

Audi
Dissertationsreihe



Martin Rosenberger

Regelung radnaher elektrischer Einzel- radantriebe während der ABS-Bremsung



Audi-Dissertationsreihe, Band 89





Technische Universität München

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Regelung radnaher elektrischer Einzelradantriebe während der ABS-Bremmung

Martin Rosenberger

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael W. Gee

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Die Dissertation wurde am 24.06.2013 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen
am 11.11.2013 angenommen



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2014

Zugl.: (TU) München, Univ., Diss., 2013

978-3-95404-655-3

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2014

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2014

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

978-3-95404-655-3



Für Dorothea Gatt



VORWORT

Diese Arbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojekts der Technischen Universität München in Zusammenarbeit mit der AUDI AG. Die Finanzierung des Projekts sowie die Bereitstellung der Versuchseinrichtungen erfolgten durch die AUDI AG.

Mein Dank gebührt besonders Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing, der dieses Projekt Ende 2009 ins Leben gerufen und damit die Voraussetzung für diese Arbeit geschaffen hat. In gleicher Weise möchte ich auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp danken, der nach der Übernahme der Lehrstuhlleitung das Projekt in vollem Maße weiter unterstützt und gefördert hat. Weiterhin gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann für die Übernahme des Zweitgutachtens und Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael W. Gee für die Übernahme des Vorsitzes.

Die Anfertigung dieser Arbeit wäre jedoch ohne die umfassende fachliche und organisatorische Unterstützung durch die AUDI AG nicht möglich gewesen. Hier gilt mein Dank in erster Linie Herrn Peter Kunsch, Leiter der Abteilung *Vorentwicklung und Innovationen Fahrwerk*, Herrn Dr.-Ing. Karl-Heinz Meitinger und Herrn Dr.-Ing. Tilo Koch, die mir in diesem Projekt den größtmöglichen Handlungsspielraum eingeräumt und mir dennoch bei Fragen und Problemen jederzeit mit Rat und Tat zur Seite gestanden haben. Während meiner Tätigkeit bei der AUDI AG habe ich auch über Abteilungs- und Bereichsgrenzen hinweg große Unterstützung erfahren. Besonders bedanken möchte ich mich an dieser Stelle bei Kai Volkmar, Werner Scharinger und Harald Wilhelm für die anregenden fachlichen Diskussionen sowie bei Christian Westermaier und Werner Sutor, ohne deren Unterstützung der Aufbau des Versuchsfahrzeugs nicht möglich gewesen wäre.

Ebenfalls unverzichtbar für das Gelingen dieses Projekts waren die beteiligten Entwicklungspartner, allen voran die Bosch Engineering GmbH, die Hofer AG, die GAIA Akkumulatorenwerke GmbH und die FES GmbH. Da die Aufzählung aller beteiligten Mitarbeiter den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde, hoffe ich, dass sie sich auch ohne explizite Nennung hier wiederfinden. Ohne ihre Kreativität bei der Lösung der diversen und oftmals unkonventionellen Problemstellungen und ohne ihre Bereitschaft, unbürokratisch und nicht selten kurzfristig zu Hilfe zu eilen, wäre der Aufbau des Versuchsfahrzeugs vermutlich schon nach den ersten Vorüberlegungen beendet worden.

Ein besonderer Dank gilt auch Florian Kohlhuber, der mir durch anregende und kritische Diskussionen eine wertvolle Hilfe bei der Anfertigung dieser Arbeit war.

Der größte Dank gilt jedoch meiner Familie und meiner Freundin Christine, die mir geholfen haben, während der Hochs und Tiefs der vergangenen Jahre den Blick für das Wesentliche – auch und vor allem jenseits der Doktorarbeit – nicht zu verlieren.



STUDIENARBEITEN

Besonderer Dank gebührt den Studenten, die im Rahmen ihrer Diplom-, Master- oder Bachelorarbeit einen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben.

STEFAN BOHMANN

Beobachtung von Systemzuständen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2012

MICHAEL GELTINGER

Entwicklung und Vergleich von ABS-Algorithmen für den Einsatz in Hybrid- und Elektrofahrzeugen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2011

ANDREAS HÄUFLÖCKNER

Erstellung von E-Maschinen-Modellen für hochdynamische Anforderungen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Thomas Hartkopf, TU Darmstadt, 2011

MAX-JOSEF KELL

Integration der Antriebsaggregate in die ABS-Regelung bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2010

MICHAEL KIRSCHNECK

Optimale Regelung überaktuierter Systeme am Beispiel der Bremsenregelung von Elektrostraßenfahrzeugen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2011

PHILIPP KOPPOLD

Analyse von ABS-Regelgüte und Bremsweg in der Gesamtfahrzeugsimulation

Betreut durch Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, KIT, 2012

FRIEDER SCHINDELE

Bremsenregelung mit hydraulischer Reibungsbremse und elektrischem Einzelradantrieb

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Bo Yuan, Hochschule München, 2012

RICHARD ANTON UHLIG

Antriebsregelung von Elektrofahrzeugen während des Bremsvorgangs

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2011

JINGLEI WU

Entwicklung von „Control Allocation“ Methoden für die ABS-Regelung von Elektrostraßenfahrzeugen

Betreut durch Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, TU München, 2011



INHALTSVERZEICHNIS

NOTATION	VII
Lateinische Symbole	VII
Griechische Symbole	IX
Indizes	X
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	XI
1 EINLEITUNG	1
1.1 Motivation	1
1.1.1 Ausgangssituation	1
1.1.2 Wechselwirkungen zwischen ABS und Rekuperation	3
1.1.3 Wechselwirkungen zwischen ABS und Antriebstopologie	5
1.2 Stand der Technik	6
1.2.1 Dynamik des rollenden Rads	6
1.2.2 Grundlagen des ABS	6
1.2.3 Entwicklungsgeschichte des ABS	7
1.2.4 Die ABS-Logik nach Burckhardt	8
1.2.5 Der kontinuierliche ABS-Regler als Bestandteil der Fahrdynamikregelung	8
1.2.6 Weitere ABS-Algorithmen	9
1.2.7 Dynamik hydraulischer Antiblockiersysteme	10
1.2.8 Einbindung elektrischer Antriebe in die ABS-Regelung	11
1.3 Zielsetzung der Arbeit	13
1.3.1 Kombinierte ABS-Regelung mit zwei Aktoren	13
1.3.2 Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Regelung	15
1.3.3 Umfang der Arbeit	16
2 ENTWICKLUNGSUMGEBUNG UND METHODIK	17
2.1 Bestandteile der Entwicklungsumgebung	17
2.1.1 Übersicht	17
2.1.2 SiL-Umgebung	18
2.1.3 Grafische Programmierung	18
2.1.4 Umsetzung im Versuchsfahrzeug	19
2.2 Aufbau der Arbeit	19
2.3 Versuchsfahrzeug	21
2.3.1 Basisfahrzeug und ESP	21
2.3.2 Elektrischer Antrieb an der Hinterachse	22
2.3.3 Sensoren und Messtechnik	24
2.3.4 Vernetzungsarchitektur	26
2.4 Simulationsmodell	28
2.4.1 Grundlagen	28



2.4.2	Fahrwerk.....	29
2.4.3	Reifen und Fahrbahn	31
2.4.4	Verbrennungsmotorischer Antriebsstrang	33
2.4.5	Antriebsstrang an der Hinterachse	34
2.4.6	Karosserie	35
2.4.7	Bremssystem und ESP	36
2.4.8	Simulation einer ABS-Bremmung	37
3	MODELLBILDUNG UND LINEARISIERUNG DES ANTRIEBSSTRANGS	40
3.1	Grundlagen	40
3.1.1	Stand der Technik.....	40
3.1.2	Aufbau des Antriebsstrangs	40
3.1.3	Diskrete Beschreibung mechanischer Systeme	41
3.1.4	Vereinfachungen	42
3.2	Übertragungsverhalten der E-Maschine	42
3.3	Planetengetriebe und Lagerung	44
3.3.1	Grundlagen.....	44
3.3.2	Instationäre Bewegungsgleichungen des Planetengetriebes	45
3.3.3	Modellierung der Statorlagerung.....	46
3.4	Seitenwelle und Trägheitsmomente auf der Radseite.....	47
3.4.1	Steifigkeit und Materialdämpfung der Seitenwelle	47
3.4.2	Trägheitsmomente auf der Radseite.....	47
3.5	Reifen.....	48
3.5.1	Modellierung des rotatorischen Reifengürtelfreiheitsgrads	48
3.5.2	Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts	48
3.6	Gesamtfahrzeugbewegung	52
3.7	Zustandsraumdarstellung des Antriebsstrangs.....	53
4	ANALYSE DES ANTRIEBSSTRANGS	55
4.1	Vorgehen	55
4.2	Fahrzeugmessungen.....	56
4.2.1	ABS-Bremmung.....	56
4.2.2	Sprungantwort	58
4.2.3	Interpretation.....	59
4.3	Simulative Untersuchungen	59
4.3.1	ABS-Bremmung.....	59
4.3.2	Sprungantwort	61
4.3.3	Interpretation.....	61
4.3.4	Amplitudenverstärkung bei harmonischer Anregung.....	62
4.3.5	Klassifizierung der Schwingungsphänomene	65
4.4	Analyse des linearisierten Systems	65
4.4.1	Dämpfung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts in den Arbeitspunkten.....	65
4.4.2	Amplitudenverstärkung bei harmonischer Anregung.....	66
4.4.3	Interpretation und Festlegung des ABS-Arbeitspunkts	67



5	REGLERENTWURF	70
5.1	Stand der Technik	70
5.2	Zustandsrückführung zur Schwingungsdämpfung	71
5.2.1	Zielsetzung.....	71
5.2.2	Berücksichtigung der Statorbewegung auf dem Sensorsignal.....	72
5.2.3	Wahl der Rückführparameter	73
5.3	Erweiterung um einen zusätzlichen Stellgrößeneingang	75
5.3.1	Zielsetzung.....	75
5.3.2	Erweitertes Zustandsraummodell und Regelgesetz	76
5.4	Modellgestützte Führungsgrößenaufschaltung	77
5.4.1	Zielsetzung.....	77
5.4.2	Umsetzung.....	78
5.5	Synthese	80
5.5.1	Struktur.....	80
5.5.2	Darstellung als dynamische Zustandsrückführung	81
5.5.3	Zustandsraumdarstellung.....	83
5.5.4	Bodediagramm des geschlossenen Kreises.....	84
5.5.5	Sprungantwort des geschlossenen Kreises	85
5.5.6	Robustheit und Stabilität.....	87
6	CONTROL ALLOCATION	89
6.1	Grundlagen und Stand der Technik.....	89
6.2	Control Allocation und ABS-Regelung	91
6.3	Entwurf eines regelbasierten Control Allocator.....	92
6.4	Funktion zur Anpassung des Rekuperationsniveaus	93
6.5	Bremmung in den Stillstand	95
7	VALIDIERUNG IM FAHRVERSUCH	96
7.1	Implementierung.....	96
7.1.1	Zeitdiskrete Umsetzung des Reglers	96
7.1.2	Interrupt-gesteuerte Ausführung des Reglers	98
7.2	Sprunganregung	99
7.3	ABS-Bremmung ohne Control Allocation.....	101
7.3.1	Vorgehen	101
7.3.2	Stochastische Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen	102
7.3.3	Bremmung auf trockenem Asphalt.....	103
7.3.4	Bremmung auf nassem Asphalt	107
7.3.5	Wechselwirkung zwischen ABS-Regelung und Antriebsstrangschwingungen	111
7.4	Schwingungsdämpfung mit Control Allocation	113
7.4.1	Manöverablauf	113
7.4.2	Raddrehzahlverlauf	113
7.4.3	Aufteilung des Bremsmoments durch den Control Allocator	114
7.4.4	Überlagerte Schwingungsdämpfung.....	115



8	DISKUSSION UND AUSBLICK	117
8.1	Bremsweg, Bremsstabilität und Reproduzierbarkeit	117
8.2	Optimierung der ABS-Regelung.....	118
8.3	Energiebilanz der Schwingungsdämpfung	118
8.4	Grenzgeschwindigkeit der Schwingungsdämpfung	119
8.5	Auslegung des Control Allocator bei steifen Antriebssträngen	119
8.6	Ausblick.....	120
8.6.1	Anwendung des Control Allocator auf andere Fahrdynamik-Regelssysteme ...	120
8.6.2	Anwendung der Schwingungsdämpfung auf Antriebsruckeln und ASR	121
8.6.3	Seriennahe Vernetzungsarchitektur	121
9	ZUSAMMENFASSUNG	123
	ANHANG	I
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	XIX
	TABELLENVERZEICHNIS	XXI
	LITERATURVERZEICHNIS.....	XXII
	VORVERÖFFENTLICHUNGEN.....	XXVIII



NOTATION

Lateinische Symbole

Variable	Einheit	Beschreibung
a_i	<i>variabel</i>	Element der Dynamikmatrix
A	<i>variabel</i>	Dynamikmatrix (auch: Systemmatrix)
\tilde{A}	<i>variabel</i>	erweiterte Dynamikmatrix
B	<i>variabel</i>	Eingangsmatrix
\tilde{B}	<i>variabel</i>	erweiterte Eingangsmatrix
B_{PG}	$1/(\text{kgm}^2)$	Abbildungsmatrix der Planetengetriebe-Gleichungen
c	Nm/rad	Torsionssteifigkeit
c_x / c_z	N/m	Translationssteifigkeit
C	<i>variabel</i>	Ausgangsmatrix (auch: Messmatrix)
\tilde{C}	<i>variabel</i>	erweiterte Ausgangsmatrix
d	Nms/rad	Torsionsdämpfung
$d_{\text{RFK},i}$	Nms/rad	Torsionsdämpfung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts am Arbeitspunkt i
d_x / d_z	Ns/m	Translationsdämpfung
D	-	Dämpfungsgrad
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m/s}^2$)
\underline{g}	<i>variabel</i>	Effektivitätsfunktion der Control Allocation
G	<i>variabel</i>	Übertragungsfunktion
h	m	Höhe des Fahrzeug-Schwerpunkts
i	-	Getriebeübersetzung
i_{1s}	-	Getriebeübersetzung von Sonnenrad auf Steg
I	A	Strom
k	-	aktueller Zeitschritt
K	<i>variabel</i>	Verstärkungsfaktor
l	m	Radstand des Fahrzeugs
l_h	m	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Hinterachse
l_v	m	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorderachse



L	H	Induktivität
L	m	Pendellänge
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
M	H	Gegeninduktivität Rotor-Stator
$M_{B, Rad, soll}$	Nm	gesamtes Bremsmoment
M_{EM}	Nm	Abtriebsdrehmoment der elektrischen Maschine (inkl. Getriebeübersetzung)
$M_{EM, LS}$	Nm	elektro-mechanisches Drehmoment der elektrischen Maschine (Luftspalmmoment)
M_{Reku}	Nm	Rekuperationsniveau
n_k	-	Fenstergröße (Anzahl der Zeitschritte)
r	m	Radius
r_{dyn}	m	dynamischer Abrollradius des Reifens
R	Ω	Widerstand
R	<i>variabel</i>	Rückführmatrix
s	m	Spurweite des Fahrzeugs
s	1/s	Laplace-Variable
T	s	Zeitkonstante
U	V	Spannung
\underline{u}	<i>variabel</i>	Eingangsvektor
$\tilde{\underline{u}}$	<i>variabel</i>	erweiterter Eingangsvektor
u_i	<i>variabel</i>	Element des Eingangsvektors
v	m/s	translatorische Geschwindigkeit
\underline{v}	<i>variabel</i>	Vektor der virtuellen Systemeingänge
v	<i>variabel</i>	virtueller Systemeingang (skalar)
w	<i>variabel</i>	Führungsgröße
\underline{x}	<i>variabel</i>	Zustandsvektor
$\tilde{\underline{x}}$	<i>variabel</i>	erweiterter Zustandsvektor
x_i	<i>variabel</i>	Element des Zustandsvektors
\underline{y}	<i>variabel</i>	Ausgangsvektor
y	<i>variabel</i>	Systemausgang (skalar)
\tilde{y}	<i>variabel</i>	erweiterter Systemausgang (skalar)
z	-	Zähnezahl
Z_p	-	Polpaarzahl



Griechische Symbole

Variable	Einheit	Beschreibung
α	rad	Winkel
β	-	Skalierungsfaktor des Control Allocator
γ	-	Parameter der Stillstandsfunktion
$\delta_{\text{RFK},i}$	Ns/m	translatorische Dämpfung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts am Arbeitspunkt i
Δ	<i>variabel</i>	Abweichung
$\Delta\omega$	rad/s	Differenzwinkelgeschwindigkeit (speziell: zwischen Steg und Felge)
$\Delta\omega_{\text{rel}}$	rad/s	relative Differenzwinkelgeschwindigkeit (speziell: zwischen Steg und Felge)
ε	rad	Schrägfederungswinkel
ζ	-	Dämpfungsgrad (eines Systempols)
θ	rad	Nickwinkel der Karosserie / Drehwinkel um y-Achse
Θ	kgm ²	Rotationsträgheitsmoment (bezogen auf den Schwerpunkt)
κ	-	Längsschlupfsteifigkeit
λ	-	Längsschlupf (auch: Umfangsschlupf)
λ_{B}	-	Bremsschlupf (negativer Längsschlupf)
μ	-	Längskraftbeiwert (auch: Umfangskraftbeiwert)
σ	-	Blondelscher Streukoeffizient
ϕ	rad	Wankwinkel der Karosserie / Drehwinkel um x-Achse
ψ	Wb	magnetischer Fluss
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit (auch: Drehgeschwindigkeit)
$\hat{\omega}_{\text{Rad}}$	rad/s	modifizierte Raddrehzahl für Stillstands-Funktion
$\omega_{\text{Rad},0}$	rad/s	freirollende Drehgeschwindigkeit eines Rads
Ω	rad/s	Drehgeschwindigkeit des Bezugssystems (bei FOC)



Indizes

Index	Beschreibung
...1	Statorgröße (bei FOC) / Sonnenrad (bei Getrieben)
...2	Rotorgröße (bei FOC) / Hohlrاد (bei Getrieben)
...A	A-Achse (bei FOC)
...B	B-Achse (bei FOC)
...Diff	auf das Differential bezogen
...dyn	dynamisch
...FD	Feder-Dämpfer Anteil (kombiniert)
...Fel	auf die Felge bezogen
...GA	auf den Getriebeausgang bezogen
...GE	auf den Getriebeeingang bezogen
...ges	gesamt
...h	hinten
...j	Index
...K	auf das K-System bezogen (bei FOC)
...l	links
...LS	auf den Luftspalt (der E-Maschine) bezogen
...max	maximaler Wert
...min	minimaler Wert
...nenn	Nennwert
...opt	optimaler Wert
...r	rechts
...red	reduziert
...rel	Relativwert
...soll	Sollwert
...SP	auf den Schwerpunkt bezogen
...Steg	auf den Steg (des Planetengetriebes) bezogen
...v	vorne
...w	auf die Führungsgröße bezogen
...x	in x-Richtung (Fahrzeuglängsrichtung)
...z	in z-Richtung (Fahrzeughochrichtung)
...Z	Zielwert
...ZR	Zahnrad



ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

ABS.....	<u>A</u> ntib <u>l</u> ockiersystem
AC	Niederdruckspeicher im ESP-Hydroaggregat
ASM	<u>A</u> synchro <u>n</u> maschine
ASR.....	<u>A</u> ntriebs <u>s</u> chlup <u>f</u> regelung
AV	<u>A</u> uslass <u>v</u> entil im ESP-Hydroaggregat
BMS	<u>B</u> atteri <u>m</u> anagementsystem
CAN	<u>C</u> ontroller <u>A</u> rea <u>N</u> etwork
EM.....	<u>e</u> lektrische <u>M</u> aschine (auch: E-Maschine)
ESP	<u>E</u> lektronisches <u>S</u> tabilitäts <u>p</u> rogramm
EV.....	<u>E</u> inlass <u>v</u> entil im ESP-Hydroaggregat
FOC	<u>F</u> ield- <u>O</u> riented <u>C</u> ontrol (Feldorientierte Regelung)
FW.....	<u>F</u> ahr <u>w</u> iderstand
Fzg.....	<u>F</u> ahr <u>z</u> eu <u>g</u>
GPS	<u>G</u> lobal <u>P</u> ositioning <u>S</u> ystem
HA	<u>H</u> inter <u>a</u> chse
HL.....	<u>h</u> inten <u>l</u> inks (auch: hl)
HR	<u>h</u> inten <u>r</u> echts (auch: hr)
HZ.....	<u>H</u> auptbrems <u>z</u> ylinder
LDS.....	<u>L</u> eistungsdichtespektrum
LE	<u>L</u> eistungselektronik
LVDS.....	<u>L</u> ow <u>V</u> oltage <u>D</u> ifferential <u>S</u> ignalling
MABX.....	<u>M</u> icro <u>A</u> uto <u>b</u> ox
MSR	<u>M</u> otors <u>s</u> chleppmomenten <u>r</u> egelung
PID	<u>P</u> roportional- <u>I</u> ntegral- <u>D</u> ifferential
PG	<u>P</u> lanetengetriebe
PKW	<u>P</u> ersonen <u>k</u> raft <u>w</u> agen
PWM.....	<u>P</u> uls <u>w</u> eiten <u>m</u> odulation
RFK.....	<u>R</u> eifen- <u>F</u> ahrbahn- <u>K</u> ontakt
RG	<u>R</u> eifengürtel
RSW	<u>R</u> eifenseiten <u>w</u> and
RTI.....	<u>R</u> eal <u>T</u> ime <u>I</u> nterface
RZ.....	<u>R</u> ad <u>z</u> ylinder
SiL	<u>S</u> oftware <u>i</u> n the <u>L</u> oop
VA	<u>V</u> order <u>a</u> chse
VF.....	<u>V</u> or <u>f</u> ilter
VL.....	<u>v</u> orne <u>l</u> inks (auch: vl)
VR	<u>v</u> orne <u>r</u> echts (auch: vr)
VKM	<u>V</u> erbrennungsk <u>r</u> aft <u>m</u> aschine





1 EINLEITUNG

Eine der prägendsten Randbedingungen für die Entwicklung von Bremsregelsystemen während der vergangenen Jahre ist die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Sowohl die sich dadurch ergebende Möglichkeit der regenerativen Bremsung als auch die Entstehung neuer Antriebstopologien haben einen unmittelbaren Einfluss auf das Bremssystem. Diese Ausgangssituation, aus der sich auch direkt die Motivation für diese Arbeit ableiten lässt, ist Thema des Kapitels 1.1.

Aufbauend darauf wird in Kapitel 1.2 der Stand der Technik erläutert, der dieser Arbeit zu Grunde liegt. Der Stand der Technik umfasst dabei sowohl einige grundlegende Zusammenhänge, die die Basis für diese Arbeit darstellen (Kapitel 1.2.1-1.2.7), als auch aktuelle Veröffentlichungen zur Vernetzung von elektrischen Antrieben und Bremssystemen (Kapitel 1.2.8). Aus dem Stand der Technik und der Motivation werden in Kapitel 1.3 die beiden wesentlichen Zielsetzungen dieser Arbeit abgeleitet und gegenüber dem Stand der Technik abgegrenzt.

1.1 Motivation

1.1.1 Ausgangssituation

Die hydraulische Reibungsbremse ist heute die dominierende Bauform für Betriebsbremsanlagen in Personenkraftwagen (PKW). Sie ist meist als Hilfskraft-Bremsanlage mit einem Unterdruck-Bremskraftverstärker ausgeführt und wird seit mehreren Jahrzehnten zunehmend um elektronische Zusatzfunktionen – auch Bremsregelsysteme genannt – erweitert. Eines der verbreitetsten Bremsregelsysteme ist das Antiblockiersystem (ABS¹), das seit mehr als 30 Jahren auf dem Markt verfügbar ist [HEG11, S. 166ff].

Während die hydraulische Reibungsbremse mit der Erweiterung des ABS also durchaus als ein Standardsystem mit großer Kontinuität während der vergangenen Jahre angesehen werden darf, hat es im gleichen Zeitraum im Bereich der Antriebstechnik große Veränderungen gegeben. Diese bestehen vor allem in einer zunehmenden Verwendung elektrischer Maschinen (E-Maschinen) im Antriebsstrang, die alleine oder in Kombination mit einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine (VKM) für Vortrieb und Verzögerung des Fahrzeugs sorgen. Insbesondere hinsichtlich der Fahrzeugverzögerung führen diese E-Maschinen zu deutlich veränderten Systemeigenschaften des Antriebs, weil ihre Verzögerungsleistung üblicherweise in der gleichen Größenordnung wie ihre Antriebsleistung liegt und damit zumeist deutlich höher als die Schleppleistung einer VKM ist. Da die Verzögerungsenergie bei elektrischen Antrieben zudem in den Energiespeicher zurückgespeist werden kann, ist es wün-

¹ Die Abkürzung ABS ist ein eingetragenes Markenzeichen der Daimler AG. Da sie sich zum Gattungsbegriff gewandelt hat, darf sie frei benutzt werden [Rei03, S. 43]. In dieser Arbeit wird die Abkürzung ABS als anbieterneutraler Oberbegriff für Antiblockiersysteme verwendet.



schenswert, die verfügbare Verzögerungsleistung der E-Maschinen im Fahrbetrieb auch zu nutzen. Diese Nutzbremmung ist unter dem Begriff *Rekuperation*² bekannt.

Antriebssystem und Bremssystem stehen in einem modernen PKW nicht vollständig getrennt nebeneinander, sondern sind eng miteinander gekoppelt. Beide Systeme können Drehmomente auf die Räder des Fahrzeugs aufbringen und in vielen Betriebszuständen, beispielsweise bei einer Bremsung mit eingelegtem Gang und geschlossener Kupplung, wirken beide Systeme gleichzeitig auf die Räder ein. Insbesondere bei einer Bremsung mit aktiven Bremsregelsystemen ist diese Kopplung nicht vernachlässigbar und wird unter anderem durch die Motorschleppmomentenregelung (MSR) bereits heute in den Bremsregelsystemen von konventionellen Fahrzeugen mit VKM-Antrieb berücksichtigt [HEG11, S. 197] [FKKK00]. Die veränderten Systemeigenschaften des Antriebs durch die E-Maschinen und insbesondere die Möglichkeit der Rekuperation bedingen folglich auch Anpassungen des Bremssystems. Diese Anpassungen können in zwei Kategorien unterteilt werden:

- Anpassungen an der *Software*³ des Bremssystems
- Anpassungen an der *Hardware*⁴ des Bremssystems

Eine Anpassung der Software ist zumeist nötig, um das Rekuperationsbremsmoment und das Reibungsbremsmoment so zu überlagern, dass sich eine gewünschte Gesamtverzögerung des Fahrzeugs und ein gewünschtes Bremsmoment an jedem Rad ergeben. Eine schwankende Verfügbarkeit der Rekuperation, beispielsweise aufgrund einer schwankenden Aufnahmefähigkeit des Energiespeichers oder eines drehzahlabhängigen maximalen Drehmoments der E-Maschine, kann dabei eine zusätzliche Herausforderung darstellen. Zielsetzung ist eine konstante und vom Betriebszustand des Fahrzeugs unabhängige Zuordnung von Bremspedalbetätigung zu fahrdynamischem Fahrzeugverhalten. Dies gewährleistet ein aus Fahrersicht transparentes und reproduzierbares Fahrzeugverhalten [DKAF11].

Eine Anpassung der Hardware ist nötig, um die Überlagerung von Rekuperationsbremsmoment und Reibungsbremsmoment – das sogenannte *Verblenden* oder *Brake Blending* – so umzusetzen, dass sich für den Fahrer möglichst keine negativen Auswirkungen hinsichtlich Pedalgefühl, Akustik und Vibrationen ergeben. Der Grad dieser Anpassungen reicht von kleineren Modifikationen am hydraulischen Bremssystem bis hin zu vollständig neuen Konzepten, wie beispielsweise elektro-mechanischen oder elektro-hydraulischen Bremssystemen. Die Hardware ist dabei Voraussetzung für die Überlagerungsstrategie in der Software. Nicht jede Überlagerungsstrategie kann mit jeder Hardware dargestellt werden [DKAF11, PGHT06, SOSN05].

Neben der Möglichkeit der Rekuperation führt die Verwendung von elektrischen Maschinen im Antriebsstrang auch zur Entwicklung neuer Antriebstopologien, die mit VKM-Antrieben bislang nicht realisiert werden konnten. Eine dieser Antriebstopologien ist der in Abbildung

² Rekuperation (auch: Nutzbremmung, regenerative Bremsung) bezeichnet die Funktionalität, mittels einer oder mehrerer elektrischer Maschinen im Antriebsstrang des Fahrzeugs ein Bremsmoment zu erzeugen und die Bremsenergie in den Energiespeicher zurückzuspeisen [HEG11, S. 172].

³ Der Begriff *Software* wird in dieser Arbeit als Sammelbegriff für alle ausführbaren Programme und die zugehörigen Daten eines Systems verwendet.

⁴ Als *Hardware* wird in dieser Arbeit die mechanische und elektronische Ausrüstung eines Systems bezeichnet.



1-1 dargestellte radnahe Einzelradantrieb. Dieser Antrieb unterscheidet sich grundlegend von bekannten VKM-Antrieben und eröffnet neue Potentiale in der Antriebs- und Fahrdynamikregelung [MG12]. Ebenso wie durch die Rekuperation werden das Bremssystem und insbesondere das Antiblockiersystem durch die Antriebstopologie beeinflusst.

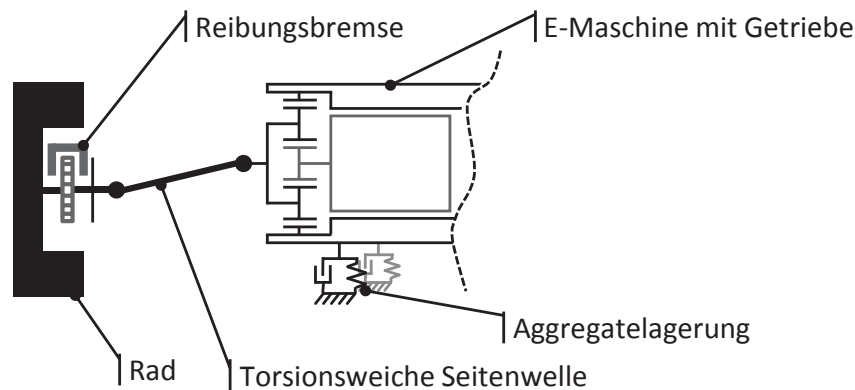


Abbildung 1-1: Radnahe elektrischer Einzelradantrieb

Vor dem Hintergrund dieser Ausgangssituation werden im Folgenden zwei Aspekte näher betrachtet, die die wesentliche Motivation für diese Arbeit darstellen:

- Die Wechselwirkungen zwischen ABS und Rekuperation
- Die Wechselwirkungen zwischen ABS und Antriebstopologie

Im Fokus steht dabei der in Abbildung 1-1 dargestellte radnahe elektrische Einzelradantrieb.

1.1.2 Wechselwirkungen zwischen ABS und Rekuperation

Das ABS wird immer dann aktiv, wenn das vom Fahrer angeforderte Bremsmoment an mindestens einem Rad höher als das auf die Straße übertragbare Bremsmoment ist. Dieses sogenannte *Blockiermoment* ist unter anderem von der Fahrbahnbeschaffenheit abhängig. Bei geringer Griffigkeit, beispielsweise bei einer eisigen oder schneebedeckten Fahrbahn, wird das Blockiermoment bereits bei einer Fahrzeugverzögerung von $0,2 \text{ g}^5$ oder weniger erreicht. Um eine möglichst hohe Energierückgewinnung zu erreichen, wird die Überlagerungsstrategie von Rekuperationsbremsmoment und Reibungsbremsmoment meist so gewählt, dass an einer elektrisch angetriebenen Achse bis zu einer Verzögerung von $0,1 \text{ g}$ bis $0,2 \text{ g}$ rein regenerativ gebremst wird [DKAF11]. Je nach Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebs ist eine rein regenerative Bremsung aber auch noch bei deutlich höheren Verzögerungen denkbar. Erst wenn die Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebs ausgeschöpft ist, ist es aus energetischer Sicht sinnvoll, die Reibungsbremse einzusetzen.

Aus diesen Randbedingungen ist ersichtlich, dass auch während einer rein regenerativen Bremsung ein Eingriff des ABS erforderlich werden kann, um das Blockieren der Räder zu verhindern. Es stellt sich somit die Frage, wie in diesem Fall der Übergang von der Rekuperation in die ABS-Regelung gestaltet werden kann und wie die Aufteilung des Bremsmoments auf E-Maschine und Reibungsbremse während der ABS-Regelung gewählt werden soll.

⁵ Eine Verzögerung von 1 g ist gleichbedeutend mit einer Verzögerung von $9,81 \text{ m/s}^2$.



Der Stand der Technik beim Übergang von der Rekuperation in die ABS-Regelung bei aktuell verfügbaren Serienfahrzeugen kann mit einem Zitat von PICKENHAHN et al. zusammengefasst werden:

„Eine schnelle Bremsübernahme durch die Reibbremse sollte bei allen stabilisierenden Regeleingriffen, wie z.B. ABS/ESC, gewährleistet sein. Alle Radschlupf- bzw. Fahrzeug-Stabilisierungsanforderungen werden durch die Reibbremse übernommen.“ [PGHT06, S. 113]

Eine wesentliche Motivation dieser Arbeit ist es, diesen Stand der Technik zu überdenken und alternative Strategien zu entwickeln. So sind verschiedene Konstellationen denkbar, bei denen eine Bremsübernahme gemäß dem Stand der Technik Nachteile aufweist:

- Einfache Bremssysteme für Hybridfahrzeuge wie z.B. das sogenannte Bosch „ESP w/RBC (Rekuperative Brake Control)“ [DKAF11, S. 642] basieren auf einem Leerweg im Bremspedal und sind nicht Brake-Blending-fähig. Ein Übergang von der Rekuperation in die ABS-Regelung ist mit einer Umsetzung gemäß dem Stand der Technik nur möglich, wenn der Fahrer *nachtritt*, also das Bremspedal stärker betätigt und dadurch hydraulischen Bremsdruck in der Reibungsbremse aufbaut. Tut der Fahrer dies nicht, reduziert sich die Fahrzeugverzögerung trotz gleichbleibender Bremspedalbetätigung, weil das Rekuperationsbremsmoment verringert werden muss.
- Bei Brake-Blending-fähigen Systemen wie z.B. dem Bosch „ESP HEV“ [DKAF11, S. 642] kann der hydraulische Bremsdruck an der elektrisch angetriebenen Achse autonom aufgebaut werden, so dass der Fahrer nicht nachtreten muss. Dieser autonome Druckaufbau muss allerdings durch eine elektrische Pumpe bereitgestellt werden, was mit Vibrationen, Verschleiß und elektrischem Energieverbrauch verbunden sein kann.
- Reibungsbremse und elektrischer Antrieb besitzen im Allgemeinen eine unterschiedliche Dynamik und leiten das Drehmoment an unterschiedlichen Stellen in den Antriebsstrang ein. Die Bremsübernahme durch die Reibungsbremse kann dadurch zu einer Schwankung des gesamten in das Rad eingeleiteten Bremsmoments führen. Ein weiterer Nachteil ergibt sich bei ABS-Eingriffen, die aufgrund einer kleinen Inhomogenität in der Fahrbahn nur sehr kurz andauern. Bei diesen Situationen muss innerhalb kurzer Zeit das Bremsmoment vollständig durch die Reibungsbremse übernommen werden und nach Ende des Eingriffs wieder auf den elektrischen Antrieb verlagert werden [KKB11].
- Eine vollständige Bremsübernahme durch die Reibungsbremse während einer ABS-Regelung hat immer zur Folge, dass während der ABS-Regelung keine Bremsenergie zurückgewonnen werden kann. Für den durchschnittlichen Fahrer spielt dieser Nachteil nur eine untergeordnete Rolle, weil nur bei einem geringen Prozentsatz aller Bremsungen ein ABS-Eingriff erfolgt. Wenn allerdings die Leistungsfähigkeit bzw. die Rundenzeitoptimierung auf Rennstrecken von Bedeutung ist, verschiebt sich dieser Fokus. Hier findet ein Großteil der Bremsvorgänge im ABS-Regelbereich statt, wobei die zurückgewonnene Energie direkt für den darauf folgenden Beschleunigungsvorgang verwendet werden kann.



Bei vielen Antriebstopologien ist eine Bremsübernahme durch die Reibungsbremse beim Einsetzen der ABS-Regelung alternativlos, weil die Reibungsbremse der einzige Aktor im Fahrzeug ist, der radselektiv und mit der notwendigen Dynamik und Stellgenauigkeit das Bremsmoment an den Rädern einstellen kann. Bei dem in dieser Arbeit betrachteten radnahen elektrischen Einzelradantrieb existiert jedoch grundsätzlich die Möglichkeit, die Kombination von Reibungsbremsmoment und regenerativem Bremsmoment auch während der ABS-Regelung frei zu wählen. Die Nutzung dieses Potentials des radnahen elektrischen Einzelradantriebs stellt eine wesentliche Motivation für diese Arbeit dar.

1.1.3 Wechselwirkungen zwischen ABS und Antriebstopologie

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs ist Bestandteil der Strecke, die durch das Antiblockiersystem geregelt werden soll. Dabei gibt es Antriebstopologien, die eine Herausforderung für die ABS-Regelung darstellen und spezielle Anpassungsmaßnahmen erforderlich machen. Hierzu zählen beispielsweise Kopplungen der Antriebsräder durch ein Differential oder einen Allradantrieb [Mai90, FK00]. Während diese Herausforderungen bei VKM-Antrieben seit vielen Jahren bekannt sind und mittlerweile durch geeignete Maßnahmen gut beherrscht werden [FK00], ist bei neuartigen elektrischen Antriebstopologien mit dem Auftreten von bislang unbekanntem Phänomenen zu rechnen.

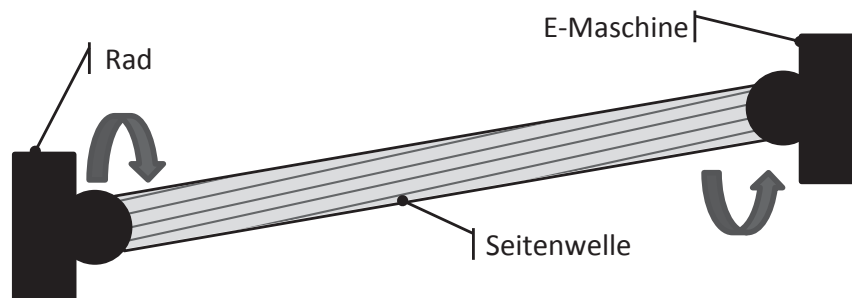


Abbildung 1-2: Torsionsschwingung im Antriebsstrang

Bei dem in dieser Arbeit betrachteten radnahen elektrischen Einzelradantrieb existiert keine Kopplung der Räder durch ein Differential, was für die ABS-Regelung vorteilhaft ist. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass während der ABS-Bremsung Torsionsschwingungen im Antriebsstrang auftreten können (Abbildung 1-2). Diese Schwingungen können unter bestimmten Voraussetzungen zu einer signifikanten Beeinträchtigung der ABS-Regelung und einer nicht zu vernachlässigenden Bauteilbelastung führen [RSK12, BSS12].

Neben der neuen Herausforderung, die der radnahe elektrische Einzelradantrieb dadurch für die ABS-Regelung darstellt, bietet diese Antriebstopologie aber auch weitreichende Möglichkeiten, diese Herausforderung durch geeignete Maßnahmen zu bewältigen.

Ein vertieftes Verständnis dieser Schwingungsphänomene und die Nutzung der Potentiale des elektrischen Antriebs zur aktiven Dämpfung der Schwingungen stellen eine weitere Motivation für diese Arbeit dar.

Im folgenden Kapitel wird der Stand der Technik zu den Themengebieten ABS-Regelung und ABS-Regelung bei elektrischen Antrieben dargestellt.



1.2 Stand der Technik

1.2.1 Dynamik des rollenden Rads

In diesem Abschnitt steht der Begriff *Rad* als Synonym für die Rad/Reifen-Einheit. Notation, Bezeichnung und Definition der Größen orientieren sich an der Norm DIN 70000 [NORM94]. Die Drehgeschwindigkeit des Rads um seine Drehachse wird mit ω_{Rad} bezeichnet. Die Drehgeschwindigkeit eines freirollenden Rads wird mit $\omega_{\text{Rad},0}$ bezeichnet. Der Radius, mit dem ein (freirollendes) Rad auf dem Boden abrollt, wird mit r_{dyn} bezeichnet.

Der Längsschlupf (auch: Umfangsschlupf) λ ist gemäß Gleichung (1.1) definiert. Der Bremschlupf λ_{B} ist gemäß Gleichung (1.2) als der negative Längsschlupf λ definiert.

Der Längskraftbeiwert (auch: Umfangskraftbeiwert) μ ist gemäß Gleichung (1.3) als das Verhältnis von Längskraft im Reifen-Fahrbahn-Kontakt (RFK) und Radaufstandskraft F_z definiert.

$$\lambda = \frac{\omega_{\text{Rad}} - \omega_{\text{Rad},0}}{\omega_{\text{Rad},0}} \quad (1.1)$$

$$\lambda_{\text{B}} = -\lambda = \frac{\omega_{\text{Rad},0} - \omega_{\text{Rad}}}{\omega_{\text{Rad},0}} \quad (1.2)$$

$$\mu = \frac{F_{\text{RFK}}}{F_z} \quad (1.3)$$

1.2.2 Grundlagen des ABS

Das Antiblockiersystem modifiziert ein vom Fahrer oder von einem Fahrerassistenzsystem angefordertes Bremsmoment derart, dass der Bremschlupf λ_{B} zwischen Reifen und Fahrbahn für jedes Rad dem Soll-Bremschlupf $\lambda_{\text{B,soll}}$ entspricht. Bei einem reinen ABS ohne Zusatzfunktionen kann das Bremsmoment immer nur unter das vom Fahrer angeforderte Bremsmoment abgesenkt, nicht aber über dieses hinaus erhöht werden. Aus dieser grundsätzlichen Wirkungsweise geht hervor, dass das ABS dem Wesen nach ein Einzelradregler ist, weil sowohl $\lambda_{\text{B,soll}}$ an jedem Rad unterschiedlich sein kann als auch das zum Einstellen von $\lambda_{\text{B,soll}}$ benötigte Bremsmoment. Die früher gebräuchliche „Select-Low“-Regelung an der Hinterachse, bei der beide Hinterräder gemeinsam geregelt werden, wurde in den vergangenen Jahren vollständig durch 4-Kanal Systeme ersetzt [PSKB01] [Ise06, S. 169-211].

Der Soll-Bremschlupf $\lambda_{\text{B,soll}}$ hängt von mehreren Einflussgrößen ab. Grundsätzlich muss ein Bremschlupf von 1, der einem blockierten Rad entspricht, in jedem Fall verhindert werden um eine Schädigung des Reifens zu vermeiden. Neben dieser Randbedingung wird die Wahl von $\lambda_{\text{B,soll}}$ durch eine Zielabwägung zwischen übertragbarer Längskraft und übertragbarer Seitenkraft bestimmt. Der kürzest-mögliche Bremsweg wird erreicht, wenn alle Räder mit dem Ziel-Bremschlupf $\lambda_{\text{B,z}}$ gebremst werden, bei dem der Längskraftbeiwert μ sein Maximum erreicht. Die absolute Lage von $\lambda_{\text{B,z}}$ ist unter anderem von Reifentyp, Fahrbahnbeschaffenheit und aktuellem Schräglaufwinkel abhängig (Abbildung 1-3). Der Soll-Bremschlupf $\lambda_{\text{B,soll}}$ wird häufig geringer als $\lambda_{\text{B,z}}$ gewählt, um das Seitenkraftpotential zu erhöhen. Höhere



übertragbare Seitenkräfte führen an der Vorderachse zu einer verbesserten Lenkbarkeit und an der Hinterachse zu einer verbesserten Stabilität des Fahrzeugs [PSKB01] [Ise06, S. 169-211].

Schlupfwerte unterhalb des Ziel-Bremsschlupfs werden im Folgenden als *stabiler Ast* der Reifenkennlinie bezeichnet. Schlupfwerte oberhalb des Ziel-Bremsschlupfs werden als *instabiler Ast* der Reifenkennlinie bezeichnet. Kleine Bremsschlupf-Werte (bis zu ca. 50 Prozent des Ziel-Bremsschlupfs bei einem Schräglaufwinkel von 0°) werden im Folgenden als *linearer Bereich* der Reifenkennlinie bezeichnet.

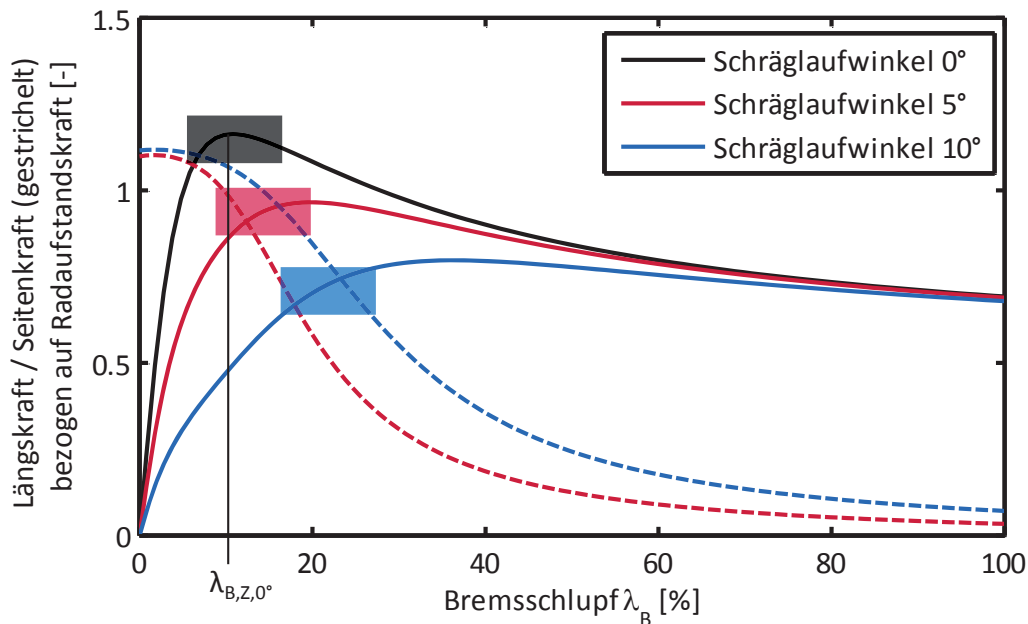


Abbildung 1-3: Reifenkennlinien und ABS-Regelbereiche⁶

1.2.3 Entwicklungsgeschichte des ABS

Die Entwicklung von Antiblockiersystemen begann Anfang des 20. Jahrhunderts für den Einsatz in Schienenfahrzeugen, weil auch hier ein Blockieren der Räder beim Bremsvorgang nachteilige Auswirkungen wie unter anderem ein Abplatten der Räder zur Folge hat. Eine systematische und breit angelegte Entwicklung für Kraftfahrzeuge begann um das Jahr 1968, wobei hier mehrere Firmen parallel mit den ersten Untersuchungen begannen. Darunter waren die amerikanische Firma Bendix sowie die deutsche Firma Teldix, eine gemeinsame Tochterfirma von Bendix und Telefunken [Rei03].

Teldix wurde 1973 von der Robert Bosch GmbH aufgekauft. Fünf Jahre später brachte die Robert Bosch GmbH unter der Bezeichnung ABS 2S das erste ABS für Kraftfahrzeuge auf den Markt. Bis heute wurde dieses System kontinuierlich weiterentwickelt, wobei insbesondere die im Jahr 2001 eingeführte Generation 8 durch mehrere Veröffentlichungen gut dokumentiert ist [PSKB01, S. 81 ff] [Rei10, S. 142].

Weitere Gründungsväter der ABS-Entwicklung sind unter anderem die Alfred Teves GmbH, die nach der Übernahme durch die Continental AG heute unter dem Namen Continental

⁶ Reifenkennlinien basieren auf dem Magic Formula Reifenmodell nach [Pac12] mit dem Parametersatz des Goodyear Efficient Grip 235/55R18. Farblich hervorgehobene Bereiche markieren die ABS-Regelbereiche in Anlehnung an [PSKB01, S.65]. Kennlinien sind Offset-korrigiert. Kräfte sind nicht vorzeichenbehaftet.



Teves AG & Co OHG geführt wird, sowie die Firma Girling (bzw. Lucas Varity GmbH), die 1999 von der TRW Automotive Inc. übernommen wurde [Rei03, Han99].

1.2.4 Die ABS-Logik nach Burckhardt

BURCKHARDT [Bur93] beschreibt sehr detailliert einen möglichen Entwurf einer ABS-Regelung. Hauptmerkmal dieser Regelung sind zyklische Umschaltungen zwischen den hydraulischen Zuständen *Druck Aufbau*, *Druck Halten* und *Druck Abbau*, die durch die Über- bzw. Unterschreitung definierter Schlupf- und Radbeschleunigungsschaltsschwellen ausgelöst werden. Dieser Ansatz wird im Folgenden als *ABS-Logik* bezeichnet. Da der Autor als Leiter des Bereichs Hydraulik der damaligen Daimler-Benz AG an der Entwicklung der ersten Antiblockiersysteme maßgeblich beteiligt war [Rei03, S. 6], ist davon auszugehen, dass die beschriebenen Algorithmen so oder in ähnlicher Form Einzug in die kommerziell verfügbaren Systeme der Automobilzulieferer gehalten haben. Verschiedene Veröffentlichungen der Robert Bosch GmbH beschreiben die Funktionsweise des ABS auf vergleichbare Art [PSKB01, Rei10].

Gemeinsam ist allen Antiblockiersystemen dieser Bauart, dass ausschließlich Raddrehzahlsensoren und eventuell Informationen über den Zustand des Antriebsaggregats und des Getriebes benötigt werden, jedoch keine Informationen über den Lenkradwinkel, die Querbeschleunigung oder die Gierrate des Fahrzeugs. Die von Burckhardt beschriebene Logik kommt dabei sogar ohne Kenntnis des aktuellen Hydraulikdrucks und damit ohne Kenntnis des aktuellen Bremsmoments aus. Dieser ABS-Typ wird in dieser Arbeit im Folgenden auch als *stand-alone ABS* bezeichnet.

1.2.5 Der kontinuierliche ABS-Regler als Bestandteil der Fahrdynamikregelung

Das stand-alone ABS mit der auf Schaltschwellen basierenden Logik ist dazu geeignet, den Reifen im Bereich seines Längskraftmaximums zu halten und dadurch einen Kompromiss aus kurzem Bremsweg, Lenkbarkeit und Stabilität des Fahrzeugs zu erreichen. Mit den im März 1995 erstmals eingeführten ESP-Systemen⁷ wurde es jedoch erforderlich, sowohl beliebige Schlupfwerte im stabilen und instabilen Ast der Reifenkennlinie exakt einzustellen als auch exakte Bremsmomente auf das Rad aufzubringen. Diese Anforderungen können mit der unter 1.2.4 beschriebenen ABS-Logik nicht erfüllt werden [ZELP98]. VAN ZANTEN [Ise06, S. 169-211] beschreibt am Beispiel des ESP-Systems der Robert Bosch GmbH den Aufbau eines ABS-Reglers, der diese erweiterten Anforderungen erfüllt. Kern dieses ABS-Reglers ist ein kontinuierlicher PID-Schlupfregler, der aus der Differenz von Soll- und Ist-Bremsschlupf das erforderliche Bremsmoment für jedes Rad bestimmt. Ein inverses Hydraulikmodell berechnet daraus die erforderlichen Bremsdrücke und die Ansteuerung von Pumpe und Ventilen. Der Soll-Bremsschlupf entspricht bei einer Vollbremsung dem Ziel-Bremsschlupf $\lambda_{B,Z}$, der aber durch eine Anforderung des ESP-Systems abgeändert werden kann (Abbildung 1-4).

Der beschriebene ABS-Regler benötigt zur Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit und der freierrollenden Raddrehzahlen Informationen über Gierrate und Lenkradwinkel, weshalb er für

⁷ ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) wird in dieser Arbeit als anbieterneutraler Oberbegriff für Fahrdynamikregelsysteme verwendet. Weitere gebräuchliche Synonyme sind u. a. DSC (Dynamic Stability Control), ESC (Electronic Stability Control) und VDC (Vehicle Dynamic(s) Control)



ein stand-alone ABS ohne diese Sensorik nicht eingesetzt werden kann. Zur Stützung der Fahrzeuggeschwindigkeitsschätzung werden zudem sogenannte *Anpassungsphasen* benötigt, während derer im Normalfall die Hinterräder abwechselnd für eine bestimmte Zeit unterbremsst und so in den linearen Bereich der Reifenkennlinie gebracht werden [Rei10, S. 124] [Ise06, S. 192]. Der ABS-Regler besitzt dadurch eine Asymmetrie bezüglich linker und rechter Fahrzeugseite.

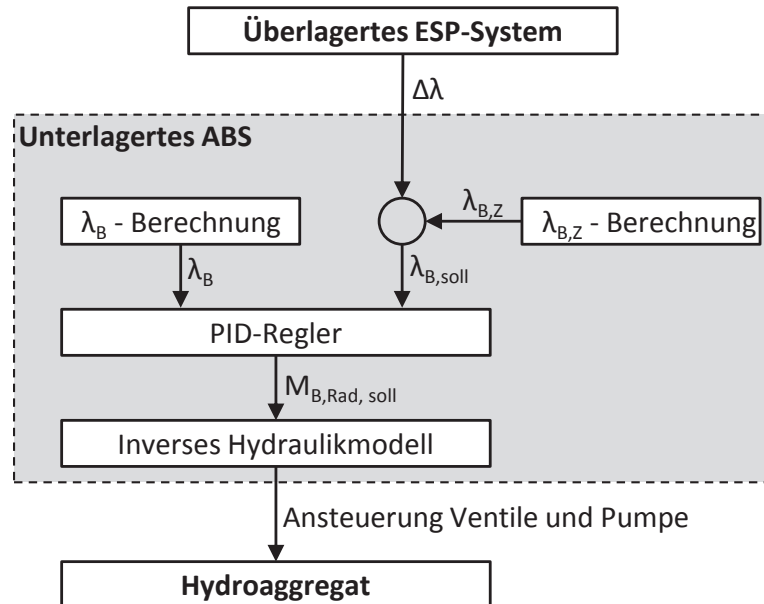


Abbildung 1-4: Kontinuierlicher Bremschlupfregler nach [ZELP98, Ise06]

1.2.6 Weitere ABS-Algorithmen

Neben den kommerziell verfügbaren Antiblockiersystemen gab und gibt es eine Vielzahl von Forschungsarbeiten, die sich mit diesem Themenfeld beschäftigen. An dieser Stelle kann daher nur ein Überblick über einige repräsentative Veröffentlichungen gegeben werden.

Sowohl ARNOLD [Arn01] als auch SEMMLER [Sem06] beschreiben die Entwicklung eines kontinuierlichen ABS-Schlupfreglers für ein elektro-mechanisches Bremssystem.

SAHIN und ÜNLÜSOY [SÜ10] beschreiben ein ESP-System mit einem *high-level controller* und einem unterlagerten Bremschlupfregler, der als *Fuzzy-Regler* oder als *PID-Regler* ausgeführt ist. Der Systemaufbau ist vergleichbar mit [ZELP98].

DAIB [Dai96] beschreibt eine auf *Fuzzylogik* basierende ABS-Regelung und Fahrzeuggeschwindigkeitsschätzung für ein konventionelles hydraulisches Bremssystem.

MAIER [Mai90] entwickelt einen ABS-Regler für ein konventionelles Bremssystem, der insbesondere die Kopplung von linkem und rechtem Rad durch das Differentialgetriebe berücksichtigt.

SUGAI et al. [SYMU99] stellen einen ABS-Regler vor, der mit Hilfe der Resonanzfrequenz des Reifens den aktuellen Arbeitspunkt in der Reifenkennlinie ermittelt und auf Basis dieser Information das Bremsmoment anpasst. DINÇMEN et al. [DAA10] beschreiben einen ABS-Regler, der den Ziel-Bremschlupf mit einem Extremwert-Suchalgorithmus ermittelt.



1.2.7 Dynamik hydraulischer Antiblockiersysteme

Neben der in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Software ist für diese Arbeit auch die Hardware des Bremssystems relevant. Von besonderer Bedeutung ist dabei die Stelldynamik hydraulischer Antiblockiersysteme, die im Folgenden auf Basis verschiedener Veröffentlichungen quantifiziert werden soll.

Abbildung 1-5 zeigt exemplarisch den Hydraulikschaltplan eines aktuellen ESP-Systems der Robert Bosch GmbH. Die Übertragungsfunktion vom Hauptbremszylinder (HZ) auf die Radzylinder (RZ) kann nach ISERMANN mit einem PT_1 -Glied⁸ mit einer Zeitkonstante zwischen 50 ms und 250 ms angenähert werden [Ise06, S. 35]. Dieser Übertragungspfad ist jedoch nur zu Bremsbeginn relevant, wenn der Vordruck im HZ erstmals durch den Fahrer bereitgestellt wird. Während einer Bremsung mit aktiver ABS-Regelung hängt die Dynamik der hydraulischen Strecke nur noch vom Übertragungspfad zwischen Einlassventil (EV) und RZ bzw. vom Übertragungspfad zwischen RZ, Auslassventil (AV) und Niederdruckspeicher (AC) ab, weil der vom Fahrer bereitgestellte Vordruck als konstant angenommen werden kann. Für Druckauf- und Druckabbau können sich grundsätzlich unterschiedliche Streckeneigenschaften ergeben. Der für die ABS-Regelung relevante Übertragungspfad lässt sich ebenfalls mit einem PT_1 -Glied annähern. Die minimal mögliche Zeitkonstante bei komplett geöffneten Ventilen liegt zwischen 30 ms und 40 ms für Druckauf- und Druckabbau [Bur93]. Zur Gewährleistung einer guten Stellgenauigkeit werden die Ventile aber nicht immer vollständig geöffnet oder geschlossen, sondern üblicherweise mit einer Pulsweitenmodulation (PWM) angesteuert [Mai90]. Bei aktuellen Systemen sind die Einlassventile als Regelventile ausgeführt. Diese ermöglichen einen feinfühligere Druckaufbau und eine bessere Stellgenauigkeit als die PWM-Ansteuerung [Rei10, S. 146] [SOSN05, S. 4].

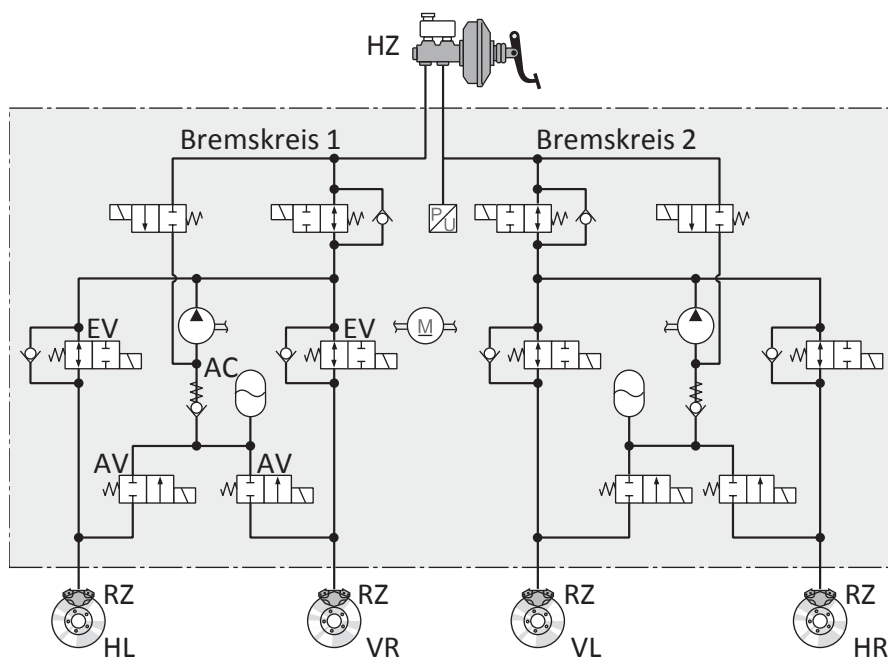


Abbildung 1-5: Hydraulikschaltplan des Bosch ESP 8 nach [Rei10, S. 144]

⁸ Das PT_1 -Glied ist ein regelungstechnisches Übertragungsglied, das sich durch eine Differentialgleichung 1. Ordnung beschreiben lässt. Es wird durch den Verstärkungsfaktor K und die Zeitkonstante T definiert [Schr09b, S. 18].



Neben dem Stand der Technik bei konventionellen Antiblockiersystemen sind für diese Arbeit insbesondere die aktuellen Entwicklungen bei der Kombination von Antiblockiersystemen mit elektrischen Antrieben von Bedeutung. Das folgende Kapitel bietet einen Überblick über diese Entwicklungen.

1.2.8 Einbindung elektrischer Antriebe in die ABS-Regelung

1.2.8.1 Ausschließlich mit der Reibungsbremse durchgeführte ABS-Regelung

In [ZYZ10] wird bei Eintritt in die ABS-Regelung das regenerative Bremsmoment auf null gesetzt, so dass die komplette Regelung mit der Reibungsbremse durchgeführt wird. Bei Beendigung der ABS-Regelung wird das regenerative Bremsmoment wieder erhöht. Da sich hierdurch die Bremskraftverteilung verschiebt, kann es zu einem Pendeln zwischen Rekuperation und ABS-Regelung kommen. Es wird eine regelbasierte Schaltlogik vorgestellt, die dieses Pendeln vermeiden soll.

In [KKB11] wird bei Eintreten einer ABS-Regelung ebenfalls das regenerative Bremsmoment auf null gesetzt, so dass die komplette Regelung mit der Reibungsbremse durchgeführt wird. Falls detektiert wird, dass die ABS-Regelung nur von sehr kurzer Dauer ist – beispielsweise weil das Rad nur kurzzeitig die Bodenhaftung verloren hat – bleibt das regenerative Bremsmoment grundsätzlich erhalten, wird aber, falls nötig, um einen bestimmten Betrag reduziert. Alternativ kann auch das Reibungsbremsmoment – sofern vorhanden – um einen bestimmten Betrag reduziert werden. Durch diese angepasste ABS-Strategie sollen Schwankungen in der Fahrzeugverzögerung bei kurzzeitigen ABS-Eingriffen vermieden werden.

1.2.8.2 Unterstützung der ABS-Regelung durch den elektrischen Antrieb

In [KM11] wird erläutert, wie große Gradienten beim Bremsmoment der hydraulischen Reibungsbremse zu großen Lastspitzen im Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs führen. Ursache dieser Lastspitzen ist vor allem das große rotatorische Trägheitsmoment der elektrischen Maschine. Als Lösung wird vorgeschlagen, dass in diesen Fällen durch automatisches Öffnen einer Kupplung im Getriebe die E-Maschine von den Rädern abgekoppelt wird.

In der Patentschrift [SZC06] wird ausgeführt, wie ein elastischer Antriebsstrang in Verbindung mit einem hohen Rotationsträgheitsmoment der elektrischen Antriebsmaschine zu starken Schwingungen und dadurch hervorgerufenen Bauteilschäden während der ABS-Regelung führen kann. Es wird eine aktive Dämpfung der Antriebsstrangschwingung durch eine geeignete Ansteuerung der E-Maschine beschrieben. Die betrachtete Antriebstopologie ist ein elektrischer Achsantrieb mit Differentialgetriebe.

1.2.8.3 Kombinierte ABS-Regelung mit beiden Aktoren

Unter kombinierter ABS-Regelung wird im Folgenden verstanden, dass sich das gesamte Bremsmoment am Rad aus einem Anteil der Reibungsbremse und einem Anteil des elektrischen Antriebs zusammensetzt.

In [CYZW12] wird ein ABS-Algorithmus vorgestellt, der direkt beide Aktoren ansteuert. Der Algorithmus ist Schaltschwellen-basiert (vergleiche auch [Bur93]). Die Logik ist so gestaltet,



dass während der ABS-Regelung das regenerative Bremsmoment nur abgesenkt, aber nicht mehr angehoben wird. Die dynamische Anpassung des Bremsmoments wird somit überwiegend durch die Reibungsbremse ausgeführt.

In [PZY08] wird ebenfalls eine kombinierte ABS-Regelung vorgestellt. Die hydraulische Reibungsbremse wird mit einem Schaltschwellen-basierten Algorithmus geregelt. Das regenerative Bremsmoment wird mit Hilfe einer Fuzzy-Logik kontinuierlich angepasst. Die dynamische Anpassung des Bremsmoments wird überwiegend durch die Reibungsbremse ausgeführt.

FISCHER et al. [FGSS10] beschreiben die Potentiale eines elektrischen Einzelradantriebs mit Radnabenmotoren, des sogenannten *Schaeffler eWheel Drive*. Im Falle einer ABS-Regelung wird ein *kooperatives Bremsverfahren* vorgeschlagen, bei dem die dynamischen Anteile der ABS-Regelung von den E-Maschinen übernommen werden. Falls das Bremsmoment der E-Maschinen nicht ausreicht, unterstützt die Reibungsbremse zusätzlich mit einem niederdynamischen Anteil. Eine konkrete Umsetzung dieses Verfahrens wird nicht vorgestellt.

In [OSUH02] wird das Konzept eines *Hybrid-ABS* vorgestellt, bei dem die Vorteile von hydraulischer Reibungsbremse und elektrischem Einzelradantrieb durch eine *kooperative ABS-Regelung* kombiniert werden sollen. Basis dieses Konzepts ist ein kontinuierlicher PI-Schlupfregler, der ein Gesamt-Bremsmoment für jedes Rad berechnet. Zur Aufteilung des gesamten Bremsmoments auf beide Aktoren wird eine Frequenztrennung mit einem kontinuierlichen Filter beschrieben. Das Filter wird so ausgelegt, dass die hochfrequenten Anteile durch die E-Maschine und die niederfrequenten Anteile durch die Reibungsbremse umgesetzt werden. In [ZLLL08] wird eine kombinierte ABS-Regelung mit einem elektrischen Achsantrieb mit Differential und einer hydraulischen Reibungsbremse vorgestellt. An der angetriebenen Achse kommt ein Radschlupfregler zum Einsatz, der direkt die Stellbefehle für beide Aktoren generiert. Über einen Faktor kann die Höhe des regenerativen Anteils während der ABS-Regelung eingestellt werden. Beide Aktoren werden während der ABS-Regelung mit hoher Dynamik verstellt.

1.2.8.4 Ausschließlich mit dem elektrischen Antrieb durchgeführte ABS-Regelung

In [SE08] wird ein Schlupfregler vorgestellt, der die Räder einer elektrisch angetriebenen Hinterachse während einer rein regenerativen Bremsung unterhalb einer maximal erlaubten Schlupfobergrenze halten soll. Im Fokus steht dabei weniger ein möglichst kurzer Bremsweg, sondern mehr die Erhaltung der Fahrzeugstabilität auf glatter Fahrbahn.

TEITZER et al. [TSP10] beschreiben ein Antiblockiersystem, das ausschließlich den elektrischen Antrieb als Aktor verwendet. Der ABS-Algorithmus ist als PI-Regler oder als *Sliding-Mode Controller* ausgeführt (vergleiche auch [STP11]). HORI [Hor02] beschreibt Regelungsansätze für ein Testfahrzeug mit elektrischem Antrieb. Ein auf *Modell Following Control* basierender Bremschlupfregler wird vorgestellt, der ausschließlich den elektrischen Antrieb als Aktor verwendet. Die Möglichkeit einer Kombination mit einer Reibungsbremse wird erwähnt, aber nicht näher ausgeführt.

Auf Basis des oben beschriebenen Stands der Technik und vor dem Hintergrund der in Kapitel 1.1 beschriebenen Ausgangssituation und Motivation zu dieser Arbeit soll im folgenden Kapitel 1.3 die Zielsetzung dieser Arbeit abgeleitet werden.



1.3 Zielsetzung der Arbeit

1.3.1 Kombinierte ABS-Regelung mit zwei Aktoren

In Kapitel 1.2.8.4 wurden ABS-Konzepte vorgestellt, bei denen die Bremsung der elektrisch angetriebenen Achse vollständig durch die E-Maschine(n) dargestellt wird. Eine zusätzliche Reibungsbremse ist nicht vorgesehen.

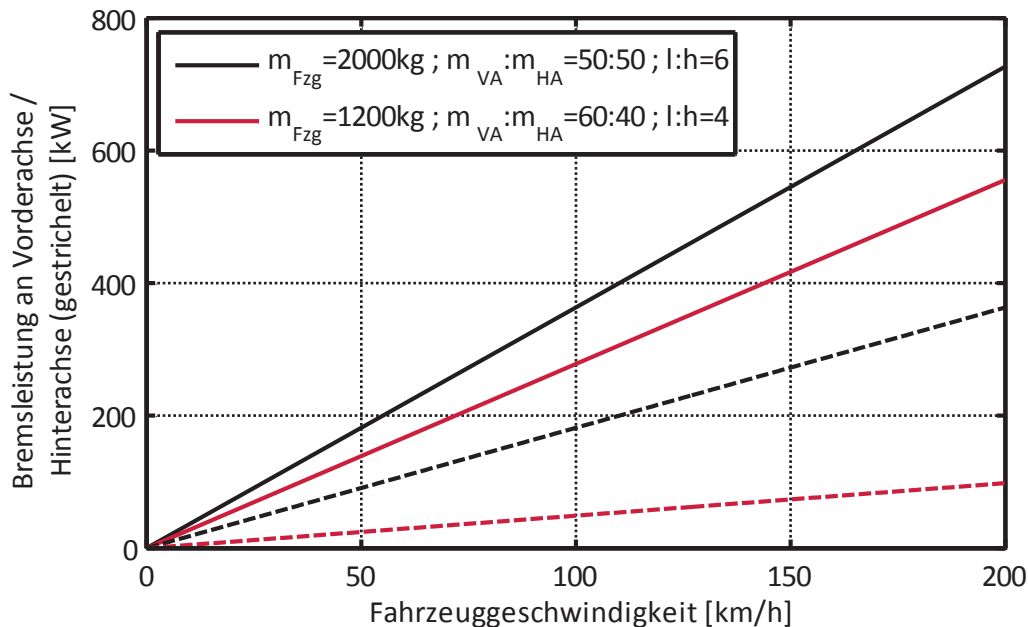


Abbildung 1-6: Rechnerisch erforderliche Bremsleistung⁹

In Abbildung 1-6 ist der rechnerische Leistungsbedarf bei einer Vollbremsung für zwei unterschiedliche Fahrzeugtypen über der Geschwindigkeit dargestellt. Aus der Darstellung lassen sich einige Randbedingungen ableiten, die einzeln oder in Kombination erfüllt sein müssen, damit ein Entfall der Reibungsbremse an der elektrisch angetriebenen Achse ohne Verzögerungseinbußen möglich ist:

- Grundsätzlich ist ein Entfall der Reibungsbremse an einer elektrisch angetriebenen Hinterachse leichter zu realisieren als an einer Vorderachse, weil die Bremsleistung an der Hinterachse aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung deutlich geringer als an der Vorderachse ist.
- Soll die Reibungsbremse an der Hinterachse entfallen, ist eine frontlastige statische Achslastverteilung ($m_{VA} : m_{HA}$) sowie ein kleines Verhältnis von Radstand (l) zu Schwerpunkthöhe (h) vorteilhaft.
- In jedem Fall sind eine relativ zur Fahrzeugmasse große elektrische Antriebsleistung und/oder eine begrenzte Höchstgeschwindigkeit notwendig.

Zusätzlich muss sichergestellt sein, dass die elektrische Leistung in jedem Betriebszustand des Fahrzeugs vom Energiespeicher aufgenommen oder in Wärme umgesetzt werden kann.

⁹ Verzögerung 1 g (9,81 m/s²) mit idealer Bremskraftverteilung ohne Berücksichtigung von Fahrwiderständen.



Da diese Randbedingungen eine starke Einschränkung für mögliche Zielfahrzeuge darstellen, liegt der Fokus dieser Arbeit auf einer kombinierten ABS-Regelung mit beiden Aktoren. Die vollständige Übernahme der ABS-Regelung durch die E-Maschine ist jedoch als Sonderfall in dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Konzept enthalten.

Aus Kapitel 1.2.8.3 geht hervor, dass es mehrere Veröffentlichungen zu der Fragestellung gibt, wie das Bremsmoment zwischen der Reibungsbremse und dem elektrischen Antrieb aufgeteilt werden kann. Nach aktuellem Stand der Technik ist jedoch keine Veröffentlichung bekannt, die eine Methode zur Aufteilung des Bremsmoments unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs beschreibt. Ein schwingungsfähiger Antriebsstrang mit torsionsweichen Seitenwellen, wie er in dieser Arbeit betrachtet wird, erfordert angepasste oder sogar vollständig andere Methoden zur Aufteilung des Bremsmoments. Insbesondere kann nicht mehr generell davon ausgegangen werden, dass die E-Maschine einen „schnellen“ und die Reibungsbremse einen „langsamen“ Aktor darstellt, weil die Aktordynamik nun unter Berücksichtigung des gesamten mechanischen Systems analysiert werden muss.

Die Kombination von hydraulischer Reibungsbremse und elektrischem Einzelradantrieb soll so erfolgen, dass die folgenden Zielvorgaben erfüllt werden. Diese sind nach ihrer Priorität in absteigender Reihenfolge angeordnet:

- **Berücksichtigung von Stellgrößenbeschränkungen:** Beide Aktoren haben Stellgrößenbeschränkungen, die – insbesondere bei der E-Maschine – dynamisch veränderlich sein können. Diese Stellgrößenbeschränkungen sollen berücksichtigt werden.
- **Exakte Umsetzung des ABS-Bremsmoments:** Das vom ABS-Regler berechnete Soll-Bremsmoment gilt als Referenz für die Ansteuerung der beiden Aktoren. Das Soll-Bremsmoment soll im Rahmen der Stellgrößenbeschränkungen exakt umgesetzt werden.
- **Verzicht auf die Reibungsbremse:** Wenn die E-Maschine unter Berücksichtigung ihrer Stellgrößenbeschränkung in der Lage ist, das vom ABS-Regler geforderte Bremsmoment vollständig umzusetzen, soll die Reibungsbremse nicht verwendet werden. Die ABS-Regelung wird dann ausschließlich mit der E-Maschine durchgeführt.
- **Berücksichtigung einer optimalen Rekuperationsleistung:** Während der ABS-Regelung soll die E-Maschine möglichst im Bereich der optimalen Rekuperationsleistung betrieben werden. Diese ist frei wählbar und kann beispielsweise vom Ladezustand und der Temperatur der Batterie abhängen.
- **Minimierung von Anzahl und Höhe der Überblendungsvorgänge:** Als „Überblendungsvorgang“ wird die Verlagerung des Bremsmoments zwischen beiden Aktoren ohne Änderung des Summenbremsmoments bezeichnet. Da jeder Überblendungsvorgang mit potentiell negativen Auswirkungen behaftet ist (Kapitel 1.1), sollen die Überblendungsvorgänge so selten wie möglich und zudem mit möglichst geringen Bremsmomentsprüngen auftreten.

Um eine Aufteilung des gesamten Bremsmoments auf beide Aktoren (Reibungsbremse und E-Maschine) darzustellen, ist es grundsätzlich möglich, einen neuen ABS-Regler zu entwer-



fen, der direkt beide Aktoren ansteuert. Diese Umsetzungsvariante wird in [CYZW12, PZYZ08] gewählt.

Es stellt sich jedoch die Frage, ob die Verwendung einer E-Maschine als zusätzlicher Aktor der ABS-Regelung es erforderlich macht, den ABS-Regler selbst neu zu entwerfen, bzw. ob eine E-Maschine Potentiale bietet, die nur mit einem neuartigen ABS-Regler genutzt werden können. Diese Fragestellung besitzt vor allem aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen an das Bremssystem und damit auch an den ABS-Regler eine große Relevanz, weil die Neuentwicklung eines serienreifen ABS-Reglers dadurch nicht nur mit einem hohen Entwicklungsaufwand, sondern auch mit einem hohen Aufwand für die Absicherung und Erprobung verbunden ist.

Es kann davon ausgegangen werden, dass auch der ABS-Regler eines konventionellen hydraulischen Reibungsbremssystems die Potentiale einer E-Maschine vollständig nutzen kann, sofern er die folgenden Anforderungen erfüllt:

- Der ABS-Regler muss als interne Regelgrößen Drehmomente und nicht Aktorspezifische Größen wie beispielsweise Bremsdrücke verwenden, damit der Algorithmus auch zur Ansteuerung einer E-Maschine verwendet werden kann.
- Der ABS-Regler muss in seinem Grundprinzip unabhängig vom Aktor sein, damit die von ihm angeforderten Bremsmomente sowohl von einer hydraulischen Reibungsbremse als auch von einer E-Maschine umgesetzt werden können.
- Der ABS-Regler muss sowohl bremsende als auch antreibende Drehmomente radselektiv anfordern können, um den gegenüber der Reibungsbremse erweiterten Stellbereich einer E-Maschine nutzen zu können.
- Der ABS-Regler sollte einen kontinuierlichen Stellgrößenverlauf bereitstellen, um die Potentiale der kontinuierlich einstellbaren E-Maschine vollständig nutzen zu können (vergleiche auch [Arn01, Sem06]).

Die Anforderungen werden von dem in Kapitel 1.2.5 beschriebenen ABS-Regler vollständig erfüllt. Dieser ABS-Regler ist als Bestandteil des ESP 8 der Robert Bosch GmbH in vielen Fahrzeugen enthalten. Zielsetzung dieser Arbeit ist es deshalb, auf Basis des Bosch ESP 8 eine Aufteilung des Bremsmoments auf Reibungsbremse und E-Maschine darzustellen. Der Entwicklungsaufwand und das Entwicklungsrisiko können dadurch gegenüber einer vollständigen Neuentwicklung des ABS-Reglers erheblich reduziert werden.

1.3.2 Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Regelung

In Kapitel 1.1.3 wurde bereits ausgeführt, dass bei der betrachteten Antriebstopologie starke Torsionsschwingungen während einer ABS-Bremung auftreten können. Die Reduzierung dieser Schwingungen und der damit verbundenen negativen Auswirkungen auf Bremsweg, Fahrzeugstabilität und Bauteilbelastung stellen eine wesentliche Motivation zu dieser Arbeit dar.

Nach aktuellem Stand der Technik (Kapitel 1.2.8.2) sind nur wenige Verfahren bekannt, um das Verhalten des Antriebsstrangs durch eine geeignete Ansteuerung der elektrischen Maschinen in einer für die ABS-Regelung günstigen Weise zu beeinflussen. Ziel des im Rahmen



dieser Arbeit entwickelten Konzepts ist daher eine möglichst vollständige Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen durch eine geeignete Regelung der E-Maschinen unter Verwendung der im Fahrzeug serienmäßig vorhandenen Sensorik. Um die E-Maschinen an der ABS-Regelung gemäß Kapitel 1.3.1 beteiligen zu können, soll diese Regelung neben einer Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen auch die Stelldynamik der E-Maschinen so weit wie möglich erhalten. Die E-Maschinen sollen während der ABS-Bremung die Schwingungen dämpfen, unabhängig davon, ob die ABS-Regelung mit der Reibungsbremse, mit den E-Maschinen oder mit beiden Akteuren gleichzeitig durchgeführt wird.

1.3.3 Umfang der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene Methoden beschrieben, mit denen die in Kapitel 1.3.1 und Kapitel 1.3.2 genannten Zielsetzungen erfüllt werden. Die wesentlichen Beiträge dieser Arbeit sind dabei im Einzelnen:

- **Geschlossener Ansatz für Rekuperation und ABS-Regelung**
Der in dieser Arbeit entwickelte Algorithmus zur Aufteilung des Bremsmoments auf Reibungsbremse und elektrischen Einzelradantrieb stellt einen geschlossenen Ansatz dar, der die Betriebszustände Rekuperation und ABS-Bremung abdeckt und einen kontinuierlichen Übergang zwischen beiden Betriebszuständen gewährleistet.
- **ABS-Regelung mit einem radnahen elektrischen Einzelradantrieb**
Der radnahe elektrische Einzelradantrieb ist durch eine torsionsweiche Anbindung der E-Maschinen an die Räder gekennzeichnet. Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass es auch bei diesem Antriebsstrang durch eine geeignete Antriebsregelung möglich ist, die dynamischen Stellmomentanforderungen des ABS-Reglers effektiv mit den E-Maschinen umzusetzen. Die Stelldynamik der E-Maschinen wird unter Berücksichtigung des torsionsweichen Antriebsstrangs analysiert und bei der Aufteilung der Drehmomente auf E-Maschinen und Reibungsbremse berücksichtigt.
- **Analyse der Schwingungsphänomene im Antriebsstrang**
Die Schwingungsphänomene im Antriebsstrang werden stark durch den Reifen-Fahrbahn-Kontakt beeinflusst. Im Rahmen dieser Arbeit wird durch eine Modellbildung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts quantitativ ermittelt, wie die Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen vom Betriebspunkt des Reifens abhängt.
- **Aktive Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Bremung**
Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Regelung zur aktiven Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen berücksichtigt explizit die besonderen Verhältnisse im Reifen-Fahrbahn-Kontakt während der ABS-Bremung und beinhaltet spezielle Maßnahmen zur Maximierung der Stelldynamik der E-Maschinen.

Alle entwickelten Funktionen werden durch Messungen mit einem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Versuchsfahrzeug validiert.

Ein Überblick über den Aufbau der Arbeit und die Bestandteile der einzelnen Kapitel wird in Kapitel 2.2 gegeben.



2 ENTWICKLUNGSUMGEBUNG UND METHODIK

Bestandteil dieses Kapitels ist ein Überblick über Struktur und Aufbau der gesamten Arbeit sowie eine Beschreibung der verwendeten Entwicklungsumgebung und der zu Grunde liegenden Methodik.

Kapitel 2.1 gibt einen Überblick über die Bestandteile der Entwicklungsumgebung und die Rolle der einzelnen Bestandteile im Entwicklungsprozess. In Kapitel 2.2 wird die Struktur der Arbeit sowie die zu Grunde liegende Methodik dargelegt. Dieses Kapitel soll als Wegweiser für die weitere Arbeit dienen.

In Kapitel 2.3 werden Aufbau und Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs beschrieben, aus dem schließlich im darauf folgenden Kapitel 2.4 ein Simulationsmodell abgeleitet wird.

2.1 Bestandteile der Entwicklungsumgebung

2.1.1 Übersicht

In dieser Arbeit wird eine Entwicklungsumgebung verwendet, die einen durchgängigen Entwicklungsprozess von der *Software in the Loop (SiL)* Simulation bis zu einer prototypischen Umsetzung im realen Fahrzeug ermöglicht. Diese Entwicklungsumgebung besteht aus zwei kommerziellen Programmpaketen und einem Entwicklungssteuergerät:

- **Das Programmpaket MATLAB/Simulink der Firma MathWorks**
Mit diesem Programmpaket wird die SiL-Umgebung entwickelt und der Maschinencode für das Entwicklungssteuergerät grafisch programmiert.
- **Das Real Time Interface (RTI) der Firma dSPACE**
Das RTI stellt die Schnittstelle zwischen dem ausführbarem Programm (*Software*) und dem Entwicklungssteuergerät (*Hardware*) dar. Das RTI unterstützt eine grafische Programmierung und kann in das Programmpaket MATLAB/Simulink eingebunden werden. Die Erzeugung des Maschinencodes¹⁰ erfolgt automatisiert.
- **Das Entwicklungssteuergerät MicroAutoBox (MABX) der Firma dSpace**
Auf der MABX wird der Maschinencode ausgeführt. Die MABX besitzt analoge und digitale Ein- und Ausgänge um Sensoren einzulesen, Aktoren anzusteuern und mit anderen Steuergeräten zu kommunizieren.

In Abbildung 2-1 ist der Aufbau der Entwicklungsumgebung schematisch dargestellt. Die Aufgaben der einzelnen Bestandteile der Entwicklungsumgebung im Entwicklungsprozess werden in den folgenden Kapiteln erläutert.

¹⁰ Das in Simulink grafisch implementierte Programm liegt in einer *Hochsprache*, dem sogenannten *Quellcode* vor. Damit das Programm auf dem Echtzeitbetriebssystem des Entwicklungssteuergeräts ausgeführt werden kann, muss es in eine Maschinensprache übersetzt werden (vergleiche auch [Rei09, S. 35ff und S. 73f]).

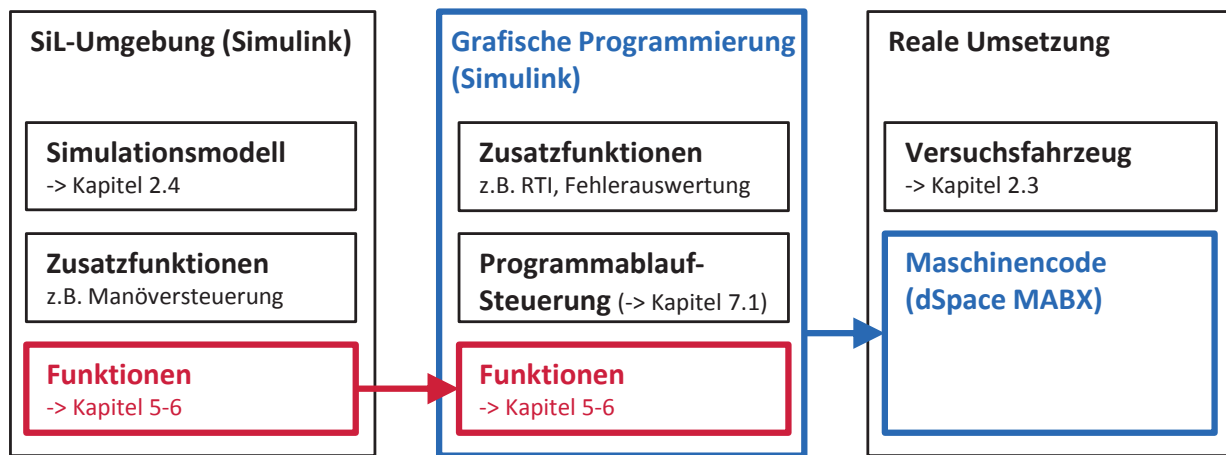


Abbildung 2-1: Entwicklungsumgebung

2.1.2 SiL-Umgebung

Die Bestandteile der SiL-Umgebung sind ein Simulationsmodell des Fahrzeugs, die Funktionen, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt werden, und Zusatzfunktionen wie beispielsweise eine Manöversteuerung, die für die Simulationsdurchführung benötigt werden. Der SiL-Umgebung kommen dabei zwei Aufgaben im Entwicklungsprozess zu:

- **Analyse des unregulierten Systems**
Mit Hilfe der SiL-Umgebung kann das Verhalten des unregulierten Systems analysiert werden. Da in der Simulation eine vollständige Kontrolle über alle System- und Umgebungseigenschaften möglich ist, kann der Einfluss einzelner Parameter extrahiert werden. Diese Analyse ist Bestandteil von Kapitel 4.3.
- **Risikofreie Verifizierung der Implementierung**
In der SiL-Umgebung kann die korrekte Implementierung der Funktionen im geschlossenen Regelkreis ohne das Risiko der Gefährdung von Personen oder der Beschädigung des Fahrzeugs verifiziert werden. Eine Beschreibung dieses iterativen Prozesses ist kein Bestandteil dieser Arbeit.

Eine Beschreibung des in der SiL-Umgebung verwendeten Simulationsmodells erfolgt in Kapitel 2.4.

2.1.3 Grafische Programmierung

Bei der grafischen Programmierung wird das Programm für die MABX in grafischer Form in Simulink implementiert. Die in der SiL-Umgebung verifizierten Funktionen können dabei direkt übernommen werden. Darüber hinaus werden mehrere Zusatzfunktionen implementiert, die für die SiL-Umgebung nicht benötigt werden. Hierzu zählen beispielsweise:

- RTI zur Ansteuerung der Hardware
- Kommunikationsüberwachung und Fehlerauswertung
- Rückfall- und Abschaltstrategien bei Fehlern
- Funktionen zur Kühlung des elektrischen Antriebs und der Batterie

Eine Beschreibung dieser Zusatzfunktionen ist kein Bestandteil dieser Arbeit.



Weiterhin wird in dieser Arbeit eine Programmablaufsteuerung mit *Interrupt Requests*¹¹ verwendet, mit deren Hilfe die Totzeiten der Signalübertragung minimiert werden können. Die Steuerung des Programmablaufs durch Interrupts wird in Kapitel 7.1. beschrieben.

2.1.4 Umsetzung im Versuchsfahrzeug

Sowohl eine Analyse des Systemverhaltens als auch eine Validierung der Funktionen sind nur bis zu einem gewissen Grad durch eine SiL-Simulation effektiv darstellbar. Ab einer gewissen geforderten Trennschärfe steigt der Modellbildungsaufwand für das Simulationsmodell überproportional an (Abbildung 2-2). Ohne den Abgleich mit einem Versuchsfahrzeug kann darüber hinaus nicht abschließend sichergestellt werden, dass das Simulationsmodell die realen Zusammenhänge korrekt beschreibt.

Aus diesen Gründen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Versuchsfahrzeug aufgebaut, mit dessen Hilfe das Verhalten des unregulierten Systems in Kapitel 4.2 analysiert und die entwickelten Funktionen in Kapitel 7 validiert werden können. Eine Beschreibung des Versuchsfahrzeugs erfolgt in Kapitel 2.3.

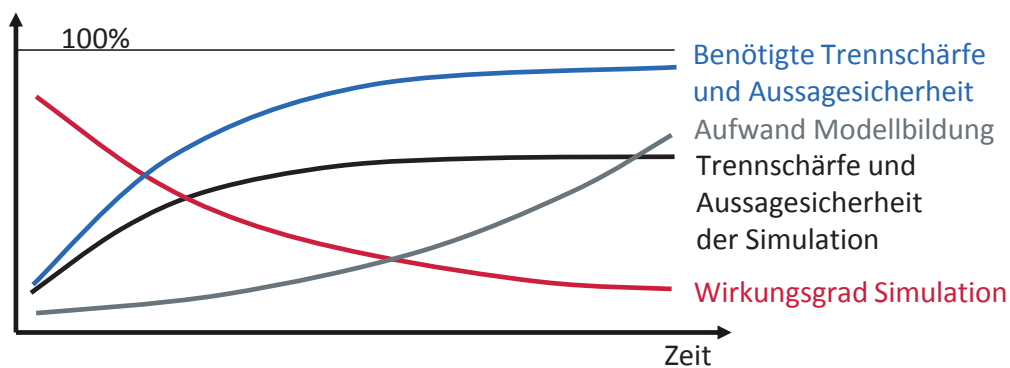


Abbildung 2-2: Wirkungsgrad der Simulation im Entwicklungsprozess nach HEIBING [Hei07]

2.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit ist in Abbildung 2-3 dargestellt. Ausgehend von den beiden wesentlichen Elementen der Entwicklungsumgebung – dem Versuchsfahrzeug und dem daraus abgeleiteten Simulationsmodell – wird in Kapitel 3 ein lineares Zustandsraummodell des elektrischen Antriebsstrangs entwickelt.

Auf Basis ausgewählter Manöver wird in Kapitel 4 das Verhalten des elektrischen Antriebsstrangs analysiert. Die Analyse erfolgt mit Hilfe von Messungen mit dem realen Versuchsfahrzeug (Kapitel 4.2) und von Simulationen in der SiL-Umgebung (Kapitel 4.3) sowie Untersuchungen mit dem linearen Zustandsraummodell (Kapitel 4.4).

¹¹ Durch einen *Interrupt Request* wird der Programmablauf kurzzeitig unterbrochen, um eine *Interrupt-Service-Routine* auszuführen [Rei09, S. 44f].



Aufbauend auf der Analyse werden der Regler zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen (Kapitel 5) sowie die Control Allocation zur Aufteilung des Bremsmoments auf hydraulische Reibungsbremse und elektrischen Einzelradantrieb (Kapitel 6) entwickelt. Die Validierung beider Funktionen im Fahrversuch erfolgt in Kapitel 7.

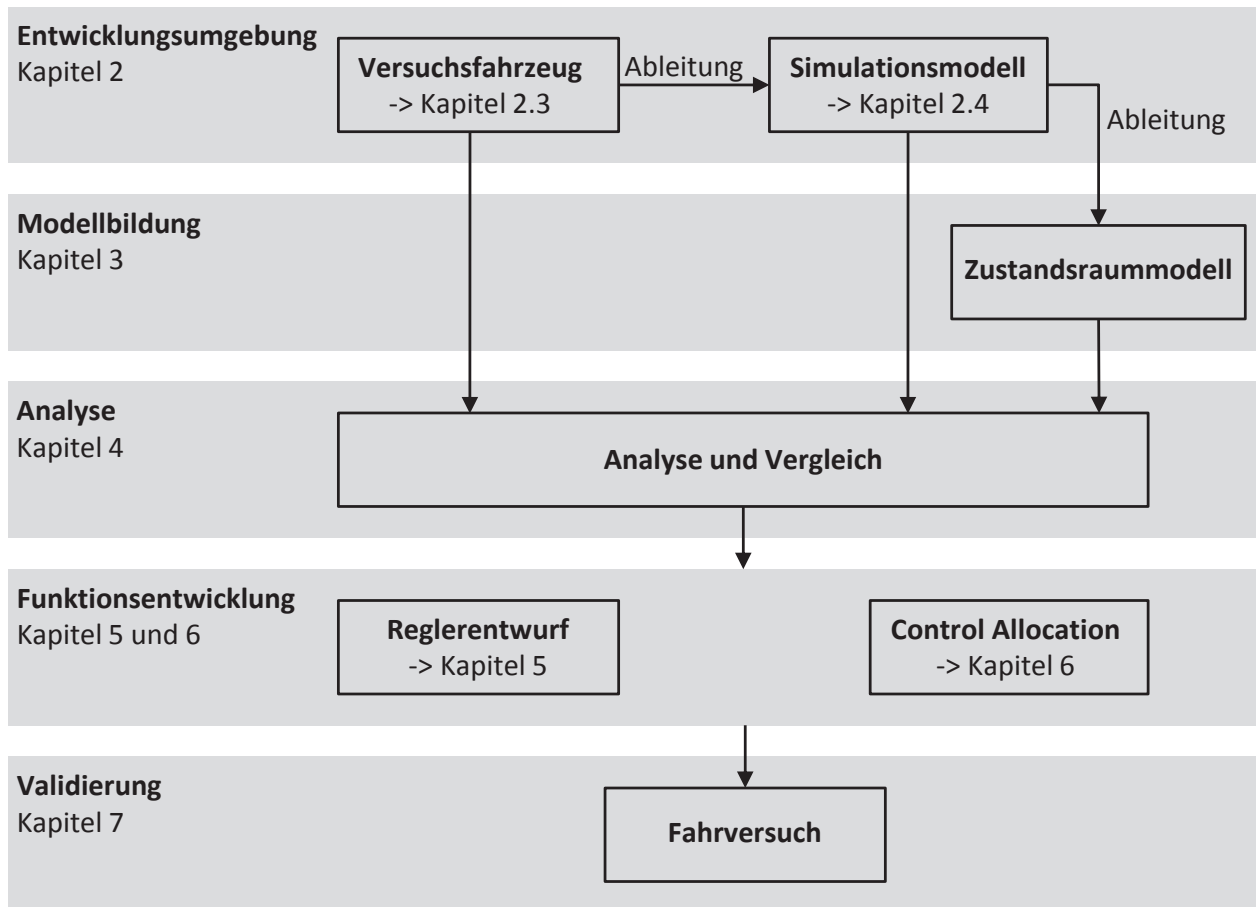


Abbildung 2-3: Aufbau der Arbeit

In den folgenden Kapiteln 2.3 und 2.4 werden die Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs und des daraus abgeleiteten Simulationsmodells beschrieben.



2.3 Versuchsfahrzeug

2.3.1 Basisfahrzeug und ESP

Das Versuchsfahrzeug basiert auf einem Audi A8 der vierten Generation mit verbrennungsmotorischem Frontantrieb (Abbildung 2-4). Der verbrennungsmotorische Antriebsstrang an der Vorderachse und die hydraulische Betriebsbremsanlage sind im Versuchsfahrzeug gegenüber dem Serienfahrzeug nicht modifiziert. Für alle Fahrversuche wird die Serienbereifung Goodyear Efficient Grip 235/55 R18 verwendet. Das Leergewicht des Versuchsfahrzeugs erhöht sich durch den zusätzlich eingebauten elektrischen Antriebsstrang um ca. 400 kg gegenüber dem Basisfahrzeug und beträgt 2380 kg. Da das zusätzliche Gewicht überwiegend auf der Hinterachse angeordnet ist, verschiebt sich der Schwerpunkt gegenüber dem Serienfahrzeug nach hinten und es ergibt sich eine Gewichtsverteilung mit 49,6 % Vorderachslast und 50,4 % Hinterachslast. Das Versuchsfahrzeug besitzt Luftfedern mit automatischer Niveauregulierung an beiden Achsen, wodurch der Einfederungszustand trotz geänderter Achslasten konstant gehalten werden kann. Um die Integration des elektrischen Antriebsstrangs zu ermöglichen, wurde die Spurweite an der Hinterachse um 40 mm auf 1,67 m verbreitert (Kapitel 2.3.2).



Abbildung 2-4: Versuchsfahrzeug

Im Serienfahrzeug kommt ein ESP der Generation 8 der Robert Bosch GmbH zum Einsatz. Der Aufbau des Hydroaggregats ist in Abbildung 2-5 dargestellt. Es besteht aus dem Hydraulikblock (5) mit den Magnetventilen (4), den Kolbenpumpen (7) für die beiden Bremskreise, den Niederdruckspeichern (8) und dem Drucksensor (9). Der Gleichstrommotor (6) zum Antrieb beider Pumpen ist ebenso wie die Spulen (3) und das Spulenstanzgitter (2) direkt am



Hydraulikblock angeflanscht. Das Steuergerät (1) ist als Anbausteuergerät ausgeführt und ebenfalls direkt am Hydraulikblock angeschraubt [Rei10].

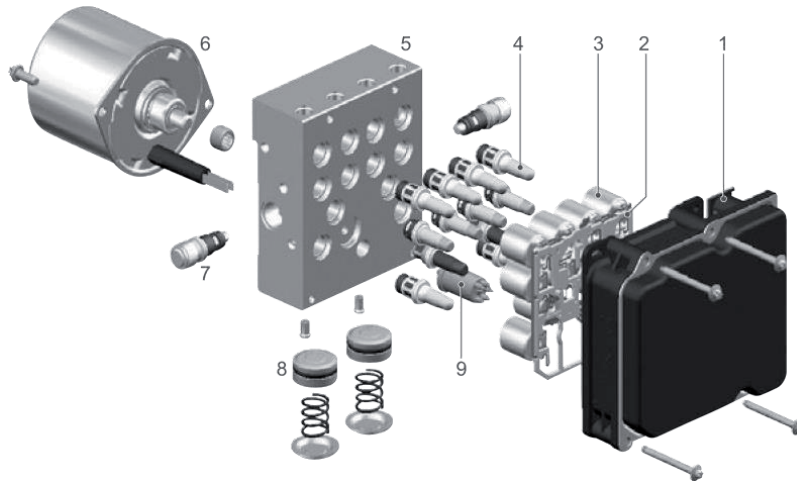


Abbildung 2-5: ESP 8 Hydroaggregat [Rei10, S. 142]

Das ESP des Versuchsfahrzeugs ist gegenüber dem Serienfahrzeug weitestgehend unverändert. Lediglich das Anbausteuergerät (Position 1 in Abbildung 2-5) wird im Versuchsfahrzeug durch einen sogenannten Emulator ersetzt. Der Emulator übernimmt die Aufgabe des Anbausteuergeräts und stellt darüber hinaus zusätzliche Schnittstellen für Mess- und Versuchstechnik bereit. In dieser Arbeit wird der Emulator außerdem dazu verwendet, eine sogenannte Bypass-Schnittstelle im ESP-Steuergerät zu realisieren. Die Beschreibung der Bypass-Schnittstelle und der damit verbundenen Software-Änderungen im ESP-Steuergerät ist Bestandteil von Kapitel 6. Die Verwendung eines konventionellen Bremssystems für die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Funktionen kann zu einer Beeinträchtigung des Pedalgefühls führen (Kapitel 1.1.1). Dieser Nachteil wird zu Gunsten eines verringerten Umbaufwands des Versuchsfahrzeugs in Kauf genommen.

2.3.2 Elektrischer Antrieb an der Hinterachse

Das Versuchsfahrzeug enthält zusätzlich zum verbrennungsmotorischen Antrieb an der Vorderachse einen radnahen elektrischen Einzelradantrieb an der Hinterachse. Dieser elektrische Antrieb ist im Serienfahrzeug nicht enthalten und wurde nachträglich integriert. Die Integration der E-Maschinen des elektrischen Antriebs in den angepassten Hilfsrahmen ist in Abbildung 2-6 dargestellt. Die E-Maschinen sind über vier Lagerstellen im Hilfsrahmen gelagert, der wiederum über vier Lagerstellen an die Karosserie angebunden ist. Die Lagerung des Hilfsrahmens in der Karosserie wird bei allen simulativen und theoretischen Untersuchungen als starr angenommen. Sowohl der elektrische Antrieb als auch die Lagerung des elektrischen Antriebs wurden aus einem bestehenden Projekt der AUDI AG übernommen. Die Seitenwellen, deren Eigenschaften einen maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten des elektrischen Antriebsstrangs haben, sind eine Einzelanfertigung der GKN Driveline Deutschland GmbH. Ihre Eigenschaften sind in Kapitel 3 aufgeführt. Die Auslegung der Seitenwellen erfolgte nach geometrischen Randbedingungen und Festigkeitsanforderungen. Die E-Maschinen sind als Asynchronmaschinen (ASM) mit einer Nennleistung von 112 kW je Rad ausgeführt. In das Gehäuse der E-Maschinen ist je ein Planetengetriebe integriert. Unter



Berücksichtigung der Getriebeübersetzung ergeben sich die in Abbildung 2-7 dargestellten Kennlinien. Das maximale Drehmoment von 2025 Nm pro Rad steht bis zu einer Drehzahl von 55 rad/s (ca. 69 km/h) zur Verfügung. Der elektrische Antrieb kann einen mechanischen 4-Quadranten-Betrieb (Drehrichtungs- und Drehmomentumkehr) darstellen. Die Kennlinien in den vier Quadranten können näherungsweise als symmetrisch angenommen werden [Schr09a, S. 38f]. Die Leistungselektroniken (LE) mit integriertem Steuergerät sind im Kofferraum integriert (Abbildung 2-11). Detailliertere elektrische und mechanische Eigenschaften des elektrischen Antriebs sind in Kapitel 3 aufgeführt.



Abbildung 2-6: Modifizierter Hilfsrahmen mit elektrischem Antrieb

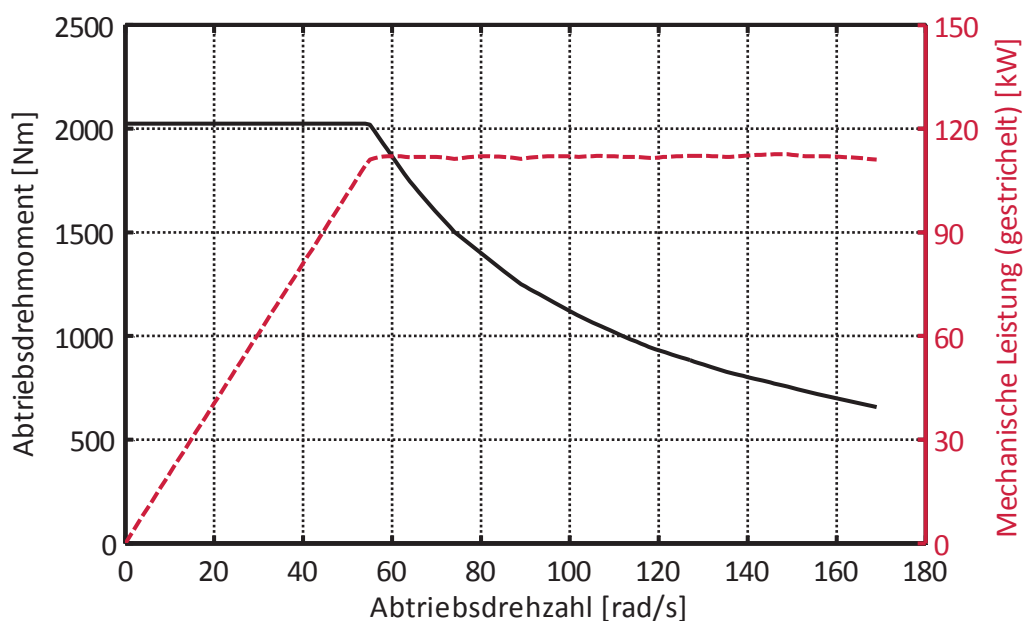


Abbildung 2-7: Kennlinien der E-Maschinen (für ein Rad)



Die Batterie für den elektrischen Antrieb ist eine Einzelanfertigung der GAIA Akkumulatorenwerke GmbH. Sie besteht aus einer Reihenschaltung von 123 Lithium-Eisenphosphat Zellen. Die nominelle Gesamtspannung der Batterie beträgt 393,6 V bei einer nominellen Kapazität von 18 Ah.

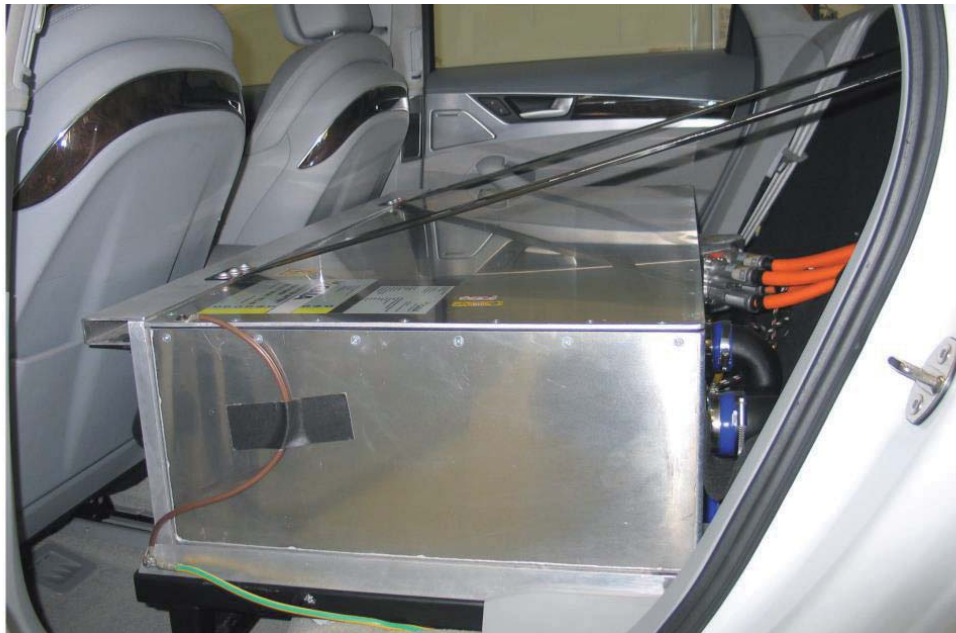


Abbildung 2-8: Batterie für elektrischen Antrieb

Zum Schutz der Zellen ist der maximale Ladestrom auf 400 A und der maximale Entladestrom auf 800 A begrenzt. Dadurch ergibt sich ein nomineller Leistungsbereich von 315 kW motorisch bzw. 157 kW generatorisch für die E-Maschinen, der durch die Batterie abgedeckt werden kann. Ein gleichzeitiger Betrieb beider E-Maschinen mit maximaler generatorischer Leistung kann somit nicht dargestellt werden.

Die Integration der Batterie in das Versuchsfahrzeug erfolgt an Stelle der hinteren Sitzreihe (Abbildung 2-8). Das Batteriemanagementsystem (BMS) zur Steuerung der Batterie ist im Gehäuse der Batterie integriert.

2.3.3 Sensoren und Messtechnik

Für die in Kapitel 5 und 6 entwickelten Funktionen werden ausschließlich Sensoren benötigt, die im Fahrzeug bzw. im elektrischen Antriebsstrang standardmäßig vorhanden sind. Dies sind die ESP-Raddrehzahlsensoren an den Rädern der Hinterachse sowie die Abtriebsdrehzahlsensoren der E-Maschinen. Die Drehzahlsensoren sind als *aktive* Sensoren ausgeführt und stellen direkt am Sensorausgang ein pulsweitenmoduliertes Signal (PWM-Signal) zur Verfügung [Rei10, S. 99ff]. Die Eigenschaften der Drehzahlsensoren sind in Kapitel 7.1.1.2. aufgeführt.

Neben den Drehzahlsensoren kommen im Versuchsfahrzeug Bremsdrucksensoren an den vier Radzylindern und Dehnmessstreifen zur Erfassung der Torsionsmomente an den Seitenwellen der Hinterachse zum Einsatz. Diese Sensoren werden für die entwickelten Funktionen nicht benötigt und dienen ausschließlich der Analyse der Fahrversuche. Die Drehmomentmesstechnik der Manner Sensortelemetrie GmbH überträgt die digitalen Drehmomentin-



formationen berührungslos von den Seitenwellen zu den am Fahrzeug befestigten Statorantennen. Die Auswertung und Aufbereitung der Daten erfolgt durch Messverstärker im Kofferraum des Versuchsfahrzeugs (Abbildung 2-10 und Abbildung 2-11). Die Messwellen erfassen nur den Steifigkeitsanteil des Wellenmoments. Aufgrund der geringen Materialdämpfung wird im Folgenden aber näherungsweise davon ausgegangen, dass der gemessene Wert dem gesamten Torsionsmoment der Seitenwelle entspricht.



Abbildung 2-9: Aktiver ESP-Drehzahlsensor [Rei10, S. 99]

Die Bewegung des gemeinsamen Gehäuses der beiden E-Maschinen relativ zur Karosserie wird durch vier Potentiometer an den vier Lagerstellen des Gehäuses erfasst. Die Auswertung der analogen Signale erfolgt direkt in der MABX. Die Potentiometer erfassen die Bewegung der E-Maschine in z-Richtung (Fahrzeughochrichtung) an den vier Lagerstellen. Aus diesen Werten wird die für die Untersuchungen relevante Rotationsbewegung des Gehäuses um die Drehachse der E-Maschinen abgeleitet.

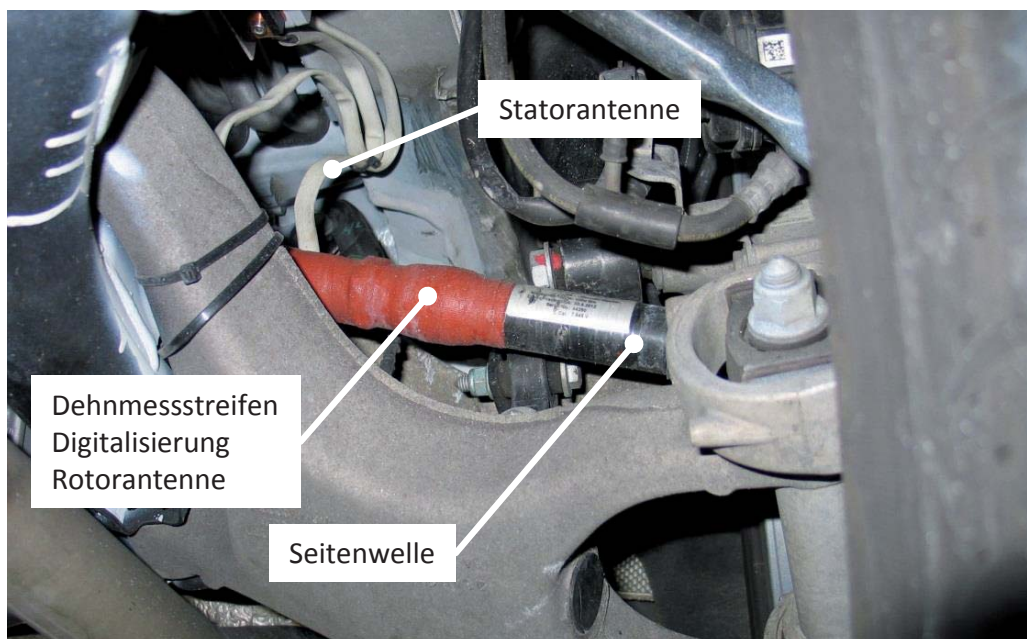


Abbildung 2-10: Seitenwelle mit Drehmomentmessung

Die zentrale Schnittstelle zur Erfassung, Aufbereitung und Aufzeichnung aller Sensordaten im Versuchsfahrzeug ist eine MicroAutoBox II 1401/1511/1512 (MABX) der dSpace GmbH. Die Anordnung der Messtechnik sowie der Leistungselektroniken des elektrischen Antriebs im Kofferraum des Versuchsfahrzeugs ist in Abbildung 2-11 dargestellt. Die Anbindung der Sensoren an die MABX sowie die Vernetzung der einzelnen Steuergeräte im Versuchsfahrzeug ist im folgenden Kapitel 2.3.4 dargestellt.

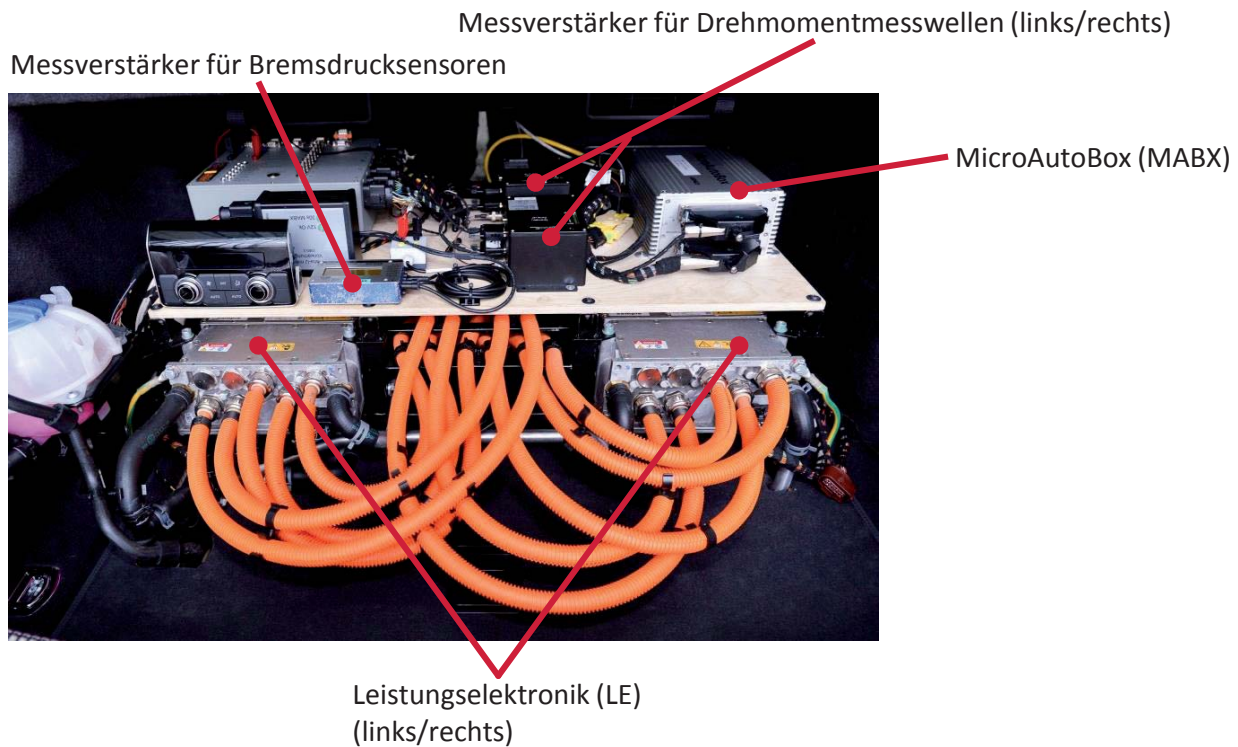


Abbildung 2-11: Mess- und Versuchstechnik

2.3.4 Vernetzungsarchitektur

Die Vernetzungsarchitektur des Versuchsfahrzeugs ist in Abbildung 2-12 dargestellt. Da es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war, die entwickelten Funktionen direkt auf dem ESP-Emulator oder den Leistungselektroniken auszuführen, wurde eine sternförmige Vernetzungsarchitektur mit der MABX im Zentrum gewählt. Alle in dieser Arbeit entwickelten Funktionen werden auf der MABX ausgeführt. Die dadurch unvermeidlich entstehenden Latenzzeiten durch die Signalübertragung werden für die kritischen Pfade (rot dargestellt) durch verschiedene Maßnahmen so gering wie möglich gehalten:

- Die beiden Leistungselektroniken sind über je einen eigenen CAN-Bus¹² an die MABX angebunden. Dies ermöglicht eine Übertragung der Drehzahlinformationen an die MABX sowie eine Übertragung des Stellbefehls an die LE mit einer Zykluszeit von 1 ms.
- Die PWM-Signale der ESP-Raddrehzahlsensoren werden durch den ESP-Emulator durchgeschleift und direkt in die MABX eingelesen. Die Latenzzeit der Signalübertragung kann dabei auf ein vernachlässigbares Minimum reduziert werden.
- Die LVDS-Schnittstelle¹³ ermöglicht einen direkten Lese- und Schreibzugriff auf einzelne Speicherbereiche des ESP-Emulators. Die Latenzzeit der Signalübertragung der Bypass-Schnittstelle kann dadurch auf ein vernachlässigbares Minimum in der Größenordnung weniger Mikrosekunden reduziert werden.

¹² CAN (Controller Area Network) ist ein Bussystem für Kraftfahrzeuge [Rei09, S. 14ff]

¹³ LVDS (Low Voltage Differential Signalling) ist ein Standard für die *physikalische Schicht* einer digitalen Kommunikationsschnittstelle (vergleiche auch [Rei09, S. 3f])

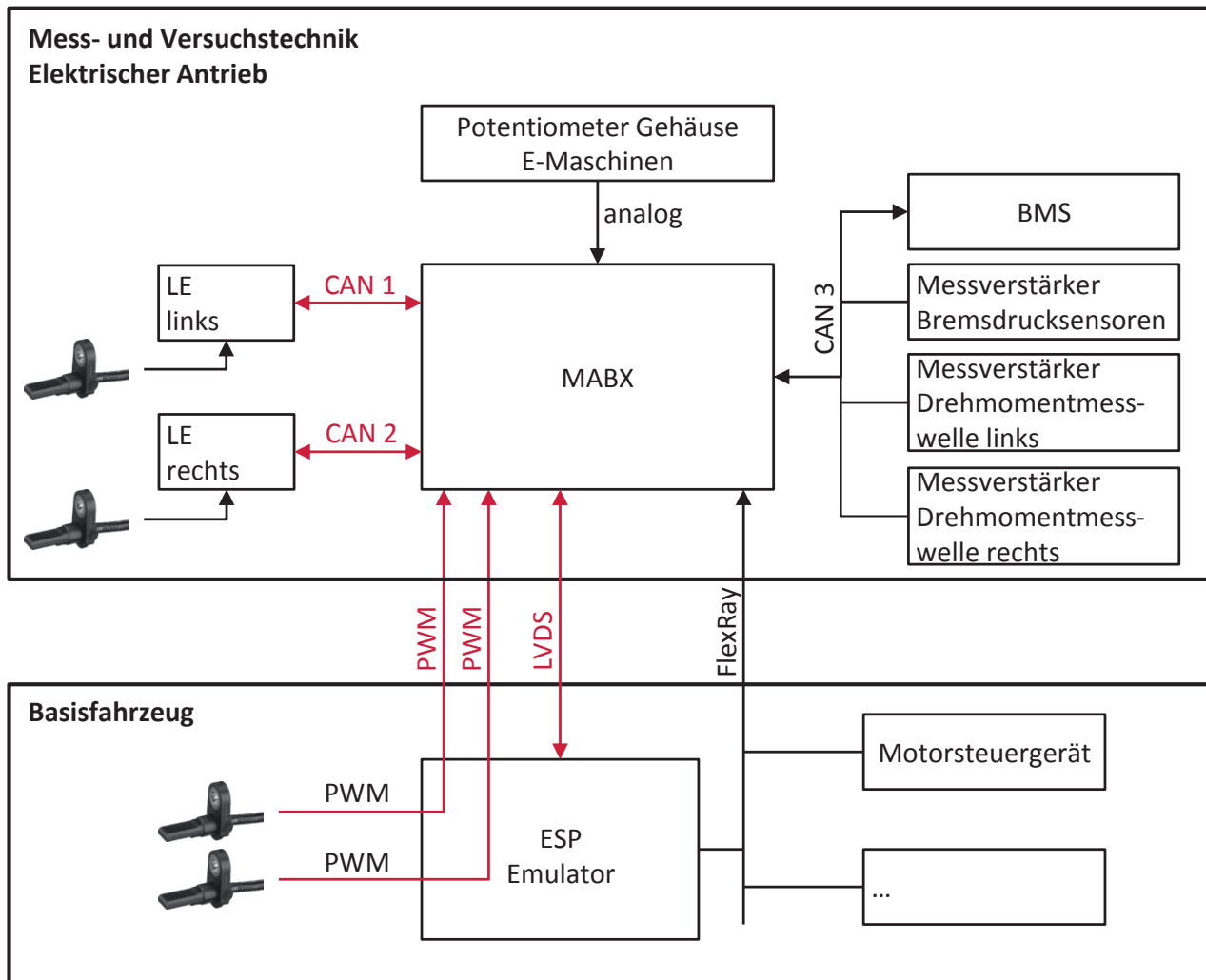


Abbildung 2-12: Vernetzungsarchitektur des Versuchsfahrzeugs

Zur Minimierung der Latenzzeiten ist auch eine optimierte Implementierung der entwickelten Funktionen nötig. Diese ist Bestandteil von Kapitel 7.1.2.

Die Bremsdrücke und die Drehmomente der Seitenwellen werden über CAN mit einer Zykluszeit von 5 ms bzw. 2,4 ms in die MABX eingelesen. Eine Anbindung der MABX an den FlexRay¹⁴ des Basisfahrzeugs ermöglicht das Einlesen weiterer Informationen, beispielsweise der Gaspedalstellung.

In Abbildung 2-12 ist nur der für den Kern dieser Arbeit relevante Teil der Schnittstellen des Versuchsfahrzeugs dargestellt. Nicht dargestellt sind unter anderem sämtliche Schnittstellen, die zur Klimatisierung der Batterie und zur Kühlung des elektrischen Antriebs vorhanden sind.

Im folgenden Kapitel werden die Eigenschaften des aus dem Versuchsfahrzeug abgeleiteten Simulationsmodells beschrieben.

¹⁴ FlexRay ist ein Bussystem für Kraftfahrzeuge [Rei09, S. 23ff]



2.4 Simulationsmodell

2.4.1 Grundlagen

Das in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell des Fahrzeugs hat die Aufgabe, im Rahmen der SiL-Simulation (Kapitel 2.1.2) ein längsdynamisches Bremsmanöver mit ABS-Regelung realitätsnah abzubilden.

Verwendete Modellierungsarten

Das Simulationsmodell ist vollständig im Programmpaket MATLAB/Simulink der Firma MathWorks implementiert. Dabei kommen unterschiedliche Modellierungsformen zum Einsatz:

- Modellierung von Differentialgleichungen, algebraischen Gleichungen und anderen mathematischen und logischen Zusammenhängen durch Signalflusspläne mit unidirektionalen, gerichteten Verbindungen (z.B. bei Fahrwerk und Karosserie)
- Physikalische Modellierung von Teilsystemen durch Schaltpläne mit bidirektionalen, logischen Verbindungen mit Hilfe der Simulink-Toolbox Simscape (bei Antriebssträngen)
- Einbindung von „black-box“-Modellen als sogenannte S-Functions (bei Reifen und Bremssystem)

Mechanische Struktur und Freiheitsgrade

Die Karosserie des Simulationsmodells besitzt translatorische Freiheitsgrade in Fahrzeuglängsrichtung (x-Richtung) und Fahrzeughochrichtung (z-Richtung), jedoch keinen translatorischen Freiheitsgrad in Fahrzeugquerrichtung (y-Richtung). Das Simulationsmodell ist somit nur zur Darstellung von längs- und vertikaldynamischen Fahrmanövern geeignet.

Rotatorische Freiheitsgrade sind für die Karosserie um die Wankachse (x-Achse) und Nickachse (y-Achse) modelliert. Elemente des Antriebsstrangs besitzen einen rotatorischen Freiheitsgrad um ihre jeweilige Drehachse, jedoch keine translatorischen Freiheitsgrade relativ zur Karosserie. Das Fahrwerk besitzt translatorische Freiheitsgrade in x- und z-Richtung.

Der Reifen stellt die Schnittstelle zwischen Antriebsstrang und dem restlichen Fahrzeug dar und besitzt translatorische Freiheitsgrade in x-Richtung und z-Richtung, sowie einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Raddrehachse.

Die vier Radaufhängungen (Fahrwerke) und Reifen des Fahrzeugs – die sogenannten „Ecken“ – sind getrennt modelliert. Wechselwirkungen zwischen den Ecken des Fahrzeugs werden ausschließlich über die Karosserie und den Antriebsstrang dargestellt. Stabilisatoren sind aufgrund der fehlenden Querkräfte ebenso wie eine Lenkung nicht modelliert. Die Struktur des Simulationsmodells ist in Abbildung 2-13 dargestellt. Auf den Reifen (d.h. den Reifengürtel), das Fahrwerk (d.h. die ungefederten Massen ohne Reifengürtel) und die Karosserie wirkt die Erdbeschleunigung g . Die einzelnen Elemente des Modells werden in den folgenden Kapiteln im Detail beschrieben.

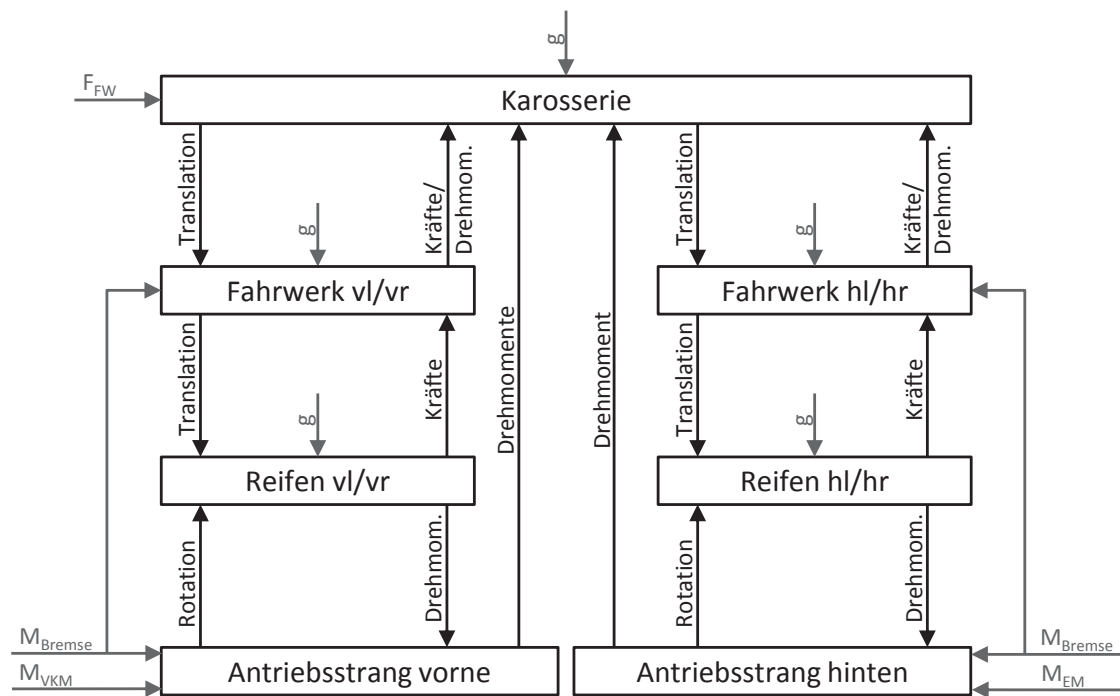


Abbildung 2-13: Struktur der mechanischen Komponenten des Simulationsmodells

Vorzeichenkonventionen

Translatorische Bewegungen in Längsrichtung (x -Richtung) sind positiv definiert, wenn sie nach vorne zeigen. Translatorische Bewegungen in Hochrichtung (z -Richtung) sind positiv definiert, wenn sie nach oben zeigen (vergleiche auch [NORM94]). Rotatorische Bewegungen im Antriebsstrang sind positiv definiert, wenn sie mit einem vorwärts fahrenden Fahrzeug korrelieren.

Äußere Kräfte und Drehmomente sind positiv definiert, wenn sie eine Beschleunigung des Fahrzeugs in positive Bewegungsrichtung bewirken. Äußere Drehmomente werden als entgegengesetzt wirkendes Paar dargestellt, wenn sich die jeweilige Reaktionskraft an einer Fahrzeugkomponente abstützt (z.B. Bremsmomente).

Modellparameter

Das Versuchsfahrzeug ist zu großen Teilen baugleich mit einem Serienfahrzeug der AUDI AG (Kapitel 2.3). Die Modellparameter, die mit dem Serienfahrzeug identisch sind, sind entweder aus Datenblättern und Zeichnungen übernommen oder wurden mit Hilfe standardisierter Versuche oder Mehrkörper-Simulationen durch die AUDI AG ermittelt. Diese Daten unterliegen der Geheimhaltung und werden in dieser Arbeit nicht veröffentlicht. Die Parameter des elektrischen Antriebsstrangs, der kein Bestandteil des Serienfahrzeugs ist, werden in Kapitel 3 aufgeführt.

2.4.2 Fahrwerk

Das Fahrwerk des Simulationsmodells besteht aus vier Einzelradaufhängungen, die bezüglich ihrer Struktur in allen Ecken des Fahrzeugs identisch sind (Abbildung 2-14). Auf den Radträger wirken die über das Radlager eingeleiteten Reifenkräfte $F_{\text{Reifen},x,i}$ und $F_{\text{Reifen},z,i}$ sowie das



Reaktionsmoment der Reibungsbremse $M_{\text{Bremse},i}^{15}$, das sich ebenfalls am Fahrwerk abstützt. Der Index i bezeichnet die i -te Ecke des Fahrzeugs ($i \in \{vl, vr, hl, hr\}$). Die gesamten ungefederten Massen $m_{\text{ungefedert}}$, bestehend unter anderem aus Felge und Reifen (ohne Reifengürtel), werden als Punktmasse dem Radträger zugeordnet.

Die Längskraft des Reifens wird über eine elastische Lagerung in die Karosserie eingeleitet, wobei die Lagerung als lineares Feder-Dämpfer-Element mit der konstanten Steifigkeit c_x und der konstanten Dämpfung d_x modelliert ist.

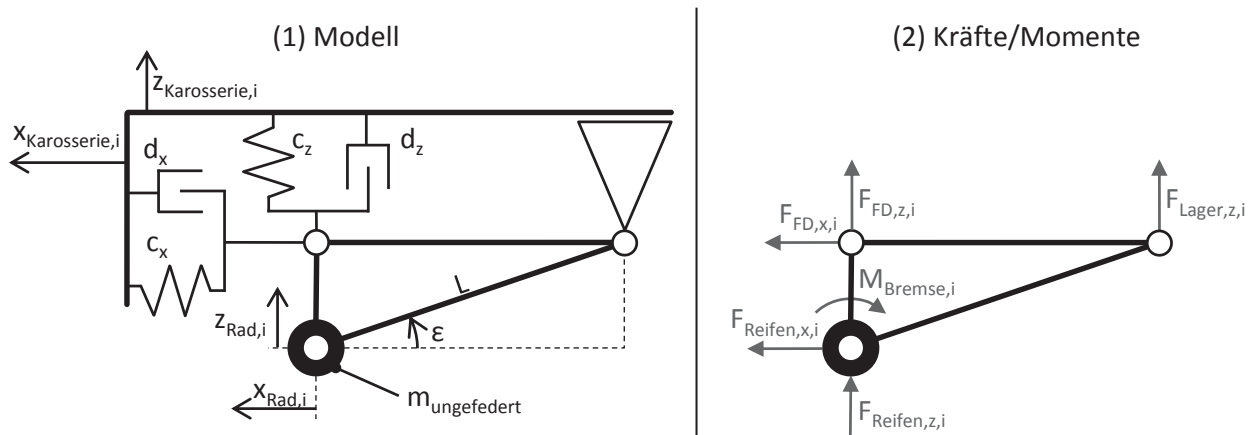


Abbildung 2-14: Simulationsmodell des Fahrwerks für ein Vorderrad

Die Vertikalkraft des Reifens wird zu einem Teil über eine ideal steife Lagerstelle und zum anderen Teil über ein nicht-lineares Feder-Dämpfer Element in die Karosserie eingeleitet. Die vertikale Federsteifigkeit c_z ist eine Funktion des Federwegs. Der vertikale Dämpfungsparameter d_z ist eine Funktion der Dämpfergeschwindigkeit. Die Höhe des Anteils der Vertikalkraft, der über die Lagerstelle direkt in die Karosserie eingeleitet wird, hängt vom Schrägfederungswinkel ϵ und der Pendellänge L ab. Eine Fahrwerksgeometrie dieser Art gewährleistet eine Verringerung der Nickbewegung der Karosserie beim Antreiben und Bremsen [HEG11, S. 24f].

Vereinfachend wird angenommen, dass Schrägfederungswinkel und Pendellänge konstant sind. Dadurch ergibt sich ein System aus Differentialgleichungen und algebraischen Gleichungen gemäß den Formeln (2.1) bis (2.5). An der Hinterachse sind Pendellänge und Schrägfederungswinkel negativ definiert, wenn die Lagerstelle vor und über dem Radmittelpunkt liegt. Die Kräfte aus Feder und Dämpfer können zur resultierenden Kraft F_{FD} zusammengefasst werden.

$$F_{FD,x,i} = (x_{\text{Karosserie},i} - x_{\text{Rad},i})c_x + (\dot{x}_{\text{Karosserie},i} - \dot{x}_{\text{Rad},i})d_x \quad (2.1)$$

$$F_{FD,z,i} = (z_{\text{Karosserie},i} - z_{\text{Rad},i})c_z + (\dot{z}_{\text{Karosserie},i} - \dot{z}_{\text{Rad},i})d_z \quad (2.2)$$

¹⁵ Das Drehmoment der Reibungsbremse M_{Bremse} ist wie alle Drehmomente positiv definiert, wenn es das Fahrzeug antreibt.



$$F_{\text{Lager},z,i} = M_{\text{Bremse},i} \frac{1}{L \cos \epsilon} - F_{\text{FD},x,i} \tan \epsilon \quad (2.3)$$

$$\ddot{x}_{\text{Rad},i} m_{\text{ungefedert}} = F_{\text{Reifen},x,i} + F_{\text{FD},x,i} \quad (2.4)$$

$$\ddot{z}_{\text{Rad},i} m_{\text{ungefedert}} = F_{\text{Reifen},z,i} + F_{\text{FD},z,i} + F_{\text{Lager},z,i} - m_{\text{ungefedert}} g \quad (2.5)$$

Die Reaktionskräfte und -momente der Feder-, Dämpfer- und Lagerkräfte werden in die Karosserie eingeleitet. Wenn diese Reaktionskräfte wie in Abbildung 2-15 dargestellt in den Radmittelpunkt verschoben werden, ergeben sich die mathematischen Zusammenhänge gemäß den Gleichungen (2.6) bis (2.8).

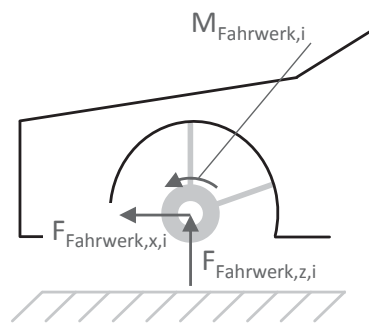


Abbildung 2-15: Reaktionskräfte des Fahrwerks

$$F_{\text{Fahrwerk},x,i} = -F_{\text{FD},x,i} \quad (2.6)$$

$$F_{\text{Fahrwerk},z,i} = -F_{\text{FD},z,i} - F_{\text{Lager},z,i} \quad (2.7)$$

$$M_{\text{Fahrwerk},i} = -F_{\text{FD},x,i} L \sin \epsilon - F_{\text{Lager},z,i} L \cos \epsilon = -M_{\text{Bremse},i} \quad (2.8)$$

2.4.3 Reifen und Fahrbahn

Das Simulationsmodell des Reifens soll das dynamische Reifenverhalten bei stochastischen Fahrbahnunebenheiten und dynamischen Anregungen durch Brems- und Antriebsmomente abbilden. Zur Analyse der Antriebsstrangschwingungen ist hierbei insbesondere der Frequenzbereich bis ca. 15 Hz relevant (vergleiche Untersuchungen in Kapitel 4).

PACEJKA [Pac12, S. 577ff] gibt einen Überblick über das vergleichsweise einfache Reifenmodell *MF-Tyre* und die komplexeren Reifenmodelle *MF-Swift*, *FTire* und *RMOD-K*. *MF-Tyre* ist auf einen Frequenzbereich unter 10 Hz beschränkt und erfüllt somit die genannten Anforderungen nicht. Die drei komplexeren Reifenmodelle erfüllen die Anforderungen, wobei *MF-Swift* durch die Annahme eines starren Reifengürtels das Modell mit dem einfachsten Modellierungsansatz und dem geringsten Rechenzeitbedarf ist. *MF-Swift* hat darüber hinaus den Vorteil, dass vom niederländischen Forschungsinstitut TNO eine Implementierung für Simulink bereitgestellt wird. Aus diesen Gründen wird in dieser Arbeit das Reifenmodell *MF-Swift*



verwendet. Eine weitere Anwendung von MF-Swift für die Simulation von ABS-Bremungen findet sich beispielsweise in [PGSK03].

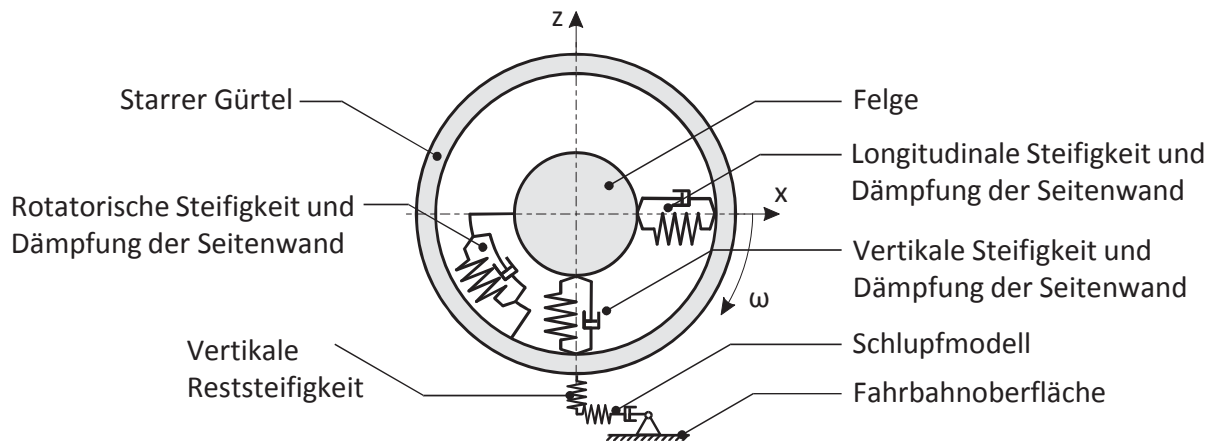


Abbildung 2-16: Simulationsmodell des Reifens nach [Zeg98, S. 155]

Abbildung 2-16 zeigt die Struktur von MF-Swift für die Dynamik des Reifens in der Radebene. Das Reifenmodell kann grundsätzlich auch die Dynamik des Reifens außerhalb der Radebene (z.B. Querkräfte) abbilden. Diese Funktionalität wird im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht verwendet, weil das Fahrzeugmodell diese Freiheitsgrade nicht darstellt. Ebenso werden durch das Fahrzeugmodell weder Radsturz, noch Vorspur oder Lenkwinkel abgebildet, wodurch die Reifenebene immer parallel zur Fahrzeugbewegungsrichtung und senkrecht zur Fahrbahnebene ausgerichtet ist.

Das Modell, mit dem in MF-Swift Straßenunebenheiten abgetastet werden, basiert auf elliptischen Kurven, die sowohl parallel als auch sukzessiv dem Straßenprofil folgen. Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen werden die gemessenen Fahrbahnebenheiten einer realen Straße verwendet. Das Straßenmodell ist zweidimensional (x- und z-Richtung). Wie in Abbildung 2-13 dargestellt erhält das Reifenmodell von Fahrwerk und Antriebsstrang kinematische Größen (translatorische Bewegungen in x- und z-Richtung und die rotatorische Bewegung um die Raddrehachse) und berechnet daraus Kräfte und Drehmomente in den jeweiligen Richtungen. Innerhalb des Reifenmodells wird dabei die Bewegungsdifferentialgleichung des Reifengürtels gelöst. Die übrigen Massen und Trägheitsmomente des Reifens sind der Felge zugeordnet und werden im Fahrwerk durch $m_{\text{ungefedert}}$ bzw. im Antriebsstrang durch Θ_{Rad} berücksichtigt.

Die für das Reifenmodell verwendeten Parameter wurden aus einer standardisierten Vermessung des Goodyear Efficient Grip 235/55 R18 ermittelt. Ein Reifen dieses Typs wird auch im Versuchsfahrzeug verwendet (Kapitel 2.3). Einige Reifenparameter, die für das Verhalten des Antriebsstrangs von besonderer Bedeutung sind, sind in Tabelle 3.6 und Tabelle 3.7 in Kapitel 3 aufgeführt.

Die theoretischen Grundlagen des Reifenmodells werden unter anderem in [Zeg98, BPSJ05, Pac12] beschrieben.



2.4.4 Verbrennungsmotorischer Antriebsstrang

Der verbrennungsmotorische Antriebsstrang an der Vorderachse steht nicht im Fokus dieser Arbeit. Da aber aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung ein Großteil der Bremskraft über die Reibungsbremsen der Vorderräder aufgebracht wird, ist eine realitätsnahe Abbildung des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs in der Simulation notwendig, um realistische Bremswege und ein realistisches Verhalten der ABS-Regelung zu erzielen.

Das Simulationsmodell des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs berücksichtigt deshalb sowohl die Elastizitäten von Seitenwellen und Getriebewelle als auch die Kopplung der Vorderräder durch das Differential und das Übertragungsverhalten des Wandlers. Der Aufbau des Simulationsmodells ist in Abbildung 2-17 dargestellt.

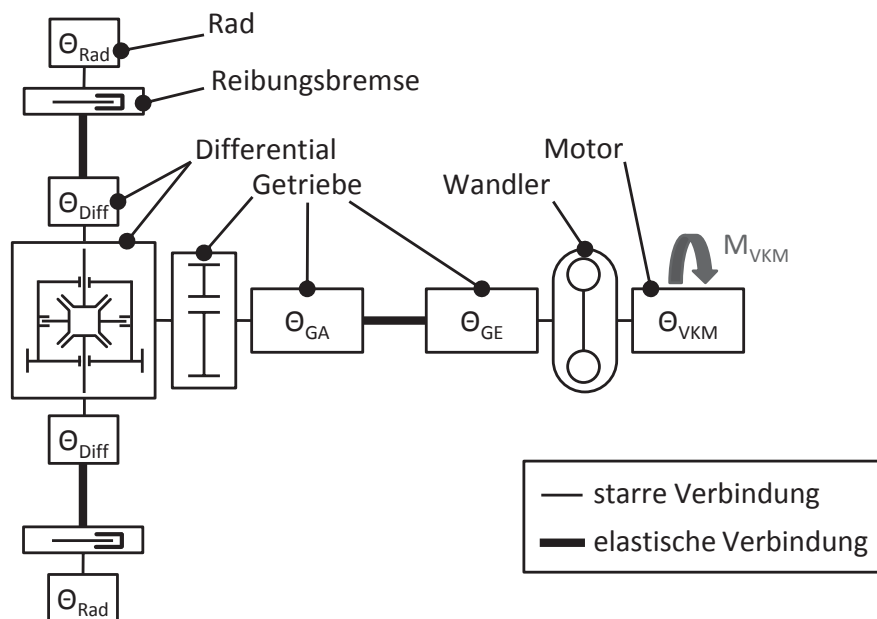


Abbildung 2-17: Simulationsmodell des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang ist physikalisch in Simscape modelliert und besitzt ausschließlich Freiheitsgrade um die Drehachsen der Wellen. Es sind die Trägheitsmomente von Rad (inklusive Reifen ohne Reifengürtel), Differentialabtrieb (Diff), Getriebeausgang (GA), Getriebeeingang (GE) und Verbrennungskraftmaschine (VKM) modelliert. Die Trägheitsmomente des Getriebes sind auf die Getriebeeingangsdrehzahl bezogen.

Die Reaktionsmomente aller Übertragungselemente werden ebenso wie das äußere Drehmoment M_{VKM} an der Karosserie abgestützt (Kapitel 2.4.6). Das Drehmoment der Reibungsbremse wird am Fahrwerk der jeweiligen Ecke abgestützt (Kapitel 2.4.2).

Das Getriebe berücksichtigt die gesamte wirksame Übersetzung i_{ges} abhängig von der gewählten Gangstufe. Ein Gangwechsel während eines Manövers wird nicht dargestellt.

Das Drehmoment und die Dynamik der VKM werden über eine Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie und ein Verzögerungsglied 1. Ordnung angenähert. Das Übertragungsverhalten des hydrodynamischen Wandlers wird durch ein entsprechendes Element der Simscape-Bibliothek abgebildet.



2.4.5 Antriebsstrang an der Hinterachse

In Abbildung 2-18 ist der Aufbau des Simulationsmodells des Antriebsstrangs an der Hinterachse dargestellt. Als umschaltbare Varianten werden im Simulationsmodell sowohl der nicht-angetriebene Antriebsstrang des Serienfahrzeugs als auch der elektrische Antriebsstrang des umgebauten Versuchsfahrzeugs abgebildet.

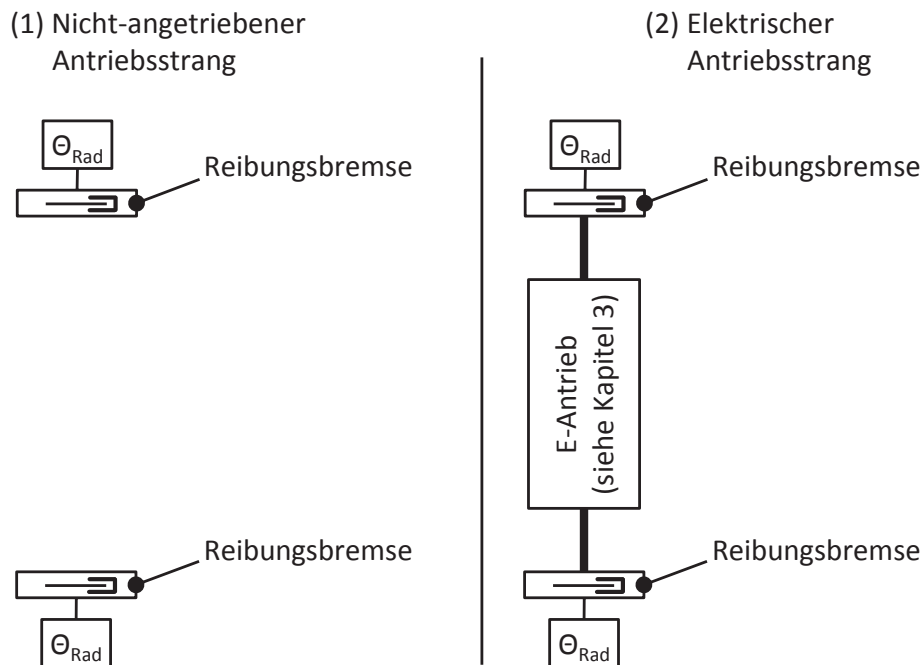


Abbildung 2-18: Simulationsmodelle des hinteren Antriebsstrangs

Das Simulationsmodell des elektrischen Antriebsstrangs ist ein physikalisches Simscape-Modell mit Freiheitsgraden um die Drehachsen der Wellen. Es ist hinsichtlich der Modellbildung und der zu Grunde liegenden Gleichungen identisch mit der linearisierten Beschreibung des elektrischen Antriebsstrangs auf Gleichungsebene in Kapitel 3. Für die Eigenschaften des elektrischen Antriebsstrangs wird deshalb auf die entsprechenden Abschnitte in Kapitel 3 verwiesen:

- Übertragungsverhalten der E-Maschinen: Kapitel 3.2
- Getriebe und elastische Lagerung der E-Maschinen: Kapitel 3.3
- Seitenwellen und Trägheitsmomente auf der Radseite: Kapitel 3.4

Das Drehmoment der E-Maschinen wird im Simulationsmodell durch die entsprechenden Grenzkurven limitiert (Abbildung 2-7). Das Reaktionsmoment der Lagerung der E-Maschinen wird an der Karosserie abgestützt (Kapitel 2.4.6). Das Drehmoment der Reibungsbremse wird am Fahrwerk der jeweiligen Ecke abgestützt (Kapitel 2.4.2).



2.4.6 Karosserie

Die Karosserie ist als starrer Körper modelliert. Sie hat translatorische Freiheitsgrade in Längsrichtung (x-Richtung) und vertikaler Richtung (z-Richtung) sowie rotatorische Freiheitsgrade um die Wankachse (x-Achse) und Nickachse (y-Achse).

Auf die Karosserie wirken die vom Fahrwerk eingeleiteten Kräfte $F_{\text{Fahrwerk},x}$ und $F_{\text{Fahrwerk},z}$ aller vier Ecken sowie die Fahrwiderstandskraft F_{FW} ein. Zusätzlich werden sowohl durch das Fahrwerk als auch durch die Abstützung der Antriebsstränge Drehmomente in die Karosserie eingeleitet. Die Drehmomente, die Kräfte und die zugehörigen Hebelarme um den Schwerpunkt (SP) sind in Abbildung 2-19 und Abbildung 2-20 dargestellt. Die Hebelarme werden als konstant angenommen. Die translatorischen und rotatorischen Bewegungsdifferentialgleichungen der Karosserie ergeben sich gemäß den Gleichungen (2.9) bis (2.12). Aus der auf den Schwerpunkt bezogenen Karosseriebewegung können die Bewegungen an den einzelnen Ecken des Fahrzeugs berechnet werden.

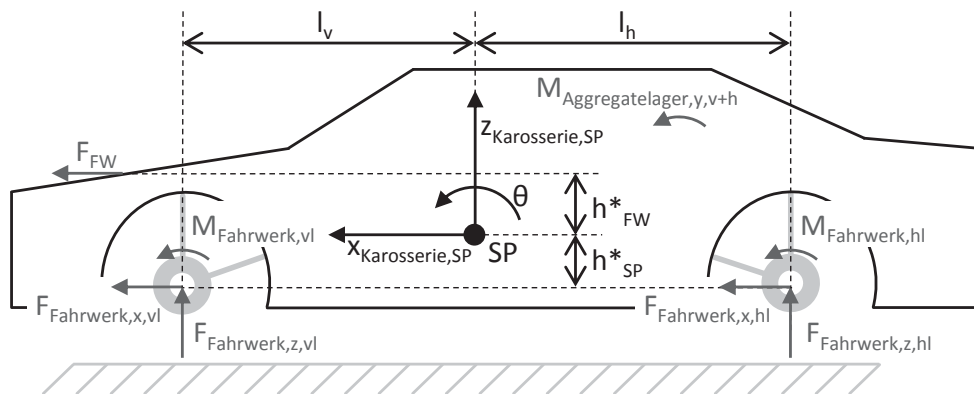


Abbildung 2-19: Simulationsmodell der Karosserie in der x-z-Ebene (von links)

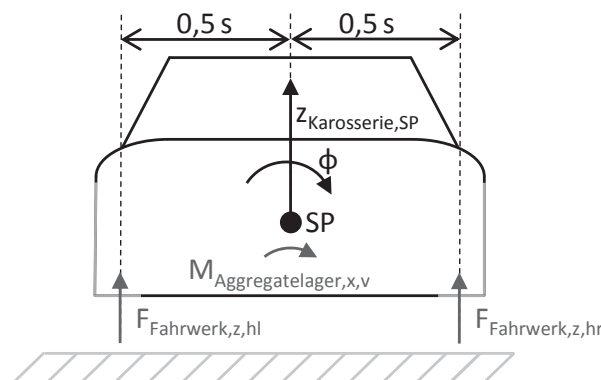


Abbildung 2-20: Simulationsmodell der Karosserie in der y-z-Ebene (von hinten)

$$\ddot{x}_{\text{Karosserie,SP}} m_{\text{Karosserie}} = \left(\sum_{i=\{\text{vl, vr, hl, hr}\}} F_{\text{Fahrwerk},x,i} \right) + F_{\text{FW}} \quad (2.9)$$

$$\ddot{z}_{\text{Karosserie,SP}} m_{\text{Karosserie}} = \left(\sum_{i=\{\text{vl, vr, hl, hr}\}} F_{\text{Fahrwerk},z,i} \right) - m_{\text{Karosserie}} g \quad (2.10)$$



$$\ddot{\theta}_{\text{Karosserie},y} = \left(\sum_{i=\{vl, vr, hl, hr\}} M_{\text{Fahrwerk},i} \right) + \left(\sum_{i=\{v, h\}} M_{\text{Aggregatelager},y,i} \right) - \left(\sum_{i=\{vl, vr, hl, hr\}} F_{\text{Fahrwerk},x,i} \right) h_{\text{SP}}^* - \left(\sum_{i=\{vl, vr\}} F_{\text{Fahrwerk},z,i} \right) l_v + \left(\sum_{i=\{hl, hr\}} F_{\text{Fahrwerk},z,i} \right) l_h + F_{\text{FW}} h_{\text{FW}}^* \quad (2.11)$$

$$\ddot{\phi}_{\text{Karosserie},x} = M_{\text{Aggregatelager},x,v} + \left(\sum_{i=\{vl, hl\}} F_{\text{Fahrwerk},z,i} \right) \frac{s}{2} - \left(\sum_{i=\{vr, hr\}} F_{\text{Fahrwerk},z,i} \right) \frac{s}{2} \quad (2.12)$$

2.4.7 Bremssystem und ESP

Das Versuchsfahrzeug hat ein konventionelles hydraulisches Bremssystem bestehend aus Bremspedal, Hauptbremszylinder mit Bremskraftverstärker, ESP-Steuergerät mit Hydroaggregat, Bremsleitungen und Radzylinder mit Scheibenbremsen [Rei10, S. 82].

Alle Elemente des Bremssystems vom Druck im Hauptbremszylinder (HZ) bis zum Druck in den Radzylindern (RZ) werden im Simulationsmodell innerhalb eines black-box-Modells (einer sogenannten „SoftECU“) abgebildet, das von der Bosch Engineering GmbH für diese Arbeit zur Verfügung gestellt wurde. Diese SoftECU bildet sowohl das hydraulische Übertragungsverhalten von Leitungen, Pumpen und Ventilen ab, als auch die ABS- bzw. ESP-Algorithmen des realen Steuergeräts (Kapitel 2.3).

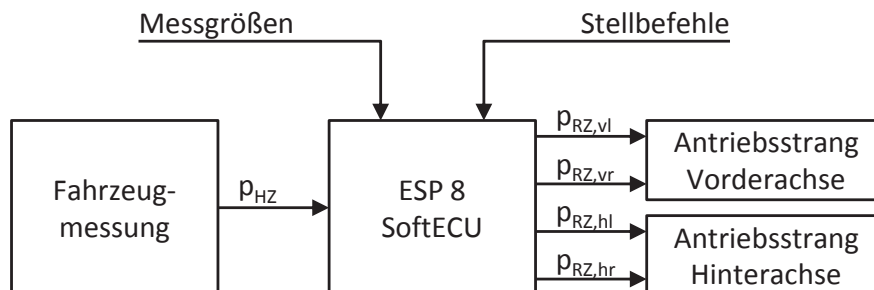


Abbildung 2-21: Simulationsmodell des Bremssystems

Die SoftECU erhält den Druck im Hauptbremszylinder p_{HZ} als Eingangsgröße. Da die Dynamik des Druckaufbaus im Hauptbremszylinders bei einer Vollbremsung einen großen Einfluss auf die ABS-Regelung und den Bremsweg hat, wird für die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen der von einem professionellen Testfahrer aufgebrachte und gemessene Druckverlauf verwendet. Als weitere Eingänge erhält die SoftECU Messgrößen (z.B. Raddrehzahlen) und Stellbefehle der Control Allocation (Kapitel 6).

Die Ausgänge der SoftECU sind die Drücke in den vier Radzylindern. Diese werden an die Simulationsmodelle der Antriebsstränge übergeben (Kapitel 2.4.4 und Kapitel 2.4.5). Der Aufbau des Simulationsmodells des Bremssystems ist in Abbildung 2-21 dargestellt.



2.4.8 Simulation einer ABS-Bremmung

An Hand einer exemplarischen Simulation einer ABS-Bremmung soll gezeigt werden, inwieweit das Simulationsmodell geeignet ist, das Fahrzeugverhalten für dieses Manöver realitätsnah abzubilden. Um eine Vergleichbarkeit mit konventionellen Fahrzeugen zu ermöglichen, wird für diese Untersuchung das unmodifizierte Serienfahrzeug ohne elektrischen Antrieb an der Hinterachse verwendet (Variante (1) in Abbildung 2-18). Dadurch können die Ergebnisse der Simulation direkt mit vorhandenen Messungen des Serienfahrzeugs, die von einem Testfahrer der AUDI AG durchgeführt wurden, verglichen werden.

Der Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe wurde im Simulationsmodell auf 80 % des Normwerts von 0,43 reduziert, um das Simulationsmodell an das Versuchsfahrzeug anzupassen. Diese Anpassung liegt im Rahmen der üblichen temperatur- und verschleißabhängigen Schwankungsbreite der Reibpaarung. Die Gänge des Automatikgetriebes werden im Versuchsfahrzeug während der Bremsung schrittweise durchgeschaltet. Im Simulationsmodell wird aufgrund der Modelllimitierungen während der gesamten Bremsung der vierte Gang verwendet. Im Folgenden wird die linke Fahrzeugseite ausgewertet.

Der Vergleich der Raddrehzahlen (Abbildung 2-22a und b) zeigt eine gute Übereinstimmung der Raddrehzahlschwankungen in Simulation und Fahrversuch. Die Schwankungsbreite der Raddrehzahlen ist ein Maß für die Abweichung vom Ziel-Bremsschlupf $\lambda_{B,Z}$ (Kapitel 1.2.2) und somit ein Maß für die Regelgüte des ABS. Aufgrund der benötigten Anpassungsphasen (Kapitel 1.2.5) sind zumindest an der Hinterachse gewisse Raddrehzahlschwankungen jedoch unvermeidbar und durchaus gewollt. Auch an der Vorderachse führt das „Herantasten“ an den unbekanntem Ziel-Bremsschlupf $\lambda_{B,Z}$ zu gewissen Raddrehzahlschwankungen, die nicht vollständig vermieden werden können.

Im Fahrversuch tritt abweichend von der Simulation ein vorzeitiger Radstillstand („Blockieren“) an der Hinterachse bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 5 km/h auf. In diesem Geschwindigkeitsbereich ist die Aussagekraft der verwendeten Raddrehzahlsensoren allerdings bereits eingeschränkt (vergleiche auch Kapitel 7.1.1.2).

Die Auswertung der vertikalen Reifenkräfte in der Simulation (Abbildung 2-22c) zeigt die dynamische Achslastverlagerung und die Anregung durch die stochastischen Fahrbahnunebenheiten, die im Simulationsmodell des Reifens abgebildet werden.

In Abbildung 2-23 sind die Bremsdrücke während der ABS-Bremmung dargestellt. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung des mittleren Bremsdruckniveaus und der geregelten Bremsdruckschwankungen in Simulation und Fahrversuch. Der Druckverlauf im Hauptbremszylinder (HZ) ist zu Beginn in Simulation und Fahrversuch identisch, um den Bremsdruckaufbau durch den Fahrer in der Simulation korrekt abzubilden. Eine Sekunde nach Bremsbeginn wird der Druck im HZ in der Simulation konstant gehalten, damit auch Bremsmanöver simuliert werden können, die länger als die Fahrzeugmessung andauern. In der Fahrzeugmessung unterliegt der Bremsdruck im HZ während des Manövers einer gewissen Schwankung (nicht dargestellt), die jedoch keinen Einfluss auf die ABS-Regelung hat.

An den Bremsdruckverläufen der Radzylinder (RZ) (Abbildung 2-23b) sind die zyklischen Anpassungsphasen (Druckhaltephasen) in Simulation und Fahrversuch zu erkennen. Diese Phasen werden beim ESP 8 zur Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit benötigt (Kapitel 1.2.5).

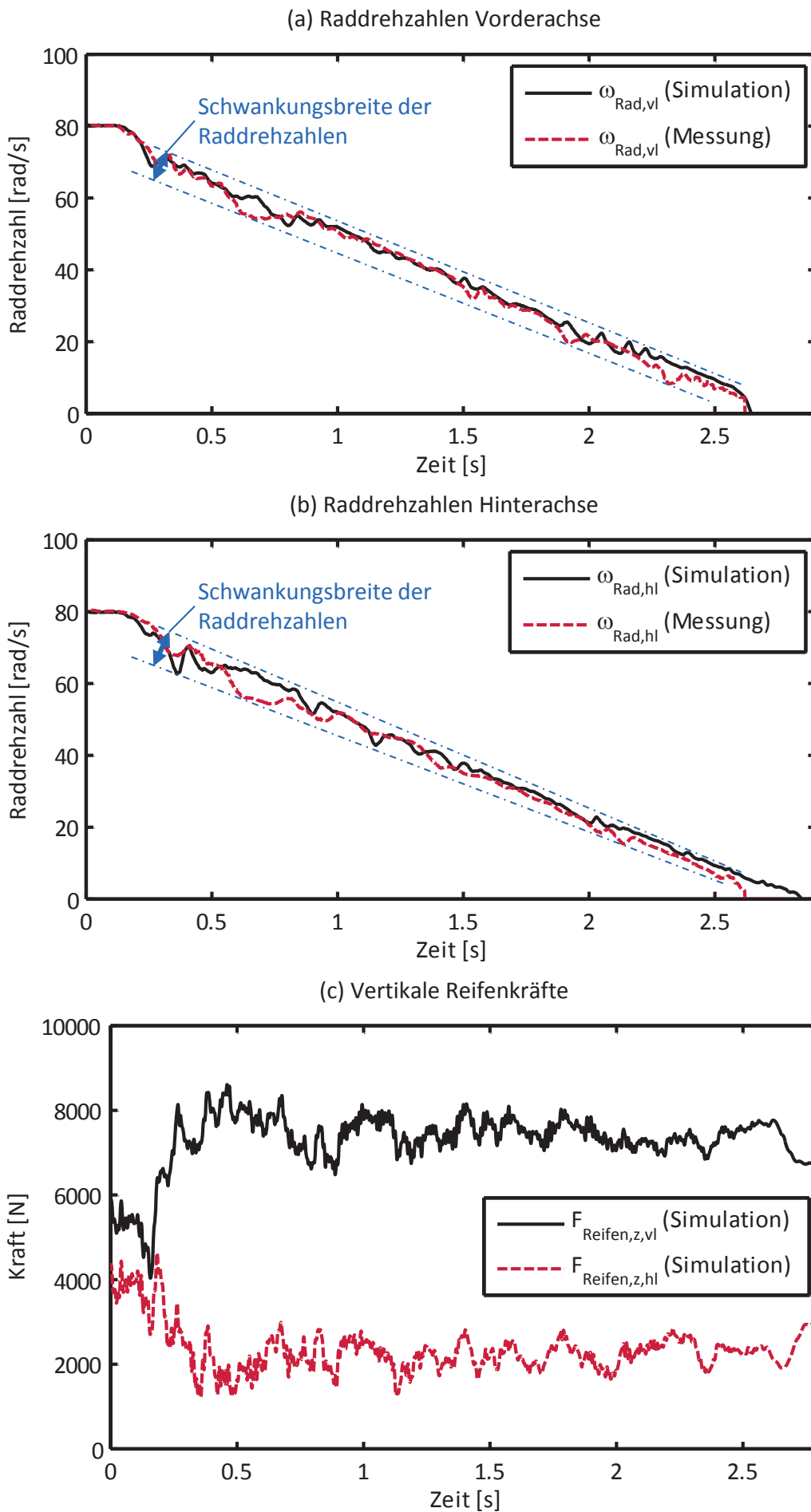


Abbildung 2-22: ABS-Bremmung mit Serienfahrzeug



Aus den Simulationsergebnissen ist ersichtlich, dass das Simulationsmodell dazu geeignet ist, eine ABS-Bremung realitätsnah abzubilden. Das Verhalten des ABS-Reglers zeigt in Simulation und Fahrversuch eine gute Übereinstimmung. Limitierungen der Simulation bestehen lediglich bei der Auswertung des Bremswegs aufgrund der Singularität der Schlupfdefinition (Gleichung (1.1)) bei stehendem Fahrzeug [Kop12], sowie bei der Simulation von nasser oder eisiger Fahrbahn. Da Reifendatensätze üblicherweise mit Hilfe von Messungen an einem Prüfstand ermittelt werden, existieren gemessene Werte nur für Fahrbahnbeläge, die auf dem Prüfstand dargestellt werden können. Im Rahmen dieser Arbeit standen nur Reifendaten für einen Fahrbahnbelag zur Verfügung, der äquivalent zu trockenem Asphalt ist.

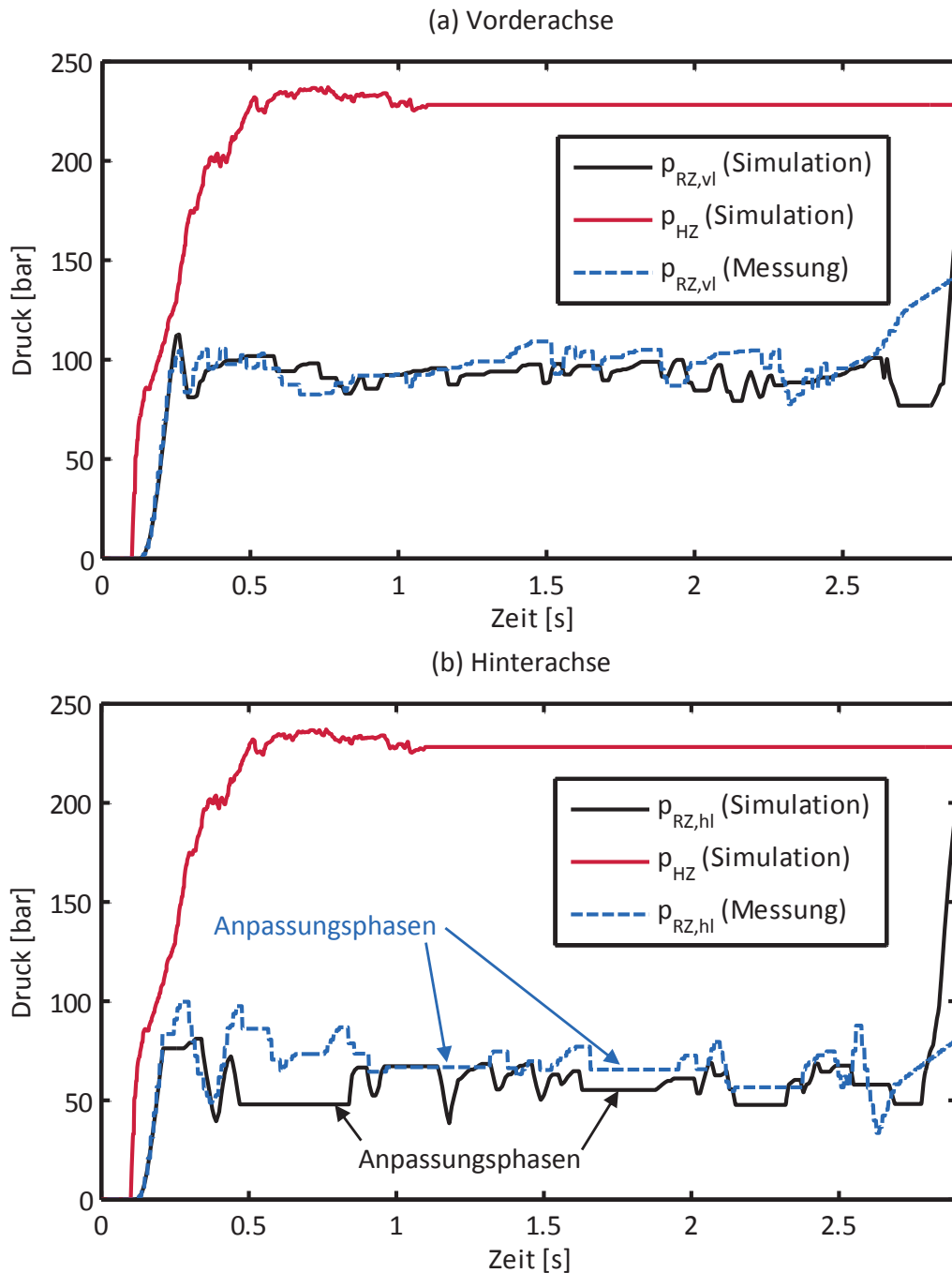


Abbildung 2-23: ABS-Bremung mit Serienfahrzeug (Bremsdrücke)



3 MODELLBILDUNG UND LINEARISIERUNG DES ANTRIEBSSTRANGS

Bestandteil dieses Kapitels ist eine Modellbildung und Linearisierung des elektrischen Antriebsstrangs an der Hinterachse. Es werden die Komponenten E-Maschine (Kapitel 3.2), Planetengetriebe (Kapitel 3.3), Seitenwelle (Kapitel 3.4), Reifen (Kapitel 3.5) und Gesamtfahrzeug (Kapitel 3.6) analysiert und zu einem Zustandsraummodell zusammengeführt (Kapitel 3.7).

Das Zustandsraummodell wird für die Systemanalyse in Kapitel 4 verwendet und bildet die Basis des Reglerentwurfs in Kapitel 5.

3.1 Grundlagen

3.1.1 Stand der Technik

Schwingungen in elektrischen Antriebssträngen von Straßenfahrzeugen sind Gegenstand mehrerer wissenschaftlicher Untersuchungen. In diesen Untersuchungen wird meist eine physikalische Modellbildung des Antriebsstrangs vorgenommen.

LOHNER [Loh00] untersucht niederfrequente Torsionsschwingungen bei elektrisch angetriebenen Nahverkehrsfahrzeugen. Hinsichtlich der Elastizitäten wird ausschließlich die Seitenwelle berücksichtigt.

In [ABP04, BAS05] wird ein elektrischer Achsantrieb untersucht, wobei hinsichtlich der Elastizitäten ebenfalls ausschließlich die Seitenwelle modelliert wird. Das Spiel von Seitenwelle und Getriebe wird bei der Modellierung explizit berücksichtigt.

MENNE [Men01] untersucht einen elektrischen Achsantrieb mit Differential und Seitenwellen. Es werden die Elastizitäten von Maschinenwelle, Getriebe, Seitenwelle, Reifenseitenwand und Reifen-Fahrbahn-Kontakt sowie die Aggregatlagerung modelliert.

GÖTTING [Göt04] baut auf der Arbeit von MENNE auf und verwendet einen identischen Modellierungsansatz.

BOTTIGLIONE et al. [BSS12] modellieren einen radnahen elektrischen Einzelradantrieb unter Berücksichtigung der Seitenwellenelastizität und des Reifen-Fahrbahn-Kontakts. Eine elastische Aggregatlagerung sowie die Elastizität der Reifenseitenwand werden nicht betrachtet.

Alle genannten Systembeschreibungen basieren auf einer Modellierung mit diskreten Elementen. Eine Beschreibung dieser Methodik findet sich bei [Las88]. Die im Folgenden vorgestellte Modellierung basiert auf den Veröffentlichungen von ROSENBERGER et al. [RUKL12, RSKL12].

3.1.2 Aufbau des Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang der elektrisch angetriebenen Hinterachse ist schematisch in Abbildung 3-1 dargestellt. Beide Räder, bestehend aus Reifen und Felge, werden über jeweils eine E-Maschine angetrieben. Zwischen E-Maschine und dem jeweiligen Rad befindet sich ein einstufiges Planetengetriebe ohne Trennkupplung. Das Sonnenrad des Planetengetriebes ist



mit dem Rotor und das Hohlrad ist mit dem Stator der jeweiligen E-Maschine verbunden. Der Abtrieb über die Seitenwelle ist mit dem Steg verbunden. Beide E-Maschinen besitzen ein gemeinsames Gehäuse, das fest an beide Statoren und damit auch fest an beide Hohlräder angebunden ist. Das Gehäuse ist über vier Gummilager an die Karosserie angebunden. In den folgenden Kapiteln werden die Elemente des Antriebsstrangs modelliert:

- Kapitel 3.2: Das elektrische Übertragungsverhalten der E-Maschine
- Kapitel 3.3: Das Planetengetriebe und die Statorlagerung
- Kapitel 3.4: Die Seitenwelle und die Trägheitsmomente auf der Radseite
- Kapitel 3.5: Der Reifen
- Kapitel 3.6: Das Gesamtfahrzeug

Aufbauend auf den Teilmodellen der einzelnen Elemente erfolgt in Kapitel 3.7 die Synthese des linearisierten Antriebsstrangmodells.

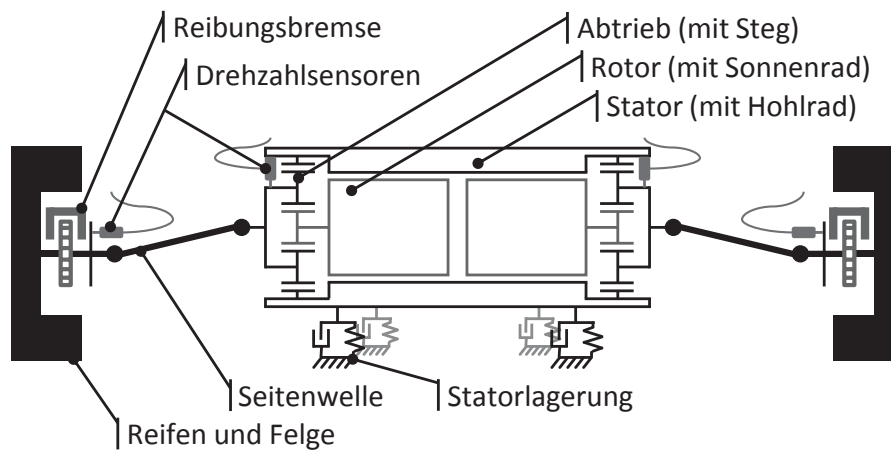


Abbildung 3-1: Schematischer Aufbau des Antriebsstrangs¹⁶

3.1.3 Diskrete Beschreibung mechanischer Systeme

Im Folgenden werden mechanische Systeme als *diskrete Systeme* nach der Methodik von LASCHET modelliert [Las88]. Das reale mechanische System wird dabei durch folgende Elemente diskretisiert:

- Starre Massenelemente
- Masselose Verbindungselemente (z.B. Federn, Dämpfer)

Die Massen der Verbindungselemente werden dabei anteilig den mit ihnen verbundenen Massenelementen zugeordnet.

¹⁶ Vergleiche auch [RSKL12]



3.1.4 Vereinfachungen

Die mechanische Modellbildung beschränkt sich auf eine Abbildung des rotatorischen Freiheitsgrads um die Raddrehachse. Elastizitäten werden nur an den folgenden Stellen modelliert:

- Statorlagerung
- Seitenwelle
- Reifenseitenwand

Wie bei MENNE und GÖTTING gezeigt, können insbesondere die Elastizitäten im Getriebe bei einer Untersuchung niederfrequenter Torsionsschwingungen im Antriebsstrang vernachlässigt werden, weil sie erst bei Frequenzen über 1000 Hz einen signifikanten Einfluss auf das Systemverhalten haben [Men01, S. 76ff] [Göt04, S. 51f].

3.2 Übertragungsverhalten der E-Maschine

In diesem Kapitel werden die Gleichungen und Bezeichnungen zur Beschreibung der E-Maschine nach SCHRÖDER verwendet [Schr09a, Schr09b].

Der Antriebsstrang der Hinterachse wird durch zwei Asynchronmaschinen (ASM) mit Kurzschlussläufer angetrieben. Die Ansteuerung der ASM erfolgt durch je einen Wechselrichter mit Spannungseinprägung. Die Drehmoment-Regelung ist als feldorientierte Regelung (engl. *field oriented control* (FOC)) ausgeführt. Bei der FOC wird das dreisträngige Wechselspannungssystem (a, b, c) auf ein zweisträngiges System (A, B) reduziert. Durch eine Orientierung des zweisträngigen Systems an der Drehgeschwindigkeit des Rotorflusses Ω_K als Bezugsgröße kann das die Maschine beschreibende Gleichungssystem in einer anschaulichen Form dargestellt werden. Abbildung 3-2 zeigt den Signalflussplan der ASM mit der Vereinfachung eines stationären Rotorflusses Ψ_{2A} . Da die feldorientierte Regelung der ASM so ausgelegt ist, dass der Rotorfluss nur abhängig von der Drehzahl angepasst wird, die sich aufgrund der mechanischen Trägheit des Systems nur langsam im Vergleich zum Drehmoment ändert, kann diese Näherung für eine Abschätzung der Drehmomentdynamik der ASM verwendet werden. Für die Regelung der E-Maschine ergeben sich die folgenden Zusammenhänge:

- Der Rotorfluss Ψ_{2A} wird über die virtuelle Stellgröße U_{1A} eingestellt.
- Der Strom I_{2B} wird über die virtuelle Stellgröße U_{1B} eingestellt.

Die virtuellen Stellgrößen U_{1A} und U_{1B} können durch den Wechselrichter direkt und näherungsweise verzögerungsfrei eingepreßt werden. Die Drehmomentdynamik der ASM ist dadurch im Wesentlichen durch die Dynamik von I_{2B} und somit durch die Statorzeitkonstante T_{1K} festgelegt [Schr09a, S. 347]. Eine Erhöhung der Dynamik ist grundsätzlich möglich, wenn der Drehmomentregelkreis der FOC entsprechend ausgelegt ist und eine ausreichende Spannungsreserve für U_{1B} vorhanden ist. Da diese erhöhte Dynamik allerdings nicht garantiert werden kann, wird im Folgenden davon ausgegangen, dass die Zeitkonstante T_{EM} des Drehmomentaufbaus der ASM identisch mit der Statorzeitkonstante T_{1K} ist.

Die Grundparameter der elektrischen Maschine sind die Induktivitäten M , L_1 und L_2 , der Widerstand R_1 , sowie die Polpaarzahl Z_p . Hieraus können die abgeleiteten Parameter σ , K_{1K} und



T_{1K} gemäß der Gleichungen (3.1) und (3.2) berechnet werden. Die Grundparameter der Maschine unterliegen der Geheimhaltung und können im Rahmen dieser Arbeit nicht veröffentlicht werden. Die aus den Grundparametern abgeleiteten Zeitkonstanten der ASM sind in Tabelle 3.1 aufgeführt. Die vereinfachte Übertragungsfunktion der E-Maschine von $M_{EM,LS,soll}$ auf $M_{EM,LS}$ ergibt sich somit gemäß Gleichung (3.3).

Tabelle 3.1: Zeitkonstanten der Asynchronmaschine (Quelle: Herstellerangaben)

Parameter	Symbol	Wert
Statorzeitkonstante	T_{1K}	12,0 ms
Zeitkonstante für Drehmomentaufbau	T_{EM}	12,0 ms

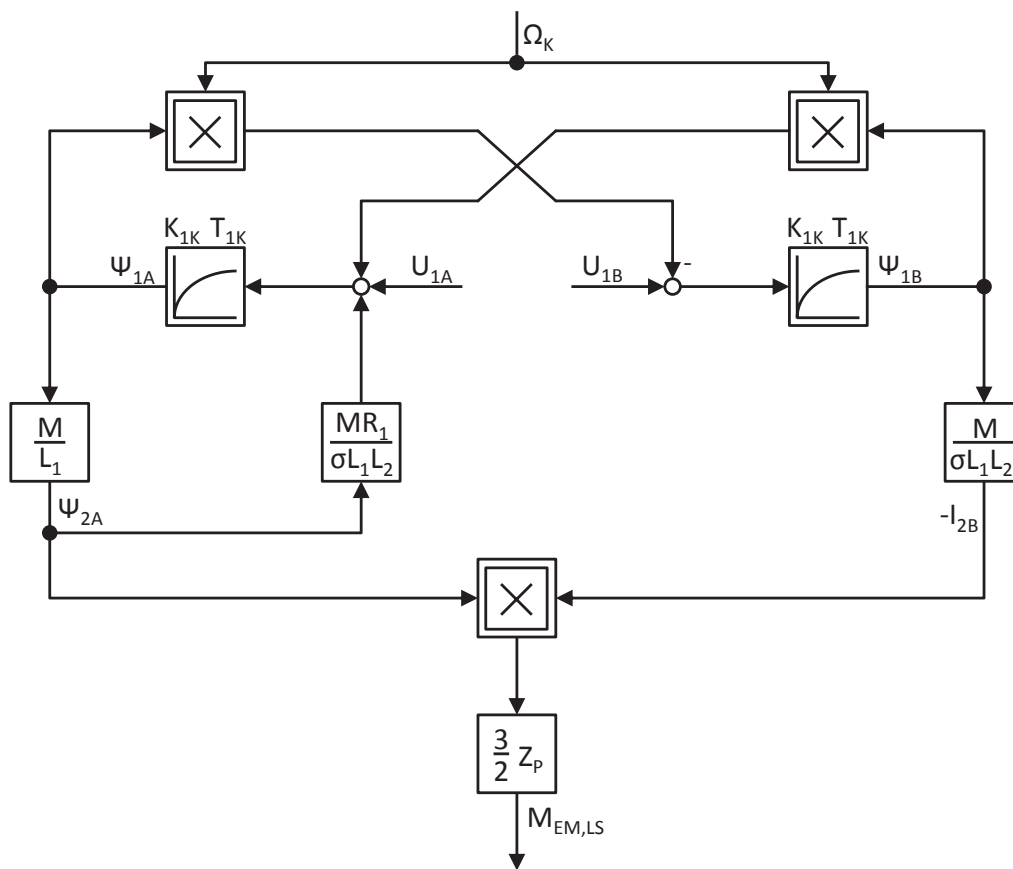


Abbildung 3-2: Signalflussplan einer ASM¹⁷

$$\sigma = 1 - \frac{M^2}{L_1 L_2} \quad (3.1)$$

$$K_{1K} = T_{1K} = \frac{\sigma L_1}{R_1} \quad (3.2)$$

$$G_{EM} = \frac{1}{T_{EM} s + 1} \quad (3.3)$$

¹⁷ Signalflussplan mit eingepprägter Statorspannung, stationärem Fluss und Rotorflussorientierung nach [Schr09a, S. 343]



3.3 Planetengetriebe und Lagerung

3.3.1 Grundlagen

Im Folgenden werden die Gleichungen und Bezeichnungen nach MÜLLER [Mül98] verwendet. Die Zähnezahzahl des Hohlrads wird hier von MÜLLER abweichend positiv definiert.

Die E-Maschine eines jeden Rads wird mit je einem Planetengetriebe übersetzt. Der Rotor der E-Maschine ist dabei mit dem Sonnenrad (1) des Planetengetriebes verbunden und der Stator der E-Maschine ist mit dem Hohlrads (2) verbunden. Der Abtrieb erfolgt über den Steg (s). Abbildung 3-3 zeigt schematisch den Aufbau des Planetengetriebes für eine Seite. Sonnenrad, Hohlrads und Planeten (in Abbildung 3-3 ist exemplarisch nur ein Planet dargestellt) rollen über die gestrichelt dargestellten Wälzkreise aufeinander ab.

Die Zähnezahzahl des Planeten geht in die kinematischen Zwangsbedingungen von Sonnenrad, Hohlrads und Steg nicht ein (Gleichung (3.4)). Da das Trägheitsmoment des Planeten im Folgenden vernachlässigt wird, sind die das Getriebe beschreibenden Gleichungen unabhängig von den Eigenschaften des Planeten.

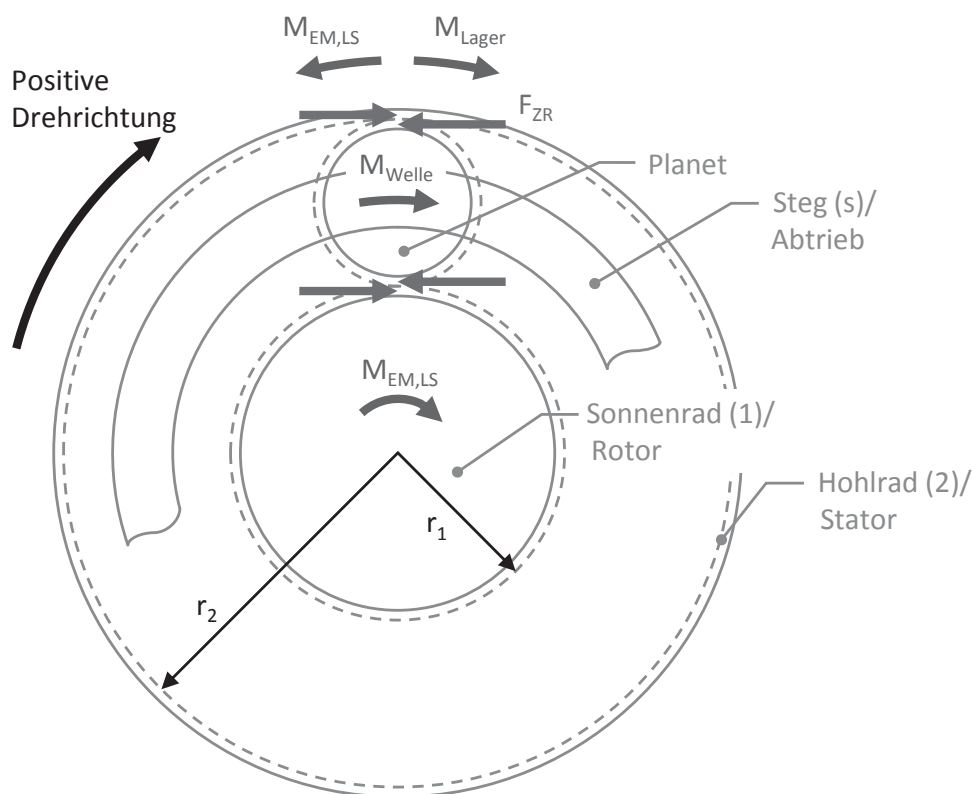


Abbildung 3-3: Planetengetriebe

In Abbildung 3-3 sind die Verzahnungskräfte F_{ZR} des Getriebes dargestellt. Die Verzahnungskräfte greifen tangential an den Wälzkreisen der Zahnräder an. Weiterhin sind die drei äußeren Drehmomente des Getriebes dargestellt:

- Das Luftspaltpmoment der E-Maschine $M_{EM,LS}$, das auf den mit dem Sonnenrad verbundenen Rotor wirkt und sich über den mit dem Hohlrads verbundenen Stator abstützt



- Das Drehmoment der Seitenwelle M_{Welle} , das auf den Steg wirkt
- Das Drehmoment der Statorlagerung M_{Lager} , das auf den mit dem Hohlrads verbundenen Stator wirkt

Im stationären Betrieb wird die Drehzahl des Hohlrads zu null und es kann das stationäre Übersetzungsverhältnis i_{1s} gemäß Gleichung (3.4) angegeben werden, mit dem Drehmomente und Drehzahlen vom Rotor der E-Maschine auf den Abtrieb des Getriebes übersetzt werden [Mül98, S. 12 und 34]. Für den stationären Betrieb kann ebenfalls das auf den Abtrieb reduzierte Trägheitsmoment der rotierenden Komponenten der E-Maschine $\Theta_{\text{EM,red}}$ gemäß Gleichung (3.5) angegeben werden. Die Parameter des Planetengetriebes sind in Tabelle 3.2 aufgeführt.

$$i_{1s} = \frac{\omega_{\text{Rotor}}}{\omega_{\text{Steg}}} = 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \quad (3.4)$$

$$\Theta_{\text{EM,red}} = \Theta_{\text{Rotor}} i_{1s}^2 + \Theta_{\text{Steg}} \quad (3.5)$$

Tabelle 3.2: Parameter von Planetengetriebe und E-Maschine (Quelle: Herstellerangaben/Messung)

Parameter	Symbol	Wert
Zähnezahl Sonnenrad	z_1	34
Zähnezahl Hohlrads	z_2	205
Stationäres Übersetzungsverhältnis von Sonnenrad auf Steg	i_{1s}	7,03
Trägheitsmoment Rotor (inkl. Sonnenrad)	Θ_{Rotor}	0,08 kgm ²
Trägheitsmoment Steg (inkl. Seitenwelle und Flansch)	Θ_{Steg}	0,022 kgm ²
Trägheitsmoment Statoren (inkl. Hohlräder und Gehäuse)	Θ_{Stator}	1,6 kgm ²
Auf Abtrieb reduziertes Trägheitsmoment der E-Maschine	$\Theta_{\text{EM,red}}$	3,98 kgm ²

3.3.2 Instationäre Bewegungsgleichungen des Planetengetriebes

Bei der Aufstellung des Gleichungssystems muss berücksichtigt werden, dass die Planetengetriebe von linkem und rechtem Antrieb gekoppelt sind, weil die Statoren der E-Maschinen und damit auch die Hohlräder der Planetengetriebe über ein gemeinsames Gehäuse fest miteinander verbunden sind. Dadurch ergibt sich gemäß den Gleichungen (3.6), (3.7) und (3.8) ein Satz von fünf Differentialgleichungen, die die Bewegungen der fünf freien Wellen der beiden gekoppelten Getriebe beschreiben.

Die Differentialgleichungen enthalten noch die unbekanntenen Verzahnungskräfte F_{ZR} , die aber mit Hilfe der beiden kinematischen Zwangsbedingungen gemäß Gleichung (3.9) aufgelöst werden können. Zur übersichtlicheren Darstellung sind die Gleichungen für linke (l) und rechte (r) Seite immer zu einer Gleichung zusammengefasst.

$$\dot{\omega}_{\text{Rotor,l/r}} = \frac{M_{\text{EM,LS,l/r}} + F_{\text{ZR,l/r}} r_1}{\Theta_{\text{Rotor}}} \quad (3.6)$$



$$\dot{\omega}_{\text{Steg},l/r} = \frac{M_{\text{Welle},l/r} - F_{\text{ZR},l/r} (r_1 + r_2)}{\Theta_{\text{Steg}}} \quad (3.7)$$

$$\dot{\omega}_{\text{Stator}} = \frac{M_{\text{Lager}} - M_{\text{EM,LS,l}} - M_{\text{EM,LS,r}} + (F_{\text{ZR,l}} + F_{\text{ZR,r}}) r_2}{\Theta_{\text{Stator}}} \quad (3.8)$$

$$\dot{\omega}_{\text{Stator}} r_2 + \dot{\omega}_{\text{Rotor},l/r} r_1 - \dot{\omega}_{\text{Steg},l/r} (r_1 + r_2) = 0 \quad (3.9)$$

Nach Einsetzen der kinematischen Zwangsbedingungen ergibt sich das in Gleichung (3.10) dargestellte Gleichungssystem, mit dessen Hilfe die Drehbeschleunigungen aller Komponenten aus den angreifenden Drehmomenten berechnet werden können. Die Elemente der Abbildungsmatrix B_{PG} sind in Anhang A aufgeführt. Die Matrix ist voll besetzt, was bedeutet, dass alle äußeren Drehmomente auf alle Elemente des Planetengetriebes wirken. Da die Gleichungen nur Drehmomente und keine Verzahnungskräfte enthalten, sind sie unabhängig vom Modul der Zahnräder und die Wälzkreisradien r_1 und r_2 können durch die Zähnezahlen z_1 und z_2 ersetzt werden. Diese mathematische Beschreibung des Planetengetriebes ist eine exakte Abbildung des Simulationsmodells des Planetengetriebes (Kapitel 2.4.5).

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{\text{Rotor},l/r} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg},l/r} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \end{bmatrix} = B_{\text{PG}} \begin{bmatrix} M_{\text{EM,LS,l}/r} \\ M_{\text{Welle},l/r} \\ M_{\text{EM,LS,r/l}} \\ M_{\text{Welle,r/l}} \\ M_{\text{Lager}} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

3.3.3 Modellierung der Statorlagerung

Die insgesamt vier Lagerstellen des Getriebegehäuses können mit Hilfe der bekannten Lagerabstände in eine Rotationsfeder und einen parallel angeordneten Rotationsdämpfer transformiert werden. Die Federsteifigkeit kann im Arbeitsbereich der Lagerkennlinie als konstant angenommen werden. Die Materialdämpfung des Lagers wird nach LASCHET als linearer Rotationsdämpfer modelliert. Die Dämpfungskonstante wird nach Gleichung 3.11 an die Eigenfrequenz des gelagerten Gehäuses angepasst [Las88, S. 47ff].

Die Parameter der Statorlagerung sind in Tabelle 3.3 aufgeführt.

$$d = \frac{2Dc}{\omega} \quad (3.11)$$

Tabelle 3.3: Parameter der Statorlagerung (Quelle: Konstruktionsdaten/Berechnung)

Parameter	Symbol	Wert
Steifigkeit der Statorlagerung	c_{Lager}	$8,2 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}$
Ungedämpfte Eigenfrequenz	$f_{0,\text{Stator}}$	36 Hz
Dämpfungsgrad [Las88, S. 49]	D_{Lager}	0,10
Materialdämpfung der Statorlagerung	d_{Lager}	72 Nms/rad



3.4 Seitenwelle und Trägheitsmomente auf der Radseite

3.4.1 Steifigkeit und Materialdämpfung der Seitenwelle

Die Seitenwelle wird auf Basis der diskreten Modellierung als masseloses Feder-Dämpfer-Element betrachtet. Ihr Rotationsträgheitsmoment wird anteilig dem Getriebeabtrieb und dem Rad zugeordnet (Tabelle 3.2 und Tabelle 3.5).

Die Seitenwelle ist als Vollwelle mit Kugel-Verschiebegelenken auf beiden Seiten ausgeführt. Diese Gelenkbauart zeichnet sich nach Herstellerangaben durch ein sehr geringes Spiel aus, was durch eine Messung bestätigt wurde (Tabelle 3.4). Das Auftreten von signifikanten Effekten, die durch das Gelenkspiel hervorgerufen werden [Men01, S. 80ff], ist dementsprechend nicht zu erwarten und konnte auch in den Fahrzeugmessungen nicht beobachtet werden (vergleiche Abbildung 4-2). Im Folgenden wird das Spiel der Seitenwelle vernachlässigt.

Die gesamte Steifigkeit sowie das gesamte Spiel der Seitenwelle wurden durch einen standardisierten, quasi-statischen Test bei der AUDI AG ermittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

Die innere Dämpfung der Seitenwelle kann nach LASCHET abgeschätzt werden [Las88, S. 47ff].

Tabelle 3.4: Parameter der Seitenwelle (Quelle: Prüfstandsmessung/Berechnung)

Parameter	Symbol	Wert
Steifigkeit der Welle	c_{Welle}	$1,15 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}$
Gesamtes Spiel der Welle	-	$1,90 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Dämpfungsgrad [Las88, S. 49]	D_{Welle}	$5,00 \cdot 10^{-3}$
Materialdämpfung der Welle	d_{Welle}	$2,50 \text{ Nms/rad}$

3.4.2 Trägheitsmomente auf der Radseite

Die Teil-Trägheitsmomente auf der Radseite des Antriebsstrangs sind in Tabelle 3.5 aufgeführt. Diese können zu kombinierten Trägheitsmomenten zusammengefasst werden, die den Elementen des diskretisierten Antriebsstrangs zugeordnet sind. Wenn der Reifengürtel (RG) als Antriebsstrangelement mit eigenem Freiheitsgrad modelliert wird, muss das gesamte Trägheitsmoment Θ_{Rad} gemäß Tabelle 3.6 aufgeteilt werden. Es gilt $\Theta_{\text{Rad}} = \Theta_{\text{Fel}} + \Theta_{\text{RG}}$.

Tabelle 3.5: Teil-Trägheitsmomente auf der Radseite (Quelle: Konstruktionsdaten)

Komponente	Trägheitsmoment
Reifengürtel	$0,782 \text{ kgm}^2$
Felge	$0,621 \text{ kgm}^2$
Reifenflanke	$0,486 \text{ kgm}^2$
Bremsscheibe	$0,122 \text{ kgm}^2$
Seitenwelle (anteilig)	$0,006 \text{ kgm}^2$
Radnabe	$0,003 \text{ kgm}^2$


Tabelle 3.6: Kombinierte Trägheitsmomente auf der Radseite (berechnet)

Parameter	Symbol	Wert
Gesamtes Trägheitsmoment des Rads	Θ_{Rad}	2,020 kgm ²
Trägheitsmoment des Rads ohne Reifengürtel	Θ_{Fel}	1,238 kgm ²
Trägheitsmoment des Reifengürtels	Θ_{RG}	0,782 kgm ²

3.5 Reifen

3.5.1 Modellierung des rotatorischen Reifengürtelfreiheitsgrads

Der gesamte Reifen kann in den Reifengürtel und einen fest mit der Felge verbundenen Teil untergliedert werden. Die beiden Teile des Reifens sind über die elastische Reifenseitenwand miteinander verbunden (vergleiche auch [Men01, Göt04]). Die Parameter des so entstehenden Schwingungssystems sind in Tabelle 3.6 und Tabelle 3.7 aufgeführt.

Diese Art der Reifenmodellierung wird auch von dem kommerziellen Reifensimulationsmodell MF-Swift der Firma TNO verwendet. Der Reifen des Versuchsfahrzeugs wurde nach einem standardisierten Verfahren analysiert, um die benötigten Parameter für das Simulationsmodell MF-Swift zu ermitteln. Aus diesen Reifenparametern können wiederum direkt die in Tabelle 3.6 und Tabelle 3.7 aufgeführten Parameter des linearisierten Antriebsstrangmodells abgeleitet werden. Dies ermöglicht eine konsistente Abbildung der Reifeneigenschaften in Fahrversuch, Simulation und linearisiertem Modell (Kapitel 2.4.3).

Tabelle 3.7: Parameter von Reifenseitenwand und Reifengürtel (Quelle: Reifendatensatz)

Parameter	Symbol	Wert
Steifigkeit der Reifenseitenwand	c_{RSW}	$1,24 \cdot 10^5$ Nm/rad
Materialdämpfung der Reifenseitenwand	d_{RSW}	30,0 Nms/rad

3.5.2 Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts

3.5.2.1 Das Dämpfermodell zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts

Während die Elastizität der Reifenseitenwand einen eher geringen Einfluss auf die relevante erste Torsionseigenfrequenz des Antriebsstrangs hat [Men01, S. 76ff], hat der Reifen-Fahrbahn-Kontakt einen signifikanten Einfluss auf die Frequenz und insbesondere das Abklingverhalten dieser Schwingform. MITSCHKE [Mit94] zeigt, dass Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen maßgeblich durch den Reifen-Fahrbahn-Kontakt gedämpft werden, wobei die Längsschlupfsteifigkeit κ des Reifens einen signifikanten Einfluss hat.

Eine Abbildung dieses Effekts im Antriebsstrangmodell ist allerdings nur möglich, wenn das Modell des Reifen-Fahrbahn-Kontakts für einen rollenden, schlupfbehafteten Reifen gültig ist. Das bei MENNE [Men01, S. 15] und GÖTTING [Göt04, S. 49] verwendete parallele Feder-Dämpfer Element (*Kelvin-Voigt-Element*) erfüllt diese Anforderung nicht, weil es nur die Profilelastizität eines stehenden Reifens abbildet.

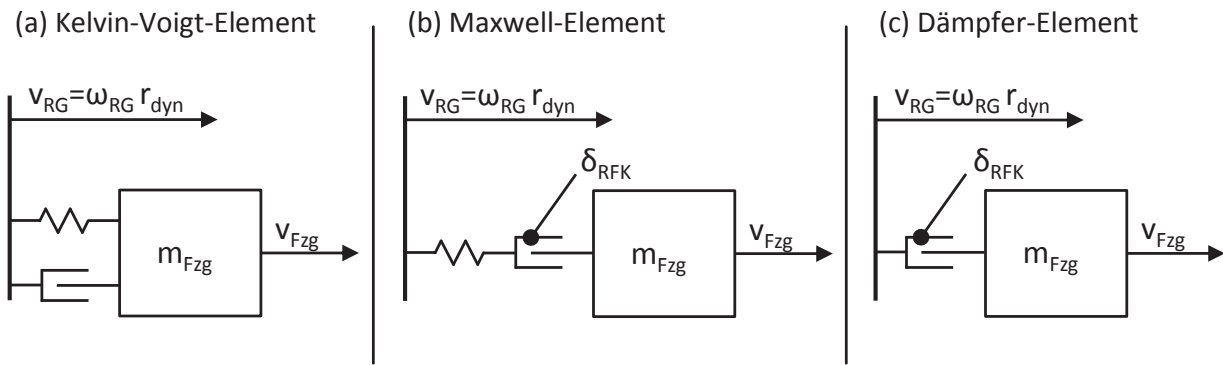


Abbildung 3-4: Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts

ZEGELAAR [Zeg98, S. 107] zeigt, dass die Kraftübertragung eines rollenden Reifens in der Reifenaufstandsfläche durch ein seriell angeordnetes Feder-Dämpfer Element (*Maxwell-Element*) dargestellt werden kann. Das Dämpferelement bildet dabei die schlupfbehaftete Kraftübertragung ab, während das vorgeschaltete Federelement – im Folgenden als Relaxationsfeder bezeichnet – den verzögerten Kraftaufbau durch die Elastizität des Reifenprofils abbildet. Während die Relaxationsfedersteifigkeit direkt aus Material und Geometrie des Reifenprofils ermittelbar ist, ist der Dämpfungsparameter δ_{RFK} (RFK = Reifen-Fahrbahn-Kontakt) eine Funktion der Längsschlupfsteifigkeit κ , der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und der aktuellen Radaufstandskraft F_z . Die Längsschlupfsteifigkeit κ ist definiert als die Ableitung des Längskraftbeiwerts μ nach dem Längsschlupf λ .

Abweichend von ZEGELAAR wird die Relaxationsfedersteifigkeit im Folgenden vernachlässigt, weil ihr Effekt klein gegenüber dem Effekt aus der berücksichtigten Elastizität der Reifenseitenwand ist [Zeg98, S. 107ff]. Das Reifenmodell besteht dadurch lediglich aus einem *Dämpfer-Element* mit der Dämpfungskonstante δ_{RFK} . Dadurch ergibt sich die im Reifen-Fahrbahn-Kontakt übertragene Längskraft F_{RFK} gemäß Gleichung (3.12), wobei v_{RG} die Umfangsgeschwindigkeit des Reifengürtels (RG) und v_{Fzg} die Translationsgeschwindigkeit des Fahrzeugs (Fzg) bezeichnet. In Abbildung 3-4 sind die drei Modellierungsarten schematisch dargestellt.

$$F_{\text{RFK}} = \delta_{\text{RFK}} (v_{\text{RG}} - v_{\text{Fzg}}) \quad (3.12)$$

Das Dämpfermodell kann dabei direkt aus der Linearisierung der Längskraftbeiwert-Längsschlupf-Kennlinie des Reifens um den Arbeitspunkt $\lambda_0 = 0$ abgeleitet werden. Die Kennlinie des in dieser Arbeit verwendeten Reifens ist in Abbildung 3-5 dargestellt. Die Kennlinie ist aus dem Parametersatz des Reifensimulationsmodells abgeleitet (Kapitel 2.4.3).

Aus den grundlegenden Zusammenhängen gemäß den Gleichungen (3.13)¹⁸ und (3.14) sowie der Linearisierung der Reifenkennlinie um den Arbeitspunkt $\lambda_0 = 0$ gemäß Gleichung (3.15) ergibt sich die in Gleichung (3.16) dargestellte Definition des Dämpfungsparameters δ_{RFK} . Der den Reifen-Fahrbahn-Kontakt beschreibende Dämpfungsparameter δ_{RFK} ist somit direkt proportional zur Radaufstandskraft F_z und zur Längsschlupfsteifigkeit κ sowie umgekehrt proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} (vergleiche auch [Zeg98]). Der von MITSCHKE [Mit94] erkannte Einfluss der Längsschlupfsteifigkeit auf das Abklingverhalten von Antriebs-

¹⁸ Die Schlupfdefinition in Gleichung (3.13) ist äquivalent zur Definition in Gleichung (1.1) in Kapitel 1.2.1



strangschwingungen kann somit quantitativ erfasst werden. Dieser Zusammenhang wurde bereits von ROSENBERGER et al. [RKKL11] beschrieben.

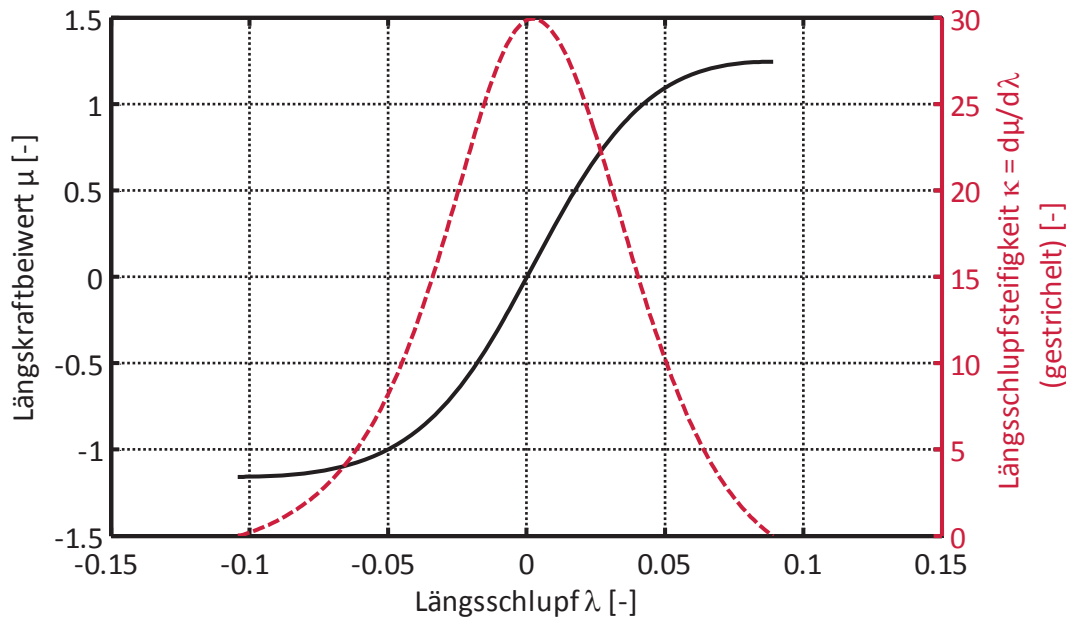


Abbildung 3-5: Längskraftbeiwert und Längsschlupfsteifigkeit¹⁹

$$\lambda = \frac{v_{RG} - v_{Fzg}}{v_{Fzg}} \quad (3.13)$$

$$\mu = \frac{F_{RFK}}{F_z} \quad (3.14)$$

$$\mu = \kappa(\lambda_0 = 0) \lambda \quad (3.15)$$

$$\delta_{RFK} = \frac{\kappa(\lambda_0 = 0) F_z}{|v_{Fzg}|} \quad (3.16)$$

3.5.2.2 Linearisierung des Dämpfermodells um einen beliebigen Arbeitspunkt

Das im vorigen Kapitel vorgestellte Dämpfermodell gilt zunächst nur für einen Arbeitspunkt mit Längsschlupf null, der einem freirollenden Rad entspricht. Während einer ABS-Bremung, die im Fokus dieser Arbeit steht, befindet sich der Reifen jedoch üblicherweise in einem Arbeitspunkt mit einem Schlupf im Bereich des maximalen Längskraftbeiwerts. Abbildung 3-6 zeigt einen typischen ABS-Arbeitspunkt mit einem Bremsschlupf von 7,2 %.

Dieser Arbeitspunkt wird für die weiteren Untersuchungen als repräsentativ betrachtet. Er liegt im unteren Drittel des aus dem Stand der Technik bekannten Arbeitsbereich des ABS (Abbildung 1-3), weil bei der in dieser Arbeit betrachteten ABS-Regelung an der Hinterachse der ABS-Arbeitsbereich zur Verbesserung der Fahrzeugstabilität möglichst immer im stabilen

¹⁹ Radlast 590kg, Fahrzeuggeschwindigkeit 100 km/h. Kennlinien sind Offset-korrigiert.



Ast der Reifenkennlinie liegt (Kapitel 1.2.2). Dies wurde durch Messungen im Versuchsfahrzeug bestätigt.

Die mathematischen Zusammenhänge des linearisierten Reifen-Fahrbahn-Kontakts für einen beliebigen Arbeitspunkt i sind in den Gleichungen (3.17) und (3.18) aufgeführt.

Diese Linearisierung der Reifenkennlinie um einen beliebigen Arbeitspunkt wurde bereits von ROSENBERGER et al. [RSKL12] beschrieben. BOTTIGLIONE et al. [BSS12] verwenden einen äquivalenten Modellierungsansatz, der ebenfalls auf einer Linearisierung der Reifenkennlinie um den jeweiligen Arbeitspunkt basiert.

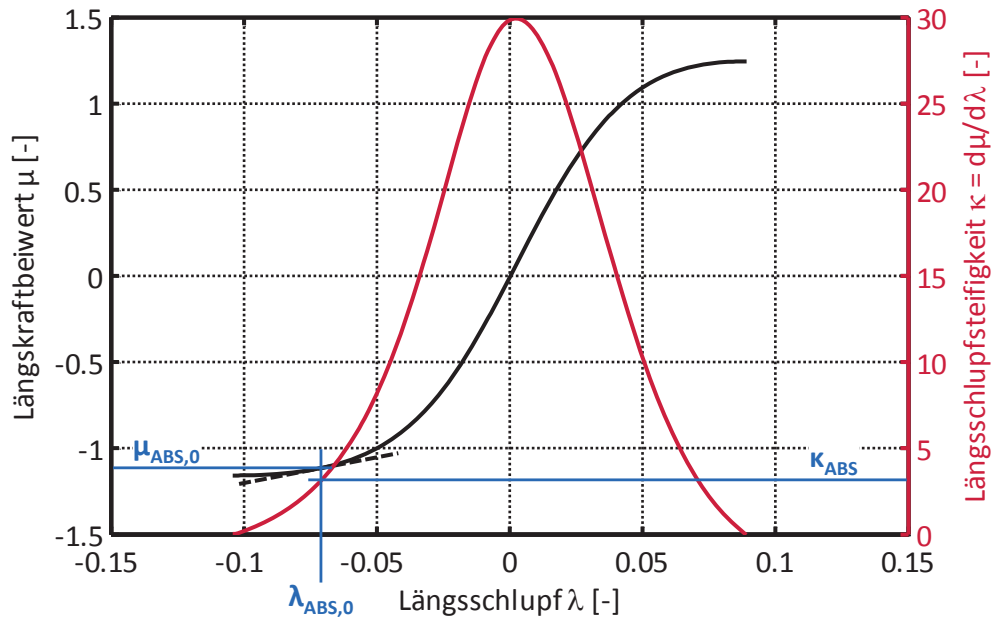


Abbildung 3-6: Reifen-Arbeitspunkt bei ABS-Bremmung

$$F_{\text{RFK},i} = \delta_{\text{RFK},i} (v_{\text{RG}} - v_{\text{Fzg}}) + \underbrace{(\mu_{i,0} - \kappa_i \lambda_{i,0})}_{F_{\text{RFK},i,0}} F_{z,i} \quad (3.17)$$

$$\delta_{\text{RFK},i} = \frac{\kappa_i F_{z,i}}{|v_{\text{Fzg},i}|} \quad (3.18)$$



3.6 Gesamtfahrzeugbewegung

Zur einheitlichen Darstellung aller Starrkörperbewegungen in einem rotatorischen Bezugssystem ist es notwendig, die translatorische Bewegung des Fahrzeugs in ein äquivalentes rotatorisches Ersatzsystem zu überführen. In Abbildung 3-7 sind die Bezeichnungen der relevanten Größen und die Beziehungen zwischen translatorischem und rotatorischem System dargestellt. Die sich ergebenden Bewegungsdifferentialgleichungen sind in den Gleichungen (3.19) und (3.20) dargestellt. Die Parameter der Gesamtfahrzeugmodellierung sind in Tabelle 3.8 aufgeführt.

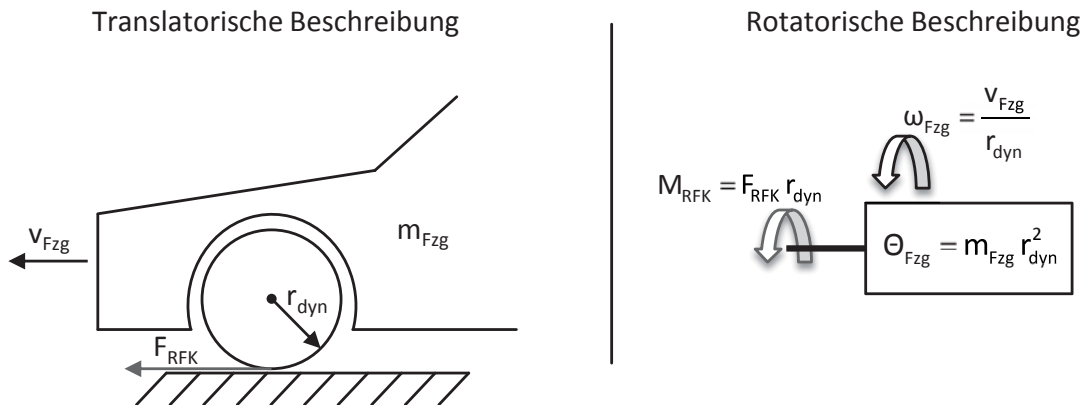


Abbildung 3-7: Translatorisches und rotatorisches System

$$\dot{v}_{Fzg} = \frac{F_{RFK}}{m_{fzg}} \quad (3.19)$$

$$\dot{\omega}_{Fzg} = \frac{M_{RFK}}{\Theta_{Fzg}} \quad (3.20)$$

Gemäß der in Kapitel 3.5.2 beschriebenen Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts ergibt sich der in Gleichung (3.21) und (3.22) dargestellte Zusammenhang für das durch die Reifenaufstandsfläche übertragene Drehmoment M_{RFK} . Dieser Zusammenhang wurde von ROSENBERGER et al. bereits in [RKKL11, RSKL12, RUKL12] beschrieben. Bei der von BOTTIGLIONE et al. [BSS12] verwendeten Modellierung wird ebenfalls eine rotatorische Darstellung von Fahrzeugbewegung und Reifen-Fahrbahn-Kontakt gewählt.

$$M_{RFK,i} = d_{RFK,i} (\omega_{RG} - \omega_{Fzg}) + \underbrace{(\mu_{i,0} - \kappa_i \lambda_{i,0}) F_{z,i}}_{M_{RFK,i,0}} r_{dyn} \quad (3.21)$$

$$d_{RFK,i} = \delta_{RFK,i} r_{dyn}^2 = \frac{\kappa_i F_{z,i} r_{dyn}^2}{|v_{Fzg,i}|} = \frac{\kappa_i F_{z,i} r_{dyn}}{|\omega_{Fzg,i}|} \quad (3.22)$$

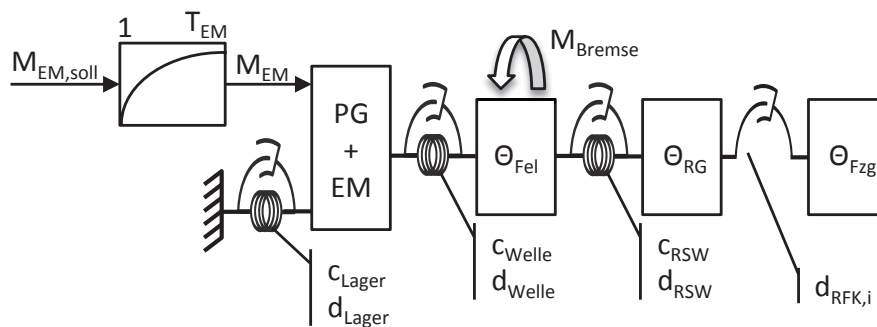

Tabelle 3.8: Gesamtfahrzeugparameter

Parameter	Symbol	Wert
Fahrzeugmasse	m_{Fzg}	2380 kg
Äquivalentes Rotationsträgheitsmoment des Fahrzeugs	Θ_{Fzg}	292 kgm ²
Dynamischer Reifenradius	r_{dyn}	0,350 m

3.7 Zustandsraumdarstellung des Antriebsstrangs

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Teilmodelle können zu dem in Abbildung 3-8 dargestellten Gesamtmodell zusammengeführt werden. Das Gesamtmodell bildet nur eine Seite des Antriebsstrangs ab, weil sich sowohl die Antriebsstranganalyse in Kapitel 4 als auch der Reglerentwurf in Kapitel 5 auf eine Einzelradbetrachtung beschränken.

Das Gesamtmodell beinhaltet fünf Massen mit einem eigenen rotatorischen Freiheitsgrad. Die Freiheitsgrade von Felge (Fel), Reifengürtel (RG) und Fahrzeug (Fzg) sind in Abbildung 3-8 explizit dargestellt. Die Freiheitsgrade von Stator und Steg sind in dem gekoppelten System Planetengetriebe (PG) und E-Maschine (EM) enthalten.


Abbildung 3-8: Lineares Einzelrad-Antriebsstrangmodell²⁰

Das Antriebsstrangmodell ist vollständig linear, enthält aber mit $d_{\text{RFK},i}$ einen variablen, zeitvarianten Parameter.

Das zugehörige Gleichungssystem kann mit Hilfe der Zustandsraumdarstellung in übersichtlicher Form als Satz von Differentialgleichungen 1. Ordnung aufgestellt werden. Die allgemeine Form der Zustandsraumdarstellung für nicht-sprungförmige Systeme ist in Gleichung (3.23) dargestellt [Lun06, S. 87].

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{A} \underline{x} + \underline{B} \underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{C} \underline{x} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Das System strebt bei einer äußeren Anregung an E-Maschine oder Bremse nicht gegen eine stationäre Drehzahl. Um die damit verbundene ungedämpfte Starrkörperbewegung in der Zustandsraumdarstellung zu vermeiden, werden ausschließlich die Relativbewegungen zwischen den einzelnen Massen modelliert. Durch eine Modellierung in dieser Form kann zudem die Anzahl der Zustände auf ein Minimum reduziert werden (Gleichung (3.24)).

²⁰ Vergleiche auch [RUKL12, RSKL12]



$$\begin{bmatrix} \omega_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{RG}} - \dot{\omega}_{\text{Fzg}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg}} - \dot{\omega}_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ \dot{\omega}_{\text{Fel}} - \dot{\omega}_{\text{RG}} \\ \dot{M}_{\text{EM}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & 0 & a_{2,4} & a_{2,5} & 0 & 0 & a_{2,8} \\ 0 & 0 & a_{3,3} & 0 & 0 & a_{3,6} & a_{3,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{5,1} & a_{5,2} & 0 & a_{5,4} & a_{5,5} & a_{5,6} & a_{5,7} & a_{5,8} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & a_{7,3} & a_{7,4} & a_{7,5} & a_{7,6} & a_{7,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,8} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{RG}} - \omega_{\text{Fzg}} \\ \alpha_{\text{Steg}} - \alpha_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \alpha_{\text{Fel}} - \alpha_{\text{RG}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ M_{\text{EM}} \end{bmatrix} + B \underline{u} \quad (3.24)$$

Die Eingangsgrößen \underline{u} des Systems sind das auf den Abtrieb bezogene Soll-Drehmoment der E-Maschine $M_{\text{EM,soll}}$ und das Drehmoment der Reibungsbremse M_{Bremse} . Die Eingangsgleichung des Systems ergibt sich damit gemäß Gleichung (3.25). Als Systemausgang wird das über die Seitenwelle übertragene Drehmoment M_{Welle} gewählt. Die Ausgangsgleichung ergibt sich damit gemäß Gleichung (3.26). Bei allen Gleichungen wird das Luftspaltmoment $M_{\text{EM,LS}}$ der E-Maschine mit Hilfe der stationären Getriebeübersetzungen auf das Abtriebsmoment M_{EM} umgerechnet, um eine Vergleichbarkeit der Anregungen durch E-Maschine und Bremse unabhängig von der Getriebeübersetzung zu gewährleisten (Gleichung (3.27)). Der stationäre Offset des Reifen-Fahrbahn-Kontakts $M_{\text{RFK},i,0}$ wird im Zustandsraummodell nicht berücksichtigt. Das Zustandsraummodell ist somit nur für die Analyse von relativen Änderungen um den jeweiligen Arbeitspunkt geeignet.

Die Elemente der Dynamikmatrix A sind in Anhang B aufgeführt.

$$B \underline{u} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\Theta_{\text{Fel}}} \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\Theta_{\text{Fel}}} \\ \frac{1}{T_{\text{EM}}} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{\text{EM,soll}} \\ M_{\text{Bremse}} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$y = M_{\text{Welle}} = C \underline{x} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad c_{\text{Welle}} \quad d_{\text{Welle}} \quad 0 \quad 0 \quad 0] \underline{x} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{EM}} &= M_{\text{EM,LS}} i_{1s} \\ M_{\text{EM,soll}} &= M_{\text{EM,LS,soll}} i_{1s} \end{aligned} \quad (3.27)$$



4 ANALYSE DES ANTRIEBSSTRANGS

In diesem Kapitel wird das dynamische Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs analysiert. In einem ersten Schritt werden in Kapitel 4.2 ABS-Bremungen und Sprungantworten mit dem Versuchsfahrzeug analysiert. In Kapitel 4.3 werden die gleichen Manöver mit dem Simulationsmodell wiederholt, um die im Fahrzeug beobachteten Effekte auf einzelne physikalische Phänomene zurückführen zu können. In einem weiteren Schritt wird mit dem Simulationsmodell die Amplitudenverstärkung bei harmonischer Anregung ermittelt.

In Kapitel 4.4 erfolgt eine Analyse des in Kapitel 3 entwickelten linearisierten Antriebsstrangmodells und die Festlegung des Arbeitspunkts für den Reglerentwurf in Kapitel 5.

4.1 Vorgehen

Bei ABS-Bremungen mit dem Versuchsfahrzeug treten Schwingungsphänomene im Antriebsstrang auf, deren Analyse und aktive Dämpfung eine wesentliche Zielsetzung dieser Arbeit darstellen. Sowohl hinsichtlich der Analyse als auch hinsichtlich der Ableitung geeigneter regelungstechnischer Maßnahmen zur aktiven Dämpfung bieten die Messungen im Versuchsfahrzeug allerdings nur eingeschränkte Möglichkeiten, weil die Anzahl möglicher Manöver und erfassbarer Messgrößen beschränkt ist und gleichzeitig eine Vielzahl an nicht kontrollierbaren Umwelteinflüssen auf das Fahrzeug einwirkt.

Das in Abbildung 4-1 dargestellte mehrstufige Verfahren erlaubt es, ausgehend von Fahrzeugmessungen schrittweise den Abstraktionsgrad zu erhöhen und gleichzeitig die Modellierungstiefe zu senken, um schließlich die Lage der Pole des linearisierten Systems zu ermitteln. Diese Pollagen bilden die Basis für den Reglerentwurf im nachfolgenden Kapitel 5.

Die Schnittstelle zwischen der Fahrzeugmessung und dem linearen System bildet die SiL-Simulation, weil diese sowohl den realen Fahrversuch unter Laborbedingungen nachbilden als auch die Amplitudenverstärkung des Systems über einen weiten Frequenzbereich darstellen kann.

Im Versuchsfahrzeug (Kapitel 4.2) können ABS-Bremungen und definierte Sprunganregungen an der E-Maschine bei verschiedenen Geschwindigkeiten effektiv dargestellt werden. Nicht dargestellt werden können hingegen definierte Sprunganregungen an der Reibungsbremse aufgrund fehlender Schnittstellen des Bremssystems sowie harmonische Anregungen mit beliebigen Frequenzen aufgrund der beschränkten Dynamik der Aktoren.

Im Simulationsmodell (Kapitel 4.3) können die mit dem Versuchsfahrzeug durchgeführten Manöver nachgebildet werden, wobei das komplexe Reifenmodell, der ABS-Regler des Serienfahrzeugs und das nicht-lineare Modell des Fahrwerks (Kapitel 2.4) die Voraussetzung für eine realitätsnahe Abbildung der relevanten Effekte darstellen. In einem nächsten Schritt ist es mit dem Simulationsmodell möglich, das Fahrzeug an der E-Maschine und der Bremse harmonisch anzuregen und gleichzeitig einen definierten Betriebspunkt des Reifens einzustellen, um die Amplitudenverstärkung des Systems über einen weiten Frequenzbereich zu ermitteln und den Einfluss des Reifen-Fahrbahn-Kontakts zu identifizieren.



Aus dem linearen System (Kapitel 4.4) kann die Amplitudenverstärkung über den Frequenzbereich für definierte Reifen-Betriebspunkte direkt ermittelt und mit den Simulationsergebnissen abgeglichen werden. Dieser Abgleich ermöglicht die Festlegung des Arbeitspunkts, für den die Lage der Systempole ausgewertet und der Regler in Kapitel 5 ausgelegt wird.

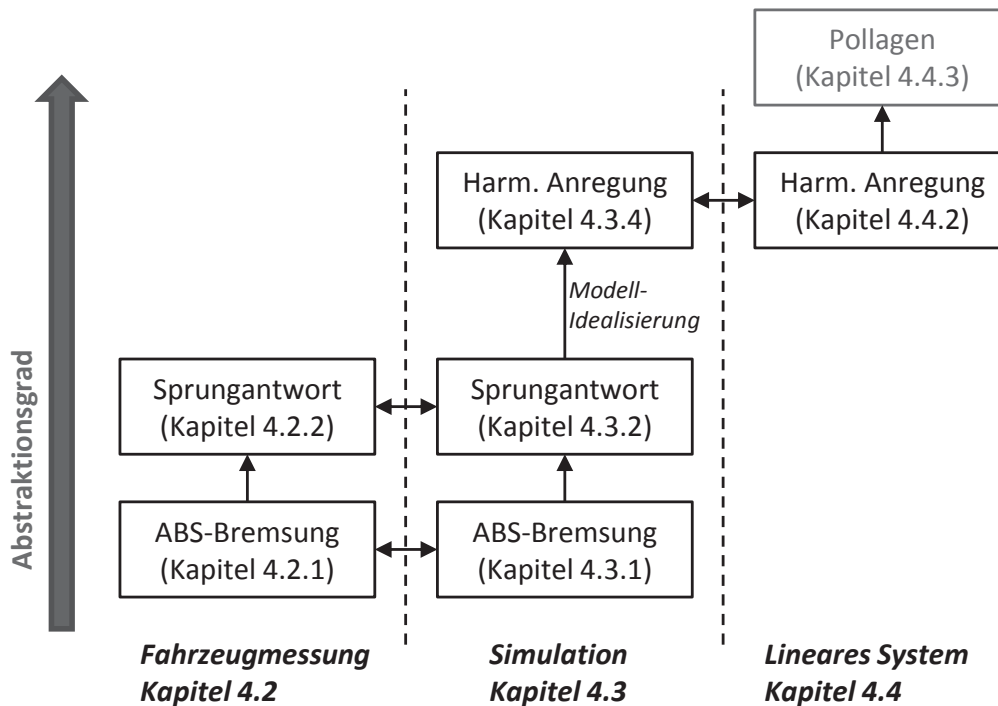


Abbildung 4-1: Vorgehen bei der Antriebsstranganalyse

4.2 Fahrzeugmessungen

4.2.1 ABS-Bremung

Mit dem in Kapitel 2.3 beschriebenen Versuchsfahrzeug wurden mehrere ABS-Bremungen auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen (trockener Asphalt, nasser Asphalt und nasse Fliesen) durchgeführt. In allen Versuchen kann eine charakteristische Torsionsschwingung des Antriebsstrangs in den gemessenen Drehzahlen (Raddrehzahl ω_{Rad} und Stegdrehzahl der E-Maschine ω_{Steg}), sowie im gemessenen Torsionsmoment der Seitenwelle (M_{Welle}) nachgewiesen werden, wobei sich die die Amplitude und das Abklingverhalten der Schwingung zwischen den einzelnen Versuchen stark unterscheiden. Es ist davon auszugehen, dass stochastische Schwankungen der Fahrbahnbeschaffenheit, unter anderem das Höhenprofil und der Reibwert, sowie die Rückkopplung der Raddrehzahlen auf die Bremsmomente durch den geschlossenen Regelkreis des ABS für die Variationen verantwortlich sind.

In Abbildung 4-2 sind die Messergebnisse einer ABS-Bremung aus ca. 100 km/h auf trockenem Asphalt dargestellt, bei der die Torsionsschwingung am linken Hinterrad sehr stark ausgeprägt ist. Am rechten Hinterrad tritt die Torsionsschwingung beim gleichen Manöver nahezu nicht auf, was als Hinweis auf das stochastische Verhalten interpretiert werden kann. Aus Abbildung 4-2a ist ersichtlich, dass die Schwingform durch eine gegenphasige Oszillation von ω_{Rad} und ω_{Steg} charakterisiert ist, wobei die Amplituden der Schwingungen auf beiden Drehzahlen in etwa gleich groß sind.



Eine Auswertung von M_{Welle} für einen Zeitausschnitt der Messung bestätigt erwartungsgemäß die Torsionsschwingung im Antriebsstrang (Abbildung 4-2b). Die Auswertung des Leistungsdichtespektrums (LDS) in Abbildung 4-2c zeigt eine dominante Frequenz der Schwingung von 13,3 Hz. Diese dominante Frequenz zeigt sich mit einer Streuung von unter 1 Hz in allen ausgewerteten ABS-Messungen mit dem Versuchsfahrzeug. Die E-Maschinen sind in diesem Manöver vollständig feld- und drehmomentfrei.

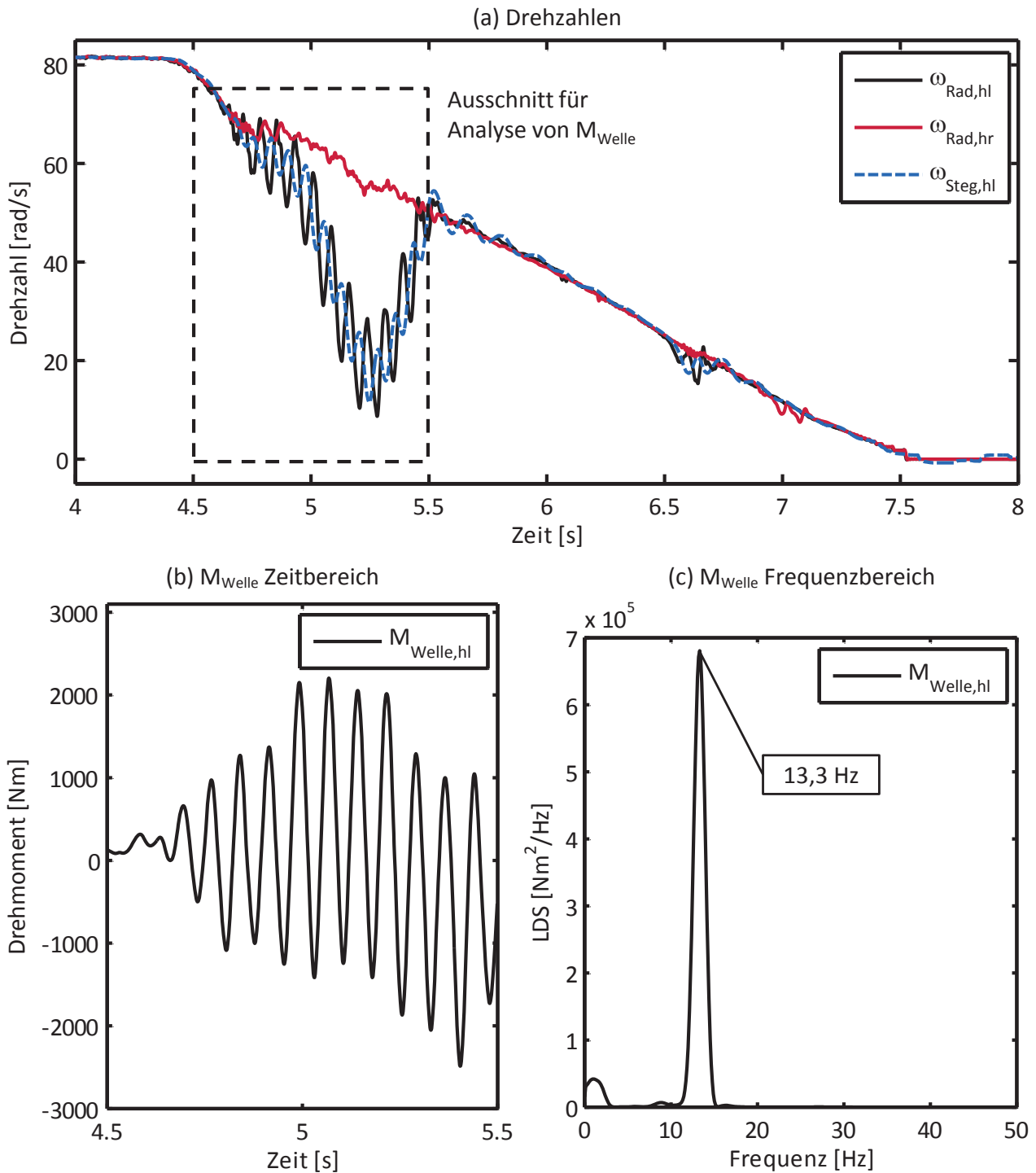


Abbildung 4-2: ABS-Bremung mit elektrischem Antriebsstrang (Messung)



4.2.2 Sprungantwort

Um das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs unter reproduzierbaren Randbedingungen zu analysieren, wird bei verschiedenen Geschwindigkeiten eine sprungförmige Anregung an der E-Maschine aufgeschaltet.

Der Manöverablauf erfolgt programmgesteuert, so dass eine ideale Sprungfunktion des Soll-Drehmoments innerhalb eines Steuergeräte-Zeitschritts dargestellt werden kann. Das Fahrzeug wird zuerst auf eine Geschwindigkeit knapp über der Zielgeschwindigkeit beschleunigt. Nach dem Beschleunigungsvorgang rollt das Fahrzeug aus, wobei das Getriebe des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs in Neutral-Stellung ist. Sobald die Zielgeschwindigkeit erreicht ist, wird die Sprungfunktion ausgelöst.

Da die Fahrzeuggeschwindigkeit im Versuchsfahrzeug nicht als Messgröße zur Verfügung steht, wird als Referenzgröße zur Auslösung der Sprungfunktion die Rotordrehzahl ω_{EM} der E-Maschine verwendet. Nach Auslösung der Sprungfunktion steigt die Fahrzeuggeschwindigkeit langsam an, so dass die mittlere Geschwindigkeit des Manövers etwas über der Zielgeschwindigkeit liegt.

Abbildung 4-3 zeigt die Messergebnisse bei drei verschiedenen Geschwindigkeiten. Die Sprunganregung erfolgt mit 100 Nm Luftspaltmoment der E-Maschine bzw. 703 Nm am Abtrieb der E-Maschine. Die Analyse von M_{Welle} zeigt eine abklingende Torsionsschwingung mit einer charakteristischen Frequenz zwischen 6,2 Hz und 6,6 Hz. Mit abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt die Dämpfung der Schwingung ab und die Frequenz zu. Unterhalb einer Zieldrehzahl von ca. 300 rad/s (nicht dargestellt) zeigt sich eine deutlich überproportionale Abnahme der Dämpfung. Das Manöver zeichnet sich aufgrund der starken und definierten Anregung sowie des definierten (freirollenden) Betriebspunkts des Reifens zu Manöverbeginn durch eine hohe Reproduzierbarkeit aus.

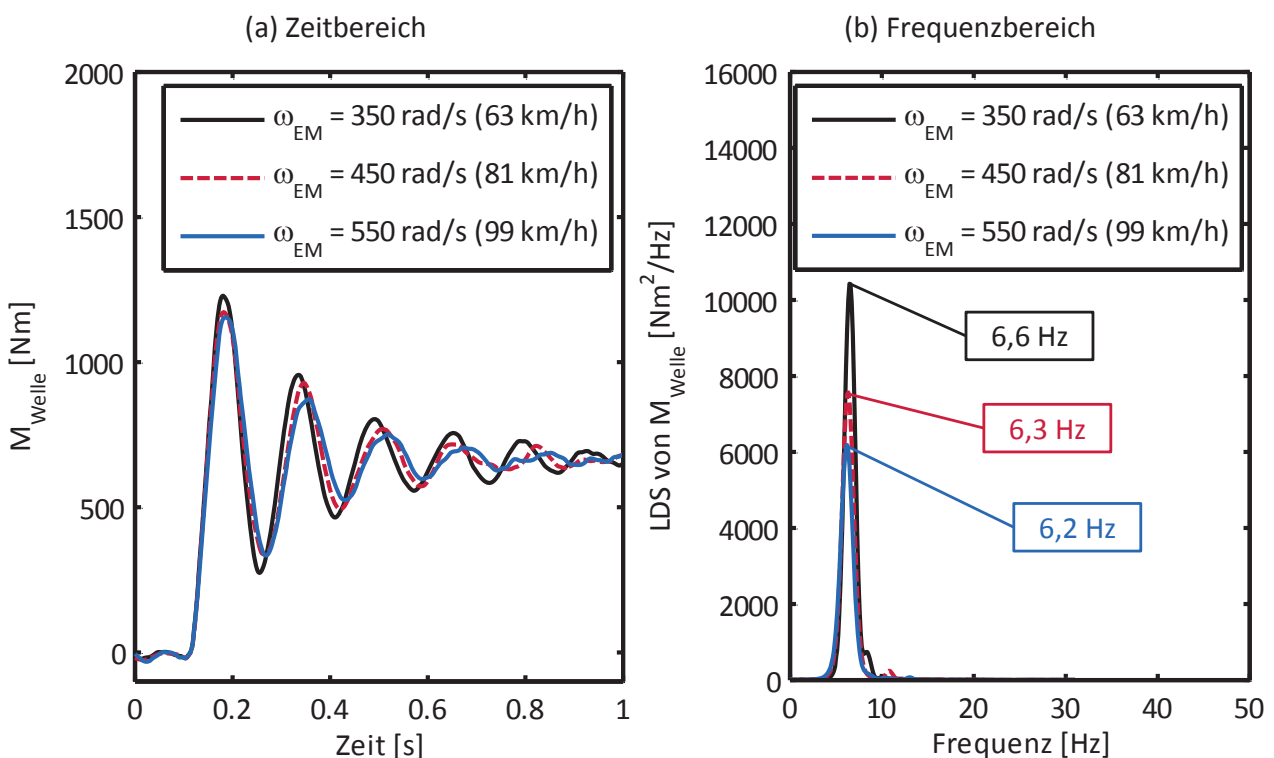


Abbildung 4-3: Sprungantwort bei Anregung an E-Maschine (Messung)



4.2.3 Interpretation

Sowohl bei einer ABS-Bremung als auch bei einer Sprunganregung an der E-Maschine zeigt sich im Fahrversuch eine Schwingform im elektrischen Antriebsstrang, bei der das Rad und die E-Maschine ein rotatorisches 2-Massen-System bilden und gegeneinander schwingen, wobei die Seitenwelle als Torsionsfeder fungiert.

Bezüglich der dominanten Eigenfrequenz des Schwingsystems ist jedoch ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden Manövern erkennbar. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bestimmte Parameter des Schwingsystems zeitvariant sind und bei den beiden Manövern signifikant andere Werte annehmen. Eine Analyse des Antriebsstrangs (Kapitel 3 bzw. Anhang B) zeigt, dass nahezu alle Parameter zeitinvariante Größen wie beispielsweise Trägheitsmomente oder Steifigkeiten sind. Lediglich der Reifen-Fahrbahn-Kontakt, der in Kapitel 3 durch den zeitvarianten Dämpfungsparameter $d_{\text{RFK},i}$ abgebildet wird, kann sich abhängig vom Betriebspunkt des Reifens und damit abhängig vom Fahrmanöver ändern.

Bezüglich des Reifen-Fahrbahn-Kontakts gibt es zwei wesentliche Unterschiede zwischen der ABS-Bremung und der Sprunganregung an der E-Maschine:

- (1) **Die Radaufstandskraft** ist bei einer ABS-Bremung aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung an der betrachteten Hinterachse deutlich geringer als die bei einer Sprunganregung an der E-Maschine (vergleiche auch Abbildung 2-22c).
- (2) **Der Betriebspunkt des Reifens** in der Längskraftbeiwert-Längsschlupf-Kennlinie ist bei der ABS-Bremung nahe am Längskraftbeiwert-Maximum. Die zugehörige Längsschlupfsteifigkeit geht gegen null und kann sogar negative Werte annehmen, wenn der Reifen im instabilen Ast seiner Kennlinie betrieben wird. Bei der Sprunganregung an der E-Maschine befindet sich der Reifen hingegen im näherungsweise linearen Bereich der Längskraftbeiwert-Längsschlupf-Kennlinie und damit im Bereich einer hohen Längsschlupfsteifigkeit (vergleiche auch Abbildung 1-3 und Abbildung 3-6).

Gemäß Gleichung (3.22) haben beide Effekte eine gleichsinnige Tendenz, die bei einer ABS-Bremung zu einem geringeren Wert von d_{RFK} führt als bei einer Sprunganregung an der E-Maschine. Dieser vermutete Zusammenhang soll im Folgenden durch Untersuchungen am Simulationsmodell und am linearisierten System belegt werden. Dabei wird auch vertieft auf den Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit und den Einfluss des Orts der Anregung (Reibungsbremse oder E-Maschine) eingegangen.

4.3 Simulative Untersuchungen

4.3.1 ABS-Bremung

Die folgenden Untersuchungen wurden mit dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Simulationsmodell durchgeführt. In Abbildung 4-4 sind die Simulationsergebnisse einer ABS-Bremung aus 100 km/h auf trockenem Asphalt dargestellt. Durch die stochastische Fahrbahnanregung können auch in der Simulation durch eine Variation des Bremsbeginns verschiedene Ausprägungsformen der Antriebsstrangschwingungen generiert werden. Vermutlich aufgrund der fehlenden Reibwert-Inhomogenität ist die Bandbreite der Ausprägungsformen in der Simula-



tion allerdings geringer als in den Fahrzeugmessungen. In Abbildung 4-4a ist am rechten Hinterrad die bekannte Torsionsschwingung mit einer gegenphasigen Oszillation von ω_{Rad} und ω_{Steg} erkennbar. Die ermittelte dominante Frequenz des Zeitverlaufs von M_{Welle} liegt um 9 % höher als im Fahrversuch. Die Ursache dieser Abweichung kann sowohl in den Vereinfachungen des Simulationsmodells als auch in geringfügigen Parameterunsicherheiten begründet sein.

Auch in der Simulation tritt die Schwingung nur auf einer Seite besonders stark auf. Da die Symmetrie des Simulationsmodells sichergestellt ist, kann dieses asymmetrische Verhalten direkt auf die stochastische Fahrbahnanregung und die Asymmetrie des ABS-Reglers (*Anpassungsphasen*, Kapitel 1.2.5) zurückgeführt werden.

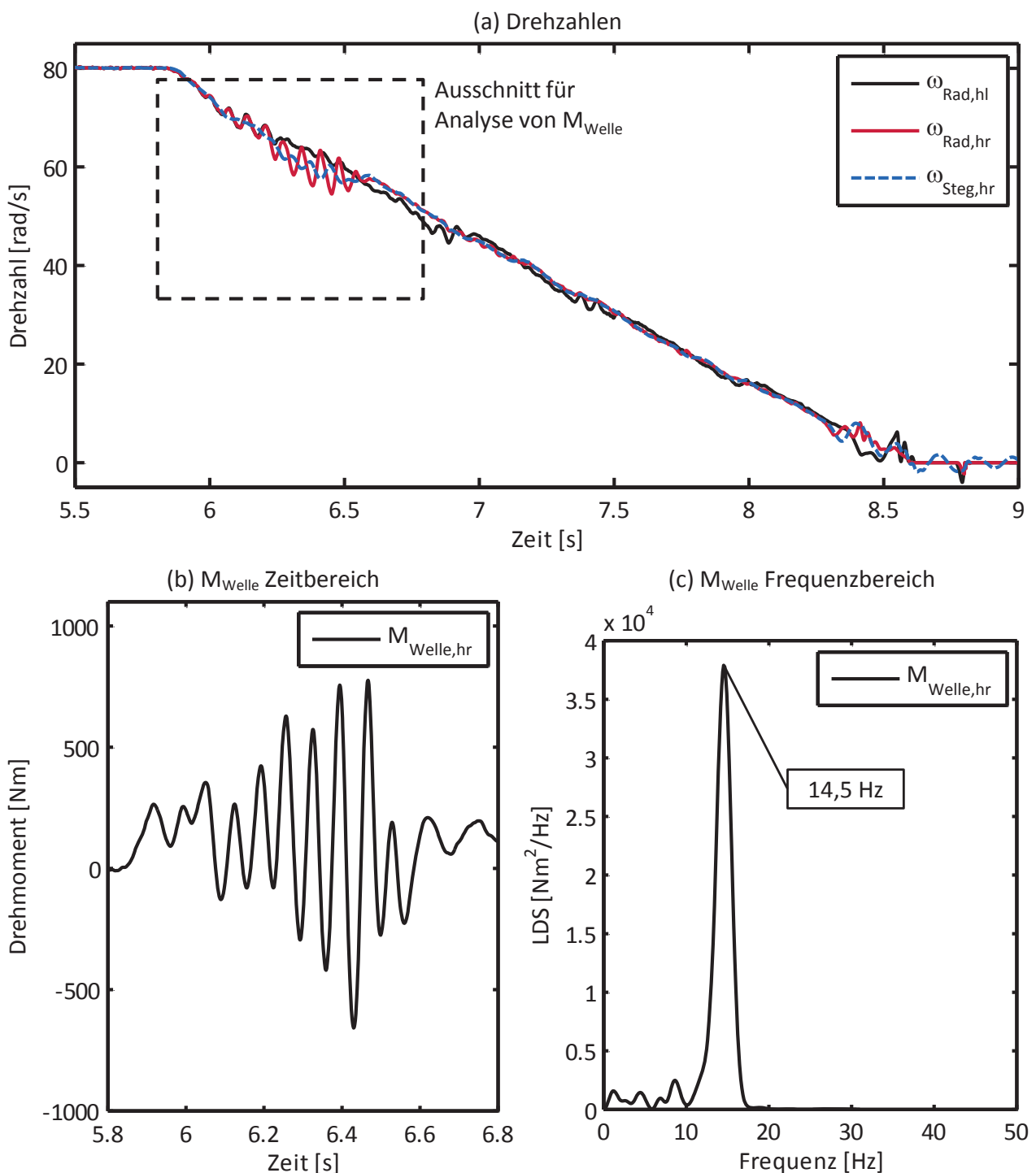


Abbildung 4-4: ABS-Bremmung mit elektrischem Antriebsstrang (Simulation)



4.3.2 Sprungantwort

In Abbildung 4-5 sind die Simulationsergebnisse einer Sprunganregung an der E-Maschine dargestellt. Der Ablauf und die Randbedingungen des Manövers sind identisch zur Fahrzeugmessung in Kapitel 4.2.2.

Die Auswertung der Zeitverläufe von M_{Welle} zeigt eine dominante Frequenz, die zwischen 6,8 Hz und 7,1 Hz liegt. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Fahrzeuggeschwindigkeit und dominanter Frequenz ist im Gegensatz zur Fahrzeugmessung nicht gegeben. Bezüglich Überschwingweite und Abklingverhalten zeigt sich allerdings die gleiche Tendenz wie in der Fahrzeugmessung. Die Frequenzen liegen in der Simulation zwischen 6 % und 13 % über den Frequenzen im Fahrversuch und bestätigen damit die Abweichung, die sich auch bei der ABS-Bremmung zeigt. Die Dämpfung der Schwingung ist in der Simulation bei allen Geschwindigkeiten höher als im Fahrzeug. Die im Fahrversuch beobachtete überproportionale Abnahme der Dämpfung bei Zieldrehzahlen unter 300 rad/s (nicht dargestellt) wird durch die Simulation nicht abgebildet.

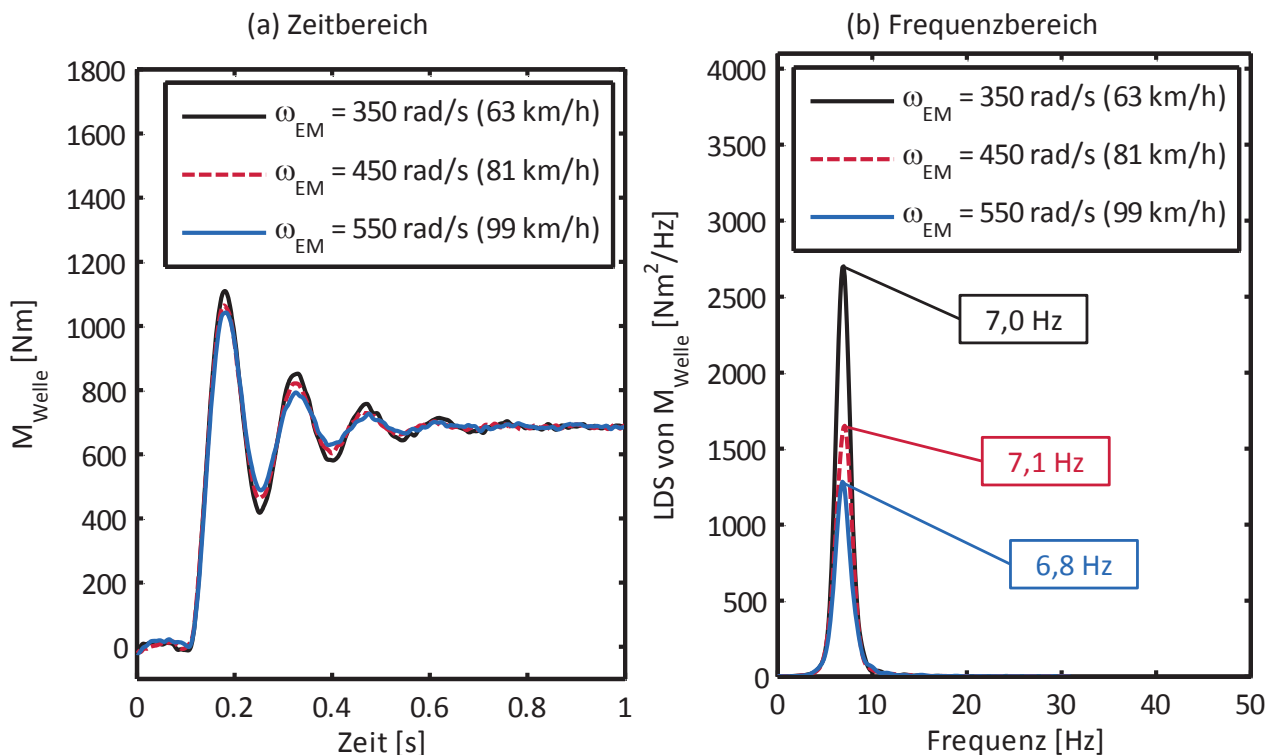


Abbildung 4-5: Sprungantwort bei Anregung an E-Maschine (Simulation)

4.3.3 Interpretation

Neben den genannten Abweichungen zwischen den Ergebnissen von Simulation und Fahrversuch ist erkennbar, dass zwei wesentliche Effekte des realen Antriebsstrangverhaltens durch das Simulationsmodell abgebildet werden:

- **Unterschiedliche Eigenfrequenzen bei ABS-Bremmung und Sprunganregung**

Sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch zeigt sich, dass die dominante Frequenz des Zeitverlaufs von M_{Welle} bei der ABS-Bremmung etwas mehr als doppelt so groß ist wie bei einer Sprunganregung an der E-Maschine.



- **Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit bei Sprunganregung**

Sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch zeigt sich eine deutliche Erhöhung der Dämpfung mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit.

Es kann somit davon ausgegangen werden, dass beide Effekte auf Systemeigenschaften beruhen, die durch das Simulationsmodell abgebildet werden. Dadurch kann eine Vielzahl möglicher weiterer potentieller Ursachen dieser Effekte, wie beispielsweise eine Drehzahlabhängigkeit von Getriebereibung und E-Maschinendynamik, ausgeschlossen werden.

Auf eine Anpassung der Parameter des Simulationsmodells zur Verbesserung der Übereinstimmung mit dem Versuchsfahrzeug wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, weil es bei den verschiedenen Manövern keine einheitliche Tendenz gibt, die beispielsweise auf ein zu geringes Trägheitsmoment oder eine zu hohe Steifigkeit schließen lassen. Die beobachteten Abweichungen sind somit mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die beschränkte Modellierungstiefe zurückzuführen.

Im folgenden Kapitel 4.3.4 erfolgt eine detailliertere Analyse des Simulationsmodells durch die Auswertung der Amplitudenverstärkung des Systems bei harmonischen Anregungen über einen weiten Frequenzbereich unter idealisierten Bedingungen. Diese Untersuchung ist im Fahrversuch nicht darstellbar.

4.3.4 Amplitudenverstärkung bei harmonischer Anregung

4.3.4.1 Modell-Idealisierung

Für die Untersuchungen in diesem Kapitel werden einige Anpassungen am Simulationsmodell vorgenommen, um eine Analyse des Systemverhaltens unter idealisierten Bedingungen zu ermöglichen:

- **Konstante Fahrzeuggeschwindigkeit**

Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird unabhängig von den angreifenden Kräften konstant gehalten, indem die Bewegungs-Differentialgleichung der Karosserie in x-Richtung konstant gehalten wird (Gleichung (2.9)).

- **Keine Straßenanregung**

Es wird eine ideal ebene Fahrbahn im Simulationsmodell des Reifens verwendet.

- **Idealisierte Aktoren**

Die Anregungen werden an der entsprechenden Stelle (Felge bzw. Luftspalt der E-Maschine) direkt in das Simulationsmodell eingeleitet. Das Übertragungsverhalten der Aktoren wird nicht berücksichtigt. Dies ermöglicht eine extrahierte Betrachtung des mechanischen Übertragungsverhaltens des Systems ohne Beeinflussung durch die Dynamik von E-Maschine und Reibungsbremse.

Bei den folgenden Untersuchungen wird das Übertragungsverhalten von Anregungen an den beiden Aktoren $M_{EM,LS}$ und M_{Bremse} auf das Drehmoment der Seitenwelle M_{Welle} betrachtet. Um die Anregungen an Bremse und E-Maschine direkt vergleichen zu können, wird bei der tatsächlich in das Simulationsmodell eingeleiteten Anregung am Luftspalt der E-Maschine $M_{EM,LS}$ die stationäre Getriebeübersetzung i_{15} berücksichtigt (Gleichungen (4.1)-(4.3)). Durch



die verhältnismäßig geringe Amplitude der Anregung von 10 Nm wird der Betriebspunkt des Reifens in der Längskraftbeiwert-Längsschlupf-Kennlinie nahezu konstant gehalten. Diese geringe Amplitude ist nur durch die Verwendung einer ideal ebenen Fahrbahn möglich, weil andernfalls die interessierende Systemantwort durch die Straßenanregung überdeckt werden würde.

$$M_{EM,LS} = \frac{1}{i_{1s}} \hat{M}_{Anregung} \sin(\omega t) \tag{4.1}$$

$$M_{Bremse} = \hat{M}_{Anregung} \sin(\omega t) \tag{4.2}$$

$$\hat{M}_{Anregung} = 10 \text{ Nm} \tag{4.3}$$

4.3.4.2 Amplitudenverstärkung bei freierrollendem Rad

Abbildung 4-6a zeigt die Amplitudenverstärkung von einer Anregung an der E-Maschine auf M_{Welle} bei einem – abgesehen von der harmonischen Anregung – freierrollenden Rad.

Bei allen Fahrzeuggeschwindigkeiten ist eine deutlich ausgeprägte Überhöhung zu erkennen, die zwischen 6,4 Hz und 6,8 Hz liegt. Die Stärke der Überhöhung nimmt mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit signifikant ab. Dieser simulierte Betriebszustand entspricht einem leichten „Spielen“ mit dem Gaspedal und wird im Folgenden als *Antriebsruckeln* bezeichnet.

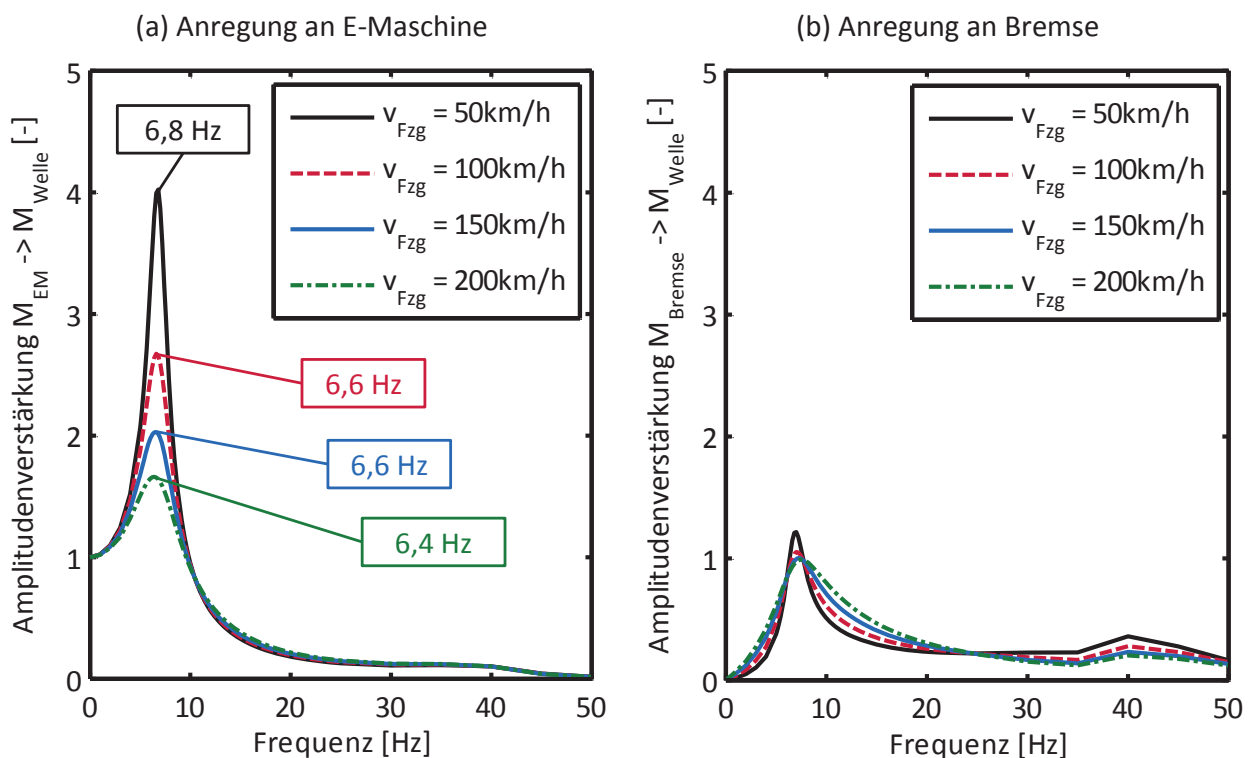


Abbildung 4-6: Amplitudenverstärkungen bei freierrollendem Rad (Simulation)

Ebenfalls grundsätzlich möglich – wenn auch eventuell im realen Fahrbetrieb weniger relevant – ist eine Anregung des Systems durch ein leichtes „Spielen“ mit dem Bremspedal. Aus Abbildung 4-6b ist ersichtlich, dass die Überhöhung der Amplitudenverstärkung in diesem Fall deutlich geringer ausfällt als bei einer Anregung an der E-Maschine. Eine signifikante



Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit ist hier nicht erkennbar. Die Frequenz der Überhöhung liegt mit 7,0 Hz bis 7,5 Hz etwas über der Frequenz bei einer Anregung durch die E-Maschine.

4.3.4.3 Amplitudenverstärkung bei großem Längskraftbeiwert (ABS-Bremmung)

Zur Analyse des Antriebsstrangverhaltens bei einem Reifen-Betriebspunkt mit hohem Längskraftbeiwert, wie er für eine ABS-Bremmung typisch ist, wird der harmonischen Anregung ein stationäres Bremsmoment an der Felge überlagert. Das stationäre Bremsmoment wird so gewählt, dass der Reifen bei einem Bremschlupf von 7,2 % betrieben wird. Dieser Betriebspunkt ist sehr dicht am Längskraftbeiwert-Maximum, wodurch sich eine sehr kleine Längsschlupfsteifigkeit von 3,0 ergibt (vergleiche auch Abbildung 3-6).

Abbildung 4-7b zeigt die Amplitudenverstärkung bei einer Anregung an der Bremse. Bei allen Fahrzeuggeschwindigkeiten ist eine deutlich ausgeprägte Überhöhung zu erkennen, die zwischen 13,0 Hz und 13,2 Hz liegt. Die Amplitudenverstärkung steigt mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit.

Da in dieser Arbeit auch Konzepte betrachtet werden sollen, bei denen die ABS-Regelung ganz oder teilweise durch die E-Maschinen durchgeführt wird, ist die Amplitudenverstärkung bei einer Anregung an der E-Maschine im ABS-Betriebspunkt ebenfalls relevant. Auch hier zeigt sich eine signifikante Überhöhung zwischen 13,0 Hz und 13,2 Hz und der gleiche Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit (Abbildung 4-7a). Die Überhöhung fällt aufgrund der mechanischen Systemeigenschaften allerdings nur in etwa halb so groß aus wie bei einer Anregung an der Bremse.

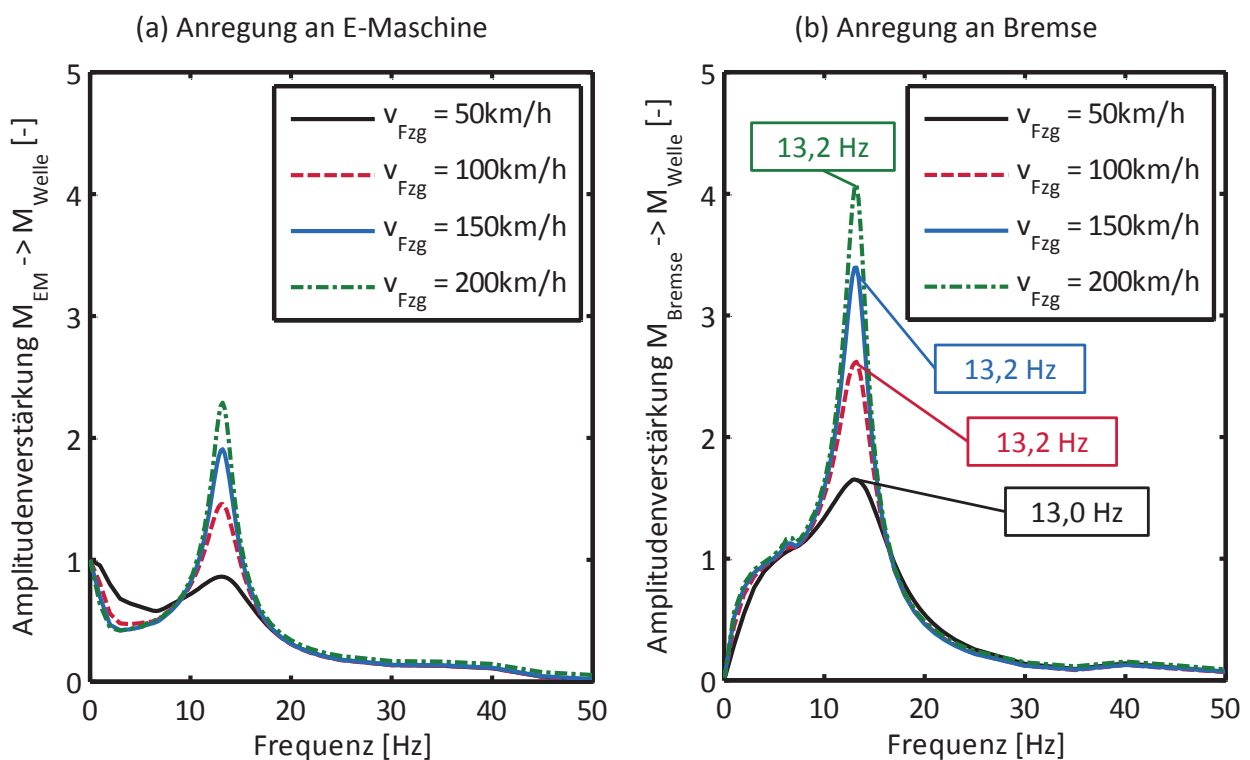


Abbildung 4-7: Amplitudenverstärkungen bei großem Längskraftbeiwert (Simulation)



4.3.5 Klassifizierung der Schwingungsphänomene

Auf Basis der simulativen Untersuchungen und der Fahrzeugmessungen können die Schwingungsphänomene in zwei Kategorien unterteilt werden.

- **Antriebsruckeln**

Das Antriebsruckeln wird beispielsweise von MITSCHKE [Mit94] beschrieben. Diese Schwingung des Antriebsstrangs kann vor allem durch ein leichtes „Spielen“ mit dem Gaspedal hervorgerufen werden. Sie zeichnet sich durch einen Betrieb des Reifens in einem Bereich kleinen Schlupfs und hoher Längsschlupfsteifigkeit sowie durch einen gegensinnigen Zusammenhang von Fahrzeuggeschwindigkeit und Amplitudenverstärkung aus. Die Eigenfrequenz liegt bei dem untersuchten Fahrzeug zwischen 6,4 Hz und 6,8 Hz.

- **ABS-Schwingungen (Schwingungen im Bereich des Längskraftbeiwert-Maximums)**

ABS-Schwingungen zeichnen sich durch einen Betrieb des Reifens in einem Bereich hohen Schlupfs und kleiner Längsschlupfsteifigkeit sowie durch einen gleichsinnigen Zusammenhang von Fahrzeuggeschwindigkeit und Amplitudenverstärkung aus. Die Eigenfrequenz liegt bei dem untersuchten Fahrzeug zwischen 13,0 Hz und 13,2 Hz.

Im folgenden Kapitel wird durch eine Analyse des linearisierten Systems gezeigt, dass die unterschiedlichen Streckeneigenschaften beim Antriebsruckeln und bei ABS-Schwingungen auf die unterschiedlichen Betriebspunkte des Reifen-Fahrbahn-Kontakts zurückgeführt werden können.

4.4 Analyse des linearisierten Systems

4.4.1 Dämpfung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts in den Arbeitspunkten

Die folgenden Untersuchungen wurden mit dem in Kapitel 3 beschriebenen linearen Antriebsstrangmodell durchgeführt. Abweichend vom vollständigen Zustandsraummodell (Kapitel 3.7) wird die Dynamik der E-Maschine für die folgenden Untersuchungen analog zu Kapitel 4.3.4.1 nicht berücksichtigt, so dass sich die Anzahl der Systemzustände von 8 auf 7 reduziert. Um die Ergebnisse aus Simulation und Fahrzeugmessungen mit dem linearisierten System reproduzieren zu können, muss der Dämpfungsparameter des Reifen-Fahrbahn-Kontakts $d_{\text{RFK},i}$ für den jeweiligen Betriebspunkt i passend gewählt werden. Die Parameter des freirollenden Betriebspunkts sind in Tabelle 4.1 und die Parameter des ABS-Betriebspunkts in Tabelle 4.2 aufgeführt. Die Berechnung von $d_{\text{RFK},i}$ erfolgt gemäß Gleichung (3.22). Die Längsschlupfsteifigkeit κ kann aus Abbildung 3-6 abgelesen werden.

Tabelle 4.1: d_{RFK} für freirollende Betriebspunkte

v_{Fzg}	ω_{Fzg}	$F_{z,\text{frei}}$	$\mu_{\text{frei},0}$	K_{frei}	$d_{\text{RFK},\text{frei}}$
50 km/h	39,7 rad/s	5840 N	0,0	29,9	1540 Nms/rad
100 km/h	79,4 rad/s	5840 N	0,0	29,9	770 Nms/rad
150 km/h	119,0 rad/s	5840 N	0,0	29,9	513 Nms/rad
200 km/h	158,7 rad/s	5840 N	0,0	29,9	385 Nms/rad

Tabelle 4.2: d_{RFK} für ABS-Betriebspunkte

v_{Fzg}	ω_{Fzg}	$F_{z,ABS}$	$\mu_{ABS,0}$	K_{ABS}	$d_{RFK,ABS}$
50 km/h	39,7 rad/s	4800 N	1,12	3,0	127 Nms/rad
100 km/h	79,4 rad/s	4800 N	1,12	3,0	64 Nms/rad
150 km/h	119,0 rad/s	4800 N	1,12	3,0	42 Nms/rad
200 km/h	158,7 rad/s	4800 N	1,12	3,0	32 Nms/rad

4.4.2 Amplitudenverstärkung bei harmonischer Anregung

4.4.2.1 Amplitudenverstärkung bei freierrollendem Rad

Abbildung 4-8 zeigt die Amplitudenverstärkung des linearisierten Systems für Betriebspunkte mit freierrollendem Rad bei verschiedenen Geschwindigkeiten gemäß Tabelle 4.1. Ein Vergleich mit den Amplitudenverstärkungen des Simulationsmodells (Abbildung 4-6) ergibt eine grundsätzliche qualitative Übereinstimmung beim Einfluss des Anregungsorts und der Fahrzeuggeschwindigkeit auf den Verlauf der Amplitudenverstärkung. Das ausgeprägte Maximum der Amplitudenverstärkung bei einer Anregung an der E-Maschine ist beim linearisierten System allerdings deutlich größer und liegt bei einer um ca. 20 % höheren Frequenz. Für diesen Betriebspunkt bildet das lineare Dämpfermodell des Reifen-Fahrbahn-Kontakts das komplexe, nicht-lineare Reifenmodell des Simulationsmodells offenbar nur mit einer vergleichsweise großen Unschärfe ab.

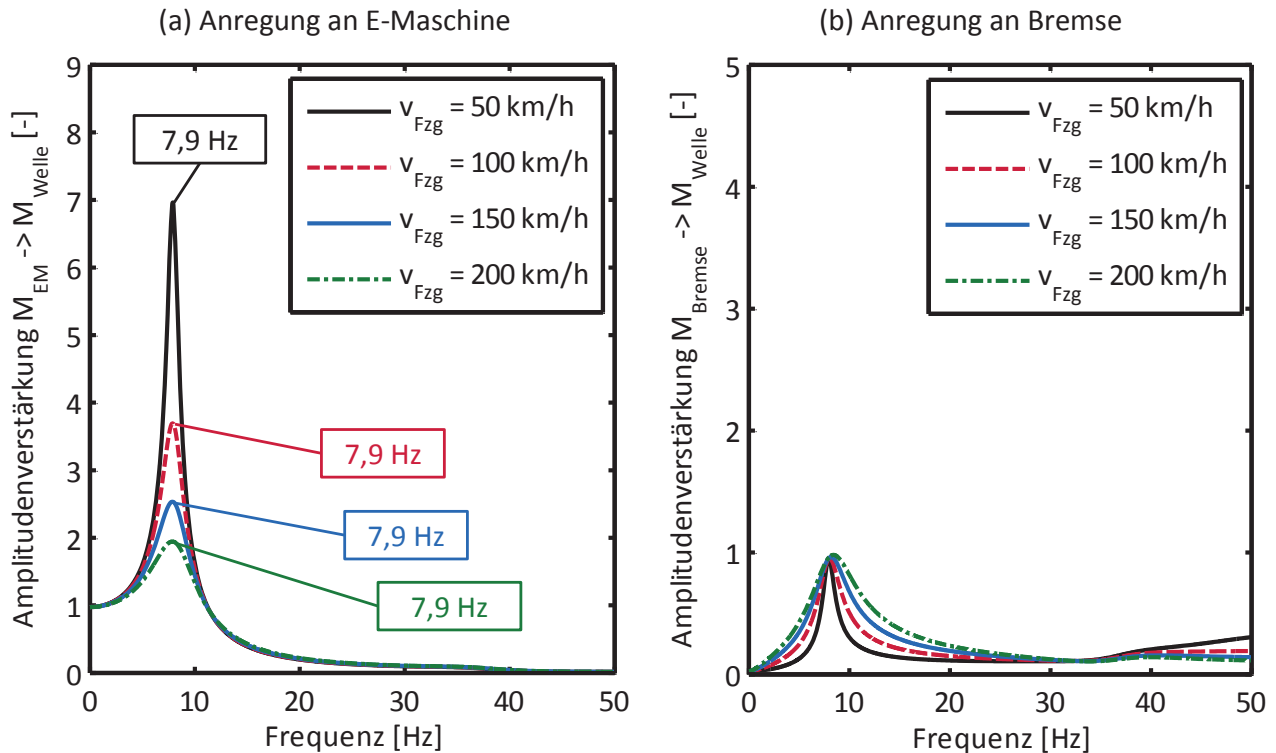


Abbildung 4-8: Amplitudenverstärkungen bei freierrollendem Rad (lin. System)



4.4.2.2 Amplitudenverstärkung bei großem Längskraftbeiwert (ABS-Bremmung)

Abbildung 4-9 zeigt die Amplitudenverstärkung des linearisierten Systems für ABS-Betriebspunkte bei verschiedenen Geschwindigkeiten gemäß Tabelle 4.2. Ein Vergleich mit den Amplitudenverstärkungen des Simulationsmodells (Abbildung 4-7) zeigt eine insgesamt sehr gute Übereinstimmung. Sowohl bei einer Anregung an der E-Maschine als auch bei einer Anregung an der Bremse weicht die Frequenz der maximalen Amplitudenverstärkung um weniger als 5 % ab. Lediglich bei 50 km/h fällt die Abweichung mit 11 % größer aus. Der Betrag der maximalen Amplitudenverstärkung weicht bei 200 km/h und 150 km/h ebenfalls um weniger als 5 % ab. Bei 100 km/h und 50 km/h ist die Abweichung mit 9 % bzw. 16 % etwas größer.

Die Frequenz der Überhöhung bei 100 km/h bei einer Anregung an der Bremse liegt mit 13,4 Hz (lineares Modell) bzw. 13,2 Hz (Simulationsmodell) mit einer Abweichung von unter 1 % zudem sehr nahe an der Frequenz von 13,3 Hz, die in der Fahrzeugmessung ermittelt wurde (Abbildung 4-2c).

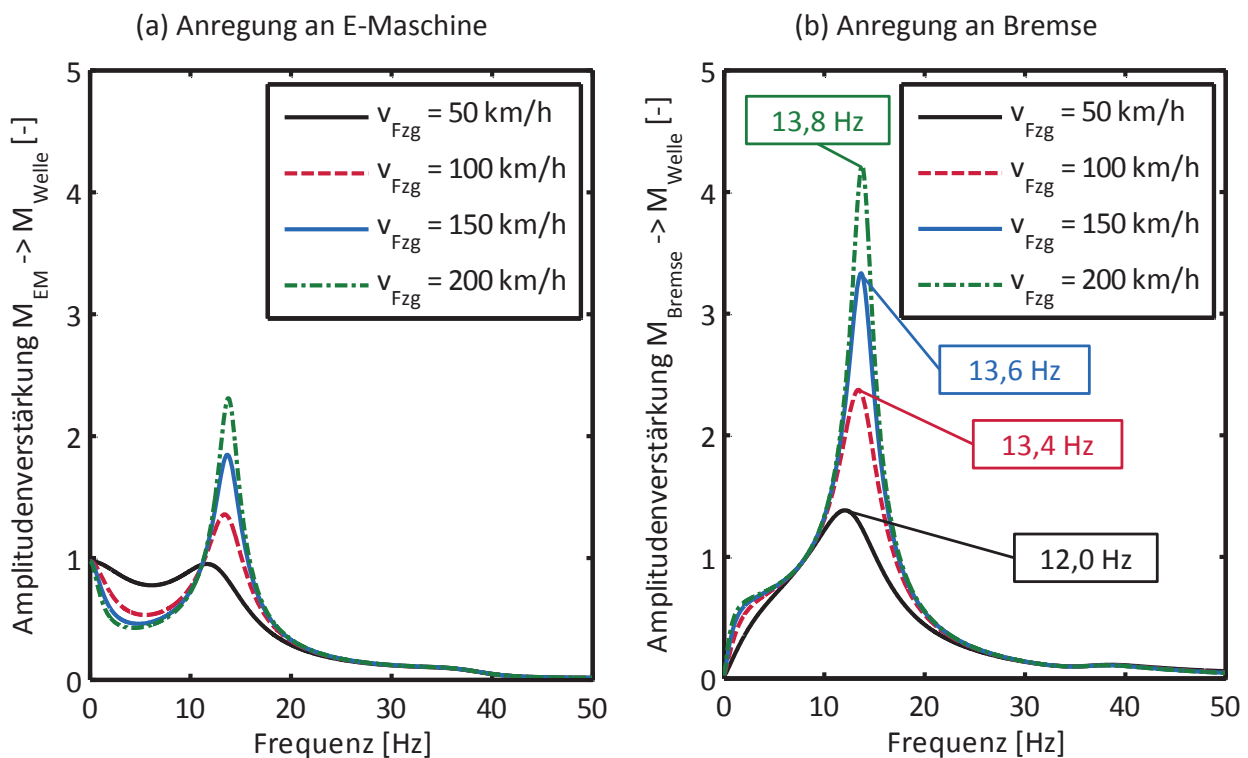


Abbildung 4-9: Amplitudenverstärkungen bei großem Längskraftbeiwert (lin. System)

4.4.3 Interpretation und Festlegung des ABS-Arbeitspunkts

Im Fokus dieser Arbeit steht der Entwurf einer Regelung zur Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Bremmung. Dieses Phänomen unterscheidet sich in mehrerer Hinsicht vom Phänomen des Antriebsruckelns, wie es beispielsweise von MITSCHE [Mit94] beschrieben wird. Die dargestellten Unterschiede können auf die unterschiedlichen Betriebspunkte des Reifen-Fahrbahn-Kontakts zurückgeführt werden. Die durchgeführten Untersuchungen mit Versuchsfahrzeug, Simulationsmodell und linearisiertem System werden durch die rein simulativen Analysen von BOTTIGLIONE et al. [BSS12] hinsichtlich der grundsätzlichen Schlupfabhängigkeit der Antriebsstrangschwingung bestätigt.



Aus den quantitativen Analysen des Kapitels 4.4.2.2 ist ersichtlich, dass das Phänomen der Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Bremung durch das lineare System mit einer sehr guten Übereinstimmung mit den Ergebnissen des Simulationsmodells und des Versuchsfahrzeugs abgebildet wird. Das lineare System kann somit als Basis für den Reglerentwurf verwendet werden.

Eine Berücksichtigung der Zeitvarianz des Parameters d_{RFK} im Reglerentwurf ist grundsätzlich möglich, indem beispielsweise die Reglerparameter zur Laufzeit an den aktuellen Wert von d_{RFK} angepasst werden [RSKL12]. Dies erfordert jedoch eine sehr genaue Schätzung von d_{RFK} , die nur mit hohem Aufwand realisiert werden kann, weil hierfür neben einer Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit auch eine Schätzung des Reifen-Betriebspunkts und der Radaufstandskraft benötigt wird. Darüber hinaus besteht die grundsätzliche Problematik, dass die Schwingung des Antriebsstrangs direkt auf die Raddrehzahl und damit auf den Reifen-Betriebspunkt zurückkoppelt. Der Arbeitspunkt des Reglers ändert sich somit mit einer ähnlichen Dynamik wie die Regelgröße selbst. Um diese unerwünschte Kopplung, die bei einer arbeitspunktabhängigen Anpassung der Reglerparameter auftreten würde, zu vermeiden, wird der Regler in dieser Arbeit für einen typischen ABS-Arbeitspunkt ausgelegt. Die Gültigkeit des Reglerentwurfs für abweichende Betriebspunkte wird durch eine Robustheitsuntersuchung in Kapitel 5.5.6 sichergestellt.

Als typischer ABS-Arbeitspunkt wird eine Geschwindigkeit von 100 km/h bei einem Bremschlupf von 7,2 % festgelegt (Kapitel 3.5.2.2). Die Amplitudenverstärkung des Simulationsmodells bei diesem Betriebspunkt (Abbildung 4-7) dient als Referenz für die Festlegung von d_{RFK} . Abbildung 4-10 zeigt die Adaption von d_{RFK} auf diesen Betriebspunkt. Der Wert von 57 Nms/rad wird als Arbeitspunkt für den Reglerentwurf im folgenden Kapitel 5 verwendet. Insbesondere die für den Reglerentwurf bedeutende dominante Eigenfrequenz wird durch das lineare System mit einer guten Übereinstimmung abgebildet.

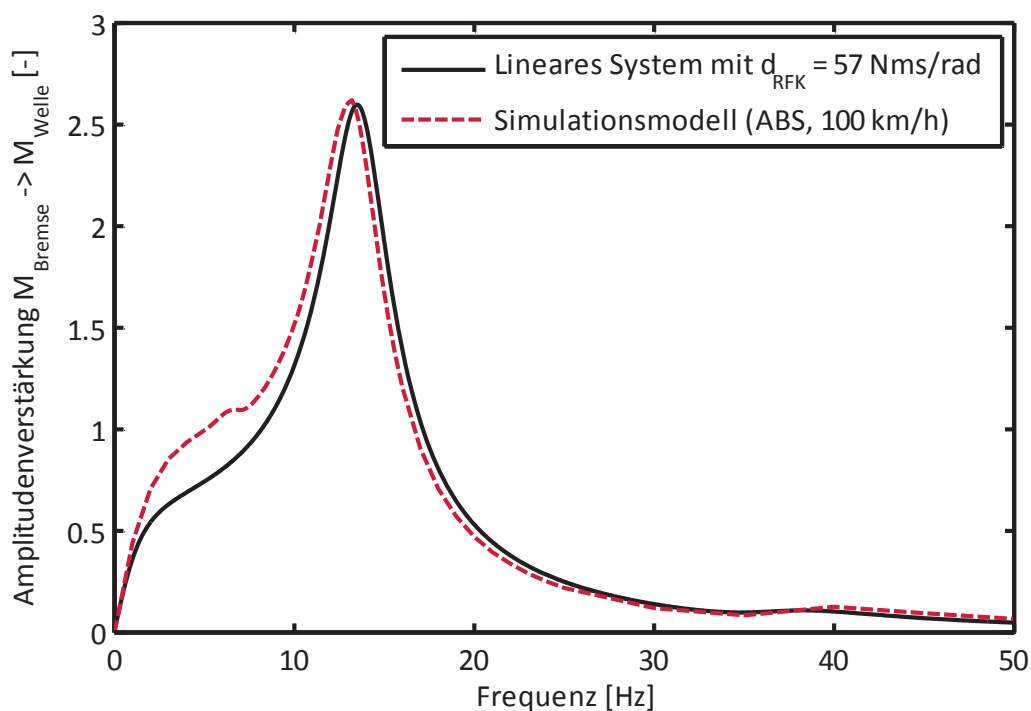


Abbildung 4-10: Adaption von d_{RFK} auf den ABS-Arbeitspunkt



Abbildung 4-11 zeigt die Lage der Systempole des unregulierten Systems im ABS-Arbeitspunkt. Die grafische Darstellung in der komplexen Ebene ermöglicht eine anschauliche Analyse von Frequenz, Dämpfung und Stabilitätsgrad aller Systempole und bildet die Grundlage des Reglerentwurfs zur Polzuweisung [Lun06, S. 228]. Die drei schwingungsfähigen Polpaare weisen dabei eine relativ geringe Dämpfung auf, wobei ausschließlich das Polpaar des Schwingungssystems von Steg und Felge im relevanten Frequenzbereich liegt.

Die Beschriftung der Pole mit den einzelnen mechanischen Teilsystemen dient einer verbesserten Anschaulichkeit. Die Pole werden dem Teilsystem zugeordnet, dessen Parameter den maßgeblichen Einfluss auf die Lage der jeweiligen Pole haben. Aufgrund der Kopplungen zwischen den Teilsystemen gibt es jedoch keine mathematisch eindeutige Zuordnung von einzelnen Polen zu mechanischen Teilsystemen.

Auf Basis der linearisierten Zustandsraumdarstellung des Systems am ABS-Arbeitspunkt wird im folgenden Kapitel der Regler zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen entwickelt.

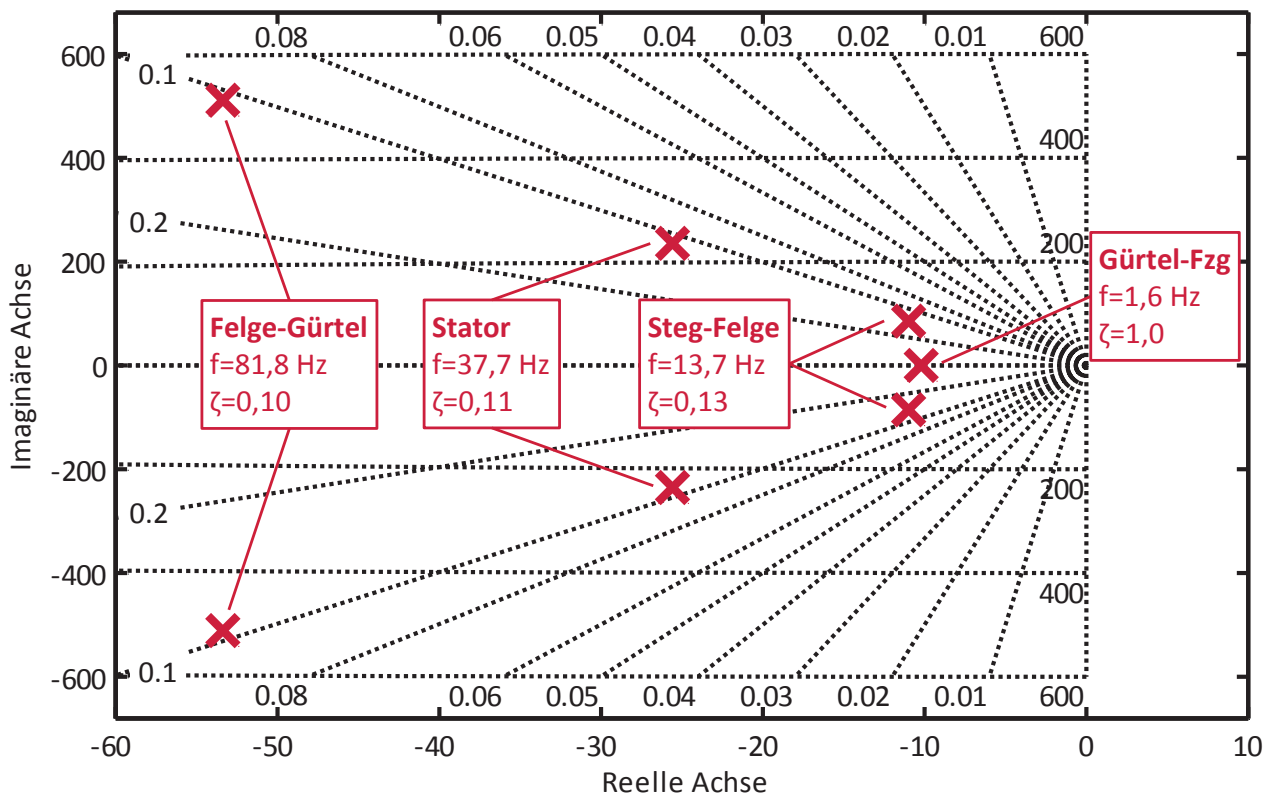


Abbildung 4-11: Lage der Pole des unregulierten Systems im ABS-Arbeitspunkt²¹

²¹ Die Positionen der Pole in der komplexen Ebene sind mit einem Kreuz (x) markiert. Ringförmig (in der Darstellung fast waagrecht) sind die Linien konstanter Winkelgeschwindigkeit und sternförmig sind die Linien konstanter Dämpfung aufgetragen.



5 REGLERENTWURF

Bestandteil dieses Kapitels ist der Entwurf eines Reglers zur aktiven Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Bremmung. Der Reglerentwurf basiert auf der in Kapitel 3 hergeleiteten Zustandsraumdarstellung und dem in Kapitel 4 identifizierten Arbeitspunkt der Strecke.

Nach einem Überblick über den Stand der Technik in Kapitel 5.1 erfolgt in Kapitel 5.2 der Entwurf der Zustandsrückführung und die Auslegung der Reglerparameter. Die Zustandsrückführung wird in Kapitel 5.3 um einen zusätzlichen Stellgrößeneingang und in Kapitel 5.4 um ein Vorfilter erweitert. Die Synthese und Analyse des vollständigen Reglers erfolgt in Kapitel 5.5.

5.1 Stand der Technik

Die aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen in elektrischen Antrieben ist ein Themengebiet, das seit über 20 Jahren in Industrie und Wissenschaft intensiv bearbeitet wird. Aus der Vielzahl der Veröffentlichungen kann an dieser Stelle folglich nur eine Auswahl aufgeführt werden. Da der Einfluss des Reifen-Fahrbahn-Kontakts auf die Schwingungen im Antriebsstrang im Fokus dieser Arbeit steht, werden im Folgenden nur Veröffentlichungen über Verfahren zur Schwingungsdämpfung bei Straßenfahrzeugen detaillierter beschrieben. Ein Überblick über den Stand der Technik bei Schienenfahrzeugen findet sich beispielsweise in [Eng96]. Einen Überblick über den Stand der Technik bei industriellen Anwendungen bieten [BG98, Krü95, Hor95].

BÖCKER, AMANN et al. [BAS05] beschreiben eine aktive Schwingungsdämpfung für ein Fahrzeug mit elektrisch angetriebener Hinterachse mit einer E-Maschine, Getriebestufe und Differential. Als Messgrößen werden die Drehzahl der E-Maschine, die Raddrehzahlen der Hinterräder und das geschätzte Drehmoment der E-Maschine verwendet. Das aus diesen Messgrößen beobachtete Getriebemoment wird mit einer linearen Übertragungsfunktion zurückgeführt. Die Wahl der Parameter der Übertragungsfunktion wird durch Polplatzierung bestimmt. Das zu Grunde liegende Modell ist ein 2-Massen-System ohne Berücksichtigung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts und der Lagerung der E-Maschine (vergleiche auch [ABP04]).

BOTTIGLIONE et al. [BSS12] führen das beobachtete Seitenwellenmoment eines radnahen Einzelradantriebs mit einem linearen Regelgesetz zurück. Die Auslegung der Reglerparameter erfolgt durch Polplatzierung unter Berücksichtigung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts.

MENNE [Men01] beschreibt eine aktive Schwingungsdämpfung für ein Fahrzeug mit elektrisch angetriebener Vorderachse mit einer E-Maschine, Getriebestufe und Differential. Die Dämpfungsregelung basiert auf der Rückführung der Differenz von Rotorwinkelgeschwindigkeit und äquivalenter Fahrzeugwinkelgeschwindigkeit sowie einer zusätzlichen Rückführung des Seitenwellenmoments. Das zu Grunde liegende Modell ist ebenfalls ein 2-Massen-System ohne Berücksichtigung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts und der Lagerung der E-Maschine.



GÖTTING [Göt04] führt die Arbeit von MENNE fort. Die vorgestellte Dämpfungsregelung basiert auf der Rückführung der Ableitung des Verdrehwinkels der Seitenwellen und der Nickbewegung der E-Maschine. Die Wahl der Parameter der Übertragungsfunktion wird durch Polplatzierung bestimmt. Das zu Grunde liegende Modell ist ebenfalls ein 2-Massen-System ohne Berücksichtigung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts, das um eine Modellierung der Lagerung der E-Maschine erweitert ist.

LOHNER [Loh00] beschreibt eine Dämpfungsregelung für einen elektrischen Achsantrieb mit Differential, die ausschließlich die gemessene Drehzahl der E-Maschine verwendet. Die gemessene Drehzahl wird von einer *virtuellen Fahrzeugdrehzahl* subtrahiert und über einen Verstärkungsfaktor zurückgeführt.

Alle bekannten Veröffentlichungen verwenden für die aktive Schwingungsdämpfung das Drehzahlsignal des elektrischen Antriebs und teilweise zusätzlich die Raddrehzahlen. Außer bei [ABP04, BAS05, BSS12] sind die Drehzahlinformationen direkter Bestandteil des Regelgesetzes. Über einen Beobachter können nicht-gemessene Größen wie das Drehmoment von Getriebe bzw. Seitenwelle oder der Verdrehwinkel der Seitenwelle berechnet werden. Das Regelgesetz wird schließlich aus den direkt gemessenen Drehzahlen, den beobachteten Größen oder einer Kombination beider gebildet.

Viele der aus dem Stand der Technik bekannten Untersuchungen verwenden zur Herleitung des Regelgesetzes anschauliche Modelle wie beispielsweise einen *virtuellen Dämpfungsfaktor* [Men01, S. 116ff], ein *virtuelles Trägheitsmoment* [Men01, S. 136ff], eine *virtuelle Steifigkeit* [Göt04, S. 94ff] oder eine *virtuelle Fahrzeugdrehzahl* [Loh00]. Mathematisch lassen sich diese Regelgesetze aber immer in eine Zustandsrückführung überführen (vergleiche beispielsweise [Men01, S. 142ff]). Selbst wenn das Regelgesetz wie in [ABP04] eine eigene Dynamik enthält, kann dies zumeist mit Hilfe einer geeigneten Erweiterung der Regelstrecke auch durch eine proportionale Zustandsrückführung dargestellt werden (vergleiche auch [Lun06, S. 144f, RSKL12]).

Der Reglerentwurf in den folgenden Kapiteln orientiert sich deshalb vollständig an der Systematik der proportionalen Zustandsrückführung für lineare Systeme, weil diese die universellste Beschreibungsform eines linearen Regelgesetzes darstellt (vergleiche auch [Lun06, S. 140f]). Er basiert auf einem Konzept, das von ROSENBERGER [Ros12b] sowie von ROSENBERGER et al. [RSKL12] beschrieben wird.

5.2 Zustandsrückführung zur Schwingungsdämpfung

5.2.1 Zielsetzung

Die wichtigste Zielsetzung der Zustandsrückführung ist die Erhöhung der Dämpfung des Schwingungssystems (bzw. des Polpaars) Steg-Felge, weil dieses für die unerwünschten Schwingungen im Antriebsstrang verantwortlich ist. Das Schwingungssystem Felge-Reifengürtel besitzt eine deutlich höhere Eigenfrequenz (Abbildung 4-11) und hat deshalb einen untergeordneten Einfluss auf die relevanten Schwingungsphänomene. Eine Erhöhung der Dämpfung dieses Polpaars ist demzufolge nicht zielführend.



Das Polpaar der Statorschwingung liegt ebenfalls über dem relevanten Frequenzbereich (Abbildung 4-11). Messungen im Versuchsfahrzeug zeigen zwar, dass es beim Auftreten von Antriebsstrangschwingungen auch zu einer rotatorischen Schwingung des Stators in seiner Lagerung kommt. Diese Schwingung des Stators hat jedoch die gleiche Frequenz wie die Schwingung des Steg-Felge-Systems. Es handelt sich folglich um eine erzwungene Schwingung, die durch die Schwingung des Steg-Felge-Systems eingepägt wird (vergleiche auch Validierungsergebnisse in Abbildung 7-4). Eine Erhöhung der Dämpfung des Stator-Systems ist demzufolge ebenfalls nicht zielführend. Da die Bewegung des Stators allerdings indirekt auf dem gemessenen Drehzahlsignal vorhanden ist und sich das Stellmoment des Reglers am Stator abstützt, muss sichergestellt werden, dass durch diese Rückkopplung die Dämpfung des Stator-Systems nicht verringert wird oder das Stator-System instabil wird. Dies ist Bestandteil des folgenden Kapitels 5.2.2.

Eine weitere Anforderung an die Zustandsrückführung ist, dass bei einem stationären Systemverhalten das Stellmoment des Reglers null sein muss. Ein stationäres Systemverhalten ist dadurch gekennzeichnet, dass die Ableitungen aller Verdrehwinkel (zwischen Reifengürtel und Felge, zwischen Felge und Steg und zwischen Stator und Karosserie) null sind. Die Verdrehwinkel selbst sowie die Schlupfdrehzahl zwischen Reifen und Fahrbahn können dabei ungleich null sein. Diese Anforderung kann am einfachsten realisiert werden, wenn die Verdrehwinkel und die Schlupfdrehzahl nicht zurückgeführt werden.

Diese Anforderung lässt sich anschaulich dadurch begründen, dass der Regler keine stationäre Verfälschung des Fahrerwunschs (Fahrzeugbeschleunigung oder -verzögerung) generieren darf. Da ein stationäres Systemverhalten zudem dadurch gekennzeichnet ist, dass keine Antriebsstrangschwingungen vorhanden sind, wäre ein Stellmoment des Reglers in dieser Situation darüber hinaus nicht zielführend.

Neben diesen Anforderungen soll die Zustandsrückführung so ausgelegt werden, dass die angeforderten Stellmomente möglichst im Rahmen der Stellgrößenbegrenzung sind und die Dynamik des Drehmomentaufbaus durch die E-Maschine nicht zu stark reduziert wird. Diese Anforderungen müssen durch eine Analyse des Zeitverhaltens beurteilt werden, weil die Lage der Systempole hier keine Aussagekraft besitzt.

5.2.2 Berücksichtigung der Statorbewegung auf dem Sensorsignal

Bei der Auslegung der Zustandsrückführung muss berücksichtigt werden, dass der Sensor zur Erfassung der Stegdrehzahl (Drehzahl des Abtriebs der E-Maschine) nicht zu einem karosseriefesten Bezugssystem misst, sondern relativ zur Drehbewegung des Stators (Abbildung 3-1). Im Folgenden werden die Größen $\Delta\omega$ und $\Delta\omega_{\text{rel}}$ gemäß den Gleichungen (5.1) und (5.2) definiert.

$$\Delta\omega = \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \quad (5.1)$$

$$\Delta\omega_{\text{rel}} = \Delta\omega_{\text{gemessen}} = \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Stator}} - \omega_{\text{Fel}} \quad (5.2)$$

Wie bereits in [Men01, Göt04] ausgeführt wird, ist die Differenzdrehzahl zwischen Steg und Felge die wichtigste Rückführgröße zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen. Es stellt



sich jedoch die Frage, ob die gemessene relativ-Differenzdrehzahl $\Delta\omega_{\text{rel}}$ direkt verwendet werden kann, oder ob es vorteilhafter ist, den gemessenen Wert zu korrigieren und die absolut-Differenzdrehzahl $\Delta\omega$ zurückzuführen. Eine Gegenüberstellung beider Varianten wurde von ROSENBERGER et al. [RSKL12] durchgeführt. Es wird gezeigt, dass eine Rückführung der direkt gemessenen relativ-Differenzdrehzahl zu keiner Veränderung des Polpaars der Statorschwingung führt. Bei einer Rückführung der absolut-Differenzdrehzahl bewegt sich das Polpaar der Statorschwingung hingegen mit zunehmender Rückführverstärkung zu kleineren Dämpfungen und wird für bestimmte Rückführverstärkungen sogar instabil.

Aus diesem Grund wird im Folgenden direkt die gemessene relativ-Differenzdrehzahl $\Delta\omega_{\text{rel}}$ verwendet. Dieses Ergebnis bestätigt die von Götting durchgeführten Untersuchungen, nach denen die implizit zurückgeführte Statorbewegung einen positiven Einfluss auf die Schwingungsdämpfung hat [Göt04, S. 92].

5.2.3 Wahl der Rückführparameter

In Gleichung (5.3) ist das in Kapitel 3.7 hergeleitete Zustandsraummodell des Antriebsstrangs nochmals dargestellt. Die Elemente der Dynamikmatrix sind in Anhang B aufgeführt.

Um die Zielsetzung eines unveränderten stationären Systemverhaltens zu erfüllen, werden die Verdrehwinkel (Zustände 1, 4 und 6) und die Schlupfdrehzahl (Zustand 3) nicht zurückgeführt. Die Verdrehgeschwindigkeit zwischen Reifengürtel und Felge (Zustand 7) wird aufgrund ihrer untergeordneten Bedeutung ebenfalls nicht zurückgeführt.

$$\begin{bmatrix} \omega_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{RG}} - \dot{\omega}_{\text{Fzg}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg}} - \dot{\omega}_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ \dot{\omega}_{\text{Fel}} - \dot{\omega}_{\text{RG}} \\ \dot{M}_{\text{EM}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & 0 & a_{2,4} & a_{2,5} & 0 & 0 & a_{2,8} \\ 0 & 0 & a_{3,3} & 0 & 0 & a_{3,6} & a_{3,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{5,1} & a_{5,2} & 0 & a_{5,4} & a_{5,5} & a_{5,6} & a_{5,7} & a_{5,8} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & a_{7,3} & a_{7,4} & a_{7,5} & a_{7,6} & a_{7,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,8} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{RG}} - \omega_{\text{Fzg}} \\ \alpha_{\text{Steg}} - \alpha_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \alpha_{\text{Fel}} - \alpha_{\text{RG}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ M_{\text{EM}} \end{bmatrix} + B \underline{u} \quad (5.3)$$

Als wichtigste Rückführgröße wird die relativ-Differenzdrehzahl zwischen Steg und Felge $\Delta\omega_{\text{rel}}$ (Kombination aus Zustand 2 und Zustand 5) verwendet. Durch UHLIG [Uhl11, S. 40ff] und ROSENBERGER et al. [RSKL12] wird gezeigt, dass durch eine zusätzliche Rückführung des Drehmoments der E-Maschine M_{EM} (Zustand 8) die Effektivität der Schwingungsdämpfung signifikant verbessert werden kann. Das vollständige Regelgesetz ergibt sich damit gemäß Gleichung (5.4).

$$\underline{u}_{\text{Regler}} = -\left(K_1 \Delta\omega_{\text{rel}} + K_2 M_{\text{EM}}\right) = -\left(K_1 (x_5 - x_2) + K_2 x_8\right) \quad (5.4)$$

Der Einfluss der Rückführparameter K_1 und K_2 auf die Dämpfung des Polpaars Steg-Felge ist aus Abbildung 5-1 ersichtlich. Ohne den Rückführparameter K_2 kann auch durch eine beliebig hohe Wahl von K_1 die Dämpfung des Polpaars nur geringfügig erhöht werden. Durch eine Erhöhung von K_2 wird die maximal mögliche Dämpfung vergrößert und zu höheren Werten



von K_1 verschoben. Die für diese Arbeit gewählte Konfiguration von K_1 und K_2 ist in Tabelle 5.1 aufgeführt. Diese Konfiguration gewährleistet neben einer ausreichenden Dämpfung des relevanten Polpaars auch ein gutes Zeitverhalten und eine Stellgrößenanforderung, die im realen Fahrbetrieb im Rahmen der Stellgrößenbeschränkung bleibt.

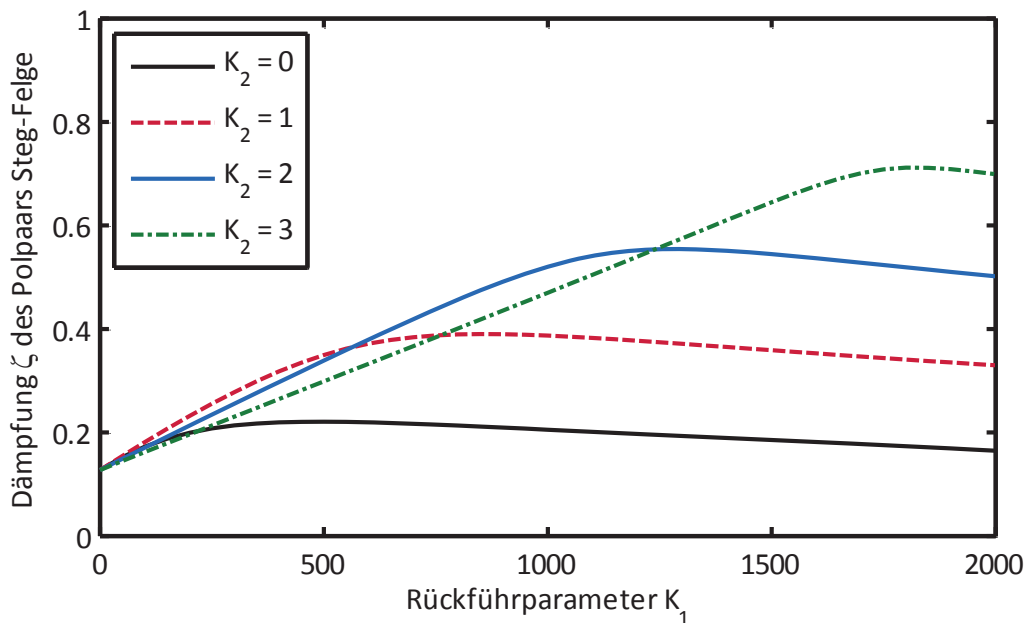


Abbildung 5-1: Auslegung von K_1 und K_2

Aus Tabelle 5.1 ist ersichtlich, dass durch K_2 (blau markiert) ausschließlich der Pol der E-Maschine zu höheren Frequenzen verschoben wird. Durch K_1 (rot markiert) wird diese Verschiebung größtenteils wieder rückgängig gemacht, während gleichzeitig die Dämpfung des Polpaars Steg-Felge deutlich erhöht wird. Zusätzlich wird durch K_1 auch der Pol der Schlupfgeschwindigkeit etwas verschoben. Alle anderen Pole werden weder durch K_1 noch durch K_2 signifikant verändert.

Diese Zusammenhänge sind in Abbildung 5-2 nochmals in grafischer Form dargestellt.

Tabelle 5.1: Wahl von K_1 und K_2 und Auswirkung auf Pollagen

	ungeregelt	nur K_2	K_1 und K_2
K_1	0	0	1250
K_2	0	2	2
Frequenz f Polpaar Felge-Gürtel	81,8 Hz	81,8 Hz	81,8 Hz
Dämpfung ζ Polpaar Felge-Gürtel	0,10	0,10	0,10
Frequenz f Polpaar Stator	37,7 Hz	37,7 Hz	37,7 Hz
Dämpfung ζ Polpaar Stator	0,11	0,11	0,11
Frequenz f Polpaar Steg-Felge	13,7 Hz	13,7 Hz	24,1 Hz
Dämpfung ζ Polpaar Steg-Felge	0,13	0,13	0,55
Frequenz f Pol Gürtel-Fzg	1,6 Hz	1,6 Hz	1,2 Hz
Dämpfung ζ Pol Gürtel-Fzg	1,00	1,00	1,00
Frequenz f Pol E-Maschine	13,3 Hz	39,8 Hz	16,8 Hz
Dämpfung ζ Pol E-Maschine	1,00	1,00	1,00

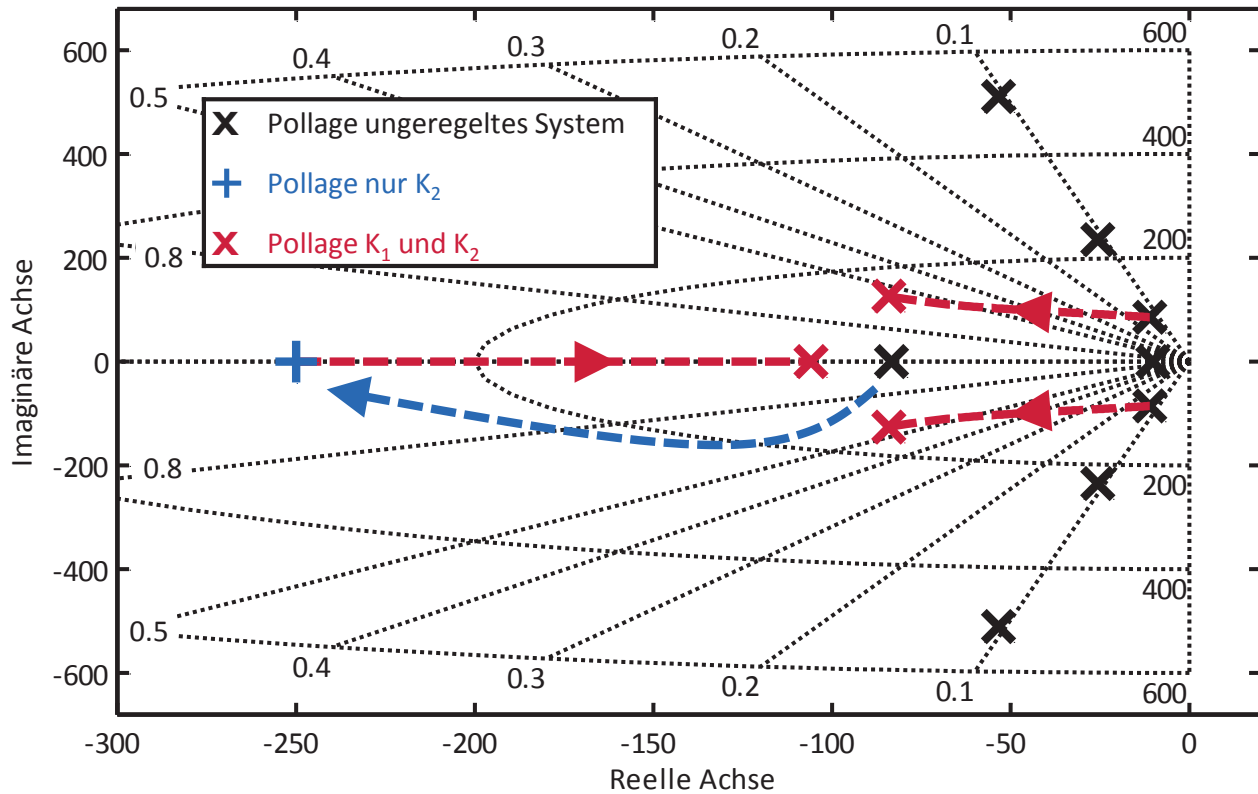


Abbildung 5-2: Pollagen bei Zustandsrückführung mit K_1 und K_2

5.3 Erweiterung um einen zusätzlichen Stellgrößeneingang

5.3.1 Zielsetzung

Die in Kapitel 5.2 vorgestellte Zustandsrückführung erfüllt zunächst nicht die Forderung nach einem unveränderten stationären Systemverhalten. Wenn durch die E-Maschine eine externe Drehmomentanforderung $M_{EM,extern,soll}$ umgesetzt werden soll, behindert die Zustandsrückführung durch den Faktor K_2 den Aufbau des Drehmoments. Stationär gilt dann nicht wie gefordert $M_{EM} = M_{EM,extern,soll}$, sondern $M_{EM} = \frac{M_{EM,extern,soll}}{K_2 + 1}$. Bei den gewählten Rückführpa-

rametern wird stationär somit nur ein Drittel des extern geforderten Sollmoments gestellt. Um dies zu verhindern und die stationäre Genauigkeit wiederherzustellen, muss das gesamte Drehmoment der E-Maschine in einen Regler-Anteil und einen extern angeforderten Anteil aufgeteilt werden: $M_{EM} = M_{EM,extern} + M_{EM,Regler}$. Über den Faktor K_2 wird dann nur der Regler-Anteil $M_{EM,Regler}$ zurückgeführt. Im Zustandsraummodell kann diese Aufteilung durch eine getrennte Modellierung zweier virtueller E-Maschinen realisiert werden, von denen eine nur den extern angeforderten Anteil und eine nur den Regler-Anteil umsetzt. Beide wirken in gleicher Weise auf den Antriebsstrang ein, so dass in der Summe wieder das gesamte Drehmoment aufgebracht wird. Dieses erweiterte Zustandsraummodell wird im folgenden Kapitel beschrieben.



5.3.2 Erweitertes Zustandsraummodell und Regelgesetz

Das erweiterte Zustandsraummodell ist in den Gleichungen (5.5) bis (5.8) dargestellt. Die Elemente der Dynamikmatrix bleiben dabei unverändert, es kommt lediglich eine weitere Dimension für die zusätzliche E-Maschine hinzu. Es gilt $a_{2,8}=a_{2,9}$, $a_{5,8}=a_{5,9}$, $a_{8,8}=a_{9,9}$. Die Elemente der Dynamikmatrix sind in Anhang B aufgeführt.

Das erweiterte Regelgesetz ergibt sich gemäß den Gleichungen (5.9) und (5.10). Die Pole des geregelten Systems sind identisch zu Abbildung 5-2, es kommt lediglich ein zusätzlicher Pol hinzu. Da die virtuelle E-Maschine, die das extern angeforderte Drehmoment umsetzt, von der Zustandsrückführung entkoppelt ist, liegt dieser zusätzliche Pol bei einer Frequenz von 13,3 Hz und einer Dämpfung von 1, unabhängig von der Wahl der Rückführparameter (siehe Tabelle 5.1).

$$\begin{aligned}\dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \tilde{\mathbf{A}}\tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{B}}\tilde{\mathbf{u}} \\ \tilde{\mathbf{y}} &= \mathbf{y} = \tilde{\mathbf{C}}\tilde{\mathbf{x}}\end{aligned}\quad (5.5)$$

$$\begin{bmatrix} \omega_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{RG}} - \dot{\omega}_{\text{Fzg}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg}} - \dot{\omega}_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ \dot{\omega}_{\text{Fel}} - \dot{\omega}_{\text{RG}} \\ \dot{M}_{\text{EM,extern}} \\ \dot{M}_{\text{EM,Regler}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & 0 & a_{2,4} & a_{2,5} & 0 & 0 & a_{2,8} & a_{2,9} \\ 0 & 0 & a_{3,3} & 0 & 0 & a_{3,6} & a_{3,7} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{5,1} & a_{5,2} & 0 & a_{5,4} & a_{5,5} & a_{5,6} & a_{5,7} & a_{5,8} & a_{5,9} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{7,3} & a_{7,4} & a_{7,5} & a_{7,6} & a_{7,7} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,8} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{9,9} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{RG}} - \omega_{\text{Fzg}} \\ \alpha_{\text{Steg}} - \alpha_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \alpha_{\text{Fel}} - \alpha_{\text{RG}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ M_{\text{EM,extern}} \\ M_{\text{EM,Regler}} \end{bmatrix} + \tilde{\mathbf{B}}\tilde{\mathbf{u}} \quad (5.6)$$

$$\tilde{\mathbf{B}}\tilde{\mathbf{u}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\Theta_{\text{Fel}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\Theta_{\text{Fel}}} & 0 \\ \frac{1}{T_{\text{EM}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{T_{\text{EM}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{\text{EM,extern,soll}} \\ M_{\text{Bremsen}} \\ M_{\text{EM,Regler,soll}} \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{y} = M_{\text{Welle}} = \tilde{\mathbf{C}}\tilde{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & c_{\text{Welle}} & d_{\text{Welle}} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}} \quad (5.8)$$



$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{EM,Regler,soll} \end{bmatrix} = -R \tilde{\underline{x}} \quad (5.9)$$

$$R = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_1 & 0 & 0 & K_1 & 0 & 0 & 0 & K_2 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

5.4 Modellgestützte Führungsgrößenaufschaltung

5.4.1 Zielsetzung

Die Rückführung der Differenzdrehzahl $\Delta\omega_{rel}$ durch den Faktor K_1 kann anschaulich auch als Proportionalregler betrachtet werden, der die Differenzdrehzahl auf die Zielgröße null regelt. Die Differenzdrehzahl ist unter Vernachlässigung der Materialdämpfung der Seitenwelle gemäß Gleichung (5.11) direkt proportional zur Ableitung des über die Seitenwelle übertragenen Drehmoments M_{Welle} . Bei transienten Vorgängen wirkt die Zustandsrückführung über den Faktor K_1 folglich einer Änderung des Drehmoments der Seitenwelle entgegen.

$$\dot{M}_{Welle} = \Delta\omega c_{Welle} + \Delta\dot{\omega} d_{Welle} \approx \Delta\omega c_{Welle} \quad (5.11)$$

Bei einer Anregung des Systems an der Radseite – beispielsweise durch den Reifen-Fahrbahn-Kontakt oder die Reibungsbremse – hat dies keinen negativen Effekt auf die Systemdynamik und den Drehmomentaufbau, weil über die Seitenwelle in diesem Fall nur das Drehmoment zur Beschleunigung der Rotationsträgheit der E-Maschine übertragen werden muss. Wenn die Radbeschleunigung bei einer Änderung der angreifenden Momente als Referenz betrachtet wird, kommt es durch die Zustandsrückführung in diesem Fall sogar zu einer Erhöhung der Systemdynamik, weil das der Radbeschleunigung entgegenwirkende Wellenmoment durch ein aktives „Nachführen“ der E-Maschine reduziert wird.

Anders verhält es sich, wenn das System durch ein externes Drehmoment an der E-Maschine $M_{EM,extern}$ angeregt wird. In diesem Fall muss das Drehmoment – abgesehen von dem für die Beschleunigung der E-Maschine benötigten Anteil – vollständig über die Seitenwelle übertragen werden. Die Zustandsrückführung wirkt über den Faktor K_1 dem Aufbau des Drehmoments entgegen und führt so zu einer signifikanten Verringerung der Systemdynamik.

Dies kann verhindert werden, indem über eine *dynamische, modellgestützte Führungsgrößenaufschaltung* aus der Führungsgröße $w = M_{EM,extern,soll}$ ein Soll-Verlauf der Systemzustände \underline{x}_w gemäß den Gleichungen (5.12) bis (5.14) berechnet und von den tatsächlichen Systemzuständen subtrahiert wird. Durch diesen zusätzlichen Freiheitsgrad kann die Regelung so entworfen werden, dass sie auf gewollte Anregungen ($M_{EM,extern,soll}$) anders reagiert als auf ungewollte (M_{Bremse}). Diese Vorgehensweise wurde bereits von ROPENECKER [Rop09] beschrieben und von SCHINDELE [Schi12, S. 38ff] und ROSENBERGER et al. [RSKL12] auf das hier vorliegende System übertragen.



$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{EM,Regler,soll} \end{bmatrix} = -R(\tilde{\underline{x}} - \tilde{\underline{x}}_w) \quad (5.12)$$

$$\tilde{\underline{x}}_w = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \Delta\omega_w \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (5.13)$$

$$\Delta\omega_w = G_{VF} M_{EM,extern,soll} \quad (5.14)$$

5.4.2 Umsetzung

Das Modell des Vorfilters zur dynamischen Führungsgrößenaufschaltung basiert auf der in Abbildung 5-3 dargestellten Vereinfachung des Streckenmodells. Die Lagerung der E-Maschine und das Planetengetriebe werden vernachlässigt und es wird lediglich das auf den Abtrieb reduzierte Trägheitsmoment der E-Maschine $\Theta_{EM,red}$ modelliert (Gleichung (3.5)). Auf der Radseite wird der Reifen-Fahrbahn-Kontakt vernachlässigt und die Seitenwelle als fest eingespannt betrachtet. Die Dynamik der E-Maschine wird wie im vollständigen Streckenmodell als PT_1 -Glied modelliert.

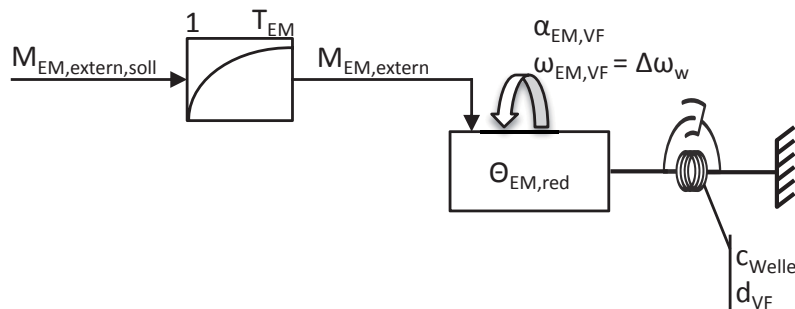


Abbildung 5-3: Modell des dynamischen Vorfilters

Das Modell des Vorfilters wird durch die Gleichungen (5.15) bis (5.17) beschrieben. Die Parametrierung erfolgt mit den tatsächlichen physikalischen Werten des Trägheitsmoments der E-Maschine $\Theta_{EM,red}$, der Wellensteifigkeit c_{Welle} und der Zeitkonstante der E-Maschine T_{EM} . Lediglich für die Materialdämpfung der Welle wird statt des realen physikalischen Werts d_{Welle} die frei parametrierbare Dämpfungskonstante d_{VF} verwendet. Diese wird gemäß Tabelle 5.2 so festgelegt, dass sich ein gewünschtes Zeitverhalten bei einer Sprunganregung einstellt. Die Übertragungsfunktion des Vorfilters ergibt sich gemäß Gleichung (5.18). Es ist ersichtlich, dass die stationäre Systemantwort des Vorfilters null ist. Das Vorfilter ist damit wie gefordert nur während transients Übergangsvorgänge aktiv.

Das Vorfilter ist dabei in jedem Fall stabil, sofern ein positiver Wert von d_{VF} gewählt wird. Die Verwendung der realen Werte bei den übrigen Parametern gewährleistet, dass die Sprungantwort des Vorfilters bezüglich Amplitude und Phase gut mit dem realen System übereinstimmt.



$$\Delta\omega_w = \omega_{EM,VF} \tag{5.15}$$

$$\dot{\omega}_{EM,VF} = \frac{1}{\Theta_{EM,red}} \left(-\omega_{EM,VF} d_{VF} - \alpha_{EM,VF} c_{Welle} + M_{EM,extern} \right) \tag{5.16}$$

$$\dot{M}_{EM,extern} = \left(M_{EM,extern,soll} - M_{EM,extern} \right) \frac{1}{T_{EM}} \tag{5.17}$$

$$G_{VF} = \frac{s}{(T_{EM} s + 1)(\Theta_{EM,red} s^2 + d_{VF} s + c_{Welle})} \tag{5.18}$$

Die äquivalente Zustandsraumdarstellung des Vorfilters ist in den Gleichungen (5.19) bis (5.21) dargestellt. Als Eingangsgröße des Vorfilters wird der gesamte Eingangsvektor der Strecke verwendet, um eine Konsistenz zu den Systemgleichungen zu erreichen.

$$\dot{\underline{x}}_{VF} = \underline{A}_{VF} \underline{x}_{VF} + \underline{B}_{VF} \tilde{\underline{u}} \tag{5.19}$$

$$\begin{bmatrix} \omega_{EM,VF} \\ \dot{\omega}_{EM,VF} \\ \dot{M}_{EM,extern} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{c_{Welle}}{\Theta_{EM,red}} & -\frac{d_{VF}}{\Theta_{EM,red}} & \frac{1}{\Theta_{EM,red}} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_{EM}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{EM,VF} \\ \omega_{EM,VF} \\ M_{EM,extern} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{EM}} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{EM,extern,soll} \\ M_{Brems} \\ M_{EM,Regler,soll} \end{bmatrix} \tag{5.20}$$

$$y_{VF} = \omega_{EM,VF} = \Delta\omega_w = C_{VF} \underline{x}_{VF} = [0 \quad 1 \quad 0] \underline{x}_{VF} \tag{5.21}$$

Abbildung 5-4 zeigt die Sprungantwort des Vorfilters bei einer Anregung durch $M_{EM,extern,soll}$. Der gewählte Vorfilterparameter d_{VF} führt zu einem schnellen Aufbau des Differenzwinkels mit einem leichten Überschwingen. Nach ca. 0,25 s ist der Differenzwinkel vollständig aufgebaut und die Systemantwort des Vorfilters ist null.

Tabelle 5.2: Parameter des Vorfilters

Parameter	Symbol	Wert
Dämpfungsparameter des Vorfilters	d_{VF}	300 Nms/rad

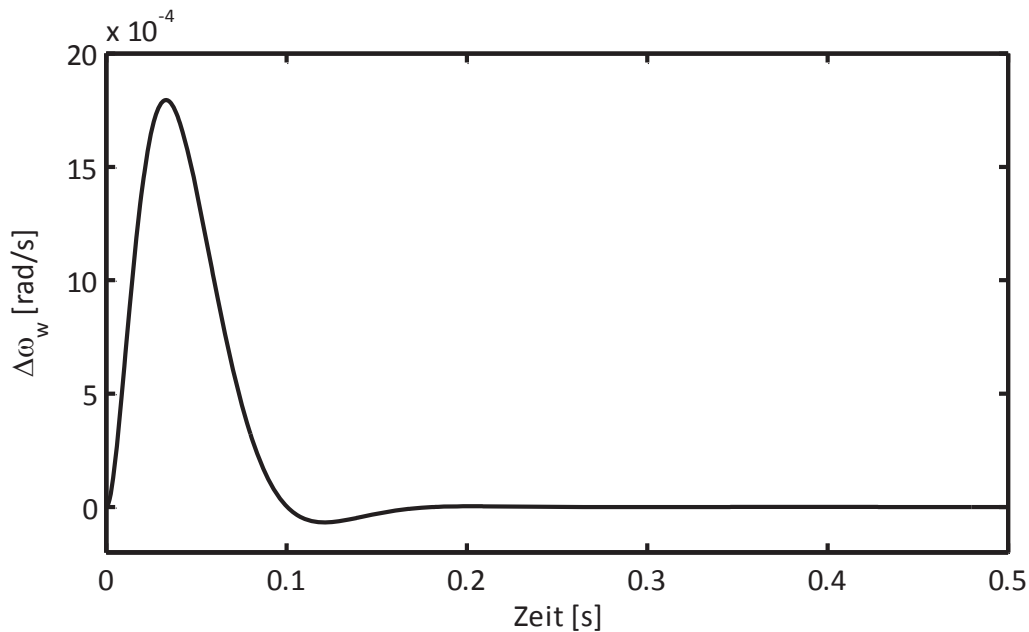


Abbildung 5-4: Systemantwort des Vorfilters auf einen Einheitssprung

5.5 Synthese

5.5.1 Struktur

Die vollständige Struktur der Zustandsrückführung mit dynamischer, modellgestützter Führungsgrößenaufschaltung ist in Abbildung 5-5 dargestellt. Für die Rückführgrößen ω_{Fel} und $\omega_{\text{Steg,rel}}$ sind Sensoren in der Strecke vorhanden, deren Messwerte direkt verwendet werden können. Die Rückführgröße $M_{\text{EM,Regler}}$ ist messtechnisch jedoch nicht direkt erfassbar. Von der Leistungselektronik im Versuchsfahrzeug wird zwar ein berechneter Wert des gesamten Ist-Drehmoments M_{EM} zur Verfügung gestellt. Bei einer Verwendung dieser berechneten Größe stellt sich jedoch die Frage, wie der Anteil des Regler-Drehmoments $M_{\text{EM,Regler}}$ aus dem gesamten Drehmoment extrahiert werden kann. Insbesondere wenn die E-Maschine in Sättigung geht, ist es nicht mehr möglich, eine direkte Aufteilung vorzunehmen.

Aus diesem Grund wird bei der Umsetzung des Regelgesetzes das Regler-Drehmoment $M_{\text{EM,Regler}}$ modellbasiert aus dem Soll-Drehmoment $M_{\text{EM,Regler,soll}}$ berechnet. Als Messgrößen müssen für dieses Regelgesetz somit nur die Drehzahlen zur Verfügung gestellt werden. Die dargestellte Reglerstruktur veranschaulicht auch nochmals die Wirkungsweise des Rückführparameters K_2 , die in Kapitel 5.2.3 auf Basis der Polplatzierung hergeleitet wurde:

Beim Auftreten einer Schwingung wird eine Differenzdrehzahl zwischen Steg und Felge gemessen und über den Faktor K_1 in ein Soll-Drehmoment umgerechnet. Das tatsächliche Drehmoment der E-Maschine baut sich allerdings nur zeitverzögert mit der Zeitkonstante T_{EM} auf. Je weiter das Drehmoment der E-Maschine aufgebaut wird, desto stärker wird das Soll-Drehmoment über den Faktor K_2 wieder reduziert. Im Ergebnis kann somit durch eine entsprechende Wahl von K_1 gezielt das Ansprechverhalten des Reglers bei jeder Schwingungsperiode verbessert und der zeitverzögerte Drehmomentaufbau der E-Maschine so kompensiert werden.

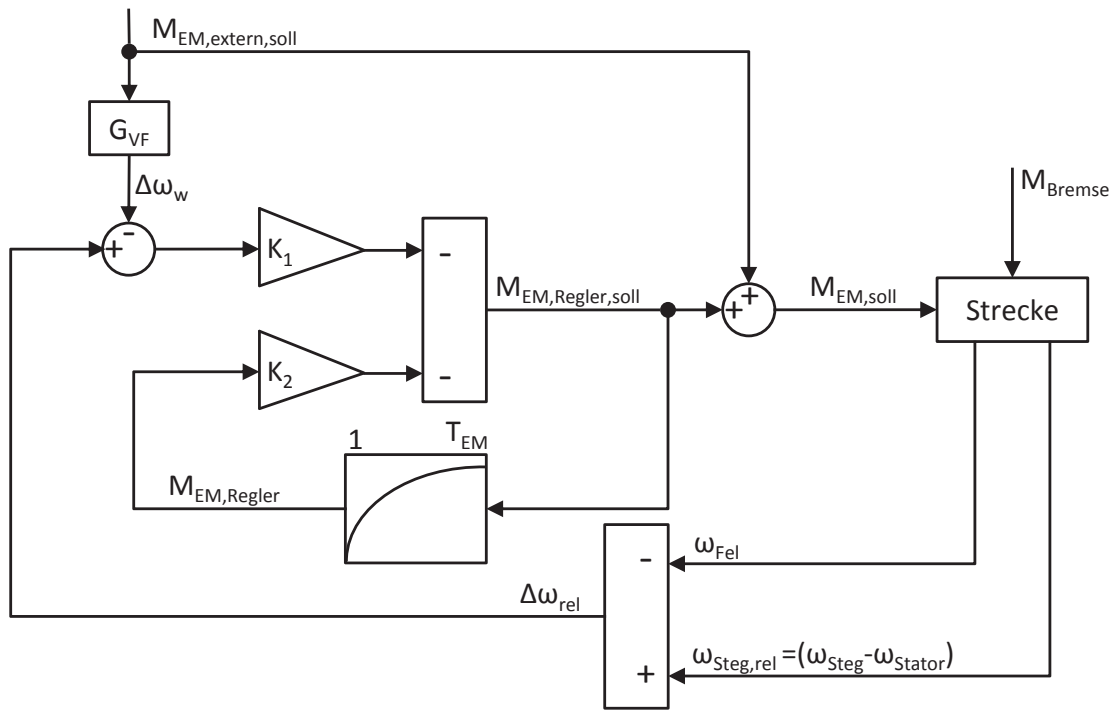
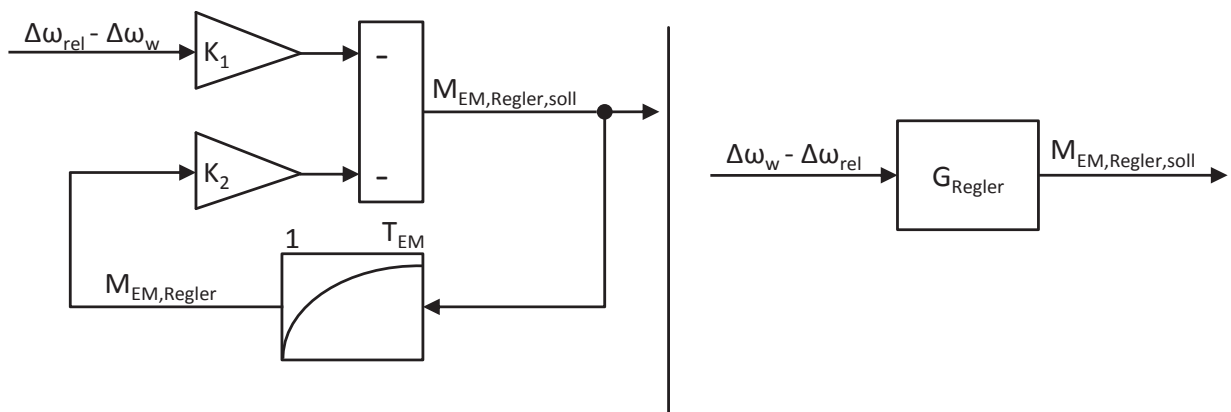


Abbildung 5-5: Reglerstruktur

Da der Regler als Einzelradregler konzipiert ist, gilt die in Abbildung 5-5 dargestellte Struktur nur für ein Rad. Im Versuchsfahrzeug sind zwei identische Regler für beide Räder der Hinterachse vorhanden.

5.5.2 Darstellung als dynamische Zustandsrückführung

In den vorangegangenen Kapiteln wurde der entwickelte Regler als proportionale Zustandsrückführung mit den Faktoren K_1 und K_2 betrachtet und hergeleitet. Da die Berechnung und Rückführung des Systemzustands $M_{EM,Regler}$ gemäß Abbildung 5-5 über den Faktor K_2 allerdings vollständig innerhalb des Reglers stattfindet, kann das Regelgesetz alternativ auch in einer äquivalenten Struktur als dynamische Zustandsrückführung betrachtet werden (Abbildung 5-6) [Lun06, S. 141ff]. Bei dieser Betrachtungsweise stellt der Faktor K_2 keine Rückführverstärkung dar, sondern einen Parameter zur Einstellung der internen Dynamik des Regelgesetzes (Gleichung (5.22)).



(a) Darstellung als proportionale Rückführung

(b) Darstellung als dynamische Rückführung

Abbildung 5-6: Darstellung als dynamische Zustandsrückführung



$$G_{\text{Regler}} = K_1 \frac{T_{\text{EM}} s + 1}{T_{\text{EM}} s + K_2 + 1} = \frac{K_1}{(K_2 + 1)} \left(\frac{T_{\text{EM}} s + 1}{\left(\frac{T_{\text{EM}}}{K_2 + 1} s + 1 \right)} \right) \quad (5.22)$$

Die Übertragungseigenschaften des Reglers sind in Abbildung 5-7 in einem Bodediagramm dargestellt. Die stationäre Verstärkung des Reglers wird – wie auch aus Gleichung (5.22) ersichtlich – durch die Wahl von K_2 auf ein Drittel reduziert. Der Phasengang des Bodediagramms zeigt, dass der Regler insbesondere im relevanten Frequenzbereich von 10 Hz bis 20 Hz eine signifikante Phasenvordrehung bewirkt.

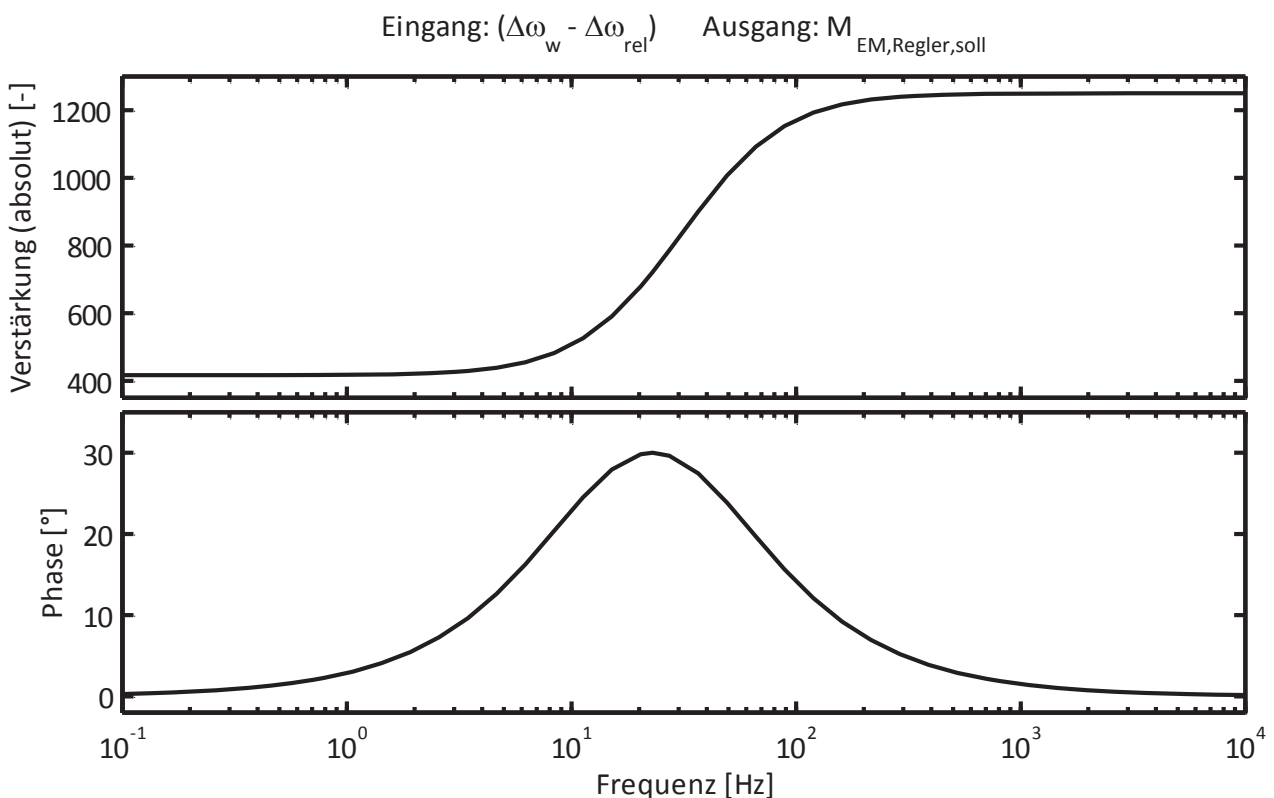


Abbildung 5-7: Bodediagramm für G_{Regler}

Wie bereits bei der Herleitung der Wahl der Reglerparameter K_1 und K_2 dargestellt (Abbildung 5-1), muss die Reduzierung der stationären Verstärkung durch den Reglerparameter K_2 durch eine entsprechende Erhöhung des Reglerparameters K_1 kompensiert werden, um die gewünschte Dämpfung des Systems zu erreichen. Der Anpassungsfaktor für eine vollständige Kompensation beträgt gemäß Gleichung (5.22) exakt (K_2+1) .

Der Effekt der in Abbildung 5-7 dargestellten internen Dynamik des Reglers kann durch eine Analyse des kombinierten Übertragungsverhaltens von Reglerdynamik und Aktordynamik veranschaulicht werden. In Abbildung 5-8 ist das Bodediagramm für die Übertragungsfunktion des Reglers G_{Regler} gemäß Gleichung (5.22) in Kombination mit der Übertragungsfunktion des Aktors G_{EM} gemäß Gleichung (3.3) dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der durch das PT₁-Verhalten des Aktors bewirkte Abfall der Rückführverstärkung und der Phase durch den Reglerparameter K_2 insbesondere im relevanten Frequenzbereich von 10 Hz bis 20 Hz signifikant verbessert werden kann.

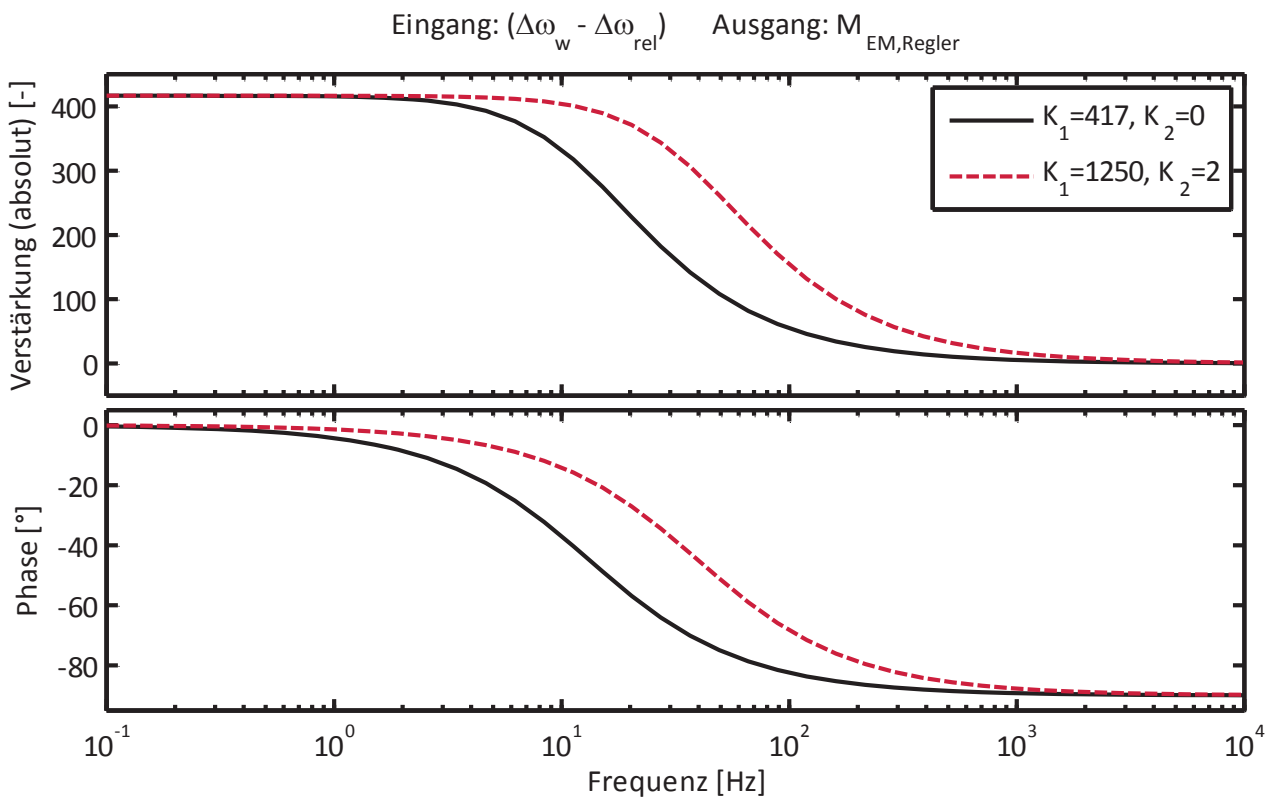


Abbildung 5-8: Bodediagramm für $(G_{Regler} * G_{EM})$

Dieser aus dem Bodediagramm ablesbare Effekt des Reglerparameters K_2 ist äquivalent mit einer Verschiebung des Pols der E-Maschine zu höheren Frequenzen. Die Polverschiebung wurde bei der Wahl der Reglerparameter in Kapitel 5.2 als Auslegungskriterium verwendet (Abbildung 5-2).

Das in Abbildung 5-8 dargestellte Übertragungsverhalten gilt jedoch nur unter der Voraussetzung, dass sich die im Regler angenommene Zeitkonstante T_{EM} und die reale Zeitkonstante der E-Maschine tatsächlich kompensieren, wovon im Rahmen dieser Arbeit ausgegangen wird (Kapitel 3.2). Falls diese Reglerstruktur auf ein System übertragen werden soll, bei der eine nicht vernachlässigbare Zeitvarianz der Aktordynamik vorliegt, muss dies gegebenenfalls durch eine Steuerung des Reglerparameters T_{EM} berücksichtigt werden.

5.5.3 Zustandsraumdarstellung

Die in Abbildung 5-5 dargestellte vollständige Reglerstruktur kann auch in geschlossener Form in der Zustandsraumdarstellung beschrieben werden. Hierzu werden die Zustandsraumdarstellungen der Strecke gemäß Gleichung (5.5) und die Zustandsraumdarstellung des Vorfilters gemäß Gleichung (5.19) kombiniert. Das so gebildete Gesamtsystem ist in Gleichung (5.23) und die Rückführmatrix des Gesamtsystems in Gleichung (5.24) dargestellt. Da das Gesamtsystem aus zwei entkoppelten Teilsystemen besteht, führt das Vorfilter zu keiner Veränderung der Systempole. Alle Aussagen aus Kapitel 5.2.3 gelten weiterhin in vollem Umfang.

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{x}} \\ \dot{\tilde{x}}_{VF} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{A} & 0_{[9 \times 3]} \\ 0_{[3 \times 9]} & A_{VF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{x} \\ x_{VF} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{B} \\ B_{VF} \end{bmatrix} \tilde{u} \quad (5.23)$$



$$R_{\text{ges}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_1 & 0 & 0 & K_1 & 0 & 0 & 0 & K_2 & 0 & -K_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

5.5.4 Bodediagramm des geschlossenen Kreises

Mit der vollständigen Zustandsraumdarstellung gemäß Gleichung (5.23) kann das Bodediagramm des geschlossenen Kreises unter Berücksichtigung des Vorfilters (VF) ausgewertet werden. Die Auswertung der Verstärkung in Abbildung 5-9 zeigt, dass sowohl mit als auch ohne Vorfilter die ausgeprägte Überhöhung des unregulierten Systems im Bereich der Eigenfrequenz von 13,5 Hz vollständig verschwindet. Ohne Verwendung des Vorfilters wird dabei jedoch die Verstärkung des Systems bereits bei Frequenzen ab 1 Hz gegenüber dem unregulierten System signifikant reduziert. Für eine exakte Umsetzung der Stellanforderungen der ABS-Regelung ist es jedoch günstig, wenn die Verstärkung des Systems über einen möglichst weiten Frequenzbereich im Bereich der stationären Verstärkung bleibt.

Durch das Vorfilter kann der Abfall der Verstärkung signifikant verbessert werden. Bis zu einer Frequenz von 7 Hz bleibt die Verstärkung größer als 0,6 und liegt damit sogar über der Verstärkung des unregulierten Systems.

Bei Frequenzen oberhalb der Eigenfrequenz geht die Verstärkung bei allen Varianten sehr schnell gegen null. Dieses systemimmanente Tiefpassverhalten kann durch die Regelung nicht verändert werden.

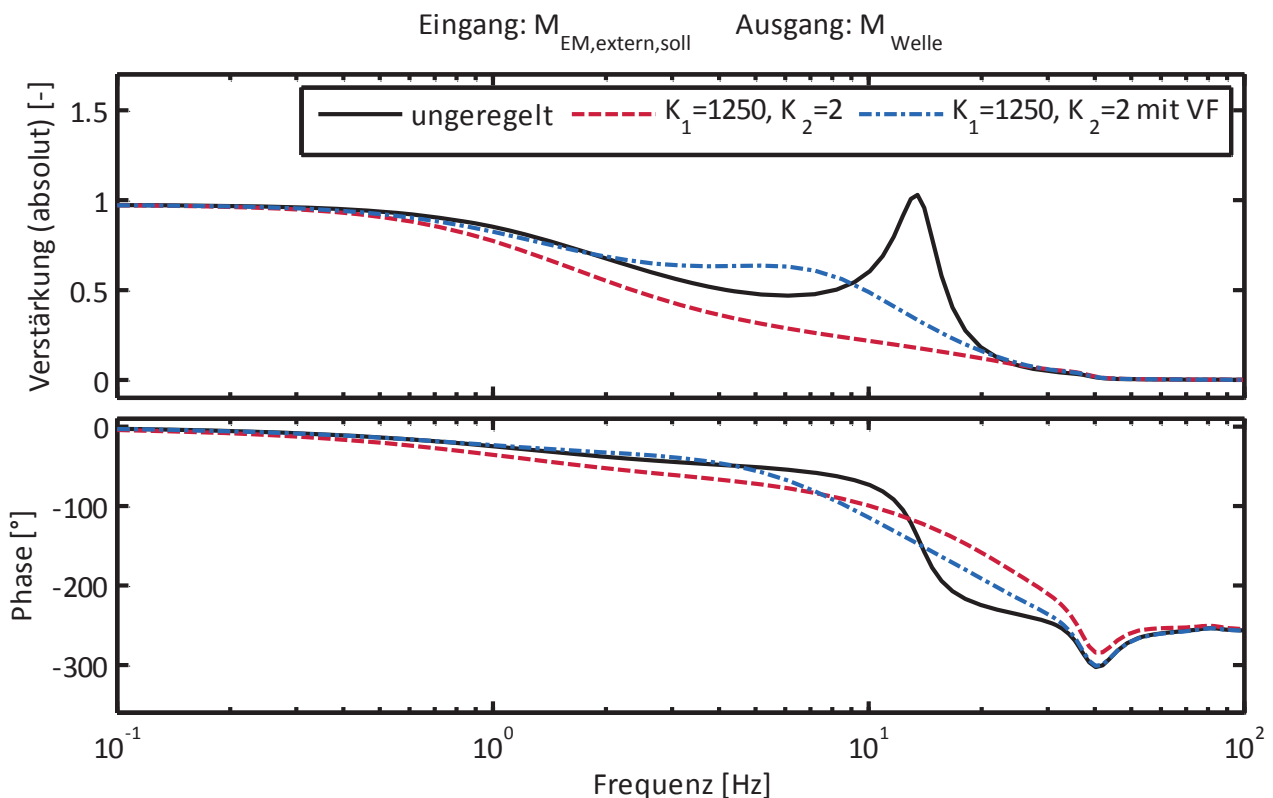


Abbildung 5-9: Bodediagramm des geschlossenen Kreises



Die Auswertung des Phasengangs in Abbildung 5-9 zeigt, dass die Systemantwort mit zunehmender Frequenz immer stärker nacheilt. Während für die Schwingungsdämpfung ein geringer Phasenverzug bei der Umsetzung des Stellmoments jedoch eine wichtige Randbedingung darstellt (Kapitel 5.5.2), ist der hier beobachtete Phasenverzug von einer externen Drehmomentanforderung auf das Wellenmoment aufgrund der deutlich geringeren Dynamikanforderung der ABS-Regelung von untergeordneter Bedeutung (Abbildung 2-23b).

Da die Stellanforderung der ABS-Regelung zudem eher eine Abfolge von Sprunganforderungen als einen harmonischen Verlauf mit einer bestimmten Frequenz darstellt (Abbildung 2-23b), ist die Analyse der Sprungantwort des geschlossenen Kreises im folgenden Kapitel ein besseres Bewertungskriterium für das Übertragungsverhalten des geregelten Systems als der Phasengang des Bodediagramms.

5.5.5 Sprungantwort des geschlossenen Kreises

Mit der vollständigen Zustandsraumdarstellung gemäß Gleichung (5.23) kann die Sprungantwort des geschlossenen Kreises unter Berücksichtigung des Vorfilters (VF) ausgewertet werden. Abbildung 5-10a zeigt die Systemantwort auf einen Einheitssprung am Eingang $M_{EM,extern,soll}$. Durch die Zustandsrückführung wird die Schwingung vollständig gedämpft, gleichzeitig wird jedoch die Dynamik des Drehmomentaufbaus stark reduziert. Durch das Vorfilter wird dieser Dynamikverlust verhindert, ohne dass eine merkliche Verschlechterung der Schwingungsdämpfung erkennbar ist. Insbesondere die Dauer bis zum erstmaligen Erreichen von 60 % des Wellenmoments kann durch das Vorfilter von 108 ms auf 46 ms signifikant reduziert werden. Der deutlich langsamere Anstieg des Wellenmoments ab ca. 75 % des Drehmomentaufbaus kann auf die geringe Schlupfsteifigkeit im ABS-Betriebspunkt zurückgeführt werden. Da der Reifen verhältnismäßig „weich“ an die Straße angekoppelt ist, muss ein relativ großer Schlupf aufgebaut werden, bis das Drehmoment über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt vollständig abgestützt wird und sich ein stationärer Verdrehwinkel der Seitenwelle einstellt. Diese Dynamik kann durch die Schwingungsdämpfung nicht beeinflusst werden (siehe auch Verstärkung des Bodediagramms in Abbildung 5-9).

Die Dynamik des Seitenwellenmoments des geregelten Systems mit Vorfilter entspricht bei einer Anregung durch die E-Maschine bis zu einem Wert von 60 % einer PT_1 -Funktion mit einer Zeitkonstante von ca. 50 ms. Ein Vergleich dieser Zeitkonstante mit den typischen Werten hydraulischer Bremssysteme, die zwischen 30 ms und 40 ms liegen (Kapitel 1.2.7), zeigt, dass die E-Maschine als Aktor für die ABS-Regelung mit einer hydraulischen Reibungsbremse vergleichbar ist, aber hinsichtlich der Dynamik keinen Vorteil bietet. Dies ist eine wichtige Randbedingung für den Entwurf der Control Allocation im folgenden Kapitel 6.

Abbildung 5-10b zeigt die Systemantwort auf einen Einheitssprung am Eingang M_{Bremse} . Die Überschwingweite fällt beim unregulierten System deutlich größer aus als bei einer Anregung an der E-Maschine. Dies bestätigen die Analysen aus Kapitel 4.4. Die Schwingung wird auch hier durch die Zustandsrückführung vollständig gedämpft. Das Vorfilter hat bei einer Anregung an der Bremse aufgrund der Reglerstruktur keinen Einfluss.

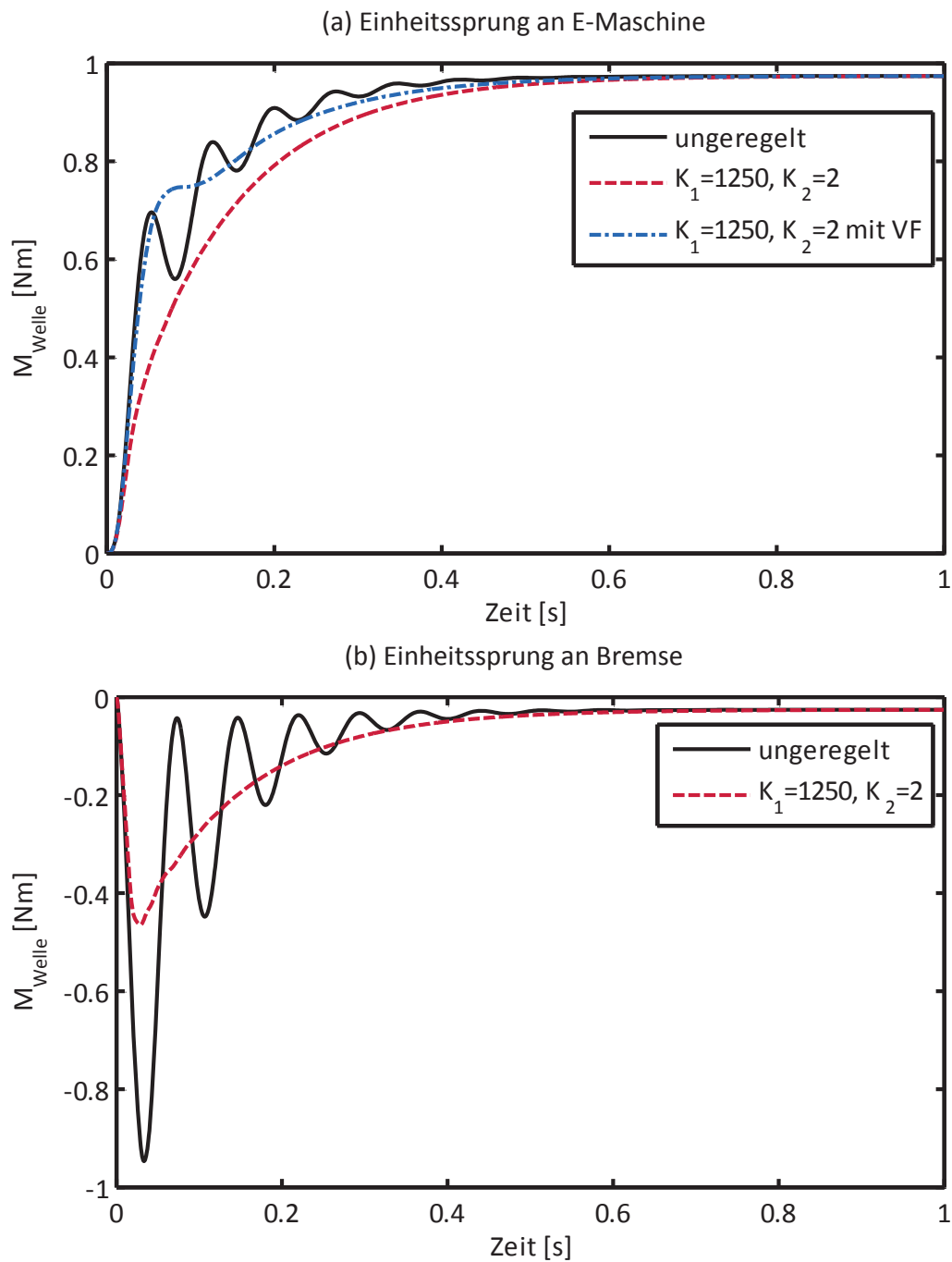


Abbildung 5-10: Sprungantworten des geschlossenen Kreises

Im folgenden Kapitel wird die Robustheit und Stabilität des Reglers bei einer Variation von d_{RFK} analysiert. Eine Variation von d_{RFK} entspricht einer Veränderung des Arbeitspunkts des Reifen-Fahrbahn-Kontakts in der Reifenkennlinie.



5.5.6 Robustheit und Stabilität

5.5.6.1 Stabilität im betrachteten Arbeitspunkt

Für das unregelte System wird sowohl die Zustandsstabilität [Lun13, S. 405-412] als auch die Eingangs-Ausgangs-Stabilität (E/A-Stabilität) [Lun13, S. 412-415] betrachtet.

Die Zustandsstabilität beschreibt das Zeitverhalten des Systems nach einer Anfangsauslenkung \underline{x}_0 . Das System heißt asymptotisch stabil, wenn für eine beliebige, beschränkte Anfangsauslenkung \underline{x}_0 eine endliche Beschränkung des Betrags des Zustandsvektors $\underline{x}(t)$ existiert, die für alle Zeiten $t > 0$ nicht überschritten wird (LJAPUNOW-Stabilität), und sich der Zustandsvektor $\underline{x}(t)$ für $t \rightarrow \infty$ auf den stationären Wert $\underline{x}_{\text{stat}} = \underline{0}$ einschwingt [Lun13, S. 407].

Die E/A-Stabilität beschreibt das Zeitverhalten eines Systems bei einer äußeren Anregung aus dem Ruhezustand $\underline{x}_0 = \underline{0}$. Das System heißt E/A-stabil, wenn für ein beliebiges, beschränktes Eingangssignal $\underline{u}(t)$ das Ausgangssignal $\underline{y}(t)$ für alle Zeiten $t > 0$ beschränkt bleibt [Lun13, S. 412].

Die Kriterien für die asymptotische Stabilität und die E/A-Stabilität sind erfüllt, wenn alle Eigenwerte der Dynamikmatrix A des unregulierten Systems einen negativen Realteil besitzen [Lun13, S. 409 und S. 415]. Dies ist bei dem vorliegenden System im betrachteten Arbeitspunkt der Fall (Abbildung 4-11).

Die Stabilität des geregelten Systems kann durch eine Analyse der Eigenwerte der Systemmatrix des geschlossenen Kreises erfolgen. Der geschlossene Kreis ist stabil, wenn alle Eigenwerte einen negativen Realteil besitzen [Lun06, S. 154-155]. Dies ist bei der gewählten Zustandsrückführung mit den Faktoren K_1 und K_2 im betrachteten Arbeitspunkt der Fall (Abbildung 5-2).

5.5.6.2 Modellunbestimmtheiten

Die meisten Parameter der Regelstrecke sind Material- und Bauteileigenschaften, die als näherungsweise invariant betrachtet werden können. Mit dem Dämpfungsparameter des Reifen-Fahrbahn-Kontakts d_{RFK} enthält die Strecke jedoch einen zeitvarianten Parameter, der sich im realen Fahrbetrieb in einem weiten Bereich verändern kann. So strebt d_{RFK} bei kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten gegen sehr große Werte (theoretisch gegen Unendlich) und kann im instabilen Ast der Reifenkennlinie auch negative Werte annehmen (Gleichung (3.22) und Abbildung 1-3).

Die Robustheit des entworfenen Reglers gegenüber einer Variation von d_{RFK} und die Stabilität des geschlossenen Kreises soll im Folgenden für den stabilen und den instabilen Ast der Reifenkennlinie getrennt untersucht werden.

5.5.6.3 Robustheit und Stabilität im stabilen Ast der Reifenkennlinie

Der stabile Ast der Reifenkennlinie ist durch eine positive Längsschlupfsteifigkeit und somit auch durch einen positiven Wert von d_{RFK} gekennzeichnet. Für positive Werte von d_{RFK} ist das unregelte System immer stabil. Zur Beurteilung der Robustheit des Reglerentwurfs muss sichergestellt werden, dass die Strecke durch den Regler nicht destabilisiert wird und dass eine ausreichende Dämpfung des Polpaars Steg-Felge gewährleistet ist.



In Anhang C sind die Pole von geregeltem und ungeregeltem System für verschiedene Werte von d_{RFK} dargestellt. Bei Werten von d_{RFK} zwischen 0 und 100 (Abschnitte 1. und 2. in Anhang C) zeigt sich nur eine geringfügige Veränderung der Pollagen des geregelten Systems.

Bei höheren Werten von d_{RFK} zwischen 500 und 1000 (Abschnitte 3. und 4. in Anhang C) wird das Polpaar Steg-Felge noch immer gut gedämpft. Die Reglerverstärkung K_1 ist für diese Streckeneigenschaften allerdings nicht optimal gewählt. Eine bessere Dämpfung wäre hier mit einem Wert von ca. 700 für K_1 erreichbar.

Bei deutlich höheren Werten von d_{RFK} (Abschnitte 5. und 6. in Anhang C) müsste K_1 zu ca. 900 gewählt werden. In diesem Bereich der Streckeneigenschaften ist besonders die geringe Dämpfung des Polpaars Steg-Felge im ungeregelten System auffällig. Dies lässt auf eine starke Ausprägung des Antriebsruckelns schließen, die auch in den Analysen in Kapitel 4 nachgewiesen wurde.

5.5.6.4 Robustheit und Stabilität im instabilen Ast der Reifenkennlinie

Der instabile Ast der Reifenkennlinie ist durch eine negative Längsschlupfsteifigkeit und somit auch durch einen negativen Wert von d_{RFK} gekennzeichnet. Dieser Betriebszustand kann während einer ABS-Bremung auftreten, wenn die Raddrehzahl zu stark einbricht (vergleiche z.B. Abbildung 4-2a). Für negative Werte von d_{RFK} werden einzelne Pole des ungeregelten Systems instabil. Im Folgenden wird untersucht, inwieweit der entwickelte Regler das System stabilisieren kann.

Für einen Wert von d_{RFK} von -50 werden sowohl das Polpaar Steg-Felge als auch der Pol Reifengürtel-Fahrzeug instabil. Durch den entwickelten Regler kann das Polpaar Steg-Felge stabilisiert und ausreichend gedämpft werden. Eine Stabilisierung des Pols Reifengürtel-Fahrzeug wird durch den Regler jedoch nicht erreicht (Abschnitt 7a in Anhang C).

Die Instabilität des Pols Reifengürtel-Fahrzeug ist äquivalent zu einer instabilen Schlupfgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn. Die Stabilisierung des Reifenschlupfs ist jedoch keine Aufgabe der Schwingungsdämpfung, sondern eine Aufgabe des ABS-Reglers. In Kapitel 1.2.5 wurde erläutert, dass der ABS-Regler den Reifenschlupf auf einen Zielwert einregelt. Die Funktionsweise des ABS-Reglers kann in der hier gewählten Systemdarstellung somit näherungsweise als eine Rückführung der Schlupfgeschwindigkeit (Zustand 3 in Gleichung 3.24) beschrieben werden. In Abschnitt 7b in Anhang C ist die Verschiebung der Pole durch den entwickelten Regler in Kombination mit einer beispielhaften ABS-Regelung dargestellt. Durch die Kombination aus Schwingungsdämpfung und ABS-Regelung kann das System vollständig stabilisiert und gleichzeitig die Schwingung des Polpaars Steg-Felge ausreichend gedämpft werden.

In Abschnitt 7c in Anhang C ist die Verschiebung der Pole durch die ABS-Regelung ohne Schwingungsdämpfung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Reifenschlupf durch die ABS-Regelung zwar stabilisiert werden kann, das Polpaar Steg-Felge dadurch allerdings noch stärker destabilisiert wird. In ungünstigen Fällen kann es dadurch zu einem Aufschwingen der Oszillationen im Antriebsstrang kommen, wie es beispielsweise in Abbildung 4-2 dargestellt ist.



6 CONTROL ALLOCATION

Die Methode der Control Allocation wird in dieser Arbeit verwendet, um das gesamte Bremsmoment auf die Aktoren E-Maschine und Reibungsbremse aufzuteilen. In Kapitel 6.1 wird ein Überblick über die Grundlagen der Control Allocation und den Stand der Technik gegeben. Die Besonderheiten bei der Anwendung der Control Allocation auf die ABS-Regelung werden in Kapitel 6.2 erläutert. In den Kapiteln 6.3, 6.4 und 6.5 erfolgt die Beschreibung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Control Allocator sowie der Unter- und Zusatzfunktionen.

6.1 Grundlagen und Stand der Technik

Wie in den Zielsetzungen dieser Arbeit in Kapitel 1.3.1 erläutert wird, erfolgt die Aufteilung des gesamten Bremsmoments auf E-Maschine und Reibungsbremse nicht direkt im ABS-Regler, sondern in einer nachgelagerten Logik. Dies erlaubt es, den ABS-Regler nahezu unverändert aus dem Serienfahrzeug zu übernehmen und so den Entwicklungsaufwand und das Entwicklungsrisiko zu reduzieren. Dieses Prinzip ist in der Literatur unter dem Begriff *Control Allocation* bekannt [Här03].

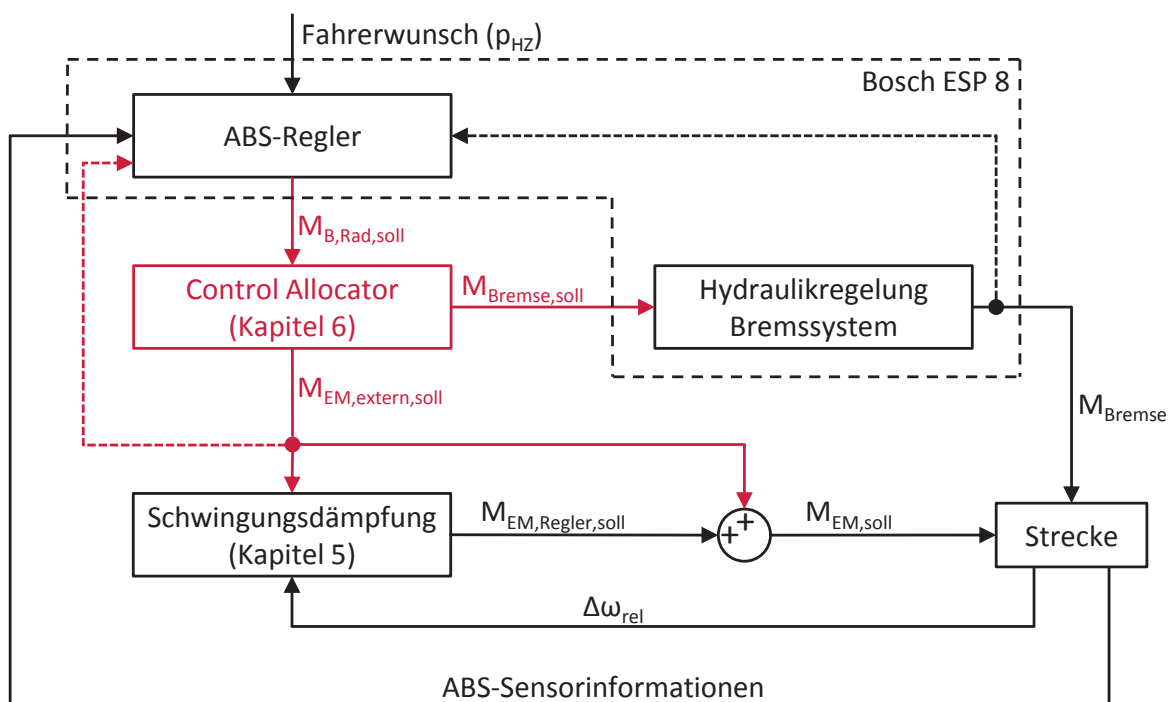


Abbildung 6-1: Struktur der Control Allocation

Die Struktur der Control Allocation ist in Abbildung 6-1 dargestellt. Der ABS-Regler berechnet aus dem Fahrerwunsch und den ABS-Sensorinformationen das Soll-Bremsmoment $M_{B,Rad,soll}$. Es enthält sowohl das dem Fahrerwunsch entsprechende Bremsmoment wenn keine ABS-Regelung aktiv ist als auch das Soll-Bremsmoment des ABS-Reglers wenn die ABS-Regelung aktiv ist.



Durch den Control Allocator wird dieses Sollmoment in einen Anteil der Reibungsbremse $M_{\text{Bremse,soll}}$ und einen Anteil der E-Maschine $M_{\text{EM,extern,soll}}$ aufgeteilt. Der Anteil der Reibungsbremse wird durch die Hydraulikregelung und das Bremssystem umgesetzt. Die Hydraulikregelung ist dabei ebenso wie der ABS-Regler Bestandteil des ESP-Systems. Somit wird ein Freischnitt innerhalb des ESP-Systems benötigt, über den die Größe $M_{\text{B,Rad,soll}}$ ausgegeben und die Größe $M_{\text{Bremse,soll}}$ zurückgegeben werden kann. Der Freischnitt wird in dieser Arbeit auch als „ABS-Bypass“ bezeichnet. Der ABS-Regler benötigt Informationen über alle am Rad angreifenden Drehmomente. Das Drehmoment der Reibungsbremse M_{Bremse} wird intern im ESP zurückgeführt. Das Drehmoment der E-Maschine $M_{\text{EM,extern,soll}}$ wird über den ABS-Bypass extern zurückgeführt. Alle Signale des ABS-Bypass werden über die LVDS-Schnittstelle übertragen und näherungsweise verzögerungsfrei direkt in die Speicherzellen des ESP-Emulators bzw. der MABX geschrieben (vergleiche auch Kapitel 2.3.4). Der Control Allocator ist ebenso wie der Regler zur Schwingungsdämpfung jeweils einem Rad zugeordnet. Im Versuchsfahrzeug ist er für beide Räder der Hinterachse getrennt umgesetzt.

Ein Einsatz von Control Allocation Methoden ist grundsätzlich immer möglich, wenn in einem System eine Aktor-Redundanz vorliegt. Dies ist dann der Fall, wenn mindestens ein zu regelnder Freiheitsgrad des Systems durch zwei oder mehr Aktoren beeinflusst werden kann. In Bezug auf Straßenfahrzeuge ist ein häufiger Anwendungsfall der Control Allocation die translatorische und rotatorische Bewegung des Fahrzeugs in der Fahrbahnebene. In Abbildung 6-2 sind die drei Freiheitsgrade des Fahrzeugs und beispielhaft 10 mögliche Aktoren (vier elektrische Einzelradantriebe, vier mechanische Bremsen und zwei Lenkungen) dargestellt. Jeder der drei Freiheitsgrade kann durch eine Kombination mehrerer Aktoren beeinflusst werden. Lösungen für Anwendungsfälle dieser Art werden beispielsweise in [Lai07, Tjø08, Jon09, Kno09] vorgestellt.

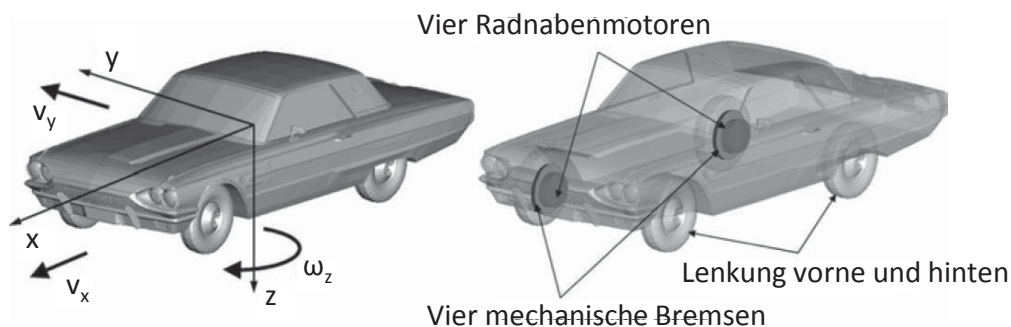


Abbildung 6-2: Aktor-Redundanz bei Straßenfahrzeugen nach [LF08]

Das Control-Allocation Problem kann dabei nach HÄRKEGÅRD wie folgt definiert werden [Här03, S. 105ff]:

- Der Vektor \underline{u} der *tatsächlichen* Systemeingänge. In Abbildung 6-2 beispielsweise die Drehmomente der mechanischen Bremsen oder die Lenkwinkel der beiden Achsen
- Der Vektor \underline{v} der *virtuellen* Systemeingänge. In Abbildung 6-2 beispielsweise die resultierende Kraft in x-Richtung oder das resultierende Giermoment um die z-Achse
- Die Stellgrößenbeschränkungen \underline{u}_{\min} und \underline{u}_{\max} der Aktoren



- Die Zielwerte der Aktoren, beispielsweise zur Maximierung der Energieeffizienz
- Die Dynamik der Aktoren
- Die Effektivitätsfunktion \mathbf{g} , mit der die tatsächlichen Systemeingänge auf die virtuellen Systemeingänge abgebildet werden: $\underline{\mathbf{v}}(t) = \mathbf{g}(\underline{\mathbf{u}}(t))$

Der Control Allocator hat die Aufgabe, einen geforderten Vektor virtueller Systemeingänge durch eine geeignete Kombination der tatsächlichen Systemeingänge darzustellen. Dies geschieht unter Berücksichtigung einer oder mehrere Zielvorgaben:

- Möglichst exakte Umsetzung des geforderten virtuellen Systemeingangs unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen der Aktoren
- Möglichst geringe Abweichung von den Zielwerten der Aktoren
- Möglichst schnelle Umsetzung des geforderten virtuellen Systemeingangs unter Berücksichtigung der Dynamik der Aktoren

Die Lösung dieses Optimierungsproblems erfolgt zumeist durch die Minimierung einer Kostenfunktion zu jedem Rechenschritt [Här03, S. 114ff] [Lai07, S. 22ff] [Tjø08, S. 32ff] [Kno09, S. 29ff].

6.2 Control Allocation und ABS-Regelung

Die in Kapitel 6.1 aufgeführten bekannten Untersuchungen wenden die Methode der Control Allocation auf – hinsichtlich der Anzahl der Systemeingänge und der Struktur der Effektivitätsfunktion – relativ komplexe und häufig nicht-lineare Problemstellungen an. Aufgrund der Komplexität ist es in diesen Fällen nicht möglich, die optimale Kombination der Aktoren explizit zu berechnen. Der in dieser Arbeit betrachtete Anwendungsfall ist hingegen von deutlich geringerer Komplexität:

- Es existiert nur ein virtueller Systemeingang: $\mathbf{v} = \mathbf{M}_{B, Rad, soll}$
- Es existieren nur zwei tatsächliche Systemeingänge: $\underline{\mathbf{u}} = [\mathbf{M}_{EM, extern}, \mathbf{M}_{Bremse}]^T$
- Die Effektivitätsfunktion ist linear: $\mathbf{M}_{B, Rad, soll} = \mathbf{M}_{EM, extern, soll} + \mathbf{M}_{Bremse, soll}$
- Beide Aktoren besitzen eine ähnliche Dynamik (Kapitel 5.5.4). Eine Berücksichtigung der Aktordynamik im Control Allocator ist somit nicht nötig.

Nach dem Stand der Technik ist keine Anwendung der Control Allocation auf die ABS-Regelung bekannt. Lediglich das von OKANO et al. [OSUH02] beschriebene *Hybrid-ABS* weist die Merkmale einer Control Allocation auf, auch wenn dieser Begriff nicht explizit erwähnt wird. Die vorgestellte Frequenztrennung mit einem Filter ist jedoch nur sinnvoll, wenn die beiden Aktoren eine deutlich unterschiedliche Dynamik besitzen.

Eine Anwendung der Control Allocation auf die ABS-Regelung bei Elektrostraßenfahrzeugen wird von ROSENBERGER [Ros12a] sowie von ROSENBERGER et al. in [RKKL11, RUKL12] beschrieben. Im Folgenden wird ein regelbasierter Control Allocator vorgestellt, bei dem die Aufteilung des virtuellen Systemeingangs auf die beiden Aktoren explizit berechnet wird.



6.3 Entwurf eines regelbasierten Control Allocator

In Abbildung 6-3 ist die Funktionsweise des regelbasierten Control Allocator als Programmablaufplan dargestellt. Der Programmablauf erfolgt entlang der Pfeile in einer Endloschleife. Die Operationsblöcke mit der Beschriftung $[k + 1]$ kennzeichnen den Beginn eines neuen Zeitschritts auf dem Steuergerät. Alle Drehmomente sind auf das Rad bezogen und positiv definiert, wenn sie das Rad beschleunigen. Für die Reibungsbremse wird angenommen, dass sie ein unbeschränktes Bremsmoment, aber kein Antriebsmoment aufbringen kann. Das Drehmoment der E-Maschine ist zwischen $M_{EM,min}$ und $M_{EM,max}$ beschränkt. Die Regeln des Programmablaufs sind so gestaltet, dass die in Kapitel 1.3.1 genannten Zielsetzungen für die Aufteilung des Bremsmoments auf E-Maschine und Reibungsbremse umgesetzt werden.

Als Referenzgröße zur Erkennung einer Bremsung wird der vom Fahrer bereitgestellte Druck im Hauptbremszylinder p_{HZ} verwendet. Wenn dieser Wert größer als null ist, wird der Modus „Rekuperation/eABS“²² aktiviert. In diesem Modus wird das gesamte angeforderte Bremsmoment $M_{B,Rad,soll}$ durch die E-Maschine umgesetzt, sofern es größer²³ als das minimale Drehmoment $M_{EM,min}$ der E-Maschine ist.

Wenn das angeforderte Bremsmoment $M_{B,Rad,soll}$ während einer Bremsung erstmalig das maximal mögliche Bremsmoment der E-Maschine überschreitet, wird der Modus „Rekuperation/eABS“ beendet und der Modus „kombinierte Bremsung“ aktiviert. Dieser Modus bleibt bis zum Ende der Bremsung ($p_{HZ} = 0$) aktiv. Wenn im Modus „kombinierte Bremsung“ ein antreibendes Drehmoment gefordert wird ($M_{B,Rad,soll} > 0$), wird dieses ausschließlich durch die E-Maschine umgesetzt, weil die Reibungsbremse nur verzögernde Drehmomente darstellen kann. Andernfalls wird das Drehmoment der E-Maschine auf den Wert M_{Reku} gesetzt. Dieser Wert wird in der Unterfunktion „Anpassung Rekuperationsniveau“ berechnet, die in Kapitel 6.4 beschrieben wird. Das Rekuperationsniveau M_{Reku} wird so gewählt, dass ein *optimales Rekuperationsmoment* möglichst exakt eingehalten wird. Dieses optimale Rekuperationsmoment kann frei gewählt werden, um beispielsweise die Energierückgewinnung oder die Batterielebensdauer zu maximieren. Um die Anzahl der Überblendungsvorgänge zu minimieren, wird der Wert von M_{Reku} während der Bremsung möglichst selten angepasst. Der fehlende Anteil ($M_{B,Rad,soll} - M_{Reku}$) wird durch die Reibungsbremse umgesetzt. Das Bremsmoment setzt sich im Modus „kombinierte Bremsung“ damit aus einem abschnittsweise konstanten Rekuperationsniveau und einem dynamischen Anteil der Reibungsbremse zusammen.

Der gesamte Control Allocator unterscheidet nicht zwischen einer ABS-Bremsung und einer Bremsung ohne ABS-Regelung („Komfortbremsung“), weil die Kriterien zur Aufteilung des Bremsmoments in beiden Betriebszuständen identisch sind.

²² Als „eABS“ wird in dieser Arbeit ein Antiblockiersystem bezeichnet, das ausschließlich die E-Maschine als Aktor verwendet.

²³ Durch die Vorzeichenkonvention sind Bremsmomente negativ definiert. Dadurch entspricht ein „größeres Bremsmoment“ einem „betragsmäßig kleineren Bremsmoment“.

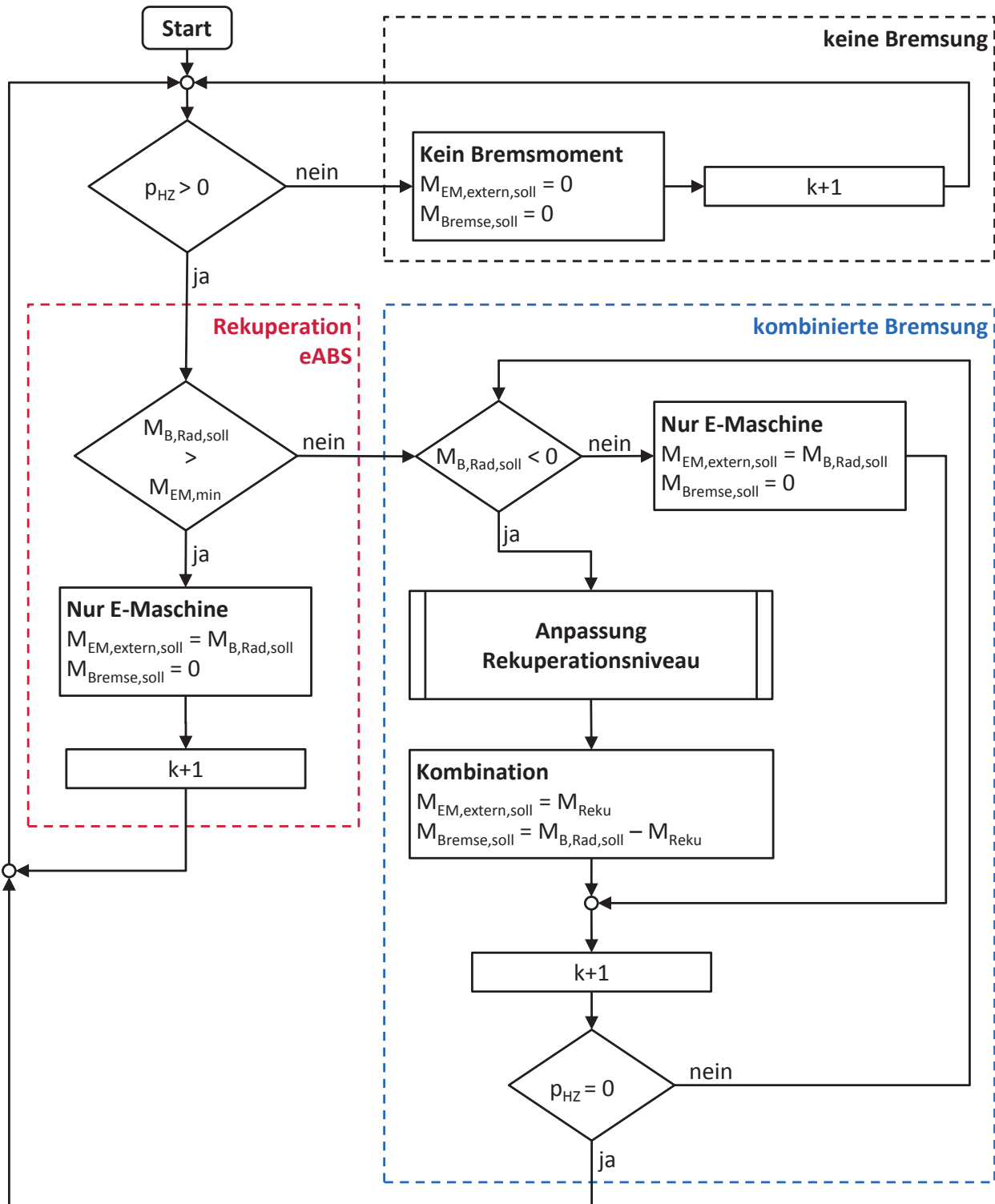


Abbildung 6-3: Regelbasierter Control Allocator

6.4 Funktion zur Anpassung des Rekuperationsniveaus

Das Rekuperationsniveau soll im Modus „kombinierte Bremsung“ möglichst konstant gehalten werden. Dies ist allerdings nur möglich, wenn zwei Bedingungen erfüllt sind:

- Das Rekuperationsniveau darf nur maximal so groß sein wie das gesamte angeforderte Bremsmoment. Wenn das angeforderte Bremsmoment im Verlauf der Bremsung unter das Rekuperationsniveau sinkt, muss das Rekuperationsniveau angepasst werden.



- Das Rekuperationsniveau soll nicht über einen längeren Zeitraum zu stark vom optimalen Rekuperationsmoment M_{opt} abweichen.

Die in Abbildung 6-4 dargestellte Funktion zur Anpassung des Rekuperationsniveaus berücksichtigt beide Bedingungen. Da die Funktion auf Werte vergangener Zeitschritte zurückgreift, wird die Bezeichnung $X(k)$ für Werte des aktuellen Zeitschritts und $X(k-i)$ für Werte vergangener Zeitschritte eingeführt. Größen ohne Angabe des Zeitschritts beziehen sich immer auf den aktuellen Zeitschritt.

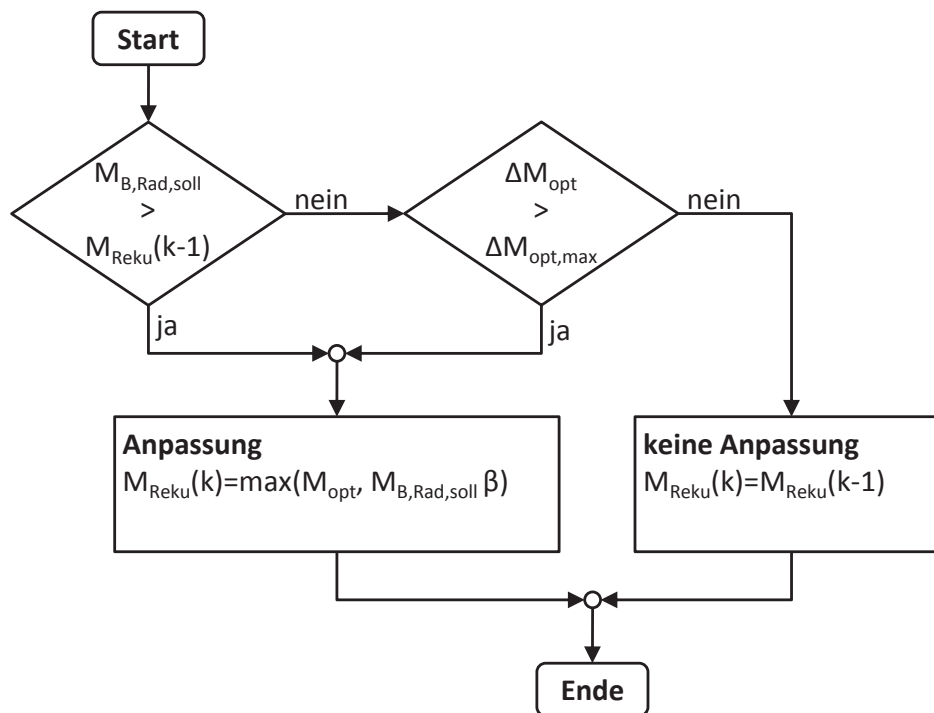


Abbildung 6-4: Funktion „Anpassung Rekuperationsniveau“

Falls das gesamte angeforderte Bremsmoment $M_{B,Rad,soll}$ größer als das Rekuperationsniveau M_{Reku} des letzten Zeitschritts ist oder die Abweichung vom optimalen Rekuperationsmoment ΔM_{opt} größer als der Grenzwert $\Delta M_{opt,max}$ ist, muss das Rekuperationsniveau angepasst werden. Andernfalls wird das Rekuperationsniveau des letzten Zeitschritts für den aktuellen Zeitschritt übernommen.

Bei der Anpassung wird das neue Rekuperationsniveau auf den Wert M_{opt} gesetzt, jedoch maximal auf das mit dem Faktor β skalierte gesamte angeforderte Bremsmoment. Der Skalierungsfaktor β wird zwischen 0 und 1 gewählt und gewichtet die Lösung des Zielkonflikts zwischen einer möglichst guten Einhaltung von M_{opt} und einer Reduzierung der Anpassungshäufigkeit von M_{Reku} . Ein hoher Wert von β verbessert die Einhaltung von M_{opt} und erhöht die Anpassungshäufigkeit.

$$\Delta M_{opt}(k) = \frac{1}{n_k} \left| \sum_{i=1}^{n_k} (M_{Reku}(k-i) - M_{opt}(k-i)) \right| \quad (6.1)$$

Die Abweichung vom optimalen Rekuperationsmoment ΔM_{opt} ist ein absoluter Mittelwert über eine bestimmte Anzahl zurückliegender Zeitschritte (Gleichung (6.1)). Über die Fenstergröße n_k und die maximal zulässige Abweichung $\Delta M_{opt,max}$ wird ebenfalls die Lösung des Ziel-



konflikts zwischen einer möglichst guten Einhaltung von M_{opt} und einer Reduzierung der Anpassungshäufigkeit von M_{Reku} gewichtet. In Tabelle 6.1 sind die Parameter des Control Allocator aufgeführt, die nach einem iterativen Optimierungsprozess für die in Kapitel 7 durchgeführten Untersuchungen festgelegt wurden.

Tabelle 6.1: Parameter des Control Allocator

Parameter	Symbol	Wert
Max. Abweichung von M_{opt}	$\Delta M_{opt,max}$	417 Nm
Fenstergröße	n_k	60
Skalierungsfaktor	β	0,8

6.5 Bremsung in den Stillstand

Wenn bei Stillstand des Fahrzeugs die Bremse betätigt wird, ist dies als *Haltewunsch* des Fahrers zu interpretieren. Eine Bremsbetätigung im Stillstand darf keinesfalls eine beschleunigte Rückwärtsfahrt bewirken.

Der in den vorigen Kapiteln beschriebene Control Allocator deckt diesen Fall jedoch zunächst nicht ab, weil der ABS-Regler auch im Stillstand den Druck im Hauptbremszylinder in ein äquivalentes Bremsmoment $M_{B,Rad,soll}$ umrechnet. Wenn der Control Allocator dieses Bremsmoment ganz oder teilweise der E-Maschine zuordnet, führt dies zu einer beschleunigten Rückwärtsfahrt. Um diesen Sonderfall zu behandeln, wird das Bremsmoment der E-Maschine $M_{EM,extern,soll}$ unterhalb einer Grenzdrehzahl $\omega_{Rad,Grenz}$ mit dem Faktor γ skaliert und der reduzierte Anteil zum Bremsmoment der Reibungsbremse $M_{Bremse,soll}$ addiert.

Die Berechnung von γ erfolgt gemäß den Gleichungen (6.2) und (6.3). Die Parameter der Stillstands-Funktion, die für die in Kapitel 7 durchgeführten Untersuchungen verwendet werden, sind in Tabelle 6.2 aufgeführt. Der Faktor γ ist zwischen null und eins beschränkt und nimmt proportional zur Raddrehzahl ab. Unterhalb der Drehzahl $\omega_{Rad,Offset}$ ist γ null. Durch die Gleichung (6.3) wird erreicht, dass die Raddrehzahl nur sinken, aber nicht mehr ansteigen kann. Dadurch kann die Auswirkung von Raddrehzahlschwankungen auf γ reduziert werden. Nach dem Ende der Bremsung ($p_{HZ} = 0$) wird die Stillstands-Funktion zurückgesetzt. Antreibende Drehmomente sind unterhalb der Grenzdrehzahl nicht zugelassen.

$$\gamma(k) = \frac{\min(\hat{\omega}_{Rad}(k), \omega_{Rad,Grenz})}{\omega_{Rad,Grenz}} \quad (6.2)$$

$$\hat{\omega}_{Rad}(k) = \max(0, \min(\omega_{Rad}(k) - \omega_{Rad,Offset}, \hat{\omega}_{Rad}(k-1))) \quad (6.3)$$

Tabelle 6.2: Parameter der Stillstands-Funktion

Parameter	Symbol	Wert
Untere Grenzdrehzahl	$\omega_{Rad,Grenz}$	10 rad/s
Drehzahl-Offset	$\omega_{Rad,Offset}$	3 rad/s



7 VALIDIERUNG IM FAHRVERSUCH

In diesem Kapitel erfolgt die Übertragung der Schwingungsdämpfung (Kapitel 5) und des Control Allocator (Kapitel 6) in das Versuchsfahrzeug. Vor der Darstellung der Versuchsergebnisse werden in Kapitel 7.1 einzelne Aspekte der Implementierung erläutert. In Kapitel 7.2 werden die Versuchsergebnisse bei einer Sprunganregung vorgestellt. In Kapitel 7.3 folgt die Darstellung verschiedener ABS-Bremungen. Die Analyse der ABS-Bremungen erfolgt getrennt für Versuche ohne aktive Control Allocation (Kapitel 7.3) und mit aktiver Control Allocation (Kapitel 7.4).

7.1 Implementierung

7.1.1 Zeitdiskrete Umsetzung des Reglers

7.1.1.1 Grundlagen

Der in Kapitel 5 entworfene Regler zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen basiert auf der Annahme einer kontinuierlichen Erfassung der Messgrößen und einer kontinuierlichen Berechnung des Stellbefehls. Im Versuchsfahrzeug erfolgen die Erfassung der Messgrößen und die Berechnung des Stellbefehls jedoch nur zu diskreten Zeitpunkten. Eine Übertragung des kontinuierlich ausgelegten Reglers auf die diskrete Implementierung im Versuchsfahrzeug ist nur unter Berücksichtigung mehrerer Randbedingungen möglich. Nach LUNZE [Lun06, S. 405] kann die Veränderung der Regelstrecke durch die Diskretisierung mittels eines Abtastglieds und eines Halteglieds approximiert werden (Abbildung 7-1). Die Eigenschaften dieser beiden Elemente werden in den folgenden Kapiteln 7.1.1.2 und 7.1.1.3 für das hier vorliegende System beschrieben.

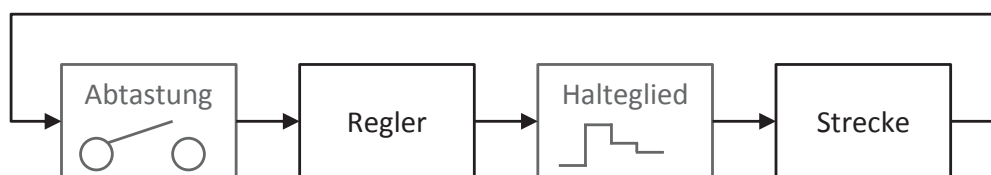


Abbildung 7-1: Diskrete Regelstrecke

7.1.1.2 Abtastung der Drehzahlsignale

Die im Versuchsfahrzeug verwendeten Drehzahlsensoren erfassen die Drehzahlen von Felge und Steg nicht kontinuierlich, sondern nur zu den diskreten Zeitpunkten, an denen ein Zahn des Geberrads den Sensor passiert [Rei10, S. 98ff] [Schr09b, S. 294ff]. Dadurch erfolgt eine drehzahlabhängige Diskretisierung der Signale. Nach dem Abtasttheorem von SHANNON muss die Abtastfrequenz mindestens doppelt so groß wie die höchste interessierende Frequenz des Signals sein [Lun06, S. 403]. Auf Basis der Analyseergebnisse aus Kapitel 4 muss die Ab-



tastfrequenz folglich mindestens 30 Hz betragen, um die Antriebsstrangschwingungen auflösen zu können.

In Abbildung 7-2 und Tabelle 7.1 sind die Eigenschaften der Drehzahlsensoren dargestellt. Der Raddrehzahlsensor stellt aufgrund seiner geringeren Zähnezahl den limitierenden Faktor dar. Die theoretische Grenzdrehzahl, bis zu der die Antriebsstrangschwingungen aufgelöst werden können, beträgt 3,9 rad/s. Im Versuchsfahrzeug wird die Schwingungsdämpfung an beiden Rädern deaktiviert, sobald die Drehzahl eines Rads den Wert 5,0 rad/s unterschreitet. Dies entspricht einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 6 km/h.

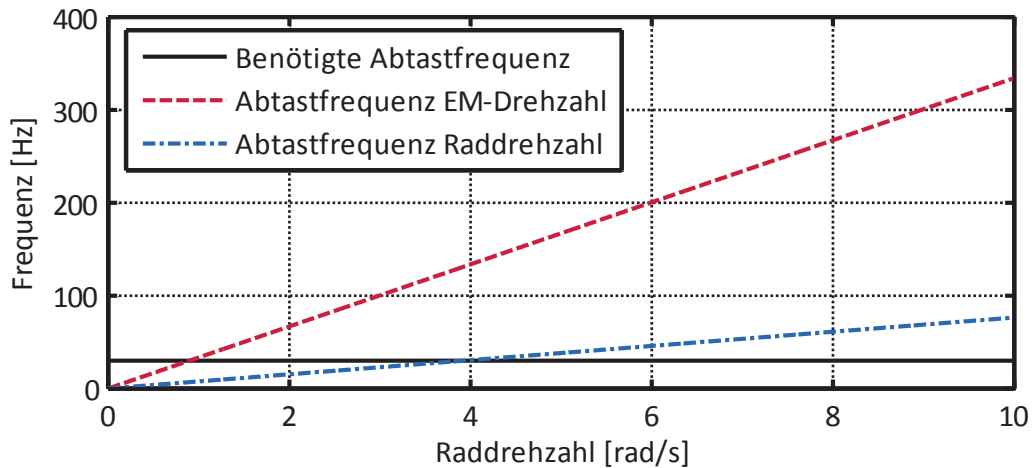


Abbildung 7-2: Abtastfrequenzen der Drehzahlsensoren

Tabelle 7.1: Eigenschaften der Drehzahlsensoren

Parameter	Raddrehzahlsensor	EM-Drehzahlsensor
Zähnezahl	48	210
Grenzdrehzahl für 30 Hz	3,9 rad/s	0,9 rad/s

7.1.1.3 Halteglied

Durch das Halteglied wird der Stellbefehl des Reglers zwischen zwei Ausführungszeitpunkten konstant gehalten. Die Wirkung des Halteglieds auf die Regelstrecke kann nach LUNZE mit einem Totzeitglied approximiert werden. Die äquivalente Totzeit entspricht der halben Abtastzeit [Lun06, S. 408].

Um trotz des zusätzlichen Halteglieds eine hohe Regelgüte zu erzielen, sollte die Abtastfrequenz mindestens das 20-fache der höchsten (relevanten) Frequenz im Regelkreis betragen [Lun06, S. 410]. Wenn die Schwingung des Reifengürtels vernachlässigt wird, beträgt die größte Frequenz des Regelkreises 37,7 Hz (Tabelle 5.1). Da der Regler im Versuchsfahrzeug mit einer Abtastfrequenz von 1000 Hz berechnet wird, ist diese Bedingung erfüllt.

Zusätzlich zur Totzeit, die durch das Halteglied hervorgerufen wird, muss noch die Totzeit der Signalübertragung und die Totzeit durch die Berechnungszeit des Reglers berücksichtigt werden. Die Berechnungszeit des Reglers beträgt im Versuchsfahrzeug weniger als 15 μ s und kann daher vernachlässigt werden. Die Totzeit der Signalübertragung wird im folgenden Kapitel analysiert.



7.1.2 Interrupt-gesteuerte Ausführung des Reglers

Die Totzeiten der Signalübertragung sind eine wichtige Einflussgröße auf die Regelgüte, die im Versuchsfahrzeug realisierbar ist. Bei der Beschreibung der Vernetzungsarchitektur des Versuchsfahrzeugs in Kapitel 2.3.4 sind die kritischen Pfade hervorgehoben und die umgesetzten Optimierungsmaßnahmen dargestellt. Insbesondere bei den Raddrehzahlsensoren kann durch die optimierte Vernetzungsarchitektur die Totzeit der Signalübertragung auf ein vernachlässigbares Minimum reduziert werden. Bei der Übertragung des Drehzahlsignals und des Stellbefehls der E-Maschine über den CAN-Bus ist die optimierte Vernetzungsarchitektur alleine jedoch noch nicht ausreichend, weil bei diesen Übertragungspfaden weniger die (vernachlässigbare) Übertragungszeit vom Sender zum Empfänger als kritisch anzusehen ist, sondern die fehlende Synchronizität zwischen CAN-Bus und Programmausführung. Im ungünstigsten Fall beträgt die dadurch entstehende Totzeit 2 ms (Abbildung 7-3).

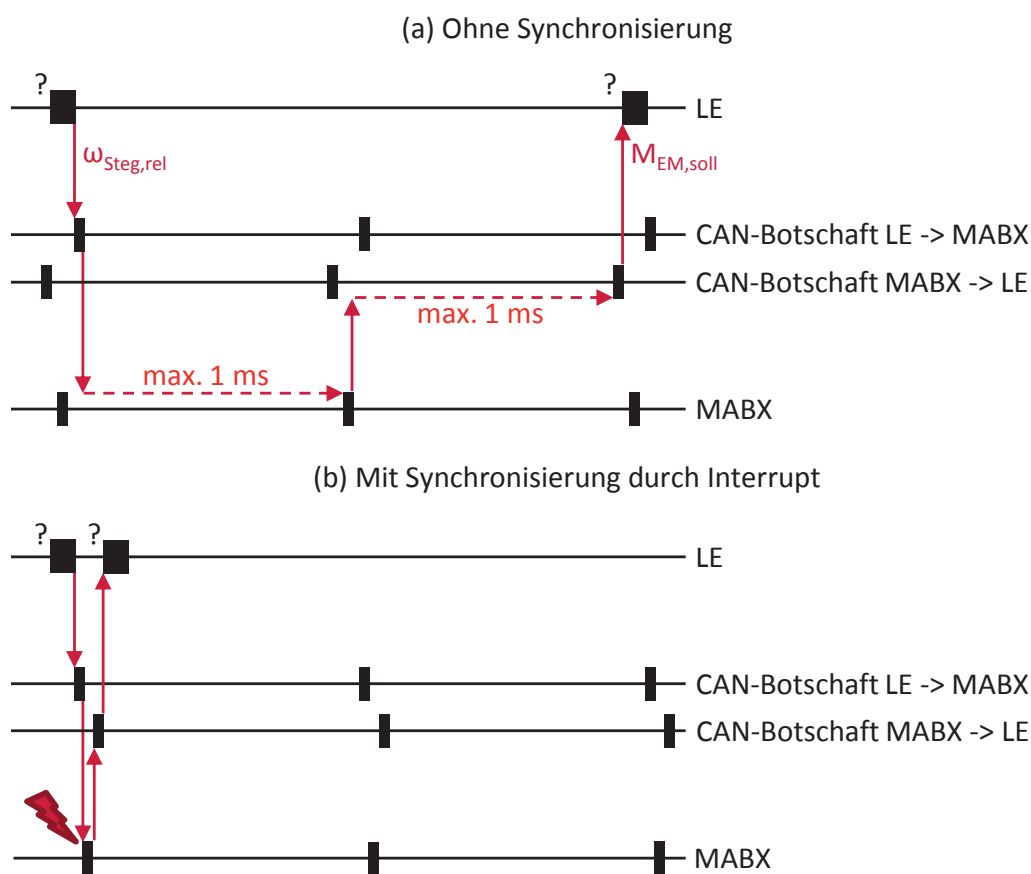


Abbildung 7-3: Totzeiten durch Signalübertragung

Um diese zusätzliche Totzeit zu vermeiden, wird das Programm für die Schwingungsdämpfung auf der MABX nicht mit einer festen Schrittweite ausgeführt, sondern durch einen Interrupt gesteuert. Der Interrupt wird bei Eintreffen der CAN-Botschaft mit dem Drehzahlsignal ausgelöst. Direkt nach Beendigung der Programmausführung wird die CAN-Botschaft mit dem Stellbefehl gesendet. Die Totzeit der Signalübertragung kann dadurch auf die (vernachlässigbare) Übertragungszeit des CAN-Bus reduziert werden. Es ist allerdings davon auszugehen, dass seitens der Leistungselektronik ebenfalls Totzeiten vorhanden sind. Vom Hersteller wurden dazu keine Details offengelegt. Die hohe Güte der realisierten Regelung spricht jedoch dafür, dass diese zusätzlichen Totzeiten gering und dadurch nicht relevant sind.



7.2 Sprunganregung

Zum Abschluss der Beschreibung des Reglers zur Schwingungsdämpfung in Kapitel 5 wurde das Zeitverhalten des geschlossenen Kreises bei einer sprungförmigen Anregung analysiert (Abbildung 5-10). Dieser Versuch ermöglicht eine anschauliche Analyse der Systemdynamik und der Funktionsweise des Reglers.

Im Fahrversuch kann dieses Manöver nicht vollständig reproduziert werden, weil der ABS-Betriebspunkt nahe des Längskraftbeiwert-Maximums nicht eingestellt werden kann. Aufgrund der Anschaulichkeit des Manövers soll es an dieser Stelle dennoch im Fahrversuch wiederholt werden, allerdings mit einem freirollenden Betriebspunkt des Reifens. Bei der Interpretation der Ergebnisse muss berücksichtigt werden, dass der Regler nicht für diesen Betriebspunkt ausgelegt ist.

Die Ergebnisse einer Sprunganregung an der E-Maschine mit einem Luftspaltmoment von 100 Nm sind in Abbildung 7-4 dargestellt. Die aus diesem Manöver abgeleiteten Kennwerte sind in Tabelle 7.2 aufgeführt.

Aus Abbildung 7-4a ist die Effektivität der Schwingungsdämpfung und die Verbesserung der Stelldynamik durch das Vorfilter (VF) ersichtlich. Im Vergleich mit Abbildung 5-10 zeigt sich im Fahrversuch eine höhere Dynamik des Drehmomentaufbaus. Dies ist auf die höhere Schlupfsteifigkeit im freirollenden Betriebspunkt zurückzuführen. Auch die deutlich stärker ausgeprägte Schwingung des unregulierten Systems ist darauf zurückzuführen (Kapitel 4). Trotz dieser Unterschiede in den Streckeneigenschaften zeigt der Regler auch im freirollenden Betriebspunkt eine gute Dämpfung der Schwingungen und eine hohe Stelldynamik. Dies weist auf eine hohe Robustheit des Reglerentwurfs bei einer Veränderung der Streckenparameter hin und bestätigt somit die Untersuchungen aus Kapitel 5.5.6.

Tabelle 7.2: Analyse des Wellenmoments bei einer Sprunganregung

	ungeregelt	K ₁ und K ₂ ohne Vorfilter	K ₁ und K ₂ mit Vorfilter
Zeit bis zum Erreichen von 60 % des stat. Endwerts [ms]	35	54	36
Zeit bis zum ersten Erreichen des stat. Endwerts [ms]	49	105	55
Überschwingweite \ddot{u} [%]	88,4	10,8	28,8
Beruhigungszeit $T_{10\%}$ [ms]	551	151	123

Abbildung 7-4b zeigt das Stellmoment der E-Maschine. Das Vorfilter führt anfangs zu einer leichten Überhöhung und während der ersten Schwingungsperiode zu einer deutlich geringeren Rücknahme des Stellmoments. Die dadurch erzielte Verbesserung der Stelldynamik ist jedoch mit einer Erhöhung der Überschwingweite verbunden. Ab ca. 0,25 s nach der Anregung durch die Sprungfunktion wird das extern angeforderte Drehmoment stationär genau umgesetzt. Auf die durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufene leichte Schwingung des Wellenmoments reagiert der Regler aufgrund einer implementierten Totzone der Differenzdrehzahl von $\pm 0,3$ rad/s nicht.

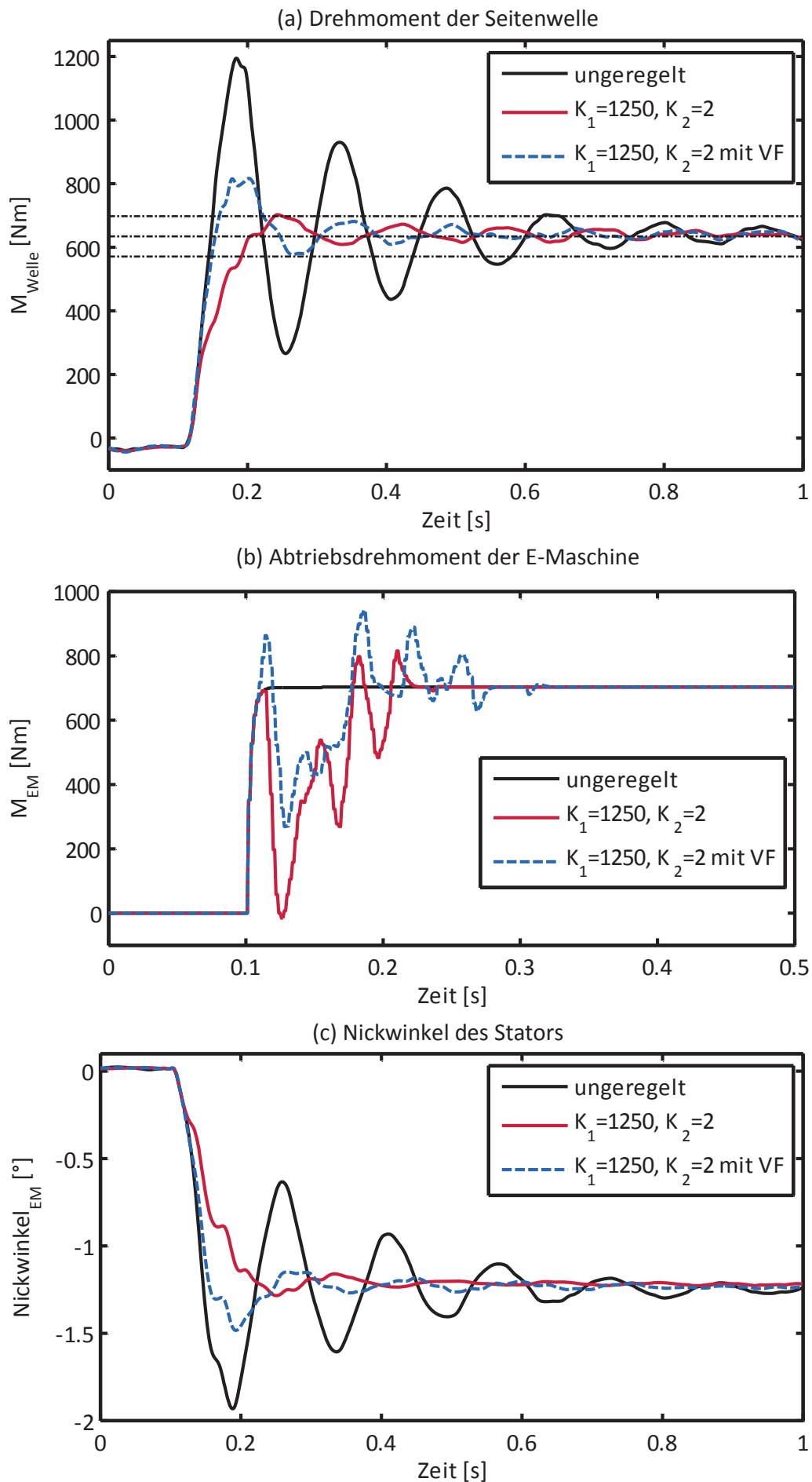


Abbildung 7-4: Sprunganregung an E-Maschine mit Schwingungsdämpfung



Abbildung 7-4c zeigt den Nickwinkel des Stators. Die Fahrzeugmessung bestätigt die Aussage aus Kapitel 5.2.1, nach der der Stator im Wesentlichen nicht mit seiner Eigenfrequenz von über 30 Hz schwingt, sondern mit einer durch die Schwingung der Seitenwelle eingprägten Frequenz. Eine Reduzierung der Schwingung der Seitenwelle durch den Regler führt damit gleichzeitig auch zu einer Reduzierung der erzwungenen Schwingung des Stators.

7.3 ABS-Bremmung ohne Control Allocation

7.3.1 Vorgehen

In Kapitel 1.3.2 zu Beginn dieser Arbeit wurde erlutert, welche Auswirkungen das Auftreten von Antriebsstrangschwingungen whrend der ABS-Bremmung hat und welche Ziele sich somit fr die aktive Schwingungsdmpfung ableiten lassen. Diese in Kapitel 1.3.2 genannten Ziele werden in diesem Abschnitt aufgegriffen und ihre Erfllung quantitativ bewertet:

- **Bremsweg**
Die Messung des Bremswegs erfolgt durch eine GPS²⁴-gesttzte Positionserfassung.
- **Fahrzeugstabilitt**
Die Quantifizierung der Fahrzeugstabilitt erfolgt sowohl implizit durch die sichtbaren Raddrehzahleinbrche, die auf einen groen Lngsschlupf und dadurch auf eine Verringerung der bertragbaren Seitenkrfte schlieen lassen (Kapitel 1.2.1 und 1.2.2), als auch explizit durch eine Auswertung der Gierrate des Fahrzeugs whrend der Bremsung. Hierfr wird der im Fahrzeug serienmssig vorhandene Gierratensensor verwendet.
- **Bauteilbelastung**
Die Erfassung der Bauteilbelastung erfolgt durch eine Auswertung der Drehmoment-Messwellen (Kapitel 2.3.3).

Bei der Manöverdurchfhrung beschleunigt der Fahrer das Fahrzeug auf eine Geschwindigkeit von ca. 107 km/h und lsst es danach frei rollen. Bei Unterschreitung von 105 km/h bettigt der Fahrer das Bremspedal mit einem Gradienten von ber 600 bar/s bis zum Einsetzen der ABS-Regelung. Dies entspricht einer typischen Notbremsung. Der Bremsdruck des Fahrers wird bis zum Fahrzeugstillstand im Bereich des maximal mglichen Bremsdrucks gehalten. Die ABS-Regelung ist somit whrend der gesamten Bremsung aktiv. Die Zhlung des Bremswegs beginnt bei Unterschreitung einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 100 km/h. Dadurch flieft die fahrerabhngige Bettigungsgeschwindigkeit der Bremse nicht in das Messergebnis ein. Whrend der ABS-Regelung ist die Regelung zur Schwingungsdmpfung (Kapitel 5) an beiden Rädern der Hinterachse bis zur Grenzgeschwindigkeit von ca. 6 km/h aktiv (Kapitel 7.1.1). Der Control Allocator ist deaktiviert. Das gesamte Bremsmoment wird somit durch die Reibungsbremse umgesetzt ($M_{EM,extern} = 0$). Das Vorfilter hat dadurch keinen Einfluss auf die Regelung. Bei den im Folgenden dargestellten Messreihen wurde abwechselnd ein Versuch ohne Schwingungsdmpfung (*ungeregelt*) und ein Versuch mit Schwin-

²⁴ GPS (Global Positioning System) ist ein satellitengesttztes System zur Positionserfassung [Rei09, S. 346].



gungsdämpfung ($K_1=1250$, $K_2=2$) durchgeführt. Bei der Auswertung in den folgenden Kapiteln werden immer direkt aufeinanderfolgende Versuchspaarungen verglichen.

7.3.2 Stochastische Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen

Der bereits bei der Systemanalyse in Kapitel 4.3.1 identifizierte stochastische Charakter der Schwingungsausprägung wird durch die im Rahmen dieses Kapitels durchgeführten Messreihen bestätigt. Im Folgenden wird eine Klassifizierung der Schwingungsausprägung in drei Stufen vorgenommen:

- **Stufe 1: Geringe bis mittlere Schwingungsausprägung**

Eine Schwingungsausprägung der Stufe 1 ist durch eine Verlängerung des Bremswegs um bis zu 0,6 m gekennzeichnet. Die mechanische Belastung der Gelenkwelle beträgt weniger als 50 % des Nenn-Drehmoments des elektrischen Antriebs und ist somit als unkritisch anzusehen. Sowohl die Raddrehzahleinbrüche als auch die Gierrate lassen auf keine signifikante Beeinträchtigung der Fahrzeugstabilität schließen. Eine Schwingungsausprägung der Stufe 1 ist vom Fahrer subjektiv kaum wahrnehmbar.

- **Stufe 2: Starke Schwingungsausprägung**

Eine Schwingungsausprägung der Stufe 2 ist durch eine Verlängerung des Bremswegs um 0,6 m bis zu 1,5 m gekennzeichnet. Die mechanische Belastung der Gelenkwelle liegt im Bereich des Nenn-Drehmoments des elektrischen Antriebs. Durch die wechselnde Belastung mit hoher Frequenz kann sie als kritisch angesehen werden. Aus den Raddrehzahleinbrüchen ist eine Beeinträchtigung der Fahrzeugstabilität ersichtlich. Die durch die Schwingung hervorgerufenen Vibrationen sind vom Fahrer subjektiv deutlich wahrnehmbar.

- **Stufe 3: Sehr starke Schwingungsausprägung mit Fehlverhalten des ABS-Reglers**

Eine Schwingungsausprägung der Stufe 3 ist durch eine Verlängerung des Bremswegs um 1,5 bis über 2,0 m gekennzeichnet. Die mechanische Belastung der Gelenkwelle kann das Nenn-Drehmoment des elektrischen Antriebs übersteigen. Als wesentlicher Unterschied zur Schwingungsausprägung der Stufe 2 führt die große Schwingungsamplitude der Raddrehzahl zu einem Fehlverhalten der ABS-Regelung, so dass das Rad in immer höheren Schlupf einläuft. Sowohl aus den Raddrehzahleinbrüchen als auch aus der Auswertung der Gierrate ist eine starke Beeinträchtigung der Fahrzeugstabilität ersichtlich. Die durch die Schwingung hervorgerufenen Vibrationen und die Beeinträchtigung der Fahrzeugstabilität sind vom Fahrer subjektiv deutlich wahrnehmbar.

Alle drei Stufen der Schwingungsausprägung konnten ausschließlich im ungeregelten System beobachtet werden, weil die Zustandsrückführung in allen durchgeführten Messungen zu einer nahezu vollständigen Dämpfung der Schwingungen führt.

Hinsichtlich der Häufigkeit des Auftretens der einzelnen Stufen konnte ein Einfluss der Fahrbahnbeschaffenheit festgestellt werden. Im Folgenden werden Messreihen auf trockenem und nassem Asphalt ausgewertet:



- **Trockener Asphalt (Kapitel 7.3.3)**

Bei Bremsungen auf trockenem Asphalt konnte überwiegend eine Schwingungsausprägung der Stufe 1 im unregelmäßigen Fahrzeug ermittelt werden (Kapitel 7.3.3.1). Bei einer der 20 durchgeführten Bremsungen trat allerdings auch eine Schwingungsausprägung der Stufe 2 auf (Kapitel 7.3.3.2). Eine Schwingungsausprägung der Stufe 3 trat in der durchgeführten Messreihe nicht auf. In Abbildung 4-2 ist allerdings eine Messung mit einer Schwingungsausprägung der Stufe 3 dargestellt, die zu einem früheren Zeitpunkt durchgeführt wurde. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass alle drei Stufen grundsätzlich auf trockenem Asphalt auftreten können.

- **Nasser Asphalt (Kapitel 7.3.4)**

Bei Bremsungen auf nassem Asphalt konnte überwiegend eine Schwingungsausprägung der Stufe 2 ermittelt werden. In drei der 20 durchgeführten Messungen trat allerdings auch eine Schwingungsausprägung der Stufe 3 auf. Das Auftreten von Antriebsstrangschwingungen wird durch nassen Asphalt somit begünstigt. Das stochastische Verhalten kann auf die Inhomogenität der Fahrbahn zurückgeführt werden.

Im Folgenden werden repräsentative Messungen für die drei Stufen der Schwingungsausprägung analysiert. Die vollständigen Messreihen sind in Anhang D aufgeführt.

7.3.3 Bremsung auf trockenem Asphalt

7.3.3.1 Schwingungsausprägung der Stufe 1

Abbildung 7-5 zeigt die Auswertung der Versuche 9 und 10 der in Anhang D aufgeführten Messreihe auf trockenem Asphalt²⁵. Das unregelmäßige System (Versuch 9) zeigt eine mittlere Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen. Aus dem Zeitverlauf der Raddrehzahl (Abbildung 7-5a) ist jedoch ersichtlich, dass diese Schwingung keine signifikanten Raddrehzahleinbrüche zur Folge hat. Die Analyse der Differenzdrehzahl im Zeit- und Frequenzbereich (Abbildung 7-5b und c) zeigt, dass durch die aktive Schwingungsdämpfung das Leistungsdichtespektrum (LDS) der Antriebsstrangschwingungen im relevanten Frequenzbereich von ca. 13 Hz um mehr als eine Größenordnung reduziert wird, so dass die Schwingung im Zeitbereich nahezu nicht mehr erkennbar ist.

Bei ca. 2,8 s unterschreitet das Fahrzeug die Grenzgeschwindigkeit und die Differenzdrehzahl wird auf null gesetzt, um die Schwingungsdämpfung zu deaktivieren (Kapitel 7.1.1.2).

Das Drehmoment der E-Maschine (Abbildung 7-5d) beträgt während der gesamten Bremsung weniger als 1000 Nm und somit weniger als 50 % des Nenn-Drehmoments. Die Totzone der Regelung von +/- 0,3 rad/s bewirkt, dass kleine Schwingungsamplituden zu keinem Stellmoment des Reglers führen. Das mittlere Drehmoment der E-Maschine beträgt -0,5 Nm (0,02 % des Nenn-Drehmoments) und liegt damit erwartungsgemäß sehr nahe bei null.

Die Bremswegverkürzung durch die Schwingungsdämpfung beträgt bei der dargestellten Versuchspaarung 0,24 m und liegt damit im mittleren Bereich für eine Schwingungsausprägung der Stufe 1.

²⁵ Es wird jeweils die rechte Fahrzeugseite ausgewertet.

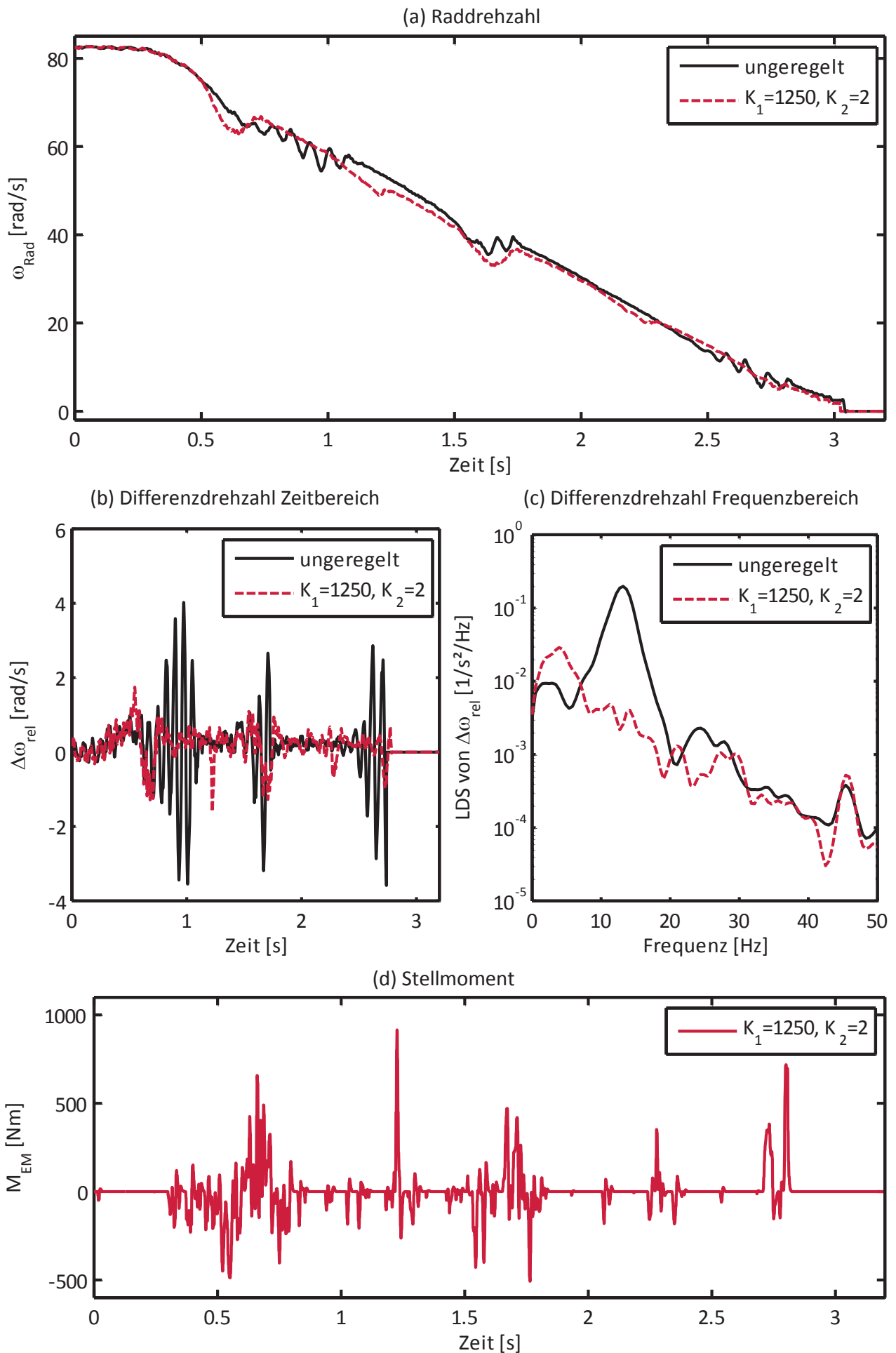


Abbildung 7-5: ABS-Bremung aus 105 km/h auf trockenem Asphalt (Stufe 1)



7.3.3.2 Schwingungsausprägung der Stufe 2

Abbildung 7-7 zeigt die Auswertung der Versuche 17 und 18 der in Anhang D aufgeführten Messreihe auf trockenem Asphalt²⁶. Das unregelte System (Versuch 17) zeigt eine starke Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen. Aus dem Zeitverlauf der Raddrehzahl (Abbildung 7-7a) ist ersichtlich, dass diese Schwingung bei ca. 1,5 s zu einem signifikanten Einbruch der Raddrehzahl und damit zu einem kurzzeitigen Verlust an Bremskraft und Seitenführungspotential führt. Die Analyse der Differenzdrehzahl im Zeit- und Frequenzbereich (Abbildung 7-7b und c) zeigt, dass durch die aktive Schwingungsdämpfung das Leistungsdichtespektrum (LDS) der Antriebsstrangschwingungen im relevanten Frequenzbereich von ca. 13 Hz um mehr als zwei Größenordnungen reduziert wird, so dass die Schwingung im Zeitbereich nahezu nicht mehr erkennbar ist.

Das Drehmoment der E-Maschine (Abbildung 7-7d) liegt auch bei dieser Messung deutlich unterhalb des Nenn-Drehmoments. Das mittlere Drehmoment der E-Maschine trägt -5,7 Nm (0,3 % des Nenn-Drehmoments).

Abbildung 7-6 zeigt das gemessene Drehmoment der Seitenwelle. Die Schwingung des unregulierten Systems führt zu einer nennenswerten Belastung der Komponenten des Antriebsstrangs. Durch die aktive Schwingungsdämpfung wird diese Belastung signifikant reduziert.

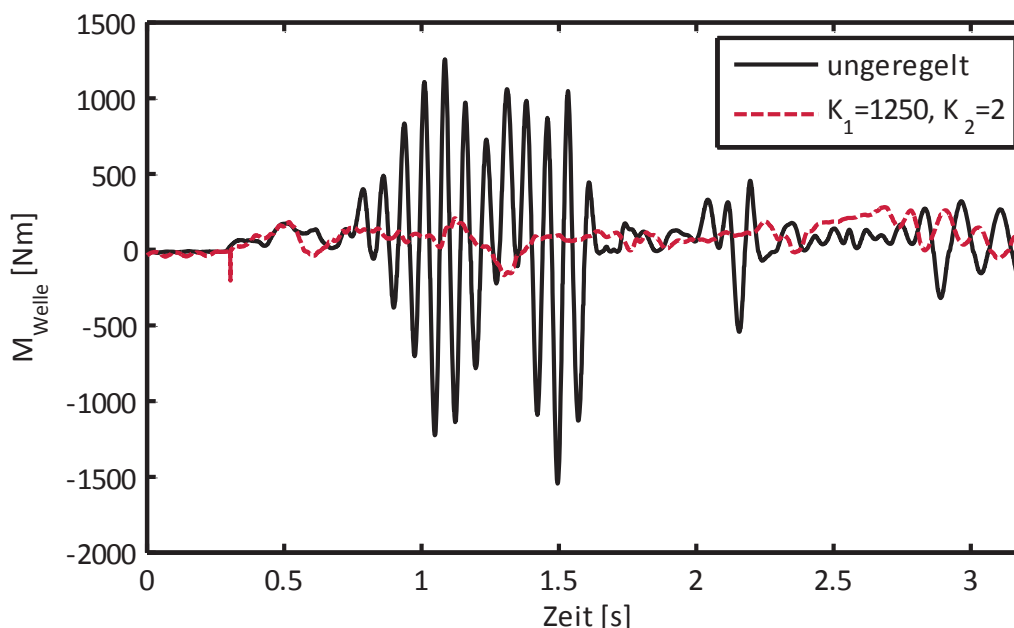


Abbildung 7-6: Drehmoment der Seitenwelle bei Bremsung auf trockenem Asphalt

Die Bremswegverkürzung durch die Schwingungsdämpfung beträgt bei der dargestellten Versuchspaarung 1,47 m.

²⁶ Es wird jeweils die rechte Fahrzeugseite ausgewertet.

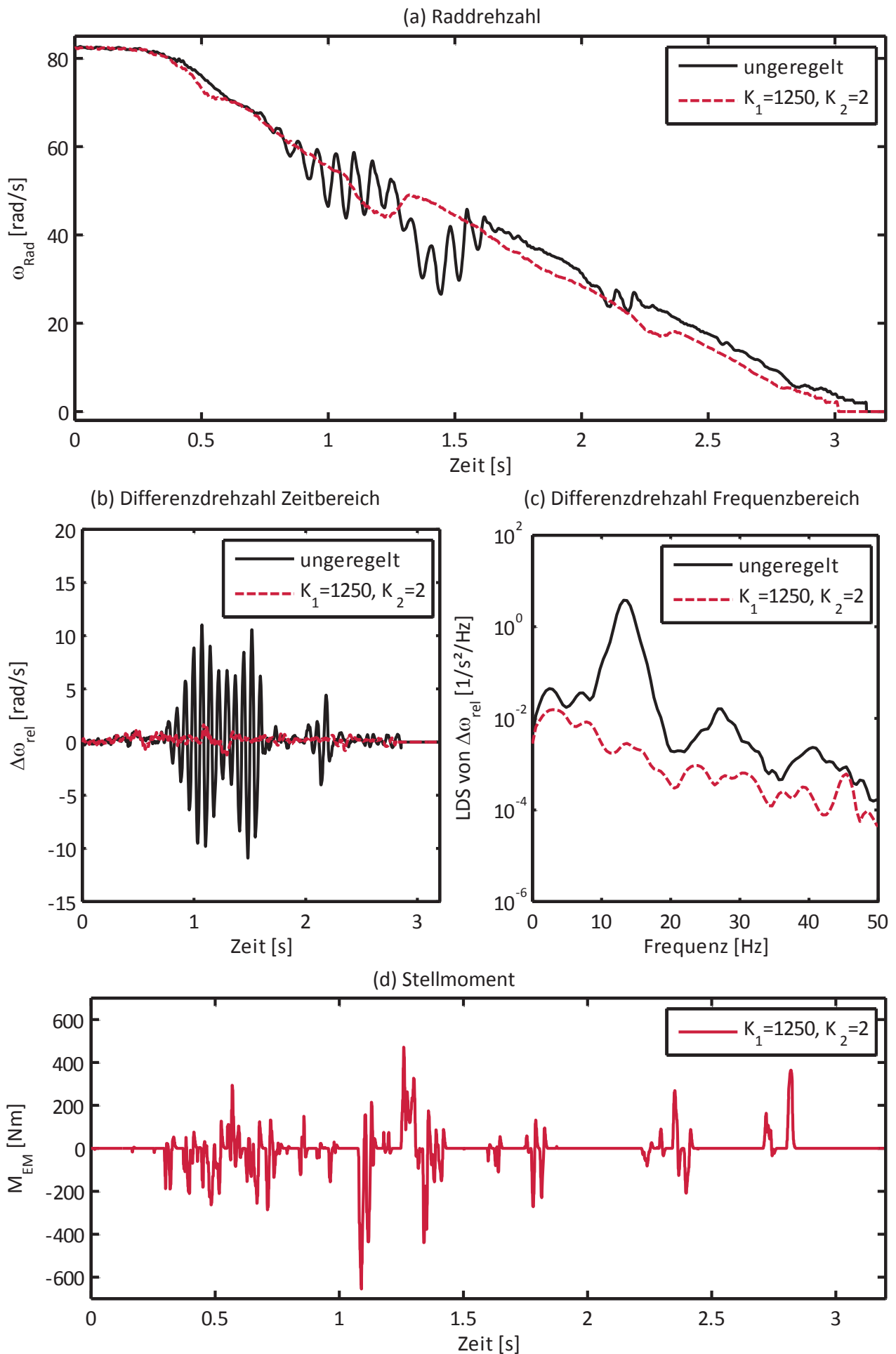


Abbildung 7-7: ABS-Bremung aus 105 km/h auf trockenem Asphalt (Stufe 2)



7.3.3.3 Analyse der Bremswege

Abbildung 7-8 zeigt die Verteilung der Bremswege auf trockenem Asphalt. Die Werte sind in Anhang D tabellarisch aufgeführt.

Das geregelte System zeigt mit einer Standardabweichung von 0,17 m eine sehr gute Reproduzierbarkeit der gemessenen Bremswege. Die Standardabweichung des unregulierten Systems ist mit 0,40 m deutlich größer. Dies kann auf den Einfluss der unterschiedlich starken Schwingungsausprägung im unregulierten System zurückgeführt werden. Insbesondere die Messung mit starker Schwingungsausprägung, die in Kapitel 7.3.3.2 analysiert wurde, weist einen deutlich erhöhten Bremsweg auf. Da die Schwingungen im geregelten Fahrzeug in allen Messungen nahezu vollständig gedämpft werden, entfällt hier die Ursache für die Streuung des Bremswegs.

Die Bremswegverkürzung durch die aktive Schwingungsdämpfung beträgt über alle Messungen gemittelt 0,38 m.

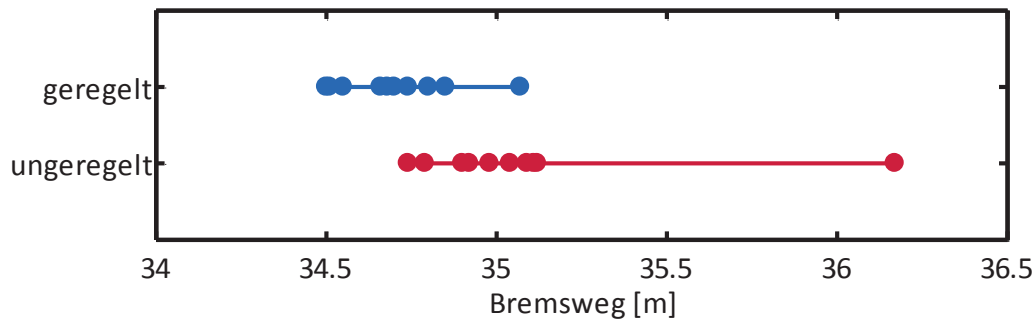


Abbildung 7-8: Verteilung der Bremswege auf trockenem Asphalt

7.3.4 Bremsung auf nassem Asphalt

Die Messreihe wurde auf einem gleichmäßig nassen Asphalt ohne Wasserbelag und Pfützen durchgeführt. Gischtbildung oder Fahrspuren waren nicht erkennbar. Der sich bei diesen Straßenverhältnissen ergebende Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist auf Basis der ermittelten Bremswege ca. 10 % geringer als auf trockenem Asphalt.

Abbildung 7-9 zeigt die Verteilung der Bremswege. Die Bremswegverkürzung durch die aktive Schwingungsdämpfung beträgt über alle Messungen gemittelt 1,27 m. Die Standardabweichung der gemessenen Bremswege beträgt im geregelten System 0,70 m und im unregulierten System 1,02 m. Dies bestätigt die Ergebnisse der Versuche auf trockenem Asphalt. Die insgesamt größeren Standardabweichungen deuten darauf hin, dass die Reibwertinhomogenitäten auf nassem Asphalt größer sind als auf trockenem Asphalt.

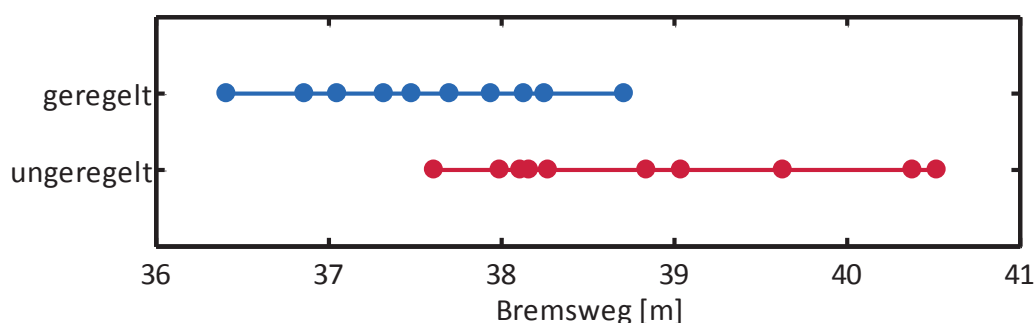


Abbildung 7-9: Verteilung der Bremswege auf nassem Asphalt

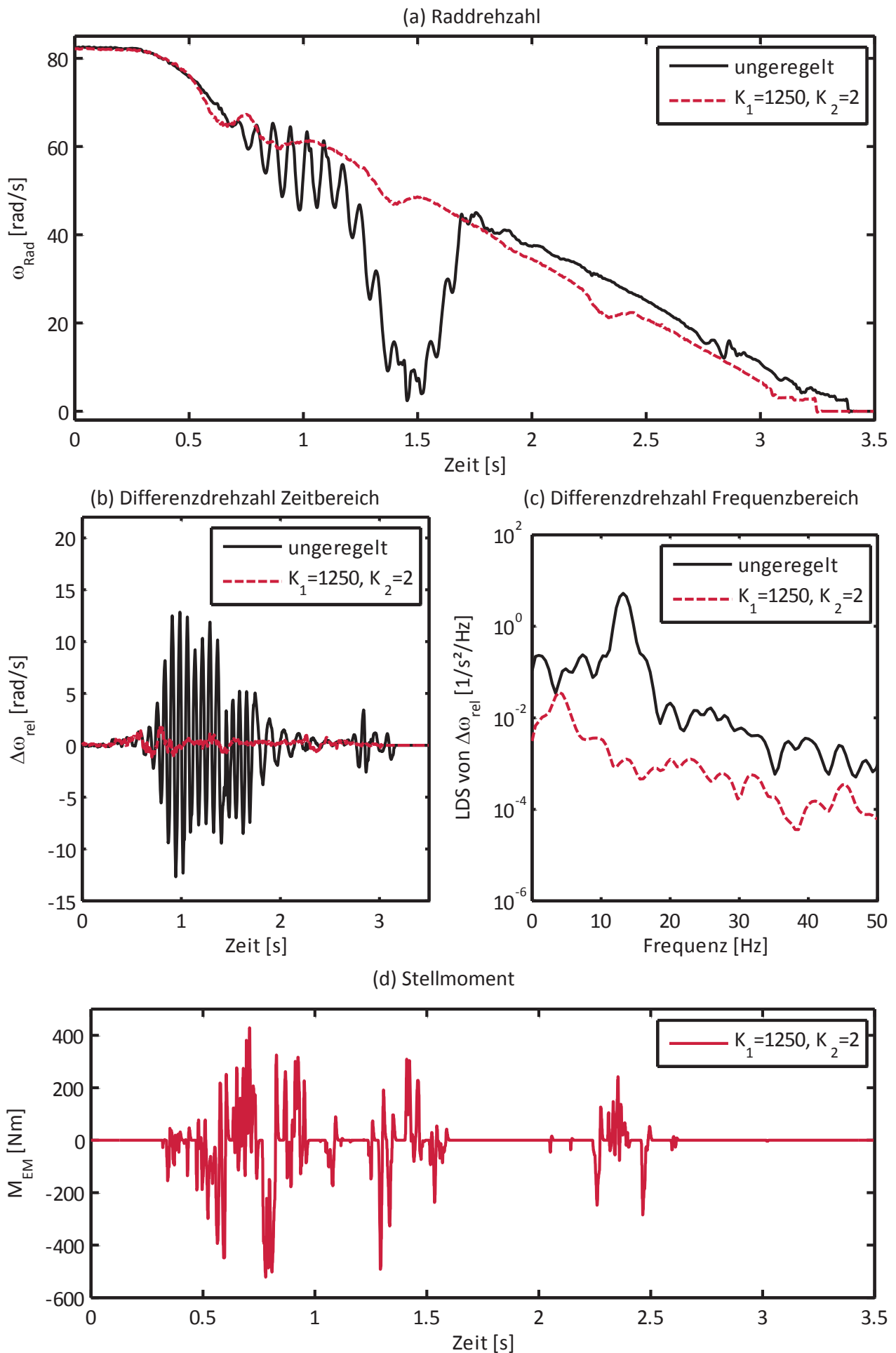


Abbildung 7-10: ABS-Bremung aus 105 km/h auf nassem Asphalt



Abbildung 7-10 zeigt die Auswertung der Versuche 17 und 18 der in Anhang D aufgeführten Messreihe auf nassem Asphalt²⁷. Das ungeregelte System (Versuch 17) zeigt eine sehr starke Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen, die ein Fehlverhalten des ABS-Reglers zur Folge hat.

Der ABS-Regler reduziert üblicherweise das aufgebrachte Bremsmoment, wenn die Raddrehzahl zu tief einbricht und der Bremschlupf am Rad somit zu groß wird. Sobald das Rad wieder beschleunigt, wird dies vom ABS-Regler als Stabilisierung des Rads interpretiert und der Bremsdruck wird wieder erhöht werden [Bur93]. In der dargestellten Messung (Abbildung 7-10a) ist die Schwingung des Antriebsstrangs jedoch so stark ausgeprägt, dass die beschleunigenden Phasen der Raddrehzahl vom ABS-Regler fälschlicherweise als Stabilisierung des Rads interpretiert werden und der Bremsdruck immer weiter erhöht wird, bis das Rad fast blockiert. Dies bestätigt die in Kapitel 1.1.3 beschriebene Vermutung, dass die Antriebsstrangschwingungen eine Herausforderung für den ABS-Regler darstellen. Die Radbeschleunigung und -verzögerung, über die der ABS-Regler üblicherweise Rückschlüsse auf den Reifen-Fahrbahn-Kontakt und den Arbeitspunkt des Reifens in der Reifenkennlinie ziehen kann, können durch ausgeprägte Antriebsstrangschwingungen so stark überlagert werden, dass es zu einem Fehlverhalten des ABS-Reglers kommen kann. Eine detailliertere Betrachtung dieses Aspekts ist Bestandteil des Kapitels 7.3.5.

Die Analyse der Differenzdrehzahl im Zeit- und Frequenzbereich (Abbildung 7-10b und c) zeigt, dass durch die aktive Schwingungsdämpfung das Leistungsdichtespektrum (LDS) der Antriebsstrangschwingungen im relevanten Frequenzbereich von ca. 13 Hz um mehr als drei Größenordnungen reduziert wird, so dass die Schwingung im Zeitbereich nahezu nicht mehr erkennbar ist.

Das Drehmoment der E-Maschine (Abbildung 7-10d) liegt auch bei dieser Messung deutlich unterhalb des Nenn-Drehmoments. Das mittlere Drehmoment der E-Maschine trägt $-8,1 \text{ Nm}$ ($0,4 \%$ des Nenn-Drehmoments).

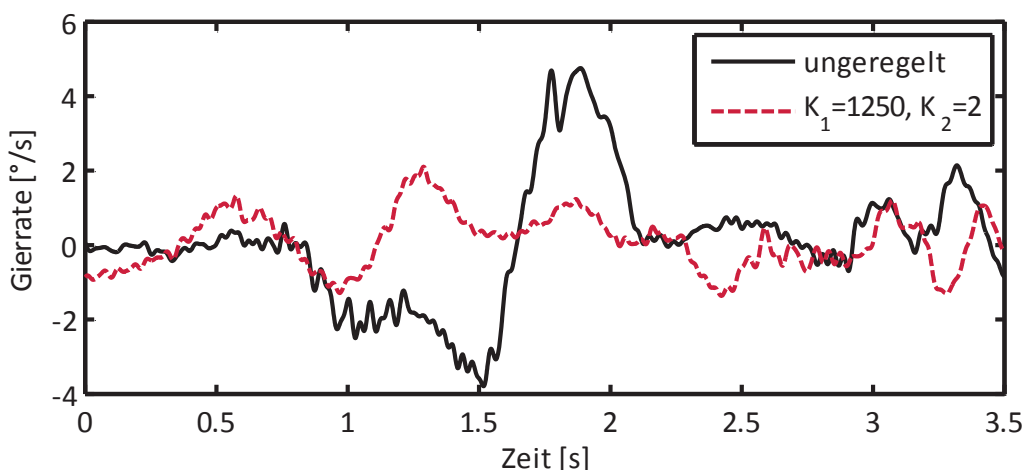


Abbildung 7-11: Gierrate bei Bremsung auf nassem Asphalt

Abbildung 7-11 zeigt die gemessene Gierrate des Fahrzeugs während der Bremsung. Die vergleichsweise starke Gierschwingung des ungeregelten Systems ist vom Fahrer subjektiv deut-

²⁷ Es wird jeweils die linke Fahrzeugseite ausgewertet.



lich wahrnehmbar. Die Spurhaltung wird dadurch jedoch nicht beeinträchtigt, weil der ABS-Regler durch eine Anpassung aller Bremsmomente das Fahrzeug wieder stabilisiert. Ursache für die Gierschwingung ist der Raddrehzahleinbruch am linken Hinterrad, der zu einer Verringerung der übertragbaren Bremskraft führt. Da der ABS-Regler zur Stabilisierung dieses Rads den Bremsdruck in der Folge an diesem Rad fast vollständig abbaut, reduziert sich die Bremskraft auf der linken Fahrzeugseite noch weiter. Das dadurch hervorgerufene Giermoment führt zu der dargestellten Schwingung der Gierrate.

Da die Antriebsstrangschwingungen aufgrund ihres stochastischen Charakters im Allgemeinen auf der linken und rechten Fahrzeugseite unterschiedlich ausgeprägt und zeitlich versetzt sind, ist die dargestellte Auswirkung auf die Gierrate des Fahrzeugs repräsentativ für Bremsungen mit starker Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen.

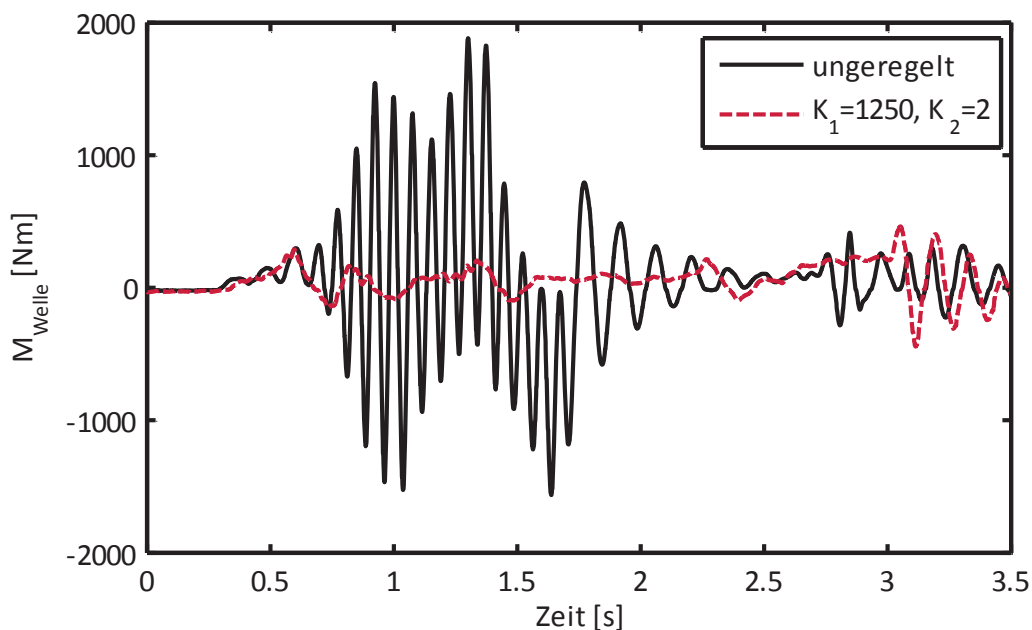


Abbildung 7-12: Drehmoment der Seitenwelle bei Bremsung auf nassem Asphalt

Abbildung 7-12 zeigt das gemessene Drehmoment der Seitenwelle. Die Schwingung des unregulierten Systems führt zu einer starken Belastung der Komponenten des Antriebsstrangs. Durch die aktive Schwingungsdämpfung wird diese Belastung signifikant reduziert.

Im Zeitbereich von ca. 1,7 s bis 2,5 s wird der Bremsdruck durch die ABS-Regelung stark reduziert (Abbildung 7-13). Dadurch ändert sich der Betriebspunkt des Reifens hin zu einer deutlich höheren Längsschlupfsteifigkeit. Im Schwingungsverlauf des Drehmoments der Seitenwelle (Abbildung 7-12) ist zu erkennen, dass sich dadurch die Frequenz der Schwingung auf ca. 7 Hz verringert, was die Analysen aus Kapitel 4 bestätigt. Ein ähnlicher Effekt kann am Ende der Bremsung beobachtet werden, wenn das Fahrzeug steht und die E-Maschine gegen das blockierte Rad schwingt. Auch hier weist die Schwingung des Drehmoments der Seitenwelle eine verringerte Frequenz von ca. 7 Hz auf. Da dieser Betriebsbereich mit dem blockierten Freiheitsgrad des Rads einer unendlich großen Schlupfsteifigkeit entspricht, bestätigt auch dieser Effekt die Analysen aus Kapitel 4 [RSKL12].



7.3.5 Wechselwirkung zwischen ABS-Regelung und Antriebsstrangschwingungen

Zielsetzung und Schwerpunkt dieser Arbeit ist eine Regelung der elektrischen Antriebsmaschinen, um negative (Schwingungs-)Eigenschaften des Antriebsstrangs zu kompensieren und so ein aus Sicht der ABS-Regelung *ideales* Verhalten des Antriebsstrangs zu gewährleisten (Kapitel 1.1.3 und 1.3.2). Die Notwendigkeit einer zusätzlichen Anpassung des ABS-Reglers an die Eigenschaften des Antriebsstrangs kann somit entfallen und ist deshalb auch kein Bestandteil dieser Arbeit.

Da insbesondere bei einer Schwingungsausprägung der Stufe 3 im unregelmäßigen System signifikante und teilweise negative Wechselwirkungen zwischen der ABS-Regelung und den Antriebsstrangschwingungen beobachtet werden können (Kapitel 7.3.4), soll im Folgenden auf Basis der theoretischen und experimentellen Erkenntnisse beurteilt werden, inwieweit diese Beobachtungen grundsätzlicher Art sind, um eine Prognose für die Übertragbarkeit der beobachteten Effekte auf andere ABS-Regler zu ermöglichen.

Die durch die Antriebsstrangschwingungen hervorgerufene Schwankung der Raddrehzahl liegt bei einer Schwingungsausprägung der Stufe 3 bei ca. 15 rad/s (Abbildung 7-10a). Bei der vorliegenden Fahrzeuggeschwindigkeit führt dies zu einer Änderung des Bremschlupfs um über 20 % (Gleichung 1.2). Diese Schwankungsbreite ist größer als der gesamte stabile Bereich der Reifenkennlinie bei Geradeausfahrt (Abbildung 1-3) und kann somit eine Schwankung des Betriebspunkts zwischen einem frei-rollenden Reifen, einem mit $\lambda_{B,Z}$ ideal gebremsten Reifen und einem instabilen Reifen bewirken. Gleichzeitig ist die Dynamik dieser Schwankung mit 13 Hz bzw. 7 Hz (Abbildung 7-10c) zwar höher als die übliche Dynamik des Rads bei einer ABS-Bremmung mit homogener Fahrbahnbeschaffenheit, aber wiederum auch nicht so hoch, als dass sie nicht auch durch Effekte des Reifen-Fahrbahn-Kontakts, beispielsweise durch einen Reibwertsprung, hervorgerufen werden könnte. Zusammenfassend kann somit davon ausgegangen werden, dass ein ABS-Regler beliebiger Bauart, der zum Ziel hat, den Reifen auf einen vorgegebenen Soll-Bremschlupf einzuregulieren, auf die Antriebsstrangschwingungen mit einer entsprechenden Anpassung des Bremsmoments reagieren wird, sofern er keine spezielle Funktionalität zur Erkennung von Antriebsstrangschwingungen besitzt.

Die Anpassung des Bremsmoments durch den ABS-Regler wird dabei im Normalfall eine dämpfende Wirkung auf die Schwingungen haben, weil der ABS-Regler zur Erfüllung seiner Regelaufgabe bei einem zu schnell drehenden Rad das Bremsmoment erhöhen und bei einem zu langsam drehenden Rad das Bremsmoment reduzieren wird. Diese theoretisch positive Wirkungsweise kann allerdings in der realen Umsetzung durch verschiedene Effekte reduziert oder sogar umgekehrt werden:

- In der Regelstrecke des ABS-Reglers können Totzeiten vorhanden sein, die für die ABS-Regelung selbst zwar unkritisch sind, aber bei einer Regelung auf höherfrequente Schwingungen einen kritischen Phasenverzug bewirken.



- Sowohl der verwendete (Kapitel 1.2.5) als auch andere aus dem Stand der Technik bekannte ABS-Regler (Kapitel 1.2.6) verwenden keine rein proportionale Zustandsrückführung, sondern zusätzliche integrierende und differenzierende Elemente. Je nach Abstimmung der Reglerparameter kann der daraus resultierende Phasenverzug bei höherfrequenten Schwingungen kritisch sein.

In Abbildung 7-13 sind der gemessene Bremsdruckverlauf und die gemessene Raddrehzahl für die in Kapitel 7.3.4 beschriebene Bremsung dargestellt. Zwischen 0,6 s und 1,1 s kann beobachtet werden, dass die Minima der Raddrehzahl mit den Maxima des Bremsdrucks zusammenfallen. Diese ungünstige Kopplung führt zu einer Verstärkung der Schwingungen.

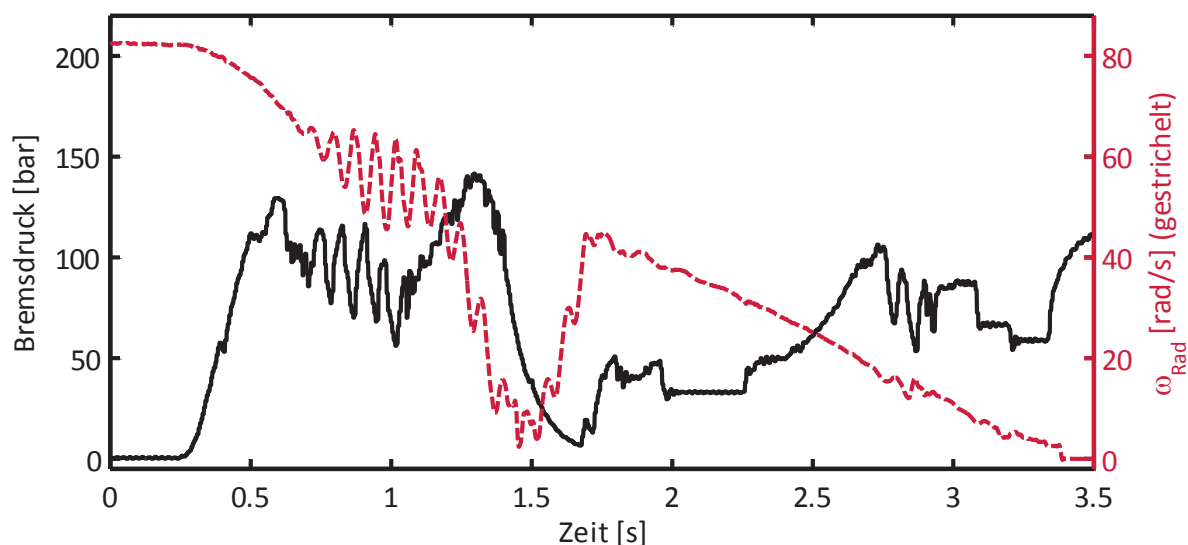


Abbildung 7-13: Bremsdruckverlauf bei Bremsung auf nassem Asphalt (ungeregelt)

Im Rahmen der Stabilitäts- und Robustheitsuntersuchung in Kapitel 5.5.6.4 wurde jedoch gezeigt, dass auch bei einer idealen und vorzeichenrichtigen Rückkopplung der Raddrehzahl auf das Bremsmoment keine ausreichende Stabilisierung der Antriebsstrangschwingungen durch die ABS-Regelung möglich ist, wenn der Reifen einmal in den instabilen Ast der Reifenkennlinie gelangt ist. Ohne eine aktive Schwingungsdämpfung kann der Antriebsstrang somit nur durch eine starke Absenkung des Bremsmoments wieder stabilisiert werden, so dass der Reifen wieder anläuft und in den stabilen Ast der Reifenkennlinie gelangt.

Auf Basis der Kenntnisse über den ABS-Regler kann im Rahmen dieser Arbeit nicht beurteilt werden, ob und mit welchem Aufwand es möglich ist, ausschließlich durch eine Anpassung des ABS-Reglers die negativen Auswirkungen der Antriebsstrangschwingungen auf Bremsweg und Fahrzeugstabilität zu reduzieren. Die dargestellten Ergebnisse lassen jedoch darauf schließen, dass bei einer Verwendung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten aktiven Schwingungsdämpfung auf zusätzliche Maßnahmen im ABS-Regler vollständig verzichtet werden kann.



7.4 Schwingungsdämpfung mit Control Allocation

7.4.1 Manöverablauf

Die Funktionsweise der Control Allocation in Verbindung mit der Schwingungsdämpfung soll im Folgenden exemplarisch an einem Manöver gezeigt werden, in dem alle Phasen des Control Allocator durchlaufen werden. Das Manöver beginnt mit einer Startgeschwindigkeit von 75 km/h auf bewässerten Fliesen. Der Fahrer beginnt die Bremsung mit geringer Pedalkraft („Komfortbremsung“) und erhöht diese langsam. Sobald die vom Fahrer angeforderte Bremskraft größer als die vom Reifen auf die Straße übertragbare Bremskraft ist, wird die ABS-Regelung aktiviert. Der Fahrer steigert die Pedalkraft weiter, was jedoch keine Auswirkung auf die weitere Bremsung hat. Nach ca. 6,2 s enden die bewässerten Fliesen und die Fahrbahnoberfläche wechselt zu trockenem Asphalt. Die ABS-Regelung bleibt aktiv, aber die übertragbaren Bremskräfte steigen in dieser Phase stark an und das Fahrzeug bremst mit einer deutlich höheren Verzögerung bis zum Stillstand.

In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Phasen des Manövers beschrieben und die Funktionsweise des Control Allocator erläutert.

7.4.2 Raddrehzahlverlauf

In Abbildung 7-14 ist der Verlauf der Raddrehzahl ω_{Rad} sowie der Verlauf des Soll-Bremsmoments $M_{\text{B,Rad,soll}}$ (Abbildung 6-1) dargestellt. Bis ca. 1,6 s nach Bremsbeginn kann das vom Fahrer angeforderte Bremsmoment vollständig auf die Straße übertragen werden. Bei 1,6 s übersteigt das aufgebrachte Bremsmoment das auf die Straße übertragbare Bremsmoment, die ABS-Regelung wird aktiviert und das Bremsmoment wird verringert.

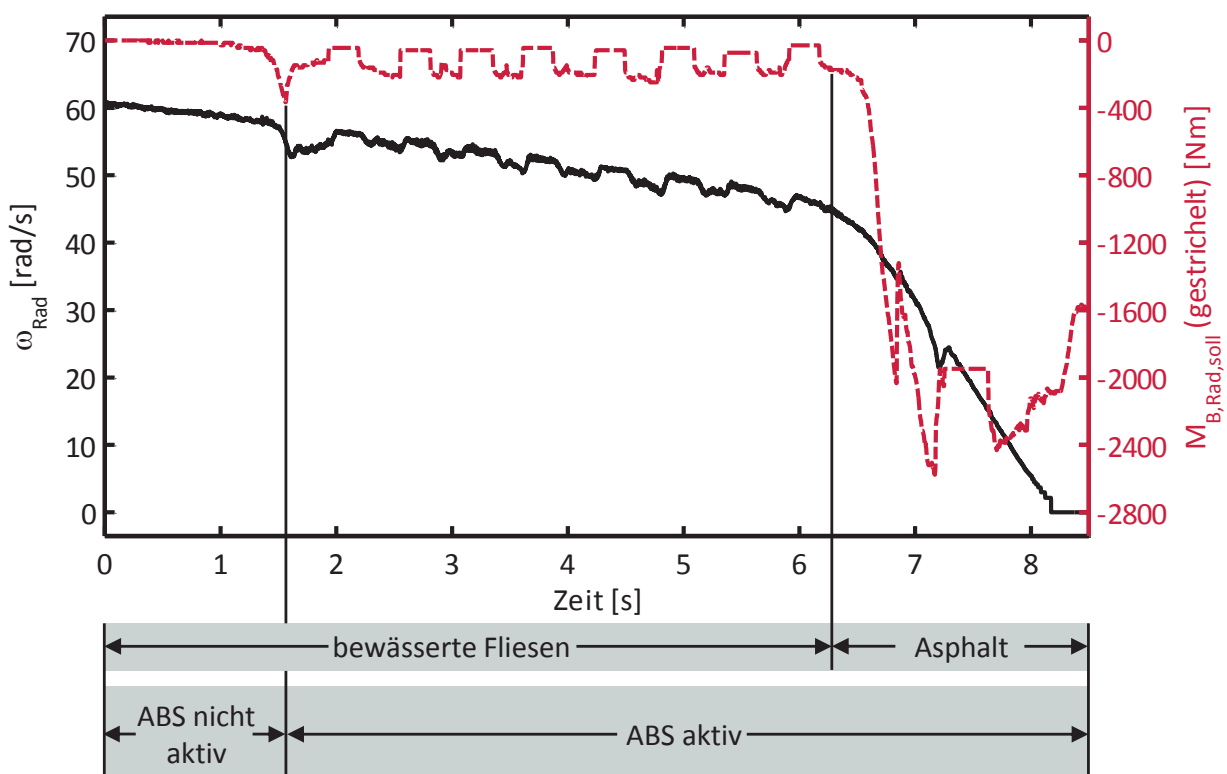


Abbildung 7-14: ABS-Bremsung mit Control Allocation (Übersicht)



Nach ca. 6,2 s erfolgt der Sprung von den bewässerten Fliesen auf trockenen Asphalt, der aus der stärkeren Verzögerung des Rads ersichtlich ist.

7.4.3 Aufteilung des Bremsmoments durch den Control Allocator

Hinsichtlich der Aufteilung des gesamten Bremsmoments $M_{B, \text{Rad}, \text{soil}}$ auf die E-Maschine und die Reibungsbremse kann das Manöver in vier Phasen unterteilt werden, die in Abbildung 7-15 dargestellt sind:

- **Phase 1: „Rekuperation“**

Während der Phase 1 ist die ABS-Regelung noch nicht aktiviert. Da das vom Fahrer angeforderte Bremsmoment im Rahmen der Stellgrößenbeschränkung der E-Maschine liegt, wird es vollständig durch die E-Maschine ($M_{EM, \text{extern}, \text{soil}}$) umgesetzt. Die Reibungsbremse stellt in dieser Phase kein Bremsmoment (Abbildung 7-16).

- **Phase 2: „eABS“**

Während der Phase 2 ist die ABS-Regelung aktiv. Da das von der ABS-Regelung angeforderte Bremsmoment im Rahmen der Stellgrößenbeschränkung liegt, verhält sich der Control Allocator identisch zu Phase 1. Das Bremsmoment wird vollständig durch die E-Maschine umgesetzt und die Reibungsbremse stellt kein Bremsmoment.

- **Phase 3: „kombinierte Bremsung“**

Zu Beginn der Phase 3 überschreitet das von der ABS-Regelung angeforderte Bremsmoment die Stellgrößenbeschränkung der E-Maschine $M_{EM, \text{min}}$, wodurch der Modus „kombinierte Bremsung“ aktiviert wird. Das Bremsmoment der E-Maschine wird zunächst auf dem letzten Wert konstant gehalten (Rekuperationsniveau (a)) und der fehlende Anteil wird durch die Reibungsbremse umgesetzt (Abbildung 7-16).

Da das Rekuperationsniveau (a) deutlich über dem optimalen Rekuperationsmoment M_{opt} liegt, erreicht die über ein Zeitfenster integrierte Abweichung ΔM_{opt} sehr schnell den festgelegten Grenzwert $\Delta M_{\text{opt}, \text{max}}$ von 417 Nm (Kapitel 6.4).

In der Folge wird bei ca. 7 s das Drehmoment der E-Maschine $M_{EM, \text{extern}, \text{soil}}$ auf das optimale Rekuperationsmoment M_{opt} angepasst und nach Abbau des Integrals ΔM_{opt} unter den Grenzwert $\Delta M_{\text{opt}, \text{max}}$ schließlich auf dem Rekuperationsniveau (b) konstant gehalten.

- **Phase 4: „kombinierte Bremsung mit Stillstands-Funktion“**

Zu Beginn der Phase 4 wird die untere Grenzdrehzahl unterschritten und die Stillstands-Funktion aktiviert. Das Bremsmoment der E-Maschine wird ab diesem Zeitpunkt proportional zur Raddrehzahl reduziert und das Bremsmoment der Reibungsbremse entsprechend erhöht (Kapitel 6.5).

Das optimale Rekuperationsmoment M_{opt} berücksichtigt einen gewünschten Ladestrom zur Schonung der Batterie, der beispielsweise von der Temperatur oder dem Ladezustand der Batterie abhängig sein kann.

Die Stellgrößenbeschränkung der E-Maschine $M_{EM, \text{min}}$ berücksichtigt die Strombegrenzungen von E-Maschine und Batterie. Zusätzlich wird ein Drehmoment von 400 Nm als Reserve für die überlagerte Schwingungsdämpfung vorgehalten (Abbildung 7-17).

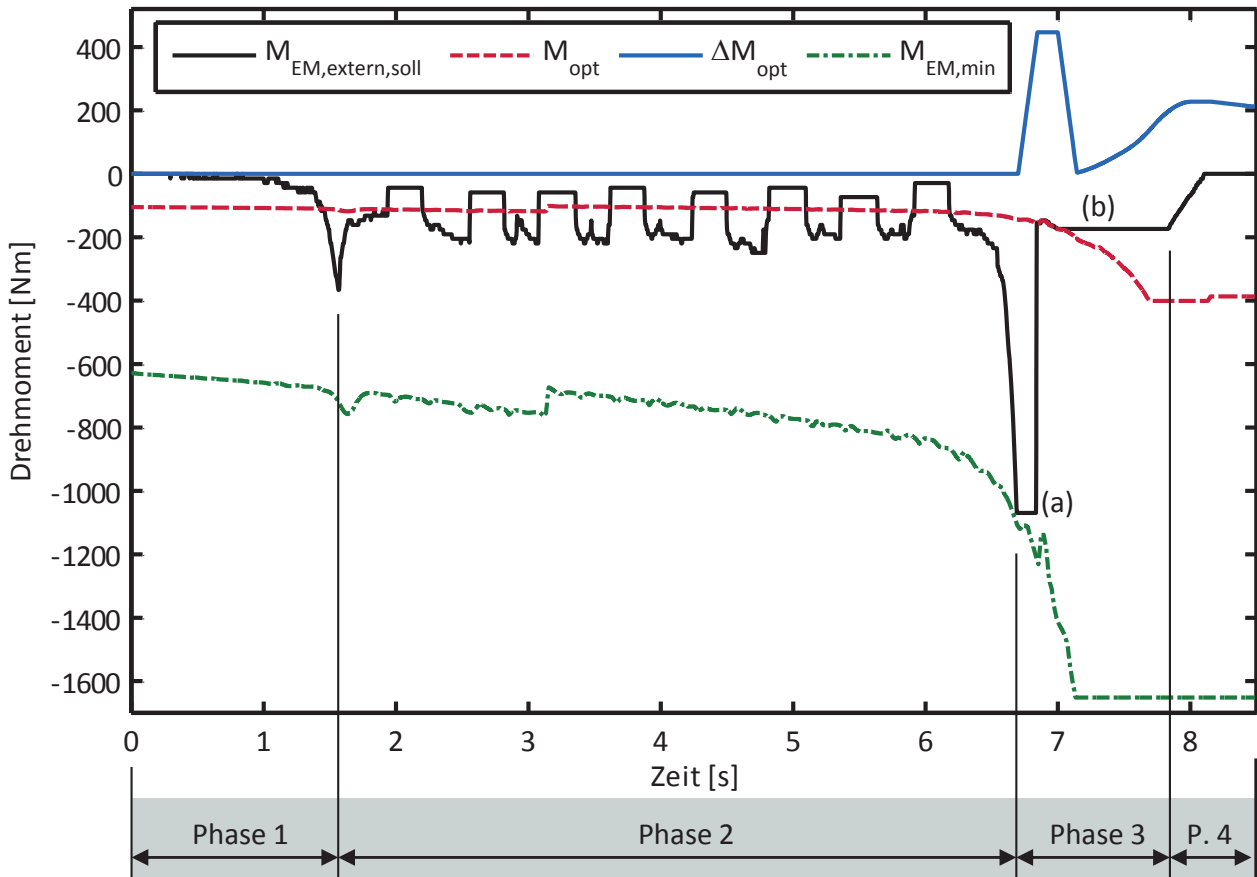


Abbildung 7-15: ABS-Bremung mit Control Allocation (Phasen)

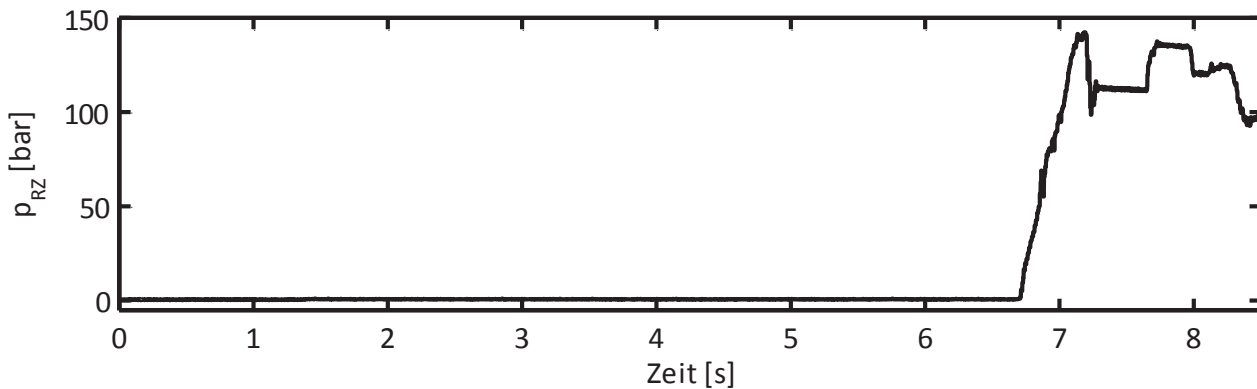


Abbildung 7-16: ABS-Bremung mit Control Allocation (Bremsdruck im RZ)

7.4.4 Überlagerte Schwingungsdämpfung

Während des Manövers ist die vollständige Funktionsstruktur gemäß Abbildung 6-1 aktiviert. Die Stellmoment-Anforderung des Reglers $M_{EM,Regler,soll}$ wird zur Stellmoment-Anforderung des Control Allocator $M_{EM,extern,soll}$ addiert. In Abbildung 7-17 ist das von der Leistungselektronik berechnete Abtriebsdrehmoment der E-Maschine dargestellt. Es enthält die Umsetzung beider Anforderungen. Aus dem Verlauf der Raddrehzahl (Abbildung 7-14) ist ersichtlich, dass das Auftreten von Antriebsstrangschwingungen während aller Phasen der Bremsung verhindert werden kann.

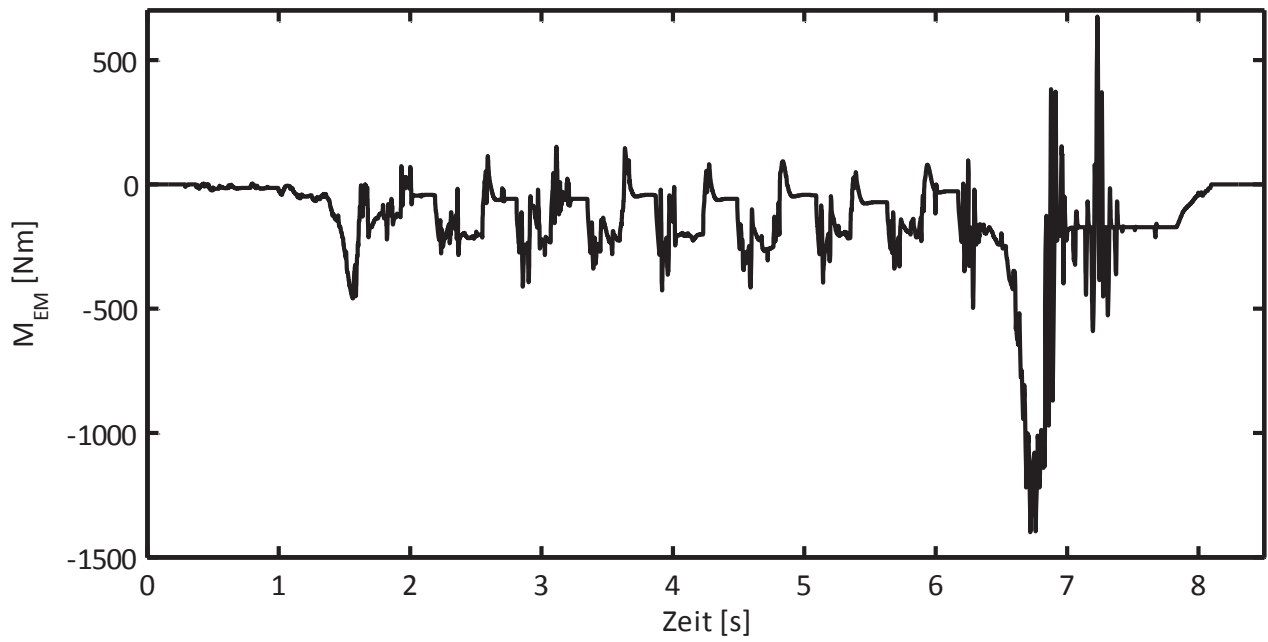


Abbildung 7-17: ABS-Bremmung mit Control Allocation (Stellmoment der E-Maschine)



8 DISKUSSION UND AUSBLICK

8.1 Bremsweg, Bremsstabilität und Reproduzierbarkeit

Bremsweg und Bremsstabilität zählen zu den wichtigsten Kriterien zur Beurteilung der ABS-Regelgüte an der Hinterachse [Rei10, S. 84]. In Kapitel 7.3 wurde gezeigt, dass durch die in dieser Arbeit entwickelte aktive Schwingungsdämpfung die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang sowohl auf trockenem als auch auf nassem Asphalt signifikant reduziert werden können. Die negativen Auswirkungen der Antriebsstrangschwingungen auf Bremsweg, Seitenkraftpotential und Gierschwingungen des Fahrzeugs konnten dadurch in allen durchgeführten Versuchen vollständig verhindert werden.

Die gemittelte Auswertung der Bremswege zeigt, dass durch den in dieser Arbeit entwickelten Regler eine Bremswegverkürzung von 0,38 m (1,1 %) aus 100 km/h auf trockenem Asphalt erreicht wurde. Auf nassem Asphalt konnte eine mittlere Bremswegverkürzung von 1,27 m (3,3 %) ermittelt werden.

Grundsätzlich muss bei der Auswertung der Bremswege berücksichtigt werden, dass aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung nur ca. 15 bis 30 Prozent der gesamten Bremsleistung an der Hinterachse übertragen werden (Abbildung 1-6). Auf Basis der in Kapitel 3 beschriebenen Modellbildung des Antriebsstrangs kann davon ausgegangen werden, dass bei einem Einsatz des elektrischen Antriebs an der Vorderachse grundsätzlich vergleichbare Schwingungsphänomene auftreten, wie bei dem in dieser Arbeit betrachteten Antrieb an der Hinterachse. Bei einem Vorderachsantrieb ist jedoch mit einem deutlich stärkeren Einfluss der Antriebsstrangschwingungen auf den Bremsweg zu rechnen. Die in dieser Arbeit entwickelte aktive Schwingungsdämpfung kann auch bei einem elektrischen Antrieb an der Vorderachse eingesetzt werden, wobei voraussichtlich eine Anpassung der Reglerparameter an den geänderten Betriebspunkt des Reifens erforderlich ist.

Neben einer mittleren Verbesserung der ABS-Regelgüte ist auch eine hohe Reproduzierbarkeit von Bremsweg und Bremsstabilität wichtig. In Kapitel 7.3 wurden ABS-Bremsungen gezeigt, bei denen es ohne Schwingungsdämpfung zu einem starken Aufschwingen des Antriebsstrangs und dadurch hervorgerufen zu einem starken Einbruch der Raddrehzahl kommt. Dieser Fall tritt nur selten auf, so dass er bei einer gemittelten Auswertung insbesondere bei trockenem Asphalt nicht stark ins Gewicht fällt. Wenn er jedoch auftritt, ist er mit gravierenden Folgen für den Bremsweg und für die Fahrzeugstabilität verbunden. Darüber hinaus ist ein Aufschwingen des Antriebsstrangs sowohl vom Fahrer deutlich wahrnehmbar als auch mit hohen Lastspitzen verbunden (Abbildung 7-12). Dadurch kann auch ein seltenes Auftreten dieses Phänomens zu einer Verunsicherung des Fahrers oder einer Beschädigung von Bauteilen führen.

Durch die aktive Schwingungsdämpfung kann nicht nur eine mittlere Verbesserung des Bremswegs erreicht werden, sondern auch die Standardabweichung der Bremswege um 57 % auf trockenem Asphalt bzw. 31 % auf nassem Asphalt signifikant reduziert werden.



8.2 Optimierung der ABS-Regelung

Die zu Beginn dieser Arbeit beschriebene Zielsetzung, durch eine geeignete Regelung des elektrischen Einzelradantriebs ein aus Sicht des ABS-Reglers *ideales* dynamisches Verhalten des Antriebsstrangs zu gewährleisten (Kapitel 1.1.3 und 1.3.2), kann durch die entwickelte aktive Schwingungsdämpfung erfüllt werden (Kapitel 7). Dadurch ist es möglich, auf Anpassungsmaßnahmen des ABS-Reglers zur Reduzierung der Schwingungsanfälligkeit vollständig zu verzichten. Neben einer Verringerung des Entwicklungsaufwands des ABS-Reglers wird dadurch voraussichtlich auch die Qualität der ABS-Regelung verbessert, weil der ABS-Regler vollständig für seine eigentliche Regelaufgabe – die Minimierung des Bremswegs unter Erhaltung von Lenkbarkeit und Stabilität des Fahrzeugs (Kapitel 1.2.2) – optimiert werden kann. Eine zusätzliche Berücksichtigung der Antriebsstrangschwingungen bei der Auslegung des ABS-Regler, wie sie ohne eine aktive Schwingungsdämpfung notwendig wäre (Kapitel 7.3.5), würde voraussichtlich zu Lasten der eigentlichen Regelaufgabe gehen. Dies gilt unabhängig von der Fragestellung, ob und inwieweit es überhaupt möglich ist, rein durch ABS-interne Maßnahmen die Schwingungen ausreichend zu reduzieren.

Die Qualität der ABS-Regelung kann durch die aktive Schwingungsdämpfung jedoch nicht über das Niveau eines nicht-schwingenden Antriebsstrangs hinaus verbessert werden. In einem weiterführenden Ansatz ist es allerdings möglich, durch eine *virtuelle Reduzierung* der Systemträgheit die Dynamik der ABS-Regelung zu verbessern. ROSENBERGER et al. [RSKL12] stellen basierend auf dem in dieser Arbeit beschriebenen Konzept einen Regler vor, der durch eine zusätzliche Rückführung des beobachteten Torsionsmoments der Seitenwelle die Dynamik des Antriebsstrangs erhöht. Insbesondere bei wechselnden Reibwertverhältnissen kann dadurch die Qualität der ABS-Regelung weiter optimiert werden.

8.3 Energiebilanz der Schwingungsdämpfung

Neben der effektiven Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen ist die Energiebilanz ein weiterer Aspekt, der für eine umfassende Bewertung der aktiven Schwingungsdämpfung zu berücksichtigen ist. Da die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte aktive Schwingungsdämpfung während der ABS-Regelung einen sicherheitsrelevanten und gleichzeitig selten auftretenden Anwendungsfall betrifft, steht die Energiebilanz hier nicht im Vordergrund. Bei einer möglichen Ausweitung des Anwendungsbereichs in weiterführenden Untersuchungen gewinnt sie jedoch an Bedeutung.

Während der Schwingungsdämpfung wechseln das Drehmoment der E-Maschine und damit auch der elektrische Energiefluss mit der Frequenz der Schwingung. Das mittlere Drehmoment und die mittlere mechanische Arbeit sind während einer idealen Schwingungsdämpfung null. Durch die implementierte Totzone der Schwingungsdämpfung, Sensorungenauigkeiten und Diskretisierungsfehler weichen die tatsächlich ermittelten mittleren Drehmomente leicht von null ab und betragen zwischen $-0,5$ Nm und $-8,1$ Nm (Kapitel 7.3).

Durch die Verluste in E-Maschine, Leistungselektronik und Batterie ist davon auszugehen, dass von der antreibenden Halbwelle mehr elektrische Energie verbraucht wird, als von der generatorischen Halbwelle zurückgewonnen wird. Eine Quantifizierung dieser zu erwartenden



den Verluste war mit der im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung stehenden Messtechnik nicht möglich. Neben einer Messung des elektrischen Stroms im Gleichspannungs-Zwischenkreis muss auch ermittelt werden, wie der Strom in der Batterie gespeichert wird. Insbesondere das Verhältnis der in kapazitiven Bauelementen gepufferten Energie zur chemisch umgewandelten Energie während dieser hochfrequenten Lade- und Entladezyklen hat voraussichtlich einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Energiebilanz. Auf Basis dieser Analyse kann in einem weiteren Schritt beurteilt werden, wie der elektrische Antrieb für die aktive Schwingungsdämpfung optimiert werden kann.

8.4 Grenzgeschwindigkeit der Schwingungsdämpfung

Der limitierende Faktor für die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Schwingungsdämpfung ist die Auflösung der Drehzahlsensoren, insbesondere die Auflösung des Raddrehzahlsensors. Aus diesem Grund wurde bei den gezeigten Ergebnissen die Schwingungsdämpfung unter einer Grenzgeschwindigkeit von ca. 6 km/h deaktiviert. Für den Anwendungsbebereich der ABS-Bremmung hat sich diese Grenzgeschwindigkeit als ausreichend erwiesen, weil die Verweildauer in diesem Geschwindigkeitsbereich sehr kurz ist und in keinem der durchgeführten Versuche Auswirkungen auf Bremsweg oder Fahrzeugstabilität durch Antriebsstrangschwingungen bei Geschwindigkeiten unter 6 km/h erkennbar waren.

Falls das Anwendungsgebiet der Schwingungsdämpfung auf den Bereich des Antriebsruckelns ausgeweitet werden soll, gewinnt der Geschwindigkeitsbereich unter 6 km/h allerdings an Bedeutung. Durch eine Erhöhung der Auflösung des Raddrehzahlsensors kann die Grenzgeschwindigkeit weiter reduziert werden.

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Drehzahlinformationen im unteren Geschwindigkeitsbereich ist die Verwendung eines Beobachters. Die Entwicklung eines Beobachters für das hier betrachtete Antriebskonzept wird von ROSENBERGER [Ros12c] sowie von ROSENBERGER et al. [RSKL12] beschrieben. Basierend auf diesem Beobachter kann in weiterführenden Untersuchungen analysiert werden, unter welchen Voraussetzungen eine Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen bereits aus dem Fahrzeugstillstand heraus möglich ist.

8.5 Auslegung des Control Allocator bei steifen Antriebssträngen

Der in dieser Arbeit betrachtete elektrische Einzelradantrieb bietet aufgrund seiner System-eigenschaften hinsichtlich der Stelldynamik keinen Vorteil gegenüber einer hydraulischen Reibungsbremse (Kapitel 5.5.5). Durch den in Kapitel 6 entwickelten Control Allocator werden die beiden Aktoren deshalb als gleichwertig betrachtet. Wenn im Modus „kombinierte Bremsung“ beide Aktoren gleichzeitig aktiv sind, werden die dynamischen Anteile von der Reibungsbremse übernommen. Bei dem betrachteten Antriebsstrang bietet diese Auslegung Vorteile, weil der elektrische Antrieb und insbesondere die Batterie so im Bereich ihrer optimalen Rekuperationsleistung betrieben werden können.

Eine Erhöhung der Stelldynamik der E-Maschine kann bei dem betrachteten Antriebskonzept im Wesentlichen durch eine Erhöhung der Steifigkeit der Seitenwelle, eine Verringerung der Getriebeübersetzung oder eine Verringerung des Trägheitsmoments des Rotors der E-Maschine erreicht werden. Die praktisch möglichen Verbesserungen sind allerdings stark



begrenzt. Die verwendete Seitenwelle ist hinsichtlich ihrer Steifigkeit bereits im oberen Bereich der üblicherweise im Automobilbereich eingesetzten Seitenwellen, und eine Reduzierung der Getriebeübersetzung bewirkt unmittelbar eine Erhöhung des Trägheitsmoments der E-Maschine, weil diese ein höheres Drehmoment bereitstellen muss, um die verringerte Getriebeübersetzung zu kompensieren.

Falls das in dieser Arbeit entwickelte Konzept jedoch auf einen elektrischen Antrieb mit Radnabenmotoren [FGSS10] übertragen werden soll, können auch andere Strategien zur Auslegung des Control Allocator in Betracht gezogen werden. Da bei diesen Antrieben die Seitenwelle als verzögerndes Übertragungsglied nicht existiert, weist der elektrische Antrieb hier eine signifikant höhere Dynamik als die Reibungsbremse auf. Der Control Allocator kann in diesem Fall die dynamischen Anteile des Bremsmoments dem elektrischen Antrieb und die niederdynamischen Anteile der Reibungsbremse zuweisen. Eine mögliche Umsetzung dieser Strategie wird unter anderem von ROSENBERGER et al. [RKKL11] beschrieben.

8.6 Ausblick

8.6.1 Anwendung des Control Allocator auf andere Fahrdynamik-Regelssysteme

Der in Kapitel 6 beschriebene Control Allocator teilt ein angefordertes Bremsmoment auf die Aktoren E-Maschine und Reibungsbremse auf. Der Control Allocator berücksichtigt die Quelle der Drehmomentanforderung dabei nicht. Dadurch ist es möglich, mit dem Control Allocator nicht nur – wie in dieser Arbeit vorgestellt – die Fahrerwunsch-Anforderung und die ABS-Anforderung aufzuteilen, sondern die Anforderungen beliebiger Fahrdynamik-Regelssysteme, die ein Raddrehmoment als Ausgangsgröße haben. Die Struktur dieses universellen Control Allocator ist in Abbildung 8-1 dargestellt.

Dieser universelle Control Allocator wird von ROSENBERGER [Ros12a] beschrieben. Eine spezielle Anwendung auf die automatische Notbremsfunktion wird von STOLL und ROSENBERGER [SR12] beschrieben.

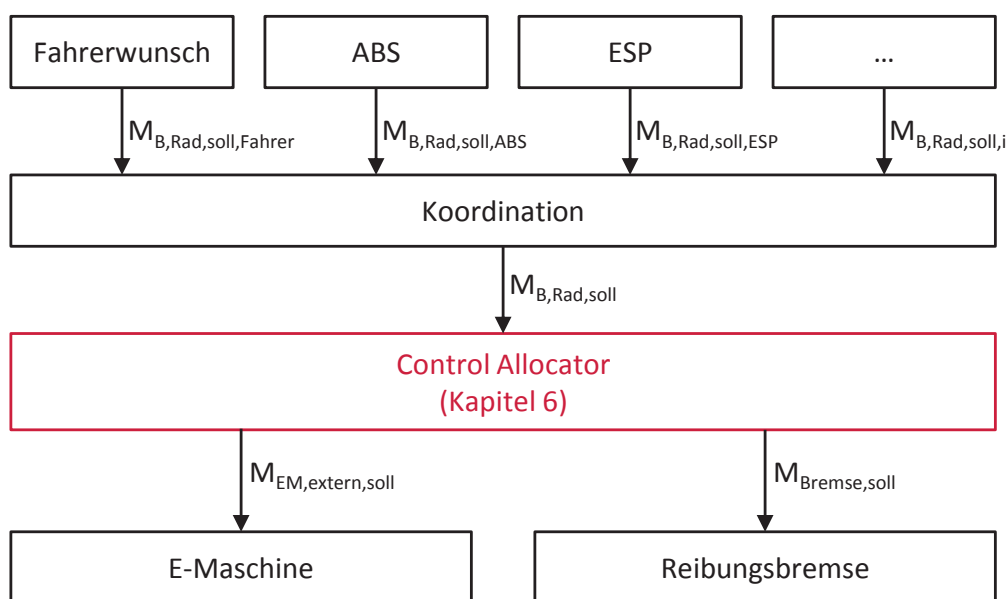


Abbildung 8-1: Universeller Control Allocator nach [Ros12a]



8.6.2 Anwendung der Schwingungsdämpfung auf Antriebsruckeln und ASR

Die Zielsetzung des in Kapitel 5 entwickelten Reglers ist die Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen während der ABS-Bremung. Das Grundprinzip des Reglers ist allerdings auch dazu geeignet, Antriebsstrangschwingungen während anderer Betriebszustände zu dämpfen.

Bei dem in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugkonzept ist insbesondere während der Antriebsschlupfregelung (ASR) mit dem Auftreten von ähnlichen Schwingungen wie während der ABS-Bremung zu rechnen. Da der Reifen hier ebenfalls im Bereich des maximalen Längskraftbeiwerts betrieben wird, können die Reglerparameter der ABS-Bremung für die Antriebsschlupfregelung voraussichtlich direkt übernommen werden. Auf Basis des Antriebsstrangmodells (Kapitel 3) beschränken sich die Unterschiede zwischen ABS und ASR auf veränderte Radaufstandskräfte durch eine entgegengesetzte dynamische Achslastverlagerung und eine mögliche Asymmetrie des Reifenkennfelds beim Antreiben und Bremsen.

Ein weiterer Betriebszustand des Fahrzeugs, für den die aktive Schwingungsdämpfung verwendet werden kann, ist das sogenannte Antriebsruckeln [Mit94]. Im Rahmen der Antriebsstranganalyse in Kapitel 4 wird gezeigt, dass sich die Streckeneigenschaften in diesem Betriebszustand allerdings signifikant von der ABS-Bremung unterscheiden. Dennoch deckt der entwickelte Regler durch seine Robustheit diesen Betriebszustand soweit ab, dass er grundsätzlich verwendet werden kann (Kapitel 5.5.6). Dies konnte auch im Fahrversuch bestätigt werden (Kapitel 7.2). Für eine optimale Regelgüte ist es voraussichtlich dennoch zielführend, die Parameter des Reglers für beide Betriebszustände unterschiedlich auszulegen.

Eine wesentliche Voraussetzung für die Anwendung der Schwingungsdämpfung auf Antriebsruckeln und ASR ist eine Reduzierung der Grenzgeschwindigkeit (Kapitel 8.4) Auch die in Kapitel 8.3 beschriebene Energiebilanz gewinnt bei einer Anwendung der Schwingungsdämpfung auf weitere Betriebszustände zunehmend an Bedeutung.

8.6.3 Seriennahe Vernetzungsarchitektur

Eine wesentliche Voraussetzung zur Realisierung der in dieser Arbeit entwickelten Funktionen in einem Versuchsfahrzeug ist die Minimierung der Latenzzeiten durch die Signalübertragung. Im Rahmen dieser Arbeit wurde sowohl eine angepasste Vernetzungsarchitektur (Kapitel 2.3.4) als auch eine optimierte Programmablaufsteuerung (Kapitel 7.1.2) entwickelt, durch die eine Minimierung der Latenzzeiten gewährleistet wird.

Für weiterführende Untersuchungen stellt sich jedoch die Frage, in welcher Form diese prototypische Umsetzung in eine seriennahe Vernetzungsarchitektur überführt werden kann. Eine mögliche Umsetzungsvariante ist in Abbildung 8-2 dargestellt. Die MicroAutoBox als prototypisches Entwicklungssteuergerät kann dabei entfallen und die beiden Funktionen werden direkt auf dem Steuergerät ausgeführt, mit dem sie die meisten Schnittstellen haben. Die Vernetzung zwischen ESP-Steuergerät und Leistungselektronik kann bei dieser Architektur mit einer niedrigeren Taktrate von beispielsweise 5 ms ausgeführt werden, wie sie bei Serienfahrzeugen üblich ist.

Die in Abbildung 8-2 dargestellte Architektur stellt einen weiteren Schritt in Richtung Vernetzung von Bremssystem und Antriebssystem dar, die bereits eingangs in Kapitel 1.1 erwähnt



wurde. Da sowohl der Eingriff in das Bremssystem durch den Control Allocator als auch die Ansteuerung der E-Maschinen durch die Schwingungsdämpfung sicherheitsrelevante Bestandteile der Fahrzeugregelung betreffen, ist mit einer hohen ASIL-Einstufung²⁸ der Funktionen zu rechnen. Eine Umsetzung dieser Funktionen erfordert deshalb aller Voraussicht nach eine enge Verzahnung der Entwicklung von Bremssystem und Antriebssystem in einem frühen Stadium sowie möglicherweise neue Konzepte der funktionalen Absicherung. Dem gegenüber steht jedoch die Möglichkeit, die Potentiale elektrischer Maschinen im Antriebsstrang von Straßenfahrzeugen in deutlich stärkerem Maße auszuschöpfen, als es bisher der Fall ist.

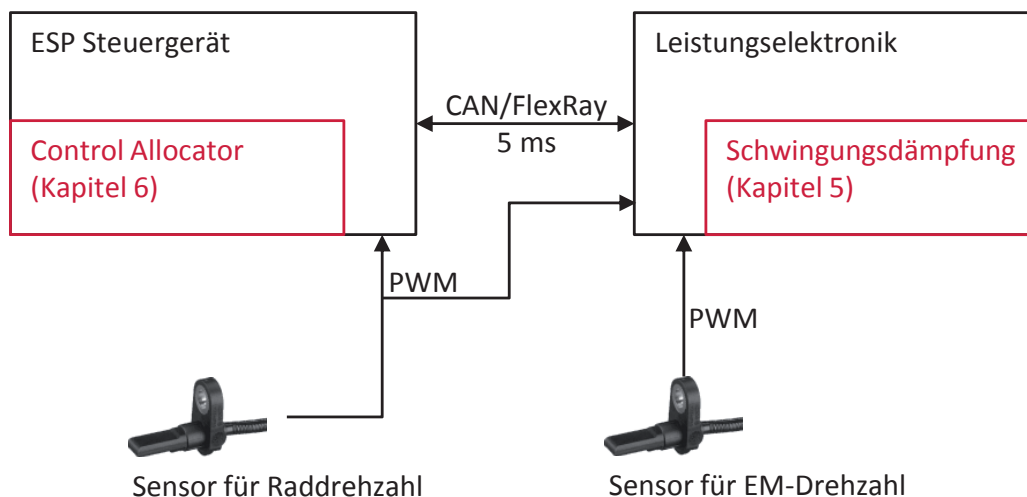


Abbildung 8-2: Seriennahe Vernetzungsarchitektur

²⁸ ASIL = Automotive Safety Integrity Level [Rei09, S. 264]



9 ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wurde ein Konzept zur Regelung eines radnahen elektrischen Einzelradantriebs während der ABS-Bremung entwickelt. Hierbei wurden zwei Zielsetzungen verfolgt, die in Kapitel 1 aus dem Stand der Technik abgeleitet wurden. Erstens der Entwurf eines Reglers, der während der ABS-Bremung auftretende Antriebsstrangschwingungen mit Hilfe der elektrischen Antriebsmaschinen aktiv dämpft. Zweitens die Entwicklung einer Methode zur Aufteilung des Bremsmoments auf die Reibungsbremse und die elektrischen Antriebsmaschinen unter mehreren Randbedingungen und unter Berücksichtigung eines torsionsweichen Antriebsstrangs. Beide Zielsetzungen stehen dabei in einem engen Zusammenhang, weil eine Aufteilung des Bremsmoments mit hoher Dynamik nur effektiv möglich ist, wenn eine ausreichende Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen gewährleistet ist. Gleichzeitig muss der Regler zur Schwingungsdämpfung so gestaltet sein, dass die hohe Dynamik der E-Maschine erhalten bleibt.

Zur Erreichung dieser Ziele wurden die in Kapitel 2 beschriebenen Methoden Gesamtfahrzeugsimulation und Fahrversuch eingesetzt. Die Fahrversuche wurden mit einem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten prototypischen Fahrzeug mit einem radnahen elektrischen Einzelradantrieb an der Hinterachse durchgeführt. Durch den Einsatz von hochauflösender Messtechnik sowie durch die Umsetzung einer optimierten Vernetzungsarchitektur und die Realisierung einer Bypass-Schnittstelle zum ESP konnte mit diesem Fahrzeug sowohl eine Analyse der Schwingungsphänomene im Antriebsstrang als auch eine Validierung der in dieser Arbeit entwickelten Funktionen durchgeführt werden. Das ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell bildet das Verhalten des Versuchsfahrzeugs speziell für den Anwendungsfall der ABS-Bremung mit einer guten Übereinstimmung ab. Dies wurde insbesondere durch ein detailliertes Reifenmodell, eine Modellierung des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung der relevanten Elastizitäten und die Verwendung des realen ABS-Reglers im Simulationsmodell erreicht.

In Kapitel 3 wurde aus dem Simulationsmodell des Versuchsfahrzeugs ein lineares Modell des elektrischen Antriebsstrangs abgeleitet. Gegenüber anderen Veröffentlichungen wurde in dieser Arbeit eine Linearisierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts entwickelt und verwendet, die für einen variablen und schlupfbehafteten Betriebspunkt des Reifens gültig ist. Ein weiterer Bestandteil des linearen Antriebsstrangmodells ist eine Abbildung der Aggregatelagerung und der Kopplungen innerhalb des Planetengetriebes.

Unter Verwendung des Versuchsfahrzeugs, des Simulationsmodells und des linearen Antriebsstrangmodells wurde in Kapitel 4 eine systematische Analyse der Schwingungsphänomene durchgeführt. Auf Basis des linearisierten Reifen-Fahrbahn-Kontakts konnte durch diese Analyse der Einfluss des Reifens auf die Antriebsstrangschwingungen quantitativ erfasst und eine Klassifizierung der Schwingungsphänomene vorgenommen werden. Das für diese Arbeit relevante Phänomen der Antriebsstrangschwingung während der ABS-



Bremsung konnte so von dem aus anderen Veröffentlichungen bekannten Phänomen des Antriebsruckelns abgegrenzt werden.

Zur Erfüllung der ersten Zielsetzung dieser Arbeit wurde in Kapitel 5 eine Zustandsrückführung zur Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen entwickelt. Gegenüber anderen Veröffentlichungen wurde zur Auslegung der Rückführparameter das vollständige lineare Antriebsstrangmodell mit Reifen-Fahrbahn-Kontakt und Aggregatelagerung verwendet. Dadurch konnte zum einen die Reglerverstärkung explizit für den ABS-Arbeitspunkt angepasst werden. Zum anderen konnte der Einfluss der Aggregatebewegung bei der Auslegung der Zustandsrückführung berücksichtigt werden. Durch eine Erweiterung der Zustandsrückführung um eine dynamische, modellgestützte Führungsgrößenaufschaltung konnte die Stelldynamik der E-Maschine bei der Umsetzung einer externen Drehmomentanforderung signifikant verbessert werden. Die Robustheit des Reglerentwurfs gegenüber einer Änderung des Reifenbetriebspunkts wurde im Rahmen einer Stabilitätsanalyse nachgewiesen. Durch die Analyse des Zeitverhaltens wurde gezeigt, dass der so geregelte elektrische Antrieb hinsichtlich seiner Stelldynamik die gleichen Potentiale wie eine Reibungsbremse besitzt.

Zur Erfüllung der zweiten Zielsetzung dieser Arbeit wurde in Kapitel 6 ein regelbasierter Control Allocator entwickelt, der das gesamte angeforderte Bremsmoment auf E-Maschine und Reibungsbremse aufteilt. Der Control Allocator stellt einen geschlossenen Ansatz dar, der durchgängig von der Rekuperation bis in die ABS-Regelung verwendet werden kann. Der elektrische Antrieb stellt dabei sowohl niederdynamische als auch hochdynamische Anteile der Bremsmomenten-Anforderung. Die Aufteilung des Bremsmoments auf beide Aktoren erfolgt auf Basis parametrierbarer Regeln, mit denen eine Gewichtung verschiedener Zielgrößen vorgenommen werden kann.

In Kapitel 7 wurden der Regler zur Schwingungsdämpfung und der Control Allocator zur Aufteilung des Bremsmoments durch Messungen mit dem Versuchsfahrzeug validiert. Eine Programmablaufsteuerung mit Interrupts gewährleistete dabei eine Minimierung der Latenzzeiten und stellt neben der optimierten Vernetzungsarchitektur eine wesentliche Voraussetzung für die erfolgreiche Übertragung der entwickelten Funktionen in das Versuchsfahrzeug dar. In den Messungen konnte sowohl auf trockenem als auch auf nassem Asphalt eine signifikante Reduzierung der Antriebsstrangschwingungen mit positiven Auswirkungen auf Bremsstabilität und Bremsweg nachgewiesen werden. Die Funktionalität des Control Allocator wurde an Hand eines exemplarischen Manövers mit einem Reibwertsprung dargestellt. Es wurde gezeigt, dass durch einen radnahen elektrischen Einzelradantrieb in Kombination mit einer geeigneten Antriebsregelung sowohl niederdynamische als auch hochdynamische Anteile des Bremsmoments während einer ABS-Bremsung umgesetzt werden können. Der radnahe elektrische Einzelradantrieb stellt somit im Rahmen seiner Stellgrößenbeschränkung einen gegenüber der Reibungsbremse gleichwertigen Akteur für die ABS-Regelung dar.

In Kapitel 8 wurden einige weitergehende Aspekte der vorliegenden Arbeit diskutiert. Insbesondere die Erweiterung der entwickelten Funktionen auf andere Fahrdynamikregelsysteme und Betriebsbereiche sowie eine seriennahe Umsetzung der Vernetzungsarchitektur stellen voraussichtlich lohnende Ansätze für weitere Untersuchungen dar.





ANHANG

ANHANG A: MODELLGLEICHUNGEN DES PLANETENGETRIEBES II

ANHANG B: ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNG DES ANTRIEBSSTRANGS VI

ANHANG C: ROBUSTHEITSUNTERSUCHUNG DES REGLERENTWURFS VIII

ANHANG D: GEMESSENE BREMSWEGE XVII



ANHANG A: MODELLGLEICHUNGEN DES PLANETENGETRIEBES

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{\text{Rotor},l/r} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg},l/r} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \end{bmatrix} = B_{\text{PG}} \begin{bmatrix} M_{\text{EM,LS},l/r} \\ M_{\text{Welle},l/r} \\ M_{\text{EM,LS},r/l} \\ M_{\text{Welle},r/l} \\ M_{\text{Lager}} \end{bmatrix}$$

Die Elemente der Matrix B_{PG} sind im Folgenden aufgeführt.



$$\begin{aligned}
 B_{PG}(1,1) &= \frac{(r_1 + r_2) (r_1^3 \Theta_{Stator} \Theta_{Steg} + r_1^2 r_2 \Theta_{Steg}^2 + r_1^2 r_2 \Theta_{Stator} \Theta_{Steg}) + \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2) (2 r_2^3 \Theta_{Steg} + r_1^3 \Theta_{Stator} + r_2^3 \Theta_{Stator} + 3 r_1 r_2^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 r_2 \Theta_{Steg} + 3 r_1 r_2^2 \Theta_{Stator} + 3 r_1^2 r_2 \Theta_{Stator} + 3 r_1^2 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor})} \\
 B_{PG}(1,2) &= \frac{r_1 (r_1 + r_2) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor})} \\
 B_{PG}(1,3) &= \frac{r_1 r_2 \Theta_{Steg} (r_1 + r_2) (r_1 \Theta_{Steg} + r_1 \Theta_{Rotor} + r_2 \Theta_{Rotor})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor})} \\
 B_{PG}(1,4) &= \frac{r_1 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2)}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor})} \\
 B_{PG}(1,5) &= \frac{r_1 r_2 \Theta_{Steg}}{r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor})}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 B_{PG(2,1)} &= \frac{(r_1^3 \Theta_{Stator} - r_2^3 \Theta_{Rotor} + r_1^3 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} - 2 r_1 r_2^2 \Theta_{Rotor}^2 - r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor}^2 - r_1^2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} - r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} - r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor} + 2 r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})} \\
 B_{PG(2,2)} &= \frac{r_2^4 \Theta_{Rotor}^2 + \Theta_{Steg} (\Theta_{Stator} r_1^4 + 2 \Theta_{Rotor} r_1^2 r_2^2) + r_1^4 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2^3 \Theta_{Rotor}^2 + r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor}^2 + 2 r_1^3 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_1^2 r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})} \\
 B_{PG(2,3)} &= \frac{r_2 \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2)^2 (r_1 \Theta_{Steg} + r_1 \Theta_{Rotor} + r_2 \Theta_{Rotor})}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})} \\
 B_{PG(2,4)} &= \frac{r_2^2 \Theta_{Rotor}^2 (r_1 + r_2)^2}{(r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}) (r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator})} \\
 B_{PG(2,5)} &= \frac{r_2 \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2)}{r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}
 \end{aligned}$$



$$B_{PG(3,1)} = \frac{(r_1 + r_2) (r_1 \Theta_{Steg} + r_1 \Theta_{Rotor} + r_2 \Theta_{Rotor})}{r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}$$

$$B_{PG(3,2)} = \frac{r_2 \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2)}{r_1^2 (\Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}) + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}$$

$$B_{PG(3,3)} = \frac{(r_1 + r_2) (r_1 \Theta_{Steg} + r_1 \Theta_{Rotor} + r_2 \Theta_{Rotor})}{r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}$$

$$B_{PG(3,4)} = \frac{r_2 \Theta_{Rotor} (r_1 + r_2)}{r_1^2 (\Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}) + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}$$

$$B_{PG(3,5)} = \frac{r_1^2 \Theta_{Steg} + r_1^2 \Theta_{Rotor} + r_2^2 \Theta_{Rotor} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor}}{r_1^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Stator} + 2 r_2^2 \Theta_{Steg} \Theta_{Rotor} + r_1^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + r_2^2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator} + 2 r_1 r_2 \Theta_{Rotor} \Theta_{Stator}}$$



ANHANG B: ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNG DES ANTRIEBSSTRANGS

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{Stator}} \\ \dot{\omega}_{\text{RG}} - \dot{\omega}_{\text{Fzg}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \dot{\omega}_{\text{Steg}} - \dot{\omega}_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ \dot{\omega}_{\text{Fel}} - \dot{\omega}_{\text{RG}} \\ \dot{M}_{\text{EM}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & 0 & a_{2,4} & a_{2,5} & 0 & 0 & a_{2,8} \\ 0 & 0 & a_{3,3} & 0 & 0 & a_{3,6} & a_{3,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{5,1} & a_{5,2} & 0 & a_{5,4} & a_{5,5} & a_{5,6} & a_{5,7} & a_{5,8} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & a_{7,3} & a_{7,4} & a_{7,5} & a_{7,6} & a_{7,7} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{8,8} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{Stator}} \\ \omega_{\text{RG}} - \omega_{\text{Fzg}} \\ \alpha_{\text{Steg}} - \alpha_{\text{Fel}} \\ \omega_{\text{Steg}} - \omega_{\text{Fel}} \\ \alpha_{\text{Fel}} - \alpha_{\text{RG}} \\ \omega_{\text{Fel}} - \omega_{\text{RG}} \\ M_{\text{EM}} \end{bmatrix} + \underline{B} \underline{u}$$

$$a_{2,1} = -B_{\text{PG}}(3,5)c_{\text{Lager}}$$

$$a_{2,2} = -B_{\text{PG}}(3,5)d_{\text{Lager}}$$

$$a_{2,4} = -B_{\text{PG}}(3,2)c_{\text{Welle}}$$

$$a_{2,5} = -B_{\text{PG}}(3,2)d_{\text{Welle}}$$

$$a_{2,8} = B_{\text{PG}}(3,1) \frac{1}{i_{1s}}$$

$$a_{3,3} = - \left(\frac{1}{\Theta_{\text{Fzg}}} + \frac{1}{\Theta_{\text{RG}}} \right) d_{\text{RFK},i}$$

$$a_{3,6} = \frac{1}{\Theta_{\text{RG}}} c_{\text{RSW}}$$

$$a_{3,7} = \frac{1}{\Theta_{\text{RG}}} d_{\text{RSW}}$$

$$a_{5,1} = -B_{\text{PG}}(2,5)c_{\text{Lager}}$$

$$a_{5,2} = -B_{\text{PG}}(2,5)d_{\text{Lager}}$$

$$a_{5,4} = - \left(B_{\text{PG}}(2,2) + \frac{1}{\Theta_{\text{Fel}}} \right) c_{\text{Welle}}$$



$$a_{5,5} = - \left(B_{PG}(2,2) + \frac{1}{\Theta_{Fel}} \right) d_{Welle}$$

$$a_{5,6} = \frac{1}{\Theta_{Fel}} c_{RSW}$$

$$a_{5,7} = \frac{1}{\Theta_{Fel}} d_{RSW}$$

$$a_{5,8} = B_{PG}(2,1) \frac{1}{i_{1s}}$$

$$a_{7,3} = \frac{1}{\Theta_{RG}} d_{RFK,i}$$

$$a_{7,4} = \frac{1}{\Theta_{Fel}} c_{Welle}$$

$$a_{7,5} = \frac{1}{\Theta_{Fel}} d_{Welle}$$

$$a_{7,6} = - \left(\frac{1}{\Theta_{Fel}} + \frac{1}{\Theta_{RG}} \right) c_{RSW}$$

$$a_{7,7} = - \left(\frac{1}{\Theta_{Fel}} + \frac{1}{\Theta_{RG}} \right) d_{RSW}$$

$$a_{8,8} = - \frac{1}{T_{EM}}$$

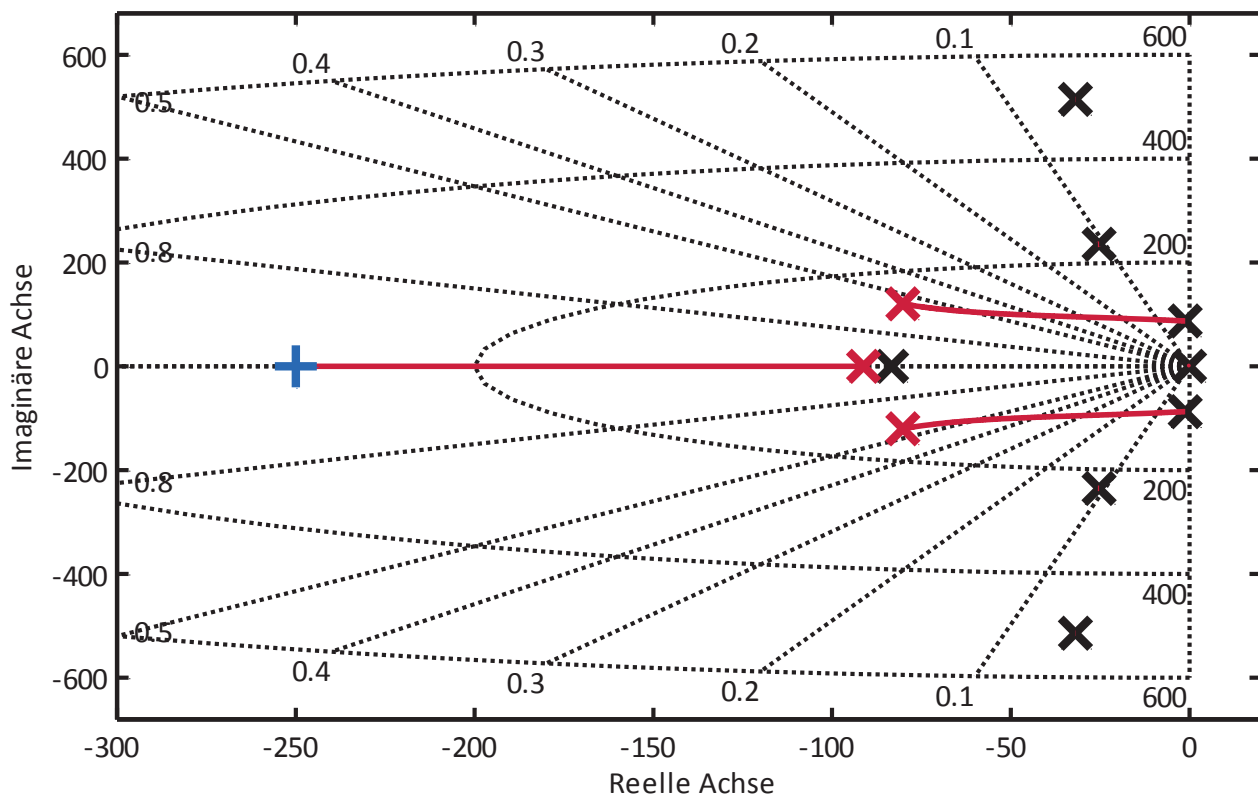


ANHANG C: ROBUSTHEITSUNTERSUCHUNG DES REGLERENTWURFS

1. $d_{\text{RFK}} = 10^{-5}$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

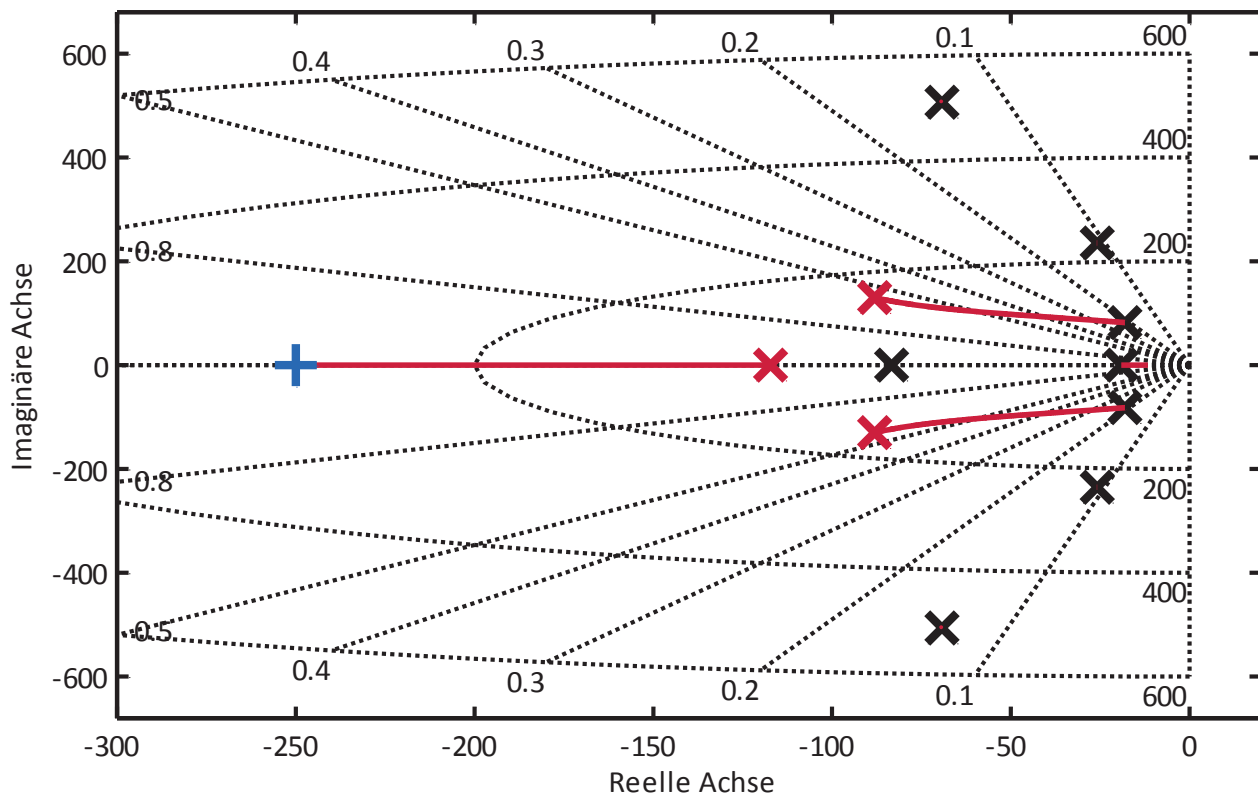
- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregelten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.



2. $d_{\text{RFK}} = 100$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.

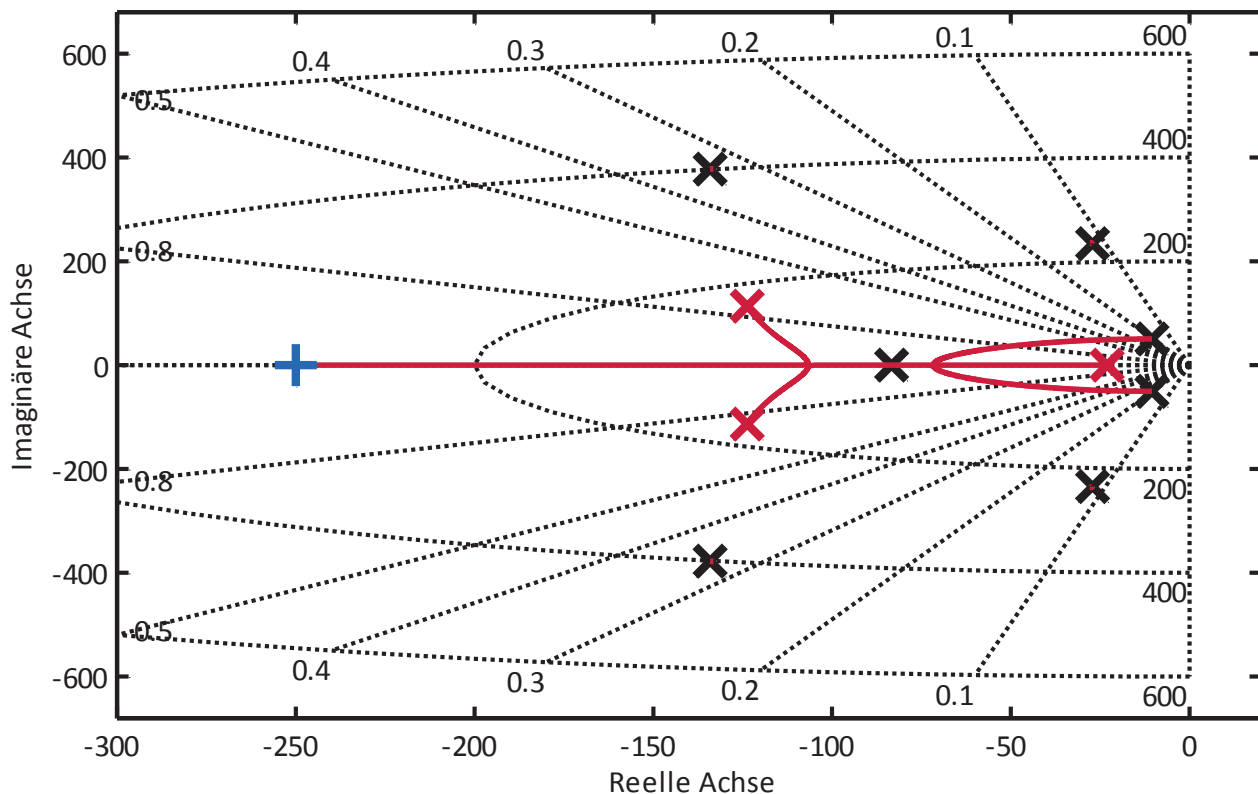




3. $d_{\text{RFK}} = 500$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.



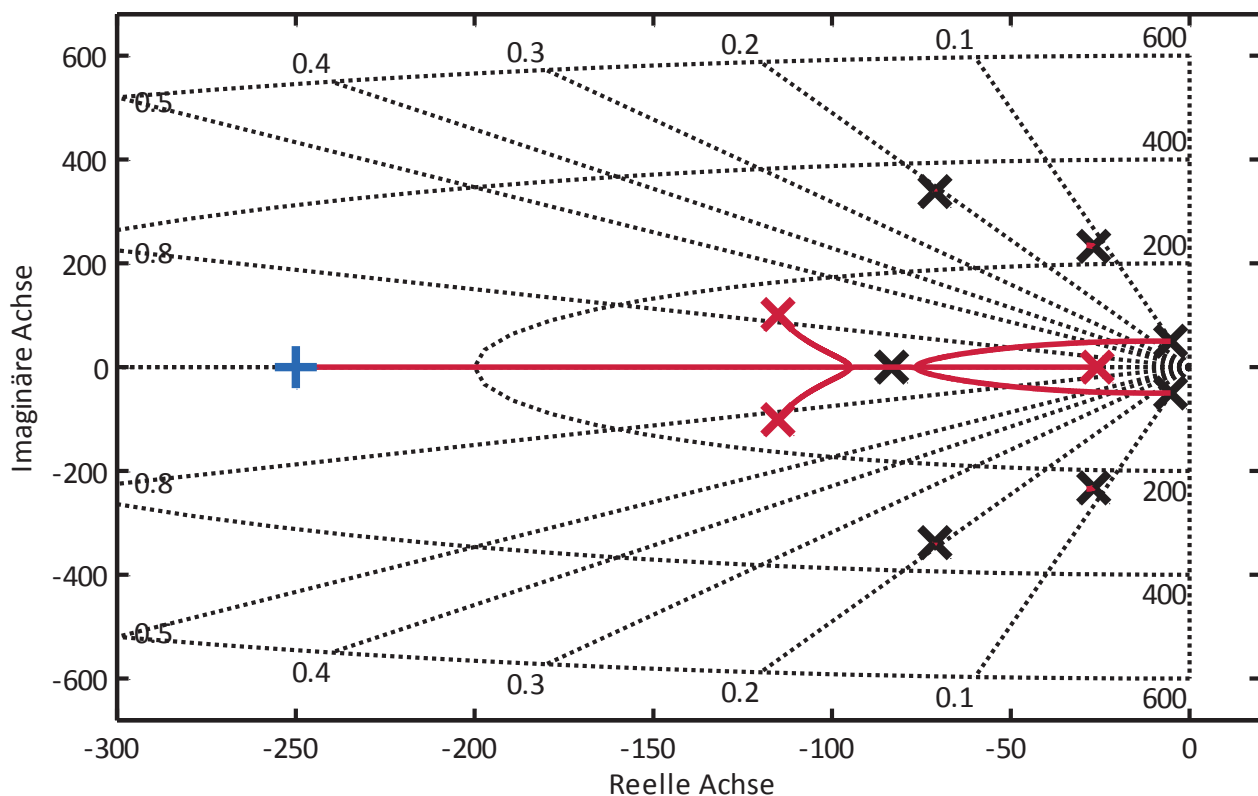
Der achte Pol (Reifengürtel-Fahrzeug) liegt außerhalb der Zeichenebene. Seine Position ist in der folgenden Tabelle aufgeführt.

	Realteil	Imaginärteil
Unreguliertes System ($K_1=0$, $K_2=0$)	-416,2	0,0
$K_1=0$, $K_2=2$;	-416,2	0,0
$K_1=1250$, $K_2=2$	-417,1	0,0

4. $d_{\text{RFK}} = 1000$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.



Der achte Pol (Reifengürtel-Fahrzeug) liegt außerhalb der Zeichenebene. Seine Position ist in der folgenden Tabelle aufgeführt.

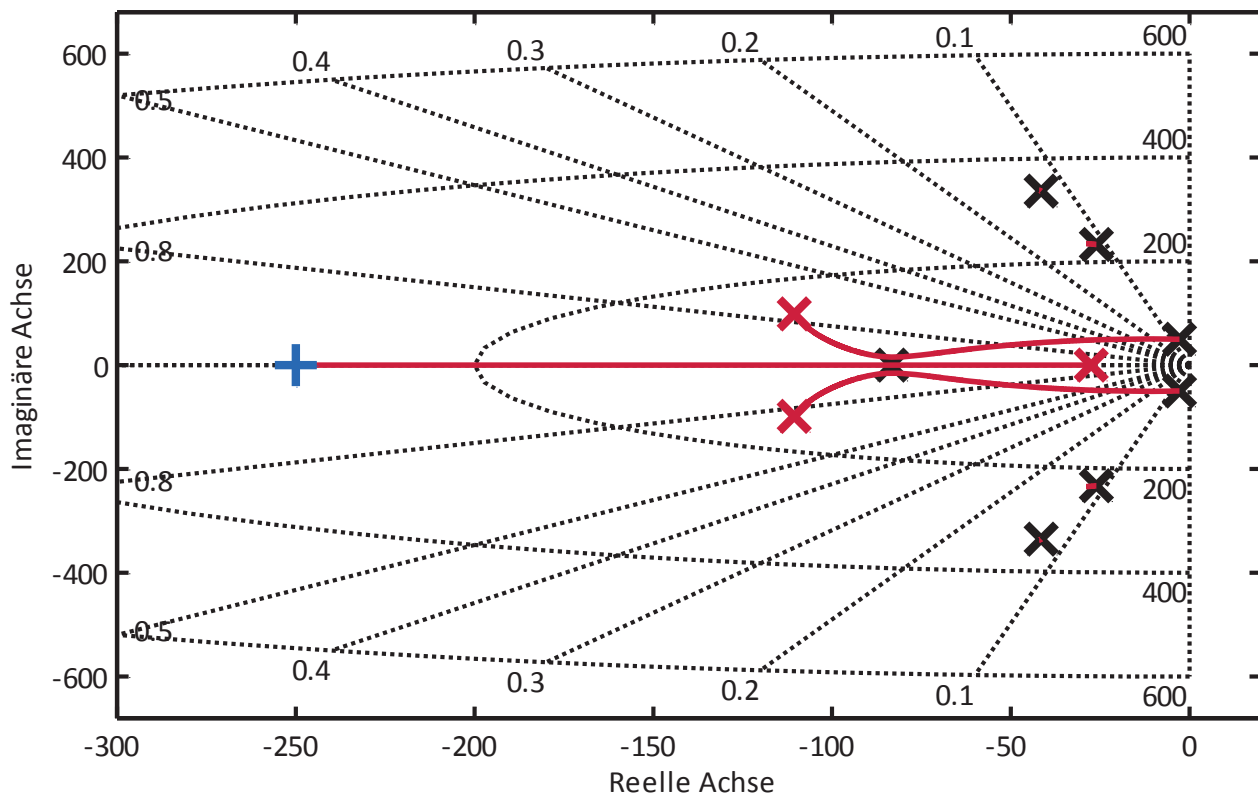
	Realteil	Imaginärteil
Unreguliertes System ($K_1=0$, $K_2=0$)	-1195,8	0,0
$K_1=0$, $K_2=2$;	-1195,8	0,0
$K_1=1250$, $K_2=2$	-1195,8	0,0



5. $d_{\text{RFK}} = 2000$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.



Der achte Pol (Reifengürtel-Fahrzeug) liegt außerhalb der Zeichenebene. Seine Position ist in der folgenden Tabelle aufgeführt.

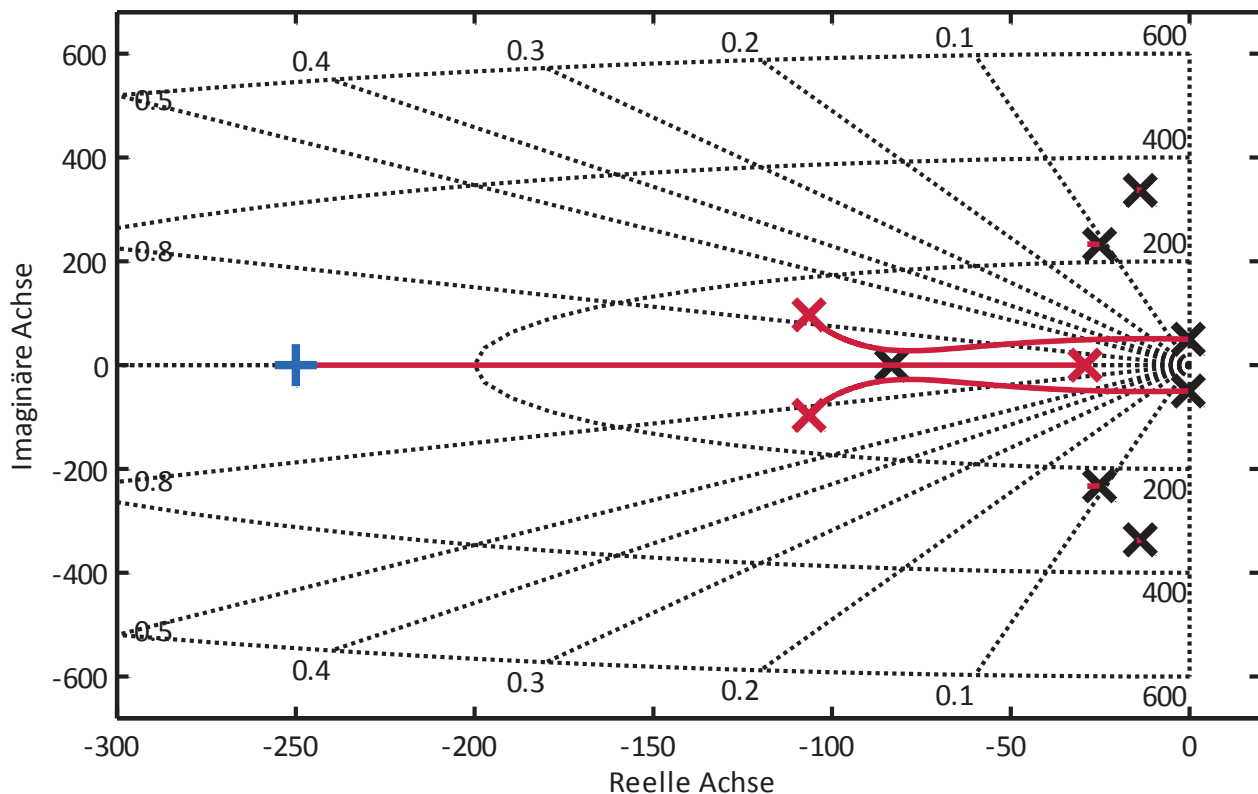
	Realteil	Imaginärteil
Unreguliertes System ($K_1=0$, $K_2=0$)	-2547,2	0,0
$K_1=0$, $K_2=2$;	-2547,2	0,0
$K_1=1250$, $K_2=2$	-2547,2	0,0



6. $d_{\text{RFK}} = 10^9$

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregelten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2$, $K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2$, $K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2$, $K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.



Der achte Pol (Reifengürtel-Fahrzeug) liegt außerhalb der Zeichenebene. Seine Position ist in der folgenden Tabelle aufgeführt.

	Realteil	Imaginärteil
Unreguliertes System ($K_1=0$, $K_2=0$)	$-1,3 \cdot 10^9$	0,0
$K_1=0$, $K_2=2$;	$-1,3 \cdot 10^9$	0,0
$K_1=1250$, $K_2=2$	$-1,3 \cdot 10^9$	0,0

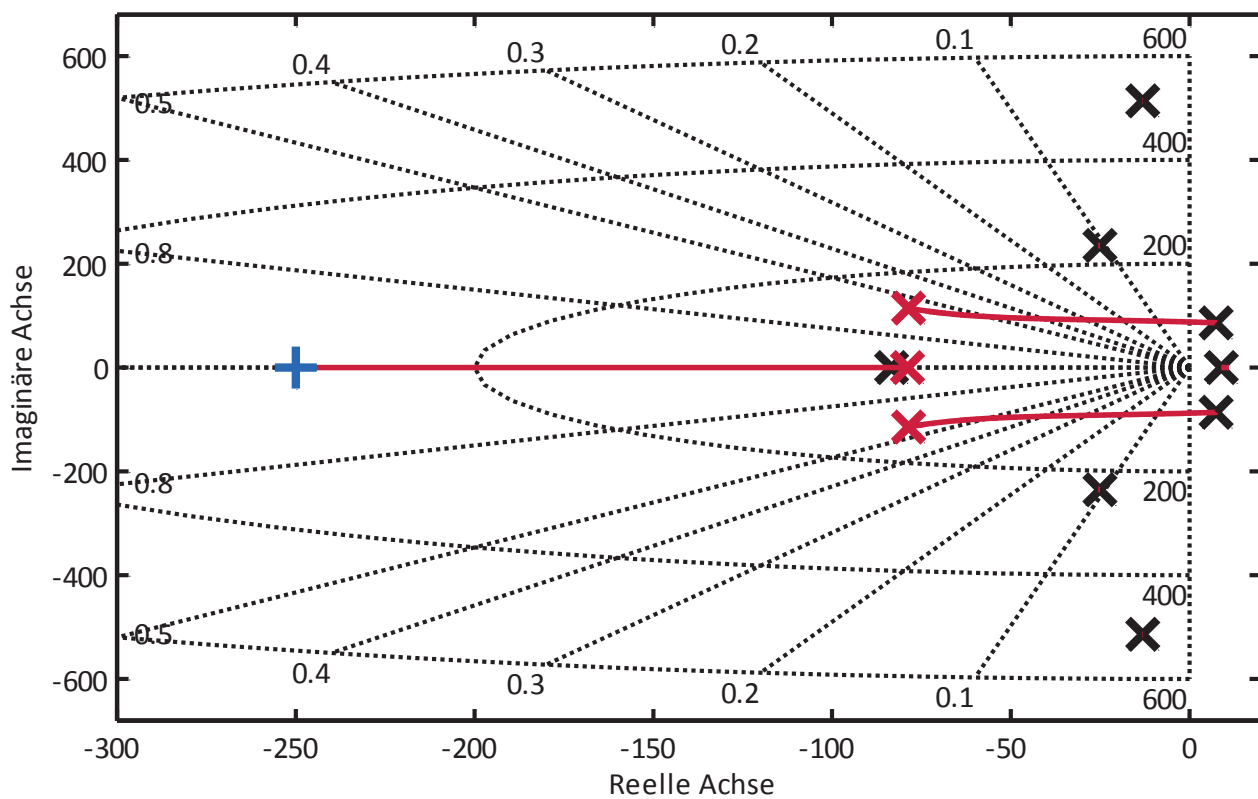


7. $d_{\text{RFK}} = -50$

a) Zustandsrückführung mit K_1 und K_2

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Das blaue Pluszeichen markiert die Position des Pols der E-Maschine für $K_2=2$ und $K_1=0$.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole. Der Startpunkt ist $K_2=2, K_1=0$. Der Endpunkt ist $K_2=2, K_1=1250$.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung ($K_2=2, K_1=1250$). Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.

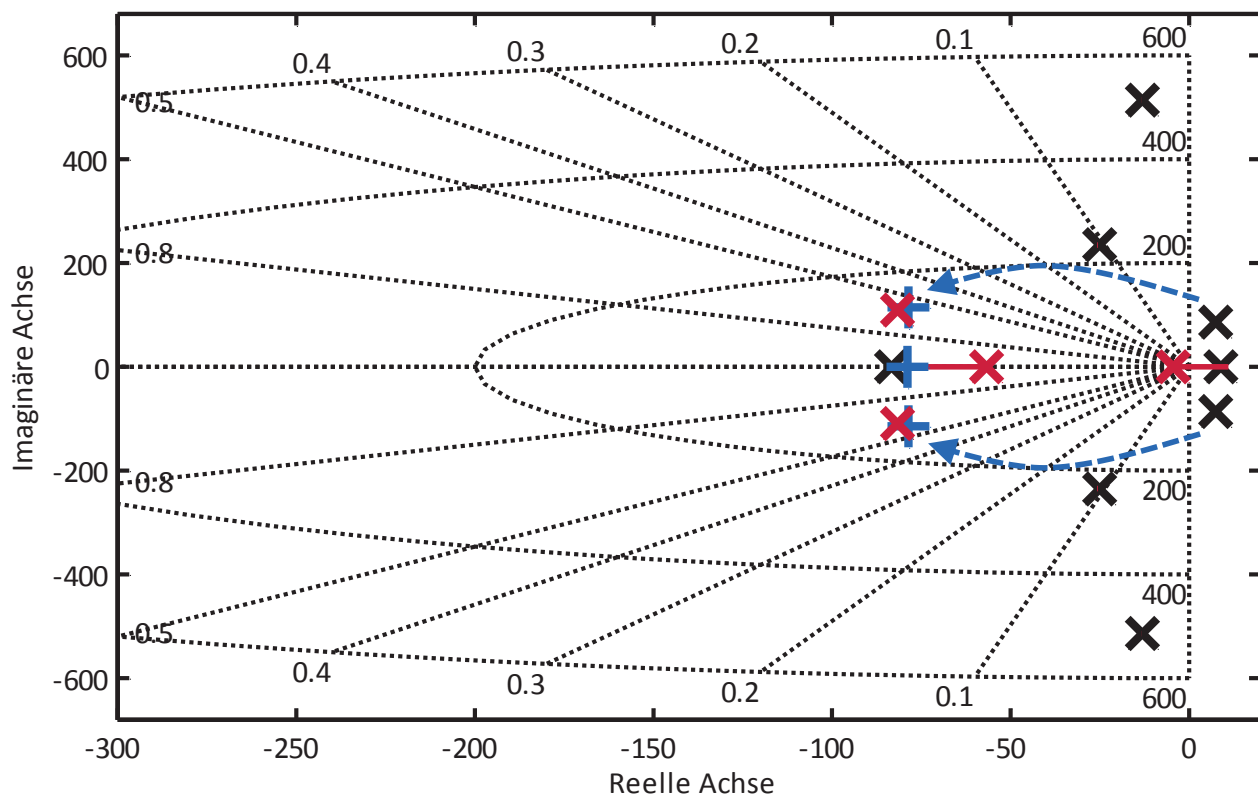




b) Zustandsrückführung mit K_1 , K_2 und ABS-Regelung

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Die blauen gestrichelten Pfeile markieren die Verschiebung des Polpaars Steg-Felge durch die Zustandsrückführung mit $K_1=1250$ und $K_2=2$
- Blaue Pluszeichen markieren die Endpunkte der Verschiebung durch K_1 und K_2 . Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole durch die ABS-Regelung (Rückführung von Zustand 3). Der Startpunkt ist die Zustandsrückführung mit $K_1=1250$, $K_2=2$. Die Rückführverstärkung der ABS-Regelung wird von 0 bis 200 variiert.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung durch K_1 , K_2 und die ABS-Regelung. Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.

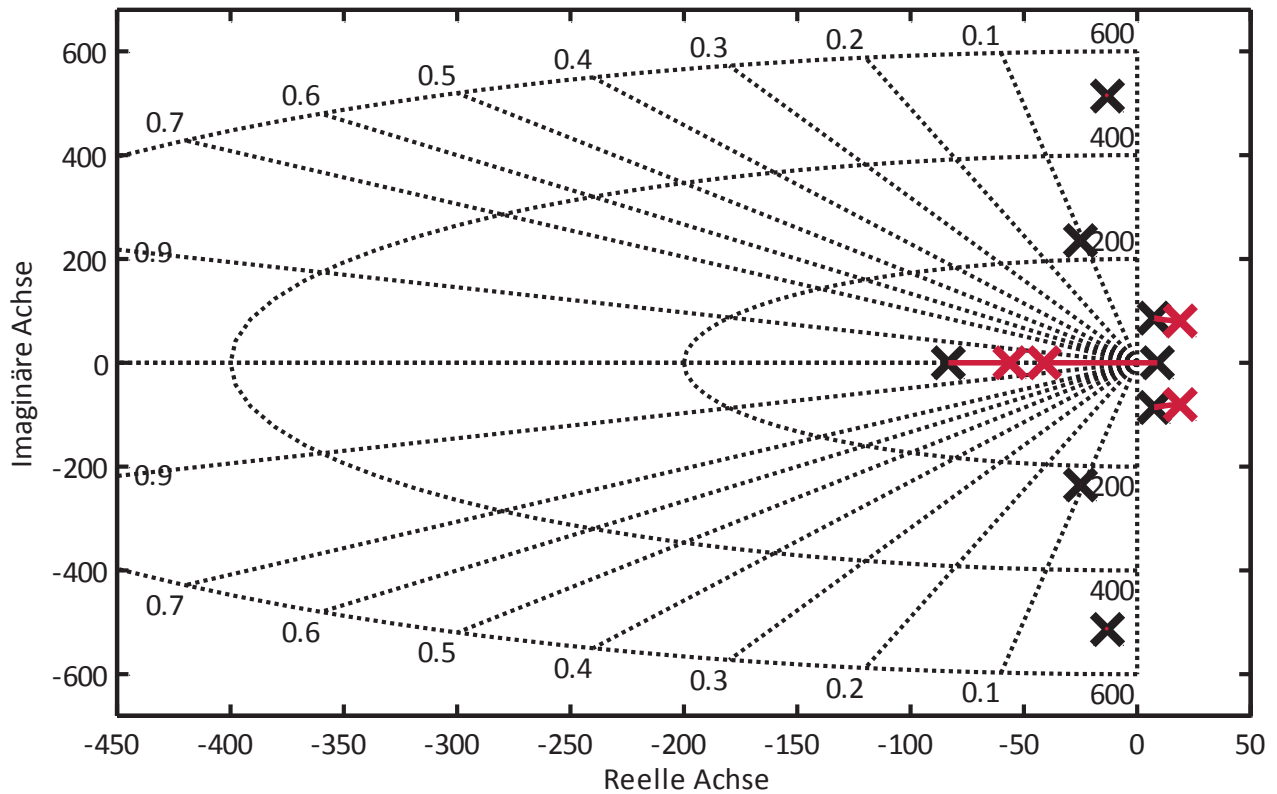




c) ABS-Regelung ohne K_1 und K_2

Die Pole und Polverschiebungen sind wie folgt gekennzeichnet:

- Schwarze Kreuze markieren die Pole des unregulierten Systems.
- Rote Linien markieren die Verschiebung der Pole durch den ABS-Regler. Die Rückführverstärkung der ABS-Regelung wird von 0 bis 200 variiert.
- Rote Kreuze markieren die Endpunkte der Verschiebung durch den ABS-Regler. Bei minimalen Verschiebungen wird das Kreuz nicht dargestellt.





ANHANG D: GEMESSENE BREMSWEGE

1. Trockener Asphalt aus 100 km/h

	Bremsweg ohne Schwingungsdämpfung	Bremsweg mit Schwingungsdämpfung	Differenz
1	35,11 m	-	-0,26 m
2	-	34,85 m	+0,17 m
3	34,90 m	-	-0,29 m
4	-	35,07 m	-0,61 m
5	34,79 m	-	-0,32 m
6	-	34,50 m	-0,24 m
7	35,12 m	-	-0,00 m
8	-	34,51 m	-0,49 m
9	34,92 m	-	-1,47 m
10	-	34,68 m	-0,29 m
11	34,98 m	-	
12	-	34,66 m	
13	34,74 m	-	
14	-	34,74 m	
15	35,04 m	-	
16	-	34,55 m	
17	36,17 m	-	
18	-	34,70 m	
19	35,09 m	-	
20	-	34,80 m	
Mittelwert	35,09 m	34,71 m	-0,38 m
Standardabweichung	0,40 m	0,17 m	



2. Nasser Asphalt aus 100 km/h

	Bremsweg ohne Schwingungsdämpfung	Bremsweg mit Schwingungsdämpfung	Differenz
1	38,16 m	-	
2	-	37,32 m	-0,84
3	38,11 m	-	
4	-	37,05 m	-1,06
5	38,27 m	-	
6	-	37,70 m	-0,57
7	37,61 m	-	
8	-	36,86 m	-0,75
9	39,04 m	-	
10	-	37,48 m	-1,56
11	38,84 m	-	
12	-	37,94 m	-0,90
13	40,38 m	-	
14	-	36,41 m	-3,97
15	39,63 m	-	
16	-	38,25 m	-1,38
17	40,52 m	-	
18	-	38,71 m	-1,81
19	37,99 m	-	
20	-	38,13 m	+0,14
Mittelwert	38,86 m	37,59 m	-1,27 m
Standardabweichung	1,02 m	0,70 m	



ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1-1: Radnaher elektrischer Einzelradantrieb	3
Abbildung 1-2: Torsionsschwingung im Antriebsstrang	5
Abbildung 1-3: Reifenkennlinien und ABS-Regelbereiche	7
Abbildung 1-4: Kontinuierlicher Bremsschlupfregler	9
Abbildung 1-5: Hydraulikschaltplan des Bosch ESP 8	10
Abbildung 1-6: Rechnerisch erforderliche Bremsleistung	13
Abbildung 2-1: Entwicklungsumgebung.....	18
Abbildung 2-2: Wirkungsgrad der Simulation im Entwicklungsprozess	19
Abbildung 2-3: Aufbau der Arbeit	20
Abbildung 2-4: Versuchsfahrzeug	21
Abbildung 2-5: ESP 8 Hydroaggregat	22
Abbildung 2-6: Modifizierter Hilfsrahmen mit elektrischem Antrieb	23
Abbildung 2-7: Kennlinien der E-Maschinen (für ein Rad).....	23
Abbildung 2-8: Batterie für elektrischen Antrieb.....	24
Abbildung 2-9: Aktiver ESP-Drehzahlsensor	25
Abbildung 2-10: Seitenwelle mit Drehmomentmessung.....	25
Abbildung 2-11: Mess- und Versuchstechnik.....	26
Abbildung 2-12: Vernetzungsarchitektur des Versuchsfahrzeugs	27
Abbildung 2-13: Struktur der mechanischen Komponenten des Simulationsmodells	29
Abbildung 2-14: Simulationsmodell des Fahrwerks für ein Vorderrad.....	30
Abbildung 2-15: Reaktionskräfte des Fahrwerks	31
Abbildung 2-16: Simulationsmodell des Reifens.....	32
Abbildung 2-17: Simulationsmodell des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs	33
Abbildung 2-18: Simulationsmodelle des hinteren Antriebsstrangs	34
Abbildung 2-19: Simulationsmodell der Karosserie in der x-z-Ebene (von links)	35
Abbildung 2-20: Simulationsmodell der Karosserie in der y-z-Ebene (von hinten).....	35
Abbildung 2-21: Simulationsmodell des Bremssystems	36
Abbildung 2-22: ABS-Bremung mit Serienfahrzeug.....	38
Abbildung 2-23: ABS-Bremung mit Serienfahrzeug (Bremsdrücke).....	39
Abbildung 3-1: Schematischer Aufbau des Antriebsstrangs	41
Abbildung 3-2: Signalfussplan einer ASM	43
Abbildung 3-3: Planetengetriebe	44
Abbildung 3-4: Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts	49
Abbildung 3-5: Längskraftbeiwert und Längsschlupfsteifigkeit	50
Abbildung 3-6: Reifen-Arbeitspunkt bei ABS-Bremung.....	51
Abbildung 3-7: Translatorisches und rotatorisches System.....	52
Abbildung 3-8: Lineares Einzelrad-Antriebsstrangmodell	53
Abbildung 4-1: Vorgehen bei der Antriebsstranganalyse	56



Abbildung 4-2: ABS-Bremung mit elektrischem Antriebsstrang (Messung)	57
Abbildung 4-3: Sprungantwort bei Anregung an E-Maschine (Messung)	58
Abbildung 4-4: ABS-Bremung mit elektrischem Antriebsstrang (Simulation).....	60
Abbildung 4-5: Sprungantwort bei Anregung an E-Maschine (Simulation).....	61
Abbildung 4-6: Amplitudenverstärkungen bei freirollendem Rad (Simulation).....	63
Abbildung 4-7: Amplitudenverstärkungen bei großem Längskraftbeiwert (Simulation)	64
Abbildung 4-8: Amplitudenverstärkungen bei freirollendem Rad (lin. System).....	66
Abbildung 4-9: Amplitudenverstärkungen bei großem Längskraftbeiwert (lin. System)	67
Abbildung 4-10: Adaption von d_{RFK} auf den ABS-Arbeitspunkt.....	68
Abbildung 4-11: Lage der Pole des ungeregelten Systems im ABS-Arbeitspunkt	69
Abbildung 5-1: Auslegung von K_1 und K_2	74
Abbildung 5-2: Pollagen bei Zustandsrückführung mit K_1 und K_2	75
Abbildung 5-3: Modell des dynamischen Vorfilters	78
Abbildung 5-4: Systemantwort des Vorfilters auf einen Einheitssprung.....	80
Abbildung 5-5: Reglerstruktur	81
Abbildung 5-6: Darstellung als dynamische Zustandsrückführung.....	81
Abbildung 5-7: Bodediagramm für G_{Regler}	82
Abbildung 5-8: Bodediagramm für $(G_{Regler} * G_{EM})$	83
Abbildung 5-9: Bodediagramm des geschlossenen Kreises	84
Abbildung 5-10: Sprungantworten des geschlossenen Kreises	86
Abbildung 6-1: Struktur der Control Allocation	89
Abbildung 6-2: Aktor-Redundanz bei Straßenfahrzeugen	90
Abbildung 6-3: Regelbasierter Control Allocator	93
Abbildung 6-4: Funktion „Anpassung Rekuperationsniveau“	94
Abbildung 7-1: Diskrete Regelstrecke	96
Abbildung 7-2: Abtastfrequenzen der Drehzahlsensoren	97
Abbildung 7-3: Totzeiten durch Signalübertragung	98
Abbildung 7-4: Sprunganregung an E-Maschine mit Schwingungsdämpfung.....	100
Abbildung 7-5: ABS-Bremung aus 105 km/h auf trockenem Asphalt (Stufe 1).....	104
Abbildung 7-6: Drehmoment der Seitenwelle bei Bremung auf trockenem Asphalt	105
Abbildung 7-7: ABS-Bremung aus 105 km/h auf trockenem Asphalt (Stufe 2).....	106
Abbildung 7-8: Verteilung der Bremswege auf trockenem Asphalt	107
Abbildung 7-9: Verteilung der Bremswege auf nassem Asphalt	107
Abbildung 7-10: ABS-Bremung aus 105 km/h auf nassem Asphalt.....	108
Abbildung 7-11: Gierrate bei Bremung auf nassem Asphalt	109
Abbildung 7-12: Drehmoment der Seitenwelle bei Bremung auf nassem Asphalt	110
Abbildung 7-13: Bremsdruckverlauf bei Bremung auf nassem Asphalt (ungeregelt).....	112
Abbildung 7-14: ABS-Bremung mit Control Allocation (Übersicht).....	113
Abbildung 7-15: ABS-Bremung mit Control Allocation (Phasen).....	115
Abbildung 7-16: ABS-Bremung mit Control Allocation (Bremsdruck im RZ)	115
Abbildung 7-17: ABS-Bremung mit Control Allocation (Stellmoment der E-Maschine)	116
Abbildung 8-1: Universeller Control Allocator	120
Abbildung 8-2: Seriennahe Vernetzungsarchitektur.....	122



TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 3.1: Zeitkonstanten der Asynchronmaschine.....	43
Tabelle 3.2: Parameter von Planetengetriebe und E-Maschine	45
Tabelle 3.3: Parameter der Statorlagerung.....	46
Tabelle 3.4: Parameter der Seitenwelle	47
Tabelle 3.5: Teil-Trägheitsmomente auf der Radseite.....	47
Tabelle 3.6: Kombinierte Trägheitsmomente auf der Radseite (berechnet).....	48
Tabelle 3.7: Parameter von Reifenseitenwand und Reifengürtel.....	48
Tabelle 3.8: Gesamtfahrzeugparameter	53
Tabelle 4.1: d_{RFK} für freirollende Betriebspunkte.....	65
Tabelle 4.2: d_{RFK} für ABS-Betriebspunkte	66
Tabelle 5.1: Wahl von K_1 und K_2 und Auswirkung auf Pollagen.....	74
Tabelle 5.2: Parameter des Vorfilters	79
Tabelle 6.1: Parameter des Control Allocator.....	95
Tabelle 6.2: Parameter der Stillstands-Funktion.....	95
Tabelle 7.1: Eigenschaften der Drehzahlsensoren	97
Tabelle 7.2: Analyse des Wellenmoments bei einer Sprunganregung	99



LITERATURVERZEICHNIS

- [ABP04] AMANN, Notker ; BÖCKER, Joachim ; PRENNER, Franz: Active Damping of Drive Train Oscillations for an Electrically Driven Vehicle. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 9 (2004), Nr. 4, S. 697-700
- [Arn01] ARNOLD, Armin: *Analyse und Regelung eines nichtlinearen Bremssystems mit elektromechanischen Stellgliedern*. Regensburg, Universität, Naturwissenschaftliche Fakultät II – Physik, Diss., 2001
- [BAS05] BÖCKER, Joachim ; AMANN, Notker ; SCHULZ, Bernd: Active Suppression of Torsional Oscillations. In: *Mechatronic systems 2004 : a proceedings volume from the 3rd IFAC Symposium, Sydney, Australia, 6 - 8 September 2004*. Oxford : Elsevier Ltd., 2005, S. 325-330
- [BG98] BECK, H.-P. ; GOSLAR, M.: Aktive Schwingungsdämpfung in elektrischen Hochleistungsantrieben. In: *Schwingungen in Antrieben '98. Tagung Frankenthal, 10. und 11. September 1998*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998. – ISBN 3-18-091416-5, S. 647-660
- [BPSJ05] BESSELINK, I.J.M. ; PACEJKA, H.B. ; SCHMEITZ, A.J.C. ; JANSEN, S.T.H.: The MF-Swift tyre model: extending the Magic Formula with rigid ring dynamics and an enveloping model. In: *JSAE Review* 26 (2005), Nr. 2, S. 245-252
- [BSS12] BOTTIGLIONE, Francesco ; SORNIOTTI, Aldo ; SHEAD, Leo: The effect of half-shaft torsion dynamics on the performance of a traction control system for electric vehicles. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D (Journal of Automobile Engineering)* 226 (2012), Nr. 9, S. 1145-1159
- [Bur93] BURCKHARDT, Manfred: *Fahrwerktechnik : Radschlupf-Regelsysteme*. 1. Aufl. Würzburg : Vogel, 1993. – ISBN 3-8023-0477-2
- [CYZW12] CHU, Liang ; YAO, Liang ; ZHAO, Ziliang ; WENRUO, Wei ; ZHANG, Yongsheng: Study of a Method for Improving the Anti-Lock Brake System of Electric Vehicle. In: *Applied Mechanics and Materials* 157-158 (2012), S. 542–545
- [DAA10] DINÇMEN, Erkin ; ACARMAN, Tankut ; AKSUN GUVENÇ, Bilin: ABS Control Algorithm Via Extremum Seeking Method with Enhanced Lateral Stability. In: *6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, Munich, Germany, 12 - 14 July 2010*. Red Hook, NY : Curran, 2010. – ISBN 9781617825507, S. 19-24
- [Dai96] DAIB, Armin: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1996. – ISBN 3-18-328312-3
- [DKAF11] DUVAL-DESTIN, Marc ; KROPF, Thomas ; ABADIE, Vincent ; FAUSTEN, Michael: Auswirkungen eines Elektroantriebs auf das Bremssystem. In: *ATZ* 113 (2011), Nr. 9, S. 638-643
- [Eng96] ENGEL, Bernd: *Verschleißmindernde Kraftschlußregelung mit Zustandsregler für elektrische Traktionsantriebe*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1996. – ISBN 318328412X



- [FGSS10] FISCHER, R. ; GOMBERT, Bernd ; SEMSEY, Akos ; SYRNIK, Robert: Das dynamische Regel- und Komfortverhalten von Radnabenantrieben. Das Schaeffler eWheel Drive. In: *VDI-Berichte*, Band 2105. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2010. – ISBN 978-3-18-092105-1, S. 149-157
- [FKKK00] FENNEL, Helmut ; KLUSEMANN, Rainer ; KRANZ, Thomas ; KÜMMEL, Martin ; SCHMIDT, Robert: Bremsregelsysteme in Fahrzeugen mit Allradantrieb. In: *ATZ 102* (2000), Nr. 9-10, S. 756-762 und 864-875
- [Göt04] GÖTTING, Gunther: *Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs*. Herzogenrath : Shaker, 2004. – ISBN 978-3-8322-2804-0
- [Han99] US-Autozulieferer will nach Fusion mit Lucas Varity die Schulden senken. TRW stößt vier Geschäftsbereiche ab. In: *Handelsblatt* (1999), Nr. 94, S. 26
- [Här03] HÄRKEGÅRD, Ola: *Backstepping and Control Allocation with Applications to Flight Control*. Linköping, University, Department of Electrical Engineering, PhD Thesis, 2003
- [HEG11] HEIBING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch*. 3. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2011. – ISBN 978-3-8348-0821-9
- [Hei07] HEIBING, Bernd: *Straßenfahrzeuge: Entwurf und Simulation*. Vorlesungsskript. Technische Universität München, 2007
- [Hor95] HORI, Yoichi: Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control on Torsional Systems. In: *IFAC Workshop Motion Control, October 9 – 11, 1995, Munich*, S. 41-50
- [Hor02] HORI, Yoichi: Future vehicle driven by electricity and control – research on four wheel motored “UOT Electric March II”. In: *7th International Workshop on Advanced Motion Control, Proceedings, Maribor, SI, 3-5 July 2002*. Piscataway, NJ : IEEE Operations Center, 2002. – ISBN 0-7803-7479-7, S. 1-14
- [Ise06] ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung : Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg & Sohn, 2006. – ISBN 3-8348-0109-7
- [Jon09] JONASSON, Mats: *Exploiting individual wheel actuators to enhance vehicle dynamics and safety in electric vehicles*. Stockholm, Royal Institute of Technology, Doctoral Thesis, 2009. – ISBN 978-91-7415-387-3
- [KKB11] KRUEGER, Eric ; KIDSTON, Kevin ; BUSACK, Adam: *Reducing Disturbances Caused by Reductions in Regenerative Brake Torque*. SAE Technical Paper 2011-01-0972, 2011. – DOI 10.4271/2011-01-0972
- [Kop12] KOPPOLD, Philipp: *Analyse von ABS-Regelgüte und Bremsweg in der Gesamtfahrzeugsimulation*. Karlsruhe, Universität, Lst. f. Fahrzeugtechnik, unveröffentlichte Diplomarbeit, 2012
- [KM11] KRUEGER, Eric ; MONSERE, Patrick: *Powertrain Mount Load Mitigation on Hybrid and Electric Vehicles*. SAE Technical Paper 2011-01-0949, 2011. – DOI 10.4271/2011-01-0949



- [Kno09] KNOBEL, Christian: *Optimal control allocation for road vehicle dynamics using wheel steer angles, brake/drive torques, wheel loads, and camber angles*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2009. – ISBN 978-3-18-369612-3
- [Krü95] KRÜGER, Matthias: *Eine anwendungsorientierte Methode zum Entwurf von Zustandsregelungen für elektromechanische Hochleistungs-Antriebssysteme*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995. – ISBN 3-18-315720-9
- [Lai07] LAINE, Leo: *Reconfigurable motion control systems for over-actuated road vehicles*. Göteborg : Chalmers Univ. of Technology, 2007. – ISBN 9789172919600
- [Las88] LASCHET, Andreas: *Simulation von Antriebssystemen*. Berlin : Springer, 1988. – ISBN 3-540-19464-9
- [LF08] LAINE, Leo ; FREDRIKSSON, Jonas: Traction and braking of hybrid electric vehicles using control allocation. In: *International Journal of Vehicle Design* 48 (2008), Nr. 3-4, S. 271–298
- [Loh00] LOHNER, Andreas: Aktive Dämpfung von niederfrequenten Torsionsschwingungen in momentengeregelten Antrieben. In: *Mechatronik - Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik : Tagung Wiesloch, 29. und 30. März 2000*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2000. – ISBN 3180915331, S. 307-322
- [Lun06] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2*. 4. Aufl. Berlin : Springer, 2006. – ISBN 3-540-32335-X
- [Lun13] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1*. 9. Aufl. Berlin : Springer, 2013. – ISBN 978-3-642-29532-4
- [Mai90] MAIER, Rolf: *Die Anti-Blockier-Regelung der Räder einer Pkw-Antriebsachse als Mehrgrößen-Regelungsproblem*. Kassel, Universität, Fachbereich Elektrotechnik, Diss., 1990
- [Men01] MENNE, Marcus: *Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen - Analyse und aktive Dämpfung*. Aachen : Wiss.-Verl. Mainz, 2001. – ISBN 3-86073-684-1
- [MG12] MEITINGER, Karl-Heinz ; GLASER, Horst: Das Fahrwerk des Audi R8 e-tron. In: IKA INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE (Hrsg.): *Tag des Fahrwerks 2012*. Aachen, 2012
- [Mit94] MITSCHKE, Manfred: Fahrzeug-Ruckeln. In: *ATZ* 96 (1994), Nr. 1, S. 59-60
- [Mül98] MÜLLER, Herbert W.: *Die Umlaufgetriebe*. 2. Aufl. Berlin : Springer, 1998. – ISBN 3-540-63227-1
- [NORM94] NORM DIN 70000. Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe. ISO 8855 Ausgabe 1991, modifiziert. Januar 1993
- [OSUH02] OKANO, Takahiro ; SAKAI, Shin-Ichiro ; UCHIDA, Toshiyuki ; HORI, Yoichi: Braking Performance Improvement for Hybrid Electric Vehicle Based on Electric Motor's Quick Torque Response. In: *The answer for clean mobility: proceedings. The 19th International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exhibition, Busan, Korea, October 19-23, 2002*. CD-ROM (2002)
- [Pac12] PACEJKA, Hans B.: *Tire and Vehicle Dynamics*. 3. ed. Oxford : Elsevier Butterworth-Heinemann, 2012. – ISBN 978-0-08-097016-5



- [PGHT06] PICKENHAHN, J. ; GILLES, L. ; HÖNIG, Th. ; THOMAS, P.: Konzepte für Regeneratives Bremsen in Fahrzeugen mit Hybrid Antriebsstrang. In: BREUER, Bert (Hrsg.): *XXVI. Internationales μ -Symposium, Bad Neuenahr, DE, 16.-17. Juni 2006*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006. – ISBN 3-18-362012-X, S. 106-137
- [PGSK03] PAUWELUSSEN, J. P. ; GOOTJES, L. ; SCHRÖDER, C. ; KÖHNE, K.-U. ; JANSEN, S. ; SCHMEITZ, A.: Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model. In: *Control Engineering Practice* 11 (2003), Nr. 2, S. 199-207
- [PSKB01] POST, Wulf ; SCHMIDT, Günther ; KANT, Bernhard ; BEHRENS, Ralf-Holgers: *Konventionelle und elektronische Bremssysteme*. Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 2001. – ISBN 3-7782-2023-3
- [PZYZ08] PENG, D. ; ZHANG, Y. ; YIN, C.-L. ; ZHANG, J.-W.: Combined control of a regenerative braking and antilock braking system for hybrid electric vehicles. In: *International Journal of Automotive Technology* 9 (2008), Nr. 6, S. 749-757
- [Rei03] REICHEL, Hans-Rolf: *Elektronische Bremssysteme*. 2. Aufl. Renningen : expert, 2003. – ISBN 3-8169-2220-1
- [Rei09] REIF, Konrad: *Automobilelektronik : Eine Einführung für Ingenieure*. 3. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009. – ISBN 978-3-8348-0446-4
- [Rei10] REIF, Konrad (Hrsg.): *Bremsen und Bremsregelsysteme*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010. – ISBN 978-3-8348-1311-4
- [RKKL11] ROSENBERGER, Martin ; KIRSCHNECK, Michael ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: Hybrid-ABS. Integration der elektrischen Antriebsmotoren in die ABS-Regelung. In: VDI-WISSENSFORUM (Hrsg.): *2. Automobiltechnisches Kolloquium München, 11. - 12. April 2011*. Garching b. München, CD-ROM (2011)
- [Rop09] ROPPENECKER, Günter: Zustandsregelung linearer Systeme - Eine Neubetrachtung. In: *at – Automatisierungstechnik* 57 (2009), Nr. 10, S. 491-498
- [Ros12a] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren und Vorrichtung zum Einstellen eines effektiven Drehmoments an einem Rad eines Fahrzeugs sowie Fahrzeug*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 122 526 A1
- [Ros12b] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren zum Verringern einer mechanischen Belastung mindestens einer Komponente des Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs sowie entsprechendes Kraftfahrzeug*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 114 303 A1
- [Ros12c] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren zum Bestimmen einer Betriebsgröße eines Kraftwagens*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 012 840 A1
- [RSKL12] ROSENBERGER, Martin ; SCHINDELE, Frieder ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: Analyse und aktive Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen bei Elektrofahrzeugen während der ABS-Regelung. In: IKA INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE (Hrsg.): *Tag des Fahrwerks 2012*. Aachen, 2012, S. 93-107
- [RUKL12] ROSENBERGER, Martin ; UHLIG, Richard A. ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: *Combining Regenerative Braking and Anti-Lock Braking for Enhanced Braking Performance and Efficiency*. SAE Technical Paper 2012-01-0234. – DOI 10.4271/2012-01-0234



- [Schi12] SCHINDELE, Frieder: *Bremsenregelung mit hydraulischer Reibungsbremse und elektrischem Einzelradantrieb*. München, Hochschule für angewandte Wissenschaften, unveröffentlichte Masterarbeit, 2012
- [Schr09a] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe – Grundlagen*. 4. Aufl. Berlin : Springer, 2009. – ISBN 978-3-642-02989-9
- [Schr09b] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen*. 3. Aufl. Berlin : Springer, 2009. – ISBN 978-3-540-89612-8
- [SE08] SOLYOM, Stefan ; ERIKSSON, Björn: Wheel slip based control of rear axle regeneration for hybrid electric vehicles. In: *AVEC 2008, 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Proceedings, Kobe, JP, Oct 6-9, 2008*. Tokyo : Inter Group Corporation, 2008. – ISBN 978-4-904056-22-6, S. 435-437
- [Sem06] SEMMLER, Sascha: *Regelung der Fahrzeugbremsdynamik mit kontinuierlich einstellbaren Radbremsen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006. – ISBN 3-18-363212-8
- [SOSN05] SOGA, Masayuki ; OBUCHI, Yutaka ; SAKAI, Akira ; NIWA, Satoru: Entwicklung des Toyota-Hybridbremssystems. In: BREUER, Bert (Hrsg.): *XXV. Internationales μ -Symposium, Bad Neuenahr, DE, 17.-18. Jun, 2005*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2005. – ISBN 3-18-359712-8, S. 1-15
- [SR12] STOLL, Johann ; ROSENBERGER, Martin: *Verfahren und Vorrichtung zum Abbremsen eines Kraftfahrzeugs*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012.
DE 10 2011 103 936 A1
- [STP11] STROPH, Ralf ; TEITZER, Mario ; PRUCKNER, Alfred: Simulation eines ABS-Systems in Kombination mit generatorischem Bremsen mittels E-Antrieben. In: *ATZ elektronik* 6 (2011), Nr. 2, S. 58-62
- [SÜ10] SAHIN, Murat ; ÜNLÜSOY, Samim Y.: Design and simulation of an ABS for an integrated active safety system for road vehicles. In: *International Journal of Vehicle Design* 52 (2010), Nr. 1-4, S. 64-81
- [SYMU99] SUGAI, M. ; YAMAGUCHI, H. ; MIYASHITA, M. ; UMENO, T. ; ASANO, K.: New control technique for maximizing braking force on antilock braking system. In: *Vehicle System Dynamics* 32 (1999), Nr. 4, S. 299-312
- [SZC06] SCHNEIDER, Michael ; ZHAO, Yifan ; CROMBEZ, Dale: *Verfahren zur Abdämpfung von Schwingungen im Antriebsstrang eines Elektrofahrzeugs*. Offenlegungsschrift, Ford Global Technologies, 2006. DE 10 2005 033 354 A1
- [Tj08] TJØNNÅS, Johannes: *Nonlinear and adaptive dynamic control allocation*. Trondheim, Norwegian University of Science and Technology, Doctoral Thesis, 2008. – ISBN 978-82-471-7250-6
- [TSP10] TEITZER, Mario ; STROPH, Ralf ; PRUCKNER, Alfred: Simulation of an anti-lock braking system with electric motors during regenerative braking in powerful BEVs. In: *Chassis.tech plus, 1st International Munich Chassis Symposium, Munich, DE, Jun 8-9, 2010*, S. 427-445
- [Uhl11] UHLIG, Richard Anton: *Antriebsregelung von Elektrofahrzeugen während des Bremsvorgangs*. München, Technische Universität, Lst. f. Fahrzeugtechnik, unveröffentlichte Diplomarbeit, 2011



- [Zeg98] ZEGELAAR, Peter W. A.: *The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses*. Delft, University of Technology, Diss., 1998. – ISBN 90-370-0166-1
- [ZELP98] VAN ZANTEN, Anton T. ; ERHARDT, Rainer ; LANDESFEIND, Klaus ; PFAFF, Georg: *VDC Systems Development and Perspective*. SAE Technical Paper 980235, 1998. – DOI 10.4271/980235
- [ZLLL08] ZHOU, Lei ; LUO, Yugong ; LI, Keqiang ; LIAN, Xiaomin: Brake control of electric vehicles integrating regenerative brake and vehicle stability regulation. In: *AVEC 2008, 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Proceedings, Kobe, JP, Oct 6-9, 2008*. Tokyo : Inter Group Corporation, 2008. – ISBN 978-4-904056-22-6, S. 802-811
- [ZYZ10] ZHANG, J. L. ; YIN, L. C. ; ZHANG, J. W.: Improvement of drivability and fuel economy with a hybrid antiskid braking system in hybrid electric vehicles. In: *International Journal of Automotive Technology* 11 (2010), Nr. 2, S. 205-213



VORVERÖFFENTLICHUNGEN

- [1] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren und Vorrichtung zum Einstellen eines effektiven Drehmoments an einem Rad eines Fahrzeugs sowie Fahrzeug*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 122 526 A1
- [2] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren zum Verringern einer mechanischen Belastung mindestens einer Komponente des Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs sowie entsprechendes Kraftfahrzeug*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 114 303 A1
- [3] ROSENBERGER, Martin: *Verfahren zum Bestimmen einer Betriebsgröße eines Kraftwagens*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 012 840 A1
- [4] ROSENBERGER, Martin ; KIRSCHNECK, Michael ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: *Hybrid-ABS. Integration der elektrischen Antriebsmotoren in die ABS-Regelung*. In: VDI-WISSENSFORUM (Hrsg.): *2. Automobiltechnisches Kolloquium München, 11. - 12. April 2011*. Garching b. München, CD-ROM (2011)
- [5] ROSENBERGER, Martin ; SCHINDELE, Frieder ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: *Analyse und aktive Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen bei Elektrofahrzeugen während der ABS-Regelung*. In: IKA INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE (Hrsg.): *Tag des Fahrwerks 2012*. Aachen, 2012, S. 93-107
- [6] ROSENBERGER, Martin ; UHLIG, Richard A. ; KOCH, Tilo ; LIENKAMP, Markus: *Combining Regenerative Braking and Anti-Lock Braking for Enhanced Braking Performance and Efficiency*. SAE Technical Paper 2012-01-0234. – DOI 10.4271/2012-01-0234
- [7] STOLL, Johann ; ROSENBERGER, Martin: *Verfahren und Vorrichtung zum Abbremsen eines Kraftfahrzeugs*. Offenlegungsschrift, AUDI AG, 2012. DE 10 2011 103 936 A1



