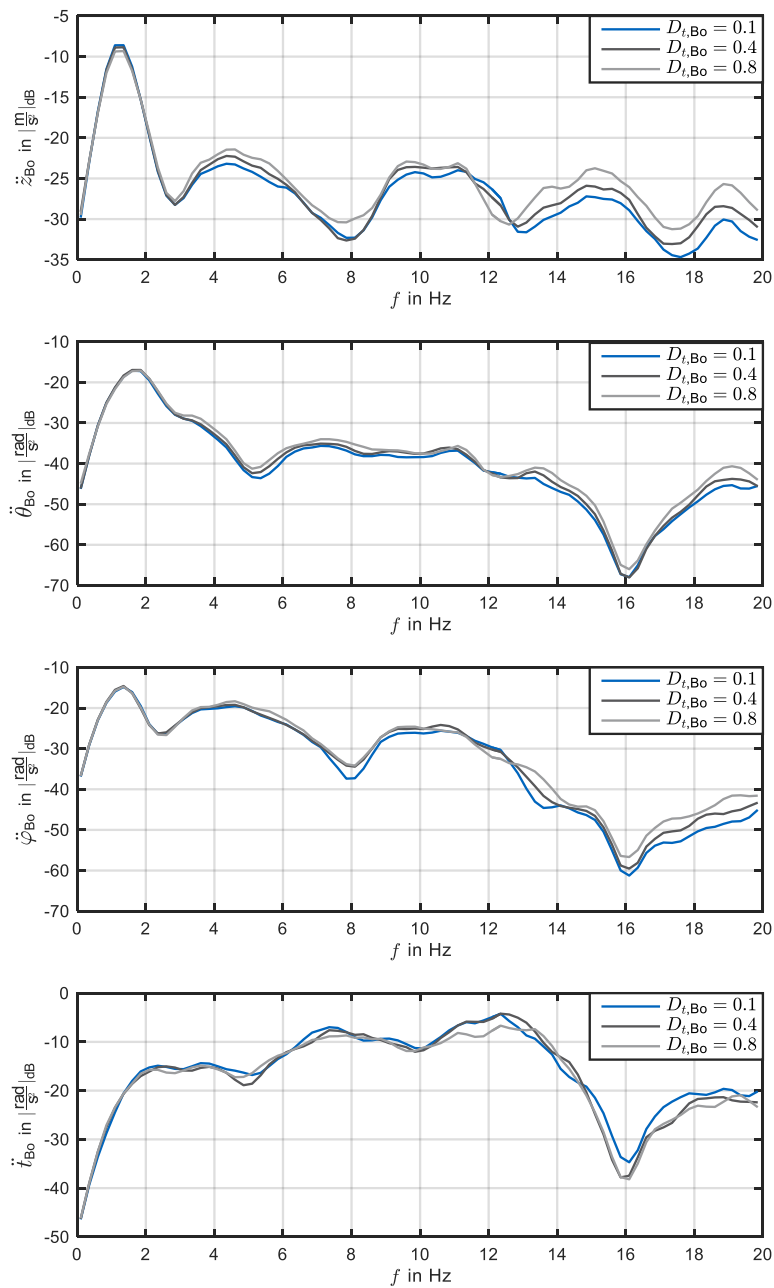


Abbildung 5.10: Aufbaubeschleunigungen bei Verspanndämpfungsvariation, Strecke: MnF

### 5.3.5 Fazit

Die Analyse des Entkopplungsverhaltens zeigt, dass die Güte der Entkopplungsregelung in der Praxis stark eingeschränkt ist. Die theoretisch ideale Entkopplungsvorschrift kann nicht umgesetzt werden. Als Ursachen werden die Stellkraftbegrenzung und der Einfluss höherfrequenter Moden und nichtlinearer Effekte vermutet. Durch Beschränkung auf die Entkopplung der Dämpfungsterme ist durch die Verkopplung der Steifigkeiten die Entkopplung der Aufbaumoden bereits aus theoretischer Sicht nicht vollständig gegeben. Gleichwohl kann bilanziert werden, dass bei Variation der Hubdämpfung die Veränderung des Hubverhaltens überwiegt. Das postulierte Verhalten des quasi-passiven Fahrwerks ist erkennbar. Im Gegensatz zur Serienlogik ist das Entkopplungsverhalten hier deutlich sichtbar. Bei Variation von Nick- und Wankdämpfung



ist die Verkopplung in den ersten drei Aufbaumoden hingegen stets gegeben. Diese Problematik ist in der Serienlogik ebenfalls ausgeprägt. Die Entkopplungsgüte in diesen Moden ist sehr eingeschränkt. Die Verspanndämpfung tritt in Hub- und Wankmode ebenfalls auf. Hier kann die Entkopplung erneut nur unzureichend gezeigt werden. Das indefinite Verhalten der Verspannmode bei Variation der Dämpfungsparameter lässt erhöhten Einfluss von Messfehlern vermuten. Während in der Entkopplungsregelung die durchgängige Erhöhung der Anregung im mittleren Frequenzbereich durch den Einfluss des Radanteils erklärbar ist, überrascht dieses Verhalten in der Serienlogik. Die ideale Skyhook-Regelung wird von der Aktorik nicht abgebildet. Weiterführende Untersuchungen unter dem Einsatz eines vollaktiven Fahrwerks sind anzustreben, um die praktische Modellvalidierung voranzutreiben und den Einfluss der Aktorbegrenzung abzuschätzen. Gleichzeitig ist die Güte der Entkopplungsvorschrift zu hinterfragen. So sind die Annahmen des mittigen Wankzentrums unter dem Einfluss von Beladung und Insassenverteilung und des auf den Schwerpunkt bezogenen Nickzentrums zu prüfen. Eine Abschätzung dieser Fehlerquellen ist durch die Sensitivitätsanalyse der Strecke gegeben (Kapitel 5.6.2).

## 5.4 Stellgrößenbedarf

In diesem Kapitel soll der Stellgrößenbedarf der Regelung analysiert werden, um abzuschätzen, zu welchem Anteil dieser durch eine semiaktive Aktorik gedeckt werden kann. Die Untersuchung wird für Applikationen modaler Dämpfungen auf Basis von Messdaten aus Realfahrten der Strecke NU WnO durchgeführt. Der Stellkraftbedarf bei Applikation modaler Steifigkeiten und bei Aufschalten des Störgrößenbeobachters wird simulativ mit demselben Streckenprofil ergänzt, weil hierzu keine validen Messungen vorhanden sind. Das Versuchsszenario wird gewählt, weil bei diesem in Folge von erhöhter Geschwindigkeit und Straßenanregung hohe Stellkräfte resultieren. So lässt die Messreihe Rückschlüsse auf ein zu erwartendes Mindestmaß an Stellgüte zu. Die untersuchten Parametersätze sind in Tabelle 5.5 aufgelistet. Es wird das Verhalten am vorderen, rechten Rad betrachtet. Die Zusammenhänge an den anderen Rädern sind vergleichbar. Die Datenpunkte sind als Geschwindigkeits-Kraft-Paare dargestellt. Zusätzlich sind die Kennlinien des Dämpfers für minimalen und maximalen Strom dargestellt.

Die Applikation mit passivem Dämpfungsmaß (Abbildung 5.11, oben) lässt die Approximation der Minimalstromkennlinie als Dämpfungskonstante erkennen. Die Verkopplung der Räder in Folge des Entkopplungsgesetzes des Aufbaus ist gering. Die Dämpfungskonstante wird als von unten angenäherte Tangente an die Minimalstromkennlinie bestimmt. Die Annahme wird aus Gründen der Stabilität getroffen. Eine detaillierte Ausführung hierzu ist in Anhang D gegeben. So liegen die Stellkräfte zu 95 % außerhalb des Stellbereichs, der theoretische Stabilitätsnachweis wird jedoch gleichzeitig mit demselben Anteil in der Praxis wiedergegeben. Bei realer Applikation der Regelung spielt die Problematik zu geringen Stellkraftniveaus keine Rolle, weil höhere Dämpfungsmaße vorgegeben. Die Auslegung des passiven Dämpfungsmaßes zeigt, dass die auf dem Fahrzeugsteuergerät implementierte Logik korrekt rechnet. Das quasi-passive Fahrwerk mit konstanter Dämpfung ist identifizierbar. Das nahezu lineare Verhalten zwischen Stellkraft und Relativgeschwindigkeit bleibt bei proportionaler Erhöhung aller Dämpfungsmaße erhalten. Lediglich die Dämpfungskonstante und somit die Steigung der Geraden ändert sich. Für die Zugstufe wird die Dämpferkonstante der Maximalstromlinie mit einem Proportionalitätsfaktor von über 30 auf alle Dämpfungsmaße des stromlosen Zustandes erreicht. Für die Druckstufe liegt dieser bei 10. Neben dem geringeren Gradienten ist die Druckstufe außerdem im Betrag

der maximalen Stellkraft im Geschwindigkeitsbereich nach dem Öffnen des Bypass-Ventils limitiert. Das aufgespannte Kennfeld der Druckstufe ist schmal. Die Güte der Stellkraft ist dadurch stark eingeschränkt.

Tabelle 5.5: Applikationen zur Untersuchung des Stellkraftbedarfs

Nr.	Name	Applikation
1	Entkopplungsregler, passiv	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modale Dämpfungsmaße entsprechen dem stromlosem Zustand</li> <li>• keine Stellkraft aus modaler Steifigkeit</li> <li>• Realfahrt</li> </ul>
2	Entkopplungsregler, $D_{\theta_{Bo}} = 0,48; D_{\varphi_{Bo}} = 0,54; D_{t_{Bo}} = 0$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vorgabe der Dämpfungsmaße in Nicken und Wanken, Verspanndämpfung zu Null gesetzt, Hubdämpfung entspricht stromlosem Zustand</li> <li>• keine Stellkraft aus modaler Steifigkeit</li> <li>• Realfahrt</li> </ul>
3	P-Regler $D_{\theta_{Bo}} = 0,48; D_{\varphi_{Bo}} = 0,54; D_{t_{Bo}} = 0$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verstärkungsfaktoren entsprechen den Dämpfungsmaßen von Versuch Nr. 2</li> <li>• Gleiche modale Dämpfung, jedoch ohne Radanteil</li> <li>• Realfahrt</li> </ul>
4	Serienlogik	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modaler Skyhook gemäß Serienlogik</li> <li>• Realfahrt</li> </ul>
5	Entkopplungsregler, halbe Eigenfrequenz	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vorgabe halber Eigenfrequenz in allen Moden</li> <li>• Keine Stellkraft aus modaler Dämpfung</li> <li>• Simulation</li> </ul>
6	Störgrößenbeobachter des Aggregat	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vollständige Unbeobachtbarkeit der Aggregatbewegungen</li> <li>• Simulation</li> </ul>

Die Applikation des Entkopplungsreglers (Versuch Nr. 2) wird auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit ausgelegt. Es sind die Nick- und Wankdämpfung auf das Vierfache des stromlosen Zustands angehoben, während die weiche Hubdämpfung beibehalten wird. Das lineare Dämpfungsverhalten ist aufgrund der unabhängigen Einstellung der modalen Dämpfungsmaße auf Aktorebene nicht erkennbar (Abbildung 5.11, Mitte oben). Es tritt verkoppeltes Verhalten zwischen den Relativbewegungen der Räder auf. Dies resultiert aus dem Regelgesetz der Aufbauentkopplung. Die Aktorik setzt dieses um. Sie kann je-doch gemäß des Wechselwirkungsprinzips nur eine Kraft stellen, die gleichermaßen Rad und Aufbau eingepägt wird. So wird durch Entkopplung des Aufbaus eine Verkopplung der Räder erzeugt. Die zugehörigen theoretischen Zusammenhänge werden in Kapitel 4.2.1 im Abschnitt „Einzelraddynamik“ dargestellt. Als Resultat liegen ein Viertel der Stellkräfte in den Quadranten zwei und vier. Weitere 25 % der Stellkräfte sind zwar dissipativ, liegen jedoch außerhalb des Aktorkennfelds. So können nur etwa 50 % der Kräfte gestellt werden.

Der P-Regler (Versuch Nr. 3) weist ein ähnliches Verhalten bezüglich der Stellkraftverteilung auf (Abbildung 5.11, Mitte unten). Durch die Bedämpfung der inertialen Aufbaugeschwindigkeiten besteht kein Zusammenhang zwischen Stellkraft und Aktorrelativgeschwindigkeit. Die Tendenz eines dämpfenden Verhaltens auf Aktorebene ist aufgelöst. Durch die Applikation der äquivalenten Verstärkungsfaktoren der Dämpfungsmaße zu Versuch Nr. 2 kann der Einfluss des Radanteils beurteilt werden. Das geforderte Kraftniveau ist geringer. Dadurch sinkt der Anteil an Kräften, die betragsmäßig größer als die Kräfte der Maximalstromkennlinie sind, insbesondere in der Druckstufe. Dennoch nimmt die Regelgüte gegenüber dem Entkopplungsregler ab, weil ein

höherer Anteil aktiver Kräfte und betragsmäßig kleinerer Kräfte als jene der Minimalstromkennlinie auftritt.

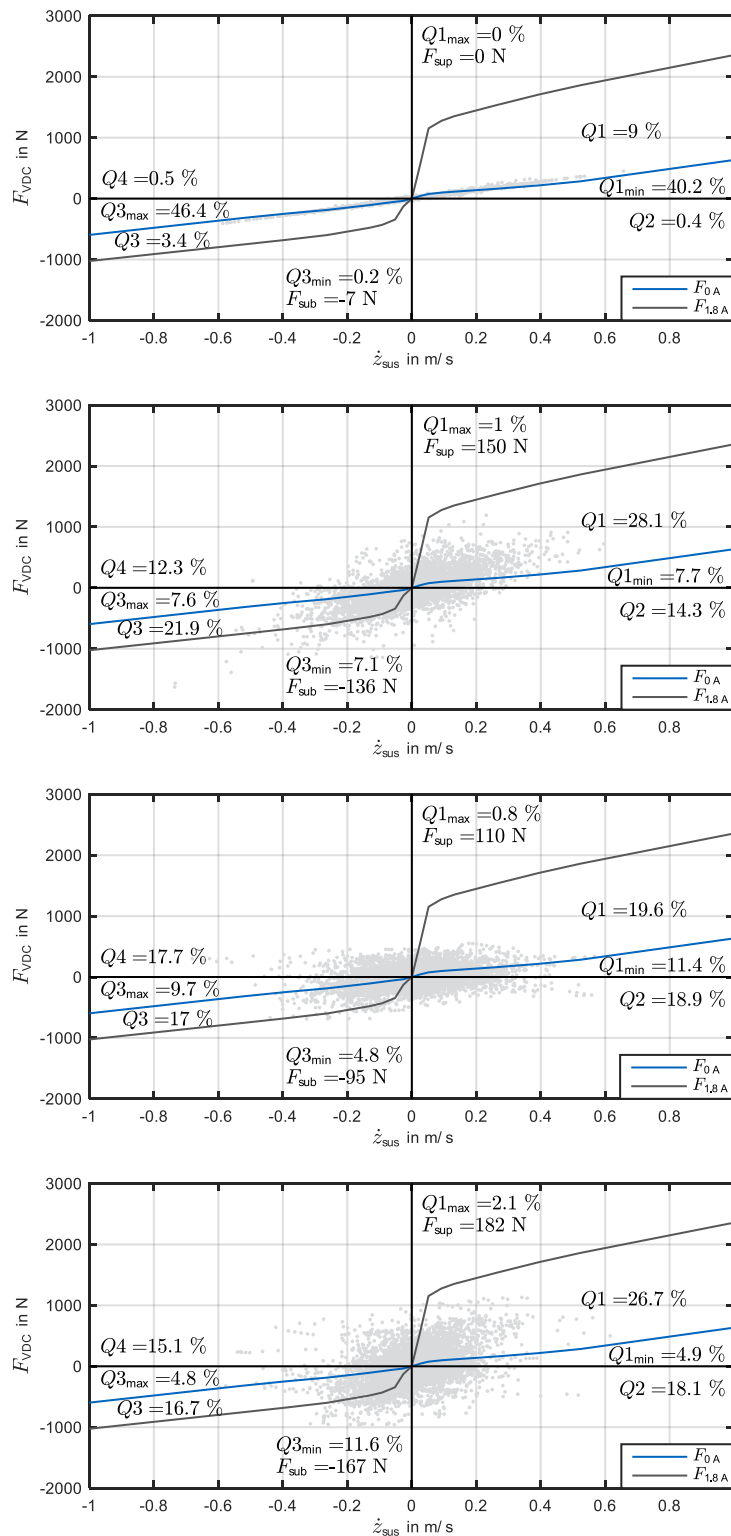


Abbildung 5.11: Stellgrößenbedarf auf Aktorebene, oben: passiver Entkopplungsregler, Mitte oben: applizierter Entkopplungsregler, Mitte unten: P-Regler, unten: Serienlogik, Strecke: NU WnO

Im Vergleich zur Serienlogik ist der Anteil an stellbaren Kräften der Entkopplungsregelung etwas höher (Abbildung 5.11, unten). Zudem ist der Anteil an aktiven Kräften geringer. Genauso sind die Durchschnittswerte der Kräfte, die betragsmäßig oberhalb der Maximalstromkennlinie liegen, niedriger. Die Vergleichbarkeit der Regelgüte zwischen Serienlogik und Entkopplungsregelung wird in Kapitel 5.5.2 bestätigt. Dort wird gezeigt, dass der applizierte Entkopplungsregler einen um 15 % geringeren Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke als die Serienlogik hat (Tabelle 5.7). Gleichzeitig liegen die dynamischen Radlastschwankungen auf gleichem Niveau.

Die Analyse des Stellkraftbedarfs bei Vorgabe einer Halbierung der Eigenfrequenzen und der Aufschaltung des Störgrößenbeobachters wird nachfolgend durchgeführt (Abbildung 5.12). Es wird simulativ eine ideale Aktorik vorgegeben, um aus Rückkopplungseffekten resultierende Dynamik zu vermeiden.

Die Halbierung der Eigenfrequenz bewirkt eine gleichmäßige Verteilung der Stellkräfte auf alle Quadranten. Weder ein Verhalten in Phase noch gegen Phase von Kraft zu Geschwindigkeit, wie es bei sinusförmiger Anregung zu erwarten wäre, ist erkennbar. Die Güte der Regelung ist demnach besser als bei einem Phasenverzug von  $90^\circ$ . Die geforderten Stellkräfte liegen zu 44 % in den Quadranten zwei und vier. Durch Stellkraftbegrenzungen innerhalb der Quadranten eins und drei kann insbesondere in der Druckstufe ein erheblicher Anteil der dissipativen Kräfte nicht gestellt werden. So liegt die Regelgüte bei weniger als 35 %. Wird alternativ eine Verdopplung der Eigenfrequenz gefordert (nicht dargestellt) ergibt sich dieselbe regellose Verteilung. Allerdings steigen die Beträge der Stellkraft deutlich an. Die Abweichung von Maximalstromkennlinie zu den außerhalb liegenden Punkten beträgt durchschnittlich 620 N in der Zugstufe und 800 N in der Druckstufe.

Im unteren Graphen ist die Stellkraftverteilung des Störgrößenbeobachters der Aggregatbewegungen dargestellt. Es ist ebenfalls eine gleichmäßige Verteilung auf alle Quadranten erkennbar. Erneut fällt der hohe Anteil an Kräften auf, die in der Druckstufe nicht gestellt werden können. Der Anteil stellbarer Kräfte liegt bei etwa 30 %. Im Vergleich dazu ist die Stellkraftforderung an der Hinterachse geringer, weil das Aggregat zwischen Vorderachse und Schwerpunkt gelagert ist. So liegt ein größerer Hebelarm vor und entsprechend sinkt das Kraftniveau. Die Regelgüte sinkt durch diesen Zusammenhang an der Hinterachse bei alleiniger Aufschaltung des Störgrößenbeobachters, weil der Anteil an Kräften unterhalb der Minimalstromkennlinie steigt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass sich bei proportionaler Erhöhung der modalen Dämpfungen ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Relativgeschwindigkeit und Stellkraft am Aktor ergibt. Der Anteil stellbarer Kräfte ist entsprechend hoch. Bei abweichenden Applikationen löst sich dieser Zusammenhang auf. Dämpfendes Verhalten auf Aktorebene ist nicht erkennbar. Gleichwohl ist der Anteil unter Berücksichtigung des Radanteils höher als bei reiner Skyhook-Regelung, obwohl das geforderte Stellkraftniveau insgesamt steigt. Das Stellen einer Steifigkeit und des Störgrößenbeobachters der Aggregatbewegungen ist mit semiaktivem Fahrwerk nur mit geringer Regelgüte möglich.

Konstruktiv lässt sich aus den Verläufen die Handlungsempfehlung ableiten die Druckstufe genauso wie die Zugstufe auszulegen. Sowohl Gradient im geringen Geschwindigkeitsbereich als auch Betrag der Maximalstromkennlinie nach Öffnen des Bypass-Ventils sind anzupassen. Die asymmetrische Auslegung resultiert aus der passiven Fahrwerksentwicklung. Stöße im Aufbau sollen dadurch verringert werden, um die Belastung der Domlager gering zu halten. Außerdem werden durch diese Auslegung die Druckkräfte auf den Insassen reduziert, welche als unangenehm empfunden werden [110, S. 62]. Für geregelte Systeme wird dieser Ansatz aufrechterhalten, um die Auswirkung von Regelfehlern zu minimieren. Wie die Analyse zeigt, mindert das die Regelgüte jedoch erheblich.

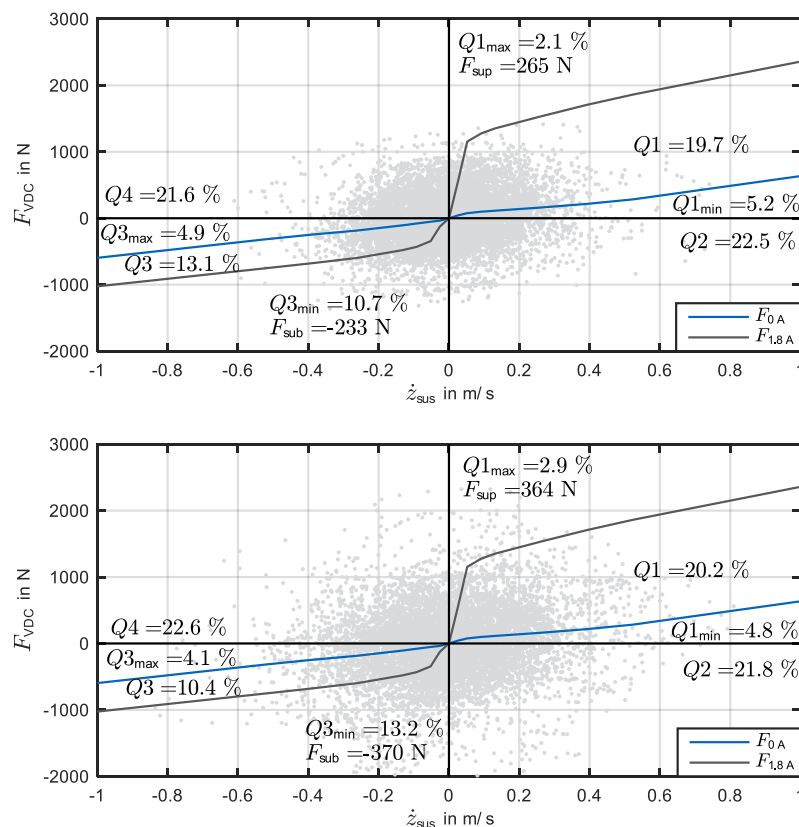


Abbildung 5.12: Stellgrößenbedarf auf Aktorebene, oben: Entkopplungsregelung mit halber Eigenfrequenz, unten: Störgrößenbeobachter der Aggregatbewegungen, Strecke: NU WnO

## 5.5 Potential zur Verbesserung der Vertikaldynamik

Im Folgenden wird das Potential der modalen Entkopplungsregelung zur Verbesserung der Vertikaldynamik untersucht. Das Regelziel ist der Fahrkomfort. Er wird anhand des Gesamtwertes der bewerteten Schwingstärke nach ISO 2631 ausgewertet. Das Mindestmaß an Fahrsicherheit muss als Nebenbedingung stets gewährleistet sein. Zur Beurteilung dieses Kriteriums werden die dynamischen Radlastschwankungen betrachtet. Die Analyse des allgemeinen Regelpotentials erfolgt in zwei Stufen. In Abschnitt 5.5.1 wird das theoretische Potential bei idealer Aktorik in simulativer Umgebung untersucht. Anschließend werden Messergebnisse aus Fahrversuchen vorgestellt, um das Verhalten in der Praxis zu beurteilen (Kapitel 5.5.2). Als Versuchsszenario wird die Strecke NU WnO bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 100 km/h gewählt. Durch die hohe Geschwindigkeit ist die Darstellung einer guten Fahrsicherheit anspruchsvoll. Gleichzeitig ergibt sich durch das Straßenprofil eine hohe Fahrzeuganregung. Im Rahmen der praktischen Analyse wird außerdem die Auswirkung des Radanteils in der Entkopplungsregelung analysiert.

### 5.5.1 Potential modaler Applikationen

Zunächst soll das Potential der Verspannmode zur Verbesserung der Fahrsicherheit betrachtet werden. In Anlehnung an den Vorschlag von ZAPLETAL [95] wird die Eigenfrequenz erniedrigt

und gleichzeitig das Dämpfungsmaß erhöht, um die Dämpfungsrate konstant zu halten (Gl. (4.2)). Es ändert sich nur die Steifigkeit.

Das Verhalten der Verspannmode lässt eine starke Bedämpfung Verspanneigenfrequenz erkennen (Abbildung 5.16). Auffällig ist, dass die Absenkung auf ein Viertel der Eigenfrequenz die gleichen Effekte bringt, wie die Reduktion auf ein Achtel. Es ist zu vermuten, dass dies die Grenze des Applikationsraumes darstellt. Ab einer Frequenz von 7 Hz sind die Unterschiede im Amplitudengang der Verspannbeschleunigung zwischen den Applikationen gering. Übertragungseffekte und Radanregungen dominieren in diesem Frequenzbereich den Amplitudenverlauf und werden von der Regelung nicht unterdrückt.

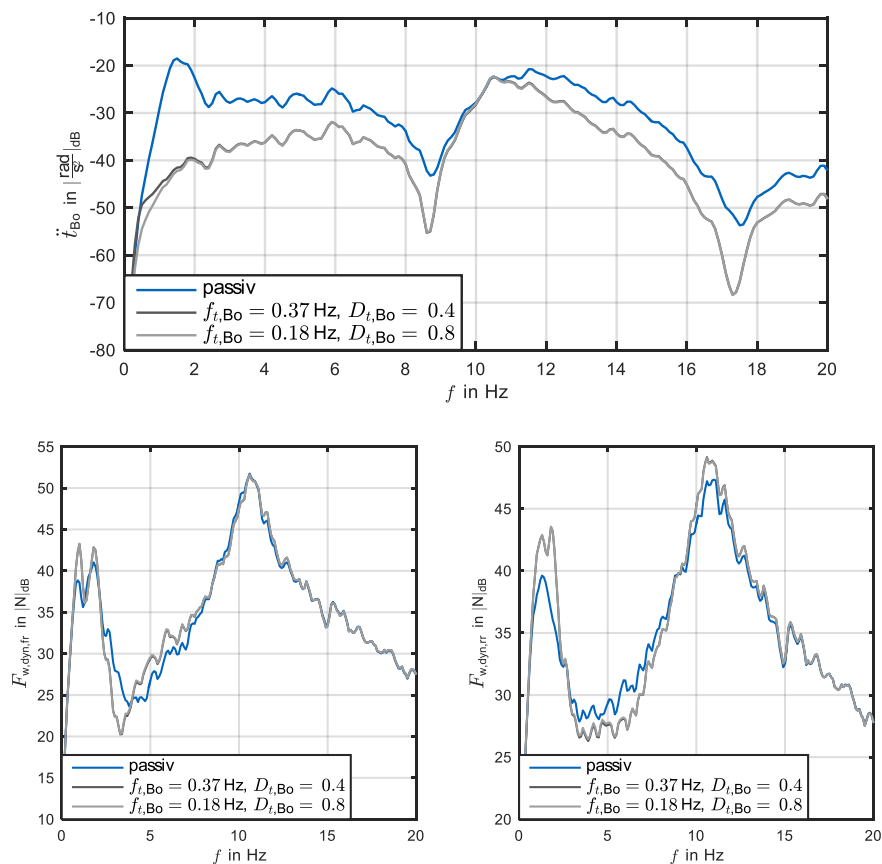


Abbildung 5.13: Antiproportionale Variation von Verspanneigenfrequenz und -dämpfungsmaß, oben: Verspannbeschleunigung, unten links: dynamische Radlast VA, unten rechts: dynamische Radlast HA, Strecke: NU WnO

Bei Betrachtung der dynamischen Radlastschwankungen ist zu erkennen, dass die Resonanzspitzen bei Aufbau- und Radeigenfrequenzen nur geringfügig reduziert werden. Der Amplitudenverlauf im mittleren Frequenzbereich variiert geringfügig. Insgesamt ist keine Verbesserung der dynamischen Radlasten zu erkennen. Der Grund hierfür ist, dass durch die Verspannmode des Aufbaus nur die Verspannmode der Räder beeinflusst wird. In den weiteren drei Eigenmoden der Radbewegungen prägen sich die Bewegungen weiterhin ungehindert aus. So bleiben die dynamischen Radlastschwankungen erhalten. Der Nachweis dieser These wird im Folgenden erbracht.

Hierzu wird das Verhalten der Übertragungspole des Systems bei Variation der Verspannparameter betrachtet (Abbildung 5.14). Bei konstanter Dämpfungskraft ist das Verschieben der Pole sehr gering, weshalb in dieser Analyse die antiproportionale Veränderung von Steifigkeit und

Dämpfungsrates betrachtet wird. Die Pole der Verspannmodes gehen bei dieser Variation in überkritisches Verhalten über, indem der Imaginärteil zu Null wird. Die Raddynamik ändert sich lediglich in einer Mode. Die anderen drei Radpolpaare bleiben quasi unverändert. Bei weiterer Erhöhung der Dämpfung tritt das Verhalten eines Zwei-Massen-Schwingers auf. Die Moden von Rad und Aufbau in Verspannrichtung koppeln und schwingen auf den Rädern. Dies ist daran zu erkennen, dass der Radpol sich Richtung imaginäre Achse bewegt und nicht in überkritisches Verhalten übergeht.

Es ist anzumerken, dass die Raddämpfung zwar vernachlässigt wird sich das grundsätzliche Verhalten dadurch jedoch nicht ändert. Lediglich die verkoppelte Schwingung würde sich bei niedrigerer Frequenz ausbilden. Die konjugiert komplexen Polpaare mit negativem Imaginärteil sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Deren Verläufe ergeben sich durch Spiegelung an der realen Achse. Weiterhin sind die Freiheitsgrade des Aggregats bei dieser Betrachtung vernachlässigt worden.

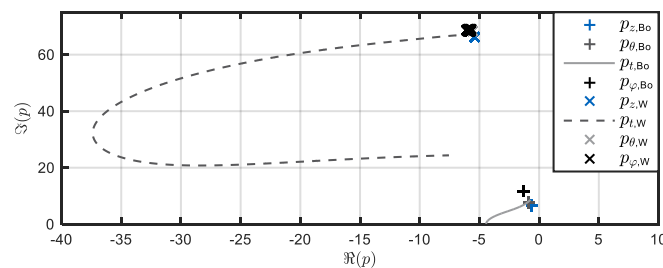


Abbildung 5.14: Verhalten der Übertragungspole bei antiproportionaler Veränderung von Verspanneigenfrequenz und -dämpfungsrate

Es lässt sich bilanzieren, dass die Verspannmodes allein nicht in der Lage ist die Fahrsicherheit einzustellen. Weder bei der durchgeführten Variation mit verringerter Eigenfrequenz bei konstanter Dämpfungskraft, noch bei alternativen Applikationen mit Erhöhung des Dämpfungsmaßes bei konstanter Eigenfrequenz oder der Verringerung der Eigenfrequenz bei konstantem Dämpfungsmaß werden die dynamischen Radlasten reduziert. Es müssen somit alle Moden appliziert werden, um gute Fahrsicherheit einzustellen. Im Gegensatz zur Verspannmodes ergibt sich in den weiteren Moden der Zielkonflikt zum Fahrkomfort. Das Wanken, Nicken und Huben sind direkt von den Insassen wahrnehmbar. Auf das vertikaldynamische Verhalten bei Applikation aller Moden wird im Nachfolgenden eingegangen. Hierzu werden die vorgestellten Parametersätze nach Tabelle 4.1 angewandt.

Bei Analyse des Verhaltens ergibt sich, dass Applikation I eine sehr hohe Regelgüte hinsichtlich des Fahrkomforts aufweist (Tabelle 5.6). Der Fahrkomfort der passiven Fahrwerksauslegung kann um über 40 % im Falle idealer Aktorik in Bezug auf den Kennwert nach ISO 2631 verbessert werden. Mit Aktorbegrenzung liegt die Verbesserung bei 16 %. Die dynamischen Radlasten steigen bei idealer Aktorik jedoch an. Ursache hierfür ist die niedrige Steifigkeit in Kombination mit absolut gleichbleibender Dämpfungskraft, weil das Dämpfungsmaß antiproportional zur Eigenfrequenz appliziert wird (Tabelle 4.1). Bei Aktorbegrenzung werden die dynamischen Radlasten hingegen durch das Mindestmaß an Dämpfung auf gutem Niveau im Vergleich zum Referenzwert von etwa 1750 N (Tabelle 2.1) geregelt. Applikation II weist Stärken in der Fahrsicherheit auf. Mit Aktorbegrenzung ist erneut eine deutliche Verbesserung der Fahrsicherheit erkennbar. Der Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke liegt hingegen um 17 % höher als bei stromloser Bedämpfung, der Diskomfort steigt.

Tabelle 5.6: Simulativ erhobene Kennwerte verschiedener Applikationen

	$a_{ges}$	$\ddot{z}_{Bo}$ in $m/s^2$	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in $rad/s^2$	$\dot{\psi}_{Bo}$ in $rad/s^2$	$F_{z_w,dyn}$ in N
passiv (stromlos)	0,589	0,788	0,396	1,34	1690
Applikation I, ideale Aktorik	0,341	0,344	0,256	0,915	1840
Applikation I mit Aktorbegrenzung	0,495	0,583	0,380	1,23	1500
Applikation II, ideale Aktorik	0,691	0,724	0,816	1,60	1580
Applikation II mit Aktorbegrenzung	0,682	0,757	0,654	1,71	1360

Betrachtet man den Verlauf der Pole bei Parametrierung nach Applikation II ist zu erkennen, dass alle Radmoden stärker bedämpft werden (Abbildung 5.15). Bei allen Polen nimmt der negative Realteil betragsmäßig zu. Der Imaginärteil nimmt ab. Entsprechend reduzieren sich die dynamischen Radlastschwankungen deutlich und es kann hohe Fahrsicherheit generiert werden.

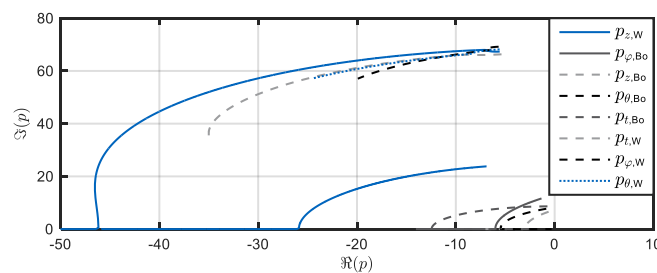


Abbildung 5.15: Verhalten der Übertragungspole bei Aufprägung von Applikation II

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die isolierte Applikation der Verspannmode die Fahrsicherheit nicht verbessern kann, weil nur eine Radmode beeinflusst wird. Parametersätze mit Applikation aller Moden bieten hingegen Potential in Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Einschränkungen durch Aktorbegrenzung sind stets bei Einsatz in Fahrzeugen mit semiaktiver Aktorik zu berücksichtigen. Hier zeigt sich, dass die vorgestellten Parametersätze an Fahrkomfort einbüßen, jedoch zugleich an Fahrsicherheit gewinnen. Je nach Applikation können Fahrkomfort oder Fahrsicherheit im Vergleich zum passiven Referenzzustand deutlich gesenkt werden.

### 5.5.2 Applikation in Messfahrten

Die Untersuchungen in Messfahrten beschränken sich auf Variationen der modalen Dämpfungsmaße, während die Aufbaueigenfrequenzen unverändert bleiben. Durch Vorgabe der äquivalenten Verstärkungsfaktoren im inertial bedämpfenden P-Regler kann der Einfluss des Radanteils gezielt untersucht werden. Neben der passiven Entkopplung als Referenzfahrt werden paarweise Entkopplungsregelung und P-Regler mit denselben Dämpfungsraten betrachtet. Es ist anzumerken, dass die Vernachlässigung des Radanteils durch den P-Regler für Huben, Nicken und Wanken zutrifft. Das Eingangssignal der Verspannmode wird hingegen aus den Relativbewegungen zwischen Aufbau und Rädern gewonnen (Gl. (4.30)). So ergibt sich über die Verspannmode ein Radanteil in der Skyhook-Regelung. Die durchgängig hohen Gesamtwerte der



bewerteten Schwingstärke nach ISO 2631 der Messungen sind auf die starken Anregungen des Streckenprofils in Kombination mit hoher Fahrzeuggeschwindigkeit zurückzuführen (Tabelle 5.7).

Die Auswertung der Messdaten ergibt, dass wie simulativ bereits untersucht die Entkopplungsregelung bei reiner Applikation der Verspannmode nur geringen Einfluss auf die dynamischen Radlastschwankungen hat (Versuch Nr. 2). Die Verspanndämpfung ist um den Faktor 8 erhöht. Die dynamischen Radlasten sinken jedoch nur geringfügig. Ohne Radanteil (Messreihe Nr. 3) sind die dynamischen Radlastschwankungen geringer, obwohl exakt dieselbe Regellogik für die Verspannmode implementiert ist. Es wird vermutet, dass die Unsicherheit gegenüber den dynamischen Radlasten sowie Ungenauigkeiten in der Versuchsdurchführung die Gründe hierfür sind. Die Messungen der jeweiligen Rückfahrt NU OnW (nicht dargestellt) bestätigen dies. Hier sind die dynamischen Radlastschwankungen auf gleichem Niveau für Entkopplungsregler und P-Regler.

Eine Applikation mit erhöhten Dämpfungsmaßen in Nicken und Wanken bei weicher Hubmode (Versuche Nr. 4 und 5) weisen im Falle der Entkopplungsregelung eine verbesserte Fahrsicherheit auf. Sie liegen jedoch Nahe an der Obergrenze der dynamischen Radlastschwankungen. Der Fahrkomfort sinkt durch den Einfluss des Radanteils in diesen Moden. Wird der Radanteil vernachlässigt, verbessert sich der Fahrkomfort auf das Niveau des stromlosen Zustandes. Die dynamischen Radlastschwankungen steigen jedoch leicht an.

Eine hohes Dämpfungsmaß der Hubmode (Messreihe Nr. 6) ergibt die höchste Fahrsicherheit. Gleichzeitig bedingt dies hohen Diskomfort. Durch Vernachlässigung des Radanteils ist in dieser Applikation ebenfalls die gegenläufige Tendenz zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit erkennbar. Die Werte sind nahezu identisch zur Applikation mit erhöhter Bedämpfung in Wank- und Nickmode. Wird der hohen Hubdämpfung eine geringe Verspanndämpfung hinzugefügt, verschlechtert sich der Fahrkomfort der Entkopplungsregelung. Die hohen dynamischen Radlastschwankungen werden in den Messfahrten des Rückweges (NU OnW) jedoch nicht bestätigt. Es wird von Fehlern in der numerischen Bestimmung der dynamischen Radlasten ausgegangen. Interessanter ist die Betrachtung der Skyhook-Regelung mit dieser Applikation (Versuch Nr. 9). Durch die Verspanndämpfung wird der Radanteil in der Skyhook-Regelung berücksichtigt. Dies hat zur Folge, dass entgegen der theoretischen Analyse aus Kapitel 5.5.1 die dynamischen Radlastschwankungen verbessert werden. Das Niveau des Fahrkomfort bleibt zugleich auf jenem der passiven Fahrwerksauslegung. Diese Kombination stellt einen Ansatz dar, wie die Skyhook-Regelung guten Fahrkomfort erzielen, aber gleichzeitig die Fahrsicherheit berücksichtigt werden kann. Diese Strategie ist in zukünftigen Versuche weiter zu verfolgen.

Zu Vergleichszwecken ist neben der passiven Entkopplung der P-Regler mit der vorgestellten Applikation III (Tabelle 4.2) und die Serienlogik des Versuchsfahrzeugs dargestellt. Die Parametrierung gemäß der numerischen Optimierung weist schlechten Fahrkomfort auf (Versuch Nr. 10). Die hohen Verstärkungsfaktoren führen zu überdämpftem Fahrzeugverhalten. Zugleich treten hohe dynamische Radlastschwankungen auf, welche jedoch erneut in weiteren Messfahrten nicht bestätigt werden können. Das Aufbauverhalten unter dem Einfluss dieser Applikation ist von Fahrer und Beifahrer hingegen positiv wahrgenommen worden. Das subjektive Empfinden der Insassen zu dieser Applikation war, dass der Aufbau sehr gut horizontiert und Anregungen schnell ausgegeregelt werden. Eine Diskrepanz zwischen Kennwert und Empfinden ist erkennbar.

Die Serienlogik (Versuch Nr. 11) weist einen hohen Diskomfortwert auf. Dies bestätigt, dass objektive Kennwerte bei der Abstimmung der Fahrzeuge zur Serienfreigabe nicht angewandt werden. Es wird stattdessen in Realfahrten die Feinabstimmung anhand des subjektiven Empfindens des Applikationsingenieurs durchgeführt. Die erhobenen Werte zur Beurteilung des Fahrkomforts sind somit lediglich als Anhaltspunkte zur Einschätzung der Regelgüte zu sehen.

Im direkten Vergleich lässt sich dennoch feststellen, dass die Entkopplungsregelung durchaus als Alternative zur Vertikaldynamikregelung in Betracht gezogen werden kann. Es sind mehrere Applikationen präsentiert, welche ähnliche oder bessere Fahrsicherheit bieten und im Fahrkomfort besser abschneiden als die Serienlogik.

Tabelle 5.7: Aus Messfahrten gewonnene Kennwerte verschiedener Regelansätze, Strecke: NU WnO

Nr.	Beschreibung	$a_{ges}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$F_{z_w,dyn}$ in N
1	Entkopplungsregler, passiv	0,953	1,23	0,384	0,895	1890
2	Entkopplungsregler, $D_{t_{Bo}} = 0,8$	1,03	1,26	0,422	0,932	1850
3	P-Regler, $D_{t_{Bo}} = 0,8$	1,02	1,32	0,399	0,916	1780
4	Entkopplungsregler, $D_{\theta_{Bo}} = 0,48; D_{\varphi_{Bo}} = 0,54;$ $D_{t_{Bo}} = 0$	1,02	1,23	0,439	0,943	1760
5	P-Regler, $D_{\theta_{Bo}} = 0,48; D_{\varphi_{Bo}} = 0,54;$ $D_{t_{Bo}} = 0$	0,961	1,21	0,377	0,874	1810
6	Entkopplungsregler, $D_{z_{Bo}} = 0,8; D_{t_{Bo}} = 0$	1,15	1,36	0,399	0,963	1670
7	P-Regler, $D_{z_{Bo}} = 0,8; D_{t_{Bo}} = 0$	0,958	1,15	0,390	0,926	1810
8	Entkopplungsregler, $D_{z_{Bo}} = 0,8; D_{t_{Bo}} = 0,1$	1,19	1,41	0,410	0,985	1810
9	P-Regler, $D_{z_{Bo}} = 0,8; D_{t_{Bo}} = 0,1$	0,941	1,12	0,399	0,901	1770
10	P-Regler, Applikation III	1,23	1,41	0,483	1,03	1880
11	Serienlogik	1,20	1,42	0,454	0,997	1800

Die detaillierte Analyse der Frequenzverläufe von Serienlogik und Skyhook-Regelung mit hoher Hubdämpfung und leichter Verspanndämpfung (Versuch Nr. 9) liefert weitere Erkenntnisse (Abbildung 5.16). Die hohen Diskomfortwerte der Serienlogik sind durch stärkere Anregungen im Bereich hoher menschlicher Sensitivität in den drei Aufbaumoden erklärbar. Im Gegensatz dazu weist der P-Regler in diesem Bereich ein Anregungsverhalten auf, dass in Nick- und Wankmode nahezu auf dem Niveau der passiven Fahrzeugauslegung liegt. In der Hubmode ist der Verlauf leicht erhöht, während die Hubeigenfrequenz besser bedämpft wird. Der Einfluss der hohen Hubdämpfung ist erkennbar. Die Fahrsicherheit soll exemplarisch an einem Rad der Vorderachse mit allgemeiner Gültigkeit für alle Räder analysiert werden (Abbildung 5.16, unten). Es ist zu erkennen, dass der P-Regler die geringeren dynamischen Radlastschwankungen durch niedrigere Anregungen im unteren und mittleren Frequenzbereich erreicht. Die kritische Radeigenfrequenz wird hingegen durch die Serienlogik besser eingeregelt.

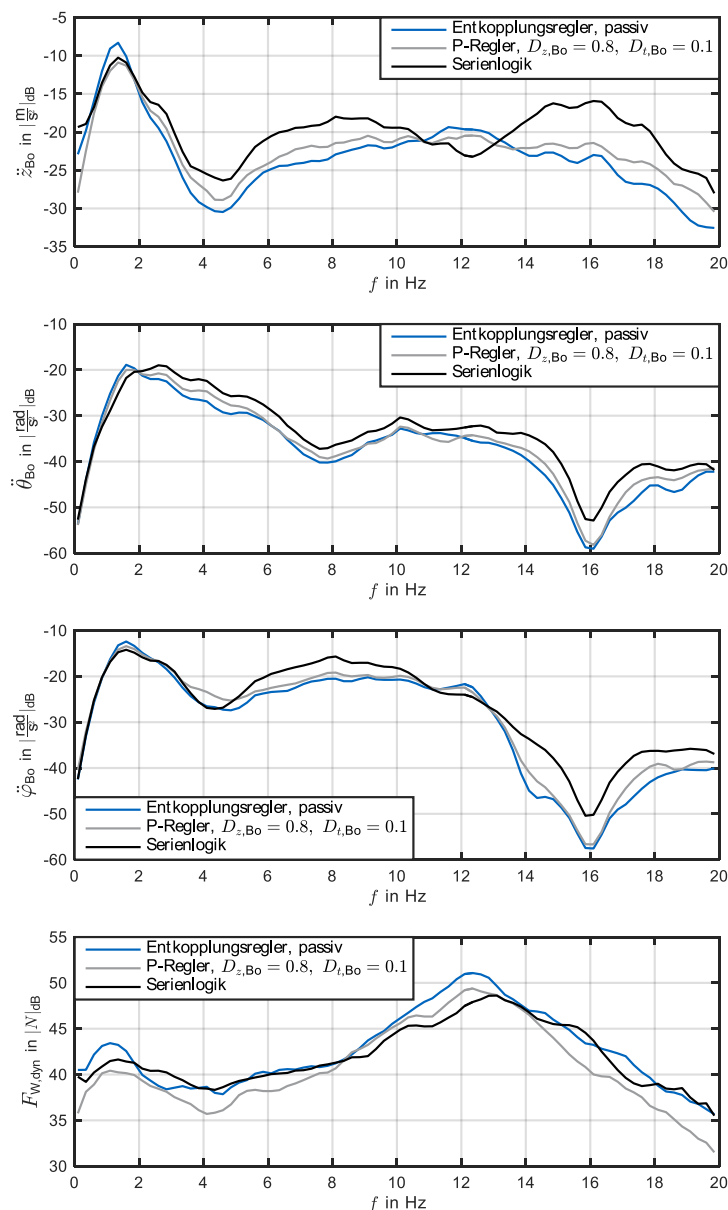


Abbildung 5.16: Vergleich des Aufbau- und Radverhaltens von P-Regler zu Serienlogik, Strecke: NU WnO

Zusammenfassend kann das Potential der Entkopplungsregelung zur Verbesserung der Vertikaldynamikregelung wie es der Vergleich zum Serienstand zeigt bestätigt werden. Durch den Einfluss des Radanteils tritt der gewünschte Effekt verbesserter Fahrsicherheit ein. Gleichwohl geht dies zu Lasten des Fahrkomforts. Dies kann durch den direkten Vergleich zum P-Regler mit gleichem Dämpfungsmaß gezeigt werden. Der hybride Ansatz die Skyhook-Regelung mit Verspannmode zu gestalten um den Radeinfluss berücksichtigen zu können, stellt sich als vielversprechend für eine ausgewogene Vertikaldynamik dar. Die Parametrierung der Eigenfrequenzen zur weiteren Optimierung ist in zukünftigen Messfahrten anzustreben. Simulative Untersuchungen zeigen das hohe Potential hierzu auf (Kapitel 5.5.1).

## 5.6 Sensitivitätsanalyse

In simulativer Untersuchung wird die Entkopplungsregelung auf ihre Sensitivität untersucht. Hierzu werden einerseits verrauschte Eingangssignale in die Regelung gespeist und deren Auswirkung auf die Regelgüte betrachtet (Kapitel 5.6.1). Andererseits wird das Streckenmodell manipuliert indem Nick- und Wankzentrum verschoben werden (Kapitel 5.6.2). Die Auswertung erfolgt jeweils anhand des Verhaltens bei Straßenanregung. Bei Manipulation des Streckenmodells wird zusätzlich die relative Veränderung der Entkopplungsgüte am Einzelhindernis analysiert. Es wird von idealer Aktorik ausgegangen, weil hier die Sensitivität stärker zum Tragen kommt und Instabilität durch unbeschränkte Aktorkräfte auftreten kann.

### 5.6.1 Sensitivität gegenüber den Eingangsgrößen

Die Sensitivitätsanalyse bezüglich der Eingangsgrößen wird durch Aufschalten von weißem Rauschen auf die Signale von Relativgeschwindigkeiten und Höhenständen der Fahrzeugaufhängung durchgeführt. Exemplarisch ist der Einfluss auf die Eingangssignale des vorderen, linken Rades dargestellt (Abbildung 5.17).

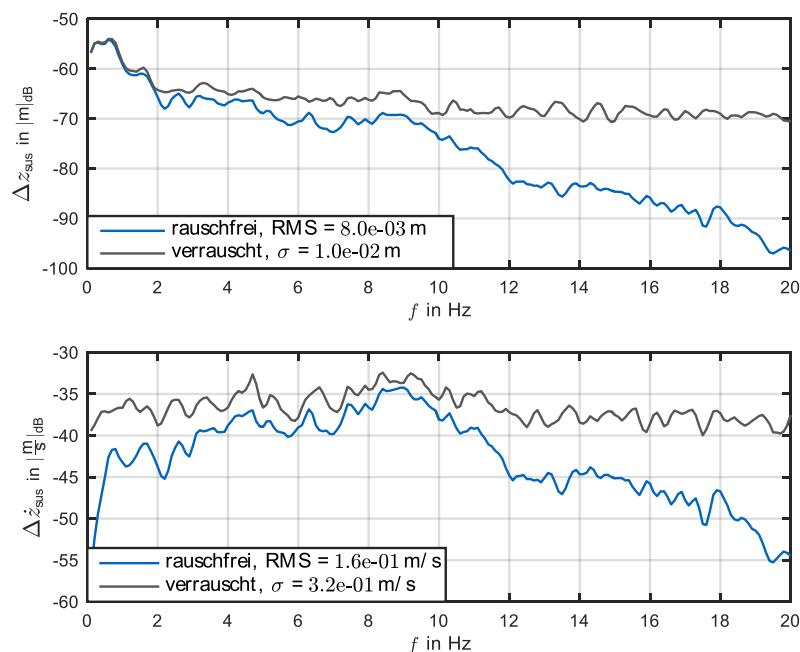


Abbildung 5.17: Manipulation der Eingangsgrößen, oben: Höhenstand, unten: Relativgeschwindigkeit

Die Höhenstände werden mit geringerem Rauschen manipuliert, weil diese direkt gemessen werden und von höherer Genauigkeit ausgegangen wird. Die Relativgeschwindigkeiten sind mit höherem Rauschanteil versehen. Es soll die höhere Unsicherheit in Folge der numerischen Ableitung nachgestellt werden. Es ist in beiden Signalverläufen der Störeinfluss durch Anhebung des Spektrum zu erkennen. Ab 10 Hz dominiert das Rauschen die Amplitudengänge.

Es wird die Güte der Entkopplungsregelung unter diesen Störeinflüssen betrachtet. Hierzu wird die Sensitivität der Ausgangsgrößen bei verrauschten Eingangssignalen ausgewertet. Die Entkopplungsregelung ist mit Applikation II (Tabelle 4.1) bedatet. Als Strecke wird die Nordumfahrung West nach Ost gewählt.

Bei Analyse des Verhaltens der Aufbaufreiheitsgrade ist erkennbar, dass die RMS-Werte ansteigen (Abbildung 5.18). Der Anstieg liegt zwischen 50 % in der Hubmode bis zu 130 % in der Verspannmode. Die Werte sind jedoch bezüglich des erhöhten Anregungsspektrums zu relativieren.

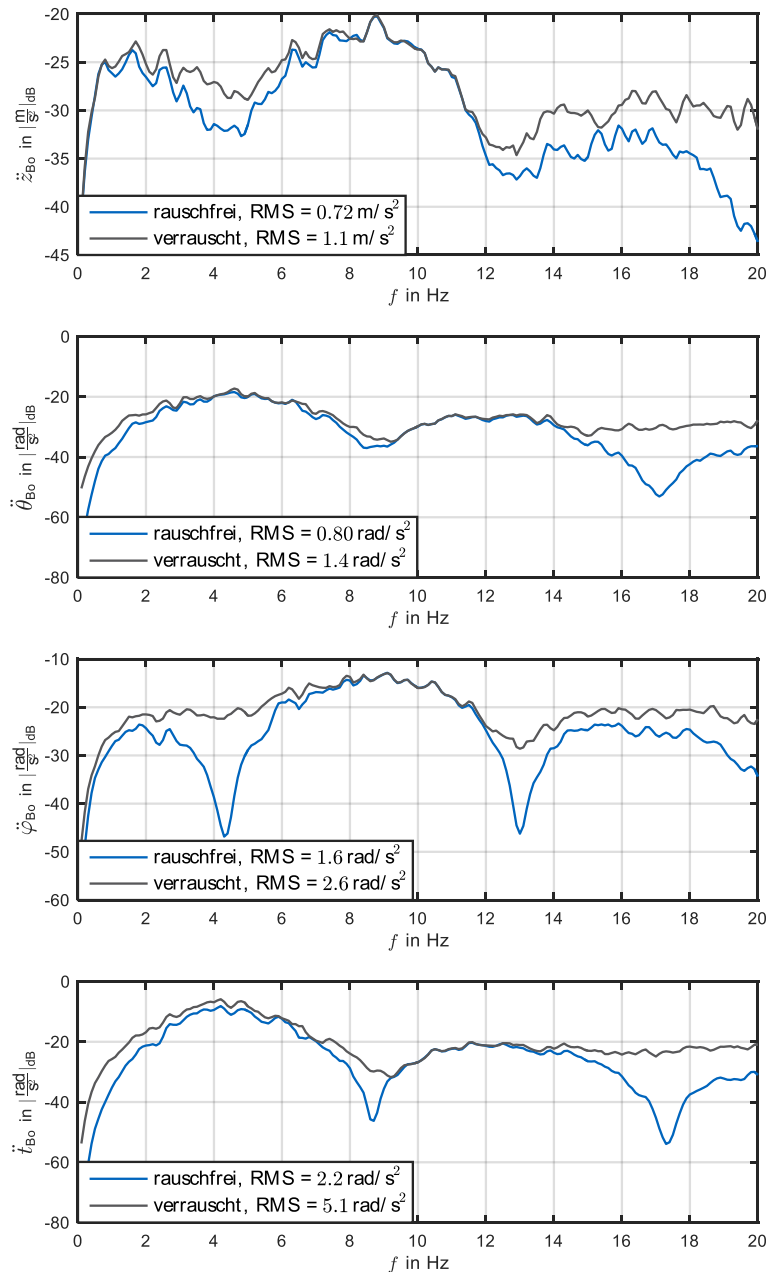


Abbildung 5.18: Sensitivität der Ausgangsgrößen gegenüber Rauschen der Eingangsgrößen, Parametrierung der Entkopplungsregelung mit Applikation II

Aufgrund der hohen Standardabweichungen, welche jeweils in der Größenordnung des Signals liegen (Abbildung 5.17) ist eine erhöhte Aufbauanregung mit der gegebenen Applikation das erwartete Resultat. Der Haupteinfluss der verrauschten Signale besteht darin, dass die Bereiche geringer Aufbaubeschleunigungen angehoben werden. Die ausgeprägten Minima bei idealen Eingangssignalen sind im verrauschten Verlauf nicht erkennbar. Dies ist in Wank- und Verspannbeschleunigung am stärksten zu beobachten. Weil die Minima im Bereich hoher menschl-

cher Sensitivität liegen, ist von einer Verschlechterung des Fahrkomforts auszugehen. Die Veränderung der Resonanzspitzen ist hingegen gering. Ab 12 Hz fallen die Amplitudengänge aufgrund der Rauschanteile nur noch geringfügig ab.

Als Fazit kann aus der Analyse gezogen werden, dass die Rauschanteile in den Eingangssignalen die Aufbauanregungen deutlich anheben. Die Sensitivität ist erkennbar. Zur Minderung dieser Einflüsse ist der Einsatz weiterer Sensorik zur Verbesserung der Signalgüte zu empfehlen. Positiv ist hingegen anzumerken, dass die Regelung trotz unbeschränkter Aktorik stabil bleibt.

### 5.6.2 Sensitivität gegenüber der Regelstrecke

Zur Untersuchung der Sensitivität gegenüber Modellungenauigkeiten werden Nick- und Wankzentrum verschoben. Die Transformationsmatrix (Gl. (2.3)), die eine zentrale Rolle für die modale Regelung spielt, ist damit im Streckenmodell vertrimmt. In der aufgeschalteten Regelung wird sie hingegen nicht geändert. Das Nickzentrum wird um 15 % bezogen auf den Abstand zur Vorderachse nach vorne geschoben. Der Radstand bleibt gleich. So beträgt der Hebelarm von Vorderachse zu Nickzentrum statt 1,59 m lediglich 1,35 m. Das Wankzentrum wird um 5 % an Vorder- und Hinterachse nach links verschoben. Die Spurweiten bleiben konstant. Mit der Verschiebung des Wankzentrums wird in gleichem Maße die Verspannachse verschoben. Die Variation des Wankzentrums wird geringer gewählt, weil angenommen wird, dass diesbezüglich eine geringere Unsicherheit herrscht.

In der systemtheoretischen Analyse verschieben sich die Eigenwerte der Systemmatrix durch diese Manipulation nur geringfügig (Abbildung 5.19). Dies liegt daran, dass Spurweiten und Radstände konstant gehalten werden. Für das Wankverhalten bleiben die modalen Steifigkeits- und Dämpfungswerte dadurch konstant weil das Fahrwerk der rechten und linken Fahrzeughälfte äquivalent sind. Die Verschiebung der Hebelarme zur Projektion des realen Fahrwerks in den modalen Raum nimmt so keinen Einfluss auf die Summensteifigkeit und -dämpfung in Wankrichtung. Das Nickverhalten wird leicht modifiziert, weil an Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Feder- und Dämpferelemente verbaut sind.

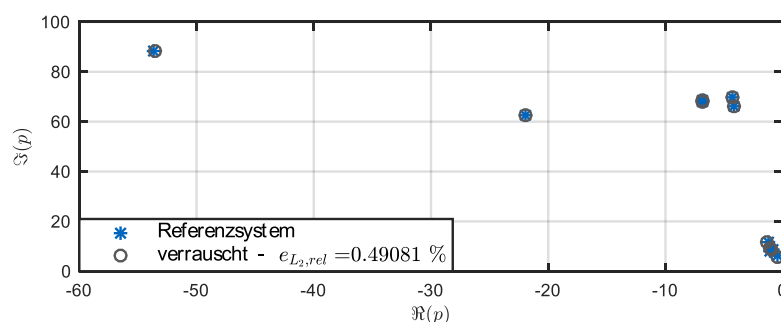


Abbildung 5.19: Verhalten der Eigenwerte bei Manipulation von Nick- und Wankzentrum

Betrachtet man das Verhalten der Regelung bei Straßenanregung zeigt sich, dass der Komfortwert um weniger als 3 % schwankt (Tabelle 5.8). In den einzelnen Moden ist der Einfluss der Streckenmanipulation auf gleichem oder geringerem Niveau. Die Sensitivität der dynamischen Radlastschwankungen liegt bei einem Prozent.

Tabelle 5.8: Sensitivität der Entkopplungsregelung (Applikation II) gegenüber der Regelstrecke, Strecke: NU WnO

	$a_{\text{ges}}$ in $\text{m/s}^2$	$\ddot{z}_{\text{Bo}}$ in $\text{m/s}^2$	$\dot{\theta}_{\text{Bo}}$ in $\text{rad/s}^2$	$\ddot{\varphi}_{\text{Bo}}$ in $\text{rad/s}^2$	$F_{z_{\text{w,dyn}}}$ in N
Entkopplungsregelung mit idealer Strecke	0,688	0,717	0,797	1,57	1560
Entkopplungsregelung mit Streckenmanipulation	0,711	0,742	0,810	1,59	1570

Im Folgenden wird die Sensitivität des Entkopplungsverhaltens am Einzelhindernis betrachtet. Es wird das Verhalten bei Variation von Dämpfungsmaß und Eigenfrequenz in den Moden untersucht. Zur Bestimmung der Sensitivität wird die relative Veränderung der RMS-Werte der Aufbau- und Schwingmoden betrachtet. Die Veränderung bei Variation der Dämpfungsmaße wird ausgehend vom stromlosen Zustand zur Erhöhung um den Faktor 16 bestimmt. Bei Variation der Eigenfrequenzen wird die Veränderung von der halben passiven Eigenfrequenz zur Verdopplung der Eigenfrequenz berechnet.

Bei Variation der Hubparameter ist im Falle der Referenzstrecke (blauer Balken) eine leichte Verkopplung der Nickmode erkennbar (Abbildung 5.20). Dies tritt bei Variation der Dämpfungsmaße und Eigenfrequenzen gleichermaßen auf. In Relation zur Veränderung der Hubmode ist die Veränderung der Nickmode in beiden Fällen um den Faktor 20 geringer. Die Verkopplung wird durch die Aggregatfreiheitsgrade erzeugt. Wird in der Regelung der Störgrößenbeobachter miteinbezogen, verschwindet die Verkopplung fast vollständig. Wank- und Verspannmode sind bei korrekter Strecke vollständig entkoppelt. Bei Streckenmanipulation treten geringe Verkopplungseffekte auf. Sie sind um mehr als zwei Größenordnungen geringer als die Veränderung der Hubmode selbst. Die Verkopplung der Nickmode steigt bei manipulierter Strecke insbesondere bei Variation der Eigenfrequenz an. Hier ist eine größere Sensitivität erkennbar. Die Verkopplung verdoppelt sich. Die Abweichung der Moden durch die Streckenmanipulation im passiven Zustand ist gering. Dies ist an den unteren Enden der Balken erkennbar. Die Relativwerte sind jeweils auf den Ausgangswert bei korrekter Strecke bezogen. Die größte Veränderung tritt hier bei Variation der Hubdämpfung in der Wankmode auf. Deren Ausgangswert erhöht sich um 10 %. Der Streckeneinfluss auf die anderen Moden liegt unterhalb dieses Werts.

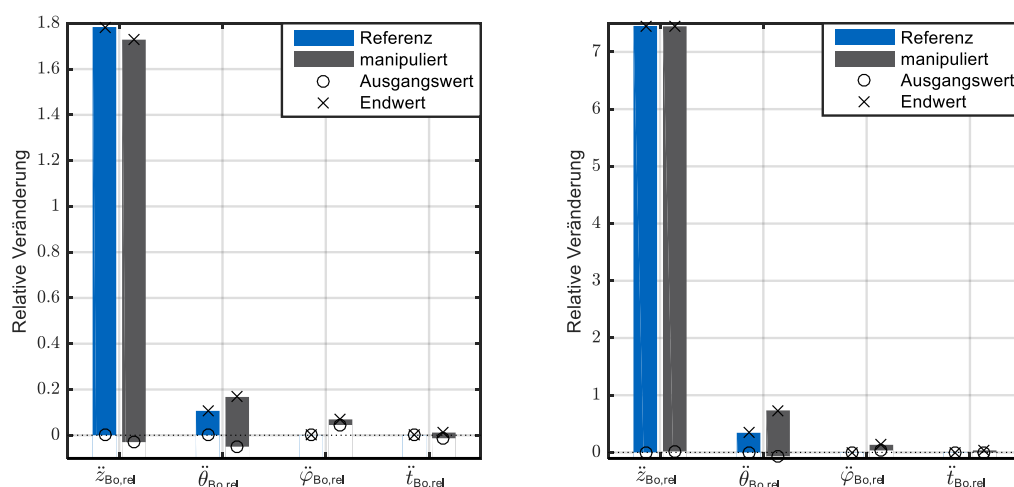


Abbildung 5.20: Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Hubmode

Die Sensitivität des Entkopplungsverhaltens bei Variation der Nickparameter ist in der Wank- und Verspannmode niedrig (Abbildung 5.21). Einzig bei Variation der Eigenfrequenz ist eine höhere Verkopplung des Wankens erkennbar. Die Verkopplung zur Hubmode nimmt durch die Manipulation der Strecke sogar ab. Dies liegt daran, dass durch das Verschieben des Nickzentrums zur Vorderachse die Anregung des Aggregats durch das Nicken geringer ist. Dadurch sinkt die Verkopplung von Hub- und Nickmode über das Aggregathuben. Die Ausgangswerte ändern sich durch die vertrimmte Strecke im Bereich von 10 % im Vergleich zur Referenzstrecke. In der Nickmode selbst zeigt sich der Einfluss der Streckenmanipulation in deutlich geringerer Variation der Nickbeschleunigung bei Variation der Eigenfrequenz. Die Veränderung sinkt um 25 %.

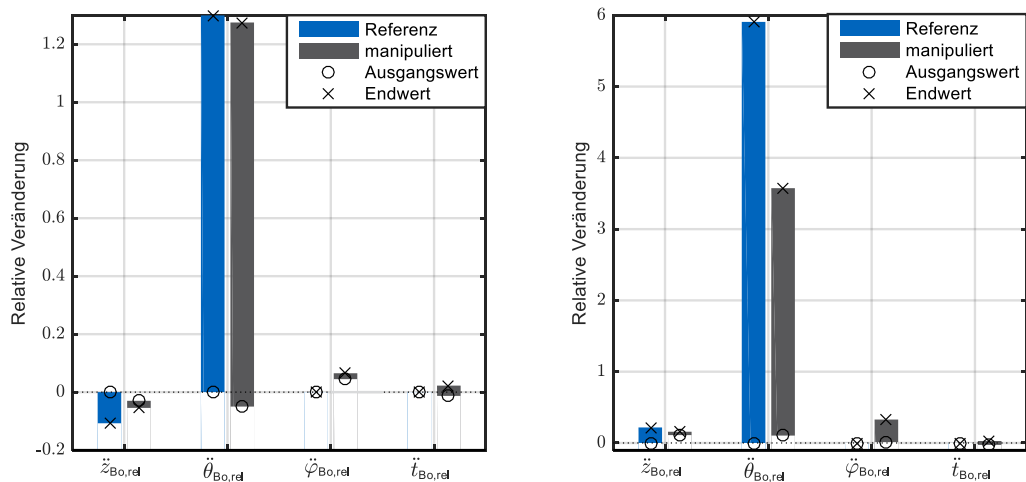


Abbildung 5.21: Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Nickmode

Bei Betrachtung des Verhaltens unter manipulierter Regelstrecke bei Variation der Wankparameter ergibt sich folgendes Bild (Abbildung 5.22). In der Variation der Eigenfrequenz ist durch die vertrimmte Strecke praktisch kein Einfluss sichtbar. Hingegen bewirkt die Verschiebung des Wankzentrums eine deutliche Steigerung der Verkopplung zur Nickmode bei Dämpfungsvariation. In Summe variiert diese um 10 % bei Variation des Wankdämpfungsmaßes. In Bezug zur Veränderung des Wankens selbst, liegt die Verkopplung bei über 25 %. Die Verkopplung der Hubmode ist ebenfalls erkennbar, sie fällt jedoch geringer aus. Die Verkopplung von Wanken zu Verspannen bei Dämpfungsvariation bleibt unbeeinflusst von der manipulierten Regelstrecke.



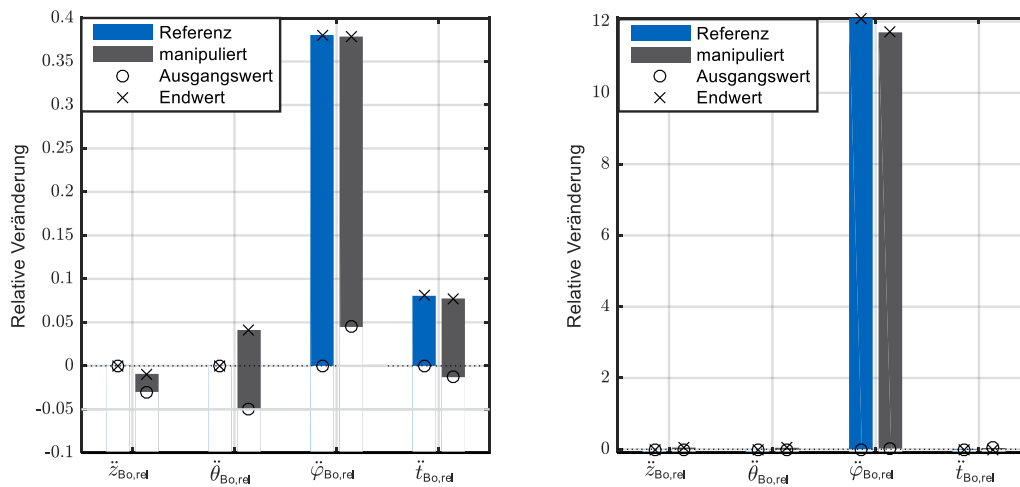


Abbildung 5.22: Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Wankmode

Ein ähnliches Verhalten wie im Falle der Wankparameter ergibt sich in der Verspannmode (Abbildung 5.23). Die Variation der Eigenfrequenz ist durch die Streckenmanipulation quasi unverändert. Hingegen steigt die Verkopplung bei der Dämpfungsvaryation. Die Verkopplung zur Hubmode ist deutlich erkennbar. Der RMS-Wert des Hubens variiert um 8 %. Dies entspricht in Bezug auf die Verspannmode einem Verkopplungsanteil von 15 %.

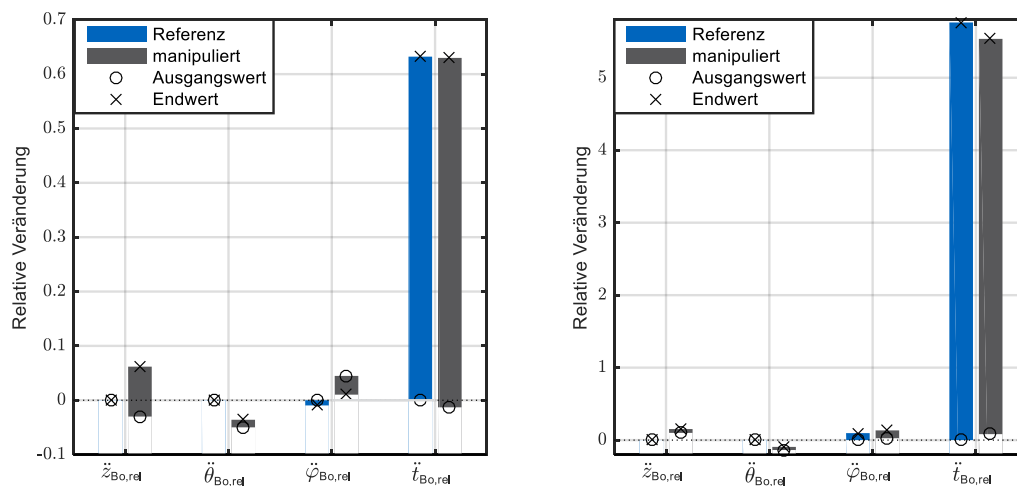


Abbildung 5.23: Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation von Dämpfungsmaß (links) und Eigenfrequenz (rechts) der Verspannmode

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Manipulation der Regelstrecke bei Straßenanregung geringem Einfluss ist. Die Parameter von Fahrkomfort und Fahrsicherheit variieren im geringen einstelligen Prozentbereich. Ebenso zeigt die analytische Betrachtung der Eigenwerte der Systemmatrix nur geringfügige Veränderungen durch die Streckenmanipulation auf. Bezüglich des Entkopplungsverhaltens ist der Einfluss der vertrimmten Strecke deutlicher zu erkennen. In der Hub- und Nickmode treten die Einflüsse in der jeweils anderen Mode auf. Die Entkopplung zum Wanken und Verspannen bleibt erhalten. Bemerkenswert ist, dass die Verkopplung der Hub- zur Nickmode durch die Verschiebung des Nickzentrums sinkt, weil der He-

belarm der Nickbewegung zum Aggregathuben geringer wird. Bei Verschiebung des Nickzentrums zur Hinterachse ist gegenläufiges Verhalten zu erwarten. In Verspann- und Wankmode steigt die Verkopplung zu Hub- und Nickmode bei Dämpfungsmaßvariation. Die Variation der Eigenfrequenzen bleibt entkoppelt.

## 6 Diskussion

Im vorliegenden Kapitel wird eine Diskussion der dargestellten Ergebnisse geführt. Als Orientierung dienen die zu Beginn der Arbeit definierten Ziele (Kapitel 1.1). In die Diskussion werden außerdem Aspekte des methodischen Vorgehens miteinbezogen.

Bei der Synthese der Regellogik wird gezeigt, dass das Regelgesetz der Zustandsrückführung mit Polvorgabe die geforderte Entkopplung der Aufbaumode darstellen kann (Gl. (4.13)). Zugleich werden die Grenzen und nachteilige Effekte der Regelung untersucht. Es wird gezeigt, dass durch Übertragungseffekte bei höherfrequenten Anregungen Verkopplung auftritt (Kapitel 4.3). Gleichwohl wird herausgestellt, dass dieses grundsätzliche Problem der Entkopplungsregelung bei uneingeschränktem Arbeitsbereich immer vorhanden ist. Die Bedingung, dass die Anzahl der Aktoren mit Durchgriff auf die Freiheitsgrade deren Anzahl entspricht ist hin zum Grenzfall der Modellierung im Kontinuum nie vollständig erfüllbar. Der unerwünschte Effekt der Radverkopplung, welcher auch im Fall eines beschränkten Arbeitsbereiches auftritt, wird in Kapitel 4.2.1 unter dem Abschnitt „Einzelraddynamik“ betrachtet. Die Analyse ergibt, dass durch die Rücktransformation des Entkopplungsgesetzes in den physikalischen Raum eine Verkopplung aller Räder untereinander hervorgerufen wird. Im passiven Fahrwerk ist dies bei Einsatz eines Stabilisators nur an der jeweiligen Achse der Fall. Des Weiteren wird beschrieben, dass in den Radfreiheitsgraden wegen der beschränkten Aktoranzahl kein spezifisches Verhalten einstellbar ist. Stattdessen wird die Aufbaudynamik aufgeprägt. Eine unabhängige, entkoppelte Vorgabe der Raddynamik ist somit nicht gegeben.

Das zweite Ziel der Gewährleistung der Fahrsicherheit wird durch Aufschalten des Entkopplungsgesetzes auf die Räder erreicht und in Kapitel 5.5 nachgewiesen. Entgegen modalen Ansätze, welche die Aufbaufreiheitsgrade inertial referenzieren, werden in der vorliegenden Regelung die Relativgrößen zwischen Rädern und Aufbau als Eingangsgrößen angesetzt. Die Räder werden in der modalen Dynamik des Aufbaus geregelt. Es wird gezeigt, dass der Ansatz ohne zusätzliche Regelschleifen unter Gewährleistung der Fahrsicherheit im Fahrzeug angewandt werden kann. Zugleich wird analysiert, dass die Regelung durch den Radanteil an Fahrkomfort einbüßt. Um in Abhängigkeit der Fahrsituation stets den bestmöglichen Fahrkomfort unter Einhaltung der Fahrsicherheit zu erreichen, wird ein koordinativer Ansatz zwischen Skyhook- und Entkopplungsregelung vorgeschlagen.

Die Stellkraftbeschränkungen durch die semiaktive Aktorik werden nicht explizit im Regelgesetz berücksichtigt. Der verbreitete Ansatz der Clipped Control wird angewandt. Die Analyse ergibt, dass die geforderten Stellkräfte auch bei Beschränkung auf eine reine Dämpfungsregelung im allgemeinen Fall nur zu etwa 50 % gestellt werden können. Im Spezialfall einer proportionalen Erhöhung der modalen Dämpfungsmaße kann eine sehr hohe Regelgüte nachgewiesen und dämpfendes Verhalten auf Elementebene dargestellt werden (Kapitel 5.4). Bei Vorgabe einer Steifigkeit oder Aufschalten des Störgrößenbeobachters wird ein Stellanteil von etwa 30 % erreicht. Ein Ansatz zur Verbesserung der Stellgüte wäre die Anwendung der Pseudo-Inversen anstelle des vierten Freiheitsgrades. Durch die resultierende energieoptimale Verteilung ist von

einem geringeren Anteil an aktiven Kräften auszugehen. Alternativ kann in der Kostenfunktion einer Model Predictive Control die Aktorbeschränkung explizit berücksichtigt werden. Der notwendige Prädiktionshorizont ist im verwendeten Versuchsfahrzeug allerdings nicht gegeben.

Das letzte Ziel der Validierung der Regelung im Fahrversuch wird erreicht. Es wurden Messungen am Einzelhindernis und unter Straßenanregung durchgeführt. Das Entkopplungsverhalten (Kapitel 5.3) und das Gesamtpotential der Regelung (Kapitel 5.5) wurden untersucht. Einschränkend muss angemerkt werden, dass die Messungen auf die Applikation der modalen Dämpfungsmaße beschränkt sind. Messungen zur Variationen der Eigenfrequenzen und zur Aufschaltung des Störgrößenbeobachters wurden aus Zeitgründen nicht durchgeführt. Stattdessen lag der Fokus der Messfahrten auf der Dämpfungsregelung, zu welcher detaillierte Aussagen getroffen werden konnten.

Die präsentierten Ergebnisse sind hinsichtlich des Entkopplungsverhaltens der Regelung nicht zufriedenstellend (Kapitel 5.3). Das theoretische Potential der Entkopplungsregelung ist nur in geringem Maße in der Praxis bestätigt worden. Lediglich bei Variation der Hubdämpfung ist eine explizite Veränderung der Hubmode gegeben. Bei Variation anderer Dämpfungsmaße ist stets eine starke Verkopplung gegeben. Insbesondere das Hubverhalten weist bei Variation von Nick- und Wankdämpfungsmaß Verkopplung auf. Die Ergebnisse werden sowohl am Einzelhindernis als auch im Fahrversuch beobachtet. Als Ursachen sind neben der Vernachlässigung der Verkopplung der Steifigkeiten, die Aktorbeschränkung sowie die Güte von Streckenmodell und Eingangssignalen in Betracht zu ziehen. Diese Punkte sind sukzessiv abzarbeiten, um das theoretische Potential der Regelung in der Praxis umsetzen zu können.

In der Gegenüberstellung zur Serienlogik im Fahrversuch konnte mit diversen Applikationen besseres Verhalten hinsichtlich des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit gemessen werden (Kapitel 5.5.2). In Anbetracht der kurzen Entwicklungszeit im Rahmen dieser Arbeit ist dies ein gutes Ergebnis. Es kann als Bestätigung gesehen werden, den Ansatz in zukünftigen Projekten weiter zu verfolgen. Ergänzend wird durch Simulationen mit vollaktivem Fahrwerk das volle Potential der modalen Entkopplungsregelung aufgezeigt (Kapitel 5.5.1). Gleichzeitig wird analysiert, dass die Verspannmode zur alleinigen Regelung der Raddynamik nicht zielführend ist. Simulative Untersuchungen der Verschiebung der Übertragungspole zeigen, dass nur eine der vier Radmoden geregelt werden kann (Abbildung 5.13). So ergeben sich nur minimale Änderungen in den dynamischen Radlastschwankungen. Die Einführung der Verspannmode in die Skyhook-Regelung erweist sich hingegen als vielversprechender Ansatz. Die inertielle Bedämpfung von Huben, Nicken und Wanken in Kombination mit der Verspannmode durch welche die Raddynamik in die Regelung Eingang findet erzielt trotz der beschriebenen theoretischen Limitierung das beste Gesamtergebnis in Messfahrten (Tabelle 5.7).

Bei der Analyse der Sensitivität zeigt sich, dass diese von der Art der Störung abhängig ist (Kapitel 5.6). Hinsichtlich der Eingangssignale wird eine hohe Sensitivität festgestellt. Die Regelung verhält sich jedoch stabil, obwohl simulativ unbeschränkte Aktorik vorgegeben wird. Die Sensitivität der Regelung gegenüber einer Manipulation der Regelstrecke erweist sich bei stochastischer Anregung als gering. Am Einzelhindernis wird eine Zunahme der Verkopplungseffekte hauptsächlich bei Variation der Eigenfrequenzen festgestellt. Aus Sicht des Autors ist dennoch eine Analyse der Transformationsvorschrift vorzunehmen. Es sind die Einflüsse von Beladung und Insassen auf die Lage von Nick- und Wankzentrum zu untersuchen. Genauso bilden die getroffenen Annahmen bei der Vorstellung des Vollfahrzeugmodells (Kapitel 2.1.1) Ansatzpunkte zur Erhöhung der Regelgüte.

Bezüglich des allgemeinen Arbeitsfortschrittes ist festzuhalten, dass der Schritt vom theoretischen Modell zum applizierbaren Softwarestand im Fahrzeug mit diversen Hürden verbunden

war (Kapitel 4.4 & 4.5.1). Eine Ursache hierfür war, dass als Entwicklungsumgebung kein freigegebener Softwarestand der Fachabteilung vorhanden war. Stattdessen musste eine Umgebung aus dem aktuellen Vorentwicklungsprojekt extrahiert werden. Fehlende Parametersätze und Logikfehler in der Umgebung mussten behoben werden. Darüber hinaus erforderte die Generierung eines hohen Reifegrads der entwickelten Regellogik mehrere Iterationen, weil Implementierung, Fehlersuche und -behebung in Eigenarbeit erfolgten. Der Komplexität des gesamten Systems geschuldet musste hierfür mehr Zeit als erwartet aufgewandt werden. Als sehr hilfreich zur effektiven Fehlersuche erweist sich eine gezielte Komplexitätsreduktion und eine stetige Plausibilitätsprüfung von Zwischenergebnissen.



# 7 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine Regelung zur Entkopplung der modalen Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus entwickelt. Als Verfahren wird die Zustandsrückführung mit Polvorgabe eingesetzt. Auf Basis der Recherche des Standes der Wissenschaft und der Untersuchung theoretischer Ansätze aus Regelungstechnik und Mechanik, konnten der wissenschaftliche Neuigkeitswert und die daraus resultierende Regellogik erarbeitet werden.

Der Neuigkeitswert ist ein quasi-passives Fahrwerk in den modalen Koordinaten des Fahrzeugaufbaus darzustellen. In transienten Vorgängen wie beispielweise einer Schwellenüberfahrt kann ein natürliches Schwingungsverhalten des Aufbaus deterministisch eingeregt werden. Es tritt kein Überschwingen durch verzögerte Stelleingriffe wie im Falle einer reinen Skyhook-Regelung auf. Gleichwohl findet das hohe Komfortpotential der Skyhook-Regelung Eingang in den Gesamtregelverbund. So sind zwei Regelblöcke vorgesehen. Einerseits ist die Entkopplungsregelung vorhanden. Sie wird verwendet, wenn starke Fahrbahnanregungen auftreten und ein Schwingen des Aufbaus unvermeidlich ist oder in Fahrsituationen in denen die dynamischen Radlastschwankungen eingeregelt werden müssen. Andererseits kommt die Skyhook-Regelung für hohen Komfort bei geringer Straßenanregung zum Einsatz. Ein Koordinator ist vorgesehen, um die Stellgrößenanteile für bestmögliche Vertikaldynamik zu kombinieren.

Das methodische Vorgehen ausgehend von der theoretischen Reglersynthese und -analyse, der Einbettung in die Entwicklungsumgebung sowie der Definition der Versuche zur Validierung und Erhöhung der Modellreife ist beschrieben worden. Es sind Anregungen für ein zukünftig effizienteres Vorgehen gegeben.

Im Rahmen der Einführung in die Regelung sowie bei der Auswertung der Ergebnisse wurden sowohl Potential als auch Grenzen der Regelung aufgezeigt. In der abschließenden Diskussion findet eine kritische Auseinandersetzung mit der Zielerreichung, den präsentierten Ergebnissen und der angewandten Methodik statt.

Weiterführende Projekte sind in verschiedene Richtungen möglich. Bezüglich der Architektur des Regelalgorithmus ist an erster Stelle die Implementierung des Koordinators zu nennen. Dieser kann anhand verschiedener Ansätze ausgelegt werden. Die einfachste Variante ist ein skalarer Faktor, der die Stellanteile in einem Wertebereich zwischen Null und Eins gewichtet. Für systemtheoretische Untersuchungen und zur Quantifizierung des Regelpotentials ist dieser Ansatz als Basis für komplexere Varianten empfehlenswert. Eine weitere Möglichkeit ist das Überblenden der Regelblöcke anhand der Anregungsfrequenz der Fahrbahn. Die Trennung in einzelne Frequenzbereiche kann jedoch ebenso direkt auf die Eingangssignale von Entkopplungsregelung und P-Regler angewandt werden. Durch die Trennung wäre ein paralleler Einsatz beider Regelblöcke ohne überhöhte Stellkraftanforderungen möglich. Alternativ kann die Koordination anhand der Relativgeschwindigkeiten und Federwege zwischen Rädern und Aufbau oder dem Betrag der dynamischen Radlastschwankungen erfolgen. Der Koordinator kann darauf ausgelegt werden, diese Größen anhand einer Kostenfunktion oder eines einfachen Grenzwertes für maximalem Fahrkomfort einzuregeln.

Im Rahmen der Verbesserung der Reglerarchitektur ist außerdem die Berücksichtigung eines I-

Anteils neben dem P-Regler möglich. Weil als Regelgrößen die modalen Geschwindigkeiten definiert sind, würde der I-Anteil einen Steifigkeitsterm bezogen auf die inertialen Wege darstellen. Ein Hochpassfilter müsste jedoch in die Integration der Regelgröße Eingang finden, um niederfrequente Aufbaubewegungen aufgrund des Höhenprofils der Straße in der Regelung unberücksichtigt zu lassen. Ebenso müsste ein Anti-Wind-Up-Algorithmus implementiert werden, um die Stellgrößen zu beschränken. Denkbar ist hierzu ein Zurücksetzen des I-Anteils, wenn der zeitlich gleitende Durchschnitt der Aufbaubeschleunigungen einen Schwellenwert unterschreitet und der Aufbau einen stationären Zustand annimmt.

Hinsichtlich der bestehenden Regelblöcke sind die Optimierung der Parameter von P-Regler und Entkopplungsregelung anhand numerischer Methoden zu empfehlen. Dabei kann die Kostenfunktion neben dem Fahrkomfort weitere Gütekriterien wie den Stellaufwand, die Federwege und die Radbeschleunigungen beinhalten. Neben der Parametrierung der Regelblöcke mit fixen Kennwerten ist außerdem die Erarbeitung eines mehrdimensionalen Kennfeldes denkbar. Eine Frequenzabhängigkeit des Kennfeld ist hierbei zu Erhöhung der Regelgüte in Erwägung zu ziehen. So kann die Problematik der Übertragungseffekte gemindert werden. WRIGHT ET AL. [75] beschreiben einen Ansatz der frequenzabhängigen Applikation. Über inverse Filter wird ein Parametersatz zur Bedämpfung der Aufbaueigenfrequenzen, eine komfortoptimale Parametrierung im Bereich hoher menschlicher Sensitivität und ein hohes Dämpfungsmaß im Bereich der Radeigenfrequenz angesetzt [75, S. 162]. NIE ET AL. [111] stellen ein Regelgesetz in Abhängigkeit der invarianten Punkte des Fahrzeugmodells vor.

Weitere Fahrversuche sind unter Variation der Aufbaueigenfrequenzen und dem Einsatz des Störgrößenbeobachters der Aggregatbewegungen durchzuführen. Das Entkopplungsverhalten der Steifigkeitsterme und die Analyse, ob bessere Entkopplung bei Aufschaltung des Störgrößenbeobachters erreicht wird, sind zu untersuchenden Fragestellungen. Dadurch soll das allgemeine Systemverständnis erhöht und eine Verbesserung der Regelgüte angestrebt werden.

Der Arbeitsbereich der Regelung kann zudem auf fahrerinduzierte Anregungen erweitert werden. KOLETZKO [110, S. 95] beschreibt hierzu einen Ansatz die Regeldynamik des Wankverhaltens durch die Berücksichtigung des Lenkwinkels zu verbessern. Auf Aktorseite ist die Berücksichtigung des elektromechanischen Wankstabilisators in Erwägung zu ziehen. Durch diesen können in Wankrichtung aktive Kräfte gestellt werden und die Anzahl der Aktoren erhöht sich. Es können die Regelgüte und der Grad der Entkoppelbarkeit verbessert werden. Modale Ansätze aus der Wissenschaft, die den elektromechanischen Wankstabilisator einbeziehen, sind in den [112, 113] gegeben.



# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Aufbau der Arbeit.....	3
Abbildung 2.1:	Das Vollfahrzeugmodell.....	6
Abbildung 2.2:	Übersetzung von Element- zu Radebene über dem Einfederweg, links: Vorderachse, rechts: Hinterachse.....	7
Abbildung 2.3:	Kraftantwort der Aggregatlager auf sinusförmige Anregung, links: dynamische Dämpfung, rechts: dynamische Steifigkeit, Messdaten des Industriepartners	8
Abbildung 2.4:	Analytische Eigenmoden des konservativen Vollfahrzeugmodells.....	19
Abbildung 2.5:	Ansätze zur Regelung von MIMO-Systemen [43, S. 17].....	21
Abbildung 3.1:	Skyhook-Prinzip am Viertelfahrzeug [4, S. 31].....	23
Abbildung 3.2:	Verallgemeinerte Regelstrecke der $H_\infty$ -Regelung [44, S. 332].....	26
Abbildung 4.1:	Struktur der Vertikaldynamikregelung .....	33
Abbildung 4.2:	Schema der Entkopplungsregelung am Viertelfahrzeug .....	34
Abbildung 4.3:	Modale Skyhook-Regelung mit Verspannmode .....	39
Abbildung 4.4:	Nickverhalten bei periodischer Radanregung in Hubrichtung .....	42
Abbildung 4.5:	Vorgabe der Wunschdynamik aus Integration ohne Filter.....	46
Abbildung 4.6:	Einzelhindernis und Modellierung des Querschnitts über Wegstrecke .....	48
Abbildung 4.7:	Anregungsprofil der Strecke Massenhausen – Fürholzen mit $v_x = 60$ km/h, Bandpassfilter: 0,1 - 25 Hz .....	49
Abbildung 4.8:	Anregungsprofil der Nordumfahrung Aschheim, oben: West nach Ost, unten: Ost nach West, $v_x = 100$ km/h, Bandpassfilter: 0,1 - 25 Hz.....	49
Abbildung 4.9:	Signalaufbereitung im Zeitbereich, oben: Rohdaten, unten: zeitlich referenzierte, geschnittene Daten.....	50
Abbildung 4.10:	Pegel der Hubbeschleunigung mit Filterung in einzelne Frequenzbereiche	51
Abbildung 5.1:	Praktische Validierung des Vollfahrzeugmodells, Strecke: MnF .....	54
Abbildung 5.2:	Praktische Validierung des Beobachters, Strecke: MnF .....	55
Abbildung 5.3:	Aufbaubeschleunigungen bei Hubdämpfungsvariation am Einzelhindernis.	58
Abbildung 5.4:	Aufbaubeschleunigungen bei Hubdämpfungsvariation, Strecke: MnF.....	60
Abbildung 5.5:	Aufbaubeschleunigungen bei Nickdämpfungsvariation am Einzelhindernis	61
Abbildung 5.6:	Aufbaubeschleunigungen bei Nickdämpfungsvariation, Strecke: MnF .....	63

Abbildung 5.7:	Aufbaubeschleunigungen bei Wankdämpfungsvariation, Einzelhindernis ...	64
Abbildung 5.8:	Aufbaubeschleunigungen bei Wankdämpfungsvariation, Strecke: MnF .....	65
Abbildung 5.9:	Aufbauverhalten bei Verspanndämpfungsvariation, Einzelhindernis .....	67
Abbildung 5.10:	Aufbaubeschleunigungen bei Verspanndämpfungsvariation, Strecke: MnF	68
Abbildung 5.11:	Stellgrößenbedarf auf Aktorebene, oben: passiver Entkopplungsregler, Mitte oben: applizierter Entkopplungsregler, Mitte unten: P-Regler, unten: Serienlogik, Strecke: NU WnO.....	71
Abbildung 5.12:	Stellgrößenbedarf auf Aktorebene, oben: Entkopplungsregelung mit halber Eigenfrequenz, unten: Störgrößenbeobachter der Aggregatbewegungen, Strecke: NU WnO .....	73
Abbildung 5.13:	Antiproportionale Variation von Verspanneigenfrequenz und -dämpfungsmaß, oben: Verspannbeschleunigung, unten links: dynamische Radlast VA, unten rechts: dynamische Radlast HA, Strecke: NU WnO.....	74
Abbildung 5.14:	Verhalten der Übertragungspole bei antiproportionaler Veränderung von Verspanneigenfrequenz und -dämpfungsrate.....	75
Abbildung 5.15:	Verhalten der Übertragungspole bei Aufprägung von Applikation II.....	76
Abbildung 5.16:	Vergleich des Aufbau- und Radverhaltens von P-Regler zu Serienlogik, Strecke: NU WnO .....	79
Abbildung 5.17:	Manipulation der Eingangsgrößen, oben: Höhenstand, unten: Relativgeschwindigkeit .....	80
Abbildung 5.18:	Sensitivität der Ausgangsgrößen gegenüber Rauschen der Eingangsgrößen, Parametrierung der Entkopplungsregelung mit Applikation II .....	81
Abbildung 5.19:	Verhalten der Eigenwerte bei Manipulation von Nick- und Wankzentrum....	82
Abbildung 5.20:	Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Hubmode ....	83
Abbildung 5.21:	Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Nickmode....	84
Abbildung 5.22:	Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation des Dämpfungsmaßes (links) und der Eigenfrequenz (rechts) der Wankmode .	85
Abbildung 5.23:	Relative Veränderung der RMS-Werte am Einzelhindernis bei Variation von Dämpfungsmaß (links) und Eigenfrequenz (rechts) der Verspannmode .....	85
Abbildung C.1:	Regelkreis mit Zustandsrückführung und Vorfilter.....	xvii
Abbildung C.2:	Invariante Punkte der Hubbeschleunigung bei Einzelradanregung, links: Anregung an VA, rechts: Anregung an HA .....	xviii
Abbildung D.1:	Graphische Darstellung der asymptotischen Stabilität [125, S. 366].....	xx
Abbildung D.2:	Eigenwerte der Systemmatrix.....	xxi
Abbildung D.3:	VDC-Dämpferkennfelder, radbezogen, links: VA, rechts: HA .....	xxii
Abbildung E.1:	Einbauposition des Kreiselsystems .....	xxiv

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Statische Radlasten des Versuchsträgers.....	13
Tabelle 2.2:	Zusammenhang zwischen dem Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke und dem menschlichen Komfortempfinden nach ISO 2631-1 [24, S. 25].....	14
Tabelle 2.3:	Klassifizierung von Fahrwerksystemen [31, 3.1 - 161].....	15
Tabelle 2.4:	Vergleich der Aufbaueigenfrequenzen .....	20
Tabelle 4.1:	Parametrierung der modalen Regelung .....	37
Tabelle 4.2:	Parametrierung des P-Reglers (Applikation III) .....	41
Tabelle 4.3:	Übersicht der Teststrecken.....	47
Tabelle 4.4:	Variationskoeffizienten der Versuchsszenarien.....	47
Tabelle 4.5:	Frequenzbereiche zur Filterung der Messsignale .....	51
Tabelle 4.6:	Einfluss der Frequenzgewichtung auf die RMS-Werte.....	51
Tabelle 5.1:	Modale Dämpfungsmaße im stromlosen Zustand.....	56
Tabelle 5.2:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich.....	59
Tabelle 5.3:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich.....	62
Tabelle 5.4:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, gesamter Frequenzbereich.....	64
Tabelle 5.5:	Applikationen zur Untersuchung des Stellkraftbedarfs.....	70
Tabelle 5.6:	Simulativ erhobene Kennwerte verschiedener Applikationen .....	76
Tabelle 5.7:	Aus Messfahrten gewonnene Kennwerte verschiedener Regelansätze, Strecke: NU WnO .....	78
Tabelle 5.8:	Sensitivität der Entkopplungsregelung (Applikation II) gegenüber der Regelstrecke, Strecke: NU WnO .....	83
Tabelle A.1	Datenblatt des Versuchsfahrzeugs.....	xiv
Tabelle G.2:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich Aufbaueigenfrequenz.....	xxvii
Tabelle G.3:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich menschlicher Sensitivität .....	xxvii
Tabelle G.4:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich Radeigenfrequenz.....	xxvii

Tabelle G.5:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz.....	xxviii
Tabelle G.6:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität .....	xxviii
Tabelle G.7:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Radeigenfrequenz .....	xxviii
Tabelle G.8:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz.....	xxix
Tabelle G.9:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität .....	xxix
Tabelle G.10:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Radeigenfrequenz .....	xxix
Tabelle G.11:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz .....	xxx
Tabelle G.12:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität .....	xxx
Tabelle G.13:	Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich Radeigenfrequenz .....	xxx

# Literaturverzeichnis

- [1] T. Seba, *Clean Disruption of Energy and Transportation: How Silicon Valley is Making Oil, Nuclear, Natural Gas, and Coal Obsolete by 2030 – 1st ed. p. cm.*: Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 2014.
- [2] M. Maurer, J. C. Gerdes, B. Lenz, und H. Winner, *Autonomes Fahren*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015.
- [3] Verband der Automobilindustrie e.V, “Automatisierung: Von Fahrerassistenzsystemen zum automatisierten Fahren,” *VDA Magazin - Automatisierung*, 2015.
- [4] A. Unger, “Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke,” Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2012.
- [5] B. Heiing, M. Ersoy, und S. Gies, *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013.
- [6] P. Holen und B. Thorvald, “Aspects on Roll and Bounce Damping for Heavy Vehicles,” in *SAE Technical Paper Series*: SAE International, 2002.
- [7] M. Mitschke und H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014.
- [8] P. Zeller, *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch ; mit 43 Tabellen*, 1st Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2009.
- [9] C. Scheiblegger, N. Roy, P. Pfeffer, und A. Hillis, “Modeling hydro mounts in vehicles for durability load analyses, ride comfort and vehicle dynamics simulation,” in *AVEC 2016: Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control, USA*: CRC Press, 2017, S. 703–712.
- [10] K. Sedlaczek, S. Dronka, und J. Rauh, “Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations,” *Vehicle System Dynamics*, Bd. 49, Rn. 5, S. 741–759, 2011.
- [11] M. Zornemann, “Aufbau und Regelung einer aktiven Motorlagerung zur Reduktion von Kerschallen,” Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2014.
- [12] M. Waltz, “Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern,” Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, RWTH Aachen, 2005.
- [13] C. Gohrle, “Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme,” Dissertation, Institut für Systemdynamik, Universität Stuttgart, 2014.
- [14] R. Penrose, “A generalized inverse for matrices,” *Math. Proc. Camb. Phil. Soc.*, Bd. 51, Rn. 3, S. 406–413, 1955.

- [15] J. Stoer, *Numerische Mathematik 1: Eine Einführung - unter Berücksichtigung von Vorlesungen von F.L. Bauer*. Berlin: Springer, 1999.
- [16] J. Yao, S. Taheri, S. Tian, Z. Zhang, und L. Shen, "A novel semi-active suspension design based on decoupling skyhook control," *Journal of Vibroengineering*, Vol. 16, Rn. 3, 1318,1315, 2014.
- [17] S. Diop und M. Lakehal-Ayat, "More on a Decoupled Control Model of a Vehicle Suspension System," in *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Jun. 2005, S. 405–410.
- [18] M. Lakehal-Ayat, S. Diop, und E. Fenaux, "Development of a full active suspension system," *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*, Bd. 2002.
- [19] Elektronischer Teilekatalog der BMW Group, *BMW Teilekatalog G12 750Li Motoraufhängung*. [Online] Verfügbar: [http://www.bmw-etk.info/teilekatalog/prd/BMW/VT/P/G12/Lim/750Li/ECE/L/A/2014/12/57556/22/22\\_0250](http://www.bmw-etk.info/teilekatalog/prd/BMW/VT/P/G12/Lim/750Li/ECE/L/A/2014/12/57556/22/22_0250). Gefunden am: Sep. 09 2019.
- [20] G. Koch, "Adaptive control of mechatronic vehicle suspension systems," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2011.
- [21] M. Mitschke und B. Klingner, "Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug," *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 100, Rn. 1, S. 18–24, 1998.
- [22] D. Hennecke, *Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995.
- [23] P. Knauer, "Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2010.
- [24] *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration*, ISO 2631-1, 1997.
- [25] E. Enders, G. Burkhard, F. Fent, M. Lienkamp, und D. Schramm, "Objectification methods for ride comfort," *Forschung im Ingenieurwesen*, Bd. 22, Rn. 6 (in press), 2019.
- [26] *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen*, VDI 2057-1, 2017.
- [27] I. Rericha, "Methoden zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts," *Automobil-Industrie*, Bd. 2, Rn. 31, S. 175–182, 1986.
- [28] S. Cucuz, "Schwingempfindung von Pkw-Insassen: Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn," Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1993.
- [29] B. Klingner, "Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug," Dissertation, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Braunschweig, 1996.
- [30] E. Pellegrini, "Model-Based Damper Control for Semi-Active Suspension Systems," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2012.
- [31] M. Lienkamp, "Dynamik der Straßenfahrzeuge," Skript, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2018.

- [32] D. Fischer, M. Börner, und R. Isermann, "Control of Mechatronic Semi-Active Vehicle Suspensions," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 35, Rn. 2, S. 1353–1367, 2002.
- [33] R. Isermann, *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*, 1st Aufl. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, 2006.
- [34] S. B. Choi, H. K. Lee, und E. G. Chang, "Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller," *Mechatronics*, Bd. 11, Rn. 3, S. 345–353, 2001.
- [35] T. Thümmel und D. Rixen, "Experimentelle Schwingungsanalyse," Vorlesungsskript, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2007.
- [36] R. Gasch, K. Knothe, und R. Liebich, *Strukturdynamik: Diskrete Systeme und Kontinua*, 2nd Aufl. Berlin: Springer, 2012.
- [37] C. J. Schickedanz, "Zum Übertragungsverhalten nichtlinearer Mehreingangssysteme und dessen Anwendung zur Entwicklung des automobilen Fahrkomforts durch Simulation," Dissertation, Fachbereich Physik, Johann Wolfgang Goethe-Universität, Frankfurt am Main, 2013.
- [38] Y. Mikhlin und S. Mytrokhin, "Nonlinear vibration modes of the double tracked road vehicle," *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Bd. 46, 2008.
- [39] N. Zhang, L. Wang, und H. Du, "Motion-mode energy method for vehicle dynamics analysis and control," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 52, Rn. 1, S. 1–25, 2014.
- [40] B. Zhang, J. Zhang, J. Yi, N. Zhang, und Q. Jin, "Modal and Dynamic Analysis of a Vehicle with Kinetic Dynamic Suspension System," *Shock and Vibration*, Bd. 2016, Rn. 3, S. 1–18, 2016.
- [41] F. Braghin *et al*, "Experimental modal analysis and numerical modelling of agricultural vehicles," in *Proceedings of the IMCA-XXVII*, Sep. 2009.
- [42] M. Zheng *et al*, "A New Physical Parameter Identification Method for Two-Axis On-Road Vehicles: Simulation and Experiment," *Shock and Vibration*, Bd. 2015, Rn. 2, S. 1–9, 2015.
- [43] A. Angermann, "Entkopplung von Mehrgrößensystemen durch Vorsteuerung am Beispiel von kontinuierlichen Fertigungsanlagen," Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität München, 2004.
- [44] J. Lunze, *Regelungstechnik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2016.
- [45] G. Ludyk, *Theoretische Regelungstechnik 2: Zustandsrekonstruktion, optimale und nicht-lineare Regelungssysteme*. Berlin, Heidelberg: Springer, 1995.
- [46] G. Roppenecker, "Zustandsregelung linearer Systeme - Eine Neubetrachtung," *at - Automatisierungstechnik*, Bd. 57, Rn. 10, S. 491–498, 2009.
- [47] H. E. Tseng und D. Hrovat, "State of the art survey: active and semi-active suspension control," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 53, Rn. 7, S. 1034–1062, 2015.
- [48] C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, S. M. Savaresi, und L. Dugard, "Survey on Some Automotive Semi-Active Suspension Control Methods: a Comparative Study on a Single-Corner Model," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 44, Rn. 1, S. 1802–1807, 2011.

- [49] M. Ahmadin, "Integrating Electromechanical Systems in Commercial Vehicles for Improved Handling, Stability, and Comfort," in *SAE 2014 Commercial Vehicle Engineering Congress*, 2014.
- [50] S. Nie, Y. Zhuang, W. Liu, und F. Chen, "A semi-active suspension control algorithm for vehicle comprehensive vertical dynamics performance," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 55, Rn. 8, S. 1099–1122, 2017.
- [51] S. Kashem, R. Nagarajah, und M. Ektesabi, *Vehicle suspension systems and electromagnetic dampers*. Singapore: Springer, 2017.
- [52] D. Karnopp, M. J. Crosby, und R. A. Harwood, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators," *J. Eng. for Industry*, Bd. 96, Rn. 2, S. 619, 1974.
- [53] Q.-H. Nguyen und S.-B. Choi, "Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension," *Smart Mater. Struct*, Bd. 18, Rn. 3, S. 35012, 2009.
- [54] S. B. A. Kashem, M. Ektesabi, und R. Nagarajah, "Comparison between different sets of suspension parameters and introduction of new modified skyhook control strategy incorporating varying road condition," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 50, Rn. 7, S. 1173–1190, 2012.
- [55] D. Hrovat, "Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Bd. 115, Rn. 2B, S. 328, 1993.
- [56] H. Kwakernaak und R. Sivan, *Linear optimal control systems*. New York: Wiley-Interscience, 1972.
- [57] D. Hrovat, H. E. Tseng, und J. Deur, "Optimal Vehicle Suspensions: A System-Level Study of Potential Benefits and Limitations," in *Dynamics of Modern Passenger*, 2019, S. 109–204.
- [58] M. Safonov und M. Athans, "Gain and phase margin for multiloop LQG regulators," in *IEEE Conference on Decision and Control including the 15th Symposium on Adaptive Processes*: IEEE, Dez. 1976, S. 361–368.
- [59] D. Hrovat, "Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications," *Automatica*, Bd. 33, Rn. 10, S. 1781–1817, 1997.
- [60] T. Butsuen, "The design of semi-active suspensions for automotive vehicles," PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 1989.
- [61] R. S. Sharp und H. Peng, "Vehicle dynamics applications of optimal control theory," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 49, Rn. 7, S. 1073–1111, 2011.
- [62] P. Brezas, M. C. Smith, und W. Hoult, "A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: Theory and experimental evaluation," *Automatica*, Bd. 53, S. 188–194, 2015.
- [63] S.V. Raković und W.S. Levine, Hrsg, *Handbook of Model Predictive Control*. Cham: Springer International Publishing AG, 2019.
- [64] N. Giorgetti, A. Bemporad, H. E. Tseng, und D. Hrovat, "Hybrid Model Predictive Control Application Towards Optimal Semi-Active Suspension," in *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Jun. 2005.



- 
- [65] M. Q. Nguyen, M. Canale, O. Sename, und L. Dugard, "A Model Predictive Control approach for semi-active suspension control problem of a full car," in *2016 IEEE 55th Conference on Decision and Control*: IEEE, Dez. 2016, S. 721–726.
- [66] S. M. Savaresi *et al*, "Semi-Active Control Strategies for High-Performance Motorcycle," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 41, Rn. 2, S. 4689–4694, 2008.
- [67] S. M. Savaresi, E. Silani, und S. Bittanti, "Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented Semiactive Suspensions," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 127, Rn. 2, S. 218, 2005.
- [68] S. M. Savaresi und C. Spelta, "Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 129, Rn. 4, S. 382, 2007.
- [69] A. L. Do *et al*, "An Extension of Mixed Sky-hook and ADD to Magneto-Rheological Dampers," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 43, Rn. 21, S. 25–31, 2010.
- [70] T. Hrycej, *Robuste Regelung*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2018.
- [71] M. Yamashita, K. Fujimori, K. Hayakawa, und H. Kimura, "Application of H-Control to Active Suspension Systems," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 26, Rn. 2, S. 87–90, 1993.
- [72] K. Hayakawa *et al*, "Robust H-output feedback control of decoupled automobile active suspension systems," *IEEE Trans. Automat. Contr*, Bd. 44, Rn. 2, S. 392–396, 1999.
- [73] H. B. Sutton, "Synthesis and development of an experimental active suspension," *Automotive Engineer*, Bd. 1979, S. 51–54.
- [74] P. G. Wright, D. A. Williams, und Lotus International Norwich, *The Application of Active Suspension to High Performance Road Vehicles*. Bedfordshire: College of Aeronautics, Cranfield Institute of Technology, 1984.
- [75] D. E. Williams, "Active Suspension: Future Lessons from The Past," *SAE Int. J. Veh. Dyn, Stab, and NVH*, Bd. 2, Rn. 2, S. 147–165, 2018.
- [76] A. Hać, I. Youn, und H. H. Chen, "Control of Suspensions for Vehicles With Flexible Bodies - Part I: Active Suspensions," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Bd. 118, Rn. 3, S. 508–517, 1996.
- [77] A. Hać, I. Youn, und H. H. Chen, "Control of Suspensions for Vehicles With Flexible Bodies - Part II: Semi-Active Suspensions," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Bd. 118, Rn. 3, S. 518–525, 1996.
- [78] X. Zheng, A. Zolotas, und R. Goodall, "Combining active structural damping and active suspension control in flexible bodied railway vehicles," in *35th Chinese Control Conference (CCC)*: IEEE, 2016, S. 8938–8944.
- [79] K. Furihata, K. Sanada, A. Kitagawa, A. Takahashi, und T. Sonehara, "A study of an active suspension system with modal control algorithm," *JSAE Review*, Bd. 1993, Rn. 14, S. 42–48.
- [80] R. H. Streiter, "Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung," Dissertation, Fachbereich Verkehrswesen, Technische Universität Berlin, 1996.

- [81] D. Sammier, O. Sename, und L. Dugard, "Simultaneous Decoupling and Disturbance Rejection of an Active Full-Car Suspension Model," *IFAC Proceedings Volumes*, Bd. 33, Rn. 26, S. 145–150, 2000.
- [82] R. Orend, *Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik: Ein Konzept zur Darstellung des fahrdynamischen Optimums*. Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation. Aachen: Shaker, 2007.
- [83] M. Rau, "Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung," Dissertation, Institut für Flugmechanik und Flugregelung, Universität Stuttgart, 2007.
- [84] K. Löhe, "Ein modellgestütztes Konzept zur fahrbahnadaptiven Fahrwerksregelung," Dissertation, Technische Fakultät, Friedrich-Alexander-Universität, Erlangen-Nürnberg, 2018.
- [85] Y. Fukumori, R. Hayashi, H. Okano, Y. Suda, und K. Nakano, "Study on coupled shock absorber system using four electromagnetic dampers," *J. Phys.: Conf. Ser.*, Rn. 012217, 2016.
- [86] Y. Imai, Y. Fukumori, R. Hayashi, K. Nakano, und Y. Suda, "Evaluation of coupled suspension system using four electromagnetic dampers by motor HILS system," in *AVEC 2016: Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, USA: CRC Press, 2017, S. 285–292.
- [87] J. Michael, "Optimale Steuerung in der vertikalen Fahrzeugdynamik: Echtzeitfähige proaktive Vorausschau und impulsive Systemdynamik," Dissertation, Institut für Mathematik und Rechneranwendung, Universität der Bundeswehr München, 2017.
- [88] F. Braghin, F. Resta, und E. Sabbioni, "A modal control for active/semi-active suspension systems," in *2007 IEEE/ASME international conference on advanced intelligent mechatronics*, Sep. 2007, S. 1–6.
- [89] F. Braghin, F. Resta, und E. Sabbioni, "A suspension control strategy for improving ride comfort of high-performance vehicles," in *10th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*, 2006, S. 521–529.
- [90] U. Stöbener und L. Gaul, "Active Vibration Control of a car body based on experimentally evaluated modal parameters," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Bd. 15, Rn. 1, S. 173–188, 2001.
- [91] P. Holen, "Experimental evaluation of modally distributed damping in heavy vehicles," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 46, Rn. 6, S. 521–539, 2008.
- [92] P. Holen, "On modally distributed damping in heavy vehicles," Dissertation, KTH, Stockholm, 2006.
- [93] R. C. Redfield und D. C. Karnopp, "Performance Sensitivity of an Actively Damped Vehicle Suspension to Feedback Variation," *J. Dyn. Sys, Meas, Control*, Bd. 111, Rn. 1, S. 51–60, 1989.
- [94] L. R. Miller und C. M. Nobles, "Methods for Eliminating Jerk and Noise in Semi-Active Suspensions," in *SAE Technical Paper Series*, Warrendale, PA, United States: SAE International, 1990.
- [95] E. Zapletal, "Balanced Suspension," in *SAE International*, 2000.

- [96] J. G. Ziegler und N. B. Nichols, "Optimum Settings for Automatic Controllers," *Transactions of the ASME*, S. 759–768, 1942.
- [97] J. Deutscher und G. Roppenecker, "Robuste asymptotische Störkompensation mittels beobachterbasierter Störgrößenaufschaltungen," *at - Automatisierungstechnik*, Bd. 62, Rn. 8, S. 547–561, 2014.
- [98] F. H. Besinger und Cebon, D. Cole, D. J., "Force Control of a Semi-Active Damper," *Vehicle System Dynamics*, Bd. 24, Rn. 9, S. 695–723, 1995.
- [99] S. A. A. Bakar, H. Jamaluddin, R. A. Rahman, P. M. Samin, und K. Hudha, "Vehicle ride performance with semi-active suspension system using modified skyhook algorithm and current generator model," *IJVAS*, Bd. 6, Rn. 3/4, S. 197, 2008.
- [100] M. J. Balas, "Modal Control of Certain Flexible Dynamic Systems," *Siam Journal of Control and Optimization*, 1978.
- [101] *IEEE Standard for Binary Floating-Point Arithmetic*, 754, 1985.
- [102] S. Chacon und B. Straub, *Pro Git*. Berkeley, CA: Apress, 2014.
- [103] H. Oschlies, *Komfortorientierte Regelung für die automatisierte Fahrzeugquerführung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019.
- [104] R. Schafer, "What Is a Savitzky-Golay Filter?," *IEEE Signal Processing Magazine*, Bd. 28, Rn. 4, S. 111–117, 2011.
- [105] H. R. Schwarz und N. Köckler, *Numerische Mathematik*, 7th Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2009.
- [106] W. Kohn, *Statistik: Datenanalyse und Wahrscheinlichkeitsrechnung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [107] S. Winder, *Analog and digital filter design*, 2nd Aufl. Amsterdam: Newnes, 2002.
- [108] M. Lienkamp, "Praktikum Kraftfahrzeugmess- und -versuchstechnik: Federung und Dämpfung," Skript, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2019.
- [109] H. Amelunxen, "Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich," Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2013.
- [110] C. Koletzko, "Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2008.
- [111] S. Nie, Y. Zhuang, F. Chen, und J. Xie, "Invariant points of semi-active suspensions," *Advances in Mechanical Engineering*, Bd. 10, Rn. 7, 1-14, 2018.
- [112] M. Eisenbarth, "Verfahren zum Betreiben einer Wankstabilisierung".
- [113] I. Illg, A. Freuer, M. Eisenbarth, G. Nareyko, und T. Koch, "Control strategy for electro-mechanical active roll stabilization," in *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, M. Bargende, H.-C. Reuss, und J. Wiedemann, Hrsg, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2018, S. 363–375.
- [114] P. Falb und W. Wolovich, "Decoupling in the design and synthesis of multivariable control systems," *IEEE Trans. Automat. Contr*, Bd. 12, Rn. 6, S. 651–659, 1967.

- [115] G. Roppenecker und B. Lohmann, "Vollständige Modale Synthese von Entkopplungsregelungen," *Automatisierungstechnik*, Bd. 36, Rn. 1-12, 1988.
- [116] L. Dugard, O. Sename, S. Aubouet, und B. Talon, "Full vertical car observer design methodology for suspension control applications," *Control Engineering Practice*, Bd. 20, Rn. 9, S. 832–845, 2012.
- [117] J. Wang und D. A. Wilson, "Multi-objective control of decoupled vehicle suspension systems," in *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, Dez. 2001, S. 535–540.
- [118] K.-S. Hong *et al*, "A New Model and an Optimal Pole-Placement Control of the Macpherson Suspension System," in *SAE Technical Paper Series*, Warrendale, PA, United States: SAE International, Mrz. 1999.
- [119] B. Lohmann, "Vollständige Entkopplung durch dynamische Zustandsrückführung," *Automatisierungstechnik*, Rn. 12, S. 459–464, 1991.
- [120] B. Lohmann, "Moderne Methoden der Regelungstechnik 1," Beiblatt zu Vorlesung, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2018.
- [121] G.-Y. Tang, H. Lin, und H. Su, "Decoupling vibration control for active suspension systems," in *29th Chinese Control And Decision Conference*, 2017, S. 6504–6509.
- [122] F. Braghin, S. Cinquemani, und F. Resta, "A new approach to the synthesis of modal control laws in active structural vibration control," *Journal of Vibration and Control*, Bd. 19, Rn. 2, S. 163–182, 2013.
- [123] D. Dinkler, *Einführung in die Strukturodynamik: Modelle und Anwendungen*, 2nd Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [124] S. Ikenaga, F. L. Lewis, J. Campos, und L. Davis, "Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model," in *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, Jun. 2000, 4019-4024.
- [125] J. Lunze, *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*, 4th Aufl. Berlin: Springer, 2004.

# Anhang

Anhang A	Modellparameterierung.....	xiv
Anhang B	Zustandsraummodell .....	xv
Anhang C	Entkopplungsregelung durch Zustandsrückführung.....	xvii
Anhang D	Stabilität.....	xx
Anhang E	Einbauposition des Kreiselsystems .....	xxiv
Anhang F	Einzelraddynamik .....	xxv
Anhang G	Messdaten des Entkopplungsverhaltens am Einzelhindernis .....	xxvii
Anhang H	Inhalt des Datenträgers .....	xxx

# Anhang A Modellparameterisierung

Tabelle A.1 Datenblatt des Versuchsfahrzeugs

Formelzeichen	Wert	Beschreibung
$l_f$	1,59 m	Abstand Vorderachse zu Fahrzeugschwerpunkt
$l_r$	1,62 m	Abstand Hinterachse zu Fahrzeugschwerpunkt
$l_{eng}$	1,49 m	Abstand Aggregatlager zu Fahrzeugschwerpunkt in x-Richtung
$b_{eng}$	0,65 m	Abstand Aggregatlager in y-Richtung
$b_f$	1,61 m	Spurweite Vorderachse
$b_r$	1,64 m	Spurweite Hinterachse
$c_{Bo,fr} = c_{Bo,fl}$	20510 N/m	Aufbaufedersteifigkeit, Vorderachse, radbezogen
$c_{Bo,rr} = c_{Bo,rl}$	24520 N/m	Aufbaufedersteifigkeit, Hinterachse, radbezogen
$c_{arb,f}$	15490 N/m	Stabilisatorsteifigkeit, Vorderachse, radbezogen
$c_{arb,r}$	2586 N/m	Stabilisatorsteifigkeit, Hinterachse, radbezogen
$c_{T,f} = c_{T,r}$	270600 N/m	Reifensteifigkeit
$c_{eng}$	600000 N/m	Steifigkeit der Aggregatlager
$d_{Bo,fr} = d_{Bo,fl}$	542 N s/m	Aufbaudämpfungs-konstante Vorderachse, radbezogen
$d_{Bo,rr} = d_{Bo,rl}$	830 N s/m	Aufbaudämpfungs-konstante Hinterachse, radbezogen
$d_{eng}$	6000 N s/m	Dämpfungs-konstante der Aggregatlager
$m$	2160 kg	Fahrzeugmasse
$m_{Bo}$	1903 kg	Aufbaumasse
$m_{eng}$	250 kg	Aggregatmasse
$m_{w,fr} = m_{w,fl}$	66,1 kg	Ungefederte Masse, Vorderachse
$m_{w,rr} = m_{w,rl}$	62,4 kg	Ungefederte Masse, Hinterachse
$J_{eng,xx}$	54,4 kg m <sup>2</sup>	Wankträgheit des Aggregats
$J_{Bo,t}$	991 kg m <sup>2</sup>	Verspannträgheit des Aufbaus
$J_{xx}$	543,5 kg m <sup>2</sup>	Wankträgheit des Aufbaus
$J_{yy}$	3563 kg m <sup>2</sup>	Nickträgheit des Aufbaus

# Anhang B Zustandsraummodell

Die allgemein Form des Zustandsraummodells lautet:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{z} \quad (\text{B.1})$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (\text{B.2})$$

Die enthaltenen Größen sind wie folgt definiert:

- Zustandsvektor:

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \mathbf{z}_w \\ \mathbf{x}_{Bo} \\ \mathbf{x}_{eng} \\ \dot{\mathbf{z}}_w \\ \dot{\mathbf{x}}_{Bo} \\ \dot{\mathbf{x}}_{eng} \end{pmatrix} \quad (\text{B.3})$$

- Eingangsvektor:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_R + \mathbf{u}_P + \mathbf{u}_{eng} = \mathbf{F}_u = \begin{pmatrix} F_{u,fr} \\ F_{u,fl} \\ F_{u,rl} \\ F_{u,rr} \end{pmatrix} \quad (\text{B.4})$$

- Störeingangsvektor:

$$\mathbf{z} = \begin{pmatrix} \mathbf{z}_{ro} \\ \mathbf{F}_{ext} \end{pmatrix} \quad (\text{B.5})$$

- Ausgangsvektor:

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} \dot{z}_{Bo} \\ \dot{\theta}_{Bo} \\ \dot{\varphi}_{Bo} \\ \dot{t}_{Bo} \end{pmatrix} = \dot{\mathbf{x}}_{Bo} \quad (\text{B.6})$$

- Systemmatrix:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{M}_{sys}^{-1} \mathbf{K}_{sys} & \mathbf{M}_{sys}^{-1} \mathbf{D}_{sys} \end{bmatrix} \quad (\text{B.7})$$

mit:

$$\mathbf{K}_{sys} = \begin{bmatrix} -(\mathbf{K}_T + \mathbf{K}_{sus} + \mathbf{K}_{arb}) & (\mathbf{K}_{sus} + \mathbf{K}_{arb})\mathbf{T}^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{T}(\mathbf{K}_{sus} + \mathbf{K}_{arb}) & -(\mathbf{T}(\mathbf{K}_{sus} + \mathbf{K}_{arb})\mathbf{T}^T + \mathbf{T}_{eng}\mathbf{K}_{eng}\mathbf{T}_{eng}^T) & \mathbf{T}_{eng}\mathbf{K}_{eng} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{eng}\mathbf{T}_{eng}^T & -\mathbf{K}_{eng} \end{bmatrix} \quad (\text{B.8})$$

$$= \begin{bmatrix} -\mathbf{K}_{w,w} & \mathbf{K}_{w,Bo} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{Bo,w} & -\mathbf{K}_{Bo,Bo} & \mathbf{K}_{Bo,eng} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{eng,Bo} & -\mathbf{K}_{eng,eng} \end{bmatrix}$$

$$D_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} -(D_T + D_{\text{sus}}) & D_{\text{sus}} T^T & \mathbf{0} \\ T D_{\text{sus}} & -(T D_{\text{sus}} T^T + T_{\text{eng}} D_{\text{eng}} T_{\text{eng}}^T) & T_{\text{eng}} D_{\text{eng}} \\ \mathbf{0} & D_{\text{eng}} T_{\text{eng}}^T & -D_{\text{eng}} \end{bmatrix} \quad (\text{B.9})$$

$$= \begin{bmatrix} -D_{w,w} & D_{w,Bo} & \mathbf{0} \\ D_{Bo,w} & -D_{Bo,Bo} & D_{Bo,eng} \\ \mathbf{0} & D_{eng,Bo} & -D_{eng,eng} \end{bmatrix}$$

$$M_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} M_w & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & M_{Bo} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & M_{eng} \end{bmatrix} \quad (\text{B.10})$$

- Eingangsmatrix:

$$B = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{10 \times 4} \\ M_w^{-1} \\ -M_{Bo}^{-1} T \\ \mathbf{0}_{2 \times 4} \end{bmatrix} \quad (\text{B.11})$$

- Ausgangsmatrix:

$$C = [\mathbf{0}_{4 \times 14} \quad I_4 \quad \mathbf{0}_{4 \times 2}] \quad (\text{B.12})$$

- Durchgriffsmatrix:

$$D = \mathbf{0} \quad (\text{B.13})$$

- Störeingangsmatrix:

$$E = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{10 \times 6} \\ M_w^{-1} K_T & \mathbf{0}_{4 \times 2} \\ \mathbf{0}_{4 \times 6} \\ \mathbf{0}_{2 \times 4} & M_{eng}^{-1} \end{bmatrix} \quad (\text{B.14})$$

Das Vollfahrzeugmodell ist mit diesen Gleichungen als vollständiges Zustandsraummodell definiert. Es können die Methoden der Regelungstechnik angewandt werden.



# Anhang C Entkopplungsregelung durch Zustandsrückführung

Eine Zustandsrückführung verfolgt den Ansatz den Zustandsvektor  $x$  über die Reglermatrix  $R$  auf die Stellgröße  $u$  zurückzuführen. Die Führungsgröße  $w$  wird durch das Vorfilter  $F$  im Regelgesetz berücksichtigt:

$$u = -Rx + Fw \quad (\text{C.1})$$

Voraussetzung für die Realisierung einer vollständigen Zustandsrückführung ist die Messbarkeit aller Zustandsgrößen. Ist dies nicht der Fall müssen die nicht messbaren Zustandsgrößen durch einen Beobachter geschätzt oder es muss eine Ausgangsrückführung vorgenommen werden [44, S. 146]. Es ergibt sich folgende Struktur:

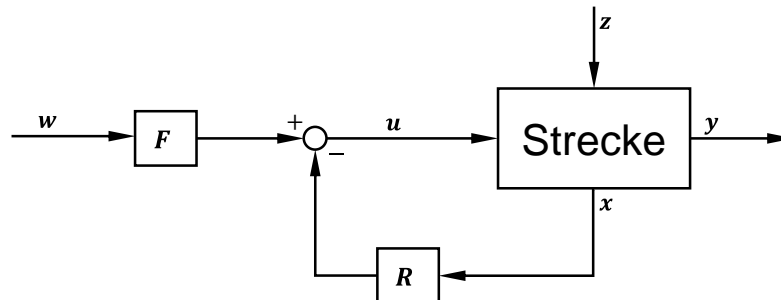


Abbildung C.1: Regelkreis mit Zustandsrückführung und Vorfilter

Die Zustandsrückführung kann darauf ausgelegt werden entkoppeltes Übertragungsverhalten zu generieren. Die Führungsübertragungsmatrix  $G_w(s)$  nimmt in diesem Fall Diagonalgestalt an:

$$G_w(s) = C(sI - A + BR)^{-1}BF = \begin{bmatrix} G_1(s) & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & G_m(s) \end{bmatrix} \quad (\text{C.2})$$

Um dies zu erreichen, muss als erste Bedingung die Anzahl an Stellgrößen mit der Anzahl an Ausgangsgrößen übereinstimmen:

$$p = q = m \quad (\text{C.3})$$

Anschaulich gesprochen muss pro Regelgröße ein Aktor vorhanden sein. Dass dieser Aktor über die Strecke auf die Regelgröße einwirken kann, wird durch die Entkoppelbarkeitsbedingung geprüft. Diese ist definiert durch [114, S. 652]:

$$\det(D_{EK}) \neq 0 \quad (\text{C.4})$$

mit

$$D_{EK} = \begin{bmatrix} c_1^T A^{\delta_1 - 1} B \\ \vdots \\ c_m^T A^{\delta_m - 1} B \end{bmatrix} \quad (\text{C.5})$$

Die Matrix  $D_{EK}$  wird als Entkoppelbarkeitsmatrix bezeichnet.  $\delta_i$  bezeichnet die Differenzordnung des  $i$ -ten Ausgangs. Die Summe  $\delta = \sum_{i=1}^m \delta_i$  ist die Differenzordnung des Systems [115, S. 436].

Für das entkoppelte Systeme kann das gewünschte Übertragungsverhalten durch Pol- und Nullstellenvorgabe eingestellt werden. Für eine detaillierte Beschreibung wird auf [45, S. 105-110] verwiesen. Beispiele für analytische Methoden zur Polvorgabe sind die lineare Matrixungleichung [116, 117] und die Bestimmung der Pole mittels LQR für semiaktive Aktorik [118].

Die technische Realisierung erfordert außerdem Stabilität. Diese Forderung ist bei stabilem Regelgesetz sicher erfüllt, wenn die Differenzordnung der Systemordnung entspricht, also  $\delta = n$  gilt. Ist dies nicht gegeben, kann trotz stabiler Regelung interne Instabilität auftreten. Diese kann entstehen, weil es Eigenwerte gibt, die mit invarianten Nullstellen zusammenfallen und durch diese kompensiert werden. Sie treten nicht als Übertragungspole auf. In dem Fall muss die Lage der invarianten Nullstellen zum Stabilitätsnachweis untersucht werden [119, S. 460].

NIE ET AL. [111] führen eine Analyse der invarianten Punkte eines semiaktiven Fahrwerks anhand eines Viertelfahrzeugmodells durch. Hierfür wird die Spanne zwischen minimaler und maximaler Dämpfungskonstante variiert. Die Auswertung erfolgt anhand des Übertragungsverhaltens von Straßenanregung zu Aufbaubeschleunigung und Reifeneinfederung. Das Verhalten der Aufbaubeschleunigung weist einen invarianten Punkt etwas oberhalb der Aufbaueigenfrequenz sowie zwei invariante Punkte knapp unter- und oberhalb der Radeigenfrequenz auf. Bei der Reifeneinfederung bilden sich zwei invariante Punkte oberhalb der Aufbaueigenfrequenz und unterhalb der Radeigenfrequenz aus [111, S. 3]. BUTSUEN [60] diskutiert den Einfluss der Reifendämpfung auf die invariante Punkte, die von NIE ET AL. vernachlässigt wird. Mathematisch verschwindet der invariante Punkt nahe der Radeigenfrequenz durch die Reifendämpfung. Die Verschiebung des Punktes ist allerdings so klein, dass dies für praktische Zwecke vernachlässigt und der invariante Punkt als weiterhin existent angesehen werden kann [60, S. 56].

Überträgt man das Vorgehen zur Bestimmung der invarianten Punkte nach NIE ET AL. auf das Vollfahrzeugmodell ergibt sich ein folgendes Bild (Abbildung C.2). Exemplarisch wird die Übertragungsfunktion von Straßenanregung an einem Rad zur Aufbaubeschleunigung dargestellt. Auffällig sind die mehrfachen Resonanzspitzen im Bereich von 1 - 2 Hz (rechts). Der Grund hierfür ist die Verkopplung von Huben zu Nicken. Die Effekte treten in den übrigen Aufbaumoden ebenfalls auf, jedoch stets nur an einer Achse.

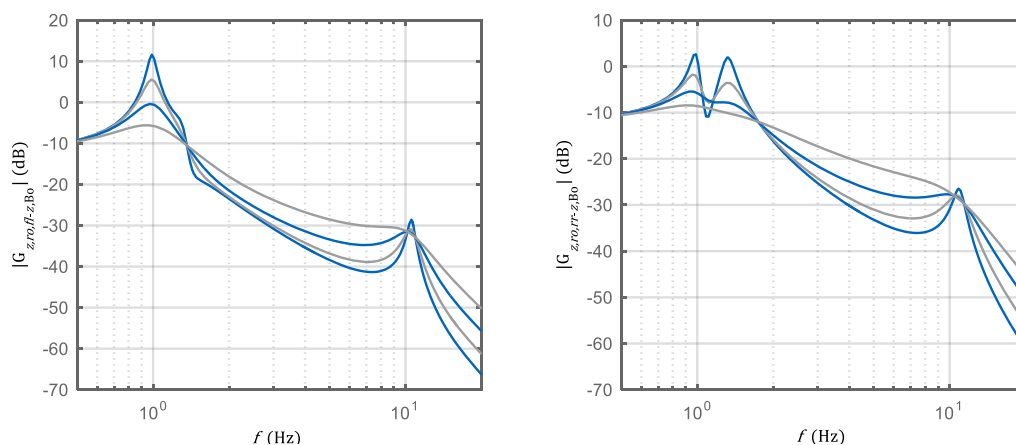


Abbildung C.2: Invariante Punkte der Hubbeschleunigung bei Einzelradanregung, links: Anregung an VA, rechts: Anregung an HA

In der Praxis wird die Entkopplungsregelung hauptsächlich für modellbasierte dynamische Vorsteuerungen eingesetzt. In Form einer direkten Zustandsrückführung der realen Strecke wird sie selten angewandt. Der Grund hierfür ist, dass die Entkopplungsregelung das Führungsverhalten durch Regelung einstellt, was üblicherweise durch Steuerung geschieht (Grundsatz: „Störverhalten durch Regelung gestalten, Führungsverhalten durch Steuerung gestalten!“) [120, 2.5]. Einen Anwendungsfall in der Vertikaldynamikregelung zeigen SAMMIER ET AL. [81] durch die Entkopplung der Hub-, Nick- und Wankbewegung und einer zusätzlichen Störgrößenunterdrückung der Radanregungen. TANG ET AL [121] demonstrieren eine entkoppelnde Regelung durch Zustandsrückführung mit Polvorgabe. BRAGHIN ET AL. [122] analysieren die Möglichkeiten zur Regelung dynamischer Systeme zweiter Ordnung in Abhängigkeit der Anzahl von Mess-, Regel- und Stellgrößen. Weil dies ein zentraler Punkt der Entkopplungsregelung darstellt, sollen die Erkenntnisse im Folgenden vorgestellt werden.

Zunächst betrachten BRAGHIN ET AL. die Anzahl an Mess- im Verhältnis zur Anzahl an Regelgrößen. Gibt es weniger Mess- als Regelgrößen ist das System unterbestimmt. Es ist ein Beobachter nötig, um die weiteren Regelgrößen zu schätzen. Sind hingegen die Anzahl von Regel- und Messgrößen gleich, liegt ein eindeutig bestimmtes System vor und ein Regelgesetz kann formuliert werden. Ein überbestimmtes System ist gegeben, wenn es mehr Messgrößen als Regelgrößen gibt. Um die Regelgrößen zu bestimmen, muss ein überbestimmtes Gleichungssystem gelöst werden. Zur Lösung kann die Pseudo-Inverse eingesetzt werden. Hierdurch werden Einflüsse aus Messrauschen und Messfehlern bezüglich der quadratischen Fehlernorm der Regelgrößen minimiert.

Über das Verhältnis von Stell- zu Regelgrößenanzahl werden die Möglichkeiten zur Entkopplung definiert. Im Fall, dass mehr Regel- als Stellgrößen vorliegen ist keine Entkopplung möglich. Es kann lediglich durch Beschränkung der Regelgrößen auf die Anzahl an Aktoren eine entkoppelnde Regelung aufgeprägt werden. Durch die nichtsymmetrische Reglermatrix ist das Regelgesetz potentiell instabil. Die interne Dynamik muss untersucht werden. Entspricht die Anzahl der Stellgrößen jener der Regelgrößen und sind die weiteren Bedingungen (Gl. (C.4), Gl. (C.5)) erfüllt, liegt vollständige Entkoppelbarkeit vor. Diese besitzt jedoch nur innerhalb der Modellgrenzen Gültigkeit. Werden Anregungen höherer Frequenzen eingeleitet, werden Freiheitsgrade höherer Ordnung angeregt. Dadurch treten Übertragungseffekte (engl. spillover effects) zwischen den entkoppelten Regelgrößen auf. Die Güte der Entkopplung sinkt. Es existieren Methoden, um in Abhängigkeit vorab definierter Parameter die Anzahl der notwendigen Eigenmoden zu bestimmen, um eine geforderte Genauigkeit zu erzielen. Kriterien, ob eine Eigenmode berücksichtigt werden muss, sind für erzwungene Schwingungen die Richtung und Frequenz der Anregung. Wenn zusätzlich Anfangsbedingungen ungleich null vorliegen, kann deren Einfluss auf die Eigenmoden quantifiziert werden [123, S. 192-200].

IKENAGA [124] schlägt zwei Regelschleifen vor, um die sieben Aufbau- und Radfreiheitsgrade durch vier Aktoren entkoppelt zu regeln. Die Radfreiheitsgrade werden wegen der höheren Eigenfrequenz in der inneren Schleife geregelt. Per Skyhook-Ansatz werden das Huben, Nicken und Wanken über die äußere Regelschleife geregelt. Die Pseudo-Inverse findet Anwendung, um die drei Stellgrößen auf die vier Aktoren zu verteilen. Zur Optimierung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort findet zusätzlich eine Filterung der Anregungssignale statt. So wird die Dämpfung oberhalb der Radeigenfrequenz und die Steifigkeit unterhalb der Aufbaueigenfrequenz gesenkt.

## Anhang D Stabilität

Die Stabilität eines Systems ist gegeben, wenn es auf beschränkte Anregung mit beschränkter Bewegung reagiert. Diese Bedingung kann einerseits bezüglich eines Anfangszustandes  $x_0$  gelten, andererseits bezüglich einer Anregung durch eine Eingangsgröße. Im ersten Fall wird von Zustandsstabilität gesprochen, während im zweiten Fall Eingangs-Ausgangs-Stabilität (E/A-Stabilität) vorliegt [125, S. 366].

Zur Analyse der Zustandsstabilität wird das System ohne äußere Erregung ( $u = 0$ ) betrachtet. Die Beurteilung erfolgt anhand des sich einstellenden stationären Gleichgewichtszustands  $x_r$  mit  $\dot{x} = 0$ . Für nichtsinguläre Systemmatrizen  $A$  gilt:

$$0 = Ax_r \rightarrow x_r = 0 \quad (\text{D.1})$$

Gemäß der Definition nach LJAPUNOW ist dieser Zustand  $x_r = 0$  des homogenen Systems stabil, wenn ausgehend von einer beliebigen Anfangszustand  $x_0$  für welchen gilt:

$$\|x_0\| < \delta \quad (\text{D.2})$$

der Zustandsvektors des homogenen Systems die Bedingung:

$$\|x(t)\| < \varepsilon \quad \text{für alle } t > 0 \quad (\text{D.3})$$

für ein beliebiges  $\varepsilon > 0$  bei gegebenem  $\delta > 0$  erfüllt. Die Ruhelage ist außerdem asymptotisch stabil, wenn der Gleichgewichtszustand stabil ist und

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t)\| = 0 \quad (\text{D.4})$$

gilt [125, S. 366-367]. Eine graphische Veranschaulichung der asymptotischen Stabilität für ein System zweiter Ordnung ist in Abbildung D.1 gegeben. Die Bedingung für den Anfangszustand (Gl. (D.2)) ist erfüllt. Weiterhin durchläuft der Zustandsvektor eine Trajektorie, welche die Forderung gemäß Gl. (D.3) einhält. Stabilität ist gegeben. Die asymptotische Stabilität wird erreicht, indem der Zustandsvektor in die Nulllage übergeht.

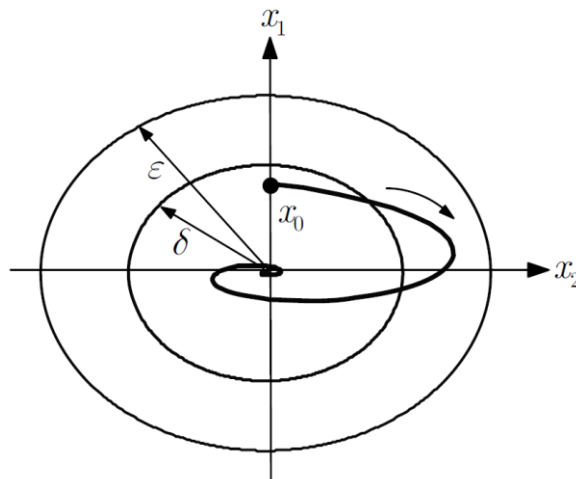


Abbildung D.1: Graphische Darstellung der asymptotischen Stabilität [125, S. 366]

Aus dem abklingenden Systemverhalten zur Erfüllung der asymptotischen Stabilität folgt als Bedingung an die Eigenwerte  $\lambda_i$  der Systemmatrix  $A$ :

$$\Re(\lambda_i) < 0 \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (\text{D.5})$$

In der komplexen Zahlenebene müssen die Eigenwerte links der imaginären Achse liegen.

Bei der Untersuchung der E/A-Stabilität wird das volle System mit dem Anfangszustand  $\mathbf{x}_0 = \mathbf{0}$  betrachtet. Das System ist E/A-stabil, wenn für ein beliebiges Eingangssignal

$$\mathbf{u}(t) \text{ mit } \|\mathbf{u}(t)\| < \infty \quad \text{für } t > 0 \quad (\text{D.6})$$

für das Ausgangssignal  $\mathbf{y}$  gilt:

$$\|\mathbf{y}(t)\| < \infty \quad \text{für } t > 0 \quad (\text{D.7})$$

Das System reagiert auf ein beschränktes Eingangssignal mit einem beschränkten Ausgangssignal. Um dies zu gewährleisten, ergibt sich die Anforderung an die Pole der Übertragungsmatrix:

$$\Re(p_i) < 0 \quad \text{für } i = 1 \dots n' \quad (\text{D.8})$$

Die Pole der Übertragungsfunktion stellen eine Untermenge der Eigenwerte der Systemmatrix  $A$  dar. Daraus folgt, dass ein System, das asymptotisch stabil ist, auch E/A-Stabilität aufweist [125, S. 375].

Zur Überprüfung, ob das vorgestellte Systeme des Vollfahrzeugs (Kapitel 2.1.1) stabil ist, wird die asymptotische Stabilität untersucht. Die Eigenwerte werden aus dem Eigenwertproblem der Systemmatrix berechnet (Gl. (2.34)). Sie können in der komplexen Zahlenebene graphisch dargestellt werden (Abbildung D.2). Es ist zu erkennen, dass alle Eigenwerte als konjugiert komplexe Paare auftreten. Aus physikalischer Sicht entsprechen die Eigenwertpaare gedämpften Schwingungen, welche durch die Feder-Dämpferelemente des Systems entstehen. Sämtliche Realteile sind negativ. Die asymptotische Stabilität und somit auch die E/A-Stabilität sind nachgewiesen.

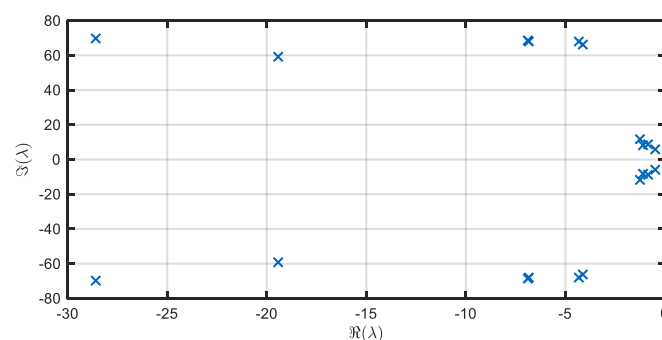


Abbildung D.2: Eigenwerte der Systemmatrix

Im vorliegenden Fall eines semiaktiven Fahrwerks ist eine zusätzliche Analyse durchzuführen, um die Annahme des linearen Modells und dessen Stabilität zu verifizieren. Die Stellgrößen semiaktiver Fahrwerke sind die variablen Dämpfungsraten der Aktorik. Die Stellkraft ergibt sich nach Multiplikation mit den Relativgeschwindigkeiten. Diese ergeben sich aus den Systemzuständen. Die Stellkräfte der Dämpfer stellen folglich eine Zustandsrückführung dar:

$$F_{VDC,ij} = d_{VDC,ij} \Delta \dot{z}_{sus,ij} = d_{VDC,ij} (\mathbf{T}_{ij}^T \dot{\mathbf{x}}_{Bo} - \dot{z}_{w,ij}) \quad \text{für } i \in \{f, r\}, j \in \{r, l\} \quad (D.9)$$

Der Zeilenvektor  $\mathbf{T}_{ij}^T$  entspricht der Zeile der Transformationsmatrix  $\mathbf{T}^T$ , der die Modalkoordinaten zum jeweiligen Aufhängungspunkt  $ij$  transformiert. Um nun die asymptotische Stabilität des linearen Systems bei Aufschaltung einer beliebigen Stellkraft  $F_{u,ij}$  im Arbeitsbereich  $-1 \text{ m/s} \leq \Delta \dot{z}_{sus,ij} \leq 1 \text{ m/s}$  zu gewährleisten, ist folgende Anforderung zu erfüllen:

Die Zustandsrückführung verschiebt die Eigenwerte des Systems durch die Dämpfungsrate  $d_{VDC,ij}$ . Damit weiterhin Stabilität vorliegt, müssen die Eigenwerte des rückgeführten Systems in der linken komplexen Halbebene liegen. Diese Bedingung genau dann erfüllt, wenn durch die Stellkraft  $F_{u,ij}$  keine zusätzliche Energie in das System eingebracht wird. Die Stellkraft muss dissipativ wirken. Sie kann dadurch die Eigenwerte des unregulierten Systems nur weiter in die linke komplexe Halbebene verschieben. Der Realteil der Eigenwerte wird in negative Richtung verschoben. Daraus folgt, dass Gl. (D.5) für das rückgeführte System erfüllt bleibt und die Aufrechterhaltung der asymptotischen Stabilität ist bewiesen.

Zum Nachweis, dass diese Anforderung erfüllt ist, werden der Arbeitsbereich und zugehörigen Stellkräfte der Dämpferaktuatorik betrachtet. Diese wurden vom Industriepartner aus Messungen gewonnen (Abbildung D.3). Die Kennlinien durchlaufen lediglich den ersten und dritten Quadranten. Die Kräfte wirken dissipativ, weisen jedoch ein nichtlineares Verhalten auf. Für die lineare Modellierung des Systems wird deshalb die gesamte Stellkraft des Dämpfers aufgeteilt:

$$F_{VDC,ij} = F_{pass,ij} + F_{u,ij} \quad \text{für } i \in \{f, r\}, j \in \{r, l\} \quad (D.10)$$

mit:

$$F_{pass,ij} = d_{Bo,ij} \Delta \dot{z}_{sus,ij} \quad \text{für } i \in \{f, r\}, j \in \{r, l\} \quad (D.11)$$

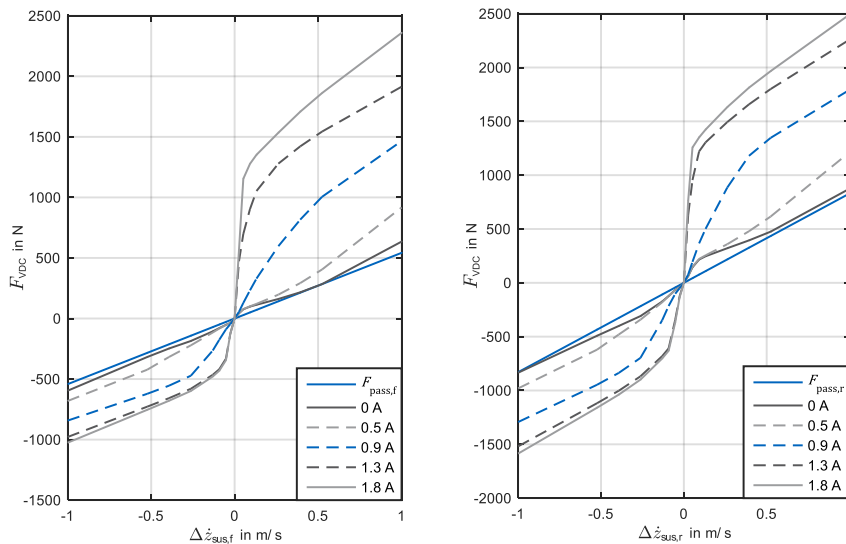


Abbildung D.3: VDC-Dämpferkennfelder, radbezogen, links: VA, rechts: HA

Der lineare Anteil  $F_{pass,ij}$  entspricht einer passiven Basiskennlinie mit fester Dämpfungskonstante. Er geht in die Eigendynamik des homogenen Systems ein (Gl. (2.6), (2.7)). Die Dämpfungs-konstante  $d_{Bo,ij}$  wird als minimale Steigung einer Geraden gewählt für die gilt, dass jeder Punkt

des Kennfeldes einer betragsmäßig größeren Kraft bei gleicher Relativgeschwindigkeit entspricht (Abbildung D.3). Diese Gerade ist die Tangente an das betragsmäßige Minimum der 0 A-Kennlinie im Arbeitsbereich.

Die aktive Stellkraft  $F_{v,ij}$  berechnet sich durch Umstellen von Gl. (D.10) als Differenz aus der gesamten Dämpferkraft abzüglich des linearen Anteils. Durch diese Aufteilung ist sichergestellt, dass für beliebige Dämpferströme größer 0 A die Stellkraft in vorgegebenem Arbeitsbereich stets dissipativ wirkt. Die Dämpfungsrate der aufgeschalteten semiaktiven Kraft ist in jedem Fall größer Null und die resultierende Kraft wirkt der Bewegung entgegen. Der Beweis, dass die asymptotische Stabilität bei Zustandsrückführung erhalten bleibt, ist erbracht. Es wird für weiterführende Stabilitätsanalysen des Vollfahrzeug- und Viertelfahrzeugmodells eines semiaktiven Fahrwerks auf [4, S. 20-22] und [20, S. 91-99] verwiesen.

# Anhang E Einbauposition des Kreiselsystems

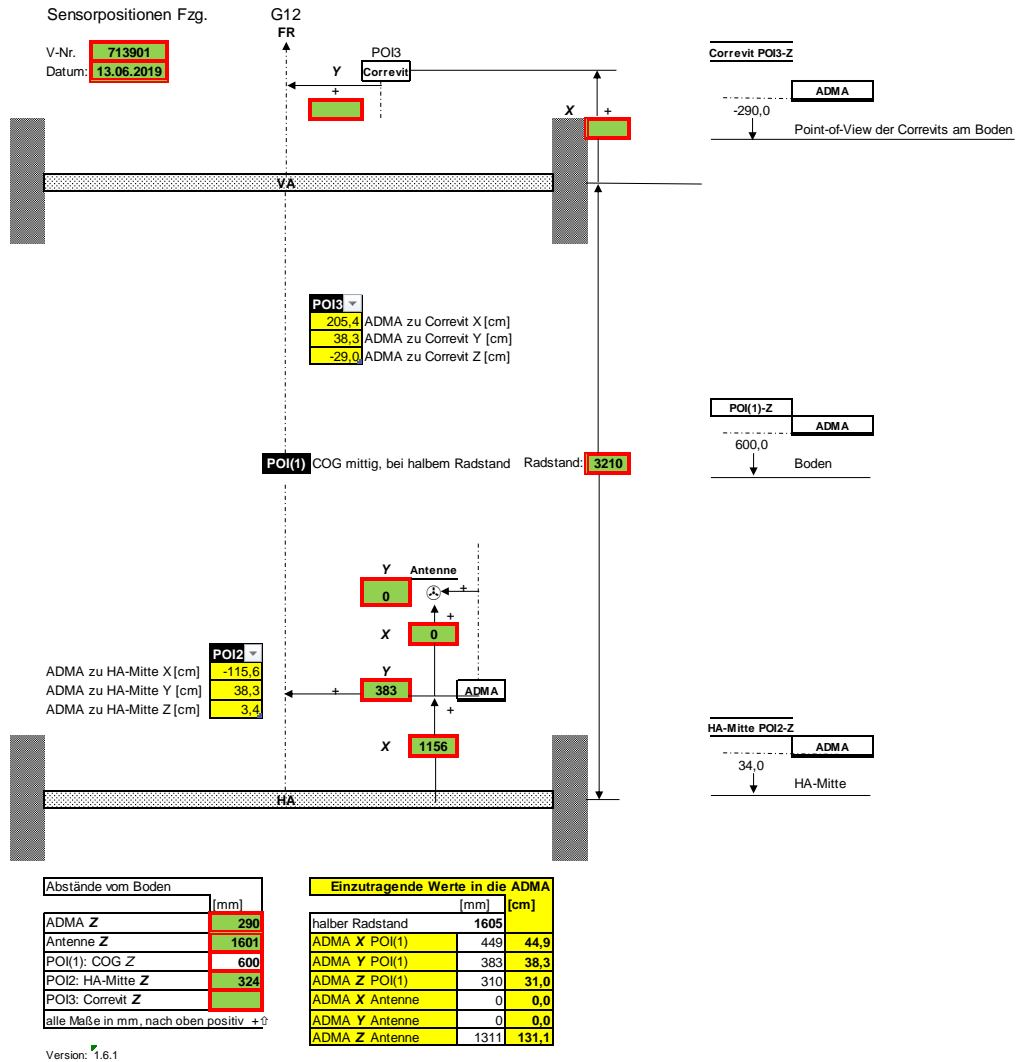


Abbildung E.1: Einbauposition des Kreiselsystems



## Anhang F Einzelraddynamik

Die modale Wunschdämpfungsmatrix wird durch zweifache Transformation zur Raddämpfungsmatrix umgerechnet. Einerseits werden die Eingangsgrößen der physikalischen Relativgeschwindigkeit transformiert. Andererseits werden die resultierenden modalen Kräfte zu den Aufhängungspunkten rücktransformiert. Bezüglich der Raddämpfung gilt die Dämpfungsmatrix:

$$\mathbf{T}^{-1} \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-T} \quad (\text{F.1})$$

Mit der modalen Wunschdämpfung

$$\mathbf{D}^* = \begin{bmatrix} d_{z_{B0}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{\theta_{B0}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{\varphi_{B0}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{t_{B0}} \end{bmatrix} \quad (\text{F.2})$$

ergibt sich:

$$\mathbf{T}^{-1} \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-T} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{F.3})$$

Mit den Untermatrizen:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{11} &= \begin{bmatrix} \frac{d_{z_{B0}} l_r^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_f^2} & \frac{d_{z_{B0}} l_r^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_f^2} \\ \frac{d_{z_{B0}} l_r^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_f^2} & \frac{d_{z_{B0}} l_r^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_f^2} \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_{12} = \mathbf{A}_{21} &= \begin{bmatrix} \frac{d_{z_{B0}} l_f l_r - d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} - d_{t_{B0}}}{4b_f b_r} & \frac{d_{z_{B0}} l_f l_r - d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} - d_{t_{B0}}}{4b_f b_r} \\ \frac{d_{z_{B0}} l_f l_r - d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} - d_{t_{B0}}}{4b_f b_r} & \frac{d_{z_{B0}} l_f l_r - d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} - d_{t_{B0}}}{4b_f b_r} \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_{22} &= \begin{bmatrix} \frac{d_{z_{B0}} l_f^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_r^2} & \frac{d_{z_{B0}} l_f^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_r^2} \\ \frac{d_{z_{B0}} l_f^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} - \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_r^2} & \frac{d_{z_{B0}} l_f^2 + d_{\theta_{B0}}}{4l^2} + \frac{d_{\varphi_{B0}} + d_{t_{B0}}}{4b_r^2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{F.4})$$

Für entkoppeltes Dämpfungsverhalten der Räder müssen die Nebendiagonalelemente zu Null werden. Hierfür muss gelten:

$$\begin{bmatrix} \frac{l_r^2}{4l^2} & \frac{1}{4l^2} & \frac{-1}{4b_f^2} & \frac{-1}{4b_f^2} \\ \frac{l_f l_r}{4l^2} & \frac{-1}{4l^2} & \frac{-1}{4b_f b_r} & \frac{1}{4b_f b_r} \\ \frac{l_f l_r}{4l^2} & \frac{-1}{4l^2} & \frac{1}{4b_f b_r} & \frac{-1}{4b_f b_r} \\ \frac{l_f^2}{4l^2} & \frac{1}{4l^2} & \frac{-1}{4b_r^2} & \frac{-1}{4b_r^2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} d_{z_{B0}} \\ d_{\theta_{B0}} \\ d_{\varphi_{B0}} \\ d_{t_{B0}} \end{pmatrix} = \mathbf{0} \quad (\text{F.5})$$

Für eine nichttriviale Lösung ( $d_i \neq 0$ ) muss die Koeffizientenmatrix Rangabfall aufweisen. Dies ist jedoch wegen

$$\det \begin{bmatrix} \frac{l_r^2}{4l^2} & 1 & -1 & -1 \\ \frac{l_f l_r}{4l^2} & -1 & -1 & 1 \\ \frac{l_f l_r}{4l^2} & -1 & 1 & -1 \\ \frac{l_f^2}{4l^2} & 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \neq 0 \quad (\text{F.6})$$

für das gegebene Vollfahrzeugmodell nicht erfüllt. So tritt stets Verkopplung der Räder auf, wenn die modale Wunschkämpfungsmatrix (Gl. (F.2)) diagonalförmig gewählt wird.

Trifft man folgende Vereinfachungen:

$$l_f = l_r = \frac{l}{2}; \quad b_f = b_r = b \quad (\text{F.7})$$

ergibt sich für die Raddämpfungsmatrix

$$\mathbf{T}^{-1} \mathbf{D}^* \mathbf{T}^{-\text{T}} = \begin{bmatrix} a+b+c+d & a+b-c-d & a-b-c+d & a-b+c-d \\ a+b-c-d & a+b+c+d & a-b+c-d & a-b-c+d \\ a-b-c+d & a-b+c-d & a+b+c+d & a+b-c-d \\ a-b+c-d & a-b-c+d & a+b-c-d & a+b+c+d \end{bmatrix} \quad (\text{F.8})$$

Mit den Hilfsvariablen:

$$a = \frac{d_{z_{\text{Bo}}}}{16}; \quad b = \frac{d_{\theta_{\text{Bo}}}}{4l^2}; \quad c = \frac{d_{\varphi_{\text{Bo}}}}{4b^2}; \quad d = \frac{d_{t_{\text{Bo}}}}{4b^2} \quad (\text{F.9})$$

Um nun alle Nebendiagonalelemente zu null zu setzen, genügen drei Bedingungen, weil die erste und letzte Zeile von Gl. (F.5) für diesen Fall gleich sind. Das Gleichungssystem ist überbestimmt. Folgende Lösung führt zu entkoppeltem Radverhalten:

$$a = b = c = d \quad (\text{F.10})$$

# Anhang G Messdaten des Entkopplungsverhaltens am Einzelhindernis

Tabelle G.2: Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich Aufbaueigenfrequenz

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,615	0,523	0,725	0,528
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 0,42$	0,667	0,462	0,729	0,415
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 1,68$	0,667	0,403	0,638	0,469
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Huben)	0,635	0,537	0,678	0,478
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Huben)	0,567	0,450	0,617	0,510

Tabelle G.3: Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich menschlicher Sensitivität

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,489	0,184	0,609	2,17
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 0,42$	0,575	0,213	0,640	2,53
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 1,68$	0,777	0,290	0,850	2,14
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Huben)	0,501	0,203	0,558	2,08
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Huben)	0,560	0,223	0,645	2,43

Tabelle G.4: Entkopplungsverhalten bei Variation der Hubdämpfung, Bereich Radeigenfrequenz

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,209	0,049	0,092	1,28
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 0,42$	0,217	0,057	0,086	1,31
Entkopplungsregler, $D_{zBo} = 1,68$	0,239	0,063	0,097	0,734
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Huben)	0,199	0,038	0,105	1,35
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Huben)	0,249	0,047	0,089	1,24

Tabelle G.5: Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{t}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,615	0,523	0,725	0,528
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 0,49$	0,529	0,408	0,674	0,415
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 1,96$	0,477	0,303	0,515	0,504
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Nicken)	0,648	0,540	0,697	0,446
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Nicken)	0,601	0,401	0,625	0,581

Tabelle G.6: Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{t}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,489	0,184	0,609	2,18
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 0,49$	0,537	0,247	0,619	2,57
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 1,96$	0,734	0,390	0,794	2,11
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Nicken)	0,486	0,196	0,554	2,06
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Nicken)	0,492	0,212	0,547	2,50

Tabelle G.7: Entkopplungsverhalten bei Variation der Nickdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Radeigenfrequenz

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\dot{t}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,209	0,049	0,092	1,28
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 0,49$	0,202	0,057	0,094	0,986
Entkopplungsregler, $D_{\theta_{B_0}} = 1,96$	0,224	0,060	0,112	0,989
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Nicken)	0,216	0,046	0,097	1,25
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Nicken)	0,229	0,050	0,093	0,725

Tabelle G.8: Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,615	0,523	0,725	0,528
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 0,54$	0,650	0,478	0,705	0,473
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 2,16$	0,606	0,394	0,564	0,480
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Wanken)	0,632	0,443	0,629	0,505
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Wanken)	0,667	0,383	0,633	0,504

Tabelle G.9: Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,489	0,184	0,609	2,17
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 0,54$	0,563	0,210	0,685	2,31
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 2,16$	0,779	0,278	0,976	2,12
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Wanken)	0,532	0,215	0,625	2,67
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Wanken)	0,565	0,291	0,711	2,36

Tabelle G.10: Entkopplungsverhalten bei Variation der Wankdämpfung, Einzelhindernis, Bereich Rad-eigenfrequenz

	$\ddot{z}_{Bo}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{t}_{Bo}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,209	0,049	0,092	1,28
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 0,54$	0,217	0,055	0,101	1,07
Entkopplungsregler, $D_{\varphi_{Bo}} = 2,16$	0,241	0,056	0,113	0,974
Serienlogik, Basis-Kennfeld (Wanken)	0,225	0,049	0,089	1,34
Serienlogik, 4x Basis-Kennfeld (Wanken)	0,294	0,061	0,099	1,74

Tabelle G.11: Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich Aufbaueigenfrequenz

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\xi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,615	0,523	0,725	0,528
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 0,4$	0,621	0,542	0,721	0,611
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 1,6$	0,625	0,501	0,671	0,415

Tabelle G.12: Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich menschlicher Sensitivität

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\xi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,489	0,184	0,609	2,17
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 0,4$	0,534	0,203	0,638	2,07
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 1,6$	0,682	0,257	0,817	1,98

Tabelle G.13: Entkopplungsverhalten bei Variation der Verspanndämpfung, Einzelhindernis, Bereich Radeigenfrequenz

	$\ddot{z}_{B_0}$ in m/s <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\varphi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>	$\ddot{\xi}_{B_0}$ in rad/s <sup>2</sup>
Stromlos	0,209	0,049	0,092	1,28
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 0,4$	0,190	0,056	0,098	0,898
Entkopplungsregler, $D_{t_{B_0}} = 1,6$	0,233	0,065	0,132	0,988

# Anhang H Inhalt des Datenträgers

Der Arbeit ist eine SD-Karte beigelegt. Sie enthält folgende Daten in der entsprechenden Ordnerstruktur:

1. Vollfahrzeugmodell  
Lineares Streckenmodell und implementierte Regelung in Matlab Simulink inklusive Routinen für simulative Untersuchungen
2. Messdaten  
Rohdaten und gefilterte Daten durchgeführter Messungen und deren Auswertung anhand der vorgestellten Verfahren (Kapitel 4.5.3)
3. Signaldokumentation  
Signaldokumentation der Applikationsparameter und Messsignale der implementierten Regelung
4. Ausarbeitung  
Schriftliche Ausarbeitung in digitaler Form inklusive aller verwendeter Abbildungen und Literaturquellen
5. Ergebnisse  
Datensätze und Auswerteroutinen zur Generierung der vorgestellten Ergebnisse