Entwicklung eines Simulationsmodells für elektrische Radnabenantriebe

Masterthesis Nr. 756/19
Bearbeiter: Lukas Elster | 2072515
Betreuer: Tobias Homolla, M. Sc.

Lukas Elster, B.Sc.
Matrikelnummer: 2072515
Studiengang: Master Maschinenbau – Mechanical & Process Engineering

Masterthesis Nr. 756/19
Thema: Entwicklung eines Simulationsmodells für elektrische Radnabenantriebe

Eingereicht: 25. März 2020

Veröffentlicht unter der Creative Commons Lizenz: CC BY 4.0 International

Technische Universität Darmstadt
Fachgebiet Fahrzeugtechnik
Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Otto-Berndt-Straße 2
64287 Darmstadt

Erklärung

Erklärung zur Abschlussarbeit gemäß § 23 Abs. 7 APB der TU Darmstadt

Hiermit versichere ich, Lukas Elster, die vorliegende Master-Thesis / Bachelor-Thesis ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Mir ist bekannt, dass im Falle eines Plagiats (§38 Abs.2 APB) ein Täuschungsversuch vorliegt, der dazu führt, dass die Arbeit mit 5,0 bewertet und damit ein Prüfungsversuch verbraucht wird. Abschlussarbeiten dürfen nur einmal wiederholt werden.

Bei der abgegebenen Thesis stimmen die schriftliche und die zur Archivierung eingereichte elektronische Fassung überein.

English translation for information purposes only:

Thesis Statement pursuant to § 23 paragraph 7 of APB TU Darmstadt

I herewith formally declare that I, Lukas Elster, have written the submitted thesis independently. I did not use any outside support except for the quoted literature and other sources mentioned in the paper. I clearly marked and separately listed all of the literature and all of the other sources, which I employed when producing this academic work, either literally or in content. This thesis has not been handed in or published before in the same or similar form.

I am aware, that in case of an attempt at deception based on plagiarism (§38 Abs. 2 APB), the thesis would be graded with 5,0 and counted as one failed examination attempt. The thesis may only be repeated once.

In the submitted thesis, the written copies and the electronic version for archiving are identical in content.

Matrikelnummer: 2072515

Datum / Date: 25. 3. 2020

Unterschrift / Signature: L. Elster

Zusammenfassung

Aktuell richten sich immer mehr Forschungsfragen an die Herausforderungen und Möglichkeiten des automatisierten Fahrens. Das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderte Verbundprojekt UNICAR*agil* setzt an dieser Stelle an. Zielsetzung des Projekts ist der Entwurf einer disruptiven, modularen und dienstorientierten Fahrzeugarchitektur und die Entwicklung einer elektrifizierten Fahrplattform mit radindividuellem Antrieb und Lenkung.[1] Eine integrierte Fahrdynamik- und Trajektorienregelung (FTR) berechnet aus einer Soll-Trajektorie Stellsignale für die Aktorik. Zur simulativen Überprüfung der Funktionsweise der FTR wird die Simulationssoftware CarMaker verwendet. Die Simulationsmodelle der mechatronischen Systeme sind allerdings unzureichend abgebildet. Die Systemkonfiguration, Systemdynamik und die Dienste Architektur bleibt bisher unberücksichtigt.

Im Rahmen der vorliegenden Masterthesis wird ein Modellbildungsprozess für die Komponenten der Dynamikmodule durchlaufen. Dabei werden die Komponenten Antriebs-, Brems-, und Lenkungsaktor, Leistungselektronik, Kinematik sowie Reifen adressiert.

Nach der Darstellung der grundlegenden Aspekte zum Verständnis der Arbeit wird basierend auf einer Literaturrecherche und der Architektur der Dienste eine Anforderungsliste definiert. Die Schnittstellen zur FTR werden für eine Funktionsgewährleistung einbezogen. In der Anforderungsliste sind zusätzlich zu den Anforderungen der Submodelle der einzelnen Komponenten Verifikationsmethoden und Integrationstests definiert, wodurch der Entwicklungsprozess abgesichert wird.

Anhand der Anforderungen werden Modellierungskonzepte bewertet und basierend auf ihrer Relevanz für die Modellierung ausgewählt. Dazu werden zuerst CarMaker Modelle der Komponenten analysiert und bei Konflikten mit Anforderungen weitere Modelle untersucht. Während dieses Prozesses werden relevante Parameter identifiziert und dokumentiert, die zu Modellparametrierung notwendig sind. Am Ende der Modellierung werden die Komponentenmodelle in Simulink umgesetzt und zu einem Gesamtfahrzeugmodell in CarMaker integriert.

Mittels der Verifikationsmethoden aus der Anforderungsliste wird die Implementierung der Modelle überprüft. Dabei werden in einem ersten Schritt Komponententests anhand von Simulationsdaten durchgeführt. Integrationstests der Komponentenmodelle und des Gesamtsystems sind der nächste Schritt. Falls Unzulänglichkeiten in den Modellen existieren, werden die Modelle in einem iterativen Prozess überarbeitet, bis die Anforderungen erfüllt sind. Mittels eines Open-Loop Tests der Dynamikmodule mit Signalen der FTR, werden die Schnittstellen zwischen den beiden Systemen überprüft.

Zum Abschluss der Arbeit werden basierend auf Identifikationsmethoden Versuche abgeleitet, um die in der Modellbildung definierten Parameter der einzelnen Komponentenmodelle zu ermitteln.

[1] Woopen, T. et al.: Aachener Kolloquium (2018). S. 3ff.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung I
Inhaltsverzeichnis II
Formelzeichen und Indizes VII
Abkürzungsverzeichnis XII
Abbildungsverzeichnis XIII
Tabellenverzeichnis XVI
1 Einleitung 1
1.1 UNICAR*agil* 1
1.1.1 E/E-Architektur 2
1.1.2 Software-Dienste 3
1.1.3 Dynamikmodule 5
1.2 Motivation 6
1.3 Konkretisierung der Aufgabenstellung 6
1.4 Methodik 7
2 Grundlagen 9
2.1 Modellbildung 9
2.2 Antriebseinheit und Lenkung 10
2.2.1 Leistungselektronik 11
2.2.2 Permanenterregter Synchronmotor 12
2.3 Bremse 13
2.4 Radaufhängung 15
2.5 Reifen 15
2.5.1 Längskraftübertragung 16
2.5.2 Querkraftübertragung und Rückstellmoment 17
2.5.3 Reifenmodelle 18
2.6 Batterie 18
2.7 Systemidentifikation und Regelung 19
2.7.1 Systemidentifikation eines PT2-Gliedes 19
2.7.2 Fuzzy-Modelle 20
2.8 Koordinatensysteme 21
3 Modellanalyse und Schnittstellendefinition 23
3.1 Modellanalyse 23
3.2 Dienste Architektur 23
4 Anforderungsdefinition 25
4.1 Ziele des Simulationsmodells 25
4.2 Rahmenbedingungen 25
4.2.1 Fahrdynamische Grenzen 25

4.2.2 Radnabenantrieb 26
4.2.3 Lenkung 26
4.2.4 Bremse 26
4.2.5 Radaufhängung 27
4.2.6 Reifen 27
4.2.7 Batterie 27
4.3 Einschränkungen in der Versuchsplanung 27
4.4 Verifikationsmethoden 28
4.5 Anforderungsliste 28
5 Modellbildungsansätze 33
5.1 Radnabenantrieb 33
5.1.1 CarMaker Modell 33
5.1.2 Modellierungsansätze 35
5.1.3 Analyse der Motormessungen 36
5.1.4 Modellierung der Dynamik 44
5.1.5 Drehzahlregelung 45
5.1.6 Temperaturmodell des Radnabenantriebs 46
5.1.7 Parameter des Radnabenantriebs 48
5.2 Lenkung 49
5.2.1 Modellauswahl 50
5.2.2 Mathematische Modellierung 50
5.3 Bremse 52
5.3.1 CarMaker Modell der Bremse 52
5.3.2 Modellierungsansätze 54
5.3.3 Modellbildung ABS 57
5.3.4 Parameter der Bremse 58
5.4 Radaufhängung 58
5.4.1 Feder-Dämpfer-Einheit 58
5.4.2 Kinematik und Elastokinematik 59
5.5 Reifen 60
5.5.1 CarMaker Modell 61
5.5.2 Analyse der CarMaker Reifenmodelle 62
5.5.3 Horizontalmodell 63
5.5.4 Vertikalmodell 67
5.5.5 Effektiver Rollradius 68
5.5.6 Rollwiderstand 69
5.5.7 Parameter Reifenmodell 70
5.6 Batterie 71
5.6.1 Topologisches Modell 71
5.6.2 Physikalisches Modell 72

5.6.3 Mathematische Beschreibung des physikalischen Modells ... 73
5.6.4 Maximaler Entladestrom ... 74
5.6.5 Temperaturmodell ... 75
5.6.6 Parameter der Batterie ... 77
5.6.7 BCU ... 78
5.7 Dauermoment, Spitzenmoment und regeneratives Bremsmoment ... 78
5.8 Numerische Implementierung ... 81
6 Verifikation ... 83
6.1 Radnabenantrieb ... 83
6.1.1 Dynamik ... 83
6.1.2 Drehzahlregelung ... 86
6.1.3 Systemausfall ... 87
6.1.4 Weitere Anforderungen ... 87
6.1.5 Temperaturmodell ... 88
6.2 Batterie ... 89
6.2.1 Temperaturmodell ... 91
6.2.2 Maximaler Entladestrom ... 92
6.2.3 Weitere Anforderungen ... 92
6.3 Lenkung ... 92
6.3.1 Dynamik ... 92
6.3.2 Geschwindigkeitsabhängigkeit der Lenkwinkel ... 93
6.3.3 Systemausfall ... 94
6.4 Bremse ... 94
6.4.1 Bremsdynamik ... 94
6.4.2 Systemausfall ... 95
6.5 Radaufhängung ... 95
6.6 Reifen ... 95
6.6.1 Längskraft ... 95
6.6.2 Querkraft ... 96
6.6.3 Transientes Reifenverhalten ... 96
6.6.4 Rückstellmoment ... 98
6.6.5 Bohrmoment ... 99
6.6.6 Weitere Modelle ... 100
7 Integrationstests ... 101
7.1 Integrationstests Radnabenantrieb und Batterie ... 101
7.1.1 Leistungsabgabe und -aufnahme ... 101
7.1.2 Begrenzung regeneratives Bremsmoment ... 102
7.1.3 Begrenzung Spitzenmoment ... 103
7.1.4 BCU ... 103
7.2 Integrationstest Radnabenantrieb und Bremse ... 104

7.3 Integrationstests Gesamtfahrzeugmodell 104
7.3.1 Beschleunigung und Einzelradantrieb 104
7.3.2 Verzögerung und Einzelradbremse 105
7.3.3 ABS-Regelung 106
7.3.4 Einzelradlenkung 108
7.4 Integrationstest Dynamikmodulmodell und FTR 109
8 Versuchsplan für Parameter 113
8.1 Fahrversuche 113
8.2 Parametrierung Antriebsmodell 114
8.2.1 Dynamik des Radnabenantriebs 114
8.2.2 Drehzahlregelung 116
8.2.3 Wirkungsgradkennfeld 117
8.2.4 Generatorkennlinie 117
8.2.5 Temperaturmodell 118
8.2.6 Spitzenmoment 118
8.3 Parametrierung Lenkmodell 118
8.3.1 Lenkdynamik ohne Radaufstandskraft 118
8.3.2 Lastabhängigkeit der Lenkdynamik 119
8.3.3 Geschwindigkeitsabhängigkeit der Lenkwinkel 120
8.4 Parametrierung Bremsmodell 121
8.4.1 Dynamik des Druckaufbaus 121
8.4.2 Effektiver Reibradius 122
8.4.3 Gleitreibkoeffizient 122
8.4.4 ABS-System 122
8.5 Parametrierung Reifenmodell 123
8.5.1 Vertikalmodell 123
8.5.2 Effektiver Rollradius 124
8.5.3 Bohrmoment 125
8.5.4 Längskraft 126
8.5.5 Querkraft 128
8.5.6 Rückstellmoment 132
8.5.7 Transientens Reifenverhalten 133
8.6 Parametrierung Batteriemodell 133
8.6.1 Laborversuch 134
8.6.2 Versuch am Prototypen 135
8.7 Parameter BCU 136
8.7.1 Laborversuch 137
8.7.2 Versuch am Prototypen 137
9 Fazit und Ausblick 139
9.1 Zusammenfassung der Arbeit 139

9.2 Ausblick 140
9.2.1 Modellerweiterungen 140
9.2.2 Temperaturmodelle 142
A Anhang: Datenblatt der Batterie 143
B Anhang: Datenblatt der Batteriezelle 144
C Anhang: Verifikations-/ Integrationstests 145
D Anhang: Parameterdatei des Simulationsmodells 147
Literaturverzeichnis 153

Formelzeichen und Indizes

Lateinische Buchstaben:

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
a	m/s²	Beschleunigung
A	m²	Fläche
b	-	Skalierungsfaktor
B	-	Formfaktor Reifenmodell
br	m	Latschbreite
c	N/m, N/rad, Nm/rad	Steifigkeit
C	-	Formfaktor Reifenmodell
Ca	F	Kapazität
d	-	Lehrsches Dämpfungsmaß
D	-	Formfaktor Reifenmodell
Du	m	Durchmesser
E	-	Formfaktor Reifenmodell
F	N	Kraft
f	1/s	Frequenz
Fu	-	Fuzzy-Variable
g	m/s²	Erdbeschleunigung
G	N	Gewichtskraft
G(s)	-	Übertragungsfunktion
Gr	-	Grashof-Zahl
h	m	Höhe
i	-	Getriebeübersetzung
I	A	Stromstärke
J	kg/m²	Massenträgheit
K	-	Verstärkungsfaktor
k	-	Schwellwert
L	m	Latschlänge
l	m	Einlauflänge
M	Nm	Drehmoment
m	kg	Masse
n	-	Anzahl
na	m	Nachlauf
Nu	-	Nusselt-Zahl
Ord	-	Motorenordnung

P	W	Leistung
p	Pa	Druck
Pr	-	Prandtl-Zahl
q	W	Wärmestrom
Q	C	Elektrische Ladung
r	m	Radius
R	Ω	Elektrischer Widerstand
Ra	-	Rayleigh-Zahl
Re	-	Reynolds-Zahl
s	-	Laplace-Variable
S	-	Formfaktor Reifenmodell
sc	J/(kg K)	Spezifische Wärmekapazität
SK	-	Schwellwertkriterium
SOC	-	State of Charge
st	m	Strecke
T	s	Zeitkonstante
t	s	Zeit
Te	K	Temperatur
Tl	m²/s	Temperaturleitfähigkeit
U	V	Spannung
u	m	Deformation
$\hat{u}$	-	Stationärer Endwert
v	m/s	Geschwindigkeit
Wk	W/(m² K)	Wärmeübergangskoeffizient
y^*	-	Überschwingweite
z	m	Auslenkung in z-Richtung

Griechische Buchstaben:

Zeichen	**Einheit**	**Bezeichnung**
α	rad	Schräglaufwinkel
γ	rad	Sturz
δ	rad	Lenkwinkel
Δ	-	Verhältnis
ε	-	Abweichung
η	-	Wirkungsgrad
θ	rad	Vor-Nachlaufwinkel
κ	-	Schlupf
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit

μ	-	Reibungskoeffizient
v	m²/s	kinematische Viskosität
ξ	-	Rollwiderstandsbeiwert
ρ	m	Reifeneinfederung
σ	rad	Spreizungswinkel
χ	rad	räumlicher Neigungswinkel der Spreizachse
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Indizes:

Zeichen	**Bezeichnung**
∞	unendlich
0	Kenngröße
1, *2*, *3*,…, *11*	Laufindex
a	Beschleunigung
Abtast	Abtast
An	Antrieb
au	außen
aus	Ausgang
Bat	Batterie
Br	Bremse
CM	CarMaker
d	Dämpfung
Dau	Dauer
def	Deformation
eff	effektiv
ein	Eingang
elade	Entladen
Erh	Erhöhen
F	Filter
Fa	Fahrzeug
ges	Gesamt
Gl	Gleiten
grenz	Grenzwert
H	horizontal
Hal	Halten
HL	hinten links
HR	hinten rechts
hyd	Hydraulisch
in	innen
Int	intern
ist	Ist
Jou	Joulsche
K	Kriterium
Konv	Konvektion
Ku	Kugel
Kü	Kühlung

lade	Laden
lam	laminar
Le	Lenkung
Li-Ion	Lithium-Ionen
lin	linear
Lu	Luft
M	Drehmoment
max	Maximum
Mes	Messung
min	Minimum
Mot	Radnabenmotor
o	oben
p	Druck
Par	Parallelschaltung
pause	Pause
PT1	PT1-Glied
R	Reifen
Rad	Rad
Red	Reduzieren
ref	Referenz
reg	regenerativ
Rei	Reihenschaltung
rel	Relaxation
Relu	Reluktanzmoment
res	resultierend
Roll	Rollwiderstand
rot	rotatorisch
RT	Radträger
RZ	Radzylinder
S	Schwerpunkt
Schw	Schwingung
soll	Soll
Spi	Spitze
turb	turbulent
u	unten
Um	Umgebung
Umd	Umdrehung
V	vertikal
Ve	Verbraucher
Ve	Verlust
Ver	Versuch
VL	vorne links
VR	vorne rechts
x	x-Richtung
xx	Hauptträgheit in x-Richtung
y	y-Richtung
yy	Hauptträgheit in y-Richtung
z	z-Richtung

*z*r	Rastmoment in z-Richtung
zu	zugeführt
zz	Hauptträgheit in z-Richtung
γ	Sturz
δ	Lenkwinkel
κ	Schlupf

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
AC	Wechselspannung
BCU	Battery Control Unit
CAD	rechnerunterstütztes Konstruieren
CPI	Contact Point Interface
DC	Gleichspannung
E/E	elektrisch und elektronisch
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	fast Fourier transform
FTR	Fahrdynamik- und Trajektorienregelung
HL	hinten links
HR	hinten rechts
PMSM	permanenterregter Synchronmotor
SOC	State of Charge
SOF	State of Function
SOH	State of Health
STI	Standard Tire Interface
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VL	vorne links
VR	vorne rechts
WPS	Radpositionssensor

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1–1: Gesamtkonzept UNICAR*agil*[a] 2
Abbildung 1–2: Grundlegende E/E-Architektur des UNICAR*agil*[a] 3
Abbildung 1–3: Übersicht der Software-Dienste mit zugehörigen Schnittstellen[7b] 4
Abbildung 1–4: CAD-Modell der Dynamikmodule[8] 5
Abbildung 1–5: Phasen, Tätigkeiten und Resultate des Systementwurfs nach VDI 2206[a] 7
Abbildung 2–1: Varianten der Modellbildung[11b] 9
Abbildung 2–2: Aufbau der Antriebseinheit des UNICAR*agil*[a] 10
Abbildung 2–3: Idealisiertes Drehmoment-Drehzahl-Diagramm im Vier-Quadranten-Betrieb[12b] 10
Abbildung 2–4: Vereinfachtes Schaltbild der Leistungselektronik[13b] 11
Abbildung 2–5: Spannungsverlauf (links) und Stromverlauf (rechts) eines Wechselrichters[15b] 11
Abbildung 2–6: PMSM mit Oberflächenmagneteten und eingelassenen Magneten[a] 12
Abbildung 2–7: Abweichung der Rotationsgeschwindigkeit durch das Reluktanzmoments[18c] 12
Abbildung 2–8: Schematischer Aufbau des Bremssystems 13
Abbildung 2–9: Aufteilung des Bremsmoments auf den Generator und die Reibbremse[20] 14
Abbildung 2–10: Regeleingriff eines ABS und die zugehörige Druckmodulation[22b] 14
Abbildung 2–11: Bürstenmodell der Kraftübertragung in Längsrichtung[a] 16
Abbildung 2–12: μ-Schlupf-Kurve mit unterschiedlichen Reibzonen[24b] 16
Abbildung 2–13: Querkraft im Latsch durch Schräglaufwinkel[a] 17
Abbildung 2–14: Die vier Kategorien der Reifenmodelle 18
Abbildung 2–15: Abläufe beim Entladen der Batterie[30b] 19
Abbildung 2–16: Sprungantwort eines PT2-Übertragungsgliedes[31b] 20
Abbildung 2–17: Zugehörigkeitsfunktion für eine scharfe (a) und unscharfe (b) Menge[32b] 21
Abbildung 2–18: Ursprung und Ausrichtung des Fahrzeugkoordinatensystems 21
Abbildung 2–19: Radträgerkoordinatensystem 22
Abbildung 2–20: Reifenfestes Koordinatensystem 22
Abbildung 5–1: Ein- und Ausgänge des CarMaker Motormodells[a] 33
Abbildung 5–2: Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik mittels fester Werte und Lookup-Table 34
Abbildung 5–3: Normiertes Wirkungsgradkennfeld einer bespielhaften PMSM 34
Abbildung 5–4: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 500 U/min 37
Abbildung 5–5: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 1000 U/min 37
Abbildung 5–6: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 1500 U/min 38
Abbildung 5–7: Diverse Momentensprünge im Ankerstellbereich bei 500 U/min 40
Abbildung 5–8: Diverse Momentensprünge im Feldschwächebereich bei 1000 U/min 40
Abbildung 5–9: Überschwingen aus Abbildung 5–8 41
Abbildung 5–10: FFT-Analyse der Messungen aus Abbildung 5–4 bis Abbildung 5–6 42
Abbildung 5–11: FFT-Analyse der Messungen aus Abbildung 5–7 und Abbildung 5–8 43
Abbildung 5–12: Amplitude des Reluktanzmoments 43
Abbildung 5–13: Maximale Lenkwinkel der verschiedenen Räder (Draufsicht) 51
Abbildung 5–14: Verteilungsstrategie des Bremsmoments 53
Abbildung 5–15: Bremsdruckverläufe des genutzten Bremssystems 55
Abbildung 5–16: Kraftkomponenten der Radaufhängung in CarMaker 59
Abbildung 5–17: Kurvenverlauf von Pacejka's Magic Formula 62

Abbildung 5–18: "Reibungskuchen" nach Weber[85b] 64
Abbildung 5–19: Vertikalmodell des Reifens als Voigt-Kelvin Modell 67
Abbildung 5–20: Elektrisches Ersatzmodell der Batterie[102,] 72
Abbildung 5–21: Verschaltung von Einzelzellen zu einem Batteriesystem 73
Abbildung 5–22: Gemessenes Dauer- und Spitzenmoment 79
Abbildung 5–23: Numerisches Modell Antrieb, Bremse, Batterie mit Ein- und Ausgängen 81
Abbildung 5–24: Numerisches Modell der Lenkung mit Ein- und Ausgängen 82
Abbildung 5–25: Numerisches Modell der Reifen mit Ein- und Ausgängen 82
Abbildung 6–1: Vergleich Messdaten und Simulation bei 500 U/min 83
Abbildung 6–2: Prozentuale Abweichung der Simulation zu den Messdaten bei 500 U/min 84
Abbildung 6–3: Vergleich Messdaten und Simulation bei 1000 U/min bei Modellumschaltung 84
Abbildung 6–4: Vergleich Messdaten und Simulation bei 1000 U/min bei Maximalmoment 85
Abbildung 6–5: Prozentuale Abweichung der Simulation zu den Messdaten bei 1000 U/min 85
Abbildung 6–6: Drehzahlregelung und Drehmoment 86
Abbildung 6–7: Verschiedene Drehmomente beim Systemausfall 87
Abbildung 6–8: Temperaturmodell des Antriebs beim Antreiben und Bremsen 88
Abbildung 6–9: Temperaturmodell mit externer Kühlung 89
Abbildung 6–10: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung des Batteriemodells bei Pulsentladung 89
Abbildung 6–11: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung nach Literatur bei Pulsentladung[116b] 90
Abbildung 6–12: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung bei Pulsladung 90
Abbildung 6–13: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung nach Literatur bei Pulsladung[116b] 90
Abbildung 6–14: Temperatur- und Wärmeströme des Temperaturmodells bei 1 A 91
Abbildung 6–15: Temperatur- und Wärmeströme des Temperaturmodells bei 3 A 91
Abbildung 6–16: Diverse Soll-Lenkwinkelsprünge und der Ist-Lenkwinkel 93
Abbildung 6–17: $\delta_{max/min}$ in Abhängigkeit der Position und der Geschwindigkeit 93
Abbildung 6–18: Systemausfall der Lenkung nach 6 s und 18 s 94
Abbildung 6–19: Dynamik des Bremsdrucks 94
Abbildung 6–20: $F_{x,R}$-κ_x-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$ (links Simulation, rechts Literatur) 95
Abbildung 6–21: $F_{y,R}$-α-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$ und γ 96
Abbildung 6–22: $F_{y,R}$-α-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$ und γ 96
Abbildung 6–23: Transiente Reifenlängskraft bei einem ABS Manöver 97
Abbildung 6–24: Transiente Reifenquerkraft bei einem Lenkwinkelsprung 97
Abbildung 6–25: Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Diagramm in Abhängigkeit der Radlast 98
Abbildung 6–26: Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Diagramm in Abhängigkeit des Sturzes 98
Abbildung 6–27: Rückstellmoment-Schräglauf-Kennlinie aus Literatur 98
Abbildung 6–28: Bohrmoment in Abhängigkeit der Radaufstandskraft und Literaturvergleich[122b] 99
Abbildung 6–29: Bohrmoment in Abhängigkeit der Radrotationsgeschwindigkeit 99
Abbildung 6–30: Effektiver Rollradius in Abhängigkeit der Radaufstandskraft 100
Abbildung 6–31: Rollwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und Radlast 100
Abbildung 7–1: Leistung der Batterie und des Radnabenantriebs 101
Abbildung 7–2: Vergleich Ladestrom der Batterie vor und nach der Überarbeitung 102
Abbildung 7–3: Stromverlauf der Batterie bei unterschiedlicher Leistung der Zusatzverbraucher 103
Abbildung 7–4: Bremsmomentaufteilung durch den Bremsregler 104
Abbildung 7–5: CarMaker Drehmomente der einzelnen Räder 105
Abbildung 7–6: Radindividuelle, hydraulische und regenerative Bremsmomente 105

Abbildung 7–7: Bremstest mit (oben) und ohne (unten) ABS 106
Abbildung 7–8: Überarbeitete Dynamik der hydraulischen Bremse 106
Abbildung 7–9: Bremsmomente des ursprünglichen Modells aus der Modellbildung 107
Abbildung 7–10: Bremsmomente des überarbeiteten Modells 107
Abbildung 7–11: ABS-Regelung mit überarbeitetem Modell 108
Abbildung 7–12: Integrationstest der radindividuellen Lenkung 108
Abbildung 7–13: Open-Loop Teststrecke 109
Abbildung 7–14: Soll- und Ist-Antriebsmoment vorne links über die gesamte Simulationszeit 110
Abbildung 7–15: Spitzen- und Dauermoment des Antriebes 110
Abbildung 7–16: Antriebsmomente der vier Dynamikmodule 110
Abbildung 7–17: Bremsmoment vorne links bei ausgewählten Bremsvorgängen 111
Abbildung 7–18: Hydraulisches und regeneratives Bremsmoment der vier Dynamikmodule 111
Abbildung 7–19: SOC und Stromstärke der Batterie des vorderen linken Dynamikmoduls 112
Abbildung 7–20: Radlenkwinkel während zwei Kurvenfahrten 112
Abbildung 8–1: Vorfeld des Flugplatzes Griesheim 113
Abbildung 8–2: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit[132b] 123
Abbildung 8–3: Versuchsaufbau effektiver Rollradius[135] 124
Abbildung 8–4: Drehen um die eigene Achse im Stillstand 126
Abbildung 8–5: Lenkmoment aufgrund der Reifenseitenkraft 129
Abbildung 8–6: Geradeausfahrt unter Schräglauf 130
Abbildung 8–7: Fahrversuch für unterschiedliche Sturzwinkel 131
Abbildung 8–8: Versuchsaufbau zur Batterieparametrierung[146a] 134
Abbildung 8–9: Zeitlicher Verlauf des Entladestroms[146a] 134
Abbildung 9–1: Ausschnitt Simulink Blockschaltbild Berechnung κ_x und κ_y 141

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Aus- und Eingänge des Dienstes Antreiben 24
Tabelle 3-2: Aus- und Eingänge des Dienstes Bremsen 24
Tabelle 3-3: Aus- und Eingänge des Dienstes Lenken 24
Tabelle 3-4: Aus- und Eingänge des Dienstes Batteriemanagement 24
Tabelle 4-1: Verifikationsmethoden[50b] 28
Tabelle 4-2: Anforderungsliste 29
Tabelle 5-1: Vor- und Nachteile des CarMaker Motormodells 35
Tabelle 5-2: Analyse der Sprungantworten 38
Tabelle 5-3: Nichtlinearitäten an einer geregelten PMSM mit Ursachen und Wirkung 39
Tabelle 5-4: Messwerte der PT2-Identifikation 44
Tabelle 5-5: Umschaltlogik für das Radnabenantriebsmodell 45
Tabelle 5-6: Parameter des Radnabenantriebs 48
Tabelle 5-7: Parameter der Drehzahlregelung 48
Tabelle 5-8: Parameter des Temperaturmodells des Radnabenantriebs 48
Tabelle 5-9: Konstanten des Temperaturmodells des Radnabenantriebs 49
Tabelle 5-10: Maximallenkwinkel der verschiedenen Räder 51
Tabelle 5-11: Parameter des Lenkmodells 52
Tabelle 5-12: Vor- und Nachteile der detaillierten Bremsmodellierung 54
Tabelle 5-13: Vor- und Nachteile der makroskopischen Modellierung 56
Tabelle 5-14: Parameter der Bremse 58
Tabelle 5-15: Reifenmodelle in CarMaker[a] 61
Tabelle 5-16: Parameter des Reifenmodells 70
Tabelle 5-17: Vor- und Nachteile der instationären Wärmeleitung 75
Tabelle 5-18: Vor- und Nachteile des einfachen Temperaturmodells 76
Tabelle 5-19: Parameter der Batterie 77
Tabelle 5-20: Parameter zur zeitlichen Begrenzung des Entladestroms 77
Tabelle 5-21: Parameter des Temperaturmodells der Batterie 78
Tabelle 5-22: Parameter der BCU 78
Tabelle 5-23: Parameter Momentenberechnung 80
Tabelle 6-1: Mehrere Plausibilitätstests der Entladestrombegrenzung 92
Tabelle 6-2: Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit[a] 99
Tabelle 8-1: Parameterliste Radnabenantrieb 114
Tabelle 8-2: Morphologischer Kasten Lastsprung 115
Tabelle 8-3: Untersuchungsbereich der Umschaltcharakteristik 116
Tabelle 8-4: Versuchsplan für die Umschaltung 116
Tabelle 8-5: Versuchsplan für Drehzahlregelung 116
Tabelle 8-6: Parameterliste Lenkmodell 118
Tabelle 8-7: Stützstellen zur Ermittlung der Lastabhängigkeit der Lenkdynamik 120
Tabelle 8-8: Parameterliste Bremsmodell 121
Tabelle 8-9: Parameterliste effektiver Rollradius 124
Tabelle 8-10: Parameterliste Bohrmomentmodell 125
Tabelle 8-11: Morphologischer Kasten Längskraftparametrierung 127

Tabelle 8-12: Parameterliste Querkraftmodell 128
Tabelle 8-13: Parameterliste Rückstellmomentmodell 132
Tabelle 8-14: Parameterliste transientes Reifenmodell 133
Tabelle 8-15: Parameterliste Batteriemodell 133
Tabelle 8-16: Morphologischer Kasten Batterieparametrierung 135
Tabelle 8-17: Parameterliste der BCU 136
Tabelle 8-18: Stützstellen der Laborversuche 137
Tabelle 9-1: Konstanten und Subsysteme des Reifenmodells 141
Tabelle C-1: Simulationen für Testfälle in Kapitel 6 und 7 145
Tabelle D-1: Parameterdatei des Batteriemodells 147
Tabelle D-2: Parameterdatei des Bremsenmodells 148
Tabelle D-3: Parameterdatei des Radnabenantriebsmodells 148
Tabelle D-4: Parameterdatei des Lenkungsmodells 149
Tabelle D-5: Parameterdatei des effektiven Rollradiusmodells 150
Tabelle D-6: Parameterdatei des Rollwiderstandsmodells 150
Tabelle D-7: Parameterdatei des Längskraftmodells 150
Tabelle D-8: Parameterdatei des Rückstellmomentmodells 151
Tabelle D-9: Parameterdatei des Bohrmomentmodells 151
Tabelle D-12: Parameterdatei des transienten Reifenmodells 152

1 Einleitung

Die Automobilbranche hat sich in den letzten Jahrzehnten in vielen Hinsichten verändert. Heutzutage wird in den Bereichen automatisiertes Fahren, Kommunikation zwischen Fahrzeugen und intelligenter Infrastruktur, „shared mobility“ und Elektrifizierung entwickelt sowie geforscht.[2a]. Dabei stellt das automatisiert fahrende Fahrzeug eine Herausforderung in Bezug auf die Entwicklung dar.

Die Forschung an automatisierten Fahrzeugen motiviert sich aus den unterschiedlichsten Gründen. Ein Aspekt ist die Verkehrssicherheit. Statistiken zeigen, dass aktuell über 90 % aller Unfälle durch menschliche Fehler verursacht werden. Diese Fehler werden durch eine Vollautomatisierung des Fahrzeuges eliminiert.[3a] Die mit der Systemkomplexität einhergehende Zunahme von technischen Fehlern schmälert jedoch nur geringfügig das Sicherheitspotential von automatisierten Fahrzeugen. Ersten Abschätzungen zu Folge ist eine nahezu vollständige Reduzierung der Unfallzahlen möglich.[3b] Ein weiterer Punkt ist die Autonomie der nutzenden Person. Personen, die aufgrund ihres physischen und psychischen Zustands in ihrer Leistungsfähigkeit eingeschränkt sind, haben die Möglichkeit, durch automatisierte Fahrzeuge ihr individuelles Mobilitätspotential zu steigern. Hierbei sei beispielsweise der Einfluss von Medikamenten, Erkrankungen, aber auch Müdigkeit und die aktuelle Konzentrationsfähigkeit des Menschen auf die Fahrzeugführungsaufgabe erwähnt. Ebenfalls bietet automatisiertes Fahren das Potential, den Verkehrsfluss zu optimieren. Diese Problematik wurde bspw. in Programmen wie Prometheus aufgegriffen und in den Fokus der Forschung gerückt.[4]

An den zuvor genannten Beispielen wird das Entwicklungspotential von automatisierten Fahrzeugen ersichtlich. Allerdings ist aufgrund der Komplexität der Entwicklungsaufgabe eine Interdisziplinarität unausweichlich. Aus diesem Grund haben sich sieben Universitäten mit diversen Lehrstühlen und sechs Industriepartner zusammengetan und das UNICAR*agil* Projekt gegründet, um aktuelle Forschungsfragen bezüglich des automatisierten Fahrens zu erörtern.[2b]

1.1 UNICAR*agil*

Das UNICAR*agil* Projekt fokussiert sich auf Forschungsfragen in den Bereichen Fahrzeugtechnik, Elektrotechnik und Computertechnik. Hierbei wird ein neuartiger modularer Ansatz für die Entwicklung von automatisierten und elektrifizierten Fahrzeugen gewählt. Das Gesamtkonzept besteht neben dem automatisierten Fahrzeug zusätzlich aus Cloud-Diensten, die zum Datenaustausch und zur Datenauswertung genutzt werden, einer Drohne für eine bessere Umfeldwahrnehmung sowie einer Leitwarte für den menschlichen Zugriff auf das System, falls dieses mit unlösbaren Aufgaben konfrontiert wird.[2c] Das Zusammenspiel der genannten Komponenten lässt sich Abbildung 1–1 entnehmen.

[2] Woopen, T. et al.: Aachener Kolloquium (2018). a: S. 2, b: S. 3, c: S. 3-4.

[3] Winkle, T.: Sicherheitspotenzial automatisierter Fahrzeuge (2015). a: S. 369, b: S. 373.

[4] Maurer, M.: Einleitung (2015), S. 4.

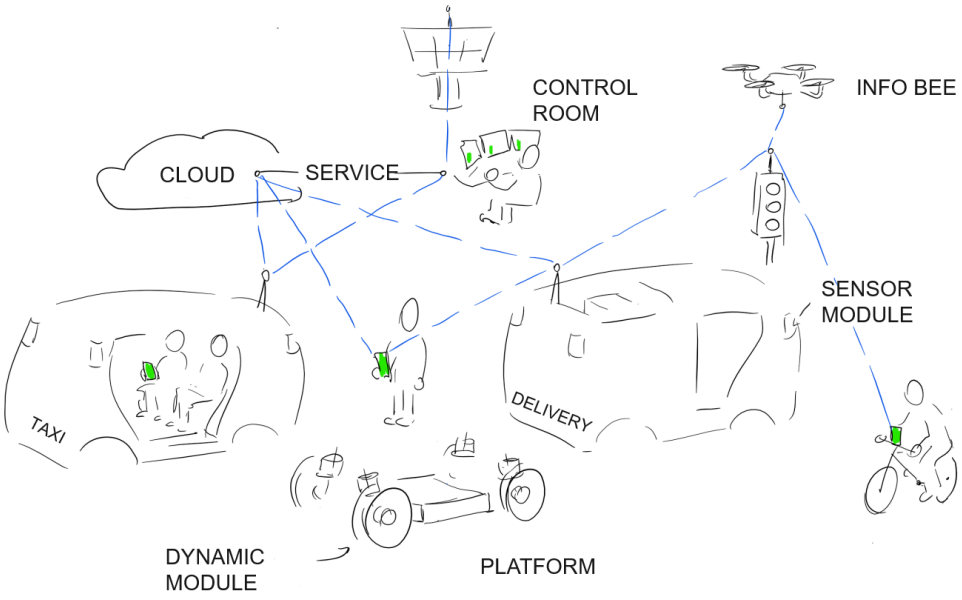


Abbildung 1–1: Gesamtkonzept UNICAR*agil*[5a]

Das Fahrzeug besteht aus einer Plattform, an der sich vier Dynamikmodule befinden. Auf diese Plattform werden unterschiedliche Aufbauten mit speziellen Aufgaben montiert: *auto*TAXI, *auto*ELF, *auto*CARGO, und *auto*SHUTTLE. Detaillierte Informationen sind im Paper zum Aachener Kolloquium enthalten.[5b]

Für die Aufgabe des automatisierten Fahrens werden viele Steuergeräte, dezentrale Speicherplätze und ein hochleistungsfähiger Datenaustausch benötigt. Schon bei kleinen Systemänderungen müssen alle Schritte der Verifikation und Validierung erneut durchlaufen werden. Um diesen Aufwand zu begrenzen, werden die Prototypen des UNICAR*agil* mit einer neuen elektrischen und elektronischen Architektur (E/E-Architektur) aufgebaut.[5a] Eine Modularisierung und eine feste Schnittstellendefinition soll die Architektur flexibel anpassbar und erweiterbar gestalten.[5c] Bei Änderungen sind nur die entsprechenden Module neu zu verifizieren und zu validieren, sofern die identischen Sicherheitsanforderungen erfüllt sind.[5d]

1.1.1 E/E-Architektur

Die E/E-Architektur setzt sich – angelehnt an das zentrale Nervensystem des menschlichen Körpers – aus den Komponenten Großhirn, Stammhirn und Rückenmark zusammen.[5e] Das Großhirn plant basierend auf Sensordaten, die in intelligenten Sensoren vorverarbeitet werden, eine Trajektorie und das grundlegende Systemverhalten. Das Stammhirn benutzt diese Daten, um mit Hilfe des Ist-Zustands des Fahrzeugs und der vorgegebenen Trajektorie Soll-Größen für die Aktorik vorzugeben. Diese werden im Rückenmark in Stellgrößen umgesetzt. Daraus ergeben sich die notwendigen Momente zum Beschleunigen und Bremsen, sowie die Lenkwinkel der Räder.[5f] Die gesamte E/E-

[5] Woopen, T. et al.: Aachener Kolloquium (2018). a: S. 4, b: S. 7, c: S. 6, d: S. 22, e: S. 3-4, f: S. 5.

Architektur mit den genannten Komponenten und der notwendigen Energieversorgung ist in Abbildung 1–2 dargestellt.

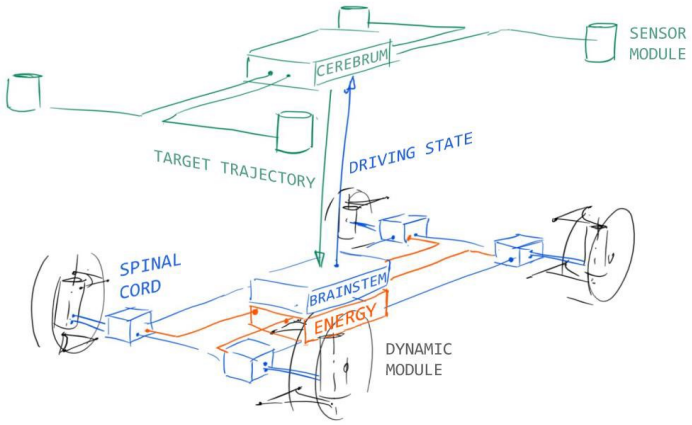


Abbildung 1–2: Grundlegende E/E-Architektur des UNICAR*agil*[6a]

Innerhalb der Komponenten sind auf unterschiedlichen Steuergeräten Softwaredienste implementiert.[6b] Diese Dienste verarbeiten Daten von Sensoren und anderen Diensten und geben ihrerseits Daten an tiefergelegene Dienste weiter. Im Folgenden werden im Detail die unterschiedlichen Software-Dienste insbesondere für die Fahrdynamik erläutert.

1.1.2 Software-Dienste

Die Software-Dienste im UNICAR*agil* Prototypen arbeiten in unterschiedlichen Betriebsmodi. Neben der Automation ist ein Eingriff über die Leitwarte vorgesehen. Für die vorliegende Arbeit steht die FTR im Fokus. Dieser Software-Dienst gibt die Soll-Größen für die Dynamikmodule basierend auf einer vorgegebenen Soll-Trajektorie und dem Ist-Zustand des Fahrzeugs vor. Die FTR läuft auf der Hardware im Stammhirn. Die Soll-Trajektorie enthält Vorgaben für die drei Freiheitsgrade Translation in der Ebene und das Gieren sowie die ersten und zweiten zeitlichen Ableitungen dieser Größen, woraus sich neun Soll-Größen ergeben.[7a]

Der Regler ist einer der wichtigsten Komponenten des Stammhirns. Er berechnet aus dem Ist-Zustand der Dynamikmodule, dem Ladezustand der Batterien im Rückenmark, dem korrigierten Ist-Zustand der Fahrzeugposition, dem Zeitsignal und der Soll-Trajektorie die für die Regelung notwendigen Stellgrößen an den Aktoren der Dynamikmodule. Dabei werden Soll-Momente, Soll-Lenkwinkel und Drehzahlgrenzen für jedes der vier Räder vorgegeben. Abbildung 1–3 zeigt die Schnittstellen der Software-Architektur im Überblick.

[6] Woopen, T. et al.: Aachener Kolloquium (2018). a: S. 5, b: S. 15.

[7] Homolla, T.: Konzept FTR UNICARagil (2019). a: S. 11, b: S. 9.

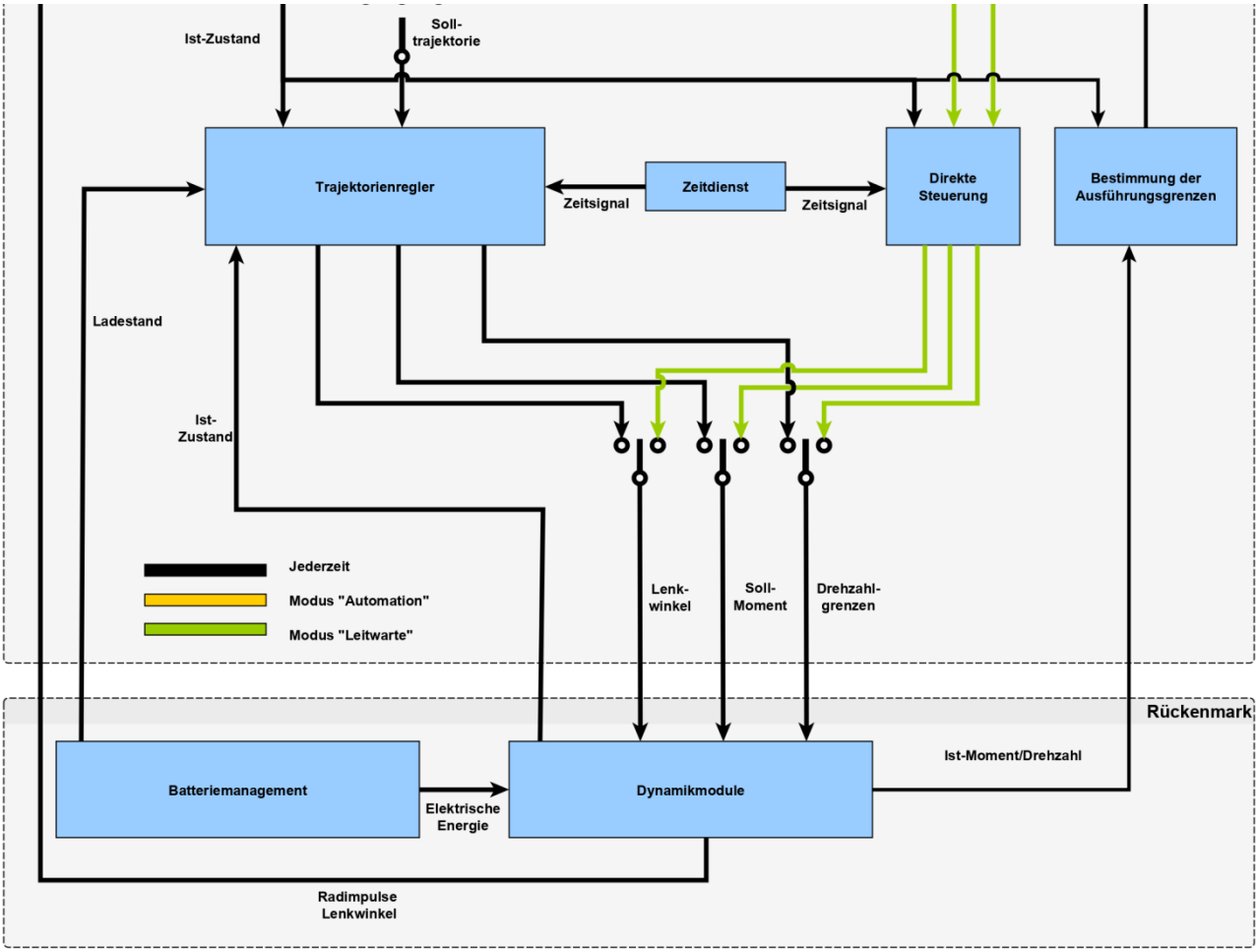


Abbildung 1–3: Übersicht der Software-Dienste mit zugehörigen Schnittstellen[7b]

1.1.3 Dynamikmodule

Das Dynamikmodul aus Abbildung 1–4 setzt sich aus einer Vielzahl von Komponenten zusammen. Diese Komponenten sind zum aktuellen Stand des Projekts bereits ausgewählt (s. Abbildung 1–4). Daher ist eine detaillierte Beschreibung möglich. Jedes im Folgenden beschriebene Submodul ist an jedem der vier Räder des Fahrzeuges verbaut.[8]

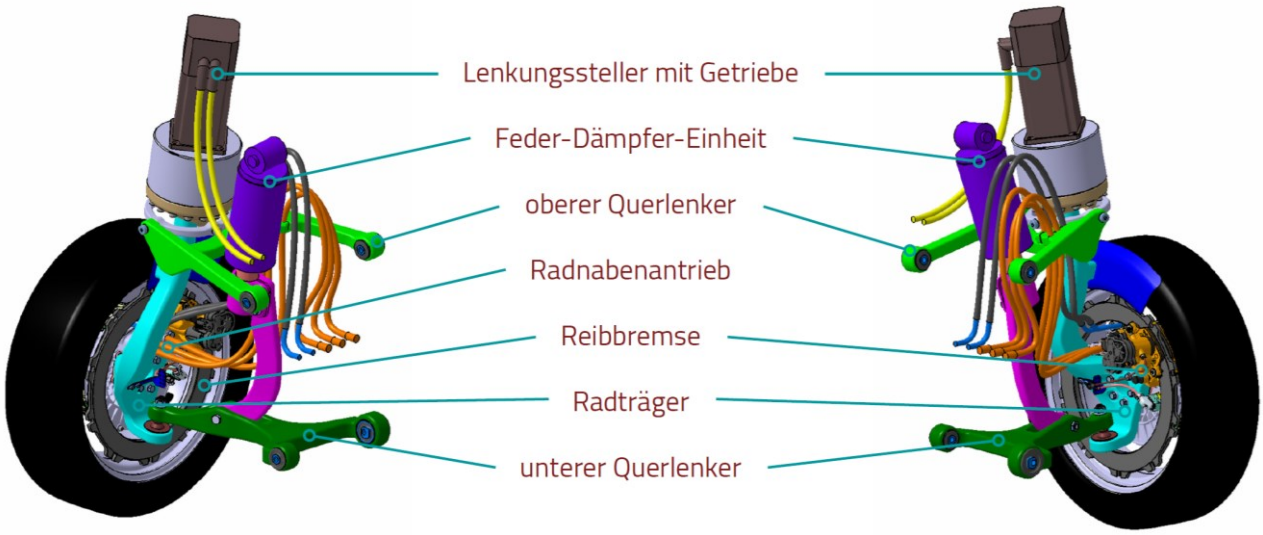


Abbildung 1–4: CAD-Modell der Dynamikmodule[8]

Der Radnabenantrieb ist ein permanenterregter Synchronmotor (PMSM) mit anschließendem Planentengetriebe und generiert ein Antriebsmoment an den Rädern. Das Bremsen des Fahrzeugs wird durch den Antriebsaktor selbst (Rekuperation), aber auch durch eine Scheibenbremse realisiert. Die Bremsbacken werden mittels eines Hydraulikaggregats an die Bremsscheibe gedrückt. Ein zentrales Hydraulikaggregat erzeugt an allen vier Bremseinheiten den notwendigen Druck für die Bremsmomentgenerierung, wobei die Bremsmomentregelung erneut radindividuell ist. Der Lenkungssteller ist ebenfalls ein PMSM und wandelt elektrische Energie in mechanische Lenkaktivitäten um. Mittels eines Harmonic Drive® Getriebes wird die Drehzahl ins Langsame übersetzt, wodurch hohe Drehmomente erzeugt werden.[9] Der Lenkungssteller ist mit dem Radträger verbunden, der das Verbindungsglied zwischen Lenkungsaktorik und Rad ist. Die beiden elektrischen Antriebe werden mittels einer Leistungselektronik mit Wechselspannung (AC) versorgt. Dabei findet eine Umwandlung der Gleichspannung (DC) aus der Batterie auf AC statt. Die elektrische Aktorik wird jeweils durch eine eigene Batterie an jedem Rad mit elektrischer Energie versorgt. Die genannten Komponenten des Dynamikmoduls sind über einen Doppelquerlenker, bestehend aus dem oberen und unteren Querlenker, mit dem Fahrzeugaufbau über Lager kinematisch gekoppelt. Die Feder-Dämpfer-Einheit ist mit dem Fahrzeugaufbau und dem unteren Querlenker verbunden.

[8] Eckstein, L.: UNICARagil news (2019), S. 8.

[9] Lageder, F.: Entwicklung von Harmonic Drive® Getriebe (2013), S. 1.

1.2 Motivation

Die kurzen Erläuterungen zu den Software-Diensten aus Kapitel 1.1.2 zeigen die Komplexität der geplanten FTR. Insgesamt werden aus dem Ist-Zustand des Fahrzeugs neun Soll-Größen bezogen auf die Trajektorie ermittelt und diese in Stellgrößen an die Aktorik übergeben. Um die notwendigen Regelalgorithmen bereits vor dem realen Betrieb zu testen, bietet sich die Simulation des Fahrzeuges in einer virtuellen Umgebung als geeignetes Werkzeug an. Somit ist die grundlegende Funktion der FTR auch ohne Prototypen und Realtestfahrten überprüfbar. Außerdem beschleunigt sich der Prozess der Software Entwicklung der FTR, da sich Änderungen schnell und unkompliziert in der Simulationsumgebung implementieren und überprüfen lassen.

Bisher existiert ein Simulationsmodell des UNICAR*agil* in der Simulationsumgebung CarMaker, das lediglich die FTR an einem leicht adaptierten, in der Software mitgelieferten Fahrzeugmodell darstellt. Dieses Modell repräsentiert die Dynamikmodule mit ihrem eigenen Systemverhalten in einer ungeeigneten Art und Weise. Für die Auslegung des Reglers ist ein Modell dieser Module notwendig, das das reale Systemverhalten genauer abbildet. Daher ist es Ziel dieser Arbeit, ein Simulationsmodell der Dynamikmodule methodisch zu entwickeln, um die grundlegende Funktionsweise der FTR zu testen.

1.3 Konkretisierung der Aufgabenstellung

Das Dynamikmodul im UNICAR*agil* Projekt besteht aus einem Antriebs-, Brems-, und Lenkungsaktor, einer Leistungselektronik sowie der Achskinematik und dem Reifen. Zu diesen Komponenten werden Modelle unter Berücksichtigung relevanter Effekte recherchiert und ihr Nutzen für die Anwendung in dieser Arbeit diskutiert. Basierend auf der Recherche zur Modellbildung werden Anforderungen an das Gesamtsystem und den jeweiligen Teilmodulen erstellt. Teil der Anforderungsliste ist die Definition von Nachweismethoden zur Überprüfung der Anforderungen. Nachdem die Teilmodelle in einem Computerprogramm umgesetzt sind, werden diese zu einem Gesamtsystem integriert. Hierbei hilfreich sind Definition der Schnittstellen zwischen allen Teilmodulen, aber auch der Schnittstellen zu den bereits erläuterten Software-Diensten sowie der Simulationssoftware CarMaker des Projektpartners IPG Automotive. Das erstellte Modell wird in der Simulationsumgebung anschließend getestet und mit den Anforderungen abgeglichen, wodurch die Verifizierung der Modelle abgeschlossen ist. Falls die Anforderungen nicht erfüllt sind, wird in einem iterativen Prozess das Modell überarbeitet. Als abschließende Aufgabe wird auf Basis der Modellbildung eine Parameterliste erstellt. Für die Parameter werden Prüfstandversuche hergeleitet. Dazu wird ein Versuchsplan angefertigt und die notwendige Genauigkeit zur Ermittlung der Parameter durch diese Versuche hergeleitet. Das abschließende Fazit am Ende hinterfragt den Entwicklungsprozess kritisch und zeigt potentielle Unzulänglichkeiten auf.

1.4 Methodik

Für den Aufbau eines Simulationsmodells des Dynamikmoduls wird zu Beginn eine Methodik zur Vorgehensweise ausgewählt. Diese Methodik ist die Grundlage für alle weiteren Entwicklungsschritte dieser Arbeit.

Das Dynamikmodul stellt ein komplexes, mechatronisches System dar. Die vom Verein Deutscher Ingenieure (VDI) publizierte VDI-Richtlinie 2206 zur systematischen Entwicklung eines mechatronischen Systems enthält die Phasen des modellbasierten Systementwurfs zur Produktentwicklung. Beim modellbasierten Systementwurf müssen mehrere Phasen durchlaufen werden (s. Abbildung 1–5).

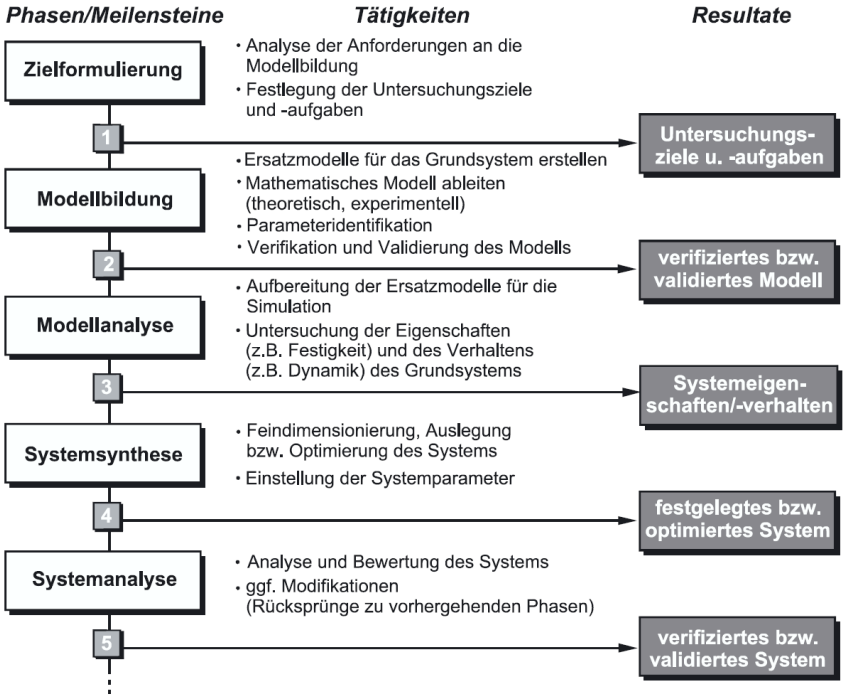


Abbildung 1–5: Phasen, Tätigkeiten und Resultate des Systementwurfs nach VDI 2206[10a]

Zuerst werden Untersuchungsziele des zu entwickelnden Systems festgelegt und eine Analyse des Systems durchgeführt. Das Ergebnis ist eine Anforderungsliste mit Verifikationsmethoden, um eine Absicherung des Entwicklungsprozesses schon zu diesem Zeitpunkt zu gewährleisten. Im zweiten Schritt werden – basierend auf den Anforderungen – Ersatzmodelle für das Grundsystem hergeleitet. Dabei werden Aspekte der Modellierungstiefe, die sich auf das Berücksichtigen bestimmter, physikalischer Effekte beziehen, und der Modellierungsansatz ausgewählt. Dazu werden die Abstraktionsebenen topologisches Modell, physikalisches Modell, mathematische Beschreibung des physikalischen Modells und das am Ende umgesetzte numerische Modell eingeführt und formuliert. Detailbeschreibungen zu den Abstraktionsebenen finden sich in der VDI 2206.[10b] Die entwickelten Modelle werden in der darauffolgenden Phase für die Simulation aufbereitet und implementiert. Die

[10] VDI-EKV: VDI 2206 (2004). a: S. 48, b: S. 50-52.

Systemeigenschaften werden dabei durch in der Modellbildung definierte Parameter beschrieben und die Modelle dann mit Hilfe der in der Anforderungsliste definierten Methoden verifiziert. In der Systemsynthese wird das Gesamtsystem aus den Submodulen der Systemdekomposition zusammengesetzt. Ist das Systemverhalten unzureichend, muss eine Iteration der vorherigen Schritte durchgeführt werden. Eine Validierung wird mittels vorhandener Messdaten durchgeführt, bis das Ergebnis des Systementwurfs ein verifiziertes und validiertes Gesamtmodell ist.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden Grundlagen der späteren Arbeit erläutert. Neben den zu modellierenden Komponenten werden Aspekte der Modellbildung, der Reglung von Systemen und regelungstechnische Hintergründe beleuchtet. Zum Abschluss wird noch ein Überblick über relevante Koordinatensysteme gegeben.

2.1 Modellbildung

Im Allgemeinen wird zwischen unterschiedlichen Arten der Modellbildung unterschieden. Grundsätzlich gibt es die theoretische und experimentelle Modellbildung. Bei der theoretischen Modellbildung werden anhand physikalischer Gesetze mathematische Modelle ermittelt. Demgegenüber steht die experimentelle Modellbildung, bei der von einer bestimmten Modelstruktur ausgegangen wird und somit mathematische Modelle anhand von Messdaten abgeleitet werden. Hierfür ist das Messen der Ein- und Ausgangssignale des Systems notwendig. Zur Verarbeitung der gewonnenen Informationen werden systemtheoretische Methoden herangezogen. Mischformen beider Modellbildungsansätze gibt es ebenfalls. Diese werden als Light- und Dark-gray-box-Modelle bezeichnet.[11a] Die Aufteilung ist im Detail Abbildung 2–1 zu entnehmen.

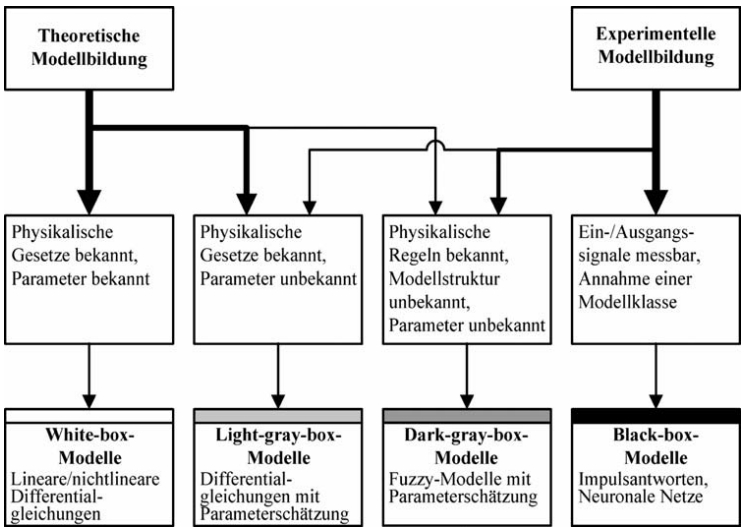


Abbildung 2–1: Varianten der Modellbildung[11b]

Die theoretische Modellbildung benötigt eine genaue Kenntnis des Aufbaus und der Parameter des Systems. Generell ist diese Art der Modellbildung mit einem hohen Aufwand verbunden. Reale Prozesse sind daher aus Mangel an Detailwissen nur bedingt durch die theoretische Modellbildung abbildbar. Bei der experimentellen Modellbildung ist eine Kenntnis der physikalischen Zusammenhänge und der zugehörigen Parameter nicht notwendig. Nachteilig wirkt sich dies auf die Interpretierbarkeit der Parameter aus, da der unmittelbare Zusammenhang zu physikalischen Größen verloren geht.[11a]

[11] Schorn, M.: Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens (2006). a: S. 28, b: S. 29.

2.2 Antriebseinheit und Lenkung

Die wichtigste Antriebskomponente des mechatronischen Systems ist der Radnabenantrieb. Dieser ist im Fahrzeug ein PMSM. Er setzt elektrische Energie aus der Batterie in kinetische Energie an den Rädern um. Der Motor ist innerhalb des Rades verbaut und ist verantwortlich für den Antrieb der Räder in Längsrichtung bezogen auf ein radfestes Koordinatensystem. Die gesamte Antriebseinheit besteht im Detail aus einer Leistungselektronik, dem Antriebsaktor und einem Planetengetriebe für die Übersetzung. Des Weiteren ist der Einsatz des Elektromotors beim Bremsen als Energiequelle realisierbar. Dafür wird der Motor als Generator betrieben und setzt Bewegungsenergie in elektrische Energie um und lädt dabei die angeschlossene Batterie wieder auf. Die Gesamtstruktur des Radnabenantriebs lässt sich Abbildung 2–2 entnehmen.

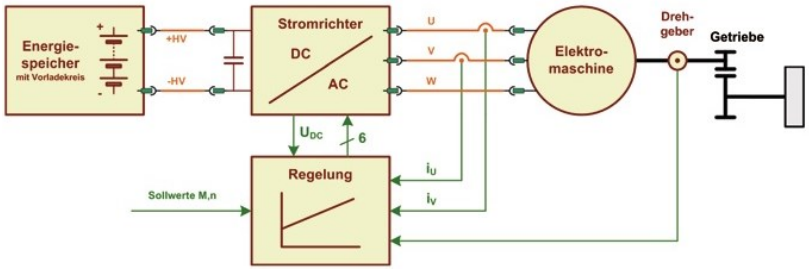


Abbildung 2–2: Aufbau der Antriebseinheit des UNICAR*agil*[12a]

Der Betrieb des Elektromotors in unterschiedlichen Fahrsituationen ist Abbildung 2–3 zu entnehmen. Quadranten I und III entsprechen dem motorischen Einsatz des Elektromotors und in den anderen beiden Quadranten ist ein Einsatz als Generator abgebildet.

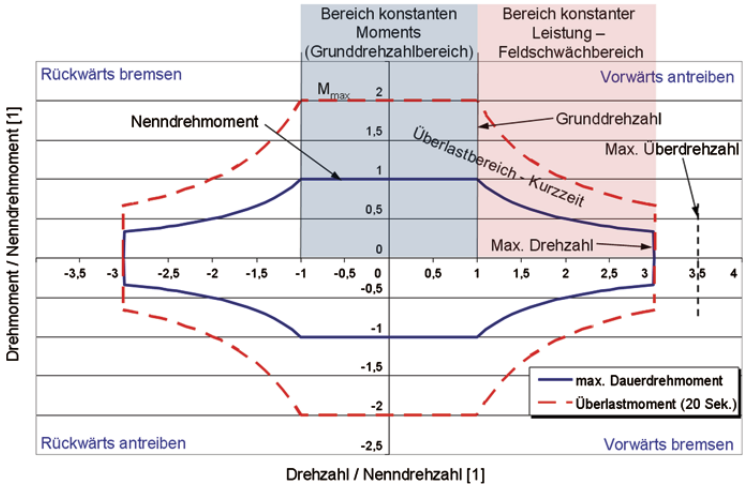


Abbildung 2–3: Idealisiertes Drehmoment-Drehzahl-Diagramm im Vier-Quadranten-Betrieb[12b]

Die Lenkaktoren im Fahrzeug sind ebenfalls PMSM mit einer Leistungselektronik zur Ansteuerung und einem Harmonic Drive Getriebe. Die beiden Motoren unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Regelung. Der Radnabenantrieb ist drehmoment- bzw. drehzahlgeregelt und die Lenkmotoren sind lagegeregelt.

[12] Hofmann, P.: Hybridkomponenten (2014). a: S. 166 (modifiziert), b: S. 170.

2.2.1 Leistungselektronik

Die Leistungselektronik stellt das Bindeglied zwischen Batterie und Synchronmaschine dar. Sie wandelt DC der Batterie durch unterschiedliche Kommutierungsvorgänge innerhalb der Komponente in AC um.[13a] Generell lassen sich durch Stellglieder elektrische Maschinen in der Drehzahl und im Drehmoment steuern bzw. regeln.[14a] Eine vereinfachte Darstellung der Leistungselektronik mit Gleichspannungsquelle und Strangwicklungen des Motors ist in Abbildung 2–4 erkennbar.

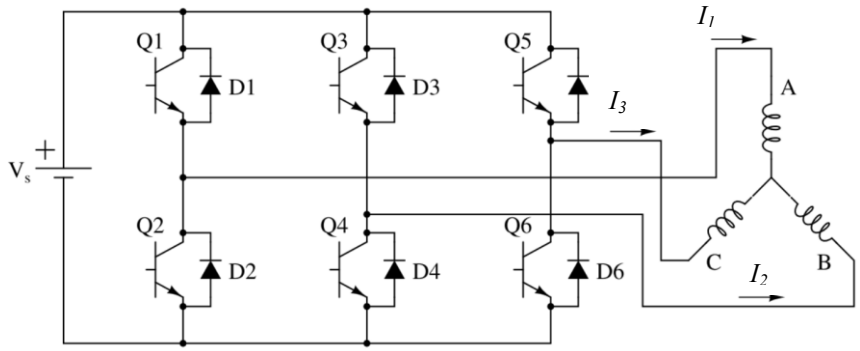


Abbildung 2–4: Vereinfachtes Schaltbild der Leistungselektronik[13b]

Der sogenannte Wechselrichter besteht aus sechs Transistoren und sechs Dioden, die insgesamt drei Brückenzweige bilden.[15a] Wie aus der Abbildung zu erkennen ist, ist jeder Brückenzweig mit einem Strang des Motors verbunden. Bei Betrieb werden die elektrischen Schalter Q1 bis Q6 vom Motorregler angesteuert. Dabei wird zwischen leitenden und nichtleitenden Zuständen gewechselt. Die einzelnen Phasen I_1, I_2 und I_3 werden bestromt.[13a] Der Wechselrichter wandelt durch die Schaltvorgänge die anliegende Gleichspannung in eine dreiphasige Wechselspannung mit beliebiger Frequenz und Amplitude um.[15a] Dabei ist die Form der Wechselspannung typischerweise von der angeschlossenen elektrischen Maschine abhängig. Bei PMSM werden sinusförmige Ausgangsspannungen und bei Gleichstrommotoren trapezförmige Spannungsverläufe eingeregelt.[13b,16] Abbildung 2–5 zeigt einen typischen Spannungsverlauf an einem Wechselrichter für einen PMSM und den daraus resultierenden Stromverlauf an einem Strang.

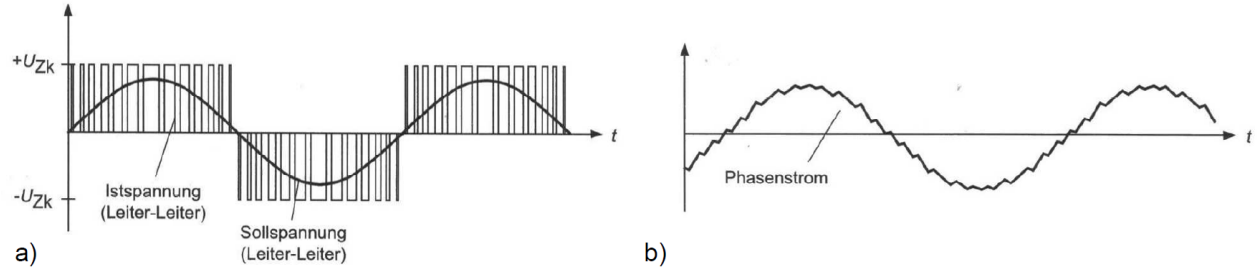


Abbildung 2–5: Spannungsverlauf (links) und Stromverlauf (rechts) eines Wechselrichters[15b]

[13] Lück, D.: Masterthesis, Simulation des Antriebssystems (2013). a: S. 6, b: S. 7.

[14] Schröder, D.: Leistungselektronische Schaltungen (2017). S. 121.

[15] Scholz, L.: Masterthesis, Modellierung und Simulation von Elektromotoren (2013). a: S. 23, b: S. 24.

[16] Schröder, D.: Synchronmaschine (2017). a: S. 325, b: S. 285.

2.2.2 Permanenterregter Synchronmotor

Der PMSM besteht aus einem Stator und einem Rotor. Der Stator setzt sich aus räumlich zueinander versetzten Wicklungen zusammen, die von der Leistungselektronik gespeist werden, wodurch ein umlaufendes, magnetisches Drehfeld erzeugt wird.[13a] Abbildung 2–6 zeigt die Anordnung der Magnete als schematische Darstellung in oberflächenmontierter und eingelassener Form. Die Magnete sind die helleren Komponenten in der Abbildung und die Pfeile zeigen die Magnetisierungsrichtung an.

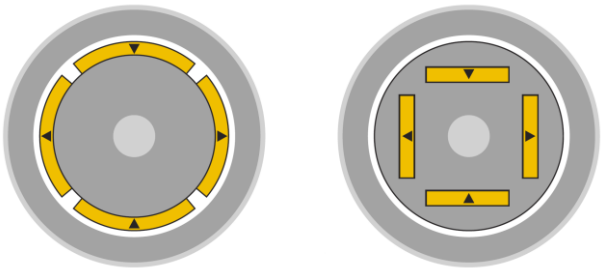


Abbildung 2–6: PMSM mit Oberflächenmagneteten und eingelassenen Magneten[17a]

Diese Magnete erzeugen ein Rotor-Gleichfeld. Aufgrund der beiden Felder entsteht eine Lorentzkraft, sofern ein Polradwinkel ungleich null zwischen der Orientierung der beiden Felder existiert.[16b]

Idealerweise erzeugt ein PMSM ein konstantes Drehmoment während einer vollen Umdrehung. In der Realität ist das konstante Drehmoment von einem zusätzlichen Reluktanzmoment überlagert, das aufgrund der Magnetisierung und der Herstellung der Spulenwindungen entsteht.[18a] Diese Ursachen erzeugen ein über den Umfang veränderliches Magnetfeld. Daher hat das Reluktanzmoment einen periodischen Charakter.[18b] In Abbildung 2–7 ist die Auswirkung des Reluktanzmoments auf die Winkelgeschwindigkeit des PMSM erkennbar. Es sind die beschriebenen Schwingungen in dem Verlauf der Rotationsgeschwindigkeit ersichtlich.

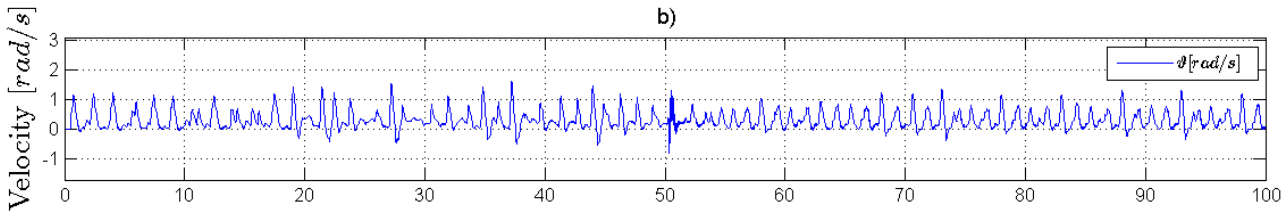


Abbildung 2–7: Abweichung der Rotationsgeschwindigkeit durch das Reluktanzmoments[18c]

[17] Ott, M.: Diss., Kompensation produktionsbedingter Abweichungen im elektrischen Antrieb (2019). a: S. 6, b: S. 13f.

[18] Espíndola-López, E. et al.: Torque Ripple Minimization in PMSM (2016). a: S. 1, b: S. 2, c: S. 12.

2.3 Bremse

Die Bremswirkung des Fahrzeuges lässt sich in das rekuperative Bremsmoment durch den Radnabenantrieb und ein mechanisches Bremsmoment durch eine Reibbremse aufgliedern. Die Reibbremse ist ein elektrohydraulisches Gesamtsystem, das mittels eines Gleichstrommotors einen Kolben verschiebt, wodurch ein Bremsdruck generiert wird. Der Bremsdruck verschiebt wiederum die Bremsbacken in Richtung der Bremsscheibe, woraufhin eine Reibkraft entsteht. Abbildung 2–8 zeigt den Aufbau der Bremsanlage. Der Elektromotor ist über hydraulische Leitungen mit dem Hauptzylinder verbunden. Dieser verteilt die Bremsflüssigkeit an die verschiedenen Radbremszylinder. Zwischen den beiden Zylindern sind Ventile verbaut, um den Druck dynamisch zu regeln.

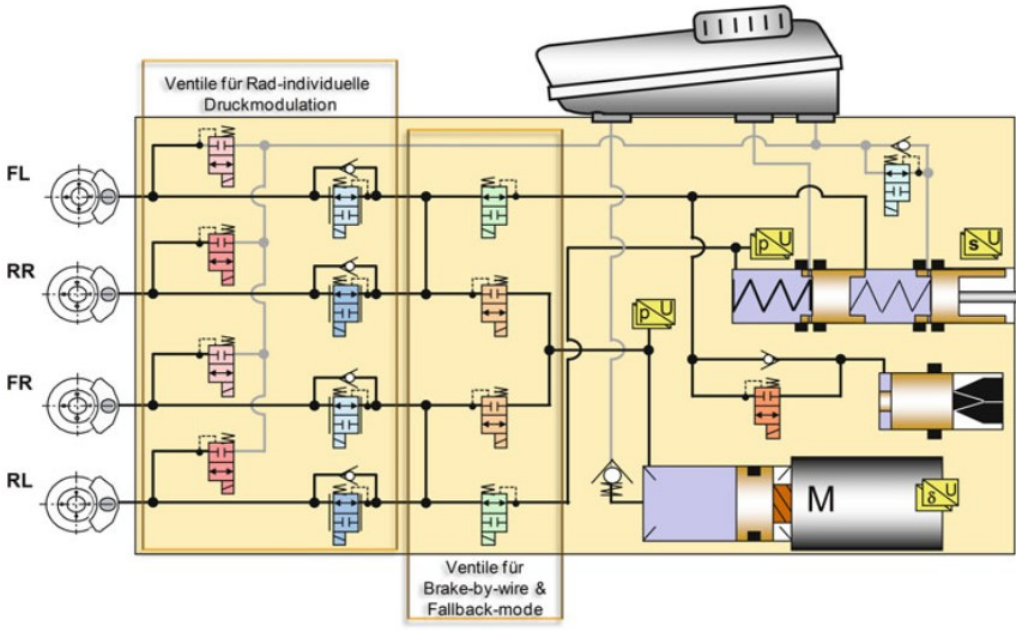


Abbildung 2–8: Schematischer Aufbau des Bremssystems[19]

Generell wird ein Bremsbetrieb angestrebt, der zu jedem Zeitpunkt das maximal mögliche regenerative Bremsmoment erzeugt. Diese Betriebsstrategie des Bremssystems wird als serielles Rekuperieren bezeichnet.[20,21] Überschreitet das Soll-Bremsmoment der FTR das maximale Bremsmoment, das durch den generatorischen Betrieb des Motors möglich ist, wird das zusätzlich notwendige Moment mit der Reibbremse aufgeprägt. Abbildung 2–9 zeigt einen prinzipiellen Verlauf der Bremsmoment Aufteilung.

[19] Feigel, H.-J. et al.: Integrierte Bremssysteme (2017), S. 483.

[20] Hofmann, P.: Motivation zum Bau von Hybridantriebssystemen (2014), S. 118.

[21] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019), 446f.

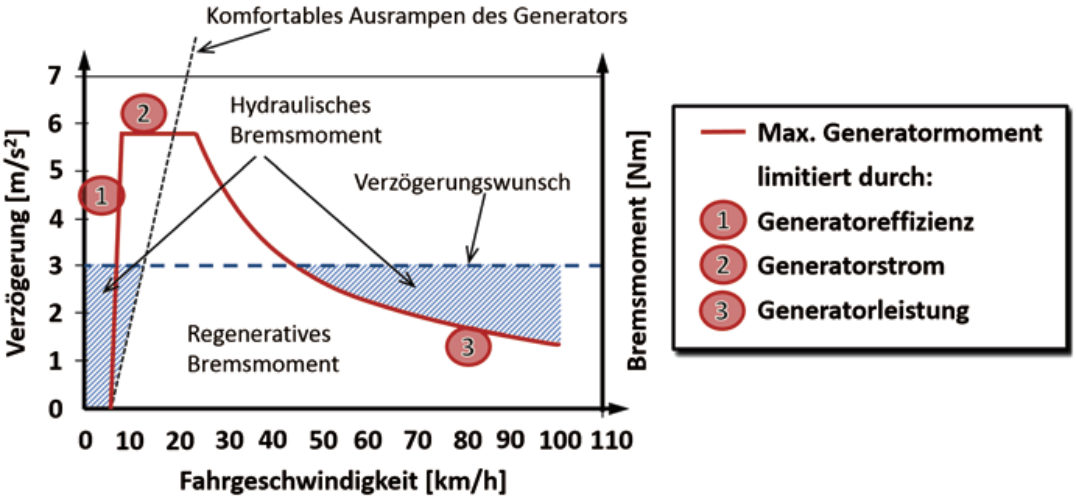


Abbildung 2–9: Aufteilung des Bremsmoments auf den Generator und die Reibbremse[20]

In das Bremssystem ist ein Antiblockiersystem (ABS) integriert. Diese Systeme beeinflussen basierend auf der Raddrehzahl und der Radumfangsbeschleunigung den Druck am Bremszylinder, wodurch ein Blockieren der Räder verhindert wird. Dabei wird beim Erreichen eines Schwellwertes der beiden Größen der Druck verringert oder gehalten. Dies zeigt sich in Abbildung 2–10. Unterschreitet die Radgeschwindigkeit eine erste Grenze v_{ref}, wird der Druck gehalten anstatt weiter erhöht. Wird ein weiterer Schwellwert der Radumfangsbeschleunigung unterboten, reduziert sich der Druck und wird nach einer Phase mit konstantem Druck stufenweise wieder erhöht.[22a]

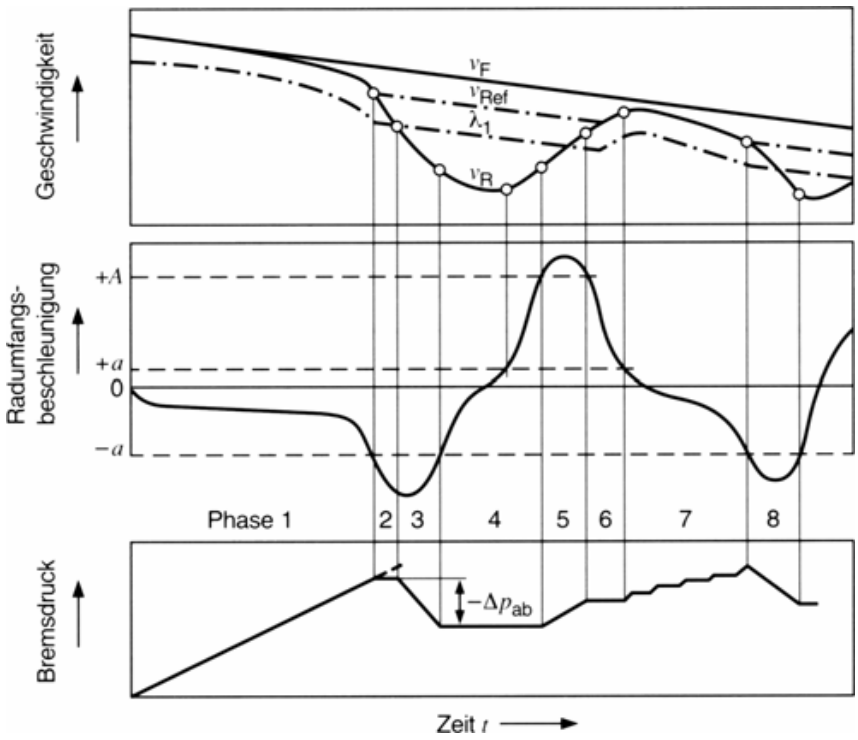


Abbildung 2–10: Regeleingriff eines ABS und die zugehörige Druckmodulation[22b]

[22] Semmler, S.: Bremsregelungen für mechatronische Bremsen (2006). a: S. 139f., b: S. 140.

2.4 Radaufhängung

Die Radaufhängung ist im Prototyp als Einzelradaufhängung mit einem Doppelquerlenker ausgeführt. Die grundsätzliche Aufgabe der Radaufhängung ist die Verbindung des Fahrzeugaufbaus mit den Rädern. Dadurch wird der Aufbau getragen und die Übertragung von Kräften in der horizontalen Ebene ermöglicht. Die Radaufhängung ermöglicht eine vertikale Bewegung, damit die Räder dem Verlauf von Fahrbahnunebenheiten folgen. Die dabei entstehenden Anregungen werden durch Feder-Dämpfer-Einheiten reduziert.[23a] Zusätzlich wird durch das Anbringen des Lenkaktors am Radträger die Gierbewegung der Räder ermöglicht. Die Geometrie der Radaufhängung hat wesentlichen Einfluss auf die Stellung des Rades zur Fahrbahn.[23a]

Gummielastische Lagerungen zwischen Radaufhängung und Aufbau sorgen für ein nachgiebiges Verhalten, wodurch die Quer- und Längssteifigkeit beeinflussbar ist. Diese Eigenschaft wird Elastokinematik genannt und wirkt sich auf den Spur-,Vorlauf-/Nachlauf- und Sturzwinkelverlauf des Rades aus.[23a] Diese geometrische Größen sind neben weiteren Abhängigkeiten durch die Radaufhängung und Elastokinematik beeinflusst und in der Simulation zu berücksichtigen. Die Definition dieser Größen ist in der Literatur gegeben.[23b]

2.5 Reifen

Die Reifen übertragen sämtliche Kräfte und Momente über die Reifenlatsche auf das Fahrzeug und beeinflussen somit in entscheidender Art und Weise die Dynamik von Kraftfahrzeugen. Der Reifen ist das letzte Glied der Wirkkette der Radaufhängung und des Antriebs und bildet die Schnittstelle zur Fahrbahnoberfläche Es lassen sich drei grundsätzliche Funktionen der Reifen unterscheiden, die je nach Anwendungsfall in der Modellierung berücksichtigt werden müssen:

- Aufnahme der Radlasten und Schutz von Bauteilen, Insassen und Transportgut gegen Stoßbelastungen
- Übertragung von Beschleunigungs- und Bremskräften
- Generierung Querkräfte bei Kurvenfahrt

Pneumatische Reifen sind in der Modellbildung als Kraftelemente mit komplexen nichtlinearen und dynamischen Eigenschaften zu interpretieren.[24a] Grundlegend wird zunächst die Übertragung von Längskräften, Querkräften und die Generierung des Rückstellmoments sowie des Bohrmoments am Reifen erläutert. Anschließend wird noch eine Übersicht von Reifenmodellen gegeben. Für den Prototyp des UNICAR*agil* ist ein handelsüblicher Standardreifen mit einem hohen Tragfähigkeitsindex und den Abmaßen 195/55 R20 vorgesehen.

[23] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). a: S. 104, b: S. 116ff.

[24] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). a: S. 145f., b: S. 160, c: S. 162.

2.5.1 Längskraftübertragung

Zur Erzeugung einer Längskraft zwischen Fahrbahn und Reifen ist eine Differenz zwischen Drehgeschwindigkeit des Rades und der longitudinalen Geschwindigkeit des Radmittelpunktes notwendig. Die Geschwindigkeitsdifferenz im Reifenlatsch bewirkt eine Verformung der Profilelemente des Gummis. Die Elemente haften zu Beginn auf der Fahrbahn und fangen an, zu gleiten, sobald der maximale Haftbeiwert überschritten wird.[25] Abbildung 2–11 veranschaulicht den Sachverhalt.

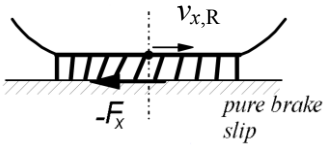


Abbildung 2–11: Bürstenmodell der Kraftübertragung in Längsrichtung[26a]

Die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Rotations- und Longitudinalgeschwindigkeit im Verhältnis zur Longitudinalgeschwindigkeit wird Schlupf genannt.[26b]

$$\kappa_x = -\frac{v_{x,\mathrm{R}} - \omega_{\mathrm{Rad}} r_{\mathrm{eff}}}{v_{x,\mathrm{R}}} \tag{2-1}$$

Die Charakteristik der Haft- und Gleitreibung im Reifenlatsch in Abhängigkeit des Schlupfes wird mittels der μ-Schlupf-Kurve repräsentiert. Der Verlauf ist durch die Verformung der Profilelemente und deren Reibzustand erklärbar. Bei steigendem Schlupf verformen sich die Elemente mehr, wodurch eine höhere Kraft übertragen wird. Ein noch größerer Schlupf bewirkt eine Zunahme des Gleitbereichs, weshalb ein Maximum entsteht. In diesem Punkt sind sowohl Haft- als auch Gleitbereiche zu identifizieren. Bei weiter steigendem Schlupf sinkt der Reibbeiwert ab, bis der Punkt erreicht ist, an dem alle Elemente nur noch gleiten (s. Abbildung 2–12).

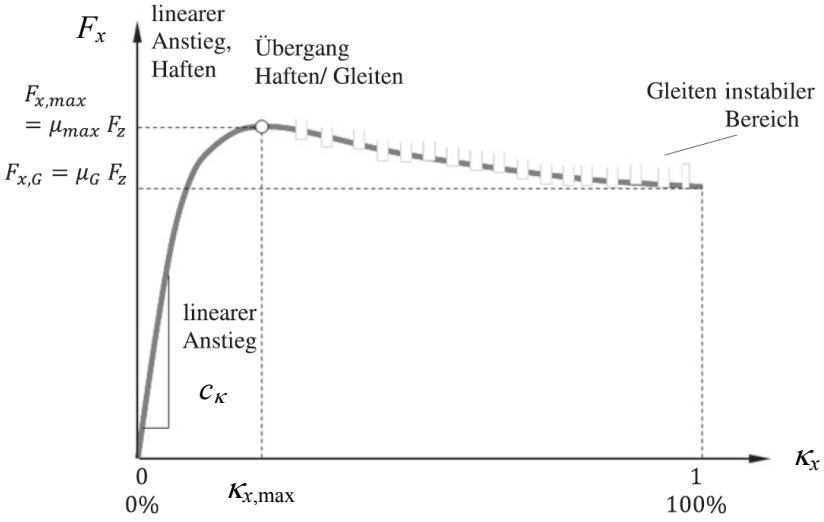


Abbildung 2–12: μ-Schlupf-Kurve mit unterschiedlichen Reibzonen[24b]

[25] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015), S. 5.

[26] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012). a: S. 94, b: S. 67, c: S. 69.

2.5.2 Querkraftübertragung und Rückstellmoment

Ein rollendes, in Längsrichtung kräftefreies Rad erhält bei einer Einprägung einer Seitenkraft F_y im Reifenlatsch eine Geschwindigkeitskomponente, die quer zur Rollrichtung des Rades zeigt. Der Winkel zwischen Geschwindigkeitsvektor des Rades und Richtung der Radlängsachse wird Schräglaufwinkel genannt und berechnet sich nach (2-2).[24c, 26c]

$$\tan(\alpha) = -\frac{v_{y,\mathrm{R}}}{v_{x,\mathrm{R}}} \tag{2-2}$$

Die Querkraftentstehung beruht auf den gleichen Überlegungen wie die zur Längskraft. Die Profilelemente verformen sich in die Querrichtung des Reifens und Haften bzw. Gleiten bei größer werdenden Schräglaufwinkeln. Die Verformung und somit die Schubspannung der Profilelemente verläuft beim Haften linear über den Latsch in longitudinaler Richtung und wird nichtlinear, sobald die Elemente anfangen zu gleiten. In Abbildung 2–13 ist der Schubspannungsverlauf über dem Reifenlatsch und die resultierende Kraft F_y dargestellt. Es zeigt sich, dass die Querkraft nicht im Radmittelpunk angreift und daher aufgrund des Hebelarms na_{R} (Reifennachlauf) ein Rückstellmoment durch F_y entsteht.

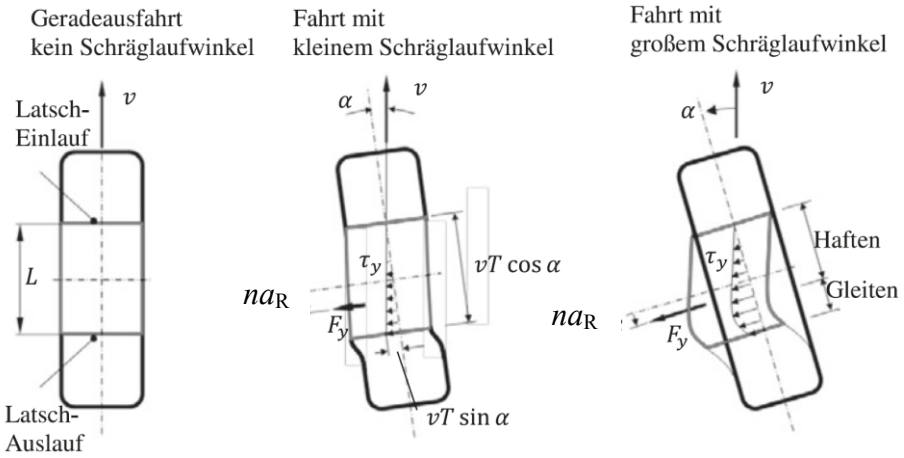


Abbildung 2–13: Querkraft im Latsch durch Schräglaufwinkel[27a]

Das Rückstellmoment wird somit über die resultierende Querkraft und den Nachlauf definiert.[27a]

$$M_{z,\mathrm{R}} = F_{y,R} na_{\mathrm{R}} \tag{2-3}$$

Zusätzlich zur Seitenkraft und dem Rückstellmoment entsteht aufgrund des Sturzes γ am Reifen eine Seitenkraft $F_{y,\gamma}$ und ein Lenkmoment $M_{y,\gamma}$. Für kleine Sturzwinkel unter ± 5° nehmen die Sturzseitenkraft und das Sturzlenkmoment linear mit dem Sturzwinkel zu.[27b]

$$F_{y,\gamma} = -c_\gamma \gamma \tag{2-4}$$

$$M_{z,\gamma} = -c_{M,\gamma} \gamma \tag{2-5}$$

[27] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). a: S. 164, b: S. 165.

Eine detailliertere Erklärung zu den Ursachen des entstehenden Moments und der Seitenkraft liefert Schramm.[27b] Des Weiteren sind aufgrund der Fertigung von Personenkraftwagen-Luftreifen aus unterschiedlich ausgerichteten Materiallagen Asymmetrien im Kräfteverlauf zu erwarten.[28a]

2.5.3 Reifenmodelle

Eine Untergliederung der Reifenmodelle und ihrer mathematischen Beschreibung ist in die Bereiche der experimentellen Untersuchungen, der Herleitung aus Messkurven, einfache theoretische Modelle und komplexe theoretische Modelle möglich. Bei der Auswahl eines Reifenmodells muss auf mehrere Faktoren Rücksicht genommen werden. Abbildung 2–14 gibt einen Überblick der beschriebenen Modellierungsansätze und ausgewählten Faktoren.

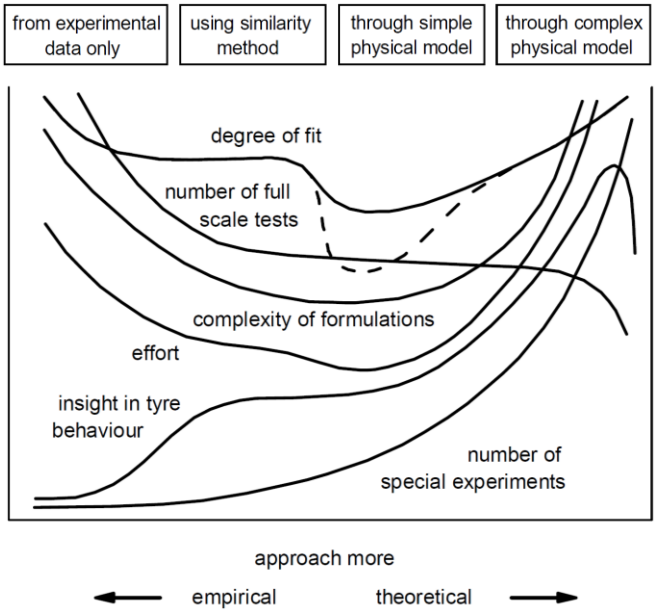


Abbildung 2–14: Die vier Kategorien der Reifenmodelle[29]

2.6 Batterie

Das Basiselement der Batterie ist die galvanische Zelle. Sie dient als Energiespeicher und wandelt bei Bedarf die chemisch gebundene in elektrische Energie um. Jede Zelle besteht aus zwei unterschiedlichen Metallen, die sogenannten Elektroden und einer Elektrolytlösung. An den beiden Elektroden erfolgt die Stromzufuhr bzw. Stromabgabe. Findet eine Entladung statt, fließen Elektronen vom unedleren Metall (Anode) zum edleren Metall (Kathode). Dabei wird ein Verbraucher zwischen den beiden Elektroden mit elektrischer Energie versorgt. Gleichzeitig bewegen sich Ionen in der Elektrolytlösung zwischen den Elektroden durch den Separator hindurch und lagern sich an

[28] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). a: S.7, b: S. 8.

[29] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 85.

den beiden Polen an. Eine Batterie ist ein Zusammenschluss aus mehreren galvanischen Zellen. Das gesamte Prinzip der galvanischen Zelle ist in Abbildung 2–15 ersichtlich.[30a]

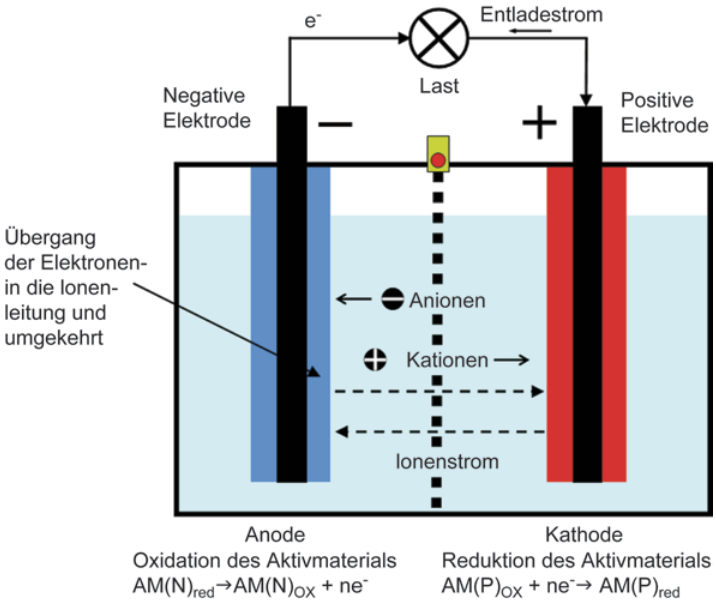


Abbildung 2–15: Abläufe beim Entladen der Batterie[30b]

2.7 Systemidentifikation und Regelung

In den beiden nachfolgenden Abschnitten werden Grundlagen zur Systemidentifikation eines PT2-Gliedes und die Funktionsweise von Fuzzy-Modellen erläutert. Diese finden in der Modellbildung Anwendung.

2.7.1 Systemidentifikation eines PT2-Gliedes

Das Systemverhalten eines schwingfähigen, gedämpften Systems lässt sich über eine Differentialgleichung zweiter Ordnung beschreiben.[31a] Die Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich ist in (2-6) aufgestellt.

$$G(s) = \frac{K}{T^2} \frac{1}{s^2 + \frac{2d}{T}s + \frac{1}{T^2}} \tag{2-6}$$

Dabei ist K die Verstärkung, d das Lehrsche Dämpfungsmaß und T die Zeitkonstante des Systems.[31b] Aus Versuchen werden diese Konstanten identifiziert, indem bspw. das Sprungverhalten des Systems untersucht wird. Abbildung 2–16 zeigt einen typischen Verlauf der Sprungantwort eines PT2-Übertragungsgliedes.

[30] Hofmann, P.: Hybridkomponenten (2014). a: S. 215, b: S. 216.

[31] Steier, J.: Masterthesis, Erweiterung der Bewegungsregelung eines Fahrsimulators (2016). a: S. 10, b: S. 16f.

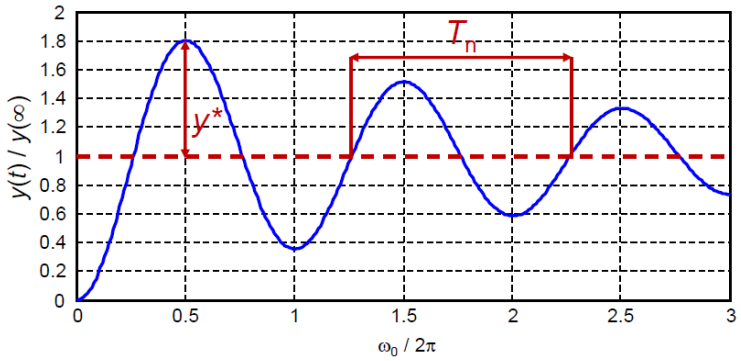


Abbildung 2–16: Sprungantwort eines PT2-Übertragungsgliedes[31b]

Die eingezeichneten Größen sind die Überschwingweite y^* und die Schwingungsdauer t_{Schw} (in der Abbildung T_n). Sie dienen dabei als Grundlage für dieses Identifikationsverfahren. Nach Gleichungen (2-7) bis (2-10) werden aus diesen beiden Parametern die Konstanten des Übertragungsgliedes berechnet. Zuerst wird aus der Schwingungsdauer die Kennkreisfrequenz der gedämpften Schwingung ermittelt.

$$\omega_d = \frac{2\pi}{t_{\text{Schw}}} \tag{2-7}$$

Um die Zeitkonstante T des Übertragungsgliedes zu berechnen, wird die Kennkreisfrequenz der Eigenschwingung benötigt. Die Eigenschwingung eines gedämpften Systems lässt sich nach (2-8) bestimmen.

$$T = \frac{1}{\omega_0} = \frac{\sqrt{1-d^2}}{\omega_d} \tag{2-8}$$

Der Dämpfungsfaktor d wird aus der Überschwingweite, der Kennkreisfrequenz der Eigenschwingung und der gedämpften Schwingung ermittelt.

$$d = d_d \omega_0 \tag{2-9}$$

$$d_d = \frac{\omega_\text{d}}{\pi} ln\left(\frac{K}{y^*}\right) \tag{2-10}$$

Der stationäre Endwert der Schwingung und die Höhe des Eingangssprunges ergeben den Verstärkungsfaktor K.

$$K = \frac{y_\infty}{\hat{u}} \tag{2-11}$$

2.7.2 Fuzzy-Modelle

Fuzzy-Modelle bestehen aus unscharfen Mengen (Fuzzy-Mengen), die zur Modellbeschreibung genutzt werden. Bei diesen Mengen wird keine binäre Zuordnung von Zugehörigkeit oder Nichtzugehörigkeit eines Elements zu einer Menge durchgeführt, sondern es wird ein Zugehörigkeitswert im Intervall [0, 1] verwendet. Die Zuordnungslogik wird Fuzzy-Logik genannt. Neben der Verwendung bei Reglern werden Fuzzy-Modelle auch zur Systemidentifikation und Modellbildung nichtli-

nearer Systeme genutzt.[32a] Abbildung 2–17 zeigt die Zugehörigkeitsfunktion einer scharfen und einer unscharfen Menge.

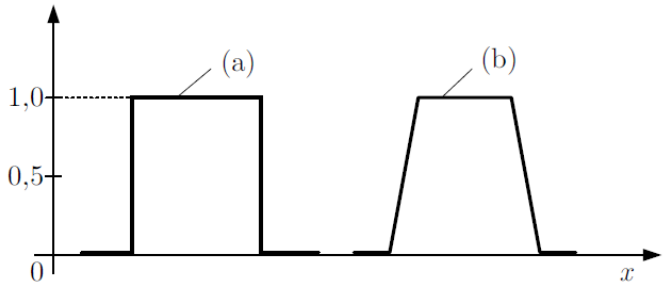


Abbildung 2–17: Zugehörigkeitsfunktion für eine scharfe (a) und unscharfe (b) Menge[32b]

2.8 Koordinatensysteme

Die Koordinatensysteme, die relevant für diese Arbeit sind, sind das Fahrzeugkoordinatensystem, das Radträgerkoordinatensystem und das Reifenkoordinatensystem. Alle genannten Koordinatensysteme sind Rechtssysteme. Das Fahrzeugkoordinatensystem wird anhand der Arbeit von Homolla übernommen, da seine Thesis die Grundlage für die Entwicklung der FTR bildet.[33] Abbildung 2–18 zeigt den Ursprung und die Ausrichtung des Koordinatensystems.

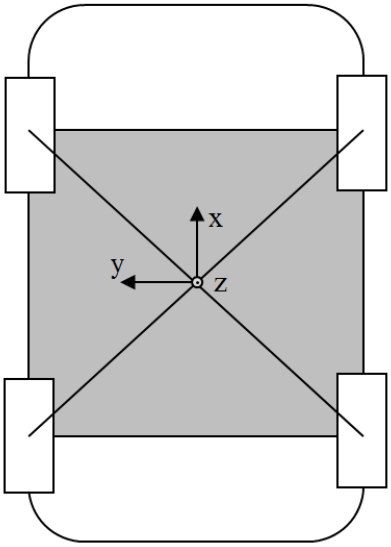


Abbildung 2–18: Ursprung und Ausrichtung des Fahrzeugkoordinatensystems

Die x-Achse zeigt dabei in die Längsrichtung der Fahrzeugvorzugsrichtung und die y-Achse nach links, senkrecht auf der x-Komponente. Die z-Richtung steht senkrecht auf den anderen beiden Achsen und zeigt nach oben.

[32] Bohn, C.; Unbehauen, H.: Identifikation dynamischer Systeme (2016). a: Vgl. S. 312f., b: S. 322.

[33] Homolla, T.: Masterthesis, Konzeptentwicklung für eine 3 DoF Fahrdynamikregelung (2018), S. 55.

Pro Dynamikmodul gibt es ein Radträgerkoordinatensystem und ein Reifenkoordinatensystem. Das Radträgerkoordinatensystem hat seinen Ursprung im Mittelpunkt des Harmonic Drive Getriebes. Die Achsausrichtung in z-Richtung, die für die Berechnung der Lastmomente an der Lenkung entscheidend ist, ist in Abbildung 2–19 erkennbar. Die z-Achse entspricht der Lenkachse und zeigt weg von der Fahrbahnoberfläche. Der Durchstoßpunkt der Lenkachse entspricht dem Punkt D und der Radaufstandspunkt dem Punkt A in der Darstellung. Der Winkel σ ist die Spreizung und der Winkel θ ist der Vorlauf-/Nachlaufwinkel. Der Winkel χ ist der räumliche Neigungswinkel der Spreizachse.

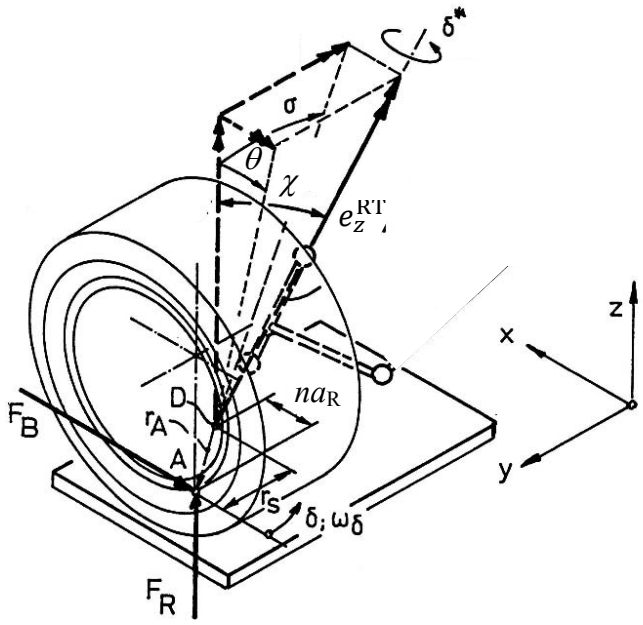


Abbildung 2–19: Radträgerkoordinatensystem[34]

Das Reifenkoordinatensystem hat seinen Ursprung im Mittelpunkt der Felge. Die z-Ausrichtung entspricht der senkrechten zur Fahrbahnoberfläche. Die x Richtung zeigt bei einem Lenkwinkel von 0 in die Vorzugsrichtung des Fahrzeuges und die y-Richtung senkrecht zur x- und z-Achse. Abbildung 2–20 zeigt das Reifenkoordinatensystem im eingelenkten Zustand.

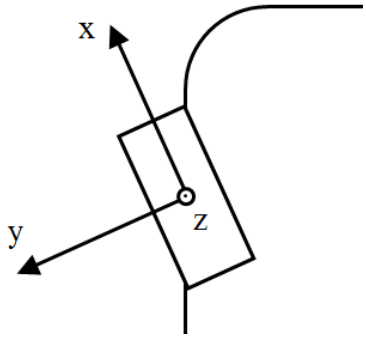


Abbildung 2–20: Reifenfestes Koordinatensystem

[34] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge (2007), S. 237.

3 Modellanalyse und Schnittstellendefinition

In diesem Kapitel wird das existierende CarMaker Modell analysiert und die Schnittstellen der Modelle mit der FTR definiert. Dafür wird zuerst eine Analyse der Dienstarchitektur durchgeführt. Die Signale von den Dynamikmodulen an die FTR müssen gewährleistet werden, damit das Simulationsmodell funktionsfähig ist.

3.1 Modellanalyse

Als Ausgangsbasis für die Modellierung dient das bisher existierende CarMaker Simulationsmodell. Das Fahrzeug ist mit vier Elektromotoren als Antriebseinheit ausgestattet. Jeder der vier Motoren ist einzeln ansteuerbar. Das Motormodell ist in der Lage, ein Antriebs- und regeneratives Bremsmoment zu erzeugen. Basierend auf der Motorkennlinie werden die stellbaren Momente begrenzt und ein maximales, regeneratives Bremsmoment basierend auf der Kennlinie ausgegeben. Der Wirkungsgrad ist als fester Wert vorgegeben und unabhängig vom Betriebspunkt. Der Motor weist ein dynamisches PT1-Verhalten auf und ist mit dem Batteriemodell in CarMaker verknüpft. Die FTR gibt ein Antriebsmoment vor, das durch den Motor umgesetzt wird. Die Leistungselektronik bleibt unberücksichtigt. Das Fahrzeugmodell ist mit zwei zentralen Batterien für einen Hochvolt- und einen Niedervolt-Kreislauf aufgebaut, die über einen Wirkungsgrad mit einander gekoppelt sind. Durch eine Battery Control Unit (BCU) werden Grenzen für den State of Charge (SOC) eingehalten. Im aktuellen Fahrzeugmodell wird das Soll-Bremsmoment instantan gestellt und auf die Felgen aufgeprägt. Eine Aufteilung auf hydraulisches und regeneratives Bremsmoment wird ignoriert. Das Lenkverhalten des Fahrzeuges findet ohne zeitlichen Verzug statt. Es wird vereinfachend die Rotation des Radträgers vorgegeben und dadurch die Position der Räder angepasst. Das Fahrzeug ist mit Beispielreifen aus CarMaker ausgerüstet, die die Dimension 155/70 R 19 haben. Das Reifenmodell basiert auf Reifenkennfeldern, die in der Simulationssoftware generiert sind und nicht validierte Daten verwendet. Die Radaufhängung ist mit einer Federung, einem Dämpfer, einem Stabilisator und Anschlagfedern abgebildet. Die Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung ist nicht weiter spezifiziert. Die Modellanalyse zeigt, dass auf allen Ebenen Handlungsbedarf besteht und das aktuelle Fahrzeugmodell den realen Prototyp in keinster Weise nachbildet. Daher müssen alle genannten Modelle überarbeitet werden.

3.2 Dienste Architektur

In den nachfolgenden Tabellen sind die Dienste der Dynamikmodule mit ihren Aus- und Eingängen aufgelistet. Die hinterlegten Signale stellen dabei Schnittstellen zwischen der FTR und den Diensten der Dynamikmodule dar. Die Signale sind für eine spätere Funktionsgewährleistung im Simulationsmodell zu integrieren. Die Tabellen sind dem Architekturtool des Projekts entnommen.[35]

[35] Projektbeteiligte: UNICARagil Architekturtool (2020).

Tabelle 3-1: Aus- und Eingänge des Dienstes Antreiben

Ausgang	Einheit	Eingang	Einheit
Getriebeübersetzung	-	Aktuelle DC Spannung Energiespeicher	V
Ist-Drehmoment	Nm	Bremsanforderung	Bool
Ist-Drehzahl	1/s	Maximaler Entladestrom Energiespeicher	A
Mögliches Dauermoment Antreiben	Nm	Sollmoment Antreiben	Nm
Mögliches Spitzenmoment Antreiben	Nm		
Diverse Error-Bits	Bool		

Tabelle 3-2: Aus- und Eingänge des Dienstes Bremsen

Ausgang	Einheit	Eingang	Einheit
Mögliches Spitzenmoment Bremsen	Nm	Aktuelle DC Spannung Energiespeicher	V
Aktuelles Bremsmoment	Nm	Anforderung Parkbremse	Bool
Maximal mögliches regeneratives Bremsmoment	Nm	Bremsanforderung	Bool
Diverse Error-Bits	Bool	Maximaler Ladestrom Energiespeicher	A
Status Parkbremse	Bool	Sollmoment Verzögerung	Nm

Tabelle 3-3: Aus- und Eingänge des Dienstes Lenken

Ausgang	Einheit	Eingang	Einheit
Ist-Radlenkwinkel	rad	Soll-Radlenkwinkel	rad
Maximalmöglicher Lenkwinkel	rad	Geschwindigkeit Schwerpunkt Fahrzeug	m/s
Diverse Error-Bits	Bool		

Tabelle 3-4: Aus- und Eingänge des Dienstes Batteriemanagement

Ausgang	Einheit	Eingang	Einheit
Leistung	kW	Verfügbare Kühlleistung	kW
SOC	%		
SOF (State of Function)	kW		
Spannung	V		
Strom	A		
Temperatur	°C		
SOH (State of Health)	%		
Batteriezustand (Laden/Entladen)	Bool		

4 Anforderungsdefinition

Nach der Methodik der VDI 2206 folgt als nächster Schritt die Zielformulierung des Simulationsmodells sowie die darauf basierende Anforderungsdefinition.[36] Die Ergebnisse sind in der Anforderungsliste mit der entsprechenden Verifikationsmethode festgehalten. Zur Gewährleistung einer möglichst vollständigen Ermittlung aller Anforderungen an die Modelle, wird die Vorgehensweise von Feldhusen et al. übernommen.[37] In einem ersten Schritt werden Anforderungsquellen und die zugehörigen Anforderungen ermittelt. In einer zweiten Stufe werden durch Methoden des Requirement Engineerings detaillierte Analysen durchgeführt.[38]

4.1 Ziele des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell der Dynamikmodule wird verwendet, um die FTR zu parametrieren und zu testen. Das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeuges steht dabei im Vordergrund. Für Fahrdynamikmodelle wird ein Frequenzbereich von bis zu 5 Hz gewählt.[39] Diese Vorgabe wird bei der Modellierung berücksichtigt. Des Weiteren ist die Funktionalität der FTR abhängig von der Dynamik der einzelnen Komponenten. Verzögerung zwischen Vorgaben der FTR und den Ist-Größen sind potentielle Quellen für Systeminstabilitäten und somit von besonderer Bedeutung.

4.2 Rahmenbedingungen

In den nachfolgenden Kapiteln werden die fahrdynamischen Grenzen des Fahrzeuges aufgeführt, um Grenzen für die späteren Versuche abzuleiten. Des Weiteren werden Einflussgrößen der einzelnen Komponenten aufgelistet, die bei der späteren Modellierung in Betracht zu ziehen sind.

4.2.1 Fahrdynamische Grenzen

Die Geschwindigkeit des Fahrsimulators ist auf den Bereich von 70 km/h in Vorzugsrichtung und 30 km/h in die entgegengesetzte Richtung beschränkt.[40] Die maximale, positive Längsbeschleunigung des Fahrzeuges ergibt sich aus dem maximalen Antriebsmoment der Radnabenantriebe, der Getriebeübersetzung, dem effektiven Rollradius, und der Masse des Fahrzeugs.[41]

$$a_{x,\mathrm{An,max}} = 4\frac{M_{\mathrm{Mot,max}} i_{\mathrm{An}}}{m_{\mathrm{Fa}} r_{\mathrm{eff}}} = 4\frac{174\ \mathrm{Nm} \cdot 3{,}138}{3240\ \mathrm{kg} \cdot 0{,}3\ \mathrm{m}} = 2{,}25\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2} \tag{4-1}$$

[36] VDI-EKV: VDI 2206 (2004), S. 29.

[37] Feldhusen, J. et al.: Vorgehen bei einzelnen Schritten des Produktentstehungsprozesses (2013), S. 325.

[38] Haberfellner, R. et al.: Systems Engineering (2019), S. 369.

[39] Adamski, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik (2014), S. 101.

[40] Projektbeteiligte: Lastenheft 3.0 (2019).

[41] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020.

Der effektive Rollradius ist eine Abschätzung anhand der Reifendimension. Die maximale, negative Längsbeschleunigung ergibt sich aus dem maximalen, regenerativen und hydraulischen Bremsmoment. Im Lastenheft des Projekts ist ein Wert von 9,81 m/s² festgehalten.[40]

Für die querdynamischen Grenzen wird die Querbeschleunigung anhand der ISO 11270 übernommen. Die querdynamische Belastung der Passagiere des UNICAR*agil* Prototyp ist vergleichbar mit einem Spurhalteassistenten, weshalb eine Grenze von 3 m/s² definiert wird.[42]

4.2.2 Radnabenantrieb

Der Radnabenantrieb wird als komplette Einheit von einer externen Firma bereitgestellt. Neben dem Elektromotor gehören hierzu ebenfalls die Leistungselektronik und der Regleralgorithmus. Der Regleralgorithmus ist nicht bekannt und wird ebenfalls von der Firma für das Projekt nicht zur Verfügung gestellt, da dieser speziell für den realen Betrieb entwickelt und ausgelegt ist.[43]

Aus den Eingangs- und Ausgangssignalen des Dienstes Antreiben ist bekannt, dass ein Dauer- und ein Spitzenmoment ausgegeben wird. Dieses wird auf Basis der Temperatur des Radnabenantriebs berechnet.[44] Daher ist bei der Modellierung ein Temperaturmodell für den Antrieb vorzusehen.

4.2.3 Lenkung

Die Lenkung stellt ein geregeltes System dar. Neben der Umsetzung der Soll-Vorgaben ist die Dynamik der Lenkung abzubilden. Eine Modellierung auf Drehmomentebene ist wünschenswert, da dadurch eine Kopplung der Lenkleistung und der Batterieleistung möglich ist. Des Weiteren wirken Drehmomente um die Hochachse des Reifens als Störgröße auf das System. Eine Lastabhängigkeit der Dynamik aufgrund der Störung ist am Prototypen zu untersuchen. Dennoch ist diese in der Anforderungsliste zu berücksichtigen.

4.2.4 Bremse

Die Bremse setzt sich zusammen aus hydraulischen und regenerativen Bremsanteilen. Die Dynamik des Generatorbetriebs ist bereits durch das Modell des Radnabenantriebs abgedeckt. Es ist daher notwendig, die Dynamik des hydraulischen Systems sowie der Aufteilung der beiden Komponenten in der Simulation nachzubilden. Temperaturabhängigkeiten sind aufgrund der Bremswirkung des Generators und der geringen Geschwindigkeit des Prototyps trotz der hohen Fahrzeugmasse unkritisch bezüglich einer Verringerung des Bremsmoments.

[42] ISO: 11270 (2014), S. 5.

[43] Wang (Schaeffler), J.: E-Mail: UNICARagil Ansprechpartner Dynamikmodule 18.11.2019.

[44] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020.

4.2.5 Radaufhängung

Die Radaufhängung ist neben geometrischen Größen, die sich hauptsächlich auf das Reifenmodell auswirken, für die Wank- und Nickbewegung des Aufbaus von Bedeutung. Daher ist es für das Modell notwendig, die Berechnung des Wank- und Nickzentrums miteinzubeziehen und die Kopplung zwischen Radträger und Aufbau zu gewährleisten. Nach Schramm et al. ist die nichtlineare Kinematik der Radaufhängung zur Simulation der Fahrzeugdynamik in die Anforderung aufzunehmen.[45]

4.2.6 Reifen

Für das Reifenmodell sind aus der Literatur die Einflussgrößen Schlupf, Schräglauf, Sturz, Radaufstandskraft, Fahrgeschwindigkeit und Differenzweg zwischen Radaufstandspunkt und Radmittelpunkt bekannt. Im Simulationsmodell ist der Einfluss dieser Größen abzubilden. Aufgrund der Komplexität und Problemen bei der Parametrierung sowie durch einen sehr begrenzten Bereich des Einsatzgebietes bleibt die Temperatur des Reifens unberücksichtigt.[46] Aus dem vorherigen Kapitel 4.2.3 geht hervor, dass das Rückstellmoment des Reifens als Störgröße auf das Lenkmodell wirkt. Deshalb ist neben den Längs- und Querkräften eine Modellierung des Rückstellmoments notwendig. Darüber hinaus sind Modelle für die Vertikalbewegung, den effektiven Rollradius und den Rollwiderstand herzuleiten. Schramm et al. stellen die zusätzliche Anforderung, dass dynamische Reifenkräfte in der Simulation abzubilden sind.[45]

4.2.7 Batterie

Einflussgrößen auf das Batteriemodell sind, neben dem SOC, die Temperatur[47] und die Entladedauer. Dies wird aus dem Batteriedatenblatt ersichtlich (s. Anhang A). In der Modellierung ist eine Zeit- und Temperaturabhängigkeit vorzusehen. Aus diesem Grund ist neben dem Batteriemodell ein Temperaturmodell und eine Kontrolleinheit zu entwickeln.

4.3 Einschränkungen in der Versuchsplanung

Die Modellbildung der Komponenten der Dynamikmodule ist davon abhängig, welche Prüfstände später zum Vermessen des Fahrzeuges zur Verfügung stehen. Daher werden vor der Modellierung Einschränkungen der Versuchsplanung aufgelistet. Somit werden die Anforderungen an die Modellbildung direkt mit der Versuchsplanung und Modellparametrierung verknüpft. Dadurch wird gewährleistet, dass die erstellten Modelle durch die Versuche parametrierbar sind.

[45] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). S. 7.

[46] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). S. 20ff.

[47] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006).

Aus Gesprächen mit Projektpartnern aus Aachen geht hervor, dass Versuche auf Reifen- und Achskinematikprüfständen aufgrund der Auslastung und des Projektbudgets nicht vorgesehen sind.[48] Daher sind die Parameter für die entsprechenden Modelle aus anderen Quellen oder Versuchen herzuleiten.

Zur Messung der relevanten Größen für die Parameterermittlung stehen neben institutseigener Messtechnik noch die Ausgangssignale der verschiedenen Dienste zur Verfügung. Die Signale werden aus verbauter Messtechnik oder internen Berechnungen ermittelt.

4.4 Verifikationsmethoden

Nach der Modellbildung schließt sich eine Verifikation der erstellen Modelle an. Nach dem VDI wird bei der Verifikation überprüft, ob die Umsetzung mit den definierten Anforderungen übereinstimmt.[49] Nach Rabe sind dafür Tests vorgesehen, um diese Frage zu beantworten.[50a]

Tabelle 4-1: Verifikationsmethoden[50b]

Bezeichnung	Durchführung
Monitoring	Graphische Darstellung und Überprüfung
Vergleich mit anderen Modellen	Vergleich Simulation des Modells und Bespielmodellen aus der Literatur
Test von Teilmodellen	Untersuchung von Teilmodellen zur Fehlererkennung

Diese Tests werden bereits in der Anforderungsliste definiert und nach der Modellbildung durchgeführt. In der Anforderungsliste ist neben den Teilmodellen die Integration dieser untereinander aufgelistet, um Wechselwirkungen zwischen den Modellen aufzuzeigen. Durch Integrationstests werden diese Anforderungen überprüft.[49b]

4.5 Anforderungsliste

Nachdem die Einflüsse auf die Modelle und die Verifikationsmethoden definiert sind, wird die Anforderungsliste abgeleitet (s. Tabelle 4-2).

[48] Struth, M.: Mündliche Mitteilung: Prüfstandversuche 17.12.2019.

[49] VDI-EKV: VDI 2206 (2004). a: S. 38f., b: S. 29ff.

[50] Rabe, M. et al.: Verifikation und Validierung für die Simulation (2008). a: S. 14f., b: S. 96ff.

Tabelle 4-2: Anforderungsliste

	Nr	FF BF ZF W	Anforderungsliste Dynamikmodul				
			Bezeichnung	**Werte, Daten**	**Bemerkung**	**Quelle**	**Verifikationsmethode**
Gesamtsystem	1	FF	Kompatibilität mit CarMaker	Version 8.1			
	2	FF	Unterteilung in Teilmodule		Submodulbildung nach Komponenten des Systems für die Integration in CM	Reference Manual CM	
	3	FF	Kompatibilität mit Matlab/Simulink	R2019	m-files, slx-files		
	4	W	Echtzeitfähigkeit der Simulation	1x	Zukünftig HiL-Aufbau und somit wünschenswerte Eigenschaften für HiL-Betrieb		Vergleich CarMaker Simulationsgeschwindigkeit auf Institutslaptop
	5	FF	Systemeingänge	siehe Tabelle 3-1 bis Tabelle 3-4	System soll die Eingänge der FTR verarbeiten		Vergleich Architektur und Gesamtmodell
	6	FF	Systemausgänge	siehe Tabelle 3-1 bis Tabelle 3-4	System soll die nachgelagerten Softwaredienste mit notwendigen Signalen versorgen		Vergleich Architektur und Gesamtmodell
	7	FF	Parameterdatei für Gesamtsystem	m-file	Benutzerfreundliche Veränderung aller wesentlichen Parameter möglich und Trennung der Parameter nach Dynamikmodulen VL/VR/HL/HR		
	8	FF	Dynamikmodule für vorne links (VL)/ vorne rechts (VR)/ hinten links (HL)/ hinten rechts (HR) identisch bis auf maximaler Lenkwinkel	$\delta_{max/min}$	Alle Simulationsmodelle sind identisch aufgebaut, unterscheiden sich allerdings im maximalen Lenkwinkel (Stillstand)		Vergleich Parametrierung Simulationsmodell
	9	FF	Parametrierbarkeit der Modelle aus Fahr-/Prüfstandversuchen				
Antriebseinheit (PMSM, Getriebe, Leistungselektronik)	10	BF	Übereinstimmung mit realem Verhalten (Dynamik) bei Sollwertsprüngen bis 40 Nm	ε<10 %[51]	Sprungverhalten		Vergleich mit Messdaten aus Prüfstandversuchen
	11	FF	Getriebeübersetzung (Planetengetriebe)	i_{An}=3,138			Plausibilitätsprüfung
	12	FF	Berücksichtigung Wirkungsgrad folgender Komponenten: Motor Leistungselektronik Lagerung Planetengetriebe	η_{ges}			Plausibilitätsprüfung
	13	FF	Maximales regeneratives Bremsmoment begrenzt durch Generatorkennlinie				Plausibilitätsprüfung
	14	FF	Regelung eines Sollmoments bis zur Grenzdrehzahl		Das Sollmoment wird solange eingeregelt, bis die Grenzdrehzahl erreicht wird		Monitoring Drehmomentsprünge bei Vorgabe Sollmoment
	15	FF	Regelung der Drehzahl auf Grenzdrehzahl in und entgegen Vorzugsrichtung				Monitoring Drehmoment und Drehzahl bei Vorgabe einer Grenzdrehzahl
	16	FF	Ausfall eines Antriebs abbilden		Drehmoment für motorischen und generatorischen Betrieb sowie die Schnittstellen zur FTR bei einem Ausfall 0		Monitoring Drehmoment

[51] Krausz, M.: Diss., Abschätzung der Ergebnisqualität von Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen (2016), S. 43.

Temperaturmodell Antrieb	17	FF	Temperaturmodell zur Beschränkung des Dauermoments und des Spitzenmoments	M_{Dau} M_{Spi}			Plausibilitätsprüfung der Modellierung
	18	FF	Umschalten freie und erzwungene Konvektion		Das Temperaturmodell muss zwischen freier und erzwungener Konvektion aufgrund der Fahrzeug Geschwindigkeit umschalten		Monitoring Wärmestrom Stillstand/Fahrt
	19	FF	Kühlung		Eine externe Kühlung muss vorgesehen werden, die bis zur Umgebungstemperatur		Monitoring Wärmestrom von Konvektion und Kühlung
	20	FF	Temperaturmodell von Umgebungstemperatur abhängig	Te_{Um}			Plausibilitätsprüfung der Modellierung
	21	FF	Starttemperatur entspricht der Umgebungstemperatur				Monitoring Temperatur
Batterie	22	FF	Ladezustand	SOC	Parametrierung der Batterie mit vorgegebenem Ladezustand		Monitoring t = 0 s
	23	FF	Spannungsverlauf	U_{Bat}	Das Modell muss den Spannungsverlauf einer Batterie abbilden.		Literaturrecherche Monitoring Spannung und Vergleich mit Literatur beim Laden und Entladen
	24	FF	Eine Batterie pro Dynamikmodul				
	25	FF	Innere Verluste	η_{Bat}			Plausibilitätsprüfung
Temperaturmodell Batterie	26	FF	Maximaler Entladestrom durch Temperatur und Zeit beschränkt	$I_{elade,max}$	Der Entladestrom ist oberhalb von 350 A zeitlich begrenzt.	Datenblatt	Monitoring Entladestrom über Zeit
	27	FF	Temperaturmodell instationär		zeitliche Veränderung der Temperatur		Monitoring Temperatur
	28	FF	Freie Konvektion		Das Temperaturmodell beinhaltet die freie Konvektion an Luft		
	29	FF	Temperaturmodell von Umgebungstemperatur abhängig	Te_{Um}			Plausibilitätsprüfung der Modellierung
	30	FF	Starttemperatur entspricht der Umgebungstemperatur				Monitoring Temperatur bei t = 0 s
Bremsaktor	31	FF	Ausfall einer Bremse abbilden	$M_{hyd} = 0$ $M_{hyd,max} = 0$	Das hydraulische Bremsmoment und das maximale Bremsmoment müssen bei einem Ausfall 0 sein		Monitoring Drehmoment
	32	BF	Übereinstimmung mit realem Verhalten (Dynamik Bremsmoment)	ε<10 %	Sprungverhalten		Plausibilitätsprüfung mit Messdaten

Lenkaktor	33	BF	Übereinstimmung mit realem Verhalten (Dynamik Lenkwinkel)				Diverse Lenkwinkelsprünge
	34	FF	Lageregelung des Lenkwinkels	δ_{soll}	Lenkwinkel wird nach der Vorgabe der FTR geregelt		Monitoring Soll-Lenkwinkel und Ist-Lenkwinkel
	35	FF	Integration Maximal- und Minimallenkwinkel in Abhängigkeit von Rad (FL/FR/RL/RR)	δ_{max}= 90° ∩ 60° ∩ -60° ∩ -90°			Monitoring Lenkwinkel
	36	BF	Integration Geschwindigkeitsabhängigkeit maximaler Lenkwinkel		Lenkwinkel ist von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig		Monitoring Geschwindigkeit und Lenkwinkel
	37	FF	Ausfall eines Lenkmotors abbilden		Die Position des Lenkaktors wird an der Position des Ausfalls arretiert.		Monitoring Lenkwinkel
	38	W	Kopplung mit Batteriesystem		Lenkaktor als Verbraucher hinterlegt		
	39	W	Modellierung auf Drehmomentebene		Der Lenkaktor wird auf Momentenebene modelliert, um das Zusammenwirken mit den Reifen zu simulieren		
Kinematik	40	FF	Kopplung Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus und Radlasten		Wank-/Nickzentrum Berechnung		
	41	FF	Integration Dämpfer in Radaufhängung		Dämpfermodell		
	42	FF	Integration Feder in Radaufhängung		Federmodell mit Anschlägen (nicht lineare Federkennlinie)		
	43	FF	Kopplung der Radaufhängungs-/Lenkbewegung und geometrische Fahrzeugkenngrößen	Sturz (γ) Vorlauf-/ Nachlaufwinkel (θ) Spreizung (σ)	Einfederbewegung Lenkbewegung		Monitoring Einfederbewegung/ Lenkbewegung
Reifen	44	FF	Ermittlung Längs- und Querkräfte in Reifenlatsch (aufgrund von dynamische Radlast)				Vergleich Simulation und Literatur
	45	FF	Modellierung der Reifenkräfte im Stillstand		Entscheidend für das Beschleunigen aus dem Stillstand		Vergleich Simulation und Literatur
	46	FF	Zeitverzögerter Aufbau der Reifenkräfte		Die Längs- und Querkraft der Räder haben ein verzögerndes, geschwindigkeitsabhängiges Verhalten		Vergleich Simulation und Literatur
	47	W	Bohrmomentmodellierung		Störgröße auf Lenkaktor, daher Wunsch		Vergleich Simulation und Literatur
	48	W	Reifenrückstellmoment		Störgröße auf Lenkaktor, daher Wunsch		Vergleich Simulation und Literatur
	49	FF	Vertikalmodell		Einflussgröße Straßentopologie		Monitoring Änderung der Straßenhöhe und Radaufstandskraft
	50	FF	Modell für dynamsichen Reifenradius		Einflussgröße Radlast		Monitoring Reifenradius und Radlast
	51	FF	Modell für Rollwiderstand		Einflussgröße Radlast, Geschwindigkeit		Monitoring Rollwiderstand und Geschwindigkeit/Radlast

Integration Antrieb und Batterie	52	FF	Spitzenmoment durch maximalen Entladestrom beschränkt		Einflussgröße Zeit und Temperatur		Monitoring Entladestrom und Spitzenmoment
	53	FF	Leistung der Elektromaschine mit Batteriesubsystem gekoppelt		Der Antrieb muss die Batterie laden bzw. entladen		Monitoring Leistung der Batterie und Leistung des Antriebs
	54	FF	Maximales, regeneratives Bremsmoment begrenzt durch maximalen Ladestrom	$I_{lade,max}$ = 163 A			Monitoring Ladestrom und maximales, regeneratives Bresmoment
	55	BF	Betriebsgrenzen durch BCU vorgegeben	SOC_{max} SOC_{min}	Rekuperieren bei SOC_{max} nicht möglich Antreiben bei SOC_{min} nicht möglich		Monitoring maximales rekuperatives Bremsmoment, wenn SOC>SOC_{max} Monitoring maximales Antriebsmoment, wenn SOC<SOC_{min}
Integration Bremse und Antrieb	56	FF	Integration Bremsregler	$M_{reg,max}$ $M_{reg,ist}$ $M_{Br,soll}$	Aufteilung des regenerativen und hydraulischen Bremsmoments basierend auf Größen aus linker Spalte.		Monitoring hydraulisches und regeneratives Bremsmoment
	57	FF	Serielle Rekuperation		Regeneratives Bremsmoment bis Maximum erreicht und dann hydraulisches Bremsen zusätzlich		Monitoring hydraulisches und regeneratives Bremsmoment
	58	FF	Mechanisches und rekuperatives Bremsen				Monitoring hydraulisches und regeneratives Bremsmoment
Integration Lenkung und Radaufhängung	59	FF	Umwandlung von Drehwinkel Aktor zu Radlenkwinkel		Kopplung über Geometrie und Kinematik des Radträgers von Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung Aktor und Radlenkwinkel (plus Ableitungen)		Monitoring (Drehwinkel Motor und Raddrehwinkel)
Integration Fahrzeugmodell	60	FF	Einzelradantrieb		Jedes Rad ist momenten-/drehzahlgesteuert		Simulation Gesamtsystem mit Soll-Momentensprung auf zu testendem Rad
	61	FF	Generierung Antriebsmoment und regeneratives Bremsmoment und Übertragung an Felge				Monitoring des Drehmoments und Beschleunigung Fahrzeug
	62	FF	Unabhängige hydraulische Bremswirkung der verschiedenen Räder				Simulation Gesamtsystem mit Soll-Momentensprung auf zu testendem Rad
	63	FF	Generierung Bremsmoment				Simulation Gesamtsystem mit Soll-Momentensprung
	64	FF	Integration einer ABS-Regelung		ABS-Regelung muss von Radbeschleunigung und Schlupf abhängig sein		Vollbremsung auf Fahrbahn mit geringem Reibkoeffizient
	65	FF	Einzelradlenkung				Simulation Gesamtsystem mit Soll-Lenkwinkelsprung auf zu testendem Rad

5 Modellbildungsansätze

Für den Aufbau von Simulationsmodellen ist die Modellbildung die Grundlage. Nach der VDI-Richtlinie 2206 ist dies der nachfolgende Schritt nach der Zielformulierung und der Anforderungsdefinition.

In diesem Kapitel ist die Erstellung der Simulationsmodelle für die unterschiedlichen Subsysteme des Dynamikmoduls dokumentiert. Die jeweiligen Unterkapitel enthalten die folgenden Punkte:

- Begründete Auswahl zwischen dem existierenden CarMaker Modell oder einem selbst zu erstellenden Simulationsmodell
- Topologisches Modell
- Physikalisches Modell
- Mathematische Beschreibung des physikalischen Modells
- Numerische Umsetzung

Die Vorgehensweise wird adaptiert, falls keine Modellierung auf der entsprechenden Ebene möglich ist. Die Herleitung des topologischen sowie physikalischen Modells und der mathematischen Beschreibung sind für das Vorgehen bei mechatronischen Systemen vorgesehen. Daher werden für andere Systeme andere Vorgehensweisen gewählt.

5.1 Radnabenantrieb

Das folgende Kapitel beinhaltet die Modellbildung des Radnabenantriebs. Zuerst wird das CarMaker Modell analysiert. Falls dieses Modell die Anforderungen nicht erfüllt, wird ein eigenes Modell aufgebaut.

5.1.1 CarMaker Modell

CarMaker bietet die Möglichkeit, Elektromotoren als Antrieb zu verwenden. Das Modell berechnet aus der Drehzahl des Motors und der Belastung das Motormoment, die Trägheit und die notwendige elektrische Leistung. Die Modellstruktur ist in Abbildung 5–1 erkennbar.

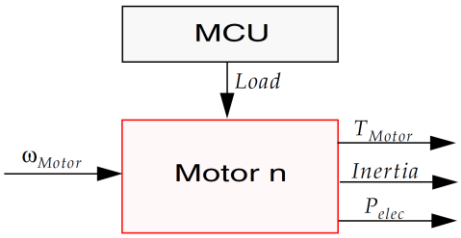


Abbildung 5–1: Ein- und Ausgänge des CarMaker Motormodells[52a]

[52] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019). a: S. 348, b: S. 348ff.

Zur Parametrierung des Modells stehen feste Parameter oder Lookup-Tables zur Verfügung. Die Parameter unterteilen sich in die Bereiche General, Torque, Efficiency und Bodies. Im ersten Konfigurationsbereich wird das generelle Motormodell festgelegt. Hier werden Massenträgheitsmoment, Übersetzung, Aufbauzeit des Moments und ein Gleitreibkoeffizient für die mechanische, drehzahlabhängige Reibung parametriert. Ebenfalls wird das Energieversorgungssystem definiert, an welches der Antrieb angeschlossen wird (Hoch- oder Niedervolt). Im Menü Torque sind feste Werte oder 1D-Look-Up Tables zu definieren. Diese bestimmen die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik im motorischen und generatorischen Betrieb (s. Abbildung 5–2).

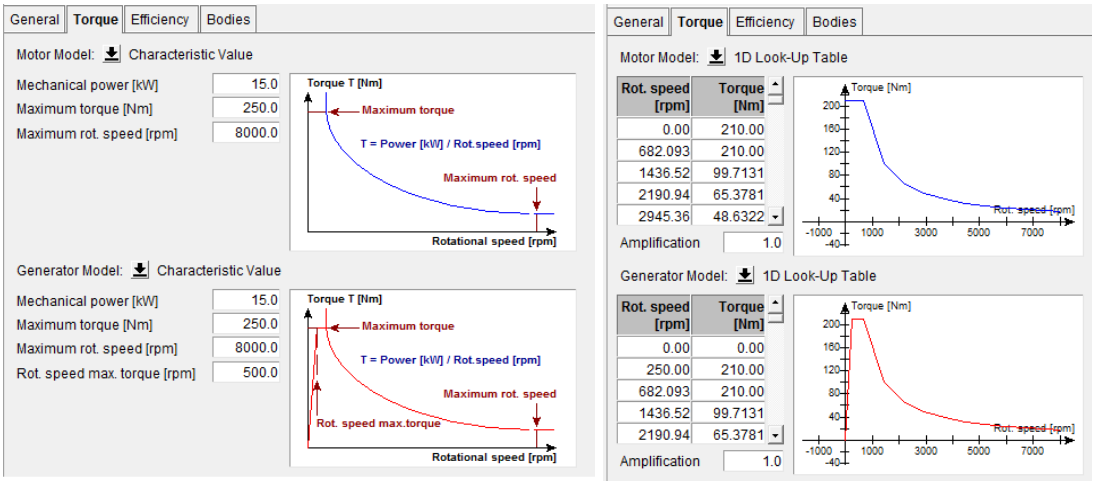


Abbildung 5–2: Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik mittels fester Werte und Lookup-Table

Beide Varianten eignen sich für die Modellierung des UNICAR*agil* Fahrzeuges. Der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs lässt sich im Bereich Efficiency definieren. Hier steht neben einem festen Wert eine 2D-Look-Up Table zur Verfügung, welche den Wirkungsgrad in Abhängigkeit des normierten Moments und der normierten Drehzahl angibt (s. Abbildung 5–3). Zu guter Letzt sind bei Bodies noch die Masse, Position der Motoren im Fahrzeug, Bezugskoordinatensystem und die Massenträgheitsmomente zu definieren.

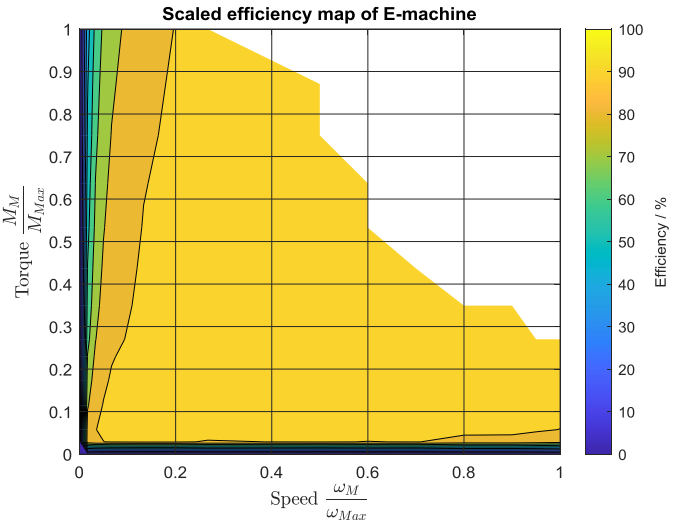


Abbildung 5–3: Normiertes Wirkungsgradkennfeld einer bespielhaften PMSM

Das dynamische Verhalten wird mittels eines PT1-Gliedes dargestellt. Detaillierte Informationen finden sich im Reference Manual von CarMaker.[52b] Tabelle 5-1 zeigt eine Übersicht der Vor- und Nachteile des CarMaker Modells.

Tabelle 5-1: Vor- und Nachteile des CarMaker Motormodells

Vorteile	Nachteile
Einfache Modellierung	Hoher Parametrieraufwand
Verlustmechanismen durch Wirkungsgradkennfeld vorhanden	Dynamik nicht ausreichend abgebildet weder im Feldschwächebereich noch im Ankerstellbereich (s. Kapitel 5.1.3)
	Kein Temperaturmodell vorhanden
	Keine Modellumschaltung für Drehzahlregelung und Momentregelung möglich

Grundsätzlich geeignet?

Das CarMaker Modell des Motors ist in der vorliegenden Form nicht geeignet für das Simulationsmodell des UNICAR*agil* Fahrzeugs, da die Dynamik des Modells mittels eines PT1-Gliedes abgebildet wird, aber der Radnabenantrieb ein nichtlineares, dynamisches Systemverhalten zeigt. Das Umschalten zwischen Drehzahl- und Drehmomentregelung ist ebenfalls nicht integriert.

Erweiterbar?

Das vorhandene Modell kann um die Dynamik und die Umschaltung in der Momenten- und Drehzahlregelung erweitert werden. Darüber hinaus ist, wie in der Anforderungsliste beschrieben ein Temperaturmodell abzuleiten, um das Dauer- und Spitzenmoment der Antriebe zu beschränken. Diese Modelle müssen noch zusätzlich erstellt werden und lassen sich mit dem vorhandenen CarMaker Modell koppeln.

Anforderungen erfüllt?

Das CarMaker Modell ist mit den beschriebenen Erweiterungen für die Modellierung geeignet und die Anforderungen erfüllt. Für die Modellierung des dynamischen Verhaltens sind dazu Messungen des Radnabenantriebs, die bereits durchgeführt wurden, zu analysieren. Aufgrund der notwendigen Adaptionen werden alternative Modellbildungsansätze recherchiert.

5.1.2 Modellierungsansätze

Im Nachfolgenden werden alternative Modellierungsansätze für einen PMSM vorgestellt und beschrieben. Dabei wird auf Vor- und Nachteile eingegangen. Es wird überprüft, ob es weitere Modellierungsansätze gibt, die geeigneter sind als das existierende CarMaker Modell. Für das Modell des Radnabenantriebs müssen neben dem PMSM ebenfalls die Leistungselektronik und die Regelung

mitmodelliert werden. Zuerst werden grundsätzliche Modellierungsansätze überprüft, um den Lösungsraum einzugrenzen. Hierzu wird in Anlehnung an Winner die Modellbildung eingeteilt in:[53]

- Physikalische Modelle (Mikroskala)
- Physikalische Modelle (Makroskala)
- Mathematische Modelle

Die physikalischen Modelle auf der Eben der Mikroskala basieren auf transienten Finite-Elemente-Methoden (FEM) Simulationen und berechnen die daraus resultierenden Magnetfelder innerhalb des PMSM. Diese Modelle sind sehr rechenintensiv und aufgrund von mangelnden Informationen über das System nicht umsetzbar. Daher wird diese Gruppe der Simulationsmodelle ausgeschlossen. Die physikalischen Modelle auf der Makroskala Ebene bilden die Effekte innerhalb des Motors über physikalische Gleichungen ab. Diese Art der Modellierung ist lediglich zielführend, wenn die Reglerstruktur bekannt ist. Da Seitens des Lieferanten keinerlei Informationen über den Regleralgorithmus zur Verfügung gestellt werden, fällt diese Klasse der Modellbildung für den Radnabenantrieb ebenfalls weg. Somit bleiben lediglich die mathematischen Modelle übrig, bei denen mittels Experimenten Kennfelder ermittelt und das dynamische Verhalten möglichst genau über Ersatzgleichungen beschrieben wird.

5.1.3 Analyse der Motormessungen

In den folgenden Kapiteln sind Messungen abgebildet, die vom Hersteller auf einem Motorprüfstand erstellt wurden. Hierzu wurde der Radnabenmotor mit einer Lastmaschine verbunden, welche ein Lastmoment einregelt. Als zusätzliche Informationen ist noch der Betriebsbereich des Elektromotors bekannt. Der Ankerstellbereich ergibt sich in den Bereichen von 0 bis 800 U/min. Alle darüber liegenden Drehzahlen gehören zum Feldschwächebereich.

5.1.3.1 Sollwertsprünge auf maximales Moment

Abbildung 5–4 zeigt das Antwortverhalten des Systems bei einem Soll-Momentsprung auf das maximale Moment bei der konstanten Drehzahl 500 U/min. Dabei ist auf der linken Seite der Sprung auf das Maximum erkennbar und auf der rechten Seite der Sprung vom Maximum auf 0. Das Systemverhalten ist linear und es ist keinerlei Überschwingen erkennbar. Das System lässt sich daher mit einem PT1-Glied approximieren.

[53] Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019), S. 22.

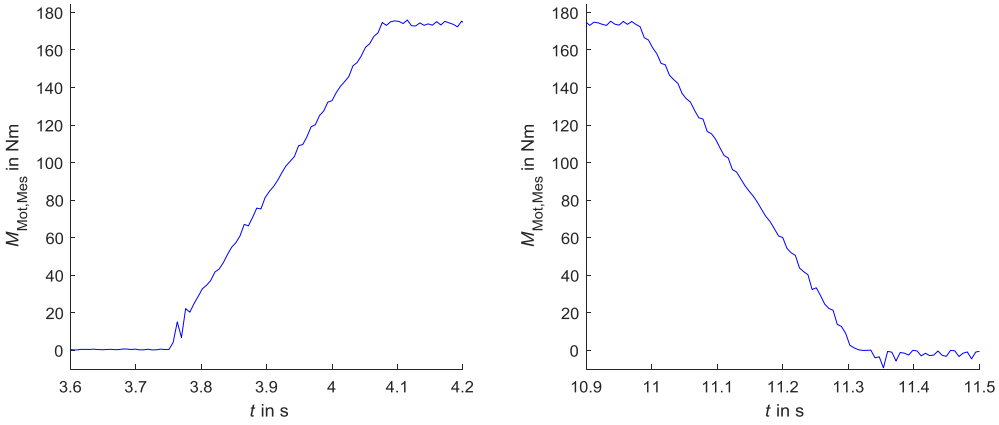


Abbildung 5–4: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 500 U/min

Als nächstes wird der Soll-Momentsprung bei 1000 U/min untersucht. Abbildung 5–5 zeigt die Antwort des Systems. In der linken Hälfte der Abbildung schwingt das System über den Sollwert und erreicht diesen nach einer Schwingung. Zusätzlich ändert sich die Steigung des Moments ab 140 Nm. Auf der rechten Seite des Diagramms ist eine ähnliche Nichtlinearität im Verlauf erkennbar. Zu Beginn des Sprunges fällt das Moment stärker ab. Nach 8.9 s stellt sich eine veränderte Steigung im Momentenverlauf ein. Des Weiteren sind größere Schwingungen während dem Folgen der Soll-Größe aufs Maximum erkennbar. Der Motor befindet sich bei dieser Messung im Feldschwächebereich. Eine Darstellung des Systemverhaltens ist mittels des im vorherigen Absatz beschriebenen Ansatzes nicht ausreichend.

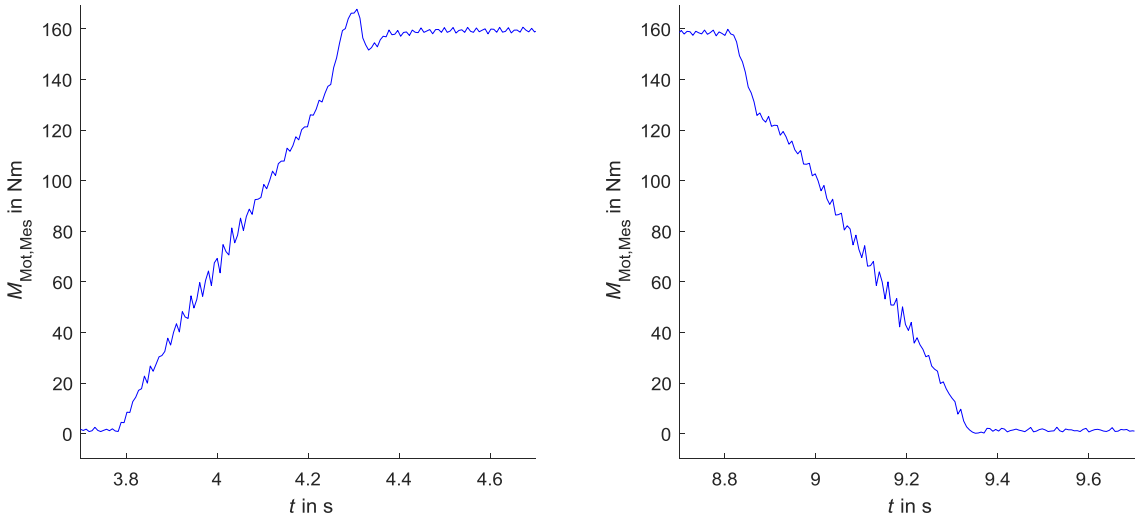


Abbildung 5–5: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 1000 U/min

Als letztes wird vorerst noch der Soll-Momentsprung bei 1500 U/min untersucht. Der Verlauf der Systemantwort ist in Abbildung 5–6 dargestellt. Es zeigt sich ein vergleichbarer Verlauf, wie bei 1000 U/min. Es ist ein Überschwingen zu erkennen und eine Zunahme bzw. Abnahme der Steigung im Momentenverlauf.

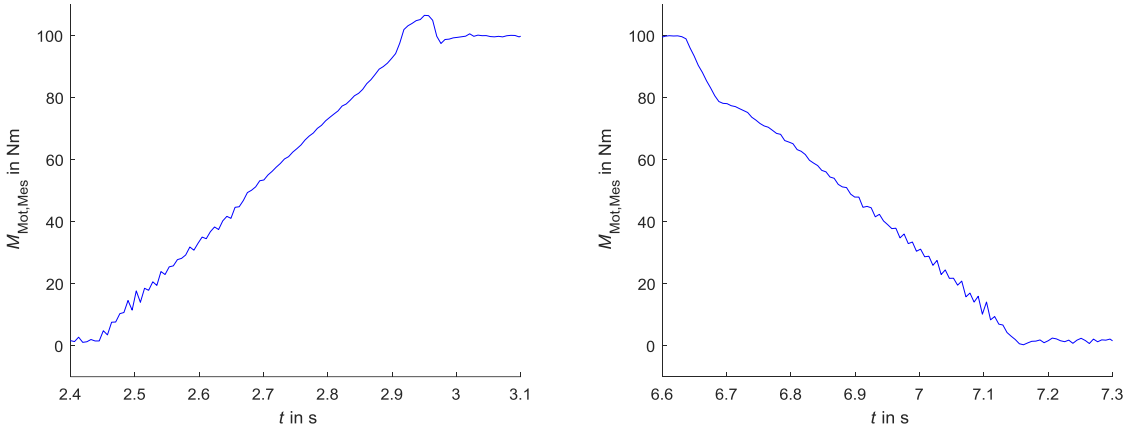


Abbildung 5–6: Antwortverhalten bei einem Soll-Momentsprung bei 1500 U/min

Zur weiteren Analyse wird das Überschwingverhalten, die Steigung des Momentenverlaufs im linearen und nicht linearen Bereich, bei einem positiven und negativen Sprung betrachtet.

Tabelle 5-2: Analyse der Sprungantworten

Untersuchte Drehzahl	500 U/min	1000 U/min	1500 U/min
Maximales Überschwingen im Vergleich zur Sollvorgabe	Nicht vorhanden	1,055	1,065
Einschwingzeit	Nicht vorhanden	0,083 s	0,099 s
Steigung im Momentenverlauf (linear, positiver Sprung)	532,75 Nm/s	289,74 Nm/s	199,91 Nm/s
Maximale Steigung im Momentenverlauf (nicht linear, positiver Sprung)	Nicht vorhanden	669,70 Nm/s	643,33 Nm/s
Maximale Steigung im Momentenverlauf (linear, negativer Sprung)	534,19 Nm/s	203,60 Nm/s	178,23 Nm/s
Steigung im Momentenverlauf (nicht linear, negativer Sprung)	Nicht vorhanden	646,67 Nm/s	337,65 Nm/s

Die Analyse resultiert in der Vermutung, dass es bis zu einem bestimmten Moment, welches im Verhältnis zum maximalen Moment der Ist-Drehzahl steht, eine andere Reglerkonfiguration vorliegt. Somit ergibt sich ein unterschiedliches, dynamisches Verhalten in verschiedenen Betriebsbereichen des Motors.

Ein weiteres Merkmal ist das Verhältnis aus dem Moment, an dem der lineare Bereich beginnt, und dem maximalen, eingeregelten Moment. Dieses Verhältnis wird bei der Drehzahl 1000 U/min und 1500 U/min gebildet.

$$\Delta_{\omega_{\mathrm{Mot}=1000}} = \frac{M_{\mathrm{lin}}}{M_{\mathrm{max}}} = \frac{125{,}8\ \mathrm{Nm}}{158{,}5\ \mathrm{Nm}} = 0{,}7937 \tag{5-1}$$

$$\Delta_{\omega_{\mathrm{Mot}=1500}} = \frac{M_{\mathrm{lin}}}{M_{\mathrm{max}}} = \frac{78{,}9\ \mathrm{Nm}}{100\ \mathrm{Nm}} = 0{,}7890 \tag{5-2}$$

Dieses Verhältnis ist nahezu identisch. Basierend auf dieser Erkenntnis ist eine Modellierung der Dynamik mittels einer Modellumschaltung denkbar. Das Modell verhält sich unterhalb des konstanten Verhältnisses Δ wie ein PT1-Glied und oberhalb wie ein PT2-Glied mit höherer Dynamik. Diese Annahme lässt sich allerdings aufgrund mangelnder weiterer Messungen nicht zweifelsfrei bestätigen.

5.1.3.2 Nichtlinearitäten im Übertragungsverhalten

Die Nichtlinearität im Übertragungsverhalten wird weiter untersucht. Folgende Ursachen sind für Nichtlinearitäten bei einem PMSM bekannt.

Tabelle 5-3: Nichtlinearitäten an einer geregelten PMSM mit Ursachen und Wirkung

Nichtlinearität	Ursache	Theoretische Wirkung
Strombegrenzung der Eingangsstromstärke	Beschränkung der maximalen Stromstärke als Stellgrößenbeschränkung[54a]	Durch eine Begrenzung der Stromstärke wird auch das maximale Moment beschränkt. Da die Dynamik des Moments zunimmt und dieses weiterhin steigt, ist die Strombegrenzung als Erklärung unzulänglich.
Spannungsbegrenzung aufgrund der Leistungselektronik	Die Leistungselektronik kann nur eine bestimmte maximale Zwischenkreisspannung zur Verfügung stellen.[54b]	Die Spannungsbegrenzung wirkt sich auf den Strom aus und somit auf das geregelte Moment. Somit greift ebenfalls die Erläuterungen aus der Strombegrenzung.
Nichtlineare Motorkonstante	Die Motorkonstante ist betriebspunktabhängig.[55]	Das abgegebene Drehmoment ist proportional zum Strom und der Motorkonstanten. Allerdings ist ein verändertes dynamisches Verhalten zu einem schwingfähigen System nicht erklärbar.
Reibung	Mechanische Reibung durch Wellen und Lager	Die Gleitreibung ist eine mögliche Ursache für Nichtlinearitäten. Sie ist proportional zur Winkelgeschwindigkeit. Da die Momentenverläufe bei konstanter Drehzahl durchgeführt wurden, fällt die Reibung als mögliche Ursache weg.[55]
Motorregler	Modellumschaltung im Regler	Die Stellgrößen werden aufgrund einer Modellumschaltung, ausgelöst durch bestimmte Schwellwerte, umgeschaltet (s. Kapitel 2.7.2).

Aus Tabelle 5-3 wird daher geschlossen, dass das nichtlineare Systemverhalten nur auf eine Umschaltung im Motorregler auf eine andere Regelstrategie zurückzuführen ist. Um die Vermutung zu bestätigen, wird eine weitere Messung vom Zulieferer untersucht.

[54] Mayer, M.: Diss., Wirkungsgradoptimierte Regelung Permanentmagnet-Synchronmaschinen (2010). a: S. 82, b: S. 82f.

[55] Scholz, L.: Masterthesis, Modellierung und Simulation von Elektromotoren (2013).S. 47.

5.1.3.3 Diverse Sollwertsprünge

Eine weitere Messung ist in Abbildung 5–7 und Abbildung 5–8 zu sehen. In der erst genannten Abbildung ist die Drehzahl auf 500 U/min eingeregelt und in der anderen Abbildung auf 1000 U/min. Als Soll-Größe sind Momentensprünge vorgegeben. Bei näherer Betrachtung wird ersichtlich, dass ein ähnliches Verhalten im Vergleich zu den maximalen Sollwertsprüngen identifizierbar ist. Im Ankerstellbereich (Abbildung 5–7) ist kein Überschwingen und keine Nichtlinearität erkennbar. Das gleiche gilt für den Feldschwächebereich in Abbildung 5–8. Allerdings ändert sich ab dem Grenzmoment von 125 Nm aus Gleichung (5-1) das Verhalten des Systems von einem PT1-Glied zu einem PT2-Glied mit den klassischen Überschwingungen.

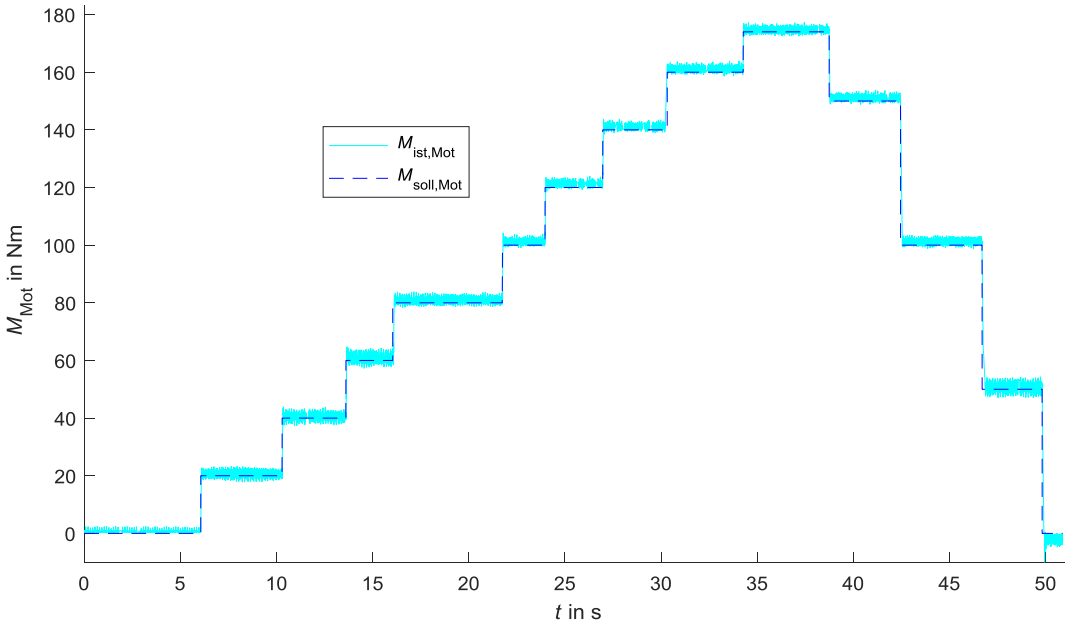


Abbildung 5–7: Diverse Momentensprünge im Ankerstellbereich bei 500 U/min

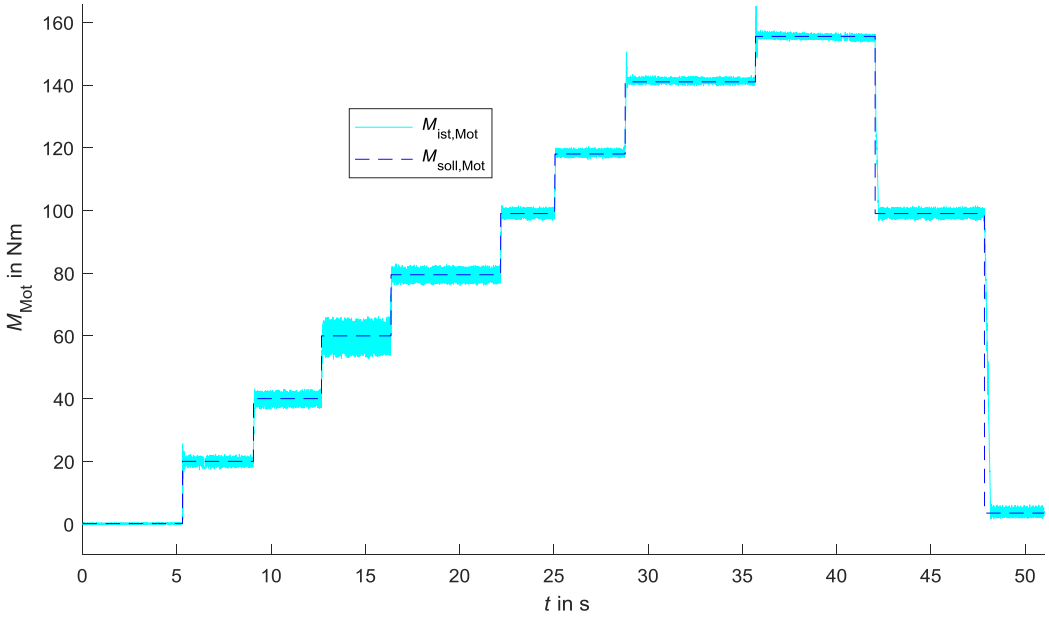


Abbildung 5–8: Diverse Momentensprünge im Feldschwächebereich bei 1000 U/min

Abbildung 5–9 zeigt eine detaillierte Ansicht des Überschwingens aus Abbildung 5–8. Es ist gut erkennbar, dass das Systemverhalten dem eines PT2-Gliedes entspricht (Vergleich s. Kapitel 2.7.1).

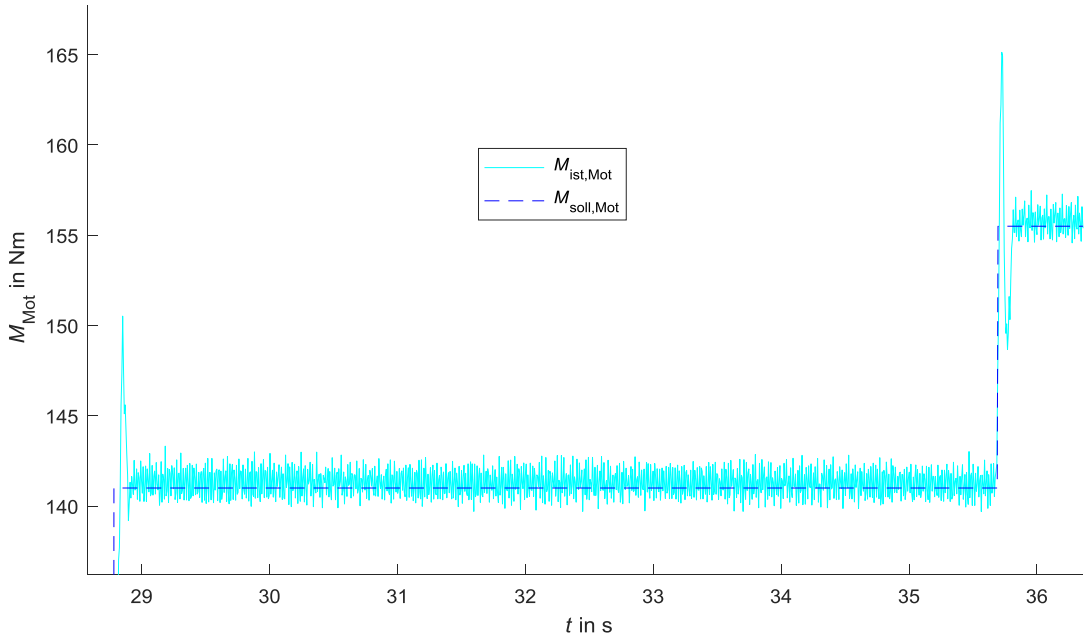


Abbildung 5–9: Überschwingen aus Abbildung 5–8

Die Modellierung des dynamischen Verhaltens ist somit nur über eine Modellumschaltung von mehreren Übertragungsfunktionen möglich. In Kapitel 5.1.4 wird die Modellierung detailliert erläutert.

Problematisch bei der Analyse des dynamischen Systemverhaltens ist die Tatsache, dass nur eine sehr begrenzte Anzahl an Messungen zur Verfügung steht, um eine Systemidentifikation systematisch durchzuführen. Darüber hinaus bestehen die Messungen lediglich aus den gemessenen Werten und beinhalten nicht die Soll-Vorgabe. Somit sind Totzeiten im System nicht identifizierbar. Die getroffenen Annahmen basieren auf keinem physikalischen Hintergrund und sind lediglich als Modellierungsvorschläge zu verstehen. Die Dynamik des Moments ist zusätzlich von der Lastmaschine abhängig. Eine eindeutige Trennung der Wirkzusammenhänge zwischen den beiden Maschinen ist auf Grundlage der erstellten Messungen nicht möglich. Weitere Messungen bei unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlichen Lastmomenten müssen noch durchgeführt und in das Programm der Prüfstandversuche aufgenommen werden.

5.1.3.4 Reluktanzmoment

Die Abbildungen aus dem vorangegangenen Kapitel zeigen zusätzlich noch ein deutliches Schwanken des Moments um den Sollwert. Aus der Literatur ist bekannt, dass durch Reluktanzanteile Schwankungen im Momentenverlauf bei Umläufen des Rotors entstehen (s. Kapitel 2.2.2). Die Reluktanzmomente sollten daher abhängig von Unstetigkeiten im magnetischen Feld über dem Umfang sein. Deshalb wird eine Fourieranalyse der Messungen durchgeführt und die festgestellten Frequenzen mit der Rotordrehzahl der Messung normiert. Hierfür wird der Algorithmus fast Fourier transform (FFT) genutzt. Die Ergebnisse der Analyse sind wiederum für die Modellbildung zu nut-

zen, um das reale Verhalten des Radnabenantriebs besser abzubilden. Die Messungen des Zulieferers sind mit einer Frequenz von 156,25 Hz aufgezeichnet. Aufgrund des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems sind somit Frequenzen bis zu 78,125 Hz analysierbar. Aus diesem Grund ergibt sich eine Grenze der untersuchbaren Frequenzen bei 1500 U/min bis zur dritten Motorordnung (s. (5-3)).

$$Ord = \frac{f_{\text{Abtast}}}{\omega_{\text{Mot,1500}}} = \frac{78{,}125\ Hz}{25\ Hz} = 3{,}125 \tag{5-3}$$

Es sind somit nur Reluktanzmomente identifizierbar, die bei einer drittel Umdrehung als Störung auftauchen. Daher wird bei niedrigeren Drehzahlen ebenfalls eine Analyse bis zur dritten Motorordnung durchgeführt.

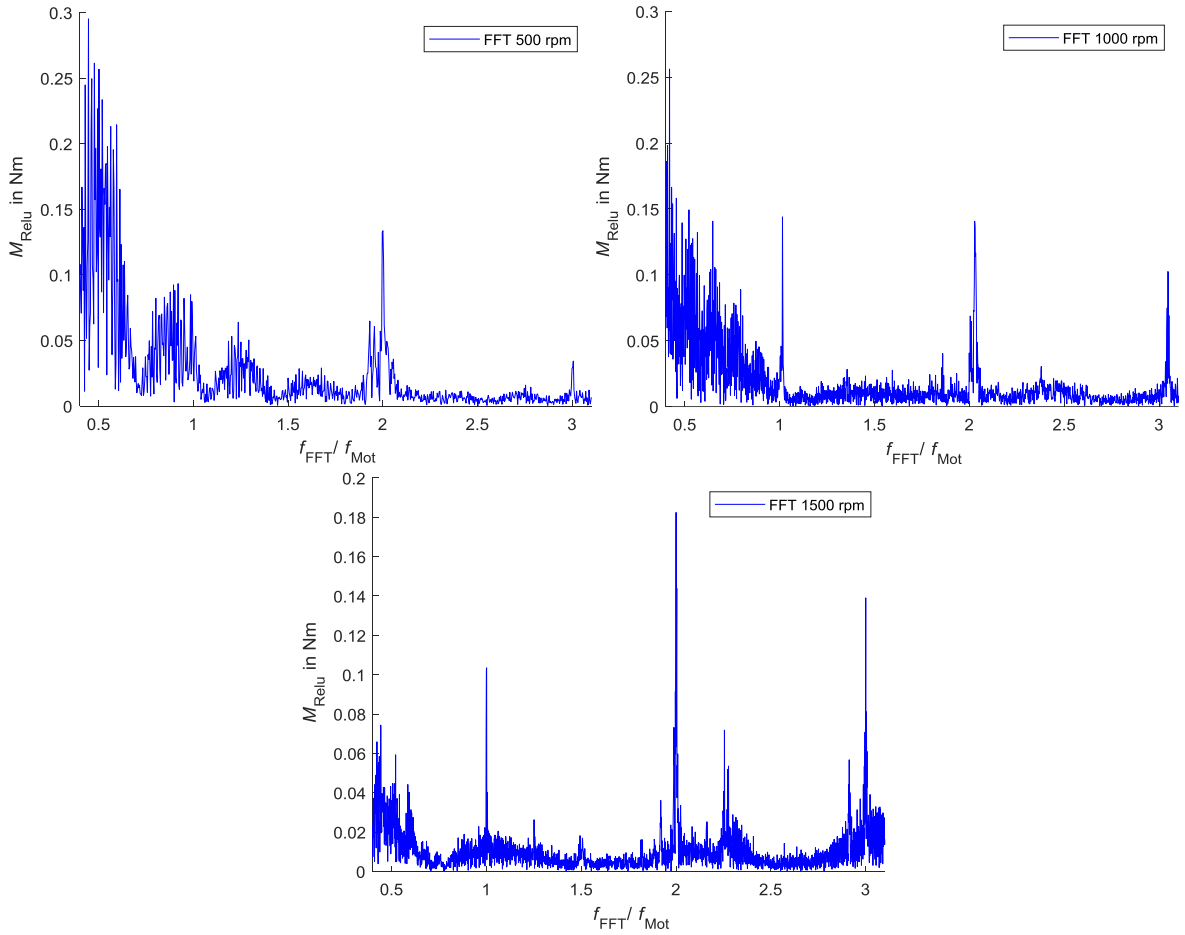


Abbildung 5–10: FFT-Analyse der Messungen aus Abbildung 5–4 bis Abbildung 5–6

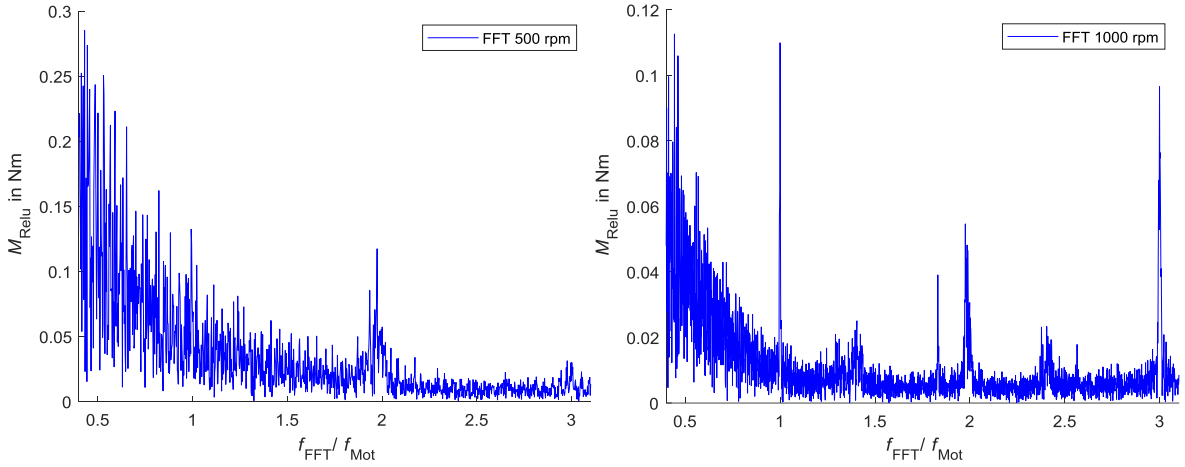


Abbildung 5–11: FFT-Analyse der Messungen aus Abbildung 5–7 und Abbildung 5–8

Um Abhängigkeiten der Amplitude zu Drehzahlen zu identifizieren werden die Amplituden über die Motorenordnung geplottet.

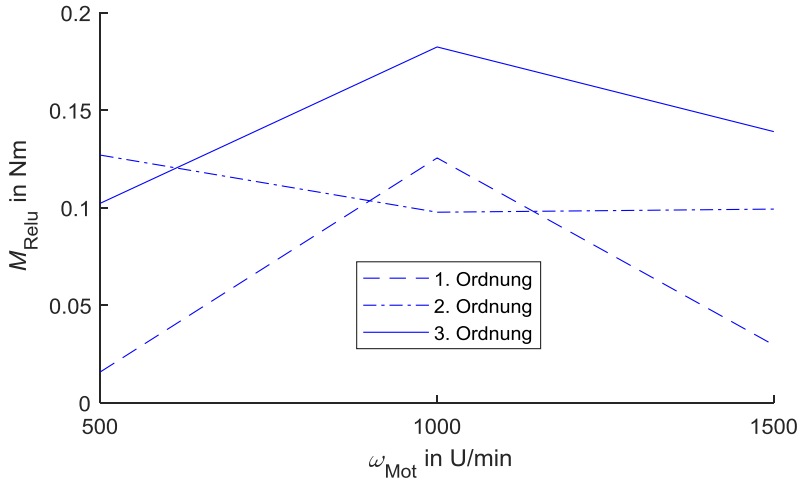


Abbildung 5–12: Amplitude des Reluktanzmoments

Aus den bisherigen Messungen ist eine Modellierung des Reluktanzmoments nur bedingt möglich, da funktionale Zusammenhänge zur Drehzahl und Motorenordnung nicht eindeutig identifizierbar sind. Abbildung 5–12 zeigt den Verlauf des Reluktanzmoments der verschiedenen Ordnungen über die Drehzahl. Da drei Stützstellen zur Verfügung stehen, ist eine Interpolation und Extrapolation auf Basis dieser Daten nicht sinnvoll, da die Anzahl der Stützstellen zu keiner verlässlichen Aussage ausreicht. Es wird deshalb im Simulationsmodell ein Subsystem vorgesehen, das zuschaltbar gestaltet und mit späteren Messungen parametrierbar ist. Die Amplitude des Reluktanzmoments wird in Abhängigkeit der Motorendrehzahl und der Motorenordnung berechnet.

5.1.4 Modellierung der Dynamik

Aus den gewonnenen Erkenntnissen werden mathematische Modelle der Dynamik abgeleitet. Zuerst wird eine Analyse der Übertragungsfunktion des PT1-Verhaltens aufgestellt. Aufgrund der Tatsache, dass im normalen Fahrbetrieb des Fahrzeuges die FTR die Soll-Größen mit einer Frequenz von 50 Hz vorgibt, sind kleine Sollwertsprünge zu erwarten.[56] Lediglich in den Fällen des Beschleunigens aus dem Stand und der Notbremsung werden große Sollwertsprünge vorgegeben. Daher werden die Messungen aus Abbildung 5–7 und Abbildung 5–8 zur Identifikation des dynamischen Verhaltens verwendet, um die Modellgüte an das größtenteils vorhandene Systemverhalten anzupassen. Aus den Messungen ist ebenfalls ersichtlich, dass der Antrieb eine lastunabhängige Dynamik aufweist.

5.1.4.1 PT1-Identifikation

Zur Identifikation der Übertragungsfunktion werden die Messdaten aus den beiden gezeigten Versuchen in die System Identification Toolbox von Matlab importiert. Dieses Tool bietet die Möglichkeit, mittels unterschiedlicher Optimierungsalgorithmen das Systemverhalten zu analysieren und die optimalen Parameter einer Übertragungsfunktion zu bestimmen. Hieraus ergibt sich die folgende Übertragungsfunktion.

$$G_{\mathrm{Mot,PT1}}(s) = \frac{27{,}6625}{s + 27.6625} \tag{5-4}$$

5.1.4.2 PT2-Identifikation

Für die Identifikation des PT2-Verhaltens aus Abbildung 5–9 wird die Methode aus Kapitel 2.7.1 verwendet. Aus den Messungen werden die folgenden Werte ermittelt und daraus die Dämpfung und die Kennkreisfrequenz berechnet.

Tabelle 5-4: Messwerte der PT2-Identifikation

Parameter	Sprung 1	Sprung 2
Überschwingweite y^*	0,4534	0,6505
Schwingungsdauer T_n	0,0768	0,1024
Verstärkungsfaktor K	1	1
Dämpfung d	0,2442	0,1356
Kennkreiszeitkonstante T	0,0119	0,0161

Durch Mittelung der beiden Werte werden die Parameter der Übertragungsfunktion ermittelt. Daraus ergibt sich die folgende Gleichung für die Übertragungsfunktion mit den entsprechenden Parametern aus Tabelle 5-4.

[56] Projektbeteiligte: UNICARagil Architekturtool (2020).

$$G_{\mathrm{Mot,PT2}}(s) = \frac{K_{\mathrm{Mot,PT2}}}{T_{\mathrm{Mot,PT2}}^2} \frac{1}{s^2 + \frac{2d_{\mathrm{Mot,PT2}}}{T_{\mathrm{Mot,PT2}}} s + \frac{1}{T_{\mathrm{Mot,PT2}}^2}} \tag{5-5}$$

5.1.4.3 Modellumschaltung

Um eine Umschaltung zwischen den beiden Modellen zu ermöglichen, wird eine Lookup-Table eingefügt, die abhängig vom Anker- und Feldschwächebereich sowie der Größe des Sollmoments zwischen den beiden Modellen dynamisch umschaltet. Dieses Prinzip basiert auf dem Fuzzy-Regler Konzept aus Kapitel 2.7.2. Die Umschaltung basiert dabei auf den Erkenntnissen aus den Gleichungen (5-1) und (5-2). Folgende Zustände sind zu unterscheiden.

Tabelle 5-5: Umschaltlogik für das Radnabenantriebsmodell

Drehzahl in U/min	Moment	Gewichtung PT1	Gewichtung PT2
≤ 800		1	0
> 801	< 0,79 $M_{\mathrm{Mot,max}}$ (ω_{Mot})	1	0
> 801	> 0,82 $M_{\mathrm{Mot,max}}$(ω_{Mot})	0	1

Die maximalen Momente bei der aktuellen Drehzahl ergeben sich aus Kennfeldern des Elektromotors, wie in Kapitel 5.1.1 beschrieben. Die Bereiche, die in der Tabelle nicht abgedeckt sind, werden linear interpoliert. Aus den Gleichungen und der Formulierung der Umschaltbedingung wird das numerische Modell in Simulink umgesetzt. Die Dynamik für das Antreiben wird ebenfalls für den zeitlichen Verlauf des regenerativen Bremsmoments verwendet. Abschließend wird noch definiert, dass der Zusammenhang zwischen Antrieb an der Felge und Radnabenantrieb über die Getriebeübersetzung erfolgt.

$$M_{\mathrm{An}} = i_{\mathrm{An}} M_{\mathrm{Mot}} \tag{5-6}$$

$$\omega_{\mathrm{An}} = \frac{\omega_{\mathrm{Mot}}}{i_{\mathrm{An}}} \tag{5-7}$$

5.1.5 Drehzahlregelung

Die FTR gibt neben einem Sollmoment für den Antrieb eine Drehzahlgrenze vor. Wird diese Grenze überschritten, wechselt die Regelung von einer Momentregelung auf eine Drehzahlregelung. Da der Drehzahlregler mittels des Moments die Drehzahl regelt, ist eine getrennte Betrachtung der Drehzahlregelung von der Momentregelung nicht sinnvoll. Daher wird für die Drehzahlregelung ein Fuzzy-Regler zur Vorgabe des geregelten Sollmoments in das Simulationsmodell eingefügt. Dabei ist Gleichung (5-8) in einer Lookup-Table, die als Eingang Gleichung (5-9) hat, hinterlegt. Der Ausgang des Reglers wird durch ein diskretes Tiefpassfilter gefiltert, da es sonst zu einer zu hohen Systemdynamik der Drehzahlregelung kommt. Das gefilterte Regelsignal wird danach mit dem Soll-Moment multipliziert, um das Moment des Antriebs zu regeln.

$$Fu_{\text{aus}}(\omega_{\text{ein,max}}) = \begin{cases} 0, & \omega_{ein,max} < \omega_{\text{grenz,u}} \\ 1, & \omega_{\text{ein,max}} < \omega_{\text{grenz,o}} \end{cases} \tag{5-8}$$

$$\omega_{\text{ein,max}} = \frac{\omega_{\text{grenz}} - \omega_{\text{ist,An}}}{\omega_{\text{grenz}}} \tag{5-9}$$

Zwischen den beiden Systemzuständen aktiver und inaktiver Drehzahlregler wird erneut linear interpoliert. Aktuell liegen keine Messungen der Drehzahlbegrenzung mit Soll-Momentvorgabe vor, daher müssen diese Parameter aus Messungen identifiziert werden.

5.1.6 Temperaturmodell des Radnabenantriebs

Neben den bisher erstellten Modellen für den Radnabenantrieb wird noch ein Temperaturmodell benötigt, welches das maximale Spitzenmoment des Antriebes ermittelt. Das maximale Spitzenmoment sowie das Dauermoment sind Ausgänge aus dem Dienst Antreiben und werden in der FTR als Grenzen berücksichtigt.

5.1.6.1 Mathematische Beschreibung des Temperaturmodells

Ziel des Modells ist die Darstellung eines dynamischen Spitzen- und Dauermoments. Der exakte Wert wird später im Dienst Antreiben berechnet. Für das Modell heißt das, dass nur die Wirkung des dynamischen Verhaltens auf die FTR von Interesse ist und keine exakte Darstellung. Daher wird für das Temperaturmodell der Motor als thermische Ersatzmasse mit einer bestimmten spezifischen Wärmekapazität sehr vereinfacht modelliert.

$$q_{\text{ges,An}} = m_{\text{An}} sc_{p,\text{An}} \frac{dTe_{\text{An}}}{dt} \tag{5-10}$$

Hierbei sind q der Wärmestrom, m die Masse, sc_p die spezifische Wärmekapazität und Te die Temperatur des Antriebs. Zu Beginn der Simulation wird die Temperatur auf die CarMaker Umgebungstemperatur gesetzt.

$$Te_{\text{An}}(t = 0\ s) = Te_{\text{Um,CM}} \tag{5-11}$$

Der Gesamtwärmestrom des Antriebs setzt sich aus der Wärmezufuhr durch die Verluste des Motors und der Wärmeabgabe aus der Kühlung zusammen. Die Wärmezufuhr des Motors wird über das Wirkungsgradkennfeld des Motors ermittelt. Dieser Wert ist im Vergleich zur Realität zu hoch angesetzt, da das Wirkungsgradkennfeld neben den Verlusten der Motoren ebenfalls mechanische Verluste durch Reibung und Verluste durch die Leistungselektronik beinhaltet. Dennoch wird diese Variante gewählt, da lediglich die dynamischen Grenzwerte und der Umgang der FTR mit diesen von Interesse der Simulation ist.

$$q_{\text{zu,An}} = \frac{P_{\text{Mot}}}{\eta_{\text{Mot}}(M_{\text{Mot}}, \omega_{\text{Mot}})} = \frac{M_{\text{Mot}}\omega_{\text{Mot}}}{\eta_{\text{Mot}}(M_{\text{Mot}}, \omega_{\text{Mot}})} \tag{5-12}$$

Die Wärmeabfuhr aus dem System wird über die Luft und eine aktive Kühlung der Motoren gewährleistet. Die aktive Motorenkühlung wird als Parameter in der Modellierung vorgesehen. Die Kühlung aufgrund der Luft wird vereinfachend als Strömung um eine Kugel angenommen. Damit das Modell nicht zu komplex wird, werden folgende Annahmen bzw. Vereinfachungen getroffen:

- Die Umströmungsgeschwindigkeit wird homogen verteilt angenommen.
- Die Umströmungsgeschwindigkeit entspricht der Fahrzeuggeschwindigkeit.
- Der Wärmestrom entsteht ausschließlich bei Bewegung des Fahrzeuges durch erzwungene Konvektion und im Stillstand durch freie Konvektion.

Aus der Wärmeübertragung sind die nachfolgenden Gleichungen (5-13) bis (5-21) bekannt.[57]

$$q_{\mathrm{Lu,An}} = Wk_{\mathrm{An\rightarrow Um}} A_{\mathrm{An}} (Te_{\mathrm{An}} - Te_{\mathrm{Um,CM}}) \tag{5-13}$$

$$Wk_{\mathrm{An\rightarrow Um}} = \frac{NuDu_{\mathrm{Ku}}}{\lambda_{\mathrm{Lu}}} \tag{5-14}$$

$$Nu(Re) = \begin{cases} 2 + \sqrt{Nu_{\mathrm{lam}}^2 + Nu_{\mathrm{turb}}^2}, & Re > 10 \\ 0{,}56\left[\left(\frac{Pr}{0{,}846 + Pr}\right) Ra\right]^{\frac{1}{4}} + 2, & \text{sonst} \end{cases} \tag{5-15}$$

$$Nu_{\mathrm{lam}} = 0{,}664\, Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \tag{5-16}$$

$$Nu_{\mathrm{turb}} = \frac{0{,}037\, Re^{0{,}8} Pr}{1 + 2{,}443\, Re^{-0{,}1}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \tag{5-17}$$

Dabei ist *Pr* die Prandtl-Zahl, *Re* die Reynolds-Zahl, *Ra* die Rayleigh-Zahl und *Gr* die Grashof-Zahl, die sich nach Gleichungen (5-18) bis (5-21) berechnen. Du_{Ku} bezeichnet in den Gleichungen den Durchmesser der Kugel als angeströmtes Objekt. ν_{Lu} ist die kinematische Visikosität und Tl_{Lu} die Temperaturleitfähigkeit von Luft.

$$Pr = \frac{\nu_{\mathrm{Lu}}}{Tl_{\mathrm{Lu}}} \tag{5-18}$$

$$Re = \frac{vDu_{\mathrm{Ku}}}{\nu_{\mathrm{Lu}}} \tag{5-19}$$

$$Ra = |Gr|Pr \tag{5-20}$$

$$Gr = -\frac{1}{Te_{\mathrm{Um,CM}}}\left(Te_{\mathrm{An}} - Te_{\mathrm{Um,CM}}\right)\frac{gDu_{\mathrm{Ku}}^3}{\nu_{\mathrm{Lu}}^2} \tag{5-21}$$

Der Gesamtwärmestrom setzt sich zusammen aus der Verlustleistung des Motors als Wärmequelle, aus dem Wärmestrom durch die aktive Kühlung und der Konvektion durch die Luft.

[57] Institut für Technische Thermodynamik TU Darmstadt: Formelsammlung Wärme- und Stoffübertragung (2013).

$$q_{\mathrm{ges,An}} = q_{\mathrm{zu,An}} - q_{\mathrm{Lu,An}} - q_{\mathrm{Kü,An}} \tag{5-22}$$

Die Kühlung wird erst ab einer Temperatur von 55 °C zugeschaltet.[58]

5.1.7 Parameter des Radnabenantriebs

Aus den Überlegungen lassen sich die folgenden Parameter der Modellierung identifizieren (s. Tabelle 5-6 bis Tabelle 5-8).

Tabelle 5-6: Parameter des Radnabenantriebs

Parameter	Beschreibung
$\eta_{\mathrm{Mot}}(\omega_{\mathrm{Mot}},M_{\mathrm{Mot}})$	Wirkungsgradkennfeld
J_{An}	Massenträgheitsmoment des Motors mit Getriebe, um die Rotationsachse
i_{An}	Übersetzung des Planetengetriebes
m_{RT}	Masse des Radträgers
$J_{xx}^{\mathrm{Fa}}, J_{yy}^{\mathrm{Fa}}, J_{zz}^{\mathrm{Fa}}$	Massenträgheitsmoment des Radträgers, um die Hauptachsen
$G_{\mathrm{Mot,PT1}}(s)$	Übertragungsfunktion des Radnabenantriebs (PT1-Glied)
$G_{\mathrm{Mot,PT2}}(s)$	Übertragungsfunktion des Radnabenantriebs (PT2-Glied)
$M_{\mathrm{PT1/PT2}}$	Moment bei dem Systemverhalten von PT1- auf PT2-Verhalten umschaltet
$M_{\mathrm{reg}}(\omega_{\mathrm{Mot}})$	Generatorkennlinie

Tabelle 5-7: Parameter der Drehzahlregelung

Parameter	Beschreibung
$\omega_{\mathrm{grenz,u}}$	Untere Grenze bei der die Drehzahlregelung eingreift
$\omega_{\mathrm{grenz,o}}$	Obere Grenze bei der die Drehzahlregelung eingreift
T_{F}	Filterkonstante des Tiefpassfilters

Tabelle 5-8: Parameter des Temperaturmodells des Radnabenantriebs

Parameter	Beschreibung
A_{An}	Fläche des Antriebes, die mit der Luft in Kontakt steht
m_{An}	Masse des Radnabenantriebs
Du_{Ku}	Durchmesser einer Kugel für das idealisierte Temperaturmodell

[58] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020.

Neben den genannten Parametern sind noch physikalische Konstanten in den Gleichungen des Temperaturmodells vorhanden. Ihre Werte sind in Tabelle 5-9 aufgelistet und sind dem VDI-Wärmeatlas entnommen. Die spezifische Wärmekapazität des Antriebs wird aus einer Kombination aus Eisen und Kupfer approximiert, da dies die Hauptelemente des Antriebes sind.

Tabelle 5-9: Konstanten des Temperaturmodells des Radnabenantriebs

Konstante	Beschreibung	Wert	Einheit
$sc_{p,\mathrm{An}}$	Spezifische Wärmekapazität des Antriebs[59] Kupfer Eisen	408 381 435	J/(kg K)
λ_{Lu}	Wärmeleitfähigkeit von Luft[60]	25,87	mW/(m K)
ν_{Lu}	Kinematische Viskosität von Luft[60]	153,2	10^{-7} m²/s
Tl_{Lu}	Temperaturleitfähigkeit von Luft[60]	202,9	10^{-7} m²/s

Basierend auf dem Temperaturmodell des Motors wird das mögliche Dauermoment und das mögliche Spitzenmoment für den Antrieb berechnet (s. Tabelle 3-1). Die Berechnung dieser Momente ist allerdings zusätzlich von der Batterieleistungsfähigkeit abhängig, da die Antriebsleistung durch den maximalen Entladestrom begrenzt ist. Daher wird in Kapitel 5.7 eine Verknüpfung des Batteriemodells und des Antriebsmodells hergeleitet, die zur Berechnung der genannten Momente führt.

5.2 Lenkung

Das Lenkmodell in CarMaker ist für das UNICAR*agil* Fahrzeugmodell ungeeignet. Das Modell basiert auf einer mechanischen Lenkung mit den klassischen mechanischen Elementen Lenkrad und Spurstange. Diese Komponenten sind im Fahrzeug nicht vorhanden. Daher wird ein neues Modell für die Lenkung entwickelt.[61]

Die Lenkung setzt sich – wie der Radnabenantrieb – aus einem über eine Leistungselektronik angesteuerten PMSM und einem Harmonic Drive Getriebe zusammen. Der Regler für diesen Antrieb wird von den Projektpartnern der RWTH Aachen entwickelt. Somit steht im Unterschied zum Radnabenantrieb die Reglerstruktur im Allgemeinen zur Verfügung. Ein weiterer Unterschied zum Radnabenantrieb ist die vorgegebene Soll-Größe des Lenksystems. Von der FTR wird ein Lenkwinkel vorgegeben und im Modul eingeregelt. Zum jetzigen Stand des Projekts ist noch kein genauer Antrieb ausgewählt. Aktuelle Ausschreibungen finden noch statt. Der Entwurfsprozess des Reglers beginnt, sobald die Ausschreibungen beendet sind und ein Prototyp existiert.[62]

[59] Ullrich, C. et al.: D6 Stoffwerte von Feststoffen (2013), S. 629.

[60] Wagner, W. et al.: D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden (2013), S. 197.

[61] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019). S. 225ff.

[62] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 08.01.2020.

5.2.1 Modellauswahl

Basierend auf diesen Informationen wird eine Analyse unterschiedlicher Modellierungsansätze (wie in Kapitel 5.1.2) durchgeführt. Wie bereits erwähnt, sind die physikalischen Modelle auf Mikroebene für die Simulation auf Gesamtfahrzeugebene aufgrund der hohen Rechenzeit nicht geeignet. Ein physikalisches Modell auf der Makroebene ist in diesem Fall jedoch in die Auswahl der möglichen Modellierungsansätze einzubeziehen, da die Regelung mit Hilfe der Projektpartner in der Simulation integrierbar ist. Hierzu muss neben der Modellierung der Elektromaschine die Modellierung der Leistungselektronik betrachtet werden. Darüber hinaus wird die mathematische Beschreibung des Systemverhaltens auf Basis von experimentellen Daten betrachtet.

Aufgrund des jetzigen Fortschritts des Projekts und der ausstehenden Ausschreibung wird die Modellierung anhand einer mathematischen Beschreibung durchgeführt. Als Ansatz wird das Verfahren nach Steier gewählt. Seine Masterthesis behandelt die Identifikation des dynamischen Verhaltens geregelter, elektrischer Lenkmotoren.[63a]

5.2.2 Mathematische Modellierung

Beim Lenkmotor mit der zugehörigen Regelung handelt es sich um ein gedämpftes, schwingfähiges Rotorsystem, wodurch es sich mit einer Differentialgleichung 2. Ordnung beschreiben lässt.[63b] Somit ist es im regelungstechnischen Sinne als ein PT2-Glied darstellbar.

Der einstellbare Lenkwinkel ist durch den geometrischen Bauraum an den jeweiligen Rädern beschränkt. Beim Erreichen des maximalen Lenkwinkels ist daher ein Anschlag vorgesehen, der ein Überschwingen des Lenkwinkels verhindert. Um diese geometrische Einschränkung in der mathematischen Modellierung zu berücksichtigen, wird bei großen Sollwertsprüngen, die nahe an das Lenkwinkelmaximum reichen, vom PT2-Verhalten auf ein PT1-Glied mit gleicher Dynamik umgeschaltet. Das dynamische Verhalten des PT1-Gliedes wird mit Hilfe der Simulation bestimmt. Dazu wird die Soll-Größe und das PT2-Verhalten abgespeichert und durch Optimierungsalgorithmen der System Identification Toolbox von Matlab möglichst exakt nachgebildet. Somit ist das PT1-Verhalten parametrierbar. Diese theoretischen Überlegungen müssen zu einem späteren Zeitpunkt am realen Lenkmotor überprüft werden. Speziell eine lastabhängige Dynamik bleibt bei der jetzigen Modellierung unberücksichtigt. Als erste Annäherung der Parametrierung werden die Ergebnisse von Steier verwendet. Es ergibt sich die nachfolgende Übertragungsfunktion.[63a]

$$G_{\mathrm{Le,PT2}}(s) = \frac{K_{\mathrm{Le,PT2}}}{T_{\mathrm{Le,PT2}}^2} \frac{1}{s^2 + \frac{2d_{\mathrm{Le,PT2}}}{T_{\mathrm{Le,PT2}}} s + \frac{1}{T_{\mathrm{Le,PT2}}^2}} \tag{5-23}$$

Die Übertragungsfunktion des PT1-Gliedes lautet:

[63] Steier, J.: Masterthesis, Erweiterung der Bewegungsregelung eines Fahrsimulators (2016). a: S. 19ff., b: S. 10.

$$G_{\mathrm{Le,PT1}}(s) = \frac{K_{\mathrm{Le,PT1}}}{T_{\mathrm{Le,PT1}}} \frac{1}{s + \frac{1}{T_{\mathrm{Le,PT1}}}} \tag{5-24}$$

Abschließend wird noch eine Umschaltung zwischen den beiden Übertragungsfunktionen hergeleitet. Dabei wird zuerst veranschaulicht, welche Winkel an welchen Rädern einstellbar sind (s. Abbildung 5–13). Die Abkürzungen stehen für vorne links (VL), vorne rechts (VR), hinten links (HL) und hinten rechts (HR).

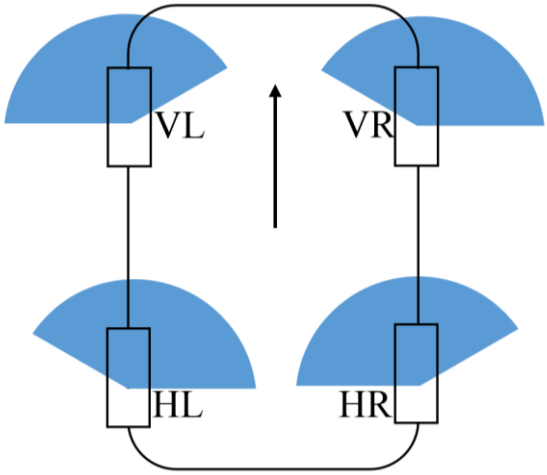


Abbildung 5–13: Maximale Lenkwinkel der verschiedenen Räder (Draufsicht)

Die FTR benutzt den mathematischen Drehsinn zur Beschreibung der Soll-Lenkwinkel. Aus diesem Grund werden auch die maximalen Lenkwinkel in dieser Drehrichtung beschrieben. Die Grenzen sind in Tabelle 5-10 aufgelistet.

Tabelle 5-10: Maximallenkwinkel der verschiedenen Räder

Radposition	Maximaler Lenkwinkel	Minimaler Lenkwinkel
VL	90°	-60°
VR	60°	-90°
HL	60°	-90°
HR	90°	-60°

Es zeigt sich bei der aktuellen Parametrierung des PT2-Gliedes, dass ab ±50° bzw. ±80° Lenkwinkel ein Überschreiten des maximalen Lenkwinkels erfolgt. Daher wird ab dieser Grenze auf das PT1-Verhalten dynamisch umgeschaltet.

Aus dem Dienst Lenken wird zusätzlich ein Signal für den maximalen Lenkwinkel ausgegeben. Die Projektpartner, die verantwortlich für die Entwicklung des Dienstes sind, sehen eine geschwindigkeitsabhängige Lenkwinkelbegrenzung vor. Diese wird später im Dienst selbst als Lookup-Table hinterlegt. Um die Funktion des Simulationsmodells mit der FTR zu gewährleisten, muss dieser Wert aus dem Modell ausgegeben werden. Da die Architektur der Begrenzung bekannt ist, allerdings die Parametrierung fehlt, wird eine Lookup-Table vorgesehen und für die Parametrierung

vorbereitet. In Tabelle 5-11 sind die Parameter des Lenkmodells aufgelistet. In der Versuchsplanung ist zu überprüfen, ob eine Lastabhängigkeit der Dynamik besteht.

Tabelle 5-11: Parameter des Lenkmodells

Parameter	Beschreibung
$G_{\mathrm{Le,PT2}}(s)$	Übertragungsfunktion des Radnabenantriebs (PT2-Verhalten)
$G_{\mathrm{Le,PT1}}(s)$	Übertragungsfunktion des Radnabenantriebs (PT1-Verhalten)
$\delta_{\mathrm{max/min}}(v)$	Geschwindigkeitsabhängigkeit des maximalen/ minimalen Lenkwinkels

5.3 Bremse

Für die Modellierung der Bremse wird erneut erst das CarMaker Modell analysiert und bewertet, inwiefern sich dieses eignet. Neben der Bremsanalage an sich wird zusätzlich eine ABS-Funktion integriert. Hierfür werden ebenfalls Modellierungskonzepte untersucht.

5.3.1 CarMaker Modell der Bremse

Das verwendbare Modell der Bremse besteht neben dem Systemverhalten der eigentlichen Bremse zusätzlich aus einem Bremsregler. Es existieren zwei Modelle von Bremssystemen in CarMaker. Beide basieren auf hydraulischen Bremssystemen.

5.3.1.1 Pressure Distribution

Dieses Modell basiert auf der Annahme, dass sich das Bremsmoment auf alle Räder mit einem bestimmten Faktor verteilt. Das Bremsmoment ist somit nicht radindividuell einstellbar.[64a]

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist nicht für die Modellierung geeignet, da kein radindividuelles Bremsmoment einstellbar ist.

5.3.1.2 HydESP

Das Modell enthält Komponenten, die im Bremssystem nicht vorhanden sind.[64b] Somit ist eine Gewährleistung der richtigen Beschreibung der Systemeigenschaften nicht gegeben.

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist zur Darstellung der hydraulischen Bremse nicht nutzbar, da die Struktur nicht der verwendeten Bremskonfiguration entspricht.

[64] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019). a: S. 464ff., b: S. 467.

Aus der Analyse der CarMaker Modelle folgt, dass ein eigenes Modell der Bremse entwickelt und implementiert werden muss. Es wird jedoch noch überprüft, ob der Bremsregler aus CarMaker nutzbar ist.

5.3.1.3 Bremsregler

Der Bremsregler verteilt das Bremsmoment auf die Elektromotoren im Generatorbetrieb und die Scheibenbremse.[65] Dabei gibt es zwei unterschiedliche Verteilstrategien. Entweder wird das Bremsmoment bis zum maximalen Wert des rekuperativen Bremsmoments durch die Elektromotoren erzeugt und das Moment, das diesen Wert übersteigt, durch die mechanische Bremse generiert, oder die beiden Bremsmomente werden parallel zueinander aufgebaut. Abbildung 5–14 zeigt die beschriebene Aufteilung.

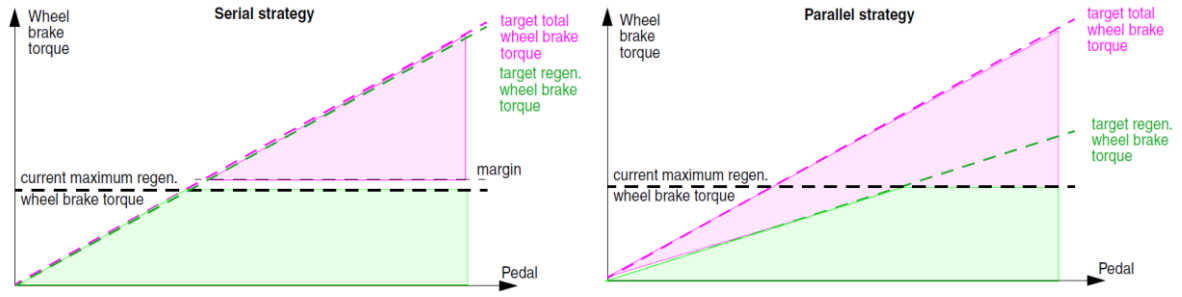


Abbildung 5–14: Verteilungsstrategie des Bremsmoments[66]

Die serielle Strategie soll im Fahrzeug realisiert werden. Der beschriebene Regler ist in CarMaker nur nutzbar, wenn das HydESP Modell der Bremse verwendet wird, da der Regler einzelne Ventile ansteuert.[64b] Das Modell ist im vorherigen Kapitel ausgeschlossen worden, weshalb die Verwendung des Reglers unmöglich ist. Da sich der Regler dennoch generell zur Abbildung der Verteilung der Bremsmomente eignet, wird dieser nachgebildet und an das Bremsmodell aus dem nachfolgenden Kapitel angepasst.

Der Bremsregler ermittelt auf Grundlage des aktuell möglichen, rekuperativen Bremsmoments, dem Soll-Bremsmoment aus der FTR und dem rekuperativen Ist-Moments das regenerative und hydraulische Soll-Bremsmoment. Dazu werden die gennannten Größen wie folgt berechnet.

$$M_{\text{soll,reg}} = \begin{cases} M_{\text{max,reg}}, & M_{\text{max,reg}} \geq M_{\text{soll,Br}} \\ M_{\text{soll,Br}}, & M_{\text{max,reg}} < M_{\text{soll,Br}} \end{cases} \tag{5-25}$$

$$M_{\text{soll,hyd}} = \begin{cases} 0, & M_{\text{max,reg}} \geq M_{\text{soll,Br}} \\ M_{\text{soll,Br}} - M_{\text{ist,reg}}, & M_{\text{max,reg}} < M_{\text{soll,Br}} \end{cases} \tag{5-26}$$

Dieser Zusammenhang wird als numerisches Modell in Simulink umgesetzt.

[65] IPG Automotive GmbH: Users's Guide (2019). S. 325ff.

[66] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019), S. 459.

5.3.2 Modellierungsansätze

Die Bremse setzt sich, ähnlich wie die Lenkung und der Radnabenantrieb, aus einer elektronischen Steuereinheit (Reglung), einem elektrischen Aktor, den Hydraulikleitungen, dem Bremssattel und der Bremsscheibe zusammen. Grundsätzlich lassen sich zwei Modellierungsansätze für die Bremse herausarbeiten, welche im Folgenden näher erläutert werden.

5.3.2.1 Detaillierte Bremsmodellierung

Durch eine Simulation der Kolbenbewegung im Hauptzylinder der Bremsanlage und dem damit bewegten Volumen der Bremsflüssigkeit, ist die Verschiebung des Kolbens an der Scheibenbremse zu modellieren. Dafür sind genaue Kenntnisse über die unterschiedlichen Volumina in der Bremsanlage notwendig. Über Gleichungen der Strömungsmechanik sind dann wiederum Drücke ermittelbar. Daraus berechnen sich Kräfte an dem Aktor am Hauptbremszylinder und Kräfte an den Bremskolben.[67a] Die ganze Wirkkette wird durch die Soll-Momentvorgabe der FTR in Gang gesetzt. Vor- und Nachteile dieser Modellierung sind in Tabelle 5-12 aufgelistet.

Tabelle 5-12: Vor- und Nachteile der detaillierten Bremsmodellierung

Vorteile	Nachteile
Hohe Genauigkeit	Hoher Detaillierungsgrad
Bremskolbenbewegung modelliert	Hohe Anzahl an Parametern
Bremsmodell kann als Last ins elektrische Netz eingefügt werden	Aktormodell notwendig
	Höhere Rechenleistung
	Ventilsteuerung muss abgebildet werden

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist grundsätzlich geeignet, ist jedoch mit einem hohen Aufwand bezüglich der Parametrierung und der Modellierung verbunden. Des Weiteren ist die Modellierung der Regelung der einzelnen Volumenströme durch Ventile und die Ansteuerung des Gleichstrommotors für die Verschiebung des Kolbens am Hauptzylinder schwer umsetzbar.

5.3.2.2 Makroskopische Bremsmodellierung

Die grundlegende Idee bei dieser Art der Modellierung ist die Darstellung der dynamischen Eigenschaften über eine Übertragungsfunktion und die grundlegende mechanische Gleichung (s. (5-27)) der Bremse.[67b,68]

$$M_{\mathrm{Br}} = p_{\mathrm{Br}} A_{\mathrm{K}} r_{\mathrm{Br}} \mu_{\mathrm{Gl}}(p_{\mathrm{Br}}) \tag{5-27}$$

[67] Pickenhahn, J.; Straub, T.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen (2017). a: S. 118, b: S. 119.

[68] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). S. 211f.

Dabei bezeichnet A_K die wirksame Kontaktfläche zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe, r_{Br} den Abstand zwischen der Mitte des Bremsbelags und der Achsmitte sowie μ_{Gl} der Gleitreibungskoeffizient. Dieser ist bei Bedarf in Abhängigkeit des Bremsdrucks nach den Gleichungen (5-28) darstellbar.[68]

$$\mu_{Gl}(p_{Br}) = \mu_{Gl,p_{Br}=0}\left[1 - b_p\left(\frac{p_{Br}}{p_{Br,max}}\right)^2\right] \tag{5-28}$$

Eine Temperaturabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten der Bremsbeläge ist ebenfalls in der Literatur beschrieben, allerdings bleibt diese aufgrund des Anwendungsfalls unberücksichtigt, da mit geringen Temperaturen der Bremsanlage zu rechnen ist. Größtenteils wird die Bremswirkung durch den Radnabenantrieb generiert. Eine Ausnahme bildet das Bergabfahren mit geladenen Batterien. Hier ist eine hohe Temperatur der Bremse möglich. Da dies jedoch ein Ausnahmeszenario darstellt, bleibt die Temperaturabhängigkeit aufgrund der Einfachheit und Parametrierschwierigkeiten unberücksichtigt.

Neben den geometrischen Größen muss der Bremsdruck am Radzylinder bestimmt werden. Dafür wird zuerst das Soll-Bremsmoment in einen Soll-Druck am Rad umgerechnet. Das zeitliche Verhalten des Bremsdruckes am Rad im Vergleich zum Soll-Bremsdruck wird mittels einer Übertragungsfunktion abgebildet. Nach Germann entspricht die Übertragungsfunktion des Soll-Bremsdruckes und des Druckes am Radzylinder Gleichung (5-29).[69]

$$\frac{p_{RZ}(s)}{p_{soll}(s)} = \frac{1}{(1 + T_{Br,1}s)(1 + T_{Br,2}s)} \tag{5-29}$$

Das PT2-Verhalten aus der obigen Gleichung wird ebenfalls durch Abbildung 5–15 bestätigt. In der Abbildung ist eine Messung des verwendeten Bremsmoduls zu sehen.

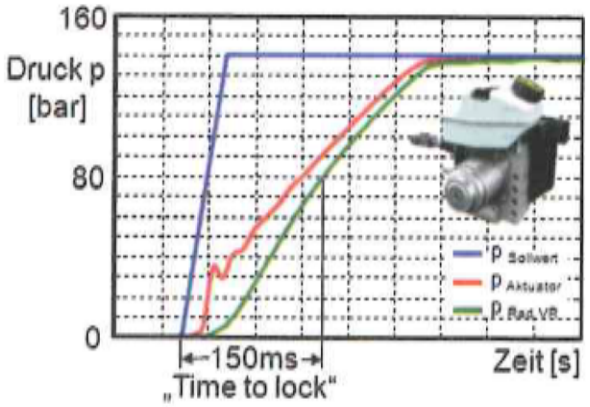


Abbildung 5–15: Bremsdruckverläufe des genutzten Bremssystems[70]

[69] Germann, S.: Modellbildung und modellgestützte Regelung der Fahrzeuglängsdynamik (1997), S. 34.

[70] Feigel, H.-J.: Eine neue Generation integrierter Bremssysteme (2012), S. 83.

Die starken Nichtlinearitäten im Druckverlauf am Aktor werden durch die Bremsleitungen und die Ventile gefiltert und es ergibt sich ein lineares, dynamisches Verhalten. Des Weiteren ist aus Abbildung 5–15 ersichtlich, dass eine zeitliche Verzögerung zwischen Soll-Druckanstieg und Bremsdruck am Aktor existiert. Das Verhalten entsteht durch die interne Berechnungszeit der Steuereinheit. Die Zeit wird als Totzeit in der Übertragungsfunktion modelliert und wird auf 20 ms anhand von Abbildung 5–15 beziffert.

Bei den bisherigen Betrachtungen wird jedoch das Lüftspiel zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe vernachlässigt. Auf Basis der Volumenbewegung aus Kapitel 5.3.2.1 ist eine Modellierung der Bewegung der Bremsbelege sehr genau möglich. Da bei diesem vereinfachten Ansatz allerdings lediglich der Druck am Radzylinder betrachtet wird, ist eine Modellierung auf physikalischer Ebene nicht umsetzbar. Aus der Modellierung ergeben sich die in Tabelle 5-13 aufgelisteten Vor- und Nachteile.

Tabelle 5-13: Vor- und Nachteile der makroskopischen Modellierung

Vorteile	Nachteile
Geringer Parametrieraufwand	Keine Bremskolbenbewegung modelliert
Geringe Modellkomplexität	Geringere Genauigkeit
Keine Modellierung des Aktors notwendig	
Regelung mit abgebildet	

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist geeignet, um das Systemverhalten der Bremse abzubilden. Besonders die simple Struktur der Modellierung ist hervorzuheben.

Anforderungen erfüllt?

Die Anforderungen an das Bremssystem die Dynamik der Bremsmomentgenerierung abzubilden, ist mit der beschriebenen Modellierung möglich.

5.3.2.3 Modellauswahl Bremse

Aufgrund der einfachen Modellierung der Bremse auf makroskopischer Ebene wird dieser Ansatz bevorzugt. Die erhöhte Genauigkeit der detaillierten Bremsmodellierung steht nicht im Vergleich zum Aufwand der Modellbildung und Parametrierung sowie der Abbildung der Ventilsteuerungen und der Motorsteuerung. Eine Parametrierung der Übertragungsfunktion ist durch Abbildung 5–15 ebenfalls möglich. Die Bremsdynamik sollte jedoch durch Fahrversuche überprüft werden und ist daher in die Prüfstandversuche aufzunehmen, da Abweichungen aufgrund der Bremsleitungslänge zwischen Literaturangaben und Prototypen möglich sind. Aus der Modellbildung und dem gewählten Ansatz sind die Parameter der Bremse identifizierbar.

5.3.3 Modellbildung ABS

Die grundsätzliche Funktionsweise eines ABS ist in Kapitel 2.3 vorgestellt. Da bei der Modellierung der Bremse auf die Abbildung der Ventile verzichtet wird, ist das ABS nicht über die Steuerung der Ventile modellierbar. Daher wird eine alternative Implementierung gewählt. CarMaker beinhaltet ein beispielhaftes ABS, das als Eingangsgröße das hydraulische Bremsmoment und das durch die ABS-Regelung erzeugte hydraulische Bremsmoment als Ausgang besitzt. Dazu wird der Schlupf am Rad, die Rotationsbeschleunigung der Felge und der statische Reifenradius genutzt. Aus der Rotationsbeschleunigung und dem Reifenradius wird die axiale Beschleunigung des Rades berechnet. Das Resultat einer anschließenden Gewichtung des Schlupfs und der Beschleunigung dienen als Eingangsgröße (s. Formel (5-30)) für eine Eingriffslogik (s. Formel (5-31)).

$$SK = K_a a_{\mathrm{Rad}} + K_{\kappa_x} \kappa_x \tag{5-30}$$

Dabei ist *SK* das Eingriffskriterium und wird in der Eingriffslogik mit einer unteren und oberen Grenze (SK_u und SK_o) verglichen.

$$M_{\mathrm{hyd}}(SK) = \begin{cases} \text{Reduziere Moment}, & SK > SK_\mathrm{o} \\ \text{Erhöhe Moment}, & SK < SK_\mathrm{u} \\ \text{Halte Moment}, & \text{sonst} \end{cases} \tag{5-31}$$

Die Logik differenziert zwischen den Zuständen Bremsmoment erhöhen, reduzieren und halten. Im CarMaker Modell werden diese Zustände durch ein diskretes Tiefpassfilter und unterschiedliche Zeitkonstanten realisiert. Die Modellierung basiert auf den Ausführungen von Burckhardt.[71]

Grundsätzlich geeignet?

Da das ABS bei Vollbremsungen oder Bremsen auf Untergrund mit einem geringen Reibkoeffizienten eingreift und im Normalbetrieb des UNICAR*agil* kein Eingriff stattfindet, wird der Ansatz für die Modellbildung als ausreichend erachtet und in das Simulationsmodell der Bremse integriert.

[71] Burckhardt, M.: Radschlupf-Regelsysteme (1993), S. 127.

5.3.4 Parameter der Bremse

In Tabelle 5-14 sind die Parameter für die Bremsmodellierung aufgelistet. Neben den Zeitkonstanten der Übertragungsfunktion sind geometrische Größen und die Reibung zwischen Bremse und Bremsscheibe zu ermitteln sowie die Eingriffsparameter des ABS-Systems.

Tabelle 5-14: Parameter der Bremse

Parameter	Beschreibung
$T_{\mathrm{Br},1}$	Erste Zeitkonstante der Übertragungsfunktion
$T_{\mathrm{Br},2}$	Zweite Zeitkonstante der Übertragungsfunktion
A_{K}	Wirksame Kontaktfläche zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag
r_{Br}	Abstand zwischen Radmitte und Mitte des Bremsbelags
μ_{Gl}	Gleitreibungskoeffizient der Materialpaarung Bremsscheibe und Bremsbelag
K_a	Gewichtungsfaktor der Felgenbeschleunigung
$K_{\kappa x}$	Gewichtungsfaktor des Schlupfs
SK_{u}	Untere Grenze der Eingriffslogik
SK_{o}	Obere Grenze der Eingriffslogik
$T_{\mathrm{F,Red}}$	Filterkonstante für Bremsmomentreduktion
$T_{\mathrm{F,Erh}}$	Filterkonstante für Bremsmomenterhöhung
$T_{\mathrm{F,Hal}}$	Filterkonstante für gleiches Bremsmoment

5.4 Radaufhängung

Für das Modell der Radaufhängung werden zuerst die Möglichkeiten von CarMaker untersucht. Die Federung und Dämpfung wird in CarMaker getrennt von der Kinematik und der Elastokinematik der Aufhängung modelliert. Daher wird zuerst die Feder-Dämpfer-Einheit untersucht.

5.4.1 Feder-Dämpfer-Einheit

Neben der Feder und dem Dämpfer sind zusätzlich zwei Anschlagsfedern (buffer push und pull) und ein Stabilisator vorhanden. Abbildung 5–16 zeigt die aufgezählten Kraftkomponenten.

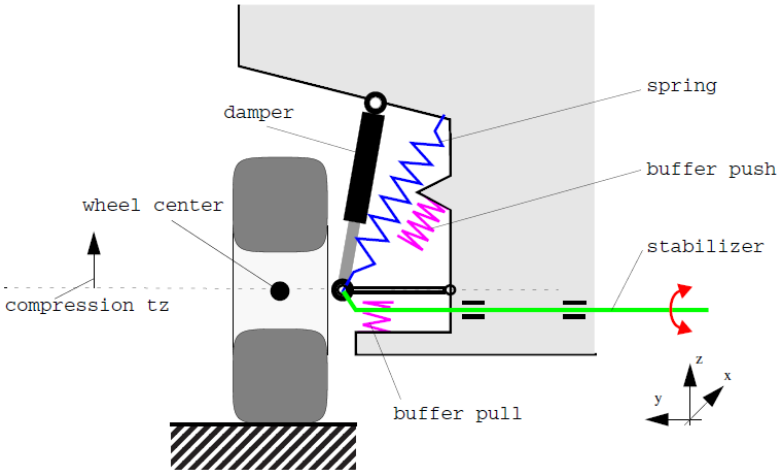


Abbildung 5–16: Kraftkomponenten der Radaufhängung in CarMaker[72]

Die Parametrierung der Komponenten wird über charakteristische Werte für lineare Kraftverläufe oder über Lookup-Tables durchgeführt. Dadurch sind nichtlineare Kennlinien modellierbar. Anschlagsfedern sind im Dynamikmodul nicht vorhanden. Es ist somit nur ein metallischer Anschlag begrenzt durch den Bauraum vorhanden. Der Anschlag wird abgebildet, indem die Anschlagsfedern mit einer sehr hohen Steifigkeit ab einer bestimmten Einfederung modelliert werden. Das UNICAR*agil* Fahrzeug besitzt keine Stabilisatoren, daher werden diese im CarMaker Modell entfernt.

Grundsätzlich geeignet?

Das CarMaker Modell der Kraftkomponenten eignet sich für die Modellierung der Radaufhängung der Dynamikmodule des Fahrzeuges. Alle notwendigen Komponenten und deren Charakteristiken sind abbildbar.

Anforderungen erfüllt?

Das CarMaker Modell bildet die Feder- und Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung ab.

Da das CarMaker Modell die Anforderungen erfüllt, wird keine weitere Recherche durchgeführt und dieses Modell verwendet. Die Parametrierung wird mit Hilfe von Daten des Herstellers durchgeführt.[73]

5.4.2 Kinematik und Elastokinematik

Die Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung hat, wie bereits in Kapitel 2.4 erläutert, einen Einfluss auf geometrische Größen am Fahrzeug. Die Berechnung der Reifenkräfte hängt dabei bspw. von diesen Größen ab.

[72] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019), S. 114.

[73] Homolla, T.: Mündliche Mitteilung 25.02.2020.

5.4.2.1 CarMaker Modell

CarMaker verwendet für die Berechnung der Kinematik und Elastokinematik generalisierte Koordinaten. Diese Koordinaten sind die Einfederbewegung des Rades und die Verschiebung des Lenkgestänges.[74a] Die Verschiebung des Lenkgestänges wird in dem Fahrzeugsimulationsmodell durch den Lenkwinkel des Lenkmotors ersetzt.[75] Anhand der generalisierten Koordinaten wird die Bewegung des Radträgers ermittelt. Die dafür notwendigen Berechnungen basieren entweder auf linearen Funktionen, deren Steigungen als Parameter einzufügen sind, oder auf sogenannten SKC-Dateien. Diese Dateien beinhalten die translatorische und rotatorische Position des Radträgers in Abhängigkeit der beiden generalisierten Koordinaten. Dadurch ist es möglich, Nichtlinearitäten abzubilden.[74b] Aufgrund des Angebots der Projektpartner aus Aachen, eine solche Datei aus einer FEM-Simulation zu gewinnen, wird diese Art der Modellierung für die Abbildung der Kinematik und Elastokinematik gewählt.[76] Die Anforderungen auf die Auswirkung der unterschiedlichen Größen aus der Anforderungsliste sind erfüllt. Die Parameter der Radaufhängung sind bereits in der SKC-Datei vorhanden.

5.5 Reifen

In der Literatur finden sich unterschiedliche Ansätze zur Modellierung der Eigenschaften von Reifen. Daher wird zuerst eine Vorauswahl der Modellierungsansätze durchgeführt. Nach Winner sind Reifenmodelle, die bei Beschleunigungen oberhalb von 0,25g zum Einsatz kommen, folgendermaßen gliederbar: [77]

- Physikalische Modelle (Mikroskala)
- Physikalische Modelle (Makroskala)
- Mathematische (empirische) Modelle

Zur ersten Gruppe gehören Modelle, die durch FEM-Berechnungen oder andere numerische Verfahren generiert werden und auf den Material- und Struktureigenschaften basieren. Diese Modelle besitzen zwar eine hohe Genauigkeit, sind jedoch sehr komplex und benötigen einen erheblichen Rechenaufwand. Somit sind diese Modelle für die Simulationsaufgabe ungeeignet.

Die zweite Gruppe beruht auf vereinfachten Modellvorstellungen der Reifenphysik und Reifendynamik. Die Abstraktion erfolgt durch Feder-, Dämpfer- und Massenelemente. Es entstehen Gleichungssysteme, die mittels numerischer Methoden lösbar sind.[77] Die verringerte Anzahl an Freiheitsgraden im Vergleich zu Modellen auf Mikroskala macht eine Verwendung in der Fahrdynamiksimulation in Echtzeit möglich. Neben diesem Aspekt bilden diese Modelle die Eigendynamik

[74] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019). a: S. 139f., b: S. 142ff.

[75] Wojcik, D.: E-Mail: KnC Data 08.01.2020.

[76] Homolla, T. et al.: Telefonkonferenz: SKC-Datei (2019).

[77] Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019), S. 22.

des Reifens ab, weshalb die Gültigkeit bis in hohe Frequenzbereiche gegeben ist.[78] Diese Modelle eignen sich grundsätzlich für die Anwendung in dieser Arbeit und werden daher weiter untersucht.

Die empirischen Modelle werden anhand von Kurvenanpassungsverfahren an experimentell ermittelte Messdaten parametriert.[77] Neben dem Vorteil der geringen Rechenzeit existiert der Nachteil, dass diese Modelle lediglich in dem Bereich der Messdaten gültig sind. Somit sind Messungen für alle Betriebsbereiche des Fahrzeuges durchzuführen. Darüber hinaus wird die Eigendynamik der Reifen nicht berücksichtigt, weshalb der Einsatzbereich der Modelle unterhalb der Eigenmoden der Reifen liegen muss.[78] Typische Werte für die ersten Eigenfrequenzen liegen bei 30 bis 100 Hz für Luftreifen.[79] Aus den Anforderungen ist bekannt, dass für das Simulationsmodell ein Frequenzbereich bis zu 5 Hz festgelegt ist. Die Eigenfrequenz der Reifen liegt oberhalb der Untersuchungsfrequenz und somit ist die Verwendung von mathematischen Reifenmodellen zulässig.

5.5.1 CarMaker Modell

Typische Vertreter von Reifenmodellen sind bereits in CarMaker integriert. Tabelle 5-15 zeigt eine Übersicht der Modelle, welche ohne zusätzliche Lizenzen zur Verfügung stehen. Die Abkürzung CPI bedeutet Contact Point Interface und STI bedeutet Standard Tire Interface.

Tabelle 5-15: Reifenmodelle in CarMaker[80a]

Name	Beschreibung	Schnittstelle
IPGTire	Reifenmodell, welches von IPG entwickelt wurde und das TYDEX Format nutzt	STI
RealTime Tire	Echtzeit Version des IPGTire	CPI
Magic Formula	Pacejka's Magic Formula 5.2	CPI
Magic Formula	Pacejka's Magic Formula 6.1	CPI

Die Reifenmodelle, die auf dem Contact Point Interface (CPI) basieren, berechnen die Reaktionskräfte und -momente in einem einzelnen Kontaktpunkt in der Fahrbahnebene. Daneben existieren noch die Standard Tire Interface (STI) Modelle. Sie berechnen während der Simulation den Kontaktpunkt, ermitteln daraufhin Schlupf, Schräglauf-, Sturzwinkel und Reifennormalkräfte. Abschließend werden die Reifenkräfte und -momente bestimmt und auf den Radträger transformiert.[81]

Neben den in Tabelle 5-15 aufgelisteten Reifenmodellen existieren noch weitere Modelle. Diese werden jedoch direkt ausgeschlossen, da bei den Swift-Modellen[82a] die Rechenzeit sehr groß ist und bei dem Modell FTire eine zusätzliche, kommerzielle Bibliothek benötigt wird.[80b]

[78] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015), S. 29.

[79] Heißing, B. et al.: Fahrdynamik (2011). S. 59f.

[80] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019). a: S. 518, b: S. 581, c: S. 522, d: S. 525.

[81] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019).S. 513f.

[82] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). a: S. 39, b: S. 33f.

5.5.2 Analyse der CarMaker Reifenmodelle

IPGTire/ RealTime Tire

Bei diesem Reifenmodell werden die Reifenkräfte durch Interpolation mittels kubischer Splines zwischen Messwerten berechnet. Daher benötigt das Reifenmodell zur Parametrierung eine Messung der Reifendaten in dem sogenannten TYDEX Format.[80c] Das Format beinhaltet alle Informationen der Reifenmessung mit einem standardisierten Notationsverfahren.[80d]. Da aus Kapitel 4.3 bereits bekannt ist, dass im Projekt ein solcher Datensatz nicht zur Verfügung steht und keine Vermessung durchführbar ist, ist eine Verwendung des Modells ausgeschlossen.

Magic Formula 5.2/ 6.1

Das Reifenmodell ist ein semi-empirisches Reifenmodell, welches mittels Parameteranpassung das Reifenverhalten möglichst genau abbildet. Grundsätzlich wird hierfür eine zum Ursprung punktsymmetrische Funktion, die auf ein Maximum ansteigt und asymptotisch fällt (s. Abbildung 5–17), verwendet.[82b]

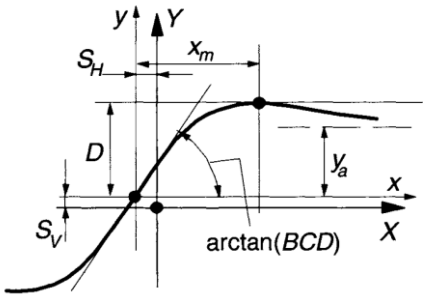


Abbildung 5–17: Kurvenverlauf von Pacejka's Magic Formula[83]

Problematisch ist hierbei erneut, dass eine Reifemessung vorhanden sein muss, um eine Parametrierung der Kurvenverläufe durchzuführen. Somit sind diese beiden Modellierungsvarianten aus CarMaker ebenso zur Modellierung der Reifen nicht geeignet.

Aus den vorangegangenen Analysen ist ersichtlich, dass die Verwendung der genannten Modelle aufgrund der unmöglichen Parametrierung ausgeschlossen wird. Somit wird eine Recherche von weiteren Modellen durchgeführt. Die Reifenmodellierung wird daher aufgegliedert in die nachfolgenden Teilmodelle:

- Horizontalmodell (Längskraft, Querkraft, Bohrmoment, Rückstellmoment, Transientes Verhalten)
- Vertikalmodell
- Effektiver Rollradius
- Rollwiderstandmodell

[83] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 173.

5.5.3 Horizontalmodell

Die Modellierung des Horizontalmodells ist für die Fahrdynamikuntersuchung des Fahrzeuges und die Regelung der FTR von großer Bedeutung. Die Entwicklung der vorgestellten Modelle und das Ableiten der Prüfstandversuche finden wegen der Einschränkungen durch die Messtechnik parallel statt. Somit ist eine Parametrierung der Modelle gewährleistet.

5.5.3.1 Modell der Reifenlängskraft

Die Reifenlängskraft ist mit einfachen Versuchen zu messen und ist mit dem empirischen Modell Magic Formula von Pacejka parametrierbar. Die Gleichung der reinen Längskraft lautet:[84a]

$$F_{x,\mathrm{R}}(\kappa') = D\sin[C\arctan\{B\kappa' - E(B\kappa' - \arctan(B\kappa'))\}] + S_{\mathrm{V}} \tag{5-32}$$

$$\kappa' = \kappa + S_{\mathrm{H}} \tag{5-33}$$

Die Faktoren B, C, D, E, S_V und S_H sind Formfaktoren und beeinflussen den Funktionsverlauf aus Abbildung 5–17. Diese Faktoren sind wiederum von der Radlast, Radlaständerungen und vom Sturz abhängig. Die Schlupfgrößen werden durch das Einzelpunkt-Kontakt Modell (s. CPI) ermittelt. Der gesamte Formelsatz ist Pacejka zu entnehmen.[84b]

5.5.3.2 Modell der Reifenquerkraft und des kombinierten Schlupfs

Das Querkraftmodell der Reifen basiert auf dem Weber'schen Reibkuchen. Das Modell beruht auf der Annahme, dass isotropes Reifenverhalten vorliegt.[85a] Bei dem Modell werden die Magic Formula der Längskraft und der aktuelle Schlupf, Schräglauf sowie Sturz genutzt, um die Reifenquerkraft unter kombiniertem Schlupf zu berechnen. Abbildung 5–18 zeigt den Reibungskuchen nach Weber, der auf dem Kamm'schen Kreis basiert und die kombinierten Schlupfzustände berücksichtigt. F_y ist die Querkraft und F_x die Längskraft. κ_{res} ist der resultierende Schlupf und berechnet sich aus der Kombination von Schlupf und Schräglauf. Auf der linken Seite ist die Längskraft unter konstantem Schräglauf zu sehen. Die rechte Darstellung zeigt wiederum die Querkraft bei konstantem Längsschlupf.

[84] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012). a: S. 173, b: S. 187.

[85] Huinink, H. et al.: Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse (2017). a: S. 84, b: S. 85.

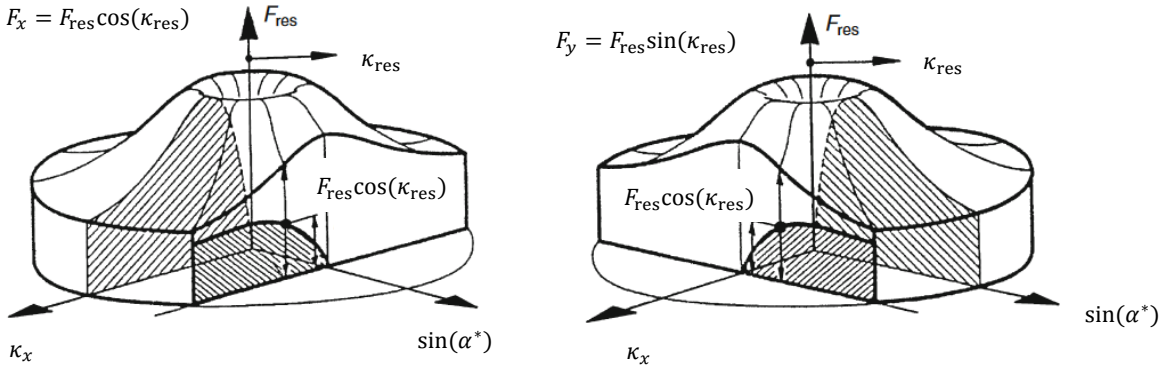


Abbildung 5–18: "Reibungskuchen" nach Weber[85b]

Folgende Formelzusammenhänge sind zur Beschreibung des Modells notwendig.[86] Der resultierende Schlupf wird aus dem Längsschlupf und dem Schräglaufwinkel berechnet.

$$\kappa_{\text{res}} = \sqrt{\kappa_x^2 + \kappa_y^2} = \sqrt{\kappa_x^2 + \left(\sin\left(\alpha^* \frac{c_\alpha}{c_\kappa}\right)\right)^2} \tag{5-34}$$

Die Konstante c_α wird als Schräglaufsteifigkeit bezeichnet und ergibt sich aus der Steigung der Geraden im Ursprung der Querkraft-Schräglauf-Kurve. Die Schlupfsteifigkeit c_κ ist die Steigung der Geraden im Ursprung der Längskraft-Schlupf-Kurve. Der Faktor α^* ist eine Kombination aus dem Schräglaufwinkel und dem Sturz γ, wobei c_γ die Sturzsteifigkeit des Reifens ist.

$$\alpha^* = \alpha + \frac{c_\gamma}{c_\alpha}\gamma \tag{5-35}$$

Der resultierende Schlupf dient als Eingang für den Längsschlupf aus Kapitel 5.5.3.1. Als Ausgang ergibt sich die resultierende Gesamtkraft aus Längs- und Querkraft. Für die Berechnung der jeweiligen Kräfte in Längs- und Querrichtung wird die resultierende Kraft aufgeteilt.

$$F_{x,\text{R}} = \cos(\alpha_{\text{res}})\, F_{\text{res,R}} \tag{5-36}$$

$$F_{y,\text{R}} = \sin(\alpha_{\text{res}})\, F_{\text{res,R}} \tag{5-37}$$

$$\alpha_{\text{res}} = \arctan\left(\frac{\kappa_y}{\kappa_x}\right) = \arctan\left(\frac{\sin\left(\alpha^* \frac{c_\alpha}{c_\kappa}\right)}{\frac{v_{\text{rot,Rad}} - v}{MAX(v_{\text{rot,rad}}, v)}}\right) \tag{5-38}$$

5.5.3.3 Rückstellmoment

Das Rückstellmoment ist der Anteil des Moments um die Reifenhochachse, der durch die Reifenquerkraft, den Reifennachlauf, Sturz und der Längskraft generiert wird. Nach Pacejka ist er wie folgt definiert:[87a]

[86] Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019). S. 29ff.

$$M_{z,\mathrm{R}} = M'_{z,\mathrm{R}} + M_{\mathrm{zr,R}} - \frac{e_9 L_{0,\mathrm{R}}}{F_{z0,\mathrm{R}}} F_{x,\mathrm{R}} F_{y,\mathrm{R}} - e_{10} L_{0,\mathrm{R}} F_{x,\mathrm{R}} - e_{11} b r_{\mathrm{R}} \gamma F_{x,\mathrm{R}} \tag{5-39}$$

Das Moment $M'_{z,\mathrm{R}}$ ist das Rückstellmoment durch den Reifennachlauf und die Querkraft. $M_{\mathrm{zr,R}}$ entspricht dem Rückstellmoment, welches bei einer Querkraft von 0 auftritt. Die letzten drei Terme in Gleichung (5-39) geben den Einfluss der Längskraft auf das Rückstellmoment wieder, da die Auslenkung des Reifens durch die Querkraft einen Hebelarm in y-Richtung erzeugt.[87a]

5.5.3.4 Transientes Reifenverhalten

Die erstellten Modelle für die Reifenlängs- und Reifenquerkraft gelten für den stationären Fall. Untersuchungen zeigen jedoch, dass Größen wie Längsschlupf und Schräglaufwinkel zeitabhängig sind.[88] In der Fahrdynamiksimulation wird der Aufbau der Reifenkräfte daher über ein regelungstechnisches PT1-Verhalten abgebildet. Dies wird gewährleistet, indem der Schlupf und der Schräglauf als transiente Größen formuliert werden. Aus dem transienten Einzel-Punkt-Kontakt Modell ergibt sich für die longitudinale und laterale Auslenkung u des Reifens die Formeln (5-40) und (5-41), wobei sich die Geschwindigkeit in *x*- und *y*-Richtung auf den Kontaktpunkt bezieht.[87b]

$$\frac{\mathrm{d}u_x}{\mathrm{d}t} + \frac{c_x}{c_\kappa} |v_x| u_x = |v_x| \kappa'_x \tag{5-40}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_y}{\mathrm{d}t} + \frac{c_y}{c_\alpha} |v_y| u_y = |v_y| \alpha' \tag{5-41}$$

Die Faktoren c_x und c_y sind die Karkassensteifigkeit in longitudinaler und lateraler Richtung. Diese Definition ist für Fahrsituationen mit niedrigen Geschwindigkeiten ungeeignet. Daher werden die Formeln für diesen Fall erweitert.

$$\dot{u}_x = \begin{cases} 0, |\kappa'_x| > \frac{3D_x}{c_\kappa} \cap |v_x| < v_{\mathrm{grenz}} \cap \left(v_x - r_{\mathrm{eff}} \omega_{\mathrm{Rad}} + \frac{|v_x| u}{\frac{c_x}{c_\kappa}} \right) u < 0 \\ (540), \mathrm{sonst} \end{cases} \tag{5-42}$$

Wobei für κ_x‘ die Definition nach (5-43) gilt.

$$\kappa'_x = \left(\frac{u_x c_\kappa}{c_x} - \frac{k_{v_{x,\mathrm{grenz}}}}{c_\kappa} (v_x - r_{\mathrm{eff}} \omega_{\mathrm{Rad}}) \right) \tag{5-43}$$

[87] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012). a: S. 164, b: S.340ff.

[88] Yong Oh, S.: Diss., Modellierung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehrkörpersystem (2017). S. 24f.

Für die Auslenkung in lateraler Richtung gilt:

$$\dot{u}_y = \begin{cases} 0, \left|\kappa'_y\right| > \frac{3D_y}{c_\alpha} \cap \ |v_x| < v_{\text{grenz}} \ \cap \left(v_y + \frac{|v_x| u_y}{\frac{c_y}{c_\alpha}} \right) v < 0 \\ (541), \text{sonst} \end{cases} \tag{5-44}$$

$$\alpha' = \left(\frac{u_y c_\alpha}{c_y} - \frac{k_{v_{y,\text{grenz}}}}{c_\alpha} (-\tan(\alpha) v_x) \right) \tag{5-45}$$

Dabei entsprechen die Parameter $D_{x/y}$ dem Parameter D aus Abbildung 5–17. Neben den Werten D_x, D_y sowie der Schlupf- und Schräglaufsteifigkeit wird die Karkassenlängssteifigkeit c_x und die Karkassenseitensteifigkeit c_y benötigt. Die ermittelten Größen κ‘ und α‘ dienen wiederum als Eingang für das stationäre Reifenmodell.[89]

5.5.3.5 Bohrmoment

Das Bohrmoment wird nach van der Jagt modelliert und das Gesamtrückstellmoment des Reifens ergibt sich aus Addition des Bohrmoments und des Rückstellmoments aus Kapitel 5.5.3.3.[90] Das Modell ist ein mathematisch abgeleitetes Modell aus Messdaten. Es modelliert den Reifen als Drehfeder mit einer radlastabhängigen Steifigkeit und einem radlastabhängigen Maximalmoment um die Reifenhochachse. Die nachfolgenden Formeln beschreiben das Modellverhalten.[90b]

$$M_{z,\delta} = c_\delta \delta_{\text{def},3} \tag{5-46}$$

$$\dot{\delta}_{\text{def}} = \begin{cases} \dot{\delta}, & \text{sign}(\delta_{\text{def}}) \neq \text{sign}(\dot{\delta}) \\ \left(1 - \left|\frac{M_{z,\delta}}{M_{z,\max}}\right|^{b_{\delta,5}}\right) \dot{\delta}, & \text{sign}(\delta_{\text{def}}) = \text{sign}(\dot{\delta}) \end{cases} \tag{5-47}$$

$$c_\delta = b_{\delta,2} F_z^2 + b_{\delta,1} F_z \tag{5-48}$$

$$M_{z,\max} = b_{\delta,4} F_z^2 + b_{\delta,3} F_z \tag{5-49}$$

Da das Bohrmoment von der Rotationsgeschwindigkeit der Felge abhängt, werden die bisherigen Formeln um ein transientes Verhalten erweitert.

$$\dot{\delta}_{\text{def},2} = -\frac{1}{T_\delta} (\delta_{\text{def}} + \delta_{\text{def},2}) \tag{5-50}$$

$$T_\delta = \frac{l_{\text{rel}}}{\omega_{\text{Rad}} r_{\text{eff}}} \tag{5-51}$$

$$\delta_{\text{def},3} = \delta_{\text{def}} + \delta_{\text{def},2} \tag{5-52}$$

[89] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 345.

[90] van der Jagt, P.: Diss., The road to virtual vehicle prototyping (2000). a: S. 129ff., b: S. 131ff.

Das Bohrmomentmodell erfüllt die Anforderungen nach Abhängigkeiten von der Felgenrotationsgeschwindigkeit, Lenkwinkelgeschwindigkeit und Radaufstandskraft.

5.5.4 Vertikalmodell

Eine vertikale Belastung am Reifen führt zu einer Deformation in vertikaler Richtung. Der Reifen hat die Eigenschaften einer Feder mit einer entsprechenden Federsteifigkeit $c_{z,\mathrm{R}}$ (s. Abbildung 5–19). Die Federsteifigkeit ist abhängig von der Rollgeschwindigkeit des Reifens, des Schräglaufwinkels und des Fülldrucks.[91,92] Darüber hinaus hat Gummi ein viskoelastisches Verhalten, weswegen neben der Federsteifigkeit noch die Dämpfung $d_{z,\mathrm{R}}$ eingeführt wird. Es zeigt sich jedoch, dass die Dämpfungskräfte im Vergleich zu den Kräften der Aufbauschwingungsdämpfer sehr klein sind und daher in vielen Betrachtungen vernachlässigbar sind.[93] Da für das Simulationsmodell des Vertikalmodells des Reifens geringe Anforderungen gelten, wird die Reifendämpfung vernachlässigt. Ebenfalls wird davon ausgegangen, dass die Reifen mit konstantem Druck befüllt sind und die Federsteifigkeit der Reifen keine Abhängigkeit von der Reifengeschwindigkeit aufweisen, da der Geschwindigkeitsbereich der Reifen bis 70 km/h reicht und somit vernachlässigbar ist.[91] Der Schräglaufwinkel der Räder ist theoretisch bis zu 90° einstellbar, jedoch im Realbetrieb aufgrund der querdynamischen Anforderungen an das Fahrzeug begrenzt. Daher wird eine Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit der Radlast angenommen.

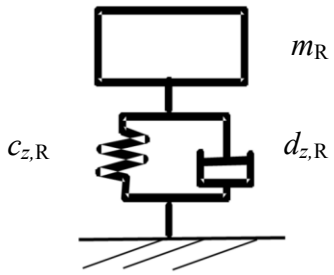


Abbildung 5–19: Vertikalmodell des Reifens als Voigt-Kelvin Modell

Aus Abbildung 5–19 ergibt sich die folgende Gleichung für das Vertikalmodell.

$$F_z = c_{z,\mathrm{R}} z_{\mathrm{R}} \tag{5-53}$$

Neben dem beschriebenen Modell gibt es weitere Modelle zur Beschreibung der Vertikaldynamik des Reifens. Das SWIFT-Modell (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire Model) ist für Fahrkomfortuntersuchungen geeignet, stellt allerdings aufgrund des Anwendungsfall und des hohen Parametrieraufwands keine Alternative dar.[94]

[91] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Reifen (2014), S. 32.

[92] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018), S. 149.

[93] Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019). S. 34 ff.

[94] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). S. 43 ff.

5.5.5 Effektiver Rollradius

Modelle des effektiven Rollradius unterscheiden sich in ihrer Komplexität. Es wird zuerst ein sehr einfaches und anschließend ein komplexeres Modell vorgestellt.

5.5.5.1 Einfaches Modell

Beim einfachen Modell wird der effektive Rollradius berechnet, indem die Einfederung des Reifens ρ vom unbelasteten Reifenradius r_0 abgezogen wird. [95a]

$$r_{\text{eff}} = r_0 - \rho \tag{5-54}$$

Pacejka zeigt durch Untersuchungen jedoch einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der vertikalen Einfederung und dem effektiven Rollradius. Dieser Effekt muss in Versuchen analysiert werden. Falls der Modellfehler bei unterschiedlichen Radlasten sehr klein ist, bietet sich der lineare Ansatz an. Andernfalls muss das Modell erweitert werden. Hierfür bietet sich das SWIFT Modell des Rollradius an.

5.5.5.2 SWIFT Modell

Das SWIFT Modell basiert auf dem nachfolgenden nichtlinearen Ansatz zur Modellierung des effektiven Rollradius.[95b, 96] Die Faktoren *C*, *D* und *B* in Gleichung (5-55) sind Formfaktoren des Modells.

$$r_{\text{eff}} = r_{\text{o}} - \rho_{F_{z0}}\left(C_{r_{\text{eff}}}\rho_d + D_{r_{\text{eff}}}\arctan\left(B_{r_{\text{eff}}}\rho_{\text{d}}\right)\right) \tag{5-55}$$

$$\rho = \frac{F_z}{c_z} \tag{5-56}$$

$$\rho_{F_{z0}} = \frac{F_{z0}}{c_z} \tag{5-57}$$

$$\rho_{\text{d}} = \frac{\rho}{\rho_{F_{z0}}} \tag{5-58}$$

Beide Modelle werden in dem Simulationsmodell hinterlegt.

[95] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012). a: S. 376, b: S. 466.

[96] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019), S. 456.

5.5.6 Rollwiderstand

Für den Rollwiderstand gibt es mehrere Ansätze. Sie unterscheiden sich hauptsächlich darin, dass der Rollwiderstand von verschiedenen Potenzen der Geschwindigkeit abhängt.

5.5.6.1 Einfaches Modell

Die einfachste Variante ist der lineare Zusammenhang zwischen der Gewichtskraft und dem Rollwiderstandsbeiwert. Dieser Wert wird als konstant angenommen.[97]

$$F_{\mathrm{Roll}}^{R} = \xi_{\mathrm{Roll}} G \tag{5-59}$$

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist bei geringen Anforderungen und kleinen Geschwindigkeiten ausreichend zur Modellierung des Rollwiderstands.

Anforderungen erfüllt?

Das Modell soll von der Geschwindigkeit und der Radlast abhängig sein. Da das Modell nicht alle Anforderungen erfüllt, wird es ausgeschlossen.

5.5.6.2 Erweitertes Modell

Das erweiterte Modell basiert auf Formel (5-59), wird allerdings um einen geschwindigkeitsabhängigen Rollwiderstandsbeiwert erweitert.[97]

$$\xi_{\mathrm{Roll}}(v) = 0.008 \left[1 + \left(\frac{v}{v_{\mathrm{max}}}\right)^2\right] \tag{5-60}$$

In der Gleichung ist v_{max} die zulässige Höchstgeschwindigkeit des Reifens.

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell stellt den Rollwiderstand in Abhängigkeit der Radlast und der Geschwindigkeit des Fahrzeuges dar und ist daher zur Modellierung geeignet.

Anforderungen erfüllt?

Alle Anforderungen sind erfüllt.

5.5.6.3 SWIFT Modell

Der Rollwiderstand im SWIFT Modell wird über mehrere Geschwindigkeitsterme dargestellt. Der letzte Term bildet den starken Anstieg des Rollwiderstands bei Überschreiten der Höchstgeschwindigkeit des Reifens ab.[98]

[97] Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019), S. 46.

[98] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012). S. 465f.

$$\xi_{\mathrm{Roll}}(v) = b_{\mathrm{Roll},1} + b_{\mathrm{Roll},2}\left|\frac{v_x}{v_{\max}}\right| + b_{\mathrm{Roll},3}\left(\frac{v_x}{v_{\max}}\right)^4 \tag{5-61}$$

Das SWIFT Modell ist ebenfalls geeignet und erfüllt alle Anforderungen.

5.5.6.4 Modellauswahl

Neben dem erweiterten Modell erfüllt das SWIFT Modell alle Anforderungen. Da das Fahrzeug später mit einer Höchstgeschwindigkeit von 70 km/h fahren soll und dieser Wert unterhalb der zulässigen Höchstgeschwindigkeit liegen wird, wird auf das komplexere SWIFT Modell verzichtet und das erweiterte Modell zur Modellierung gewählt.

5.5.7 Parameter Reifenmodell

In Tabelle 5-16 sind alle Parameter des Reifenmodells aufgelistet. Sie stammen aus den Gleichungen der vorherigen Kapitel und sind aus Versuchen zu ermitteln.

Tabelle 5-16: Parameter des Reifenmodells

Parameter	Beschreibung	Modellzugehörigkeit
$F_x(\kappa,F_z)$	Längskraftmodell nach Pacejka	Längskraft
$c_\alpha(F_z)$	Schräglaufsteifigkeit	Querkraft
$c_\gamma(F_z)$	Sturzsteifigkeit	Querkraft
$c_\kappa(F_z)$	Schlupfsteifigkeit	Transientes Modell
c_x	Karkassenlängssteifigkeit	Transientes Modell
c_y	Karkassenquersteifigkeit	Transientes Modell
D_y	Differenz zwischen Wendepunkt und Maximum der Magic Formula von F_y	Transientes Modell
$L_{0,R}(F_{z0})$	Latschlänge	Rückstellmoment
br_R	Halbe Latschbreite	Rückstellmoment
$c_{M,\alpha}(F_{z0})$	Rückstellsteifigkeit	Rückstellmoment
C_z	Magic Formula Faktor	Rückstellmoment
E_z	Magic Formula Faktor	Rückstellmoment
$e_{3,4,5,6,7,9,10,11}$	Vorfaktoren	Rückstellmoment
$b_{\delta,1}$, $b_{\delta,2}$	Faktoren für Torsionsfedersteifigkeit	Bohrmoment
$b_{\delta,3}$, $b_{\delta,4}$	Faktoren für maximales Bohrmoment	Bohrmoment
$b_{\delta,5}$	Formfaktor Bohrmoment	Bohrmoment
l_rel	Relaxationslänge fürs Bohrmoment	Bohrmoment
c_z	Vertikale Reifensteifigkeit	Vertikalmodell
C_{r_eff}, D_{r_eff}, B_{r_eff}	Faktoren für effektiven Rollradius	Effektiver Rollradius
v_max	Reifenmaximalgeschwindigkeit	Rollwiderstand

5.6 Batterie

Bei den Modellierungsansätzen der Batterie wird zuerst zwischen den grundsätzlichen Modellierungsmethoden unterschieden und eine Negativauswahl auf Basis der Anforderungsliste durchgeführt, um den Lösungsraum für das Modellierungsproblem einzugrenzen. Folgende Modellierungsansätze sind aus der Literaturrecherche bekannt:[99]

- elektrochemische Modelle
- mathematische Modelle
- elektrisches Ersatzmodell

Die elektrochemischen Modelle bilden die chemischen Vorgänge innerhalb der Batterie detailliert nach und sind daher sehr rechenintensiv. Mathematische Modelle nähern sich dem Realverhalten der Batterie über mathematische und stochastische Ansätze an. Es zeigt sich jedoch, dass bei variabler Last diese Modelle an ihre Grenzen stoßen und keine genauen Aussagen mehr über das Systemverhalten liefern.[99] Somit fällt die Wahl der Modellierungsansätze auf das elektrische Ersatzmodell, welches neben der erzielbaren Genauigkeit eine geringe Rechenleistung benötigt.[100]

Bei den elektrischen Ersatzmodellen gibt es unterschiedliche Ansätze mit einem Widerstand, mit mehreren Widerständen und einem Kondensator und mehreren Kondensatoren.[101] Das Modell mit mehreren Widerständen und mehreren Kondensatoren ist am geeignetsten, da neben dem Kurzzeitverhalten der Spannung ebenfalls das Langzeitverhalten modelliert wird und somit passend zum Anwendungsfall ist. Die Widerstände und Kondensatoren bilden die Verluste der Batterie nach, weshalb alle grundsätzlichen Anforderungen an das Modell erfüllt sind.

5.6.1 Topologisches Modell

Das Systemverhalten der Batterie wird bei den elektrischen Ersatzmodellen über eine Spannungsquelle, Widerstände und Kondensatoren abgebildet. Die Spannungsquelle entspricht dabei dem Spannungspotential der Zelle. Die Widerstände bilden die chemischen und elektrischen Verluste in der Batterie ab. Diese setzen sich aus dem internen ohm‘schen Widerstand der Leiter, der Diffusion der Lithium-Ionen an der Elektrode und der gegenseitigen Beeinflussung der Elektrode und des Elektrolyts an der Grenzschicht zusammen. Die Kondensatoren dienen dazu, die zeitliche Komponente der Verluste abzubilden.[102,103] Abbildung 5–20 zeigt bespielhaft das elektrische Ersatzmodell der Batterie.

[99] Thanheiser, A. B.: Diss., Energetische Modellierung elektrischer Fahrzeugantriebe (2013), S. 45 f.

[100] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006), S. 510.

[101] Huynh, P.-L.: Zellcharakterisierung und Modellierung (2016). S. 43f.

[102] Lück, D.: Masterthesis, Simulation des Antriebssystems (2013), S. 14.

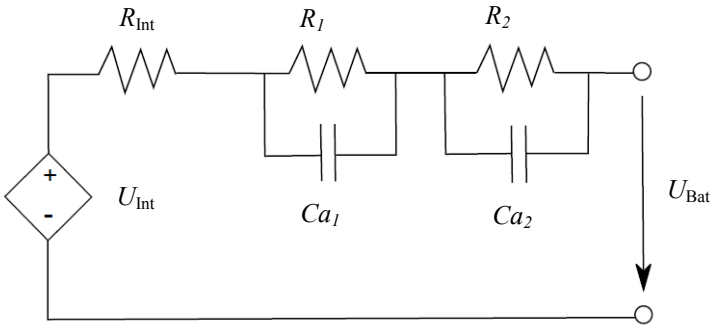


Abbildung 5–20: Elektrisches Ersatzmodell der Batterie[102, 103]

Dieser Modellierungsansatz ist ebenfalls in CarMaker zu finden. Das Batterie Modell in CarMaker beinhaltet eine zentrale Batterie für das Gesamtsystem.[104a] Diese Grundvoraussetzung steht im Konflikt mit der Architektur des UNICAR*agil* Fahrzeuges. Wie bereits in der Anforderungsliste definiert, soll es je Dynamikmodul eine eigene Batterie geben, die die Verbraucher mit elektrischer Energie versorgt. Daher wird das Modell nachgebildet und als Simulink Modell implementiert.

5.6.2 Physikalisches Modell

Wie in dem Paper von Chen und Rincon-Mora beschrieben wird, werden zwei Effekte bei der Modellierung vernachlässigt. Zuerst wird die Selbstentladung der Batterie nicht weiter berücksichtigt. Dieser Effekt spielt lediglich eine Rolle, wenn Zeiträume von Wochen bis Monaten betrachtet werden. Durch die Selbstentladung verringert sich die nutzbare Kapazität der Batterie. Ebenfalls verringert die Anzahl der Lade- und Entladezyklen die Kapazität der Batterie. Da die Simulation zur Untersuchung der FTR dienen soll und nicht die Auf- und Entladecharakteristik der Batterie am Stromnetz sowie die Alterungscharakteristik untersucht wird, ist eine Vernachlässigung der beiden Effekte im Sinne der Simulationsaufgabe zulässig. Dennoch besteht die Möglichkeit, über eine verringerte Kapazität in der Modellparametrierung diese Effekte mit einzubeziehen.[103]

Neben der elektrischen Modellbildung wird noch ein Temperaturmodell der Batterie benötigt. Die Betriebsgrenzen der Batterie sind durch die Temperatur im Inneren vorgegeben und beschränken den maximalen Entladestrom. Für die Erwärmung der Batterie sind die Joulesche Erwärmung durch den Widerstand der Batterie, der Entropieeffekt und der Polarisationseffekt verantwortlich.[102] Dabei sind die Verluste aufgrund der Jouleschen Erwärmung bei hohen Lade- und Entladeraten dominant.[105] Basierend auf dieser Erkenntnis wird für das Temperaturmodell lediglich die Wärmegenerierung durch die elektrischen Verluste betrachtet, da durch das Anwendungsgebiet mit großen Lade- und Entladeraten aufgrund von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen zu rechnen ist.

[103] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006), S. 508.

[104] IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019), S. 406–407. a: S. 405, b: S.406-407.

[105] Vignesh, B. R. et al.: Thermal modeling of lithium ion batteries (2018 - 2018), S. 3.

Aus dem Datenblatt der Batterie ist bekannt, dass 910 einzelne Zellen in der Batterie verbaut sind, die sich in 70 parallel geschaltete Einheiten mit je 13 in Reihe geschalteten Zellen aufteilen (s. Anhang A). Aus der Anordnung ist es möglich, den Gesamtstrom und -spannung der Batterie aus den Strömen und der Spannung der Einzelzellen zu berechnen (s. Formeln (5-65) und (5-68)). Abbildung 5–21 zeigt die Verschaltung der Einzelzellen.

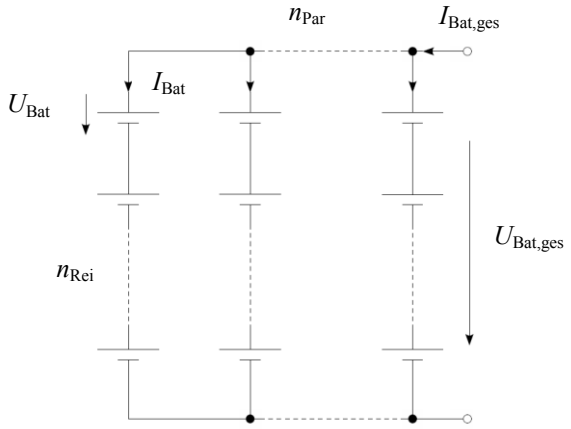


Abbildung 5–21: Verschaltung von Einzelzellen zu einem Batteriesystem[106]

5.6.3 Mathematische Beschreibung des physikalischen Modells

Basierend auf der Modellbildung im vorherigen Kapitel werden die mathematischen Gleichungen für das Modell genannt. Die Spannung $U_{\mathrm{Bat,ges}}$ ergibt sich aus der Maschenregel des offenen Stromkreises der Batterie (s. Abbildung 5–20):

$$U_{\mathrm{Bat,ges}} = U_{\mathrm{Int}} + I_{\mathrm{Bat,ges}} R_{\mathrm{Int}} + U_1 + U_2 \tag{5-62}$$

$$U_1 = \int \frac{I_1}{Ca_1} - \frac{U_1}{R_1 Ca_1}\, dt \tag{5-63}$$

$$U_2 = \int \frac{I_2}{Ca_2} - \frac{U_2}{R_2 Ca_2}\, dt \tag{5-64}$$

$$U_{\mathrm{Bat,ges}} = U_{\mathrm{Bat}} n_{\mathrm{Rei}} \tag{5-65}$$

Dabei ist $U_{\mathrm{Bat,ges}}$ die Batteriespannung am Ausgang der Batterie, U_{Int} die Spannung des offenen Batteriekreises, U_1 die Spannung aufgrund von Diffusionsvorgängen und U_2 die Spannung aufgrund von Polarisationseffekten. Alle aufgeführten Parameter sind nach Chen und Rincon-Mora vom *SOC* abhängig. Aus Versuchen lassen sich diese Abhängigkeiten ermitteln.

[106] Thanheiser, A. B.: Diss., Energetische Modellierung elektrischer Fahrzeugantriebe (2013), S. 47.

Des Weiteren wird der Batteriestrom über die Batteriespannung und den Gesamtleistungsbedarf der elektrischen Verbraucher ermittelt. Neben dem Antrieb wird noch ein Parameter hinzugefügt, der eine konstante Leistung von der Batterie abruft. Hiermit lässt sich der Stromverbrauch der Lenkung, der Computer, der Klimatisierung, der Kühlung, etc. abbilden.

$$I_{\mathrm{Bat,ges}} = \frac{P_{\mathrm{ges}}}{U_{\mathrm{Bat,ges}}} \tag{5-66}$$

$$P_{\mathrm{ges}} = P_{\mathrm{lade/elade}} + P_{\mathrm{Verb}} \tag{5-67}$$

$$I_{\mathrm{Bat,ges}} = I_{\mathrm{Bat}} n_{\mathrm{Par}} \tag{5-68}$$

Zur Berechnung des aktuellen *SOC* der Batterie, wird die Stromstärke der Batterie integriert und somit die Ladung ermittelt. Somit lässt sich die verbleibende Ladung der Batterie berechnen und ins Verhältnis mit der maximalen Batterieladung setzen.

$$SOC(t) = \frac{Q_{\mathrm{Bat}}(t) - \int I_{\mathrm{Bat,ges}}(t)\, dt}{Q_{\mathrm{Bat,max}}} \tag{5-69}$$

Für die vollständige Beschreibung der Modellgleichungen sind darüber hinaus die Anfangsbedingungen der Batterien zu berücksichtigen. Diese ergeben sich aus der maximalen Kapazität der Batterie und dem *SOC* zu Beginn der Simulation.

$$Q_{\mathrm{Bat}}(t = 0) = Q_{\mathrm{Bat,max}}\, SOC(t = 0) \tag{5-70}$$

5.6.4 Maximaler Entladestrom

Neben der Modellierung der Batteriespannung ist der maximale Entladestrom der Batterie für die Berechnung des maximalen Antriebsmoments notwendig. Der maximale Entladestrom ist durch mehrere Faktoren beschränkt. Der erste dieser Faktoren ist die Abhängigkeit des Entladestroms von der Temperatur. Aus dem Datenblatt der Zelle ist der maximale Entladestrom einer Zelle vorgegeben. Diese Beschränkung wird in einer Lookup-Table hinterlegt (s. Anhang B).

Als weitere Beschränkung des maximalen Entladestroms wird eine Logik implementiert, die den maximalen Entladestrom zeitlich begrenzt. Theoretisch ist der Strom einer Zelle nach Herstellerangaben auf 5 A begrenzt. Jedoch ist eine kurzzeitige Überbeanspruchung oberhalb dieser Grenze möglich (s. Anhang A). Es ergibt sich eine Entladung von 10 A pro Zelle für maximal 20 s. Es wird basierend auf dieser Information die Hypothese aufgestellt, dass eine Beanspruchung mit einer geringeren Stromstärke als 10 A für einen längeren Zeitraum als 20 s aufrechterhalten werden kann. Überschreitet der Entladestrom diese Zeitdauer, muss eine zu parametrierende Zeitdauer t_{pause} gewartet werden, bis die Überbeanspruchung erneut abrufbar ist. Somit ergeben sich die folgenden logischen Zusammenhänge für die Beschränkung des maximalen Entladestroms aufgrund einer Überbeanspruchung.

$$I_{\mathrm{max}}(t) = \begin{cases} 700\ \mathrm{A}, & t \leq t_{\mathrm{max}} \\ 350\ \mathrm{A}, & t > t_{\mathrm{max}} \cap t \leq t_{\mathrm{pause}} \end{cases} \tag{5-71}$$

Die Zeit t wird auf 0 gesetzt, wenn die Pausenzeit überschritten wird. Somit ist ebenfalls die Situation abgedeckt, dass bei einer längeren Pause und einer Beanspruchungszeit unterhalb der Maximalzeit, der maximale Entladestrom erneut im vollen Maße abrufbar ist.

Aus der Lookup-Table und Gleichung (5-71) wird das Minimum gebildet und somit der maximale Entladestrom der Batterie berechnet.

5.6.5 Temperaturmodell

Bei der Temperaturmodellierung werden zwei unterschiedliche Ansätze betrachtet. Neben einem komplexeren, instationären Wärmeleitungsmodell wird noch ein einfaches Modell basierend auf den Wärmeströmen an der Oberfläche und einer homogen verteilten Temperatur im Inneren der Batterie betrachtet.

5.6.5.1 Instationäres Wärmeleitungsmodell

Der Wärmeeintrag ins System wird über die Verluste der Batterie berechnet. Diese Verluste werden in Annäherung als Wärmequelle in der Mitte eines Zylinders angenommen. Aus den Gleichungen für den eindimensionalen Wärmestrom ist das Temperaturfeld bestimmbar. Über den Wärmeübergang an den Zylinderwänden lässt sich der Wärmestrom an die Umgebung ermitteln. Daraus ist die Temperatur der Batterie in Abhängigkeit des Ortes und der Zeit bestimmbar.[107]

Tabelle 5-17: Vor- und Nachteile der instationären Wärmeleitung

Vorteile	Nachteile
Genaue Ergebnisse der Temperaturverteilung in der Batterie	Hohe Komplexität
	Hohe Rechenleistung

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist zur Modellierung geeignet, benötigt aufgrund der hohen Komplexität allerdings eine hohe Rechenleistung.

Anforderungen erfüllt?

Das Modell stellt die Temperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Zeit dar. Somit sind alle Anforderungen an das Modell erfüllt. Zusätzlich werden noch Informationen der örtlichen Auflösung der Temperatur gewonnen.

[107] Martin, H.: E2 Instationäre Wärmeleitung in ruhenden Körpern (2013). S. 727ff.

5.6.5.2 Einfaches Temperaturmodell

Für das Temperaturmodell wird der Wärmeeintrag in das System ermittelt. Der Gesamtwärmestrom der Batterie ergibt sich aus dem Wärmestrom durch die Jouleschen Verluste, dem Wärmestrom aufgrund von freier Konvektion an die Umgebung sowie einem konstanten Wärmestrom durch eine aktive Kühlung.

$$q_{\mathrm{ges,Bat}} = q_{\mathrm{Jou}} + q_{\mathrm{Konv,Bat}} + q_{\mathrm{Kü,Bat}} \tag{5-72}$$

Die Verluste an den Widerständen des Batteriemodells sind in Gleichung (5-73) dargestellt.[108a,109]

$$q_{\mathrm{Jou}} = I_{\mathrm{Bat}} U_{\mathrm{Ve}} \tag{5-73}$$

$$U_{\mathrm{Ve}} = U_{\mathrm{Int}} - U_{\mathrm{Bat}} \tag{5-74}$$

Vereinfachend wird nun angenommen, dass sich die Batterie aus einer Masse und einer zugehörigen spezifischen Wärmekapazität zusammensetzt. Dabei wird die Gesamtmasse der Batterie und die Wärmekapazität der Lithium-Ionen Komponente simplifiziert angenommen. Aus dem Wärmestrom und den eingeführten Parametern wird die Gleichung für die Temperaturänderung aufgestellt.[108b, 110]

$$q_{\mathrm{ges,Bat}} = m_{\mathrm{Bat}} sc_{p,\mathrm{Li-Ion}} \frac{dTe_{\mathrm{Bat}}}{dt} \tag{5-75}$$

Der Wärmestrom aufgrund der Konvektion berechnet sich nach Gleichung (5-76).[110]

$$q_{\mathrm{Konv,Bat}} = -A_{\mathrm{Bat}} Wk_{\mathrm{Bat}} (Te_{\mathrm{Bat}} - Te_{\mathrm{Um}}) \tag{5-76}$$

Werden die Gleichungen (5-73) und (5-76) in (5-72) eingesetzt, ergibt sich die Temperatur der Batterie nach Gleichung (5-77).

$$m_{\mathrm{Bat}} sc_{p,\mathrm{Li-Ion}} \frac{dTe_{\mathrm{Bat}}}{dt} = I_{\mathrm{Bat}} U_{\mathrm{Ve}} - A_{\mathrm{Bat}} Wk_{Bat} (Te_{\mathrm{Bat}} - Te_{\mathrm{Um}}) + q_{\mathrm{Kü,Bat}} \tag{5-77}$$

Aus den Überlegungen ergibt sich Tabelle 5-18.

Tabelle 5-18: Vor- und Nachteile des einfachen Temperaturmodells

Vorteile	Nachteile
Einfaches Modell	Keine örtliche Auflösung der Temperatur
Geringe Rechenzeit	

Grundsätzlich geeignet?

Das Modell ist für den Einsatz in der Simulation geeignet und benötigt durch die einfachen Zusammenhänge nur eine geringe Rechenleistung.

[108] Vignesh, B. R. et al.: Thermal modeling of lithium ion batteries (2018 - 2018). a: 3, b: 4.

[109] Lück, D.: Masterthesis, Simulation des Antriebssystems (2013), S. 14.

[110] Ismail, N. H. et al.: Simplified Heat Generation Model Lithium ion battery (2013), S. 3.

Anforderungen erfüllt?

Alle Anforderungen an das Modell sind erfüllt. Das Modell gibt den zeitlichen Temperaturverlauf in Abhängigkeit des Wärmeeintrags und der Umgebungstemperatur an.

5.6.5.3 Auswahl Temperaturmodell

Aufgrund der geringen Rechenleistung wird das einfache Modell bevorzugt. Da es keine Anforderung zur räumlichen Darstellung des Temperaturfelds der Batterie gibt, erfüllt das einfache Modell alle Anforderungen.

5.6.6 Parameter der Batterie

Aus den gesammelten Gleichungen werden die zu bestimmenden Parameter extrahiert und in Tabelle 5-19 aufgelistet. Da es sich bei dem beschriebenen Modell um ein empirisches Modell handelt, müssen die Parameter aus Versuchen ermittelt und per Ersatzfunktionen beschrieben werden. Alle Parameter sind dabei abhängig vom *SOC*.[111]

Tabelle 5-19: Parameter der Batterie

Parameter	Beschreibung
Ca_1	Transiente Kapazität in Abhängigkeit des *SOC* (Polarisation)
R_1	Transienter Widerstand in Abhängigkeit des *SOC* (Polarisation)
Ca_2	Transiente Kapazität in Abhängigkeit des *SOC* (Diffusion)
R_2	Transienter Widerstand in Abhängigkeit des *SOC* (Diffusion)
R_{Int}	Serienwiderstand in Abhängigkeit des *SOC*
U_{Int}	Spannung des offenen Kreises in Abhängigkeit des *SOC*

Neben den Parametern der Batterie werden noch die Parameter für den maximalen Entladestrom und das Temperaturmodell benötigt (s. Tabelle 5-20 und Tabelle 5-21).

Tabelle 5-20: Parameter zur zeitlichen Begrenzung des Entladestroms

Parameter	Beschreibung
$t_{\max}(I)$	Maximale Entladedauer in Abhängigkeit des maximalen Entladestroms
t_{pause}	Regenerationszeit bis maximaler Entladestrom wieder zur Verfügung steht

[111] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006), S. 509.

Tabelle 5-21: Parameter des Temperaturmodells der Batterie

Parameter	Beschreibung	Wert
m_{Bat}	Masse der Batterie	48,5 g pro Zelle (s. Anhang B)
$sc_{p,\mathrm{Li\text{-}Ion}}$	Spezifische Wärmekapazität der Lithium-Ionen Komponente der Batterie	812 J/(kg K)[112]
A_{Bat}	Fläche der Batterie für den Wärmeübergang	0,0037 m² pro Zelle (s. Anhang B)
Wk_{Bat}	Wärmeübergangskoeffizient	18,9 W/(m² K)[113]
Te_{Um}	Umgebungstemperatur	Variabel
$q_{\mathrm{Kü}}$	Wärmestrom durch die aktive Kühlung	Variabel

5.6.7 BCU

Die BCU ist eine Logikeinheit, die auf Basis des Fahrzustands und des Batteriezustands eine Betriebsstrategie für die Aktorik bezüglich des Ladens sowie Entladens der Batterie vorgibt. Dabei werden innerhalb der BCU die Parameter aus Tabelle 5-22 in Betracht gezogen.

Tabelle 5-22: Parameter der BCU

Parameter	Beschreibung	Quelle
SOC_{max}	Maximaler SOC der Batterie	Systeminitialisierungsgröße
SOC_{min}	Minimaler SOC der Batterie	Systeminitialisierungsgröße
SOC_{ist}	Aktueller SOC der Batterie	Information aus dem Batteriesubmodul

Liegt der aktuelle SOC oberhalb des maximalen SOC, ist eine Ladung der Batterie nicht mehr möglich und das maximale regenerative Bremsmoment wird 0. Fällt der SOC auf den Wert des minimalen SOC, wird kein Strom mehr abgegeben und somit ist die Zufuhr der elektrischen Verbraucher mit Energie unterbrochen.

5.7 Dauermoment, Spitzenmoment und regeneratives Bremsmoment

Aus den Diensten Antreiben, Bremsen und Batteriemanagement ergeben sich Begrenzungen für das mögliche Dauermoment und das mögliche Spitzenmoment des Antriebs sowie das maximal mögliche regenerative Bremsmoment. Dabei sind diese drei Momente abhängig von unterschiedlichen Größen, wobei der Einfluss nachfolgend erläutert wird.

[112] Roth, P. E.: Final Report to NASAJSC (2005), S. 13.

[113] Ismail, N. H. et al.: Simplified Heat Generation Model Lithium ion battery (2013), S. 3.

Das Dauermoment des Antriebs ist so ausgelegt, dass es zu geringen thermischen Lasten kommt und die Temperatur des Antriebs einen konstanten Wert erreicht. Das Dauermoment steht daher immer zur Verfügung. Aus dem gemessenen Dauermoment (s. Abbildung 5–22) wird eine Lookup-Table generiert, die das Dauermoment in Abhängigkeit der Drehzahl ausgibt.

$$M_{\mathrm{Dau,Mot}} = f(\omega_{\mathrm{Mot}}) \tag{5-78}$$

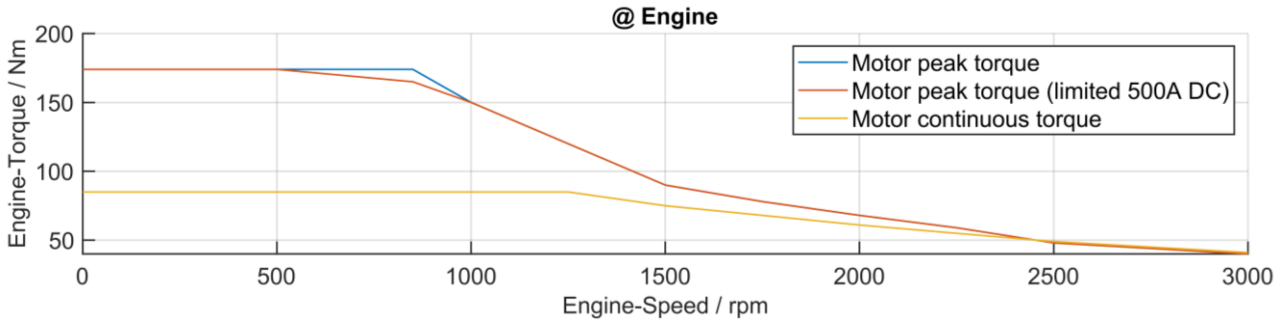


Abbildung 5–22: Gemessenes Dauer- und Spitzenmoment[114]

Das Dauermoment wird jedoch vom maximalen Entladestrom der Batterie beschränkt. Der Entladestrom der Batterie ist durch die Temperatur der Batterie begrenzt. Erreicht die Batterie eine bestimmte Grenztemperatur, kommt es zu einem sogenannten thermischen Durchgehen, wobei sich die Batterie aufgrund von selbstverstärkenden, exothermen Reaktionen selbstzerstört.[115] Um dies zu verhindern, werden Grenztemperaturen definiert, ab denen die Batterie keinen Strom mehr abgeben kann, wodurch sich eine Grenze des maximalen Entladestroms ergibt. Zusätzlich wird beim Erreichen der unteren Grenze des SOC kein weiterer Strom durch die Batterie abgegeben. Dieses Signal wird durch die BCU vorgegeben. Der exakte Zusammenhang zwischen der Temperatur und dem maximalen Entladestrom muss durch Messungen bestimmt werden.

$$M_{\mathrm{Dau,Bat}} = f(I_{\mathrm{max}}, SOC) \tag{5-79}$$

Das Moment ist über die Drehzahl und das Wirkungsgradkennfeld mit der notwendigen elektrischen Leistung gekoppelt. Daraus ist das mögliche Dauermoment in Abhängigkeit vom maximalen Entladestrom bestimmbar.

$$M_{\mathrm{Dau,Bat}} = \begin{cases} \dfrac{U_{\mathrm{Bat}} I_{\mathrm{Bat,max}} \eta_{\mathrm{Mot}}(\omega_{\mathrm{Mot}}, M_{\mathrm{Mot,ist}}) i_{\mathrm{An}}}{\omega_{\mathrm{Mot}}}, & SOC > SOC_{\mathrm{min}} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \tag{5-80}$$

Aus den beiden Momenten aus Gleichung (5-78) und (5-79) wird das Minimum gebildet, sodass beide Einschränkungen berücksichtigt werden.

$$M_{\mathrm{Dau}} = \mathrm{MIN}(M_{\mathrm{Dau,Mot}}, M_{\mathrm{Dau,Bat}}) \tag{5-81}$$

[114] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020.

[115] Wang, Q. et al.: Thermal runaway of lithium ion battery (2012), S. 212.

Das Spitzenmoment wird exakt wie das Dauermoment berechnet. Es wird eine Lookup-Table für das Spitzenmoment des Antriebs hinterlegt. Allerdings ist das Spitzmoment zusätzlich durch die Temperatur des Radnabenantriebs beschränkt. Dieser Zusammenhang muss ebenfalls aus Messungen bestimmt werden und wird dann als Gewichtungsfunktion mit Grenztemperaturen hinterlegt. Dazu wird eine Grenztemperatur eingeführt, ab welcher das Spitzenmoment reduziert wird. Erreicht die Temperatur des Motors einen kritischen Temperaturwert, wird das Spitzenmoment 0. Somit ist das Spitzenmoment neben der Drehzahl und des maximalen Entladestroms auch von der Temperatur abhängig.

$$M_{\mathrm{Spi,Mot}} = f(\omega_{\mathrm{Mot}}, Te_{\mathrm{An}}) \tag{5-82}$$

Das Spitzenmoment aufgrund des maximalen Entladestrom berechnet sich ebenfalls mittels Gleichung (5-80).

Abschließend wird noch das maximale regenerative Moment berechnet. Das theoretisch mögliche Moment ist aus dem Generatorkennfeld des Radnabenantriebs bestimmbar (s. Abbildung 5–2) und lediglich von der aktuellen Drehzahl abhängig.

$$M_{\mathrm{reg,Mot,max}} = f(\omega_{\mathrm{Mot}}) \tag{5-83}$$

Aus dem Datenblatt der Batterie (s. Anhang A) ist bekannt, dass der maximale Ladestrom der Batterie auf 163 A beschränkt ist. Da der Ladestrom der Batterie unterhalb der Dauerbelastung der Batterie liegt, ist die Temperatur der Batterie als begrenzender Faktor für das regenerative Moment unkritisch. Falls der SOC die obere Grenze $SOC_{\max}$ aus der BCU erreicht, ist eine weitere Stromaufnahme nicht mehr möglich. Das Moment wird daher 0. Somit ergibt sich das regenerative Bremsmoment beschränkt durch die Batterie aus dem maximalen Ladestrom der Batterie, dem SOC, dem Wirkungsgrad des Generators sowie der Drehzahl.

$$M_{\mathrm{reg,Bat,max}} = \begin{cases} \dfrac{U_{\mathrm{Bat}} I_{\mathrm{lade,max}} \eta_{\mathrm{Mot}}(\omega_{\mathrm{Mot}}, M_{\mathrm{Mot,ist}}) i_{\mathrm{An}}}{\omega_{\mathrm{Mot}}}, & SOC < SOC_{\max} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \tag{5-84}$$

Aus den Gleichungen (5-83) und (5-84) wird das Minimum gebildet, um beide Einschränkungen zu berücksichtigen.

$$M_{\mathrm{reg,max}} = \mathrm{MIN}(M_{\mathrm{reg,Mot,max}}, M_{\mathrm{reg,Bat,max}}) \tag{5-85}$$

Aus den Überlegungen folgt der notwendige Parameter des Modells (s. Tabelle 5-23)

Tabelle 5-23: Parameter Momentenberechnung

Parameter	Beschreibung
$M_{\mathrm{Spi,An}}(Te)$	Spitzenmoment des Antriebes in Abhängigkeit der Temperatur des Antriebes

5.8 Numerische Implementierung

Die Umsetzung der hergeleiteten Gleichungen und Funktionszusammenhänge erfolgt in der Simulink-Schnittstelle zu CarMaker. Dabei gliedern sich die einzelnen Funktionen von CarMaker in Subsysteme, die in einer vorgegebenen Reihenfolge berechnet werden. Da mögliche Schnittstellen von CarMaker vorgegeben sind, werden die einzelnen Modelle an die entsprechenden Stellen in dem CarMaker Modell implementiert. Der Radnabenantrieb, die Bremse und die Batterie mit der Momentenbeschränkung sind in einem Subsystem pro Dynamikmodul integriert und in dem CarMaker System „Brake“ hinterlegt. Dies begründet sich zum einem in der CarMaker Berechnungsreihenfolge und zum anderen in der Tatsache, dass diese Systeme untereinander verknüpft sind. In einem ersten Schritt werden die Eingangssignale für die Dynamikmodule der verschiedenen Positionen erstellt. Die eigentlichen Berechnungen erfolgen in einem weiteren Subsystem, welches in Abbildung 5–23 dargestellt ist. Die Abbildung ist eine reduzierte Darstellung der Ausgangssignale. In dem Simulationsmodell werden zusätzlich noch die Signale der Dienstarchitektur aus Kapitel 3.2 ausgegeben.

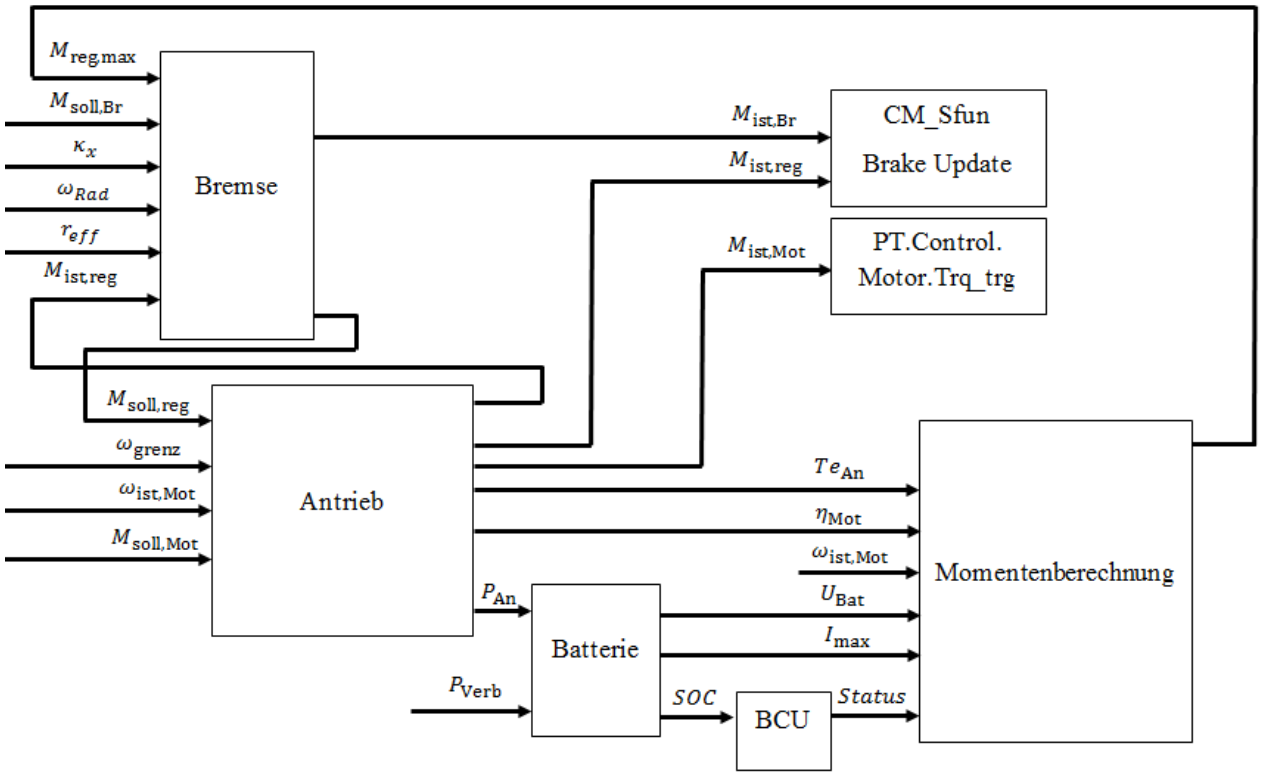


Abbildung 5–23: Numerisches Modell Antrieb, Bremse, Batterie mit Ein- und Ausgängen

Das Lenkungsmodell wird in dem System „Steering“ umgesetzt. Abbildung 5–24 zeigt die Ein- und Ausgänge des Modells und die Anbindung an CarMaker.

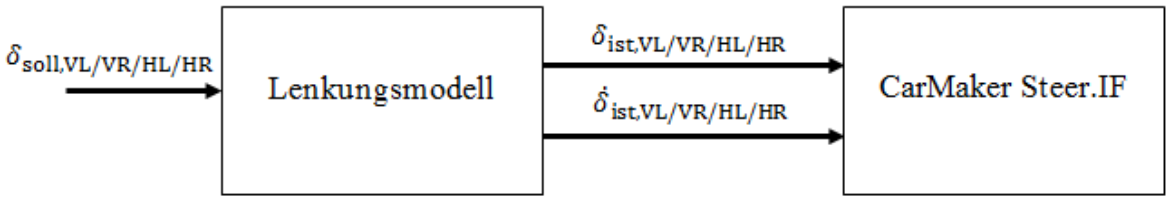


Abbildung 5–24: Numerisches Modell der Lenkung mit Ein- und Ausgängen

Das Reifenmodell nutzt die vorgegeben Schnittstelle von CarMaker. Die Ein- und Ausgangssignale sind im Abbildung 5–25 zu sehen. Die Anbindung erfolgt im System „Tire“ von CarMaker.

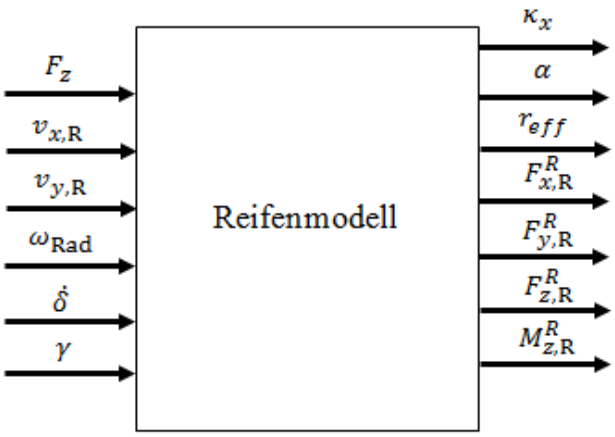


Abbildung 5–25: Numerisches Modell der Reifen mit Ein- und Ausgängen

6 Verifikation

Die Verifikation der Modelle wird in mehreren Schritten durchgeführt. Zuerst werden die Einzelmodelle getestet und anhand der Anforderungsliste verifiziert. Nachdem alle Teilmodelle verifiziert sind, werden Integrationstests durchgeführt, damit die Gesamtfunktionalität der Modelle und des CarMaker Modells gewährleistet ist. Die verschiedenen Tests zu den einzelnen Kapiteln sind übersichtlich in Anhang C dargestellt. Hier werden zusätzlich noch Information über die variierten Größen und genutzten Simulationsmodelle gegeben. Die genutzten Parameter mit ihren Werten und die Nomenklatur im Simulationsmodell sind Anhang D zu entnehmen.

6.1 Radnabenantrieb

Für die Verifikation des Radnabenantriebs wird zuerst das dynamische Verhalten zwischen Modell und Messung analysiert. Anschließend wird die Drehzahlregelung des Antriebs untersucht und ein Systemausfall simuliert. Danach wird das Temperaturmodell des Antriebs verifiziert.

6.1.1 Dynamik

Als erster Schritt der Verifikation wird die Dynamik der Simulation untersucht. Es werden aus Mangel an Alternativen die Messungen aus Kapitel 5.1.3.3 verwendet und das Ergebnis der Simulation mit den Messungen verglichen. Die erste Messung beinhaltet das Ist-Moment des Antriebs bei einer Drehzahl von 500 U/min. Aufgrund der Dauer der Messung wird beispielhaft ein Sprung näher betrachtet. In Abbildung 6–1 ist die Dynamik der Simulation im Vergleich zu den Messdaten visualisiert.

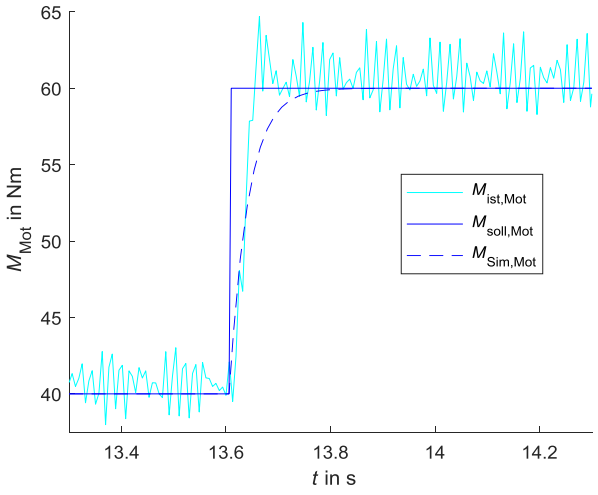


Abbildung 6–1: Vergleich Messdaten und Simulation bei 500 U/min

Der Vergleich der Simulation und der Messdaten zeigt, dass das dynamische Verhalten sehr ähnlich zueinander ist. Besonders zu Beginn des Sprungs sind die Verläufe nahezu deckungsgleich. Dieses Ergebnis zeigt sich ebenfalls bei den anderen Sprüngen der Simulation. Abbildung 6–2 zeigt die prozentuale Abweichung der Simulation im Vergleich zu den Messdaten über die gesamte Simulationszeit.

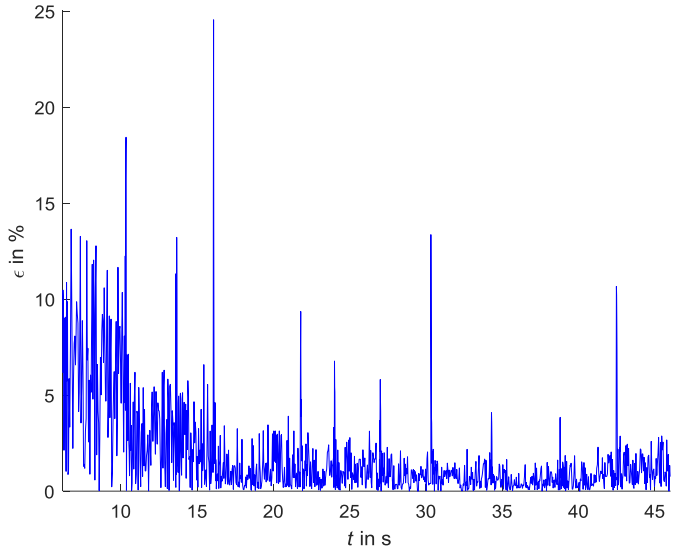


Abbildung 6–2: Prozentuale Abweichung der Simulation zu den Messdaten bei 500 U/min

Die Peaks im Verlauf sind die Abweichungen des dynamischen Verhaltens zwischen der Simulation und der Messung. Es zeigt sich, dass die prozentuale Abweichung ein Maximum von 20 % erreicht. Dieser maximale Wert ist neben dem tatsächlichen Modellierungsfehler auf die mangelnde Information der Soll-Größe zurückzuführen, da diese in den Messungen fehlt und im Nachhinein durch Betrachtung der Messung hinzugefügt wurde. In der Anforderungsliste ist eine maximale Abweichung des dynamischen Verhaltens von 10 % definiert. Diese Anforderung ist mit der aktuellen Parametrierung nicht erfüllt. Daher müssen weitere Messungen durchgeführt werden, um eine exaktere Abbildung zu gewährleisten. Dennoch zeigt sich, dass die Annahme des PT1-Verhaltens für den Ankerstellbereich als valide zu bezeichnen ist. Als weiterer Schritt der Verifikation wird das Systemverhalten für die Messung bei 1000 U/min untersucht.

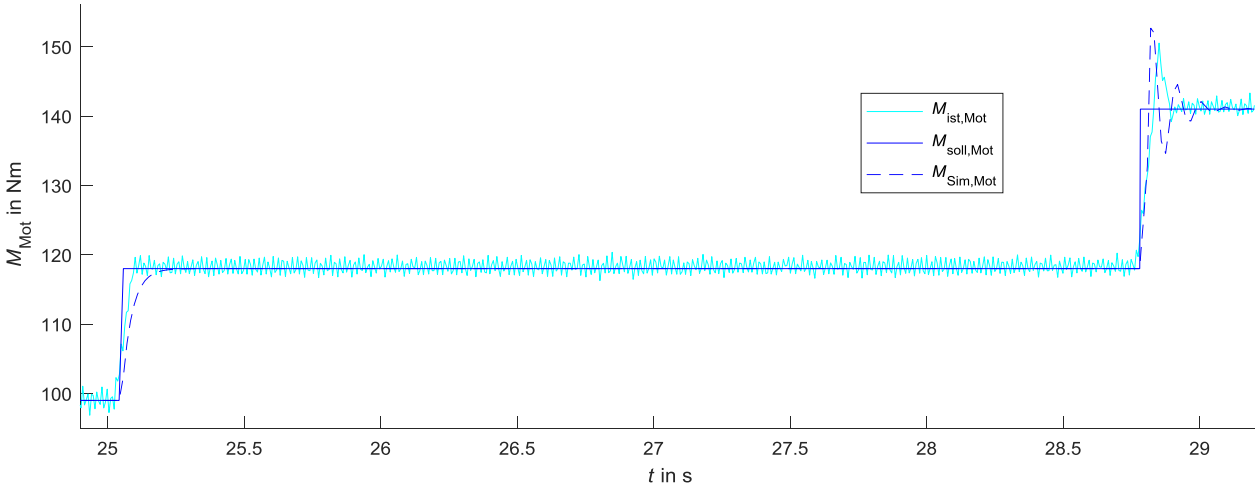


Abbildung 6–3: Vergleich Messdaten und Simulation bei 1000 U/min bei Modellumschaltung

Das dynamische Verhalten der Simulation entspricht dem dynamischen Verhalten der Messung (s. Abbildung 6–3). Unterhalb der Momentengrenze liegt PT1-Verhalten vor. Das zeigt sich ebenfalls bei den anderen Sollwertsprüngen. Oberhalb dieser Grenze liegt PT2-Verhalten vor. Das wird besonders in Abbildung 6–4 ersichtlich.

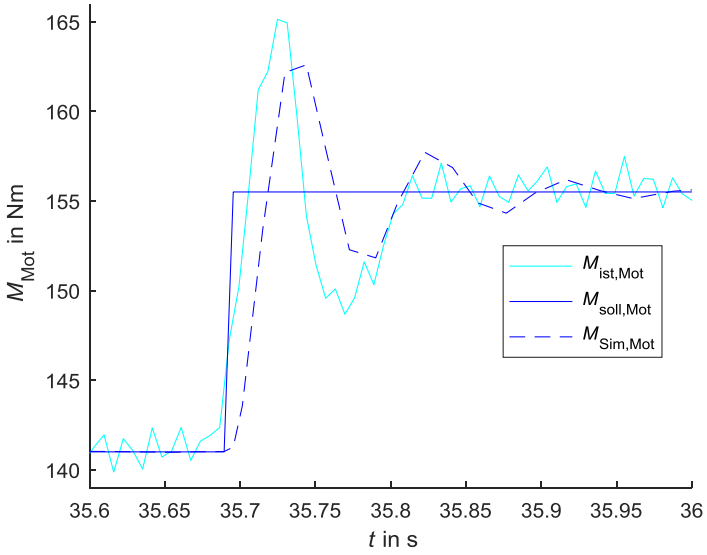


Abbildung 6–4: Vergleich Messdaten und Simulation bei 1000 U/min bei Maximalmoment

Die Dynamik der Systeme ist nahezu identisch. Lediglich der zeitliche Versatz unterscheidet sich. Dies begründet sich, wie bereits erläutert, aus dem fehlenden Messsignal für das Soll-Moment. Abbildung 6–5 zeigt die Abweichung von Messdaten und Simulation. Grundsätzlich ist eine akzeptable Modellgüte erreicht. Die großen Abweichungen am Ende der Simulation werden nicht als Gütekriterium herangezogen, da hier sehr große Sollwertsprünge vorliegen und diesen aufgrund des Anwendungsfalles eine geringere Modellgüte zuzuschreiben ist.

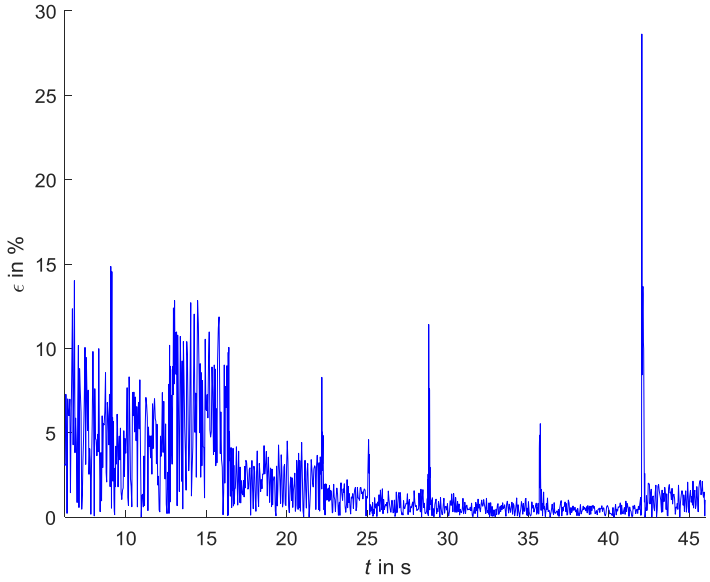


Abbildung 6–5: Prozentuale Abweichung der Simulation zu den Messdaten bei 1000 U/min

Insgesamt zeigt die Analyse, dass die Dynamik des Systems mit Hilfe des gewählten Ansatzes gut modellierbar ist. Eine Optimierung der Dynamik ist durch weitere Messungen durchzuführen. Die Modellierung des dynamischen Verhaltens mit Hilfe der Modellumschaltung ist verifiziert. Ein weiterer Punkt aus der Anforderungsliste ist das Einregeln des Sollmoments. Alle Simulationen zeigen ein stationäres Verhalten der Ist-Größe, wodurch die Anforderung erfüllt ist.

6.1.2 Drehzahlregelung

Für die Drehzahlregelung wird der Fuzzy-Regler in das Simulationsmodell integriert. Da das Drehmoment über das Massenträgheitsmoment des Antriebes direkt mit der Drehzahl gekoppelt ist, muss die Mechanik für die Verifikation ebenfalls abgebildet werden. Daher wird das Dynamikmodell mit der Drehzahlregelung in CarMaker implementiert. Zur Verifikation werden verschiedene Drehzahlgrenzen bei konstantem Solldrehmoment der Regelung vorgegeben. Es wird zuerst die Fahrt in Vorzugsrichtung und anschließend entgegen der Vorzugsrichtung durchgeführt. Das Modell ist verifiziert, wenn die vorgegebene Drehzahl in und entgegen der Vorzugsrichtung eingeregelt wird. Dabei wird die Dynamik der Regelung vernachlässigt, da bisher keine Informationen zu der Drehzahlregelung vorliegen. Durch die entsprechenden Parameter des Fuzzy-Reglers ist diese adaptierbar. Abbildung 6–6 zeigt die Drehzahlgrenze und die Ist-Drehzahl des Antriebs sowie das Soll- und Ist-Moment des Radnabenantriebs.

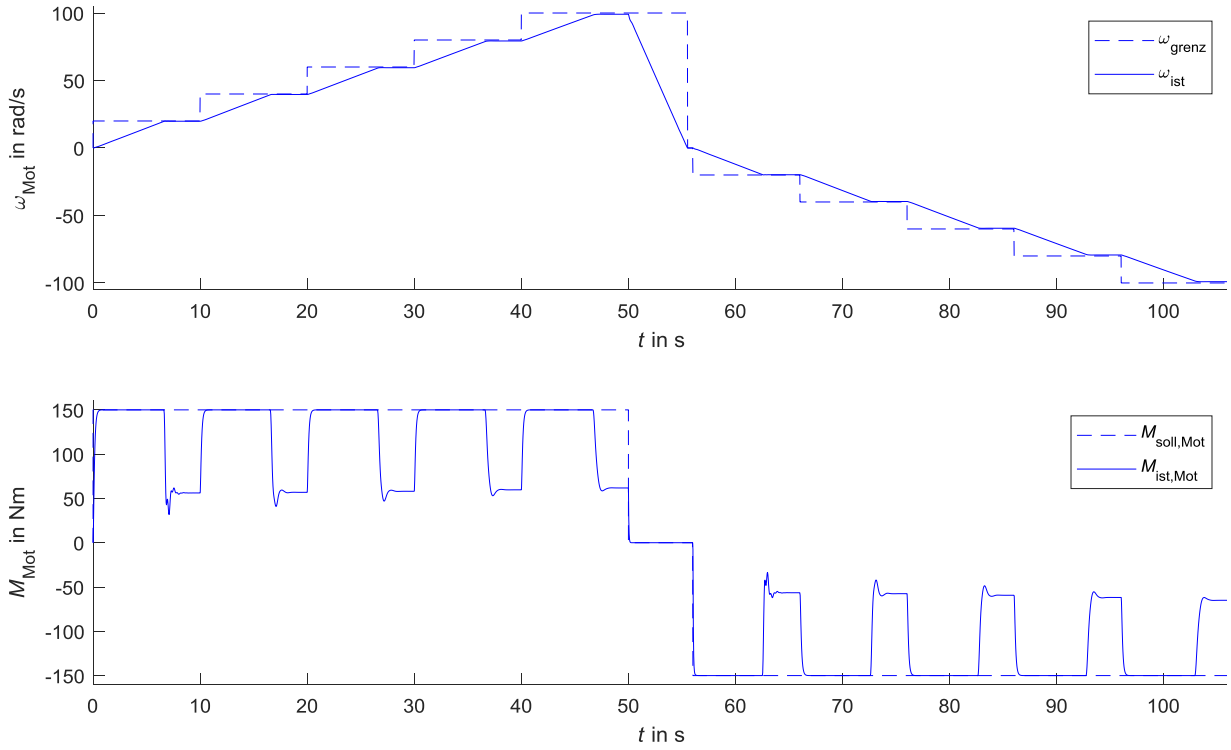


Abbildung 6–6: Drehzahlregelung und Drehmoment

Der Verlauf zeigt, dass der Regler in der Lage ist, beim Erreichen der Drehzahlgrenze das Moment zu reduzieren und das System ohne stationäre Abweichung einzuregeln. Des Weiteren zeigt sich, dass, solange die Drehzahlgrenze nicht erreicht ist, das Moment auf dem Wert des Sollmoments durch das Modell gehalten wird. Darüber hinaus wird die Drehzahlgrenze in Fahrzeug Vorzugsrichtung und entgegen dieser berücksichtigt. Somit sind alle Anforderungen an die Drehzahlregelung erfüllt. Das Überschwingen des Reglers ist aufgrund der Parametrierung erklärbar. Wie bereits erwähnt, muss diese anhand von Messungen noch durchgeführt werden.

6.1.3 Systemausfall

Der Systemausfall wird im Simulationsmodell über einen Statusindikator realisiert. Nimmt das Signal den Wert 0 an, muss das Antriebs-, Generator-, Dauer-, Spitzen- und maximale regenerative Bremsmoment 0 werden. Zur Überprüfung der Anforderung wird das Signal auf 0 gesetzt und die Momente geplottet. Es wird ein Losfahren aus dem Stillstand mit einem anschließenden Bremsmanöver simuliert.

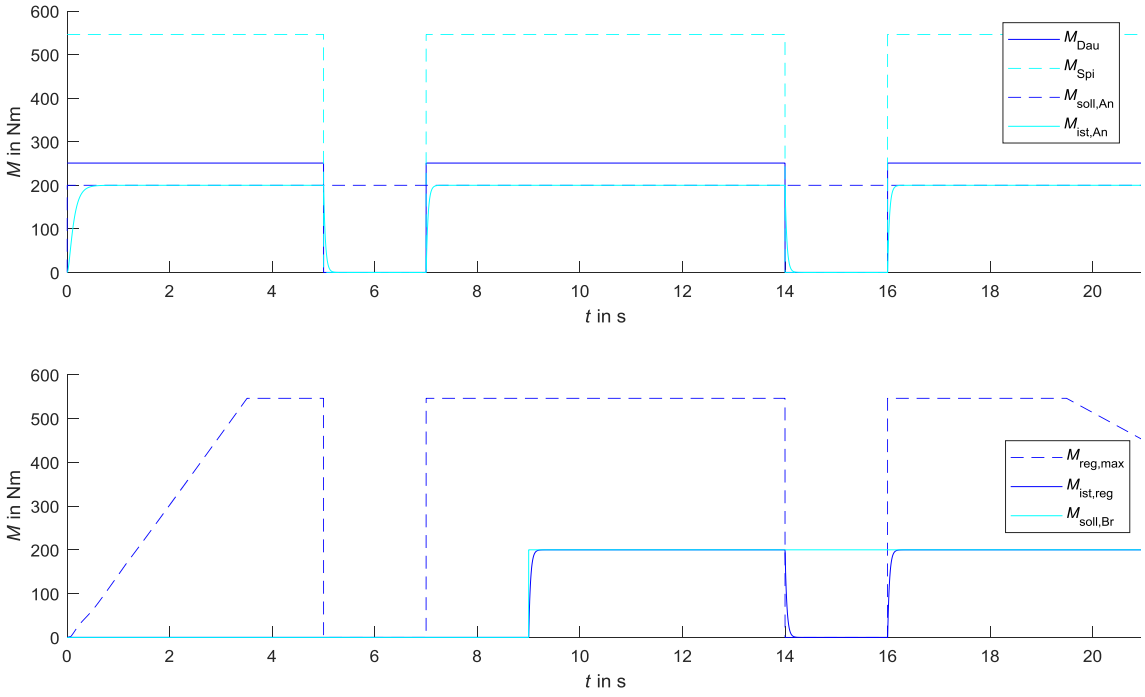


Abbildung 6–7: Verschiedene Drehmomente beim Systemausfall

Abbildung 6–7 zeigt die Simulationsdaten des beschriebenen Tests. Zwischen 5 s und 7 s wird ein Ausfall im Antriebsfall und zwischen 14 s und 15 s ein Ausfall im Bremsfall simuliert. Alle Momente bis auf die Soll-Momente erreichen den Wert 0 und somit ist die Anforderung der Ausfallfähigkeit gegeben. Während der Simulation zeigt sich, dass alle weiteren Dynamikmodule weiterhin funktionsfähig sind. Somit ist der Ausfall radindividuell simulierbar.

6.1.4 Weitere Anforderungen

Die Anforderungen an einer Implementierung der Getriebeübersetzung und des Wirkungsgrads ist durch CarMaker selbst realisiert. Das Fahrzeugmodell ist mit einem Wirkungsgradkennfeld und der Getriebeübersetzung des Planentengetriebes parametriert. Das Wirkungsgradkennfeld muss in Fahrversuchen ermittelt werden und beinhaltet dabei den Einfluss des Motors, der Leistungselektronik, der Lagerung und des Planetengetriebes. Des Weiteren muss das maximale regenerative Bremsmoment durch die Generatorkennlinie begrenzt werden. Dieser Punkt ist mittels einer Lookup-Table gewährleistet. Daher sind die genannten Anforderungen erfüllt.

6.1.5 Temperaturmodell

Für das Temperaturmodell wird eine Plausibilitätsüberprüfung durchgeführt. Das Modellverhalten ist plausibel, wenn die Temperatur des Radnabenantriebs beim Antreiben und regenerativen Bremsen steigt und absinkt, sobald der Motor kein Moment generiert. Der Temperaturverlauf und die gestellten Momente sind in Abbildung 6–8 zu sehen. Zusätzlich wird die Fahrzeuggeschwindigkeit geplottet, um die Wärmeabfuhr durch erzwungene und freie Konvektion zu verifizieren. Der Wärmestrom an die Luft muss mit zunehmender Geschwindigkeit ebenfalls zunehmen.

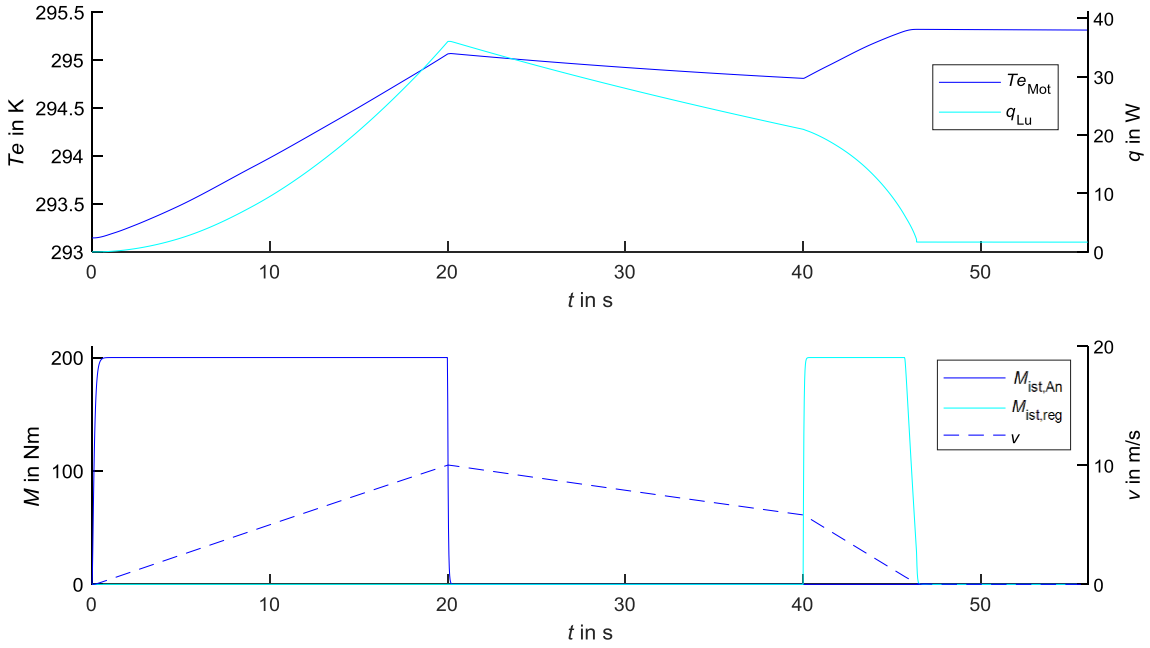


Abbildung 6–8: Temperaturmodell des Antriebs beim Antreiben und Bremsen

Die Temperatur zu Beginn entspricht der Umgebungstemperatur in CarMaker. Im Test wird das Fahrzeug erst durch ein konstantes Moment beschleunigt. Dadurch erhöht sich die Temperatur des Antriebs aufgrund der Verluste, die in Wärme umgewandelt werden. Durch die erzwungene Konvektion steigt der Wärmestrom mit der Geschwindigkeit und der Temperatur an. Nach 20 s ist der Antrieb unbelastet und dem System wird keine Wärme zugeführt. Die Temperatur des Antriebs fällt ab. Nach 40 s wird ein regeneratives Bremsmoment auf das System aufgeprägt und der Antrieb heizt sich erneut auf. Aufgrund der sinkenden Geschwindigkeit nimmt der Wärmestrom solange ab, bis im Stillstand freie Konvektion vorherrscht. Der Wärmestrom im Stillstand ist deutlich geringer als der erzwungene Wärmestrom. Dieses Ergebnis entspricht den Erwartungen. Neben den bisherigen Abhängigkeiten ist noch ein Kühlsystem für den Antrieb vorgesehen. Dieses wird ebenfalls getestet, indem der gleiche Testlauf mit einer Zusatzkühlung durchgeführt wird (s. Abbildung 6–9).

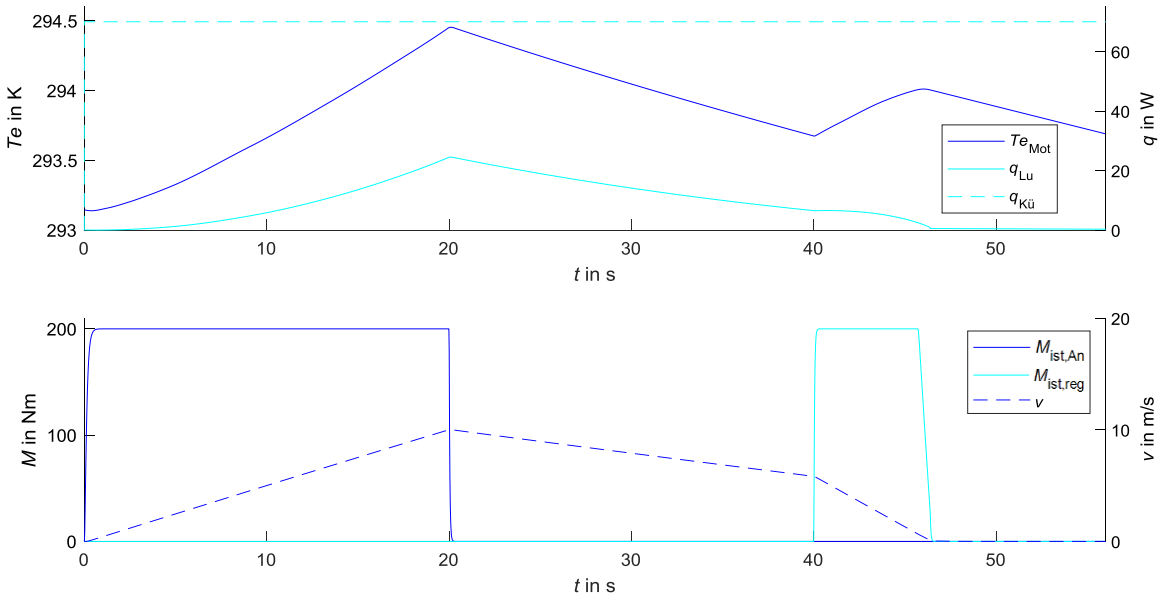


Abbildung 6–9: Temperaturmodell mit externer Kühlung

Das Temperaturmodell dient dazu, das maximale Dauermoment und Spitzenmoment einzuschränken. Da in der numerischen Implementierung eine Lookup-Table zur Beschränkung der Größen hinterlegt ist, ist die Anforderung erfüllt. Die Lookup-Table muss aus Versuchen parametriert werden. Die gesamten Anforderungen an das Temperaturmodell sind erfüllt und die Verifikation abgeschlossen.

6.2 Batterie

Das Modell der Batterie ist mit Parametern aus der Literatur parametriert.[116a] Daher wird zur Überprüfung der richtigen Implementierung der Verlauf der Batteriespannung in Abhängigkeit des SOC mit Hilfe einer Pulsentladung und Pulsaufladung durchgeführt, die dem Experiment von Chen und Rincon-Mora nachempfunden ist.[116b] Der Verlauf der Pulsentladung mit 640 mA ist in Abbildung 6–10 und der experimentelle Verlauf aus der Literatur ist in Abbildung 6–11 dargestellt.

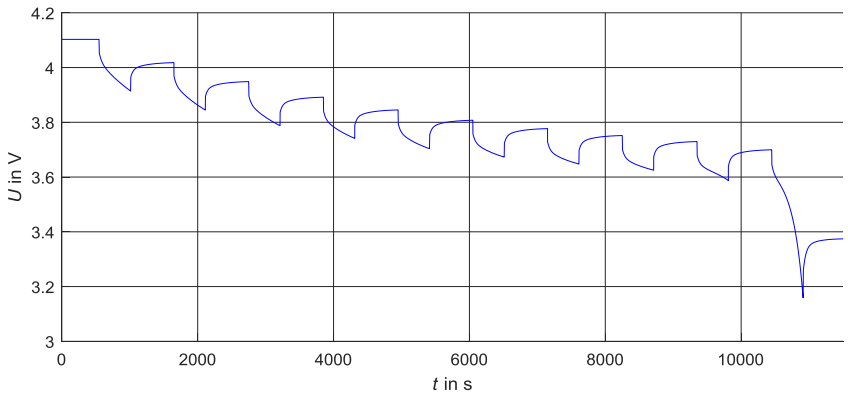


Abbildung 6–10: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung des Batteriemodells bei Pulsentladung

[116] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006). a: S. 510, b: S. 511.

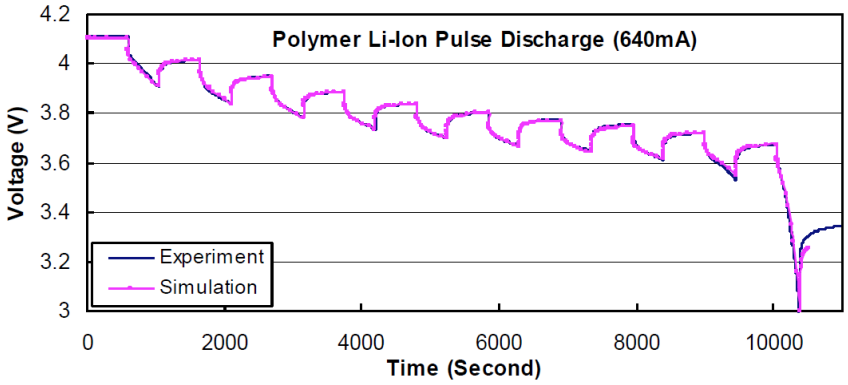


Abbildung 6–11: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung nach Literatur bei Pulsentladung[116b]

Die Abbildungen der Entladung zeigen, dass der Verlauf nahezu identisch ist. Die Anzahl der Entladephasen, bis ein deutliches Absinken der Batteriespannung auftritt, ist identisch. Die Startspannung und die Spannung während der ersten unbelasteten Phase sind identisch. Die Abweichungen, die sich besonders am Ende der Pulsentladung zeigen, sind der Pulsdauer und der Pulsweite des Entladestroms zuzuordnen. Im nächsten Schritt wird das Ladeverhalten der Batterie untersucht.

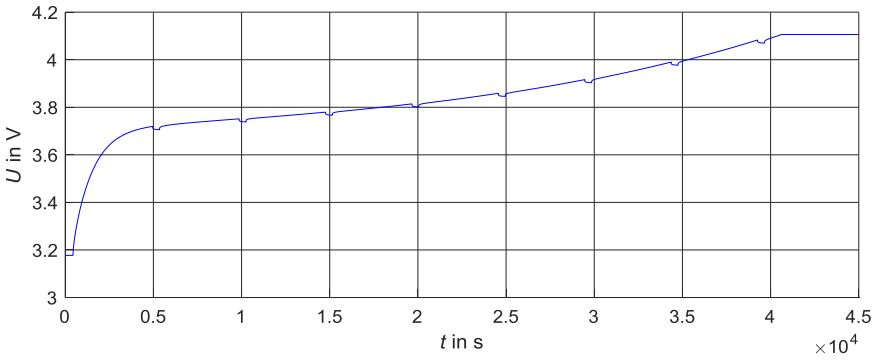


Abbildung 6–12: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung bei Pulsladung

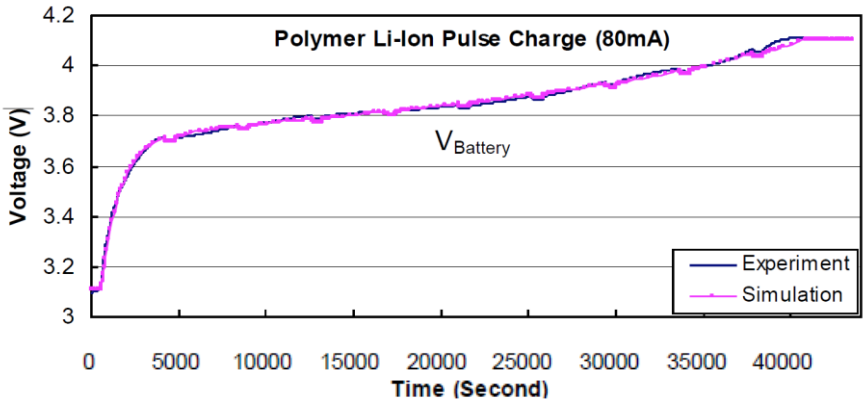


Abbildung 6–13: Zeitlicher Verlauf der Batteriespannung nach Literatur bei Pulsladung[116b]

Abbildung 6–12 und Abbildung 6–13 zeigen den Vergleich zwischen Simulation und Literatur. Erneut zeigt sich ein deckungsgleiches Verhalten. Die Abweichungen speziell zum Ende des Ladevorgangs begründen sich durch die Pulsdauer- und -weite der Aufladung. Alle bisherigen Erkenntnisse über das Verhalten der Batterie werden vom implementierten Modell richtig abgebildet.

6.2.1 Temperaturmodell

Das Temperaturmodell der Wärmeabgabe Batterie basiert auf der freien Konvektion. Die Verlustleistung der Batterie wirkt als Wärmequelle und die Konvektion der Batterie als Wärmesenke. Das Simulationsergebnis des Temperaturmodells ist plausibel, wenn die Temperatur zu Beginn der Umgebungstemperatur entspricht und der Wärmestrom durch Konvektion mit zunehmender Batterietemperatur zunimmt. Der Temperaturverlauf bei einem konstanten Entladestrom von 1 A ist in Abbildung 6–14 geplottet.

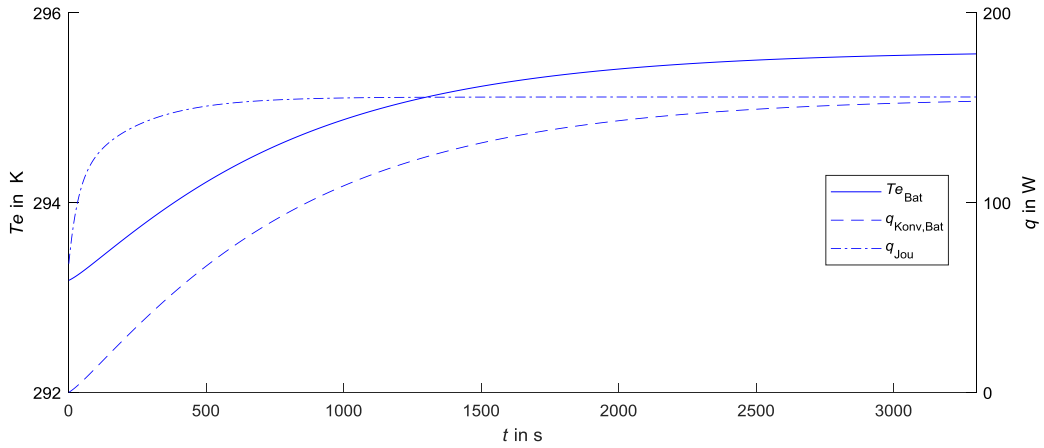


Abbildung 6–14: Temperatur- und Wärmeströme des Temperaturmodells bei 1 A

Die Ergebnisse sind plausibel und es wird ein stationärer Wert aus Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr erreicht. Die gleiche Simulation wird nun bei 3 A Ladestrom durchgeführt. Das zu erwartende Ergebnis ist eine Zunahme der zugeführten Wärme, da die Verluste der Batterie größer sind, und sich aus diesem Grund eine höhere Temperatur der Batterie einstellt.

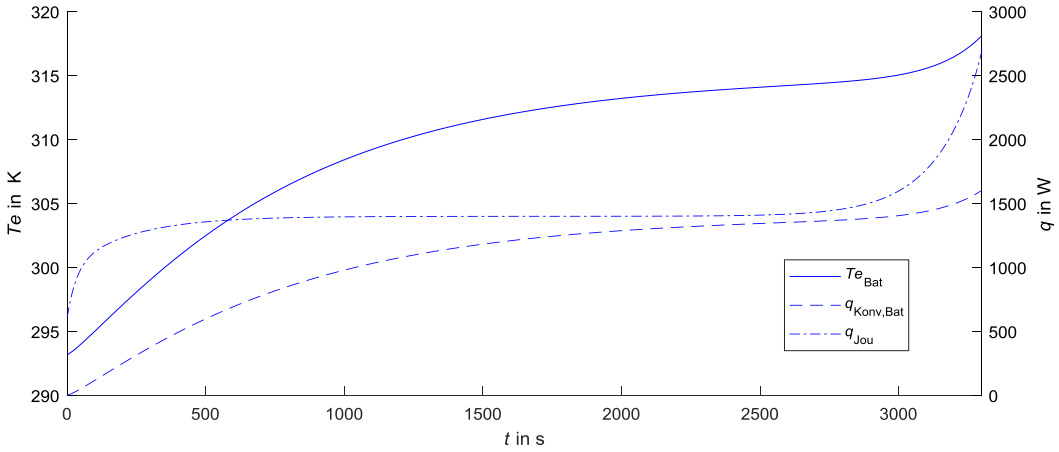


Abbildung 6–15: Temperatur- und Wärmeströme des Temperaturmodells bei 3 A

Auch dieser Temperaturverlauf ist plausibel. Die deutliche Zunahme des Wärmestroms aufgrund der Batterieverluste zum Ende der Simulation lässt sich mit der zunehmenden Verlustleistung der Batterie nahe der Tiefenentladung erklären. Das Temperaturmodell ist mit Hilfe der Plots verifiziert.

6.2.2 Maximaler Entladestrom

Das verifizierte Temperaturmodell dient als Eingang für die Berechnung des maximalen Entladestroms. Der maximale Entladestrom zeigt in der Simulation den erwarteten Verlauf der Vorgabe aus der Lookup-Table. Zusätzlich muss die zeitliche Beschränkung des maximalen Entladestroms plausibilisiert werden. Tabelle 6-1 beschreibt die durchgeführten Tests, die zu erwartenden Ergebnisse und das Resultat der Simulation. In den Tests wird die Regenerationszeit der Batterie auf 60 s eingestellt. Als Annahme wird der Strom während der Regenerationsphase auf den Dauerstrom von 350 A und somit auf 5 A pro Zelleneinheit begrenzt (70 parallele Zelleneinheiten).

Tabelle 6-1: Mehrere Plausibilitätstests der Entladestrombegrenzung

Test	Erwartung	Ergebnis
Entladestrom von 10 A über 20 s	Nach 20 s muss der maximale Entladestrom auf 5 A für 60 s reduziert werden. Nach dieser Zeit sind wieder 10 A abrufbar.	✓
Entladestrom von 10 A über 10 s und nach 70 s erneut 10 A über 20 s	Der Entladestrom muss dauerhaft 10 A betragen	✓
Entladestrom von 10 A über 10 s und nach 30 s erneut 10 A über 20 s	Der Entladestrom muss nach den zweiten 10 s bei 10 A reduziert werden	✓
Rechtecksignal der Stromstärke mit 10 A für 20 s und 0 A für 20 s	Der Entladestrom muss nach 20 s begrenzt werden für 60 s und danach wieder 20 s abrufbar sein	✓
Rechtecksignal mit 10 A für 10 s und 0 A für 10 s	Der Entladestrom muss nach 30 s begrenzt werden für 60 s und danach wieder nach 30 s begrenzt werden	✓
Entladestrom von 7 A	Die Dauer bis der Entladestrom reduziert wird, muss größer sein als bei 10 A	✓

6.2.3 Weitere Anforderungen

Die Anforderung nach einer Batterie pro Dynamikmodul ist in der Modellbildung bereits berücksichtigt und daher erfüllt. Die inneren Verluste der Batterie sind durch die Modellierung abgebildet und somit ist die Anforderung nach der Implementierung des Wirkungsgrads der Batterie eingehalten.

6.3 Lenkung

Für die Verifikation der Lenkung wird die Dynamik am absoluten Maximum und Minimum analysiert. Des Weiteren werden die Abhängigkeit der Lenkwinkel der unterschiedlichen Räder von der Geschwindigkeit und das Ausfallsszenario untersucht.

6.3.1 Dynamik

Wie bereits in der Modellbildung erläutert, müssen die Ist-Lenkwinkel die maximalen und minimalen Lenkwinkelgrenzen einhalten. Dafür werden diverse Lenkwinkelsprünge in der Simulation vorgegeben und das Systemverhalten untersucht. Bleiben die Ist-Lenkwinkel unterhalb der Grenzen, ist

die Dynamik der Lenkung verifiziert. Die Lenkwinkelsprünge sind dabei so gewählt, dass kleine Lenkwinkelsprünge nahe an der Lenkwinkelgrenze und große Lenkwinkelsprünge auf den maximalen Wert vorgegeben werden. Somit sind die Extremfälle abgebildet. In Abbildung 6–16 sind die Lenkwinkelsprünge an den unterschiedlichen Rädern dargestellt. Die Lenkwinkel bleiben unterhalb der Maximallenkwinkel, weshalb das dynamische Systemverhalten verifiziert ist.

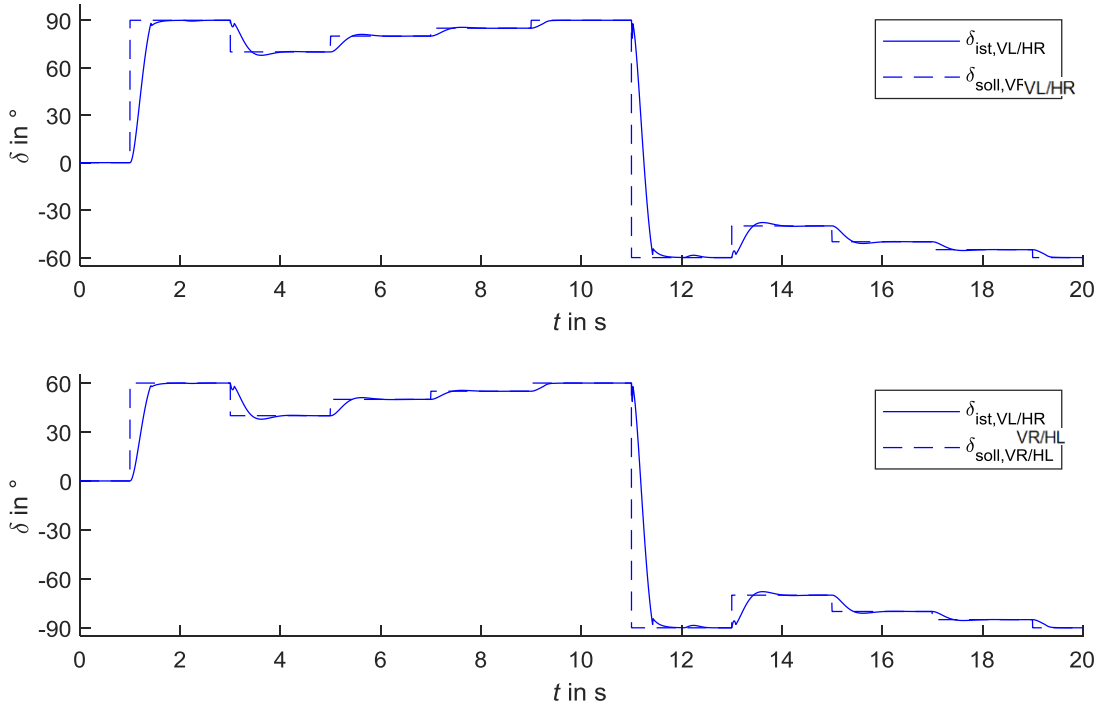


Abbildung 6–16: Diverse Soll-Lenkwinkelsprünge und der Ist-Lenkwinkel

6.3.2 Geschwindigkeitsabhängigkeit der Lenkwinkel

Für die Überprüfung der geschwindigkeitsabhängigen Maximallenkwinkel werden die Lenkwinkel über die Geschwindigkeit in einem Diagramm visualisiert (s. Abbildung 6–17). Die Anforderung, dass die Lenkwinkel von der Geschwindigkeit abhängen, ist erfüllt. Die genaue Abhängigkeit von der Geschwindigkeit muss aus Fahrversuchen ermittelt werden.

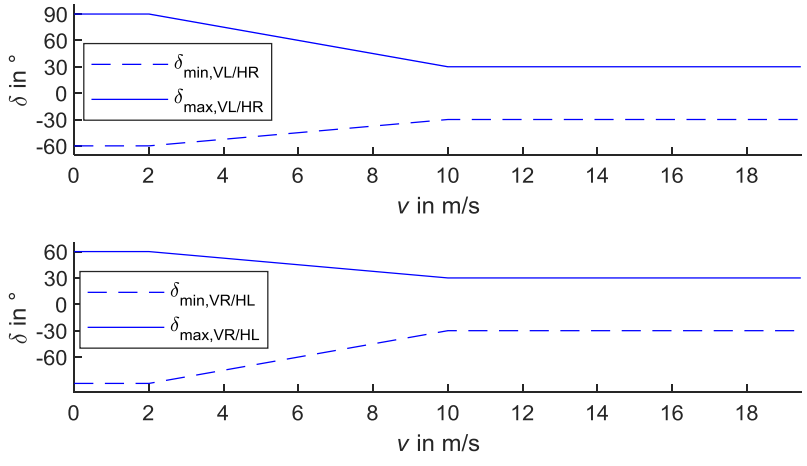


Abbildung 6–17: $\delta_{max/min}$ in Abhängigkeit der Position und der Geschwindigkeit

6.3.3 Systemausfall

Wie in der Anforderungsliste definiert, wird der Ist-Lenkwinkel bei einem Ausfall arretiert. Dafür wird das Systemstatussignal auf 0 gesetzt, was einem Ausfall entspricht. Zur Verifikation werden die Lenkwinkelsprünge aus Kapitel 6.3.1 als Eingangssignal genutzt. Die Simulation zeigt, dass trotz unterschiedlicher Sollwertvorgaben der Ist-Lenkwinkel konstant bleibt (s. Abbildung 6–18). Somit tritt das geforderte Systemverhalten auf und der Ausfall ist verifiziert.

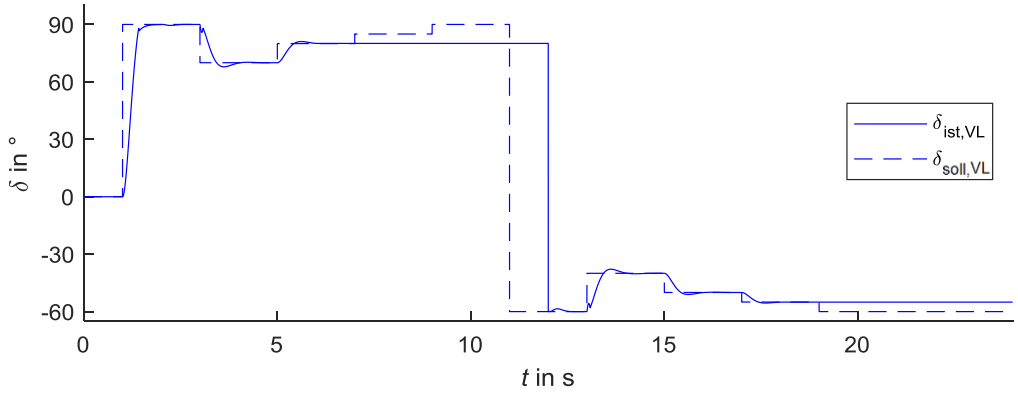


Abbildung 6–18: Systemausfall der Lenkung nach 6 s und 18 s

6.4 Bremse

Zur Verifikation des Bremsmodells wird die Dynamik der Bremse analysiert und ein Ausfallszenario simuliert.

6.4.1 Bremsdynamik

Zur Verifikation der Bremsdynamik wird eine Messung des Druckaufbaus der Bremseinheit mit der Dynamik des Simulationsmodells verglichen. Folgende Eckdaten der Bremseinheit sind bekannt: Der Druckaufbau auf 100 bar bei einem Sollsprung des Drucks auf 120 bar erfolgt in 0,15 s. Mit der Totzeit des Systems ergibt sich somit ein Bremsdruck von 100 bar nach 0,17 s. Wie Abbildung 6–19 darstellt, erreicht das Simulationsmodell die gleiche Dynamik, wie das Realsystem. Somit ist die Dynamik des Systems verifiziert.

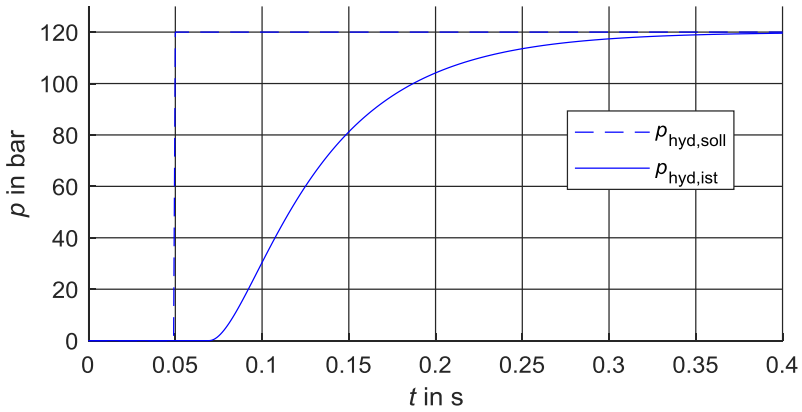


Abbildung 6–19: Dynamik des Bremsdrucks

6.4.2 Systemausfall

Beim Systemausfall der mechanischen Bremse müssen das hydraulische und das maximale hydraulische Bremsmoment 0 werden. In der Simulation zeigt sich, dass das erwartete Verhalten eintritt und der Systemausfall der Bremse verifiziert ist.

6.5 Radaufhängung

Die Radaufhängung wird über die SKC-Datei in CarMaker eingelesen. Die Funktion von CarMaker, diese Datei richtig zu interpretieren und in der Simulation umzusetzen, wird als Voraussetzung angenommen. Die Feder- und Dämpferkennlinien werden in CarMaker parametriert. Daher wird auf eine Verifikation ebenfalls verzichtet.

6.6 Reifen

Bei der Verifikation des Reifenmodells wird überprüft, ob die Gleichungen der Reifenmodelle richtig implementiert sind. Dafür werden Kurvenverläufe des Simulationsmodells mit solchen aus der Literatur verglichen.

6.6.1 Längskraft

Die Längskraft ist abhängig vom Schlupf, der Radaufstandskraft und vom Sturz. Daher wird die Längskraft über den Schlupf geplottet und zusätzlich die Radaufstandskraft variiert. Dabei wird die Radaufstandskraft über die geviertelte Masse des Fahrzeuges berechnet. Es werden Fahrzeugmassen von 2500 kg, 3000 kg und 3500 kg angenommen. Die Verläufe sind in Abbildung 6–20 zu sehen.

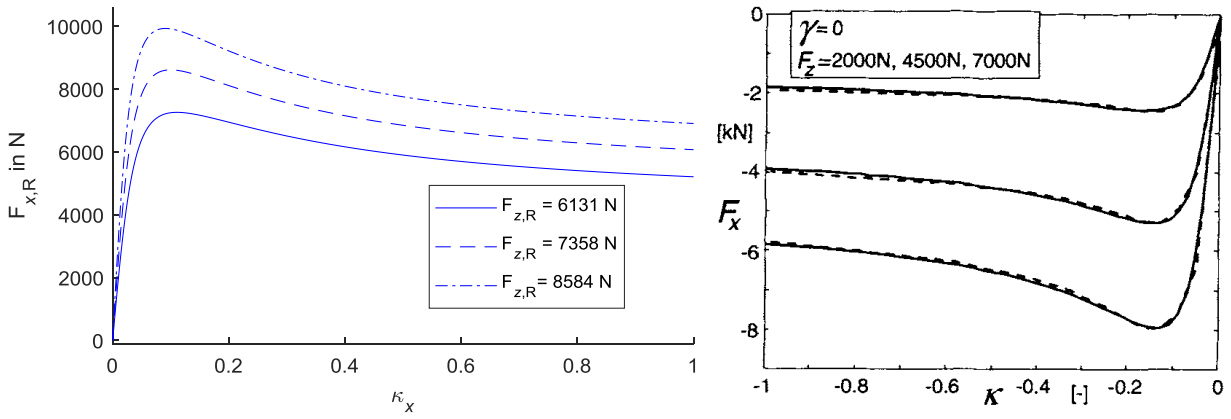


Abbildung 6–20: $F_{x,R}$-κ_x-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$ (links Simulation, rechts Literatur[117])

Zur Verifizierung wird der Verlauf mit Literaturquellen verglichen. Der rechte Graph in Abbildung 6–20 zeigt den Verlauf der Längskraft über den negativen Schlupf in Abhängigkeit der Radlast,

[117] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 210.

weshalb die Längskraft ebenfalls negativ ist. Mit zunehmender Radaufstandskraft nimmt die Längskraft zu. Dieses Ergebnis ist ebenfalls im Simulationsmodell hinterlegt. Das Modell ist somit verifiziert.

6.6.2 Querkraft

Die Querkraft über den Schräglaufwinkel in Abhängigkeit von Radaufstandskraft und Sturz sind in Abbildung 6–21 dargestellt. Zur Plausibilisierung der Verläufe werden Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven aus der Literatur entnommen und mit der Simulation verglichen.

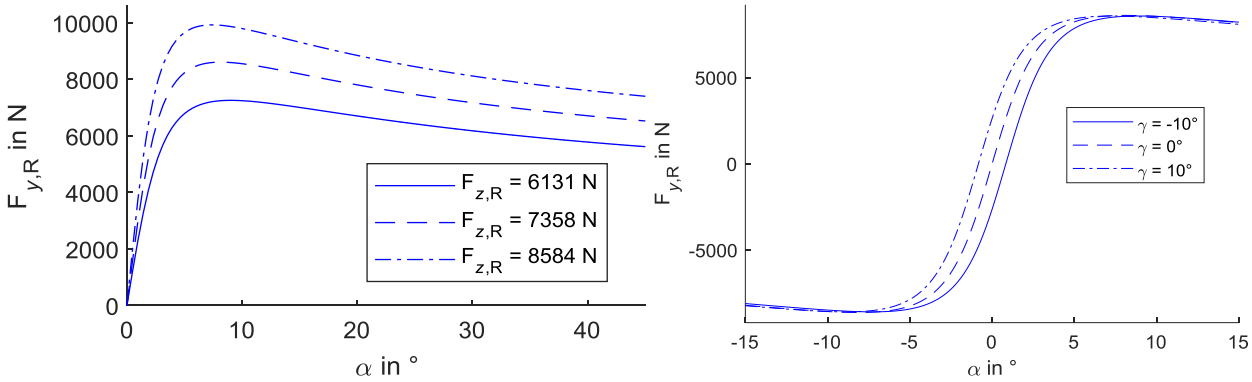


Abbildung 6–21: $F_{y,R}$-α-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$ und γ

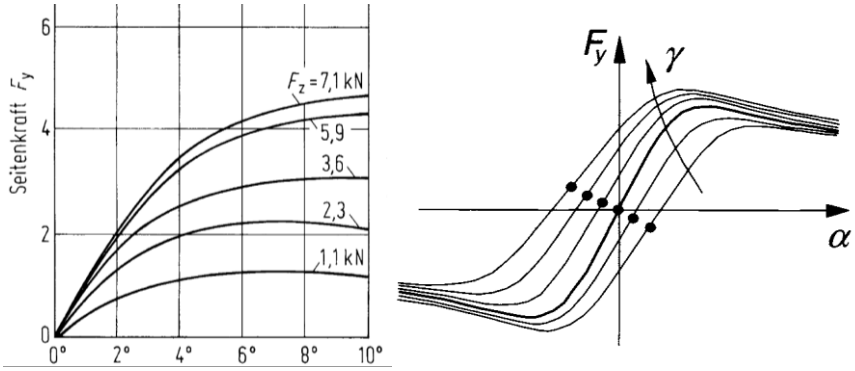


Abbildung 6–22: $F_{y,R}$-α-Kurve in Abhängigkeit von $F_{z,R}$[118] und γ[119]

Die Verläufe der Simulationsergebnisse zeigen die gleichen Abhängigkeiten, wie die Verläufe aus der Literatur. Somit ist das Simulationsmodell für die Reifenquerkraft korrekt implementiert und das Modell verifiziert.

6.6.3 Transientes Reifenverhalten

Das transiente Verhalten wird anhand eines Vergleichs mit einem Reifenmodell des Instituts vollzogen. Das Reifenmodell des Instituts verwendet dabei den gleichen Formelsatz von Pacejka, weswegen die Verifikation anhand des Modells legitim ist. Dabei wird das Gesamtfahrzeugmodell ver-

[118] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge (2014), S. 36.

[119] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 176.

wendet und die Eingangssignale von CarMaker genutzt. Da die beiden Modelle auf dem CPI basieren, ist dieser Vergleich berechtigt. Die beiden Modelle sind unterschiedlich parametriert, weshalb quantitative Abweichungen zu erwarten sind. Daher wird ein qualitativer Vergleich vorgenommen. Es wird das transiente Verhalten der Längs- und Querkraft betrachtet. Für das transiente Verhalten der Längskraft wird eine ABS Bremsung durchgeführt.[120] Der Test ist als Open-Loop Test gestaltet, sodass das Reifenmodell von CarMaker die Wirkung auf das Fahrwerk generiert. Die Simulation bleibt durch das Reifenmodell dieser Arbeit und des Instituts unbeeinflusst. Abbildung 6–23 zeigt den zeitlichen Verlauf des ABS Manövers. Nach einer Beschleunigungsphase auf eine konstante Geschwindigkeit wird das Bremsmanöver nach 10 s eingeleitet. Die beiden Verläufe zeigen einen nahezu identischen Verlauf. Die Abweichung der beiden Modelle ist auf die Parametrierung zurückzuführen. Aus dem Vergleich geht hervor, dass die numerische Implementierung korrekt durchgeführt wurde, weshalb das Modell verifiziert ist.

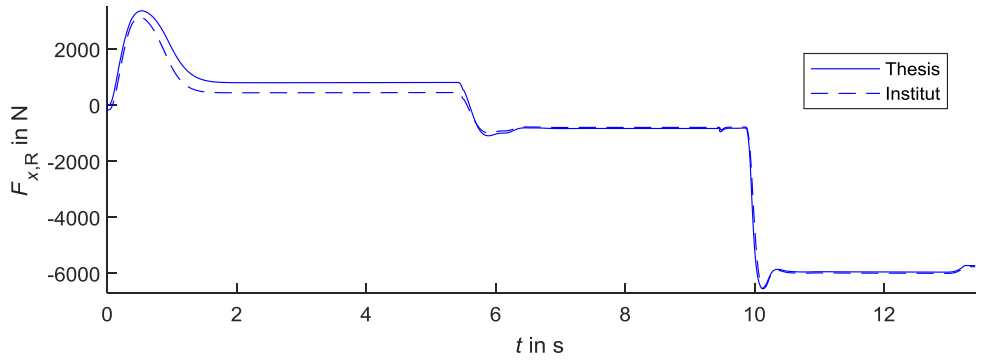


Abbildung 6–23: Transiente Reifenlängskraft bei einem ABS Manöver

Zur Verifikation der transienten Querkraft wird ein Lenkwinkelsprung von 5° bei konstanter Geschwindigkeit vorgegeben.[120] Dazu wird das Fahrzeug erst beschleunigt und nach 8,5 s, 10,6 s und 12,7 s ein Lenkwinkelsprung vorgegeben. In Abbildung 6–24 ist der zeitliche Verlauf der Querkraft erkennbar. Die Verläufe sind qualitativ ähnlich und generieren eine Seitenkraft aufgrund des Lenkwinkels. Die Abweichungen zwischen den beiden Verläufen sind erneut auf die Parametrierung zurückzuführen.

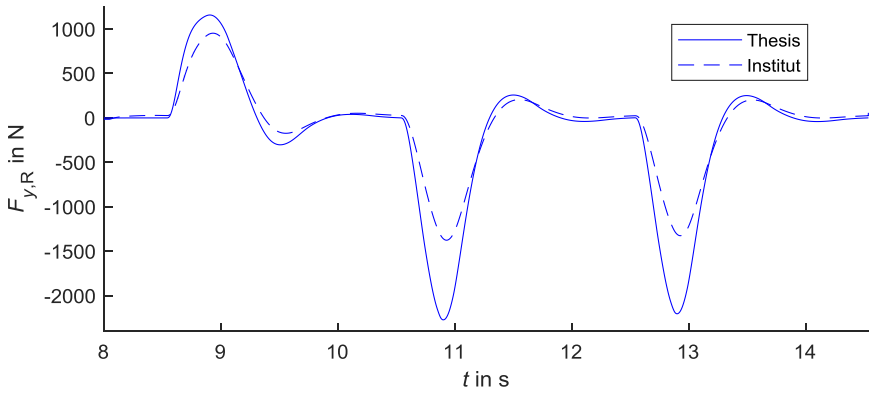


Abbildung 6–24: Transiente Reifenquerkraft bei einem Lenkwinkelsprung

[120] Hüsemann, T.: Fahrdynamik (2007), S. 63.

6.6.4 Rückstellmoment

Das Modell des Rückstellmoments ist neben der Querkraft abhängig vom Schräglaufwinkel, der Radaufstandskraft und vom Sturz. Das Rückstellmoment in Abhängigkeit der Radlast ist in Abbildung 6–25 und das Rückstellmoment in Abhängigkeit des Sturzes in Abbildung 6–26 zu sehen.

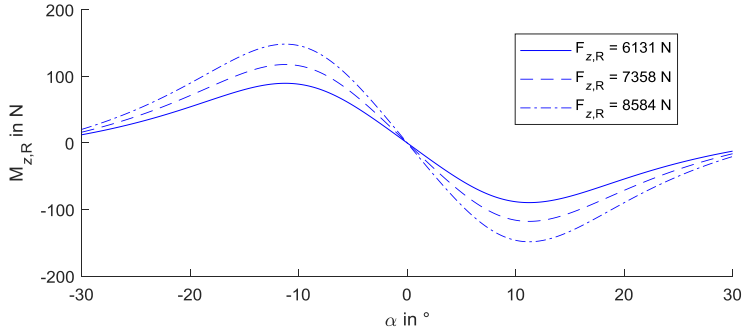


Abbildung 6–25: Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Diagramm in Abhängigkeit der Radlast

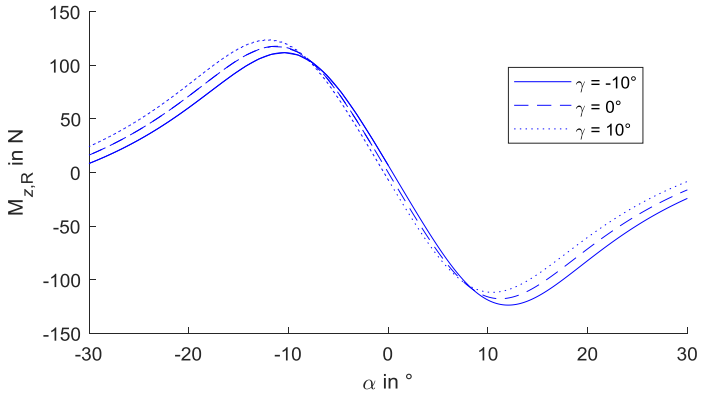


Abbildung 6–26: Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Diagramm in Abhängigkeit des Sturzes

Die beiden Simulationsergebnisse decken sich mit der Auswirkung der beiden Einflussgrößen Radlast und Sturz in Literaturquellen (s. Abbildung 6–27). Aufgrund der Vorzeichendefinition nach Pacejka, ist der Simulationsverlauf im Vergleich zur Literatur um die Schräglaufwinkelachse gespiegelt. Daher ist das Modell für das Rückstellmoment verifiziert.

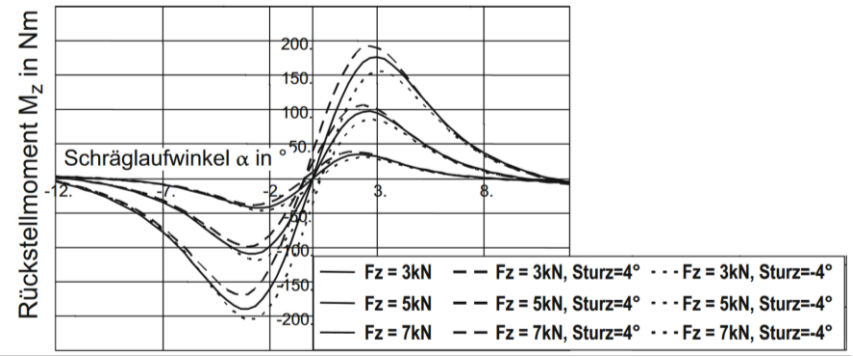


Abbildung 6–27: Rückstellmoment-Schräglauf-Kennlinie aus Literatur[121]

[121] Mundl, R. et al.: Bestandteile Reifen und Räder (2017), S. 643.

6.6.5 Bohrmoment

Zur Verifikation des Bohrmomentmodells wird das Bohrmoment in Abhängigkeit der Radaufstandskraft und der Rotationsgeschwindigkeit der Felge geplottet. Die Zusammenhänge in Tabelle 6-2 sind dabei zu überprüfen.

Tabelle 6-2: Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit[122a]

Parameter	Maximales Bohrmoment	Torsionssteifigkeit
Radlast ⇧	$M_{z,\delta,\max}$ ⇧	c_δ ⇧
Rotationsgeschwindigkeit ⇧	$M_{z,\delta,\max}$ ⇩	Keine Aussage möglich

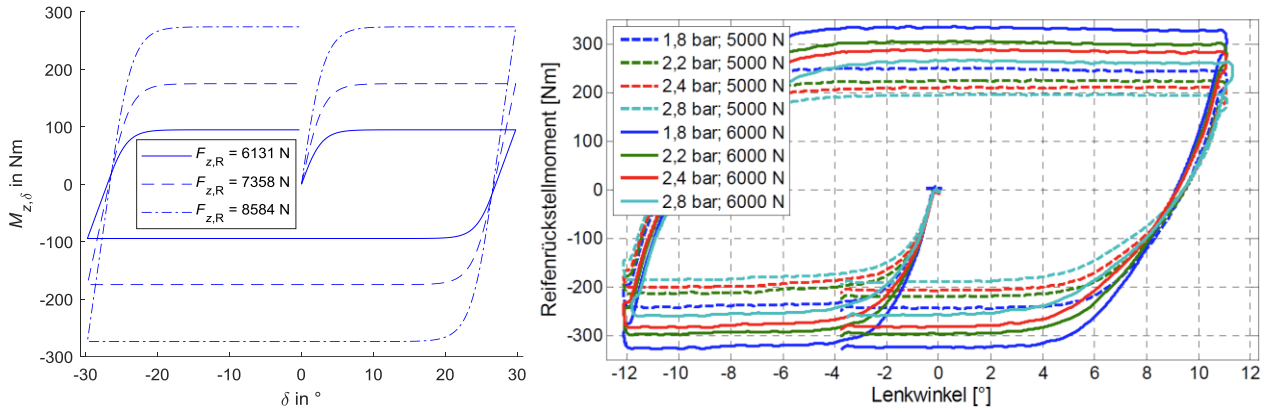


Abbildung 6–28: Bohrmoment in Abhängigkeit der Radaufstandskraft und Literaturvergleich[122b]

Der Vergleich in Abbildung 6–28 zeigt, dass in der Simulation und der Literatur das maximale Moment mit zunehmender Gewichtskraft steigt und die Torsionssteifigkeit ebenfalls zunimmt.

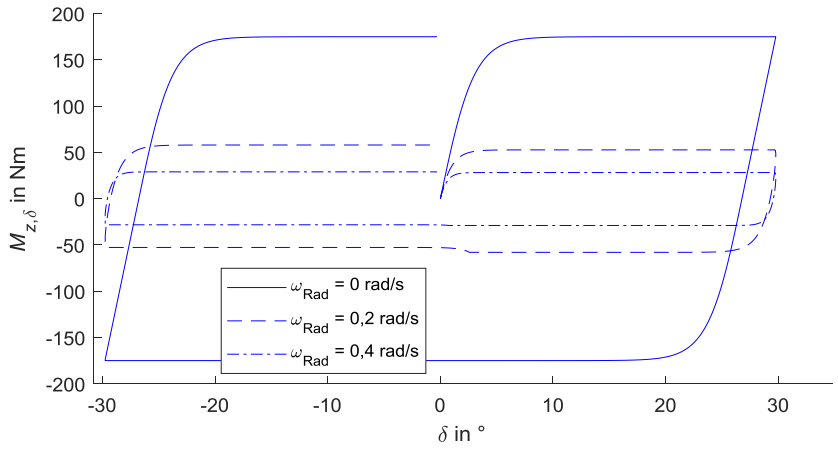


Abbildung 6–29: Bohrmoment in Abhängigkeit der Radrotationsgeschwindigkeit

Das Bohrmoment nimmt mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit der Räder ab. Das erwartete Verhalten tritt ein und somit ist die Implementierung des Bohrmomentmodells verifiziert.

[122] Einsle, S.: Diss., Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens (2010). a: S. 57, b: S. 55.

6.6.6 Weitere Modelle

Das Vertikalmodell ist bereits in CarMaker integriert und es wird von einer richtigen Implementierung in der Software ausgegangen. Daher wird von einer zusätzlichen Verifikation abgesehen.

Für den effektiven Rollradius wird dieser in Abhängigkeit der Reifenaufstandskraft geplottet. Der Verlauf ist in Abbildung 6–30 dargestellt. Der effektive Rollradius nimmt mit zunehmender Radaufstandskraft ab. Das Verhalten entspricht den Erwartungen und daher ist das Modell verifiziert.

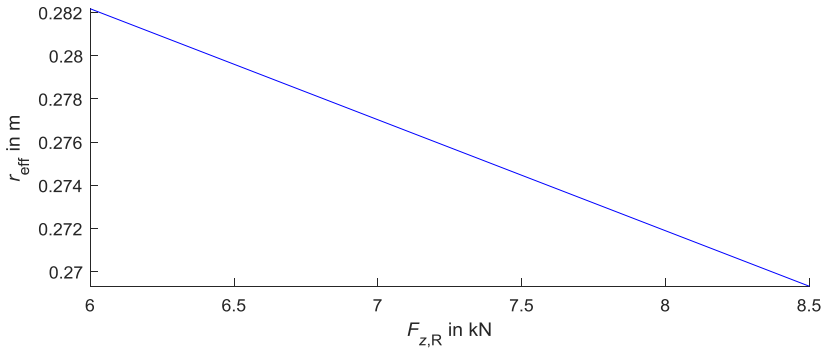


Abbildung 6–30: Effektiver Rollradius in Abhängigkeit der Radaufstandskraft

Abschließend wird das Modell des Rollwiderstands überprüft. Das Modell ist abhängig von der Radaufstandskraft und der Geschwindigkeit. Daher werden diese beiden Einflüsse auf den Rollwiderstand überprüft. Mit zunehmender Geschwindigkeit und Radaufstandskraft nimmt der Rollwiderstand zu. Dieses Ergebnis zeigt sich ebenfalls in der Simulation (s. Abbildung 6–31).

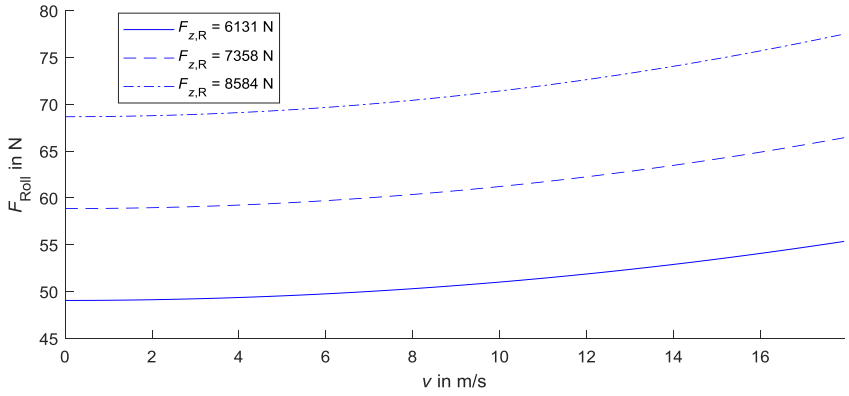


Abbildung 6–31: Rollwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und Radlast

7 Integrationstests

In der Anforderungsliste sind Integrationstests für die Schnittstellen der Submodule festgelegt. Zuerst werden die Integrationstests der Module untereinander durchgeführt und anschließend die Integration in CarMaker analysiert. Abschließend wird noch ein Test mit dem aktuellen Stand der FTR durchgeführt und die Funktionsfähigkeit des Simulationsmodells der Dynamikmodule mit der FTR überprüft.

7.1 Integrationstests Radnabenantrieb und Batterie

Im Folgenden wird die Integration von Radnabenantrieb und Batterie überprüft. Dafür wird zuerst die Kopplung von Batterie und Antriebsleistung überprüft. Anschließend werden die maximalen Momente betrachtet und die Funktionalität der BCU überprüft.

7.1.1 Leistungsabgabe und -aufnahme

Für die Leistungskopplung der Batterie und des Radnabenantriebs werden die beiden Leistungen beim Laden und Entladen betrachtet. In Abbildung 7–1 ist die Leistung der Batterie und die Leistung des Radnabenantriebs geplottet. Das Fahrzeug wird bei dem Test zwischen 0 s und 16 s in Vorzugsrichtung beschleunigt und anschließend abgebremst. Nach ca. 27 s wird entgegen der Vorzugsrichtung beschleunigt und danach erneut in den Stillstand abgebremst.

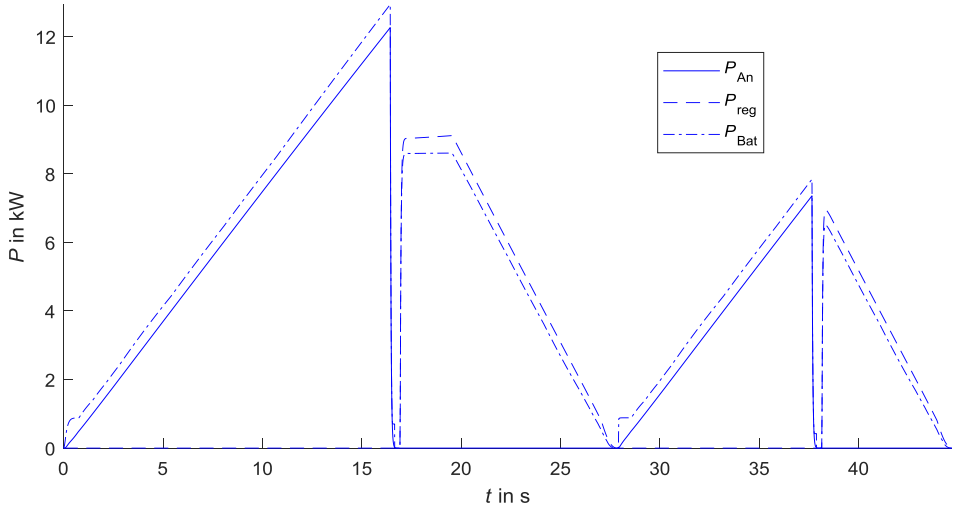


Abbildung 7–1: Leistung der Batterie und des Radnabenantriebs

Das Ergebnis zeigt, dass die Leistung der Batterie beim Entladen oberhalb der Antriebsleistung liegt und Energie beim Antreiben dissipiert wird. Beim Laden zeigt die Simulation ein gegenteiliges Ergebnis. Dies entspricht der Erwartung, da die Leistungsaufnahme der Batterie durch den Wirkungsgrad des Antriebs niedriger sein muss. Das Plateau im Verlauf der regenerativen Leistung erklärt sich aus dem Erreichen des maximalen Ladestroms. Die beiden Systeme sind bezüglich der Leistung korrekt integriert.

7.1.2 Begrenzung regeneratives Bremsmoment

Das maximale regenerative Bremsmoment ist neben der Generatorkennlinie durch den maximalen Ladestrom der Batterie beschränkt. Es ist maximal ein Ladestrom von 163 A realisierbar. Das maximale regenerative Moment in Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts berechnet sich nach Gleichung (7-1).

$$M_{\mathrm{reg,max}} = \frac{I_{\mathrm{lade,max}} U_{\mathrm{Bat}}}{\omega_{\mathrm{Mot}} \eta_{\mathrm{An}}} \tag{7-1}$$

Zur Verifikation der Modellierung wird der Ladestrom geplottet. Hierfür wird ein Open-Loop Test durchgeführt der in 7.4 näher beschrieben ist. Die Simulation zeigt für den Batteriestrom des Dynamikmoduls vorne links das Verhalten in Abbildung 7–2 (gestrichelte Linie) für einen Bremsvorgang. Es ist deutlich zu erkennen, dass es zu einem zu hohen Ladestrom der Batterie kommt. Dies liegt am aktuellen Wirkungsgrad der Batterie. Dieser ist bei niedrigen, aktuellen Momenten sehr klein. Dadurch ist das maximale, regenerative Bremsmoment sehr groß. Daher wird zur Beschränkung des maximalen Ladestroms das Maximum aus einer Konstanten und dem aktuellen Wirkungsgrad gebildet. Dadurch zeigt sich das Systemverhalten in Abbildung 7–2 (durchgezogene Linie). Es ist eine deutliche Verbesserung des Ladestroms erkennbar. Dennoch ist ein Überschwingen des Stroms vorhanden. Hier muss am realen Prototypen analysiert werden, ob ein solches Verhalten ebenfalls vorliegt. Ansonsten ist eine Überarbeitung der Berechnung notwendig. Es ist dennoch ersichtlich, dass das regenerative Bremsmoment korrekt berechnet wird, da der Entladestrom generell unterhalb von 163 A liegt. Somit ist das Systemverhalten verifiziert.

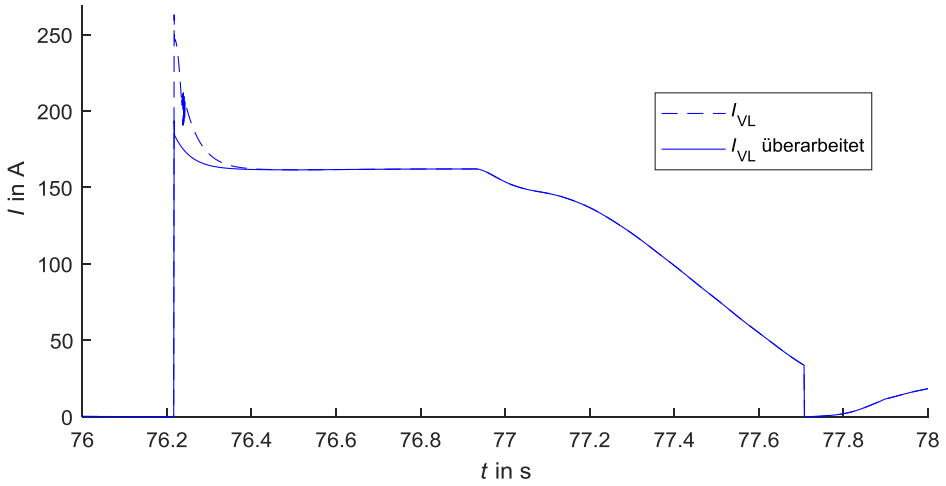


Abbildung 7–2: Vergleich Ladestrom der Batterie vor und nach der Überarbeitung

7.1.3 Begrenzung Spitzenmoment

Das Spitzenmoment durch den maximalen Entladestrom berechnet sich nach Gleichung (7-2).

$$M_{\mathrm{Spi}} = \frac{I_{\mathrm{elade,max}} U_{\mathrm{Bat}} \eta_{\mathrm{An}}}{\omega_{\mathrm{Mot}}} \tag{7-2}$$

Die Simulation aus dem vorherigen Kapitel wird hier ebenfalls verwendet. Es werden zwei Simulationen durchgeführt. Bei der ersten Simulation werden die Zusatzverbraucher ausgeschaltet. Die zweite Simulation beinhaltet Verbraucher mit 14 kW Leistung. Dieser Wert wird angenommen, da dadurch der Strom deutlich über 350 A liegt. Somit ist das Systemverhalten für das maximale Spitzenmoment begrenzt durch die zeitliche Komponente analysierbar. In Abbildung 7–3 sind die beiden Verläufe des Entladestroms für den Gesamtumlauf dargestellt. Aus der Darstellung geht deutlich hervor, dass aufgrund des Überschreitens des maximalen Dauerstroms der Batterie für eine bestimmte Zeitdauer der Entladestrom auf 350 A beschränkt wird (durchgezogene Linie).

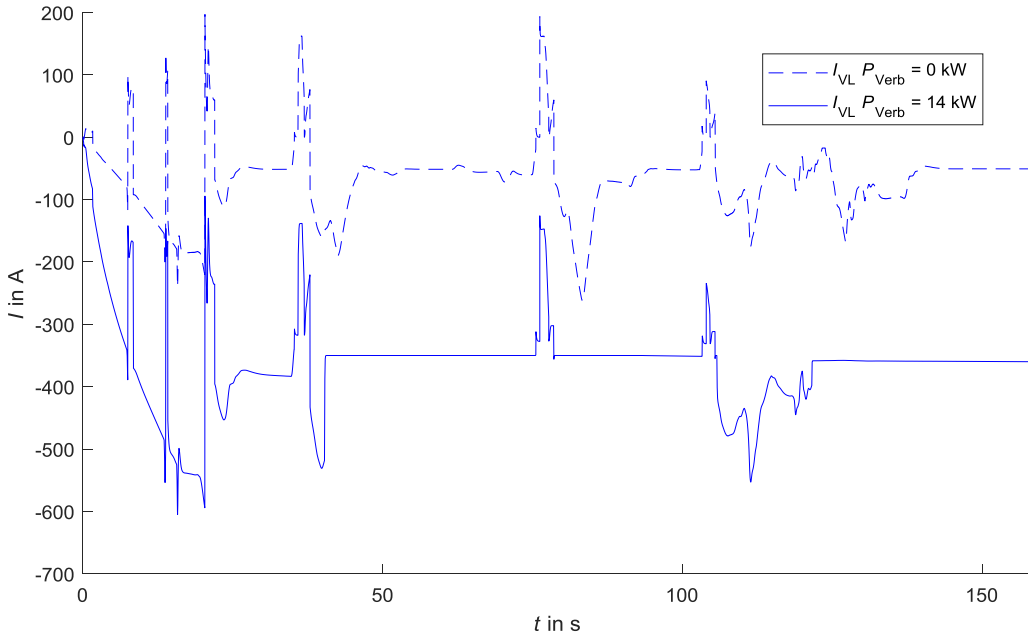


Abbildung 7–3: Stromverlauf der Batterie bei unterschiedlicher Leistung der Zusatzverbraucher

Da der Entladestrom proportional zum Moment ist, wird das Moment nach 40 s für 60 s begrenzt, weshalb das Systemverhalten den Erwartungen entspricht. Die Temperaturabhängigkeit des Spitzenmoments ist über eine Lookup-Table hinterlegt, weswegen von einer Verifikation der Lookup-Table abgesehen wird. Die Begrenzung des Spitzenmoments ist somit verifiziert.

7.1.4 BCU

Zur Verifikation der BCU wird der SOC zu Simulationsbeginn oberhalb des maximalen SOC und bei einem zweiten Test unterhalb des minimalen SOC initialisiert. Das Modell ist verifiziert, wenn im ersten Test das maximale regenerative Bremsmoment 0 ist und im zweiten Test das maximale Antriebsmoment 0 ist. Die Simulation stellt die geforderten Eigenschaften exakt nach, wodurch dieser Punkt der Integration erfüllt ist.

7.2 Integrationstest Radnabenantrieb und Bremse

Der Bremsregler hat die Aufgabe, das Soll-Bremsmoment auf den Generator und die hydraulische Bremse aufzuteilen. Abbildung 7–4 zeigt das Testsignal eines Sollsprungs auf das Bremsmoment und die Aufteilung auf das regenerative und hydraulische Bremsmoment.

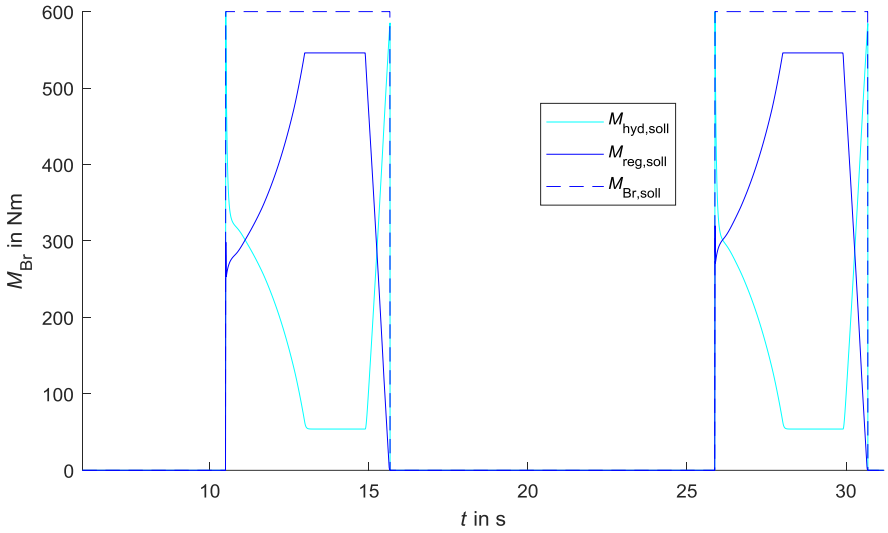


Abbildung 7–4: Bremsmomentaufteilung durch den Bremsregler

Die Superposition des hydraulischen und regenerativen Bremsmoments entspricht dem Soll-Bremsmoment. Somit ist die erwartete Funktion der Momentaufteilung erfüllt. Es zeigt sich weiterhin in dem Diagramm, dass mit abnehmender Geschwindigkeit das regenerative Bremsmoment zunimmt und nach 12,5 s bzw. 28 s dem maximal möglichen regenerativen Bremsmoment entspricht. Somit ist die Anforderung, dass eine serielle Rekuperation stattfindet, ebenfalls erfüllt.

7.3 Integrationstests Gesamtfahrzeugmodell

Nach den Integrationstests der Komponentenmodelle wird die Integration in der Simulationsumgebung CarMaker überprüft. Dafür werden die Integrationstests aus der Anforderungsliste durchgeführt.

7.3.1 Beschleunigung und Einzelradantrieb

Das Modell des Radnabenantriebs prägt ein Antriebsmoment auf die Räder auf. In der Simulation zeigt sich, dass das Drehmoment in CarMaker mit dem Antriebsmoment aus den Dynamikmodulen identisch ist. Somit wird die Schnittstelle zwischen Dynamikmodulmodell und CarMaker richtig befüllt. Durch das Antriebsmoment wird das Fahrzeug beschleunigt, weshalb die grundsätzliche Anforderung nach einer Antriebswirkung des Fahrzeuges erfüllt ist.

Des Weiteren geht aus der Anforderungsliste hervor, dass ein Einzelradantrieb vorgesehen ist. Es werden auf die verschiedenen Räder Soll-Antriebsmomente vorgegeben. Diese müssen radindividuell gestellt werden. Die verschiedenen Soll-Momente und Ist-Momente der vier Räder sind in Abbildung 7–5 gezeigt. Alle Antriebsmomente sind separat regulierbar.

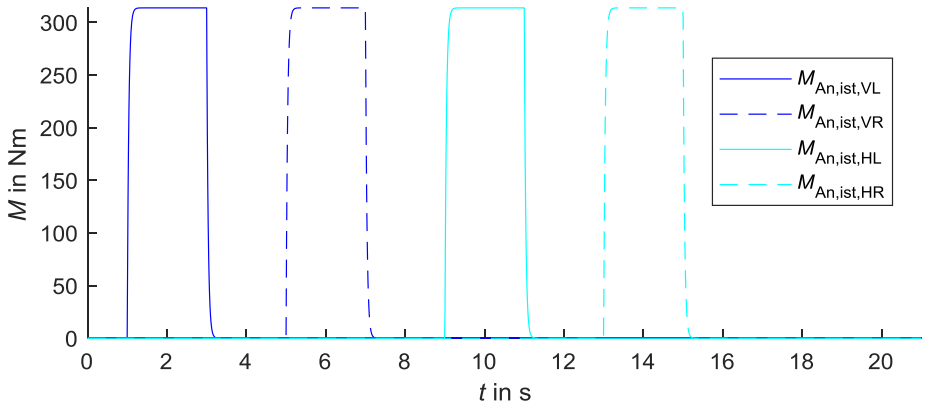


Abbildung 7–5: CarMaker Drehmomente der einzelnen Räder

7.3.2 Verzögerung und Einzelradbremse

Zur Plausibilisierung der Integration werden die CarMaker Signale und die Signale der Dynamikmodule für das Bremsmoment betrachtet. In der Simulation ist erkennbar, dass die Signale mit den entsprechenden Werten aus den Modulen übereinstimmen und das Fahrzeug bremst. Daher ist die Schnittstelle zu CarMaker richtig implementiert.

Die radindividuelle Bremsansteuerung des Fahrzeugs wird durch Soll-Bremsmomentvorgabe getestet, welche sequentiell erfolgt. Zur Analyse werden hydraulisches und regeneratives Ist-Bremsmoment geplottet (s. Abbildung 7–6).

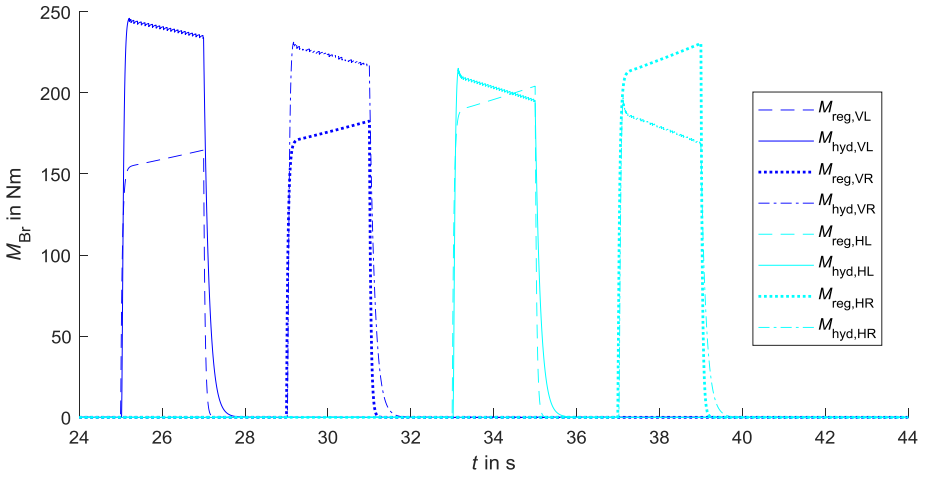


Abbildung 7–6: Radindividuelle, hydraulische und regenerative Bremsmomente

Das Diagramm zeigt, dass die Bremsmomente radindividuell eingestellt werden. Der Bremsregler teilt das Bremsmoment in hydraulisches und regeneratives Moment auf. Die Zunahme des regenerativen Bremsmoments begründet sich aus der Generatorkennlinie des Radnabenantriebs.

7.3.3 ABS-Regelung

Zur Verifikation des ABS wird die Rotationsgeschwindigkeit der Felge und das Bremsmoment über die Zeit für den Fall der Bremsung mit ABS und ohne betrachtet. Dafür wird ein Testfall erstellt, bei dem das Fahrzeug erst beschleunigt und anschließend auf einer Fahrbahn mit einem verringerten Reibkoeffizienten bremst. Das regenerative Bremsmoment ist in diesem Fall ausgeschaltet. Funktioniert das ABS richtig, dürfen die Räder nicht stillstehen und das Moment muss an die Bedingungen angepasst werden. Abbildung 7–7 stellt die Verläufe der Bremsung mit und ohne ABS dar. Das erwartete Systemverhalten stellt sich ein. Das Bremsmoment wird basierend auf dem Schlupf und der Raddrehbeschleunigung reduziert und gehalten.

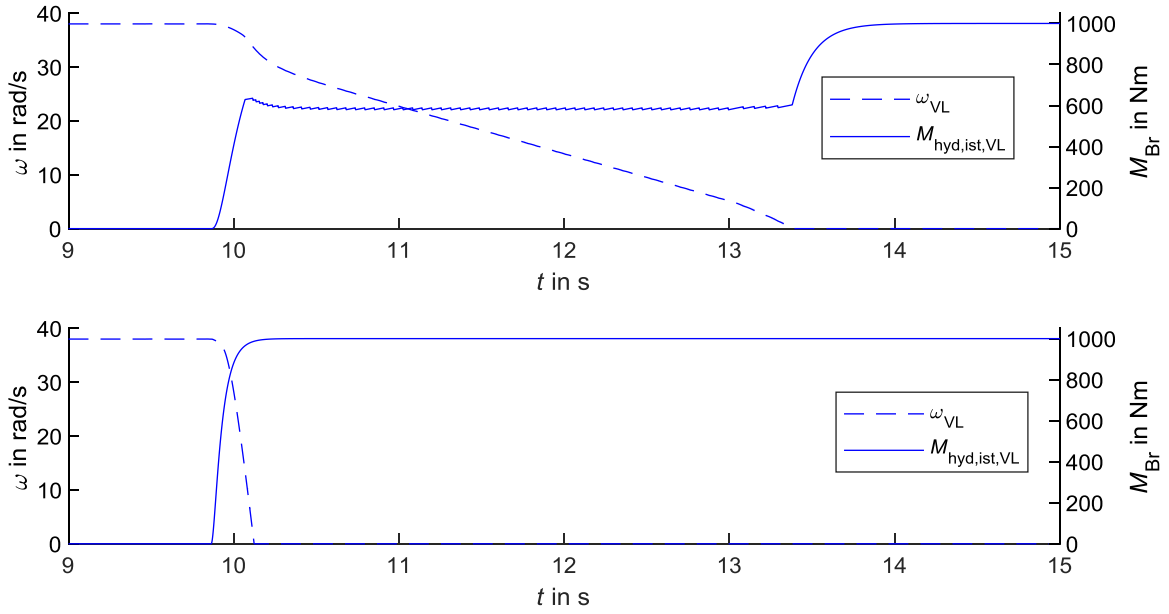


Abbildung 7–7: Bremstest mit (oben) und ohne (unten) ABS

Grundsätzlich ist die Funktionsweise des ABS-Reglers plausibilisiert. Allerdings enthält das Modell des Reglers einen Tiefpassfilter. Dadurch erweitert sich die Dynamik der geregelten Strecke zu einem PT3-Verhalten. Abbildung 7–8 zeigt die veränderte Dynamik der Regelstrecke durch das Hinzufügen des ABS-Reglers.

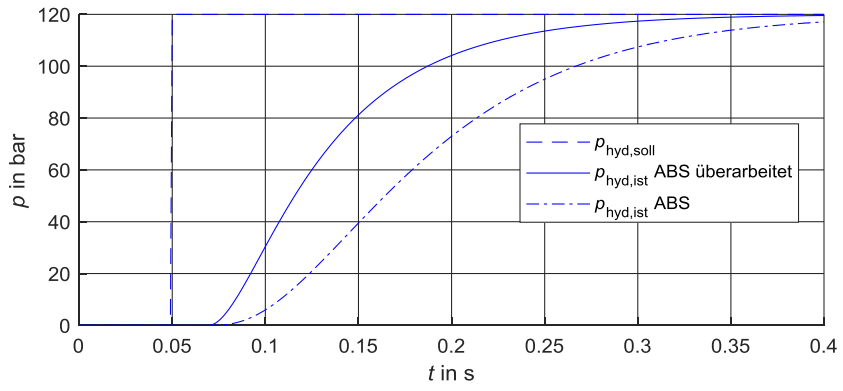


Abbildung 7–8: Überarbeitete Dynamik der hydraulischen Bremse

Dieser Effekt muss aufgefangen werden, damit die Dynamik der Strecke wieder einem PT2-Verhalten entspricht. Daher wird in einem iterativen Schritt in der Modellbildung die geregelte Strecke angepasst. Die beiden Zeitkonstanten des PT2-Verhaltens sind aus Messungen bekannt. Daher wird die Dynamik der Strecke als PT1-Verhalten abgebildet und der anschließende ABS-Regler mit der größeren der beiden Zeitkonstanten parametriert. Somit ergibt sich das geforderte PT2-Verhalten der Gesamtstrecke, das mit der Dynamik aus Abschnitt 6.4.1 der Messung übereinstimmt (s. Abbildung 7–8).

Der Bremstest aus Kapitel 7.2 wird erneut durchgeführt und das Soll-Bremsmoment, das hydraulische und regenerative Ist-Bremsmoment sowie das superponierte Ist-Bremsmoment geplottet.

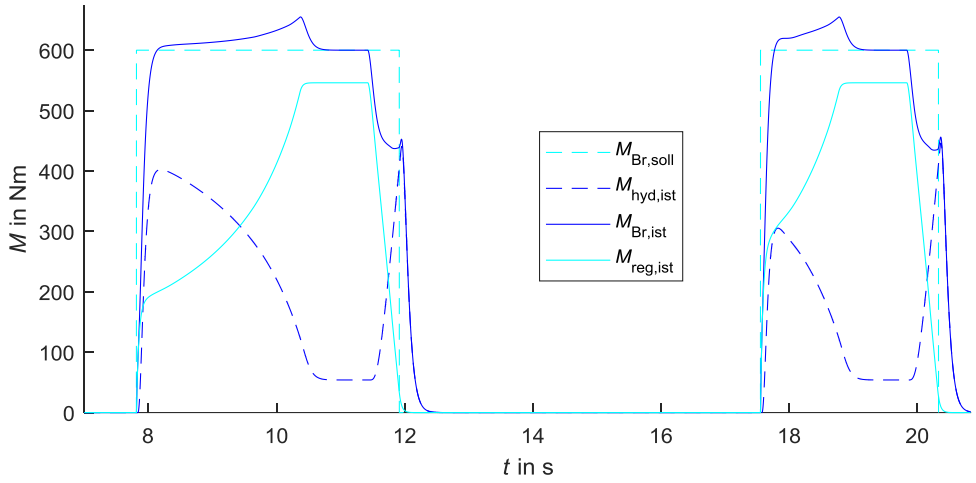


Abbildung 7–9: Bremsmomente des ursprünglichen Modells aus der Modellbildung

In Abbildung 7–9 ist ein deutliches Überschwingen des hydraulischen Ist-Bremsmoments erkennbar. Am realen Bremssystem wird das Überschwingen durch Ventilöffnungen und damit einer einhergehenden Druckreduktion vermieden. Um diesen Effekt im Simulationsmodell zu berücksichtigen, wird die Funktion des ABS-Reglers verwendet und der Druck reduziert, sobald das hydraulische Ist-Moment das Soll-Moment übersteigt. Abbildung 7–10 stellt die simulierten Größen des überarbeiteten Modells dar.

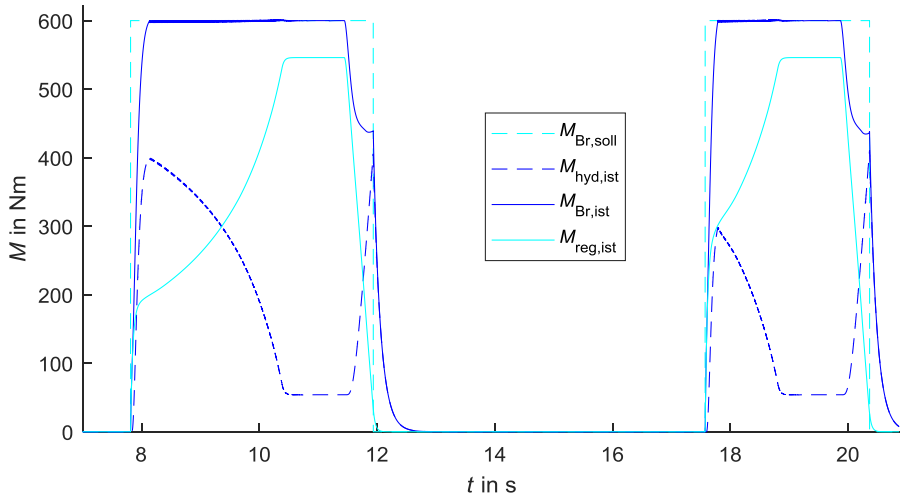


Abbildung 7–10: Bremsmomente des überarbeiteten Modells

Durch die Modelländerungen ist es notwendig, den Test der ABS-Regelung erneut auszuwerten. Dafür wird der Test aus dem Anfang des Kapitels erneut durchgeführt. Der Verlauf in Abbildung 7–11 zeigt, dass die Funktionalität weiterhin gewährleistet ist.

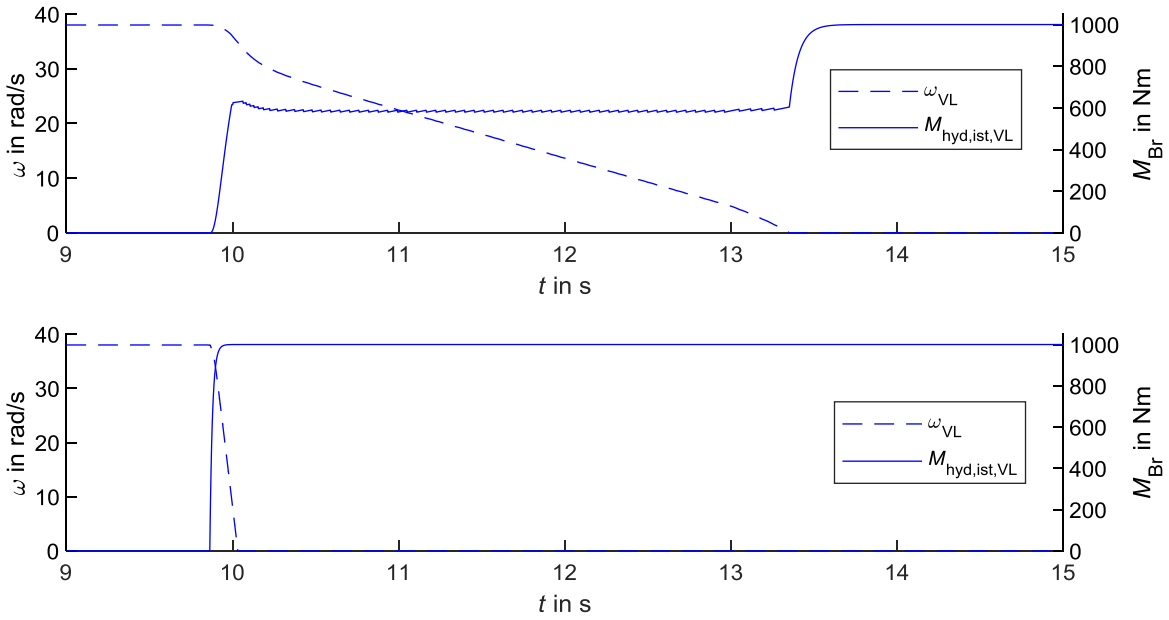


Abbildung 7–11: ABS-Regelung mit überarbeitetem Modell

7.3.4 Einzelradlenkung

Als letzter Punkt der Integration des Gesamtmodells wird überprüft, ob die Lenkwinkel radindividuell einstellbar sind. Dafür werden zuerst verschiedene Soll-Lenkwinkel zum gleichen Zeitpunkt und anschließend nacheinander vorgegeben und die Systemreaktion geplottet. Das Ergebnis ist in Abbildung 7–12 zu sehen. Alle Räder sind unabhängig voneinander regelbar und damit ist der Integrationstest bestanden.

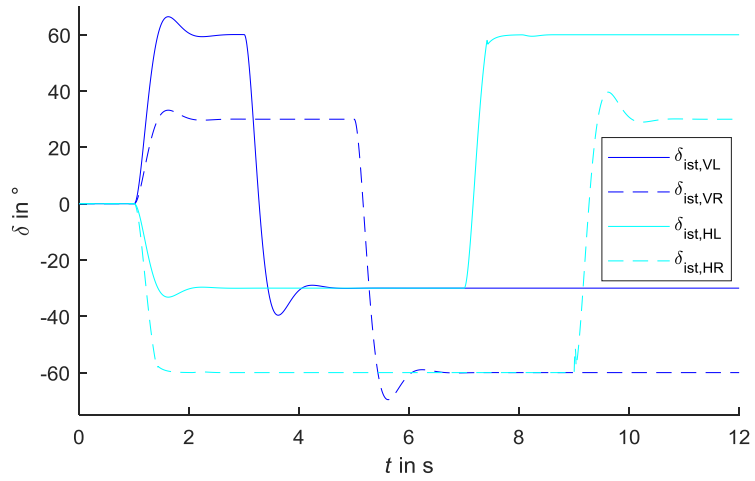


Abbildung 7–12: Integrationstest der radindividuellen Lenkung

7.4 Integrationstest Dynamikmodulmodell und FTR

Zur Überprüfung der Schnittstellen zur FTR wird ein Open-Loop Test durchgeführt. Das heißt, dass der FTR eine Soll-Trajektorie vorgegeben wird und die FTR Soll-Größen für den Antrieb, die Bremse und die Lenkung generiert. Diese werden abgespeichert und in Simulink eingelesen und den Dynamikmodulen als Eingänge zugeführt. Ein Closed-Loop Test ist mit der aktuellen Version der FTR nicht sinnvoll, da der Regler aufgrund der Lenkaktordynamik instabil ist. Es wird abschließend dennoch ein Closed-Loop Test mit ausgeschalteter Aktordynamik durchgeführt, da so stabile Simulationsergebnisse zu erwarten sind. In Abbildung 7–13 ist das Streckenlayout dargestellt und die Zeitpunkte in der Simulation, in denen bestimmte Passagen durchfahren werden. Dadurch ist eine Zuordnung der Simulationsergebnisse in Abbildung 7–14 bis Abbildung 7–20 möglich.

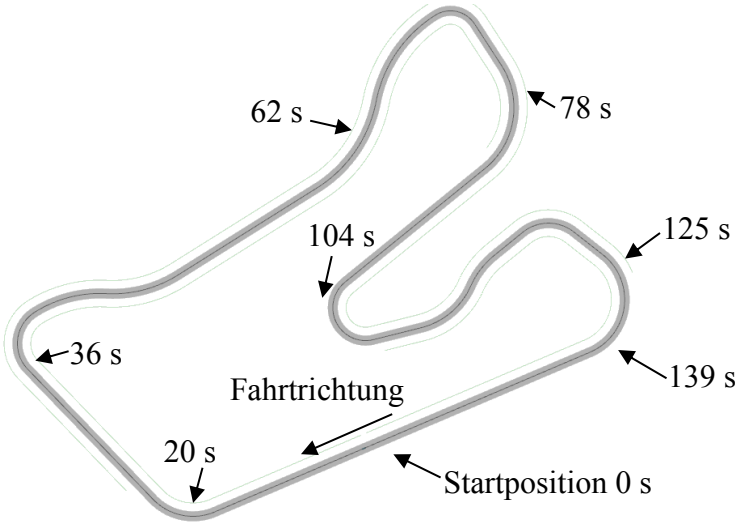


Abbildung 7–13: Open-Loop Teststrecke

In dem Test wird das Augenmerk auf den Antrieb, das Lenken, das Bremsen und die Batterie gelegt. Alle Komponenten werden durch das Streckenlayout stimuliert. Zuerst werden Simulationsergebnisse des Antriebs dargestellt. In Abbildung 7–14 ist der Verlauf des Soll- und Ist-Moments des vorderen linken Antriebs sichtbar. Bei genauerer Betrachtung der Ergebnisse ist ein Zeitverzug zwischen Soll- und Ist-Größe erkennbar, welcher durch die Systemdynamik entsteht. Das Moment ist zu den Zeitpunkten der Bremsvorgänge 0 und ansonsten kompensiert der Antrieb die Fahrwiderstände bzw. beschleunigt das Fahrzeug.

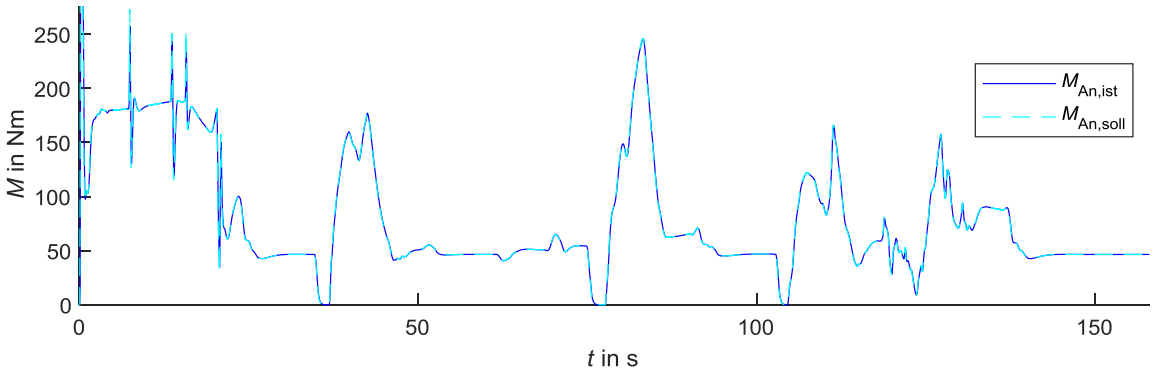


Abbildung 7–14: Soll- und Ist-Antriebsmoment vorne links über die gesamte Simulationszeit

Abbildung 7–15 visualisiert das Dauer- und Spitzenmoment des Antriebes. Der Vergleich des Diagramms mit Abbildung 7–14 zeigt, dass das Antriebsmoment das Spitzenmoment nicht übersteigt. Weiterhin wird das Dauer- und Spitzenmoment betriebspunktabhängig angepasst.

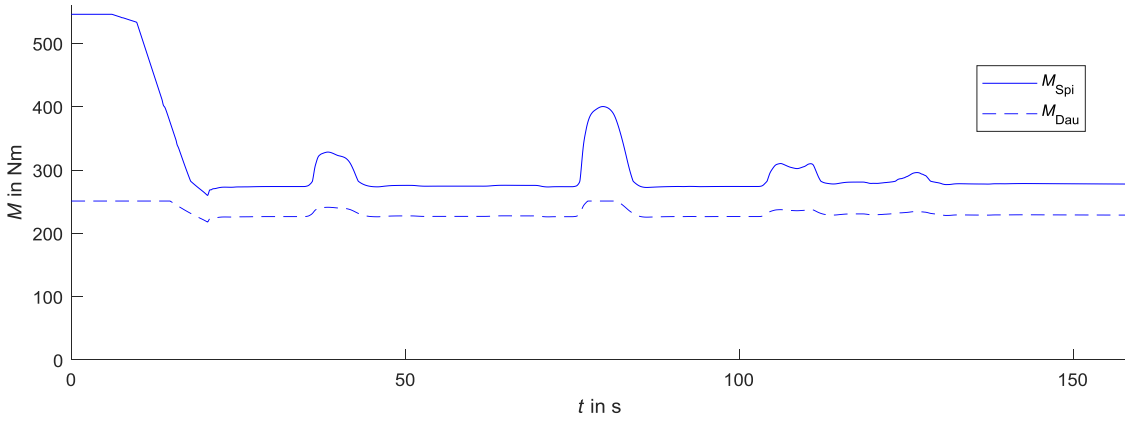


Abbildung 7–15: Spitzen- und Dauermoment des Antriebes

In Abbildung 7–16 ist eine detaillierte Ansicht des Zeitbereichs von 36 s bis 55 s mit den Antriebsmomenten der vier Dynamikmodule dargestellt. Es zeigt sich die radindividuelle Drehmomentregelung.

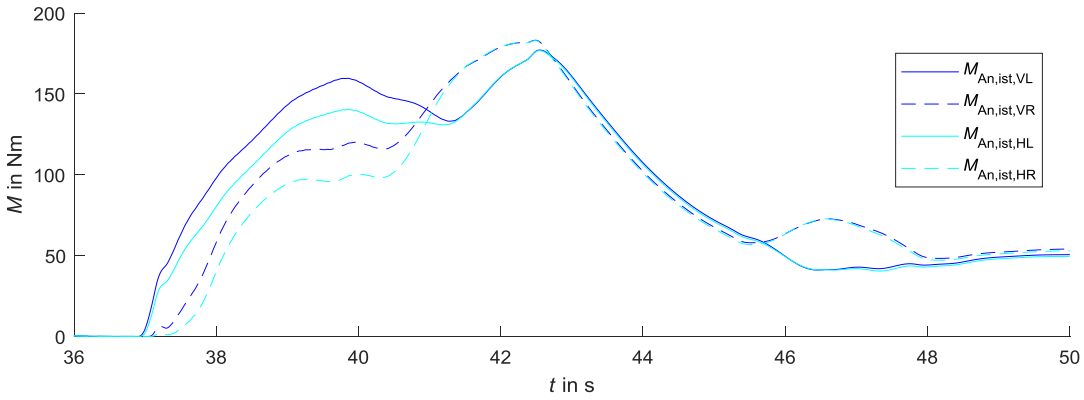


Abbildung 7–16: Antriebsmomente der vier Dynamikmodule

Abbildung 7–17 und Abbildung 7–18 zeigen Bremsmomente bei zwei unterschiedlichen Bremsmanövern. In der ersten Abbildung sind nur die Bremsmomente des vorderen linken Dynamikmoduls dargestellt.

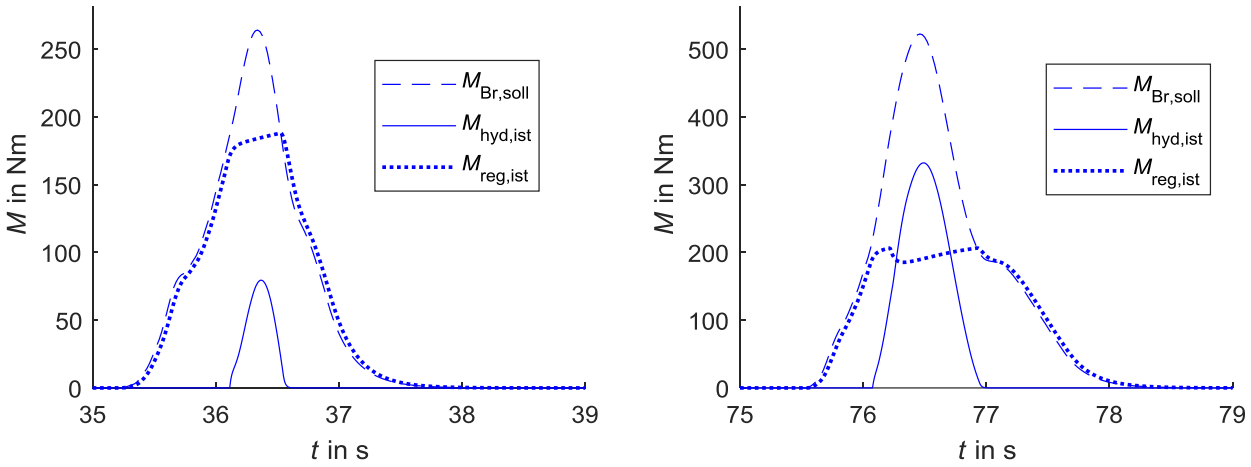


Abbildung 7–17: Bremsmoment vorne links bei ausgewählten Bremsvorgängen

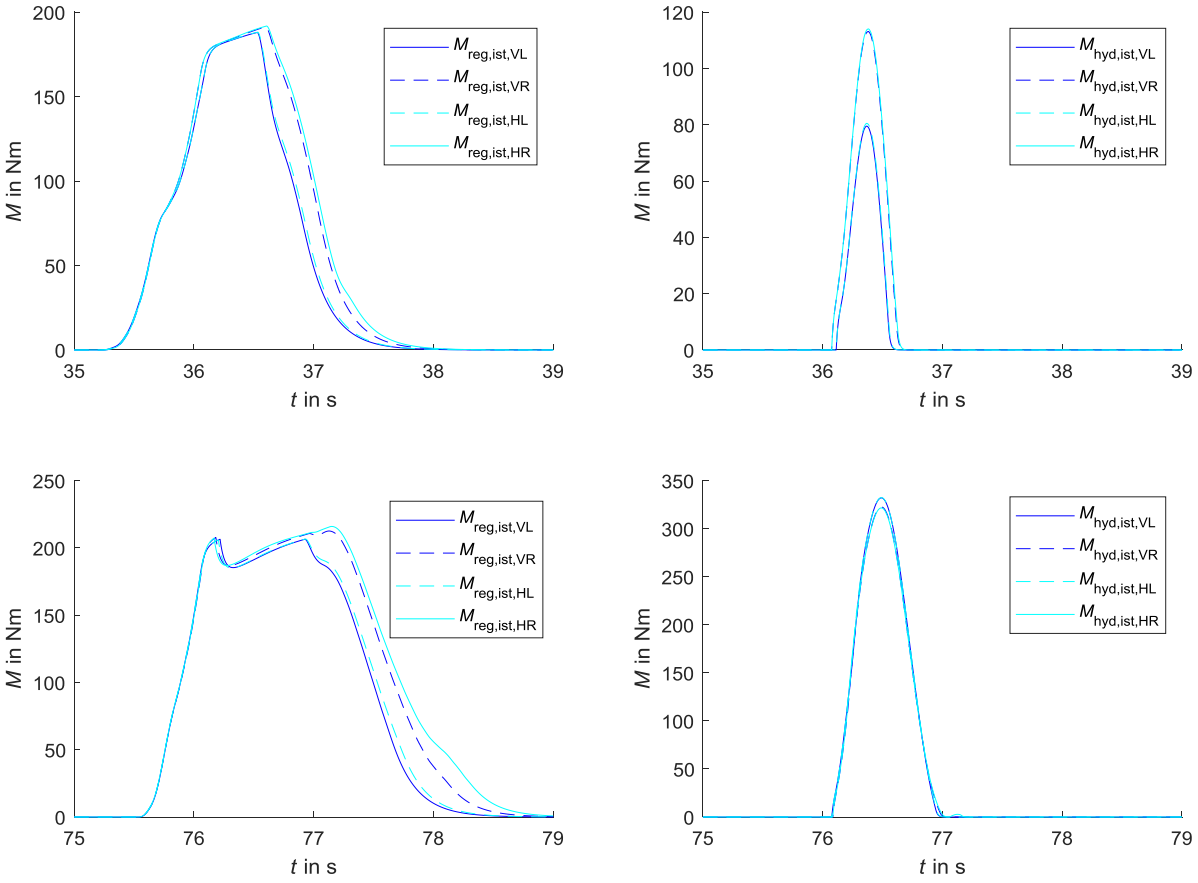


Abbildung 7–18: Hydraulisches und regeneratives Bremsmoment der vier Dynamikmodule

Aus den Graphen lässt sich einerseits sehen, dass die Soll-Vorgaben der FTR umgesetzt werden und andererseits, dass das radindividuelle Bremsen möglich ist. Die Unterschiede im regenerativen Bremsmoment erklären sich durch die Algorithmen zur Auflösung der Überaktorierung. Die Simulationsdaten sind mit unterschiedlichen Werten für den SOC aufgezeichnet. Die Batterien vorne rechts und hinten rechts sind dabei weniger geladen als die anderen beiden Batterien. Daher wird hier ein höheres, regeneratives Bremsmoment generiert.

Für das Batteriemodul werden der SOC und die Stromstärke geplottet. Abbildung 7–19 zeigt, dass der SOC durch das Antreiben abfällt und durch das Rekuperieren wieder ansteigt.

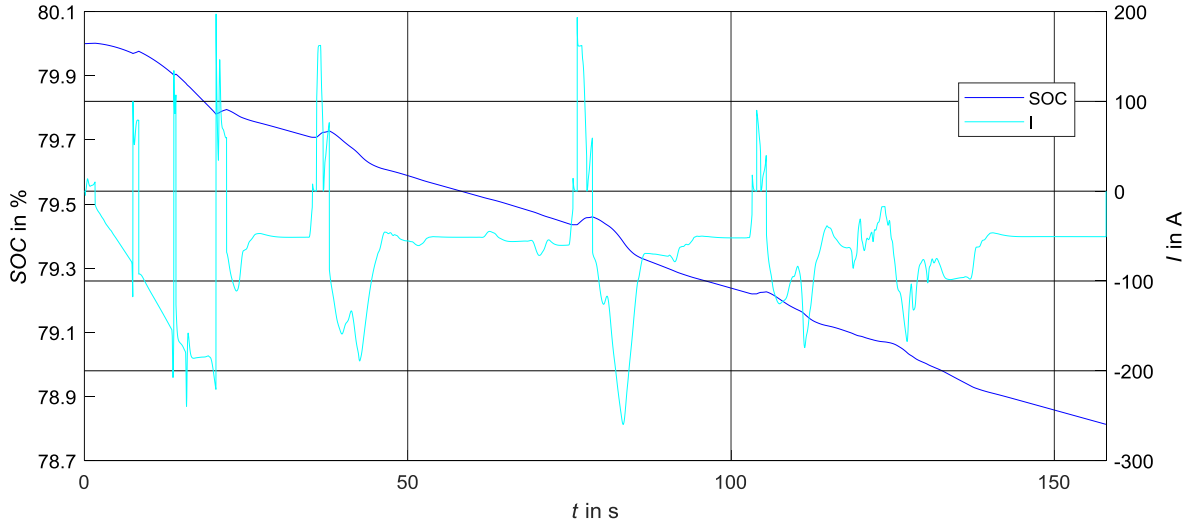


Abbildung 7–19: SOC und Stromstärke der Batterie des vorderen linken Dynamikmoduls

Die Lenkwinkel in den Kurvenfahrten nach 35 s und 75 s sind in Abbildung 7–20 dargestellt. Neben dem dynamischen Verhalten ist die radindividuelle Lenkung sichtbar.

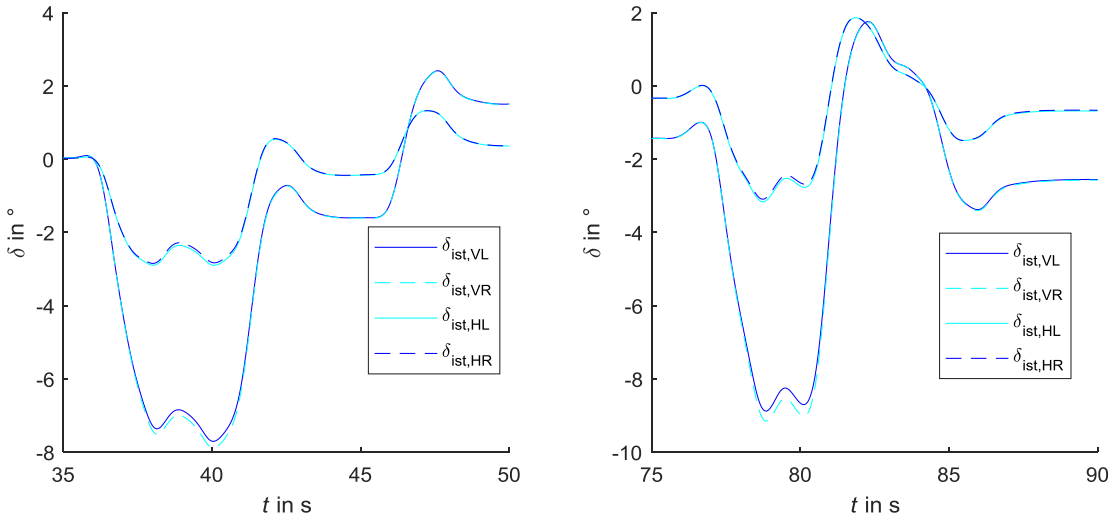


Abbildung 7–20: Radlenkwinkel während zwei Kurvenfahrten

In einem Closed-Loop Test mit ausgeschalteter Komponentendynamik zeigt sich, dass die Ausgänge der Dynamikmodule die Eingänge der FTR speisen und die FTR auf diese Änderungen reagiert. Die Implementierung der Signale ist daher korrekt und die Integration abgeschlossen.

8 Versuchsplan für Parameter

In dem folgenden Kapitel werden Versuche hergeleitet, um die erstellten Modelle zu parametrieren. Aus der Literatur sind die nachfolgenden Methoden zur Parameteridentifikation bekannt.[123,124]

- Geometrische Größen (Abmessungen, Massen, Trägheitsmomente) aus Modellen von Programmen des rechnerunterstützten Konstruierens (CAD)
- Direkte Messungen in Parameteridentifikationsversuchen
- Schätzungen der Parameter durch Optimierungen
- Berechnung von Parametern und Kennfeldern aus Berechnungs- und Simulationsmethoden (bspw. FEM)
- Herstellerangaben

Den Parametern werden die Identifikationsmethoden zugeordnet. Stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung wird eine Variante ausgewählt, die den geringsten zeitlichen Aufwand und die geringsten Kosten nach sich zieht.

8.1 Fahrversuche

Die Fahrversuche zur Parametrierung der Modelle finden auf dem August-Euler-Flugplatz in Griesheim statt. Neben einem größeren Platz vor dem Hangar (s. Abbildung 8–1) gibt es noch eine 1,1 km lange, 17 m breite Start- und Landebahn.

Abbildung 8–1: Vorfeld des Flugplatzes Griesheim[125]

Für die Fahrversuche ist zusätzliche Sensorik notwendig. Es werden der institutseigene Correvit-Sensor und Radpositionssensor (WPS) benötigt. Der Correvit-Sensor ist ein berührungsloses, optisches Messsystem, das die Geschwindigkeit relativ zur Fahrbahn misst. Basierend auf der Befesti-

[123] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018), S. 4.

[124] Tichi, B. J.: Masterthesis, Entwicklung eines Konzepts für eine Messdienstleistung (2018), S. 20.

[125] Google Maps: Satelliten Bild des Flugplatzes (2020).

gungsposition und einer Transformation sind Geschwindigkeiten in den zu untersuchenden Positionen möglich.[126] Der WPS bestimmt die Radposition relativ zum Aufbau in translatorischer und rotatorischer Richtung. Dies geschieht über Encoder zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Felge.[127] Zur Nutzung des WPS ist die Adapterkonstruktion zur Felge an den UNICAR*agil* Prototypen anzupassen.

8.2 Parametrierung Antriebsmodell

Die Parameter des Radnabenantriebs sind in Tabelle 8-1 aufgelistet. Die Dynamik des Modells ist bereits durch die Versuche des Zulieferers parametriert. Die Anzahl der Versuche, die fehlende Soll-Vorgabe in den Messungen und die Granularität bezüglich der Drehzahlen sind allerdings nicht ausreichend. Das Regelverhalten bezüglich der Drehzahl sowie der Generatorbetrieb sind ebenfalls zu untersuchen. Zur Optimierung der Parametrierung sind daher weitere Versuche notwendig.

Tabelle 8-1: Parameterliste Radnabenantrieb

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
$\eta_{\mathrm{Mot}}(\omega_{\mathrm{Mot}},M_{\mathrm{Mot}})$	Messung	$M_{\mathrm{reg}}(\omega)$	Messung
J_{Mot}	CAD-Modell	$\omega_{\mathrm{grenz,u}}$	Messung
m_{RT}	CAD-Modell	T_{F}	Messung
$J_{xx}^{\mathrm{Fa}},J_{yy}^{\mathrm{Fa}},J_{zz}^{\mathrm{Fa}}$	CAD-Modell	A_{An}	CAD-Modell
$G_{\mathrm{Mot,PT1}}(s)$	Messung	m_{An}	CAD-Modell
$G_{\mathrm{Mot,PT2}}(s)$	Messung		Herstellerangaben
$M_{\mathrm{PT1/PT2}}$	Messung	Du_{Ku}	Parameterschätzung
$M_{\mathrm{Spi}}(Te)$	Messung		

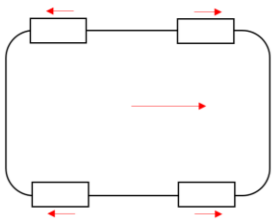
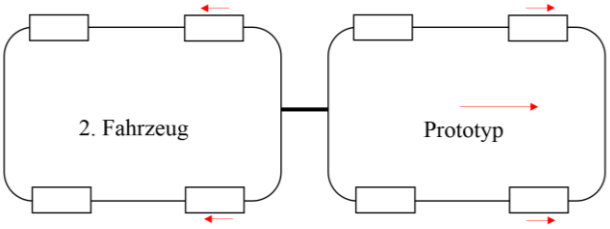
8.2.1 Dynamik des Radnabenantriebs

Zur Vermessung der Dynamik der Radnabenantriebe werden die Versuche vom Hersteller erweitert. Dazu muss eine konstante Drehzahl eingeregelt und Momentsprünge auf das System aufgebracht werden. Um die Drehzahl dabei konstant zu halten, ist das Aufbringen einer sprungartigen Last notwendig. Der morphologische Kasten in Tabelle 8-2 zeigt für dieses Problem Lösungen auf.

[126] FZD MPV-Wiki: Correvit S-350.

[127] FZD MPV-Wiki: Radpositionssensor (Wheel Position Sensor).

Tabelle 8-2: Morphologischer Kasten Lastsprung

Funktion	Teillösung 1	Teillösung 2
Last sprungartig erhöhen	Antreiben und Bremsen (v = konstant)	Bremslast durch 2. Fahrzeug und starre Kopplung zum Prototypen
		

Teillösung 1 ist aufgrund des geringeren Aufwands dabei zu bevorzugen. Der Versuch sieht vor, an den Vorderrädern ein Antriebs- und an den Hinterrädern ein Bremsmoment bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit vorzugeben. Aus der Messung des Herstellers ist bekannt, dass Sprünge von jeweils 20 Nm aufgeprägt werden. Dieses Vorgehen wird übernommen. Die bisherigen Messungen wurden bei 500 U/min und 1000 U/min durchgeführt. Diese Versuche werden exakt übernommen. Aus Gleichung (8-1) lässt sich die Fahrzeuggeschwindigkeit bei der entsprechenden Drehzahl ermitteln.

$$v = \frac{r_\mathrm{e}}{i_\mathrm{An}} \omega_\mathrm{Mot} \tag{8-1}$$

Somit ergibt sich mit einem dynamischen Reifenradius von 0,3 m die Fahrzeuggeschwindigkeit zu 5 m/s und 10 m/s. Die Versuche werden auf der Startbahn durchgeführt. Das Fahrzeug wird aus dem Stillstand auf die Endgeschwindigkeit beschleunigt. Um abzuschätzen, ob die Länge der Fahrbahn für die Versuche ausreichend ist, wird basierend auf der Beschleunigung und der Dauer der Manöver die benötigte Strecke *st* berechnet.

$$st = 2\frac{v^2}{2a_x} + n_\mathrm{Ver} t_\mathrm{Ver} v \tag{8-2}$$

Die maximale Beschleunigung liegt bei 2 m/s² und wird für das Beschleunigen und Bremsen gleichermaßen angenommen. Die Anzahl der Versuche n_{Ver} wird aus den Messungen des Herstellers übernommen und die Zeitdauer zwischen zwei Soll-Sprüngen wird auf 5 s festgelegt. Die Anzahl der Versuche ist bei 500 U/min neun und bei 1000 U/min acht. Somit ist mit einer Distanz von 238 m bzw. 450 m zu rechnen. Eine Messung bei 15 m/s würde eine Distanz von 712 m entsprechen. Daher wird diese Geschwindigkeit ebenfalls zu den Versuchen hinzugefügt, damit weitere Daten zur Parametrierung vorhanden sind. Während den Messungen ist das Drehmoment am Antrieb aus dem Dienst Antreiben messbar. Durch diese Messungen ist ebenfalls die Umschaltlogik zwischen PT1- und PT2- Verhalten zu bestimmen. Aus den Messungen des Herstellers geht hervor, dass eine Umschaltung bei ca. 80 % des maximalen Antriebsmoments vorliegt. Tabelle 8-3 zeigt das vermutete Umschaltmoment basierend auf der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie des Radnabenantriebs.

Tabelle 8-3: Untersuchungsbereich der Umschaltcharakteristik

Drehzahl	Max. Drehmoment	Untersuchungsbereich
1000 U/min	150 Nm	120 Nm
1500 U/min	90 Nm	72 Nm

Um die genaue Umschaltcharakteristik zu identifizieren, sind die Versuche nach Tabelle 8-4 durchzuführen. Zur Absicherung der Analyse sind oberhalb und unterhalb des Umschaltpunkts weitere Untersuchungsstellen vorgesehen. Aus diesen Messungen lassen sich die Parameter $G_{\mathrm{Mot,PT1}}(s)$, $G_{\mathrm{Mot,PT2}}(s)$ und $M_{\mathrm{PT1/PT2}}$ bestimmen.

Tabelle 8-4: Versuchsplan für die Umschaltung

Sollwertsprung 1000 U/min	Sollwertsprung 1500 U/min
80 Nm → 100 Nm	32 Nm → 52 Nm
90 Nm → 110 Nm	42 Nm → 62 Nm
100 Nm → 120 Nm	52 Nm → 72 Nm
110 Nm → 130 Nm	62 Nm → 82 Nm
120 Nm → 150 Nm	70 Nm → 90 Nm

8.2.2 Drehzahlregelung

Die Parameter der Drehzahlregelung sind die Drehzahl, bei der die Drehmomentreduktion einsetzt, und die Filterkonstante des Tiefpassfilters. Über die Drehzahlregelung liegen vom Hersteller bisher keine Informationen vor. In der Verifikation der Drehzahlregelung wurden bereits Tests zur Überprüfung der Drehzahlregelung definiert. Diese werden übernommen, allerdings wird der Testbereich auf die Vorgabe eines weiteren Soll-Drehmoments erweitert, da so eine Überprüfung der Abhängigkeit der Drehzahlregelung zu veränderlichen Drehmomenten möglich ist. Für den Test wird das Fahrzeug auf der Startbahn positioniert und aus dem Stand heraus beschleunigt. Dabei werden Drehzahlgrenzen durch die FTR vorgegeben. Aus dem Momentenverlauf des Radnabenantriebs ist somit die Drehzahl bestimmbar, bei der ein Eingriff stattfindet und die Regelung dadurch parametrierbar. Folgender Versuchsplan ergibt sich aus den Überlegungen (s. Tabelle 8-5).

Tabelle 8-5: Versuchsplan für Drehzahlregelung

Drehzahlgrenze Antrieb	Drehmoment
20 rad/s	174 Nm und 100 Nm
40 rad/s	
60 rad/s	
80 rad/s	
100 rad/s	

8.2.3 Wirkungsgradkennfeld

Das Wirkungsgradkennfeld ist während aller Fahrversuche parametrierbar. Aus dem Dienst Antreiben sind die Signale des Ist-Drehmoments, der Ist-Drehzahl sowie die Spannung und die Stromstärke bekannt. Nach Gleichung (8-3) ergibt sich der Wirkungsgrad.

$$\eta_{\mathrm{Mot}} = \frac{M_{\mathrm{Mot,ist}}\omega_{\mathrm{Mot,ist}}}{U_{\mathrm{An}}I_{\mathrm{An}}} \tag{8-3}$$

Im Falle der Rekuperation ergibt sich Gleichung (8-4).

$$\eta_{\mathrm{Mot,reg}} = \frac{U_{\mathrm{An}}I_{\mathrm{An}}}{M_{\mathrm{Mot,ist}}\omega_{\mathrm{Mot,ist}}} \tag{8-4}$$

Sind aus den Versuchen zur Parametrierung anderer Modelle Bereiche im Wirkungsgradkennfeld unbefriedigend abgedeckt, sind noch Versuche durchzuführen, um speziell diese Punkte des Kennfelds zu bestimmen. Aus der Literatur ist bekannt, dass der Wirkungsgrad des Elektromotors von der Temperatur abhängig ist.[128] Diese Abhängigkeit bleibt momentan in dem Simulationsmodell unberücksichtigt. Das Modell ist jedoch um diese Komponente durch das Temperaturmodell des Antriebes erweiterbar. Die Temperatur des Radnabenantriebs wird ebenfalls gemessen, weshalb das Wirkungsgradkennfeld um diesen Zusammenhang ergänzbar ist.

8.2.4 Generatorkennlinie

Die Generatorkennlinie weicht im Bereich niedriger Drehzahlen von der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie im antreibenden Fall ab. Um diesen Unterschied zu messen und das Modell zu parametrieren, ist während des Beschleunigens aus dem Stillstand heraus, das maximale, regenerative Bremsmoment aus dem Dienst Bremsen auszulesen. Hieraus ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen die Generatorkennlinie. Die Einschränkung des Bereichs auf niedrige Drehzahlen begründet sich aus dem Zusammenhang, dass das Bremsmoment durch Rekuperation ebenfalls vom maximalen Ladestrom der Batterie abhängt. Aus Gleichung (8-5) ergibt sich überschlägig eine Drehzahl des Motors, bis zu welcher der Entladestrom auf das maximale regenerative Bremsmoment keinen Einfluss hat. Als Wirkungsgrad wird überschlägig ein Wert von 85 % angenommen, da neben dem Wirkungsgrad des Elektromotors Verluste der Leistungselektronik und des Getriebes berücksichtigt werden.

$$\omega_{\mathrm{Mot}} = \frac{U_{\mathrm{Bat}}I_{\mathrm{max}}\eta_{\mathrm{Mot}}}{M_{\mathrm{reg,max}}} = \frac{48\ \mathrm{V}\ \cdot 163\ \mathrm{A} \cdot 0{,}85}{174\ \mathrm{Nm}} = 38{,}2\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}} \tag{8-5}$$

Somit liegt bis zu einer Drehzahl des Motors von 38,2 rad/s keine Begrenzung aufgrund des maximalen Entladestroms vor.

[128] Schröder, D.: Elektrische Antriebe – Grundlagen (2017), S. 231.

8.2.5 Temperaturmodell

Das Temperaturmodell des Radnabenantriebs ist mittels der Konvektion einer Kugel approximiert. Der Durchmesser der Kugel ist aus Versuchen herzuleiten. Daher wird der Temperaturverlauf des Radnabenantriebs im Stillstand, nachdem das Fahrzeug gefahren ist, gemessen. Die Abnahme der Temperatur ist dann iterativ durch Parameteroptimierung an den Simulationsverlauf anzugleichen.

8.2.6 Spitzenmoment

Die Bestimmung des Spitzenmoments in Abhängigkeit der Temperatur ist während der anderen Fahrversuche möglich. Die Temperatur ist ein zugängliches Signal und lässt sich aufzeichnen. Das Spitzenmoment ist aus dem Dienst Antreiben zu entnehmen. Sind nach den Versuchen unzureichende Ergebnisse vorhanden, sind weitere Versuche durchzuführen, um die Bereiche mit geringer Messpunktdichte aufzufüllen.

8.3 Parametrierung Lenkmodell

Zur Parametrierung der Lenkung ist zuerst die Annahme der Dynamik als PT2- bzw. PT1-Verhalten zu überprüfen. Anschließend wird die Lastabhängigkeit der Aktordynamik getestet. Nachdem das Verhalten der Lenkung parametriert ist, wird die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Lenkwinkelgrenzen untersucht und die Lenkübersetzung zwischen Aktorwinkel und Lenkwinkel vermessen. Tabelle 8-6 zeigt die Parameterliste des Lenkmodells.

Tabelle 8-6: Parameterliste Lenkmodell

Parameter	Identifikationsmethode
$G_{\mathrm{Le,PT2}}(s)$	Messung
$G_{\mathrm{Le,PT1}}(s)$	Messung
$\delta_{\mathrm{max/min}}(v)$	Messung
	Herstellerangaben (Projektpartner)

8.3.1 Lenkdynamik ohne Radaufstandskraft

Um die Lenkdynamik ohne Last zu vermessen, wird der Prototyp auf die institutseigene Hebebühne gestellt. Diese wird soweit hochgefahren, bis die Räder den Bodenkontakt verlieren. In diesem Zustand werden Soll-Lenkwinkel vorgegeben sowie der Ist-Winkel des Aktors und der Ist-Lenkwinkel der Räder gemessen. Zur Vermessung des Lenkwinkels ist der WPS des Instituts geeignet. Der Ist-Winkel des Aktors ist aus dem Dienst „Lenken“ auszulesen. Die Soll-Lenkwinkel werden aus der Arbeit von Steier übernommen.[129] Dafür werden aus der Ausgangsposition, in welcher der Lenkwinkel 0 ist, Lenkwinkelsprünge von 0 bis zum maximalen bzw. minimalen Lenkwinkel durchgeführt. Dadurch lässt sich überprüfen, ob eine Drehrichtungsabhängigkeit der Dynamik existiert.

Die Lenkwinkelsprünge sind von 1° bis 5° in 1°-Schritten und von 5° bis 90° bzw. 60° in 5°-Schritten auszuführen.[129] Zeigt sich wie bei Steier ein Überschwingen des Lenkwinkels, ist die Parametrierung nach 2.7.1 durchzuführen. Falls sich die Dynamik des Aktors von einem PT2-Verhalten unterscheidet und einem PT1-Verhalten gleicht, ist das Modell anzupassen. Aus den Messergebnissen ist eine Parametrierung der Dynamik möglich. In Steiers Arbeit ist ein Unterschied in der Dynamik bei kleinen ($\delta < 25°$) und großen ($\delta \geq 25°$) Lenkwinkelsprüngen erkennbar.[129] Um mit diesem Effekt umzugehen, ist entweder die Dynamik anzupassen und eine Modellumschaltung aufgrund der Soll-Vorgabe einzuführen, oder die Parametrierung nach kleinen Lenkwinkelsprüngen durchzuführen, da im Fahrzeugbetrieb mit kleinen Änderungen der Lenkwinkelvorgabe zu rechnen ist. Die einzige Ausnahme ist das Parkieren.

Falls das Verhalten einem PT2-Glied gleicht, ist eine Untersuchung der Dynamik an den Lenkwinkelgrenzen durchzuführen. Durch den Anschlag ist ein Überschwingen des Systems mechanisch beschränkt, weshalb das dynamische Verhalten anzupassen ist. Wie bereits in der Modellbildung beschrieben, ist dies mit einem PT1-Verhalten gleicher Dynamik möglich. Die bisherigen Messungen sind hierfür nutzbar, indem in Matlab mit der Identification Toolbox die Dynamik auf ein PT1-Glied optimiert wird.

Aus dem Messen des Ist-Lenkwinkels und dem Winkel des Aktors ist die Lenkübersetzung bestimmbar. Diese Größe ist von Bedeutung, um das Fahrzeugmodell in CarMaker passend zu parametrieren. Zur Berechnung der Kinematik und Elastokinematik verwendet die Software die generalisierte Koordinate des Rotationswinkels des Radträgers. Der Lenkaktor ist über das Getriebe mit dem Radträger mechanisch verbunden, weshalb die Rotation des Radträgers über die Getriebeübersetzung und den Ist-Winkel des Aktors berechenbar ist.

8.3.2 Lastabhängigkeit der Lenkdynamik

Um die Lastabhängigkeit der Lenkdynamik des Aktors zu vermessen, wird der Prototyp abgelassen, bis die Reifen wieder Bodenkontakt haben. Ziel ist es, die Dynamik in Abhängigkeit des Rückstellmoments darzustellen. Im Stand wirkt das Bohrmoment als Last auf den Aktor. Die Gleichung um die Hochachse des Reifens ergibt sich nach Gleichung (8-6).

$$J_{zz}^{RT}\,\ddot{\varphi}_{\mathrm{RT}} = M_{\mathrm{Le}}^{RT} - M_{z,\delta}^{R}\cos(\sigma)\cos(\theta) + M_{z,F_z}^{RT} \tag{8-6}$$

$$M_{z,F_z}^{RT} = r_\sigma F_z^R \tan\theta \cos\chi + n a_{\mathrm{Ko}} F_Z^R \tan\sigma \cos\chi \tag{8-7}$$

Dabei ist σ die Spreizung, θ der Nachlaufwinkel, χ der räumliche Neigungswinkel der Spreizachse und r_σ der Lenkrollhalbmesser. Diese beiden Variablen sind geometrische Größen und sind in Abhängigkeit der Radträgerrotation und der Einfederung aus den FEM-Daten der Radaufhängung zu ermitteln. Das Rückstellmoment des Reifens ist abhängig von der Radaufstandskraft. Diese lässt sich mittels der Messwerte des WPS über die Einfederung bestimmen. Die Federkennlinie der Rad-

[129] Steier, J.: Masterthesis, Erweiterung der Bewegungsregelung eines Fahrsimulators (2016). S. 29f.

aufhängung ist aus Herstellerdaten bekannt und somit lässt sich die Radaufstandskraft aus der Einfederung bestimmen. Hierzu bedarf es jedoch der Information, welche Einfederung im statischen Kräftegleichgewicht um die Hochachse des Fahrzeugs vorliegt.

Zur Bestimmung der Einfederung im statischen Gleichgewicht ist zuerst die Radaufstandskraft der verschiedenen Räder zu ermitteln. Dazu wird das Fahrzeug auf Radlastwaagen gestellt und über die Masse die Kraft berechnet. Anschließend wird diese Position mit den WPS vermessen und als Ausgangsposition herangezogen.

Alle Größen aus Gleichung (8-6) sind somit bekannt. Das Lastmoment $M_{z,\delta}$ wird nun variiert, indem die Hebebühne abgesenkt und eine Messung der Dynamik nach Kapitel 8.3.1, durchgeführt wird. Um die grundsätzliche Abhängigkeit der Lenkdynamik zu überprüfen, sind die Ergebnisse der Messung ohne Last und mit kompletter Gewichtskraft (abgesenkte Hebebühne) zu vergleichen. Ist die Abweichung der dynamischen Eigenschaften kleiner als 10 %, ist keine Lastabhängigkeit vorzusehen.[130] Da aus Gleichung (8-6) bekannt ist, dass ein linearer Zusammenhang zwischen der Last und der Dynamik existiert, ist lediglich eine weitere Stützstelle zur Parametrierung ausreichend. Es ergeben sich die Versuche in Tabelle 8-7.

Tabelle 8-7: Stützstellen zur Ermittlung der Lastabhängigkeit der Lenkdynamik

Stützstelle	Radaufstandskraft
1	0 N
2	2000 N
3	Max. Radaufstandskraft

8.3.3 Geschwindigkeitsabhängigkeit der Lenkwinkel

Zur Bestimmung der Abhängigkeit der Lenkwinkel von der Fahrzeuggeschwindigkeit sind zwei Varianten möglich. Die Projektpartner integrieren eine Lookup-Table in das System, welches die maximalen Lenkwinkel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit angibt. Diese Daten sind entweder direkt von den Projektpartnern zu erhalten, oder das Fahrzeug wird auf der geraden Teststrecke auf die maximale Geschwindigkeit beschleunigt, wobei die Daten aus dem Dienst Lenken für den maximalen und minimalen Lenkwinkel der verschiedenen Dynamikmodule ausgelesen werden. In der Parameterdatei des Simulationsmodells sind diese Werte entsprechend anzupassen.

[130] Krausz, M.: Diss., Abschätzung der Ergebnisqualität von Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen (2016), S. 43.

8.4 Parametrierung Bremsmodell

Das Bremsmodell benötigt die Parameter aus Tabelle 8-8. Die Dynamik wurde anhand der Messungen aus der Literatur und Informationen des Herstellers zu Testzwecken parametriert. Die Versuchskonfiguration ist jedoch unbekannt. Deshalb ist mit Unterschieden zwischen der Dynamik aus den Messungen und der Realität zu rechnen. Ein Beispiel ist die Länge der Bremsleitungen, die einen Einfluss auf die Übertragung des Drucks zwischen Aktor und Radbremszylinder haben. Neben geometrischen Größen und dem Gleitreibkoeffizienten sind noch die Parameter für das ABS-System zu bestimmen.

Tabelle 8-8: Parameterliste Bremsmodell

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
$T_{\mathrm{Br},1}$	Messung	SK_{u}	Parameterschätzung
$T_{\mathrm{Br},2}$	Messung	SK_{o}	Parameterschätzung
A_{K}	CAD-Modell	K_a	Parameterschätzung
r_{Br}	Messung	K_κ	Parameterschätzung
	CAD-Modell	$T_{\mathrm{F,Red}}$	Parameterschätzung
μ_{Gl}	Messung	$T_{\mathrm{F,Erh}}$	Parameterschätzung
	Hersteller	$T_{\mathrm{F,Hal}}$	Parameterschätzung

8.4.1 Dynamik des Druckaufbaus

Die verwendete Bremseinheit gibt Signale über den Bremsdruck am Radzylinder aus. Daher ist der Druckaufbau direkt aus Bremsmanövern des Fahrzeuges messbar. Dazu wird das Fahrzeug beschleunigt und ein Soll-Bremsmoment durch die FTR an allen vier Rädern vorgegeben. Die Startbahn des Flugplatzes eignet sich für dieses Manöver. Damit genug Zeit für den Druckaufbau während des Manövers besteht, wird die Geschwindigkeit des Fahrzeuges über die Zeit des Druckaufbaus und der Beschleunigung berechnet. Der Druckaufbau erfolgt nach 0,02 s und benötigt ca. 0,15 s bis ein Druck von 100 bar erreicht ist. Dies ist nach den Messungen des Herstellers der Zeitpunkt, ab dem eine Bremswirkung von 9,81 m/s² vorliegt. Hier besteht selbstverständlich noch eine Abhängigkeit zu den geometrischen Parametern der Bremse, aber als erste Abschätzung genügt diese Annahme. Konservativ abgeschätzt ergibt sich (8-8).

$$v_{\min} = 0{,}15\ \mathrm{s} \cdot 9{,}81\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2} = 1{,}5\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} \tag{8-8}$$

Es wird zur Sicherheit eine Mindestgeschwindigkeit von 5 m/s angestrebt, damit ein vollständiger Bremsvorgang vermessen wird. Das Soll-Bremsmoment wird anschließend durch den Dienst Bremsen in einen Soll-Bremsdruck umgerechnet. Aus dem zeitlichen Verlauf des Soll- und Ist-Bremsdrucks ist die Übertragungsfunktion mit den beiden Zeitkonstanten $T_{\mathrm{Br},1}$ und $T_{\mathrm{Br},2}$ bestimmbar. Es ist bei dem Versuch darauf zu achten, dass aufgrund der Fahrbahneigenschaften ein ABS-

Eingriff ausgeschlossen ist, da dadurch der gewünschte Druckverlauf am Radzylinder manipuliert wird.

Bisher liegen keinerlei Informationen vor, ob eine Abhängigkeit zwischen Druckaufbau und Anzahl an gleichzeitig betätigten hydraulischen Bremsen vorliegt. In der Modellierung ist diese Abhängigkeit unberücksichtigt. Um eine Abhängigkeit festzustellen, ist das Bremsmanöver erneut durchzuführen, wobei das Bremsmoment nur auf die Vorder- bzw. Hinterräder aufgeprägt wird, wodurch die Übertragungsfunktion von zwei hydraulischen Bremsen mit Vieren vergleichbar ist. Bei dieser Art des Manövers ist gewährleistet, dass das Fahrzeug stabil auf der Fahrbahn ist. Der Fahrversuch bleibt somit sicherheitsunkritisch.

8.4.2 Effektiver Reibradius

Der effektive Reibradius der Bremse lässt sich mittels Gleichung (8-9) aus den geometrischen Größen der Bremsscheibe berechnen.[131] Diese Daten sind aus dem CAD-Modell zu entnehmen. Diese Variante wird im Vergleich zur Messung bevorzugt, da es aufgrund des Bauraums schwierig ist, an die Bremsscheibe zu gelangen.

$$r_{\mathrm{Br}} = \frac{2}{3}\frac{r_{\mathrm{Br,au}}^3 - r_{\mathrm{Br,in}}^3}{r_{\mathrm{Br,au}}^2 - r_{\mathrm{Br,in}}^2} \tag{8-9}$$

8.4.3 Gleitreibkoeffizient

Der Gleitreibkoeffizient zwischen Bremsscheiben und Bremsbacken wird durch den Hersteller der Bremse bereitgestellt. Daher sind keine weiteren Versuche zur Bestimmung notwendig.

8.4.4 ABS-System

Die Parameter des ABS-Systems sind anhand einer Messung des Bremsdrucks bzw. des Bremsmoments, der Felgenbeschleunigung und des Schlupfs durchzuführen. Mittels einer anschließenden Optimierung sind die Parameter abzuschätzen. Grundlegend ist ein Bremsmanöver, bei dem der Prototyp aufgrund der Bedingungen zu einem ABS-Bremsmanöver gezwungen wird. Das Erreichen des instabilen Bereichs der μ-Schlupf-Kurve ist daher die Voraussetzung für den Eingriff. Die Charakteristik der Reifen ist zu diesem Zeitpunkt des Projekts unbekannt. Falls ein Bremsmanöver mit maximaler, negativer Beschleunigung bei trockener Fahrbahn zu keinem Auslösen des ABS-Systems führt, ist die Fahrbahn zu bewässern, um den Gleitreibkoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn zu verringern. Dadurch wird ein ABS Eingriff erzwungen. Während des Manövers ist aus der Felgenbeschleunigung und dem Schlupf die Grenze SK_{u} und SK_{o} bestimmbar, bei dem der Bremsdruck reduziert bzw. erhöht wird. Die Zeitkonstanten werden aus dem Druckverlauf bestimmt, wobei eine Optimierung der Parameter an die Messdaten durchzuführen ist.

[131] Degenstein, T.: Diss., Kraftmessung in Scheibenbremsen (2007), S. 47.

Die Felgenbeschleunigung lässt sich aus dem Dienst Antreiben und der Drehzahl des Antriebs bestimmen. Der Schlupf ist mittels der Messdaten des Correvit-Sensors zu berechnen. Der Druck wird im Dienst Bremsen aufgezeichnet. Somit sind alle notwendigen Signale und Messwerte zur Bestimmung der Parameter vorhanden.

8.5 Parametrierung Reifenmodell

Zur Parametrierung des Reifenmodells sind Fahrversuche notwendig. Dabei ist die Reihenfolge der Versuche von Bedeutung, da die Modelle teilweise voneinander abhängig sind. Zuerst werden das Vertikalmodell und das Modell des effektiven Rollradius parametriert. Anschließend folgen das Bohrmomentmodell, das Horizontalmodell für die Längs- und Querkraft sowie für das Rückstellmoment. Das Modell für das transiente Verhalten folgt zum Schluss. Die Parameter mit der zugehörigen Identifikationsmethode werden übersichtshalber in den nachfolgenden Unterkapiteln aufgelistet. Das Rollwiderstandsmodell benötigt lediglich die maximale Reifengeschwindigkeit, weshalb diese aus den Reifenangaben des Herstellers zu entnehmen ist.

8.5.1 Vertikalmodell

Der Parameter des Modells ist die Federsteifigkeit des Reifens c_z. Dieser Wert ist aus Messungen zu ermitteln. Die Bestimmung der Federsteifigkeit ist durch Zöller in seiner Arbeit an einem Bandagenreifen durchgeführt worden.[132a] Der Versuchsaufbau wird übernommen. Dafür wird der Reifen auf den Hydropulser des Instituts montiert und die Deformation sowie die Kraft gemessen. Der Aufbau ist aus Abbildung 8–2 zu entnehmen.

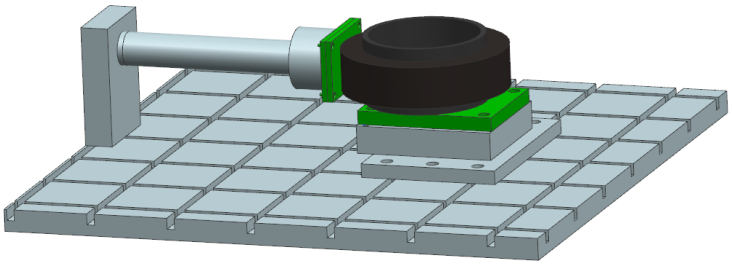


Abbildung 8–2: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit[132b]

Bei der Messung wird der Kraft-Weg-Zusammenhang des Reifens aufgezeichnet. Dazu sind statische Messungen durchzuführen. Zur Berechnung der maximalen Aufstandskraft des Fahrzeuges aufgrund dynamischer Fahrmanöver wird diese aus der Gleichung der dynamischen Achslastverschiebung ermittelt. Das Extremmanöver mit der größten Achslastverschiebung stellt die Vollbremsung dar. Der Schwerpunkt liegt im horizontalen Mittelpunkt des Fahrzeugs.[133] Der Fahrzeugschwerpunkt wird mittels des Fahrzeugschwerpunktes eines vergleichbaren Modells in CarMaker

[132] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). a: S. 82f., b: S. 76.

[133] Projektbeteiligte: Lastenheft 3.0 (2019).

abgeschätzt. Es ergibt sich für $h_{S,Fa}$ ein Wert von 0,8 m für das Modell eines Kleinbusses. Die Länge des Fahrzeuges ist aus der Anforderungsliste bekannt und beträgt 2,8 m.[133] Die maximale Beschleunigung und der Ortsfaktor betragen 9,81 m/s². Es ergibt sich Gleichung (8-10).[134]

$$F^F_{z,\mathrm{VL,max}} = F^F_{z,\mathrm{VR,max}} = \frac{1}{4} m_{\mathrm{Fa}} g - \frac{h_{\mathrm{S,Fa}}}{2 l_{\mathrm{Fa}}} m_{\mathrm{Fa}} a^F_x = 11562\ \mathrm{N} \tag{8-10}$$

Aus der Berechnung geht hervor, dass die Federsteifigkeit des Reifens bis zu einem Wert von 11,5 kN zu bestimmen ist. Die Federsteifigkeit wird in 750 N-Schritten von 0 bis zu $F_{z,\max}$ ermittelt.

8.5.2 Effektiver Rollradius

Die Parameter des effektiven Rollradius sind in Tabelle 8-9 dargestellt.

Tabelle 8-9: Parameterliste effektiver Rollradius

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
r_0	Herstellerangaben	D_{reff}	Messung
C_{reff}	Messung	B_{reff}	Messung

Zur Ermittlung des effektiven Rollradius wird der Prototyp auf den Vorplatz des Geländes gestellt. Die Reifen werden mit Markierungen versehen und so positioniert, dass die Reifenmarkierung gerade die Fahrbahn berührt. Diese vier Positionen werden auf der Fahrbahn markiert. Der Prototyp wird auf eine Geschwindigkeit von 0,8 m/s beschleunigt. Nach 20 Reifenumdrehungen wird die Reifenmarkierung erneut an der Fahrbahnoberfläche positioniert. Die Werte sind den Versuchen von Zöller entnommen.[135] Abbildung 8–3 zeigt den Aufbau des Tests.

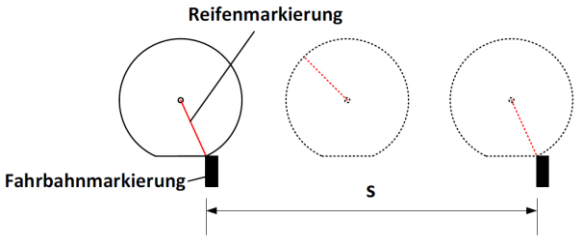


Abbildung 8–3: Versuchsaufbau effektiver Rollradius[135]

Aus einer Distanzmessung zwischen den vier Markierungen auf der Fahrbahn von Ausgangs- zu Endposition ist der effektive Rollradius aus der zurückgelegten Strecke *st* und der Anzahl der Umdrehungen n_{Umd} nach Gleichung (8-11) ermittelbar.

$$r_{eff} = \frac{st}{2\pi n_{Umd}} \tag{8-11}$$

[134] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018). S. 251.

[135] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). S. 85.

Aus der Modellbildung geht hervor, dass der effektive Rollradius von den Parametern $C_{r\mathrm{eff}}$ und $B_{r\mathrm{eff}}$ abhängig ist, welche Abhängigkeiten zur Radaufstandskraft aufweisen. Daher ist der Versuch mit unterschiedlichen Radlasten durchzuführen. Eine Anpassung des Fahrzeuggewichts ermöglicht diese Variation. Ein Ausbau von unnötigen Komponenten erzeugt eine Gewichtsreduktion und das Platzieren von Zusatzgewichten im Fußraum des Fahrzeugs erzeugt eine Gewichtszunahme. Dabei ist darauf zu achten, dass die Verteilung möglichst symmetrisch erfolgt. Dies ist mittels Radlastwaagen zu prüfen.

8.5.3 Bohrmoment

Die Parameter des Bohrmomentmodells sind in Tabelle 8-10 angegeben. Die Parameter der linken Spalte sind abhängig von der Radaufstandskraft. Zur Parametrierung werden Messergebnisse erzeugt, woraus nachfolgend die Parameter durch eine Optimierung zwischen Modell und Messung bestimmt werden.

Tabelle 8-10: Parameterliste Bohrmomentmodell

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
$b_{\delta,1}$, $b_{\delta,2}$	Messung	l_{rel}	Messung
$b_{\delta,3}$, $b_{\delta,4}$	Messung	$b_{\delta,5}$	Messung

Das Modell des Bohrmoments ist neben der Radaufstandskraft ebenso von der Felgengeschwindigkeit abhängig. Daher sind neben Versuchen im Stand dynamische Versuche durchzuführen. Die Versuche finden auf der Teststrecke in Griesheim statt. Den Lenkaktoren werden die maximalen und minimalen Soll-Lenkwinkel vorgegeben. Das Moment am Lenkaktor ist ein auslesbares Signal.[136] Wie bereits in Kapitel 8.3.2 hergeleitet, ist das Moment am Reifen aus dem Moment am Aktor und der Rotationsbeschleunigung des Radträgers bestimmbar. Über die Kinematik der Radaufhängung lässt sich das Moment am Reifen um die z-Achse ermitteln. Durch die Variation der Radlast mittels Gewichtsreduktion und Gewichtszunahme ist eine Parametrierung der Parameter $b_{\delta,1}$ bis $b_{\delta,5}$ möglich.

[136] Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020.

Anschließend wird die Einlauflänge l_{rel} aus dynamischen Versuchen ermittelt. Dazu wird die Testprozedur von Zöller übernommen.[137a] Das Fahrzeug wird auf die Teststrecke gestellt und die Lenkwinkel so eingestellt, dass sich die Orthogonalen der Reifen x-Richtung in einem Punkt unterhalb des Fahrzeuges treffen. Abbildung 8–4 visualisiert den beschriebenen Aufbau.

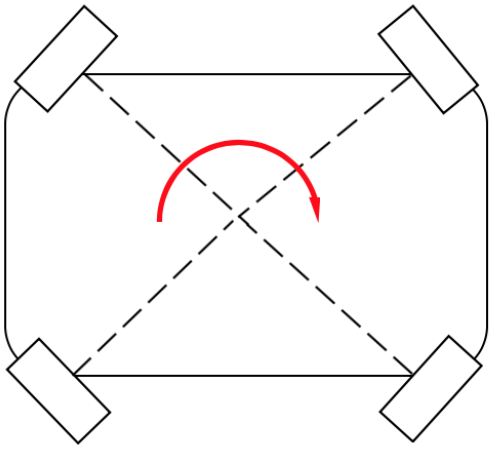


Abbildung 8–4: Drehen um die eigene Achse im Stillstand

Die Räder rollen bei diesem Manöver auf einer Kreisbahn ab. Es stellt sich kein Schräglaufwinkel zwischen den Reifen und der Fahrbahn ein.[137a] Das so erzeugte Bohrmoment am Reifen ist am Lenkungsaktor messbar. Durch eine Variation der Rotationsgeschwindigkeit der Räder sind verschiedene Stützstellen erfassbar. In der Arbeit von Zöller zeigt sich, dass bei einer Geschwindigkeit von 2 m/s das Bohrmoment bereits sehr gering ist.[137b] Diese Erkenntnis zeigt sich ebenfalls bei van der Jagt, womit die Gültigkeit für Luftreifen erwiesen ist.[138] Daher werden die Stützstellen der Versuche von Zöller übernommen. Die Geschwindigkeit des Versuchs wird auf 1 m/s und 2 m/s festgelegt. [137a]

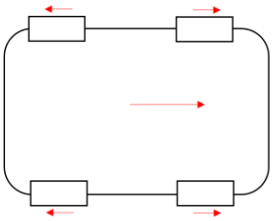
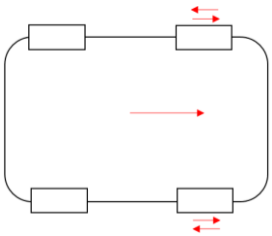
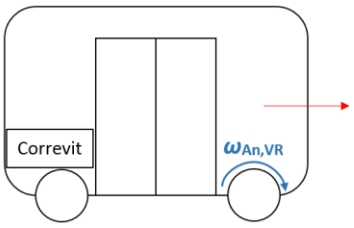
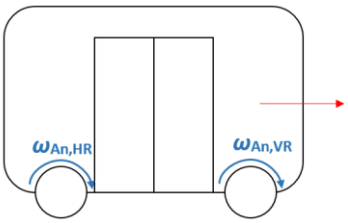
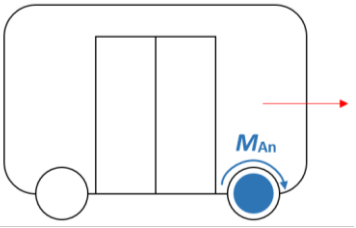
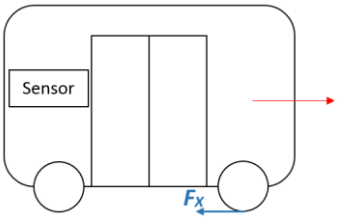
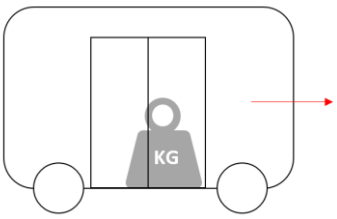
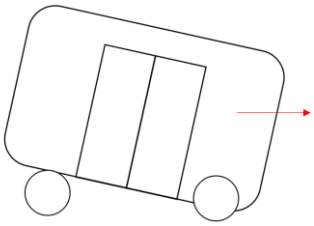
8.5.4 Längskraft

Für das Längskraftmodell ist eine Parametrierung der Magic Formula von Pacjeka notwendig. Dafür ist die Längskraft in Abhängigkeit des Schlupfs und der Radaufstandskraft bei reinem Längsschlupf zu bestimmen. Aus den Überlegungen ergeben sich die Teilprobleme „Schlupf erzeugen“, „Schlupf messen“, „Längskraft messen“ und „Radlast variieren“. Aus den Teilproblemen werden Teillösungen in einem morphologischen Kasten definiert (s. Tabelle 8-11).

[137] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015). a: S. 82, b: S. 96.

[138] van der Jagt, P.: Diss., The road to virtual vehicle prototyping (2000), S. 136ff.

Tabelle 8-11: Morphologischer Kasten Längskraftparametrierung

Funktion	Teillösung 1	Teillösung 2
Schlupf erzeugen	Antreiben und Bremsen (v = konstant) 	Antreiben oder Bremsen (v ≠ konstant) 
Schlupf messen	Correvit und Drehzahl Dienst „Antreiben“ 	Drehzahl freilaufende Räder und belastete Räder Dienst „Antreiben“ 
Längskraft messen	Antriebsmoment Dienst „Antreiben“ 	Beschleunigung messen und umrechnen 
Radlast variieren	Komponente ausbauen Gewichte ins Fahrzeuge 	Dynamische Achslaständerung 

Die Gesamtlösung ergibt sich aus Kombinationen der einzelnen Teillösungen. Beim gleichzeitigen Antreiben und Bremsen ergibt sich keine dynamische Achslaständerung, da die Geschwindigkeit konstant ist. Ebenfalls ist eine Messung des Schlupfs durch die Drehzahl der beiden verschiedenen Räder in diesem Fall unmöglich, da die Geschwindigkeit des Fahrzeuges nicht messbar ist. Die beiden Gesamtlösungen ergeben sich daher aus den Spalten des morphologischen Kastens.

Die erste Variante ist dabei zu bevorzugen, da dieser Versuch bei anderen Modellen durchgeführt wird und aufgrund der konstanten Geschwindigkeit mit besseren Versuchsergebnissen zu rechnen ist. Dies liegt zum einen an den dynamischen Effekten der Reifen zum anderen an ungenauen Me-

thoden zur Bestimmung des Fahrzeugschwerpunkts, dessen Position für die zweite Variante essenziell ist.

Für den Versuch wird das Fahrzeug auf die Startbahn gestellt und aus dem Stand auf eine Zielgeschwindigkeit von 3 m/s beschleunigt. Es wird das Moment an den beiden Vorderrädern ermittelt, welches notwendig ist, um die Fahrwiderstände zu überwinden. Nachdem dieser Wert ermittelt ist, wird das Fahrzeug erneut auf die Ausgangsposition gestellt und auf 3 m/s beschleunigt. Nach einer Konstantfahrt von 1 s wird ein Soll-Antriebsmoment auf die beiden Vorderräder und ein Soll-Bremsmoment auf die Hinterräder aufgebracht. Dieses ist gleich groß, wobei auf das Antriebsmoment zusätzlich das Moment zum Überwinden der Fahrwiderstände addiert wird. Dadurch ist die stationäre Fahrt gewährleistet. Durch Erhöhen der Soll-Momentvorgabe an den vier Rädern ist der Schlupf variierbar. Aus dem effektiven Rollradius und dem Momentensprung ergibt sich die Längskraft. Diese ist dann über den gemessenen Schlupf darstellbar. Die Parametrierung der Magic Formula wird dann anhand von Messdaten für verschiedene Radaufstandskräfte durch Optimierungsalgorithmen vollzogen. Die Höhe der Soll-Momentsprünge ist in den Versuchen zu ermitteln. Ziel ist es, den Schlupf zwischen 0 % bis 20 % in 5 %-Schritten zu variieren und darüber hinaus bis 100 % Schlupf in 10 %-Schritten. Die geringere Schrittweite bei niedrigen Schlupfwerten dient der Identifizierung der Schlupfsteifigkeit im Ursprung.[139] Durch dieses Vorgehen lässt sich $F_x(\kappa_x,F_z)$ und $c_\kappa(F_z)$ bestimmen.

8.5.5 Querkraft

In Tabelle 8-12 sind die Parameter zur Bestimmung des Querkraftmodells der Reifen aufgelistet. Neben der Schräglaufsteifigkeit ist die Sturzsteifigkeit der Reifen zu ermitteln.

Tabelle 8-12: Parameterliste Querkraftmodell

Parameter	Identifikationsmethode
$c_\alpha(F_z)$	Messung
$c_\gamma(F_z)$	Messung

Die Querkraft der Reifen ist nicht direkt messbar, sondern ist durch andere Messgrößen zu bestimmen. Hierzu wird das Lenkmoment am Lenkaktor genutzt. Die Reifenquerkraft erzeugt ein Rückstellmoment am Reifen und ein Rückstellmoment aufgrund des geometrischen Nachlaufs. Dies wird aus Abbildung 8–5 ersichtlich.

[139] Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015), S. 77.

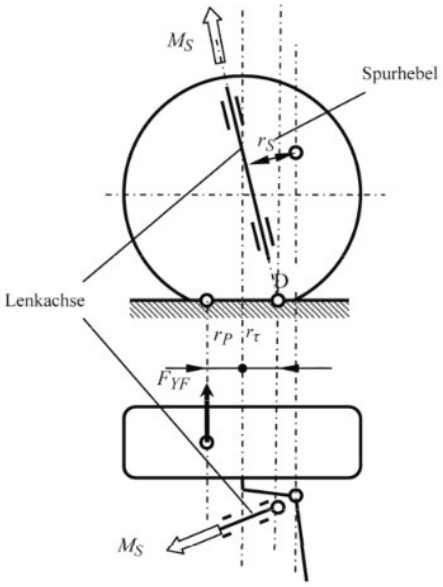


Abbildung 8–5: Lenkmoment aufgrund der Reifenseitenkraft[140]

Das Lenkmoment berechnet sich für kleine Lenkwinkel nach Gleichung (8-12).

$$M_{z,\mathrm{Le}}^{R} = F_{y,\mathrm{R}}^{R}(na_{\mathrm{R}} + na_{\mathrm{Ko}}) \tag{8-12}$$

Dabei entspricht das Lenkmoment in z-Richtung nicht dem Moment am Lenkaktor. Dieses ist über eine Koordinatentransformation über den Nachlauf- und Spreizwinkel zu berechnen.

$$M_{z,\mathrm{Le}}^{\mathrm{RT}} = F_{y,\alpha,\mathrm{R}}^{R}(na_{\mathrm{R}} + na_{\mathrm{Ko}})\cos(\sigma)\cos(\theta) \tag{8-13}$$

Der konstruktive Nachlauf, der Nachlauf- und der Spreizwinkel sind aus der Kinematik des Radträgers vorgegeben. Diese sind den Daten der FEM-Simulation zu entnehmen. Der Reifennachlauf berechnet sich für kleine Schräglaufwinkel aus der Latschlänge.[141]

$$na_{\mathrm{R}} = \frac{1}{6}L \tag{8-14}$$

Die Latschlänge ist aus dem effektiven Rollradius bestimmbar. Da das Modell des Rollradius bereits parametriert ist, ist die Latschlänge hieraus zu bestimmen. Es ergibt sich Formel (8-15).

$$L = 2\sqrt{r_0^2 - r_{eff}^2} \tag{8-15}$$

Für den Versuch wird ein Schräglaufwinkel eingestellt und basierend auf den Gleichungen (8-13) bis (8-15) die Querkraft des Reifens berechnet. Aus den Messungen lässt sich die Schräglaufsteifigkeit bestimmen, indem F_y über α aufgetragen wird. Dabei ist bei den Versuchen darauf zu achten, dass der Sturzwinkel 0 ist, da der Reifensturz ebenfalls ein Rückstellmoment erzeugt. Auf Basis der Kinematik der Radaufhängung ist der Sturzwinkel in Abhängigkeit der Radlast und des Lenkwin-

[140] Harrer, M.; Pfeffer, P.: Grundlegendes zum Lenkvorgang (2013), S. 34.

[141] Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018), S. 164.

kels bestimmbar. Da in den Versuchen ein frei abrollendes Rad das zu untersuchende Objekt ist, ist während des Versuchs das Antriebs-/ Bremsmoment 0. Dennoch ist das Ziel, eine stationäre Fahrt zu erreichen, da dadurch unerwünschte dynamische Effekte im Reifen und der Radlast eliminiert werden. Aus den Beschreibungen ergeben sich die Manöver der stationären Kreisfahrt und die Geradeausfahrt mit Schräglaufwinkel als potentielle Versuche. Die stationäre Kreisfahrt ist aufgrund der Abmessungen des Flugplatzes, Schwierigkeiten beim Bestimmen der Radlasten aufgrund der Querbeschleunigung sowie der Kopplung von Schräglauf- und Sturzwinkel nicht umsetzbar.

Der Versuch Geradeausfahrt mit Schräglaufwinkel und konstanter Geschwindigkeit ist in Abbildung 8–6 dargestellt. Der zu vermessende Reifen befindet sich vorne rechts. Die anderen Räder werden dabei angetrieben, um die Geschwindigkeit konstant zu halten und stützen die Seitenkräfte und das Giermoment ab, damit eine stationäre Fahrt entlang der Startbahn gewährleistet ist. Das Lenkmoment am vorderen linken Rad wird gemessen und der Schräglaufwinkel sowie das Gewicht variiert. Da diese Versuche die Reifen deutlich belasten, ist die Anzahl der Versuche möglichst gering zu halten und die verschiedenen Versuche auf die Räder zu verteilen. Dabei ist jedoch die Gewichtsverteilung des Fahrzeuges zu berücksichtigen. Für die Radaufstandskraft werden zwei Variationen mit einer Zusatzmasse von 500 kg und der Reduktion durch Ausbauten vorgesehen, wobei zum aktuellen Zeitpunkt eine Abschätzung der Masse der ausgebauten Teile unrealistisch ist. Der nichtlineare Bereich der Reifenquerkraft fängt typischerweise bei ±5° Schräglaufwinkel an.[142] Da das Reifenmodell die Schräglaufsteifigkeit zur Berechnung der Querkraft benötigt, ist dieser Messbereich ausreichend. Daher wird der Schräglaufwinkel in 1°-Schritten bis ±5° variiert. Die Bestimmung des Schräglaufwinkels ist mittels des Correvit-Sensors und dem Lenkwinkel möglich.

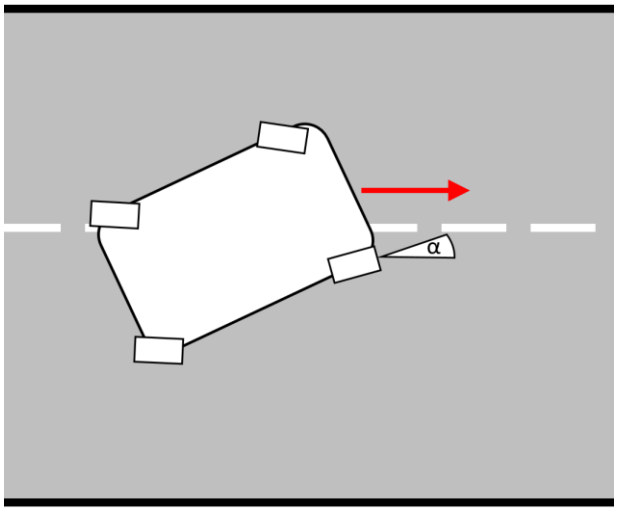


Abbildung 8–6: Geradeausfahrt unter Schräglauf

Nach Matschinsky ist das Rückstellmoment an der Lenkung allerdings zusätzlich von der Radaufstandskraft sowie der Längskraft abhängig.[143] Selbst im freirollenden Zustand erzeugt der Reifen einen Rollwiderstand, der eine Längskraft im Kontaktpunkt des Reifens zur Folge hat. Um diese

[142] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012), S. 197.

[143] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge (2007), S. 236f.

Einflüsse in der Auswertung zu berücksichtigen, werden Gleichungen (8-16) und (8-18) in die Momentengleichung (8-13) für das Moment am Lenkungsaktor einbezogen. Es ergibt sich Gleichung (8-19).

$$M_{z,F_z}^{RT} = r_\sigma F_z^R \tan\theta \cos\chi + na_{\mathrm{Ko}} F_Z^R \tan\sigma \cos\chi \tag{8-16}$$

χ ist der räumliche Neigungswinkel der Spreizachse.

$$\tan\chi = \sqrt{\tan^2\sigma + \tan^2\theta} \tag{8-17}$$

Die Kraft durch den Rollwiderstand erzeugt ebenfalls ein Moment um die Lenkachse.

$$M_{z,F_{\mathrm{Roll}}}^{RT} = r_\sigma F_{\mathrm{Roll}}^R \tan\theta \cos\chi + na_{\mathrm{Ko}} F_{\mathrm{Roll}}^R \tan\sigma \cos\chi \tag{8-18}$$

Somit ergibt sich für das Moment am Lenkaktor:

$$M_{z,\mathrm{Le}}^{\mathrm{RT}} = F_{y,\alpha}^R (na_{\mathrm{R}} + na_{\mathrm{Ko}}) \cos(\sigma) \cos(\theta) + M_{z,F_z}^{RT} + M_{z,F_{\mathrm{Roll}}}^{RT} \tag{8-19}$$

Die Vorzeichen der Momente sind dabei von den geometrischen Größen abhängig.

Ein weiterer Parameter des Querkraftmodells ist die Sturzsteifigkeit des Reifens. Dafür ist die F_y-γ-Kurve zu vermessen und im linearen Bereich die Steigung zu bestimmen. Der Sturzreifennachlauf ist sehr gering, weshalb dieser in den Betrachtungen vernachlässigt wird.[144] Die Sturzseitenkraft wirkt sich daher aufgrund des konstruktiven Nachlaufs direkt auf das Lenkmoment am Aktor aus. Es ergibt sich zur Berechnung der Sturzseitenkraft die dargestellte Formel (8-20).

$$M_{z,\mathrm{Le}}^{\mathrm{RT}} = F_{y,\gamma}^R na_{\mathrm{Ko}} \cos(\sigma) \cos(\theta) + M_{z,F_z}^{RT} + M_{z,F_{\mathrm{Roll}}}^{RT} \tag{8-20}$$

Der Sturz entsteht aufgrund der Kinematik der Radaufhängung und ist neben der Einfederung vom Lenkwinkel abhängig. Der Sturz ist somit über die Lenkung einstellbar. Bei der Auswertung ist lediglich die Seitenkraft aufgrund des Sturzes von Interesse, weshalb ein Schräglaufwinkel 0 zu halten ist. Das wird genauso erreicht wie beim Messen der Schräglaufsteifigkeit. Abbildung 8–7 zeigt den Fahrversuche für unterschiedliche Sturzwinkel.

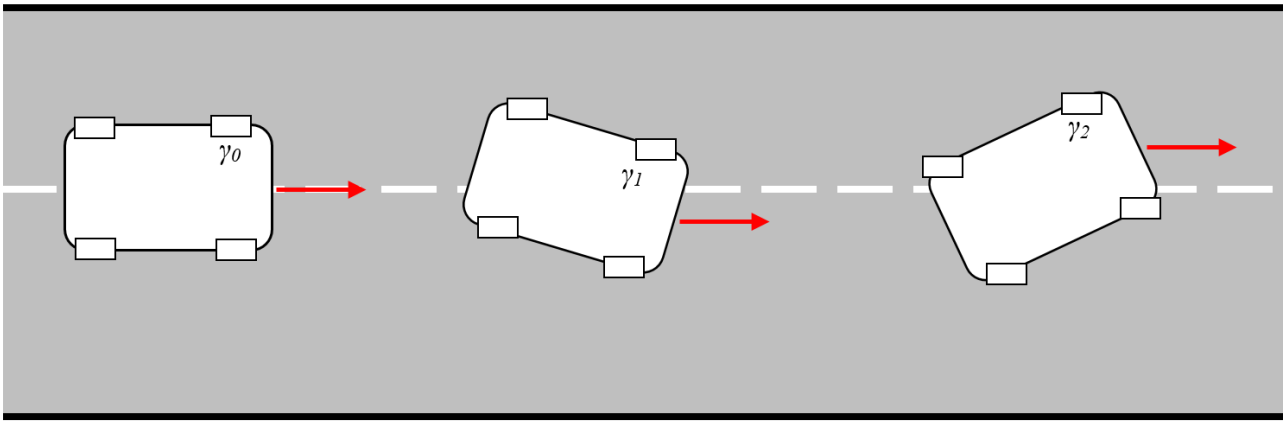


Abbildung 8–7: Fahrversuch für unterschiedliche Sturzwinkel

[144] Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung (2009), S. 138.

Der Sturzwinkel wird mittels des WPS gemessen. Der Sturz wird wie der Schräglaufwinkel im Bereich von ±5° in 1°-Schritten verändert. Somit sind genügend Messpunkte zu einer Bestimmung der Sturzsteifigkeit vorhanden. Dieser Versuch ist nur für eine Radlast durchzuführen, da der Quotient aus Sturzsteifigkeit und Schräglaufsteifigkeit weitestgehend konstant bleibt.[144] Daher lässt sich die Abhängigkeit der Sturzsteifigkeit von der Radlast aus den Messungen der Schräglaufsteifigkeit bestimmen.

8.5.6 Rückstellmoment

Die Parameter des Rückstellmomentmodells sind in Tabelle 8-13 aufgelistet.

Tabelle 8-13: Parameterliste Rückstellmomentmodell

Parameter	Beschreibung	Identifikationsmethode
$L_{0,R}(F_{z0})$	Latschlänge	Bekannt aus (8-15)
$\mathrm{br_R}$	Halbe Latschbreite	Messung
$c_\alpha(F_z)$	Schräglaufsteifigkeit	Bekannt aus 8.5.5
$c_{M,\alpha}(F_{z0})$	Rückstellsteifigkeit	Bekannt aus 8.5.5
C_z	Magic Formula Faktor	Parameterschätzung
E_z	Magic Formula Faktor	Parameterschätzung
$e_{3,4,5,6,7,9,10,11}$	Einflussfaktoren	Parameterschätzung

Als erster Parameter wird die Latschbreite bestimmt. Sie ergibt sich aus der elliptischen Aufstandsfläche des Reifens nach Gleichung (8-21).[145]

$$A_\mathrm{R} = br_\mathrm{R} L_{0,\mathrm{R}}(F_{z0}^R)\pi \tag{8-21}$$

Die Aufstandsfläche ist abhängig vom Reifeninnendruck und der vertikalen Einfederung des Reifens.[145]

$$A_\mathrm{R} = \frac{F_z^R - c_z z}{p_\mathrm{R} - p_\mathrm{Um}} \tag{8-22}$$

Der Reifeninnendruck lässt sich mit handelsüblichen Druckluftautomaten bestimmen. Die Einfederung ist aus den Messungen des Hydropulsers bei der nominellen Radaufstandskraft zu ermitteln. Somit ist aus den beiden Gleichungen eine Bestimmung der Latschbreite möglich.

Die restlichen Parameter sind durch Optimierungen der Reifenkennlinie zu ermitteln. Das Rückstellmoment der Reifen ist daher bei allen Versuchen der Reifenparametrierung aufzuzeichnen. Daraus ergibt sich das Rückstellmoment in Abhängigkeit der Radaufstandskraft, des Sturzes, des Schlupfs und des Schräglaufs. Zeigt sich, dass weitere Messpunkte notwendig sind, da die bisherigen Versuche den Bereich der Rückstellmomentkurve unzureichend abdecken, sind weitere Versu-

[145] Seipel, G.: Diss., Analyse der Entstehung und Intensität von Reifenspuren (2013), S. 37.

che speziell für diese Punkte durchzuführen. Die Versuche sind genauso durchzuführen, wie in Kapitel 8.5.4 und 8.5.5 beschrieben.

8.5.7 Transientens Reifenverhalten

In Tabelle 8-14 sind die Parameter des transienten Reifenmodells aufgelistet. Die Parameter des transienten Reifenmodells sind entweder durch vorangegangene Versuche bekannt oder aus Herstellerangaben zu parametrieren. Der Parameter D_y ist als Lookup-Table in Abhängigkeit des Sturzes und der Radlast zu hinterlegen. Er ergibt sich aus dem korrekt parametrieren Längskraftmodell der statischen Reifenkräfte.

Tabelle 8-14: Parameterliste transientes Reifenmodell

Parameter	Beschreibung	Identifikationsmethode
$c_\kappa(F_z)$	Schlupfsteifigkeit	Bekannt aus 8.5.4
c_x	Karkassenlängssteifigkeit	Herstellerangaben
c_y	Karkassenquersteifigkeit	Herstellerangaben
D_y	Differenz zwischen Wendepunkt und Maximum der Magic Formula von F_y	Bekannt aus Modellierung

Es ist grundsätzlich vorstellbar, die Karkassensteifigkeiten durch einen Versuch mit einem Lenkwinkelsprung zu ermitteln, indem das Modellverhalten durch eine Parameterschätzung mittels Optimierung für das Gesamtfahrzeugverhalten durchgeführt wird. Es wird allerdings von diesem Versuch Abstand genommen, weil dadurch die Abweichung zwischen Simulation und Realität als Fehler des Reifenmodells interpretiert wird. Es ist jedoch davon auszugehen, dass Modellfehler anderer Komponenten ebenfalls zu einer Abweichung führen. Daher wird eine Optimierung an der falschen Stelle des Modells durchgeführt. Falls jedoch durch den Hersteller keine Informationen zu erhalten sind, ist auf diese Variante zurückzugreifen.

8.6 Parametrierung Batteriemodell

In Tabelle 8-15 sind die zu identifizierenden Parameter des Batteriemodells mit der zugehörigen Identifikationsmethode aufgelistet.

Tabelle 8-15: Parameterliste Batteriemodell

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
Ca_1	Messung	R_2	Messung
R_1	Messung	R_{Int}	Messung
Ca_2	Messung	U_{Int}	Messung

Zur Ermittlung der Parameter der Batterie ist eine Messung der entsprechenden Ladecharakteristik durchzuführen. Da eine solche Messung und anschließende Parametrierung bereits durch Chen et al. gemacht wurde, wird der Versuch übernommen.[146a] Der Versuch ist unter Laborbedingungen durchgeführt worden. Falls die für die Batterie verantwortlichen Projektpartner diese Versuche vornehmen, ist eine Ermittlung am Prototypen überflüssig. Dennoch wird als Alternative ein Fahrversuch hergeleitet, sodass alle Eventualitäten abgedeckt sind. Die Anforderungen an den Versuch sind das Aufbringen eines konstanten Entladestroms sowie Messen des SOCs und der Batteriespannung. Im Labor ist ein Versuch an mehreren Zellen oder dem gesamten Zellpaket vorstellbar.

8.6.1 Laborversuch

Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 8–8 zu sehen. Die Batterie wird an einen Verbraucher angeschlossen und mit pulsierten Entladeströmen belastet.

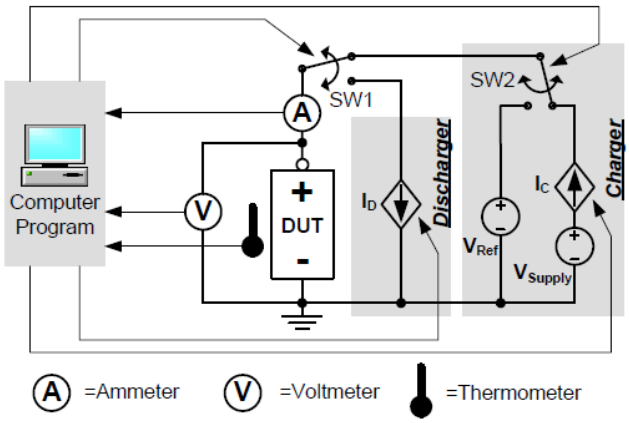


Abbildung 8–8: Versuchsaufbau zur Batterieparametrierung[146a]

In Abbildung 8–9 ist ein zeitlicher Verlauf aus dem Experiment des Entladestroms dargestellt.

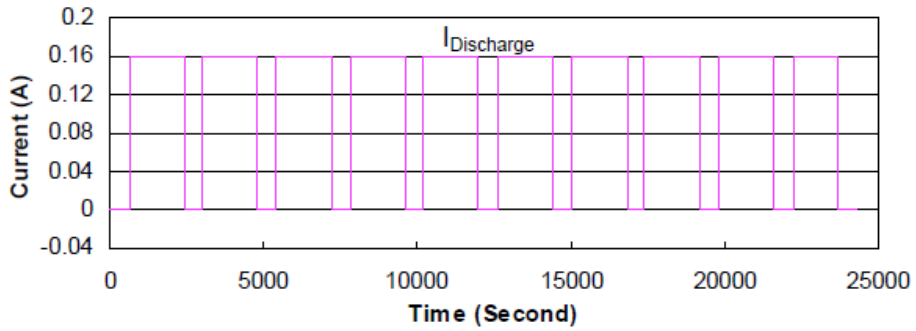


Abbildung 8–9: Zeitlicher Verlauf des Entladestroms[146a]

Der Wert des konstanten Entladestroms ist dabei beliebig einstellbar, da der Spannungsverlauf unabhängig vom Entladestrom ist.[146b] Daher werden die Entladeströme nach Chen et. al übernommen. Diese sind 80 mA, 160 mA, 320 mA und 640 mA. Aufgrund der hohen Zeitdauer der Messung wird für die gesamte Batterie ein Versuch bei den jeweiligen Entladeströmen durchgeführt. Werden ein-

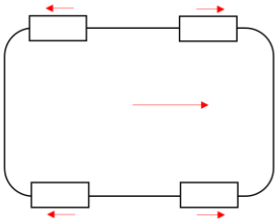
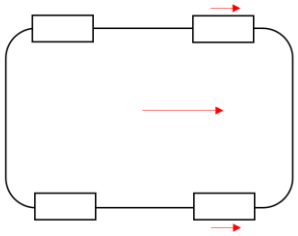
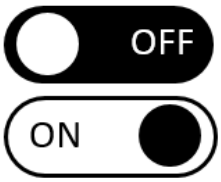
[146] Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006). a: S. 509, b: S. 510.

zelne Zellen vermessen, ist mit produktionsbedingten Abweichungen der Eigenschaften der unterschiedlichen Zellen zu rechnen.[147] Daher sind die Versuche bei mehreren Zellen durchzuführen. Zwischen den Pulsen empfiehlt sich eine Ruhephase mit einer Dauer von mehreren Minuten bis zu einer Stunde. Die Parameter werden mittels Optimierungsalgorithmen aus den Messdaten gewonnen. [148]

8.6.2 Versuch am Prototypen

Die Anforderung an den Fahrversuch ist ein konstanter Entladestrom, der möglichst als Sprungfunktion aufzuprägen ist. Zusätzlich sind die Spannung und der SOC zu bestimmen. Daher wird für den Versuch ein morphologischer Kasten erstellt. Bei den aufgelisteten Versuchen sind die Batterien voll aufzuladen.

Tabelle 8-16: Morphologischer Kasten Batterieparametrierung

Funktion	Teillösung 1	Teillösung 2	Teillösung 3
Erzeugen sprunghafter Entladestrom	Antreiben und Bremsen	Antreiben und Fahrwiderstände	Ein- und Ausschalten Zusatzverbraucher
			
Spannung ermitteln	Daten aus Dienst		
SOC ermitteln	Daten aus Dienst		

Das Erzeugen des sprunghaften Entladestroms ist in verschiedene Teillösungen aufgegliedert. Teillösung 1 zeigt das Antreiben der Vorderräder und das Bremsen der Hinterräder bei konstanter Geschwindigkeit. Aufgrund der hohen Dynamik des Radnabenantriebs bei einer Soll-Vorgabe, kommt dieser Versuch dem pulsierten Entladestrom am nächsten. Die zu vermessende Batterie ist beim Beschleunigen auf die Zielgeschwindigkeit ungenutzt. Das Beschleunigen wird durch die anderen Dynamikmodule übernommen. Beim Erreichen der Zielgeschwindigkeit wird das Drehmoment schlagartig an den vorderen Rädern erhöht, während die hinteren Räder bremsen. Das Fahrmanöver ist im stabilen Bereich der µ-Schlupf-Kurve sicherheitsunkritisch.

Teillösung 2 stellt das Beschleunigen auf der Teststrecke und Halten einer konstanten Geschwindigkeit dar. Das Beschleunigen auf die Zielgeschwindigkeit wird hierbei durch die beiden hinteren Räder durchgeführt, damit die vorderen Antriebseinheiten bei der Zielgeschwindigkeit sprungartig

[147] Roth, P. E.: Final Report to NASAJSC (2005), S. 11.

[148] Keil, P.; Jossen, A.: Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen (2012). S. 9f.

ein Moment stellen und dadurch ein sprunghafter Entladestrom auf die Batterie aufgeprägt wird. Sobald den Vorderrädern ein Soll-Moment vorgegeben wird, ist das Moment der Hinterräder auf 0 zu regeln. Problematisch ist hier, dass der Entladestrom aufgrund der Fahrwiderstände begrenzt ist.

Teillösung 3 ist das Einschalten von zusätzlichen Verbrauchern, wie Computer, Klimatisierung und Heizung. Die Leistung der Verbraucher ist allerdings auf wenige hundert Watt begrenzt, wodurch ein niedriger Entladestrom pro Zelle zu erwarten ist.

Die Daten für die Spannung und den SOC werden aus dem Dienst Batteriemanagement ausgelesen.

Aus den schon beschriebenen Gründen ist die Teillösung 1 zu bevorzugen. Dieser Versuch wird bereits für die Parametrierung des Antriebes und der Reifen genutzt, weswegen sich Synergien in der Versuchsdurchführung ergeben und die Anzahl der Versuche minimiert wird. Die Parametrierung erfolgt wie in den Laborversuchen mittels Optimierungsalgorithmen.

Die gerade Strecke des Flugplatzes ist für die Durchführung der Versuche geeignet. Je geringer die Geschwindigkeit dabei ist, desto länger wird die Batterie entladen. Daher ist eine geringe Fahrgeschwindigkeit anzustreben.

8.7 Parameter BCU

Die Parameter der BCU sind Tabelle 8-17 zu entnehmen. Neben dem maximalen und minimalen SOC sind die zeitlichen Einschränkungen des maximalen Entladestroms zu identifizieren.

Tabelle 8-17: Parameterliste der BCU

Parameter	Identifikationsmethode	Parameter	Identifikationsmethode
SOC_{max}	Information Projektpartner	$t_{max}(I)$	Messung
	Messung	t_{pause}	Messung
SOC_{min}	Information Projektpartner		
	Messung		

Für die Grenzwerte des SOC wird die Information der Projektpartner als bevorzugte Quelle angestrebt. Da die Information allerdings nicht gewährleistet ist, sind die Grenzwerte des SOC zu ermitteln, indem die Batterie aufgeladen und komplett entladen wird. Der Wert ist aus dem Dienst der Batterie ermittelbar.

Die Begrenzung des maximalen Entladestroms ist anhand von Messungen durchzuführen. Zur Bestimmung der beiden Parameter ist ein Entladestrom oberhalb von 350 A zu erzeugen und zu halten. Dieser sollte dabei möglichst konstant sein, damit eine Zuordnung eines Entladestrom zu einer Zeitdauer möglich ist. Die Versuche lassen sich ebenfalls in Labor- und Fahrversuch unterteilen.

8.7.1 Laborversuch

Beim Laborversuch wird das gesamte Batteriepaket mit einem konstanten Entladestrom belastet und die Zeit gemessen, wie lange dieser Strom abgegeben wird, bevor die BCU den Entladestrom begrenzt. Um eine Unabhängigkeit von Temperatur und SOC zu erreichen, ist die Batterie nach den Versuchen erneut aufzuladen und es ist darauf zu achten, dass die Batterie die Umgebungstemperatur wieder erreicht hat. Dadurch ist eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewährleistet. Die Stützstellen für die Messung werden vorerst äquidistant über den auszuwertenden Bereich verteilt. Zeigt sich dabei, dass sich große Änderungen zwischen zwei Messstellen ergeben, sind weitere Stützstellen dazwischen zu vermessen. Um die Versuchsanzahl gering zu halten, wird als erste Annahme alle 100 A eine Stützstelle vermessen (s. Tabelle 8-18). Sobald die BCU den maximalen Entladestrom beschränkt, ist eine Belastung mit dem noch zur Verfügung stehenden, maximalen Entladestrom zu realisieren. Dabei wird die Zeit gemessen, bis der maximale Entladestrom von 700 A wieder abrufbar ist. Dadurch ergibt sich eine konservative Abschätzung der Ruhephase zwischen zwei Belastungsspitzen.

Tabelle 8-18: Stützstellen der Laborversuche

Stützstelle	Entladestrom
1	450 A
2	550 A
3	650 A
4	700 A

Wie bereits erwähnt wurde, sind Abhängigkeiten zum SOC und zur Temperatur nicht auszuschließen. Zeigt sich hierbei eine deutliche Abhängigkeit, ist das Modell zu erweitern und weitere Versuche bezüglich dieser Faktoren durchzuführen. Hier sind Methoden der statistischen Versuchsplanung anzusetzen, um die Versuchsanzahl überschaubar zu halten.

8.7.2 Versuch am Prototypen

Um den Laborversuch auf einen Fahrversuch zu übertragen, sind die gleichen Bedingungen einzuhalten. Aus den Informationen des Radnabenantriebs geht hervor, dass dieser maximal 500 A Entladestrom bei 165 Nm Motormoment und 850 U/min Motorendrehzahl benötigt. Durch die zusätzlichen Verbraucher ist somit die Differenz des Betrages zum maximalen Entladestrom von 700 A aufzubringen. Erreichen die Verbraucher nicht den geforderten Strom von 200 A, ist der maximale Verbrauch dieser als letzte Stützstelle vorzusehen. Daher ergibt sich für diesen Versuch ebenfalls Tabelle 8-18 mit der der zuvor beschriebenen Stützstelle 4. Die anderen Stützstellen sind durch eine Reduktion des Drehmoments bzw. der Drehzahl erreichbar.

Als Fahrmanöver eignet sich erneut das Manöver des gleichzeitigen Antreibens der Vorderräder und des Bremsens der Hinterräder. Dadurch werden die Drehzahl und das Drehmoment und damit der Entladestrom möglichst konstant gehalten. Die Drehzahl von 850 U/min entspricht einer Ge-

schwindigkeit von 8,5 m/s. Anhand der Geschwindigkeit wird überprüft, ob die Länge der Startbahn für den Versuch ausreichend ist. Der maximale Entladestrom steht für 20 s zur Verfügung. Die Strecke ergibt sich nach Gleichung (8-23).

$$st = 2\frac{v^2}{2a_x} + t_{\mathrm{Ver}}v = \frac{\left(8{,}5\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2}{2\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}} + 20\ \mathrm{s} \cdot 8{,}5\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} = \ 182{,}5\ \mathrm{m} \tag{8-23}$$

Die Startbahn reicht für den Versuch aus. Nachdem die BCU den Entladestrom begrenzt, ist eine weitere Belastung mit dem noch zur Verfügung stehenden Entladestrom vorgesehen. Dies wird durch eine Drehzahlreduktion erreicht. Unter der Annahme, dass die Verbraucher einen Strom von 200 A benötigen, sind durch den Radnabenantrieb noch 150 A als Last aufzubringen. Bei einem Drehmoment von 174 Nm entspricht dies bei einem abgeschätzten Wirkungsgrad von 90 % einer Drehzahl der Felge von 11,87 rad/s (s. (8-24)) und somit einer Geschwindigkeit von 3,56 m/s.

$$\omega_{\mathrm{Mot}} = \frac{U_{\mathrm{Bat}} I_{\mathrm{max}} \eta_{\mathrm{Mot}}}{M_{Mot} i_{An}} = \frac{48\ \mathrm{V}\ \cdot 150\ \mathrm{A} \cdot 0{,}9}{174\ \mathrm{Nm} \cdot 3{,}138} = 11{,}87\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}} \tag{8-24}$$

Aus der noch zur Verfügung stehenden Strecke und der Geschwindigkeit wird die Zeitdauer des Manövers ermittelt.

$$t_{Ver} = \frac{1100\ \mathrm{m} - 182{,}5\ \mathrm{m}}{3{,}56\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}} = 250\ \mathrm{s} \tag{8-25}$$

Es steht eine Zeit von 250 s zur Verfügung, um zu überprüfen, ob die BCU den maximalen Entladestrom von 700 A wieder freigibt. Reicht die Strecke nicht aus, ist der Prototyp entgegen der Vorzugsrichtung über die Startbahn zu bewegen, bis der Freigabezeitpunkt erreicht ist.

Mit diesem letzten hergeleiteten Versuch sind alle Parameter identifizierbar. Der letzte Punkt der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist somit erfüllt.

9 Fazit und Ausblick

Die Versuchsermittlung zur Parametrierung der erstellten Modelle stellt das letzte Arbeitspaket dieser Arbeit dar. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse dieser Masterthesis zusammengefasst und ein Ausblick darüber gegeben, welche zukünftigen Aufgaben durchzuführen sind.

9.1 Zusammenfassung der Arbeit

Nach der Vorstellung des Projekts UNICAR*agil* in der Einleitung und eine kurze Beschreibung der Aufgabenstellung und der Mehtodik sind in Kapitel 2 die Grundlagen dieser Arbeit präsentiert. Neben grundlegenden Aspekten der Modellbildung werden die unterschiedlichen Komponenten adressiert und ihre Funktion im Fahrzeug erläutert. Eine anschließende Analyse des Fahrzeugmodells vor der Modellüberarbeitung zeigt, dass die Modellierung bei allen Komponenten unzureichend ist. Zur Gewährleistung der Funktionalität zwischen dem Simulationsmodell und der FTR erfolgt eine detaillierte Betrachtung der Dienste Architektur.

Aus der vorherigen Literaturrecherche und den Informationen aus den Dokumenten des Projekts werden systematisch Anforderungen für die einzelnen Komponentenmodelle abgeleitet. Die Anforderungsliste ist das Resultat dieses Schritts. In der Liste sind zusätzlich Verifikationsmethoden definiert, um eine Absicherung des Entwicklungsprozesses zu gewährleisten. Integrationstests dienen dazu, die Schnittstellen der entwickelten Modelle zu testen und zu überprüfen. Sie definieren ebenfalls Anforderungen an die Modellierung. Die Anforderungsliste bildet die Grundlage für das nachfolgende Kapitel.

In der Modellbildung werden zuerst die existierenden CarMaker Modelle analysiert und bewertet sowie bei Konflikten mit den Anforderungen weitere Modelle beschrieben und ausgewählt. Für den Radnabenantrieb zeigt sich, dass eine Erweiterung des Antriebsmodells von CarMaker notwendig ist. Das grundsätzliche CarMaker Modell wird daher adaptiert und genutzt. Das Lenkungsmodell von CarMaker ist zur Abbildung der geforderten Eigenschaften nicht geeignet. Daher wird basierend auf den Rahmenbedingungen in der Thesis ein eigenes Modell entwickelt. Das Bremsmodell setzt sich aus mehreren Subsystemen zusammen und erfüllt neben den dynamischen die funktionellen Anforderungen. Durch die Unterstützung der Projektpartner wird die Radaufhängung anhand einer SKC-Datei aus einer FEM-Simulation gewonnen. Neben dieser Datei, die die Kinematik und Elastokinematik abbildet, wird das CarMaker Modell für die Federung und die Dämpfung des Fahrzeugaufbaus verwendet. Das Reifenmodell ist so entwickelt, dass eine Parametrierung durch Fahrversuche gewährleistet ist. Es basiert auf den Gleichungen von Pacejka für die Längs-, Querkraft und das Rückstellmoment sowie das transiente Verhalten. Das Bohrmoment ergibt sich aus einem gesonderten Modell. Die Modelle für den effektiven Rollradius, der Rollwiderstand und das Vertikalmodell vervollständigen die Reifennachbildung. Das Modell der Batterie ist der letzte Punkt der Modellierung. Dabei findet die grundlegende Modellierung aus CarMaker Anwendung, wobei eine Adaption an die Fahrzeugarchitektur notwendig ist.

Nachdem die Modellierung abgeschlossen ist, wird im sechsten Kapitel die Verifikation der einzelnen Modelle durchgeführt. Die in der Anforderungsliste definierten Verifikationsmethoden werden verwendet. Es zeigt sich, dass bis auf die dynamischen Anforderungen des Radnabenantriebs alle Anforderungen erfüllt sind. Aus diesem Grund ist eine Iteration in diesem Schritt nicht notwendig.

In Kapitel 7 wird die Integration der Modelle untereinander und zu CarMaker analysiert. Dabei werden die zuvor definierten Anforderungen erneut überprüft. Es zeigt sich, dass eine Überarbeitung des Bremsenmodells notwendig ist, da die Integration der Bremse mit dem ABS zu einer veränderten Dynamik führt. Diese Problematik wird in einem iterativen Schritt behoben. Ebenfalls findet eine Optimierung der dynamischen Eigenschaften statt, indem ein Überschwingen des Bremsdrucks und damit des Bremsmoments verhindert wird. Der Abschluss der Integrationstests stellt ein Open-Loop Versuch mit Signalen der FTR dar. Die Modelle der Dynamikmodule reagieren auf die verschiedenen Vorgaben und regeln die Soll-Größen ein.

Im letzten Kapitel der Masterthesis werden den Parametern, welche in der Modellbildung definiert werden, zuvor recherchierte Identifikationsmethoden zugeordnet. Für Parameter, die lediglich aus Versuchen bestimmbar sind, werden Fahrversuche hergeleitet. Dafür werden morphologische Kästen abgeleitet und eine Auswahl daraus getroffen, um eine optimale Versuchsplanung zu realisieren.

9.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Simulationsmodell der Dynamikmodule erstellt und in CarMaker integriert. Neben verschiedenen Annahmen, die am realen Fahrzeug noch zu prüfen sind, ist eine Erweiterung der Modelle um einige weitere Aspekte notwendig.

9.2.1 Modellerweiterungen

Aufgrund diverser Verzögerungen bei der Bereitstellung der SKC-Datei der Kinematik und Elastokinematik war eine Einbindung der Datei und Integration in das Modell im zeitlichen Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Daher ist die Datei in CarMaker noch einzufügen. Dies funktioniert direkt über die Benutzeroberfläche von CarMaker. Die SKC-Datei bestimmt anhand der generalisierten Koordinaten Rotationswinkel des Radträgers und Einfederung die kinematischen Größen der Radaufhängung. Diese hat wiederum einen direkten Einfluss auf die Ausrichtung der Räder und somit auf den Lenkwinkel. Daher ist eine Lookup-Table in das Modell zu integrieren, in der der Soll-Lenkwinkel in eine generalisierte Soll-Koordinate der Rotation des Radträgers umgerechnet wird. Somit ist gewährleistet, dass der richtige Lenkwinkel mit der parametrierten Radaufhängung eingestellt wird.

In der Anforderungsliste ist der Wunsch der Lenkungsmodellierung auf Drehmomentebene festgehalten. Wie sich in der Modellbildung zeigt, ist bisher die Dynamik des Lenkwinkels berücksichtigt. Zur Verknüpfung des Lenkungs- und des Batteriemodells ist eine Erweiterung nötig. Durch das Reifenmodell ist die wirkende Last auf den Lenkungsaktor bestimmbar. Aus der Drehzahl und der Last lässt sich die notwendige Leistung bestimmen. Diese Leistung wirkt auf die Batterie als Ver-

braucher und lässt sich an dieser Stelle ergänzen. Eine Implementierung der Auswirkungen in der Berechnung des maximalen Entladestroms ist ebenfalls ohne Weiteres möglich.

Neben der Überarbeitung des Lenkmodells ist eine Ergänzung im Reifenmodell notwendig. Für das transiente Reifenverhalten werden die Faktoren D_y und c_α benötigt. Beide Faktoren sind von der Radaufstandskraft abhängig. D_y ist zusätzlich noch vom Sturz beeinflusst. Die Schräglaufsteifigkeit wird aus den Versuchen ermittelt und ist nach diesen als Lookup-Table einzubinden. Der Faktor D_y lässt sich nach der Parametrierung des Längskraftmodells für diverse Stützstellen aus dem Querkraftmodell entnehmen. Eine 2D-Lookup-Table erfüllt hier die notwendigen Anforderungen. In Abbildung 9–1 ist der erläuterte Ausschnitt des Simulationsmodells dargestellt. Die umrahmten Konstanten sind zu ersetzen und in Abhängigkeit der Radlast und des Sturzes einzufügen.

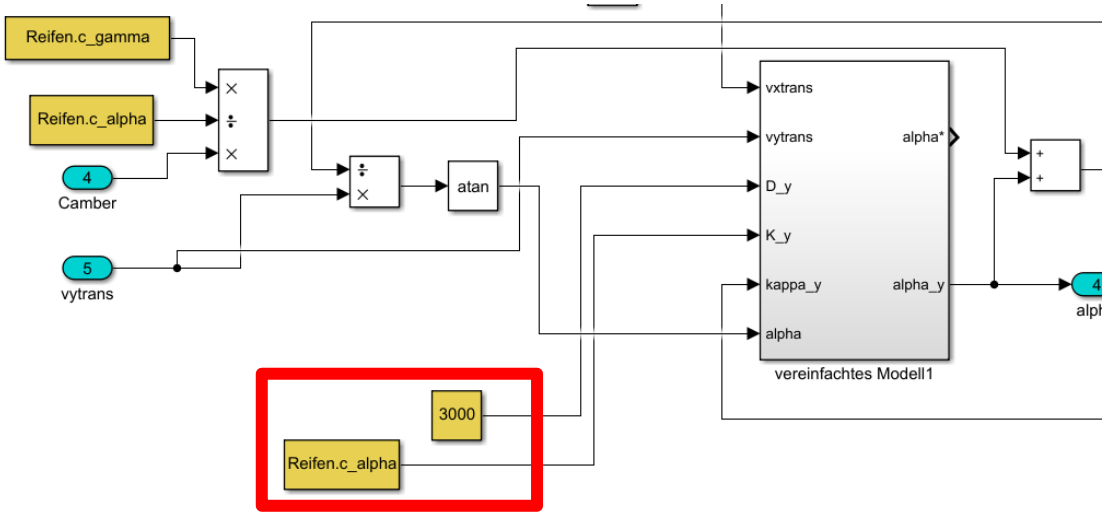


Abbildung 9–1: Ausschnitt Simulink Blockschaltbild Berechnung κ_x und κ_y

In Abbildung 9–1 sind des Weiteren die Schräglaufsteifigkeit c_α und die Sturzsteifigkeit c_γ als Konstanten vorgesehen (oben links Reifen.c_alpha/.c_gamma). Im Reifenmodell existieren weitere Konstanten, die Abhängigkeiten aufweisen. Diese müssen auch ersetzt werden und in Abhängigkeit der Radlast als Lookup-Table hinterlegt werden. In Tabelle 9-1 sind alle zu ersetzenden Konstanten des Reifenmodells aufgelistet und ihr jeweiliges Subsystem im Simulationsmodell.

Tabelle 9-1: Konstanten und Subsysteme des Reifenmodells

Parameter	Subsystem
Reifen.c_kappa	Längskraft→kappa effektiv→vereinfachtes Modell (längs)
Reifen.c_alpha	Längskraft→kappa effektiv→vereinfachtes Modell (quer)
Reifen.c_alpha	Längskraft→kappa effektiv
Reifen.c_gamma	Längskraft→kappa effektiv
D_y	Längskraft→kappa effektiv
Reifen.c_alpha	Rückstellmoment→Mz‘
Reifen.c_M_alpha0	Rückstellmoment→Mz‘
Reifen.c_alpha	Rückstellmoment→Mzr

9.2.2 Temperaturmodelle

Die Temperaturmodelle stellen sehr vereinfachte Vorstellungen der Realität dar. Generell haben diese Modelle einen Einfluss auf die Soll-Größen-Beschränkung der Radnabenantriebe. Daher liegt die Priorität nicht bei der exakten Modellierung, sondern bei der Abbildung einer Beschränkung. Der Umgang der FTR mit Soll-Größen-Beschränkungen ist mittels der Modelle analysierbar. In der Literatur finden sich detailliertere Temperaturmodelle, die exaktere Ergebnisse liefern.[149] Ergibt sich ein großer Unterschied zwischen dem Modell des Radnabenantriebs und der Realität, ist eine Überarbeitung des Modells notwendig. Die gleichen Erläuterungen sind ebenfalls für das Temperaturmodell der Batterie gültig.[150]

[149] Demetriades, G. D. et al.: A Real-Time Thermal Model of a Permanent-Magnet Synchronous Motor (2010).

[150] Lin, C. et al.: Lithium-ion battery electro-thermal model (2013 - 2013).

A Anhang: Datenblatt der Batterie[151]

UNICAR*agil* BM-910 – Lithium-Ionen Bordnetzbatterie

Maße und Gewichte		
Länge	600	mm
Breite	550	mm
Höhe	135	mm
Gewicht	65,6	kg
Mechanische Struktur	Verbundwerkstoff Sandwich-Gehäuse Flammhemmend	-
Dynamische Belastung	Selbsttragende Struktur Gehäuse aus Verbundwerkstoff	
Elektrische Werte		
Nennspannung	48	V
Zellchemie	910 x 18650 LiNiCoMnO2 - Zelle: LG M36	
Dauerbelastung pro Batteriepaket	10/200	kW/A
Entladestrom pro Batteriepaket	max. 700 (20 s)	A
Batteriemanagementsystem (BMS) mit CAN-Anschluss	Master/Slave Architektur Jedes Batteriemodul einzeln ansprechbar über CAN Bus Einzelspannung Temperatur SOH Einschätzung SOC Einschätzung Galvanisch isoliertes CAN Interface Überstromschutz Schutz vor Überladung, Tiefentladung Frei konfigurierbar	
Cell-Balancing System	Dissipatives Cell-Balancing	
Batterieschutzrelais und Vorladekreis	BSR in jedem Modul Vorladeschaltung in jedem Modul	
Kontaktierung Batterie zu Stromschiene	Wie Vorgabe	
Positionierung BMS-Anschluss	Voll flexibel	
Ladestrom pro Batteriepaket	163	A (max.)
Ergänzende Angaben		
Konfiguration	13S70P	-
Nennkapazität	252	Ah
Max. Dauerstrom	350	A
Energiegehalt nominal	12,1	kWh
Gehäusematerial	Faserverbundwerkstoff	flammwidrig
Sicherheitskonzept	Einzelzellsicherungen Schutz gegen TR-Kaskadierung Batteriemanagementsystem Hochfeste Struktur Module einzeln trennbar vom Gesamtsystem	

[151] Goth, M.: E-Mail: UNICARagil Traktionsbatterien (2019).

B Anhang: Datenblatt der Batteriezelle[152]

2. Nominal Specification

Item	Condition / Note	Specification
2.1 Energy	Std. charge / discharge	Nominal 12.50Wh Minimum 12.10Wh
2.2 Nominal Voltage	Average	3.63V
2.3 Nominal Shipping SOC		30%
2.4 Standard Charge (Refer to 4.2.1)	Constant current Constant voltage End current(Cut off)	0.3C (1,000mA) 4.2V 50mA
2.5 Max. Charge Voltage		4.20 ± 0.05V
2.6 Max. Charge Current	0 ~ 24℃	0.3C (1,000mA)
	24 ~ 50℃	0.7C (2,330mA)
2.7 Standard Discharge (Refer to 4.2.2)	Constant current End voltage(Cut off)	0.2C (670mA) 2.50V
2.8 Max. Pulse Discharge Power	Pulse Power(10sec), 24 ℃ ± 2 ℃	≤ 80W (SOC 80%)
2.9 Max. Discharge Current	-30 ~ -20℃	0.2C(670mA)
	-20 ~ 5℃	0.3C(1,000mA)
	5 ~ 45℃	1.5C(5,000mA)
	45 ~ 60℃	1.5C(5,000mA)
2.10 Weight	With Tube	48.2 ± 1.0 g
2.11 Storage Temperature (for shipping state)	1 day 1 month 3 months 1 year	-40℃ -20 ~ 60℃ -20 ~ 45℃ -20 ~ 20℃

3. Appearance and Dimension

3.1 Appearance

There shall be no such defects as deep scratch, crack, rust, discoloration or leakage, which may adversely affect the commercial value of the cell.

3.2 Dimension

Diameter : ≤ 18.51 mm

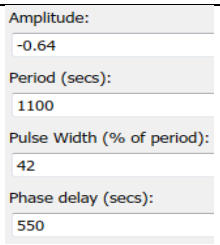
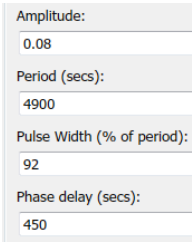
Diameter is defined as the largest data value measured on the "A" area of a cylindrical cell

Height : ≤ 65.60 mm

[152] Kim, Y.-H.: Datenblatt der Zelle Lithium Ion INR18650M36T 12.50Wh (2018).

C Anhang: Verifikations-/ Integrationstests

Tabelle C-1: Simulationen für Testfälle in Kapitel 6 und 7

Kapitel	CarMaker Testrun	Variierte Größen	Simulink-Modell
6.1.2	Verifikation_Drehzahlregelung	ω_{grenz} $M_{soll,An}$	Modell_Dynamikmodule
6.1.3	Verifikation_Antrieb_Ausfall	Error-Bits	Modell_Dynamikmodule
6.1.5	Verifikation_Temp_Modell	$q_{Kü}$ $M_{soll,An}$	Modell_Dynamikmodule
6.2		 Pulssignalgenerator Entladung I_{elade} $SOC(t = 0\ s) = 1$ $Ca = 3060\ F$ $t_{Sim} = 12000\ s$  Pulssignalgenerator Entladung I_{lade} $SOC(t = 0\ s) = 0{,}02$ $Ca = 3060\ F$ $t_{Sim} = 45000\ s$	Batterie_Test
6.2.1		$I_{elade} = 1A$ $I_{elade} = 3A$	Batterie_Test
6.3.1	Verifikation_Lenkwinkel	$\delta_{soll,VL/VR/HL/HR}$	Modell_Dynamikmodule
6.3.2	Verifikation_Lenkwinkel_max	v	Modell_Dynamikmodule
6.3.3	Verifikation_Lenkwinkel_Ausfall	$\delta_{soll,VL/VR/HL/HR}$	Modell_Dynamikmodule
6.4.1		p_{soll}	Bremse
6.6.1		v_x F^R_z	Reifen
6.6.2		v_y	Reifen

		F^R_z γ	
6.6.3	Verifikation_ABS Verifikation_Lenkwinkelsprung	$M_{\text{soll,An/Br}}$ $\delta_{\text{soll,VL/VR/HL/HR}}$	Modell_Dynamikmodule
6.6.4		v_y F^R_z γ	Reifen
6.6.5		F^R_z v	Reifen
6.6.6		F^R_z v	Reifen
7.1.1	Integration_Antrieb_Bremse	$M_{\text{soll,An}}$ $M_{\text{soll,Br}}$	Modell_Dynamikmodule
7.1.2	Integration_FTR_DModule	Open-Loop	Modell_Dynamikmodule
7.1.3	Integration_FTR_DModule	Open-Loop	Modell_Dynamikmodule
7.2	Verifikation_Bremse	$M_{\text{soll,Br}}$	Modell_Dynamikmodule
7.3.1	Verifikation_Lenkwinkel	$M_{\text{soll,An,VL/VR/HL/HR}}$	Modell_Dynamikmodule
7.3.2	Verifiaction_Einzelradbremse	$M_{\text{soll,Br,VL/VR/HL/HR}}$	Modell_Dynamikmodule
7.3.3	Verifikation_ABS	ABS an/aus	Modell_Dynamikmodule
7.3.3		p_{soll}	Bremse
7.3.3	Verifikation_Bremse	Modellüberarbeitung	Modell_Dynamikmodule
7.3.4	Verifikation_Lenkwinkel	$\delta_{\text{soll,VL/VR/HL/HR}}$	Modell_Dynamikmodule
7.4	Integration_FTR_DModule	Open-Loop	Modell_Dynamikmodule

D Anhang: Parameterdatei des Simulationsmodells

Tabelle D-1: Parameterdatei des Batteriemodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Matlab Wert
Ca_Bat_4x1	Gesamtkapazität der Batterien VL/VR/HL/HR	[252*3600,252*3600, 252*3600,252*3600]
SOC_max_4x1	Maximaler SOC der Batterien VL/VR/HL/HR	[0.9,0.9,0.9,0.9]
SOC_min_4x1	Minimaler SOC der Batterien VL/VR/HL/HR	[0.2,0.2,0.2,0.2]
SOC_init_4x1	SOC zu Simulationsbeginn VL/VR/HL/HR	[0.8,0.8,0.8,0.8]
U_int	Spannung offener Kreis	[-1.031 ,-35, 3.685, 0.2156, -0.1178, 0.3201]
Ca_L	Kapazität für Langzeitverhalten	[-6056, -27.12, 4475]
R_L	Widerstand für Langzeitverhalten	[6.603, -155.2, 0.04984]
Ca_S	Kapazität für Kurzzeitverhalten	[-752.9, -13.51, 703.6]
R_S	Widerstand für Kurzzeitverhalten	[0.3208, -29.14, 0.04669]
R_int	Parameter für Serienwiderstand	[0.1562, -24.37, 0.07446]
n_Rei	Anzahl in Reihe geschalteter Zellen	13
n_Par	Anzahl parallel geschalteter Zellen	70
m_Batt	Masse der Batterie in kg	44.135
sc_p_Batt	Wärmekapazität der Batterie	812
q_kue	Kühlwärmestrom der Batterie	0
Wk_Bat	Wärmeübergangskoeffizient Luft	18.9
A_Bat	Oberfläche der Zellen	3.4
P_Verb_4x1	Leistung zusätzlicher Verbraucher	[0 0 0 0]
I_max_lade	maximaler Ladestrom	163
t_T_I_max	Zeit in s bei welcher der maximale Strom von 700 A abgerufen werden kann	20
I_Dau	Dauerstrom	5
t_pause	Zeit in s bis die Batterie wieder eine Stromstärke oberhalb von 350 A abgeben kann, nachdem eine Last über 350 A abgerufen wurde	60
Bat.I_max	maximale Stromstärke der Batterie	10
x_t_max	x-Werte Lookup-Table für Zeitbegrenzung Batterie	[-20,-10,-5,-4.99,20]
y_t_max	y-Werte Lookup-Table für Zeitbegrenzung Batterie	[1,1,0.01, 0.000000001,0.000000001]
x_T_Batt	x-Werte Lookup-Table mit Temperaturen, die Entladestrom beschränken	[-30,-20.1,-20,4.9, 5,40,60,61,100] + 273.15
y_T_Batt	y-Werte für Entladestrom beschränkt durch Temperatur	[0.67,0.67,1,1,10,10,5,0,0]

Tabelle D-2: Parameterdatei des Bremsenmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Matlab Wert
A_K	Fläche Bremsbelag	0.005
r_Br	Effektiver Reibradius	0.2
mue_Gl	Gleitreibkoeffizient zwischen Belag und Bremsscheibe	1.5
p_Br_max	Maximaler Bremsdruck in Pa	18000000
t_T_Br	Totzeit	0.02
T_Br1	Parameter für Übertragungsfunktion Bremse	0.015460567345186
T_Br2	Parameter für Übertragungsfunktion Bremse	0.055563169839672
K_kappa_x	Gewichtungsfaktor Schlupf	1
K_a	Gewichtungsfaktor Beschleunigung axial	0.01
SK_u	untere Eingriffsgrenze	0.15
SK_o	obere Eingriffsgrenze	0.2
T_F_Red	Filterkonstante für Druckreduktion	0.125
T_F_Erh	Filterkonstante für Drucksteigerung	0.055563169839672
T_F_Hal	Filterkonstante für Druckhalten	2.5

Tabelle D-3: Parameterdatei des Radnabenantriebsmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Matlab Wert
i_An	Übersetzung Planetengetriebe	3.138
T_F	Filterkonstante (Tiefpass) für Drehzahlregelung	0.1
P_max_An	Maximale Leistung an der Grenze zwischen Anker und Feldschwächebereich	14577
x_omega_grenz	x-Werte Lookup-Table Fuzzy-Regler	[-1000,0.005, 0.015,1000]
y_omega_grenz	y-Werte Lookup-Table Fuzzy-Regler	[0,0,1,1]
y_PT1_PT2_An	Gewichtungsfunktionen PT1/PT2	[0,0,0,0; 0,0,0,0; 0,0,1,1; 0,0,1,1]
x_PT1_PT2_An_M_max	Umschalten für erreichen aktuell maximal möglichem Moment	[0,0.79,0.82,1.5]
x_PT1_PT2_An_omega	Umschalten zwischen Anker- und Feldschwächebereich	[0,800,801, 10000]/60*2*pi()
K_PT2_An	Verstärkungsfaktor PT2	1
T_PT2_An	Zeitkonstante PT2	0.013999994238804
d_PT2_An	Dämpfung PT2	0.189901320353302
Num_An	Nenner Übertragungsfunktion PT1	1/0.0361500369670150
Den_An	Zähler Übertragungsfunktion PT1	1/0.0361500369670150

x_eta_M_Mot	x1-Werte Lookup-Table Wirkungsgradkennfeld	s. Parameterdatei
x_eta_omega_Mot	x2-Werte Lookup-Table Wirkungsgradkennfeld	s. Parameterdatei
y_eta_An	y-Werte Lookup-Table Wirkungsgrad	s. Parameterdatei
y_M_reg_max	y-Werte Lookup-Table max. reg. Bremsmoment	[0,174,174,160, 150,90,70,49,45]
x_omega_reg_max	x-Werte Lookup-Table max. reg. Bremsmoment	[0,150,550,800,1000, 1500,2000,2500,3000] *2*pi()/60
y_Spi	y-Werte Lookup-Table Spitzenmoment	[174,174,170,90,49,42]
x_Spi	x-Werte Lookup-Table Spitzenmoment	[0,510,825,1500, 2500,3000]/60*2*pi()
y_Dau	y-Werte Lookup-Table Dauermoment	[80,80,49,42]
x_Dau	x-Werte Lookup-Table Dauermoment	[0,1250,2500 ,3000]/60*2*pi()
y_Spi_Te	y-Werte Lookup-Table Temperaturbeschränkung Spitzenmoment	[1,1,0,0]
x_Spi_Te	x-Werte Lookup-Table Temperaturbeschränkung Spitzenmoment	[0,373.18,413.18,500]
A_an	angeströmte Fläche Antrieb	0.4
m_An	Masse des E-Motors	5
sc_p_An	mittlere spezifische Wärmekapazität E-Motor	430
q_kue_An	konstante Kühlleistung	0
Du_Ku_An	Durchmesser Radnabenantrieb	0.4
nue_Lu	kinematische Viskosität der Luft	153.2e-7
Tl_Lu	Temperaturleitfähigkeit der Luft	216.3e-7
lambda_Lu	Wärmeleitfähigkeit von Luft	25.87e-3

Tabelle D-4: Parameterdatei des Lenkungsmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Matlab Wert
K_Le	Vorfaktor Übertragungsfunktion PT2	1
T_Le	Zeitkonstante Übertragungsfunktion PT2	6.24
d_Le	Dämpfung Übertragungsfunktion PT2	0.58
i_Le	Lenkübersetzung	100
Num_Le	Nenner PT1 Übertragungsfunktion	7.64
Den_Le	Zähler PT1 Übertragungsfunktion	7.64
x_PT1_PT2_VL_HR	x-Werte Lookup-Table für VL/HL Modellumschaltung PT1/PT2	[-90,-60,-58, 88,90,120]/360*2*pi()
x_PT1_PT2_VR_HL	x-Werte Lookup-Table für VR/HL Modellumschaltung PT1/PT2	[-120,-90,-88, 58,60,90]/360*2*pi()
y_PT1_PT2_XX	y-Werte Lookup-Table Modellumschaltung PT1/PT2	[0,0,1,1,0,0]
x_v_Le_VL_HR	Lookup-Table zur Begrenzung der Lenkwinkel VL/HL in Abhängigkeit von v	[0,2,10,25]

y_min_VL_HR	Lookup-Table zur Begrenzung des minimalen Lenkwinkels VL/HR in Abhängigkeit von v	[-60,-60,-30, -30]/360*2*pi()
y_max_VL_HR	Lookup-Table zur Begrenzung des maximalen Lenkwinkels VL/HR in Abhängigkeit von v	[90,90,30,30]/360*2*pi()
x_v_Le_VR_HL	Lookup-Table zur Begrenzung der Lenkwinkel VR/HL in Abhängigkeit von v	[0,2,10,25]
y_min_VR_HL	Lookup-Table zur Begrenzung des maximalen Lenkwinkels VR/HL in Abhängigkeit von v	[-90,-90,-30, -30]/360*2*pi()
y_max_VR_HL	Lookup-Table zur Begrenzung des minimalen Lenkwinkels VR/HL in Abhängigkeit von v	[60,60,30,30]/360*2*pi()

Tabelle D-5: Parameterdatei des effektiven Rollradiusmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
c_z	Vertikale Steifigkeit	389702
r_0	freier Rollradius	0.313
C_reff	Vorfaktor effektiver Rollradius	2
D_reff	Vorfaktor effektiver Rollradius	0.23
B_reff	Vorfaktor effektiver Rollradius	0.01

Tabelle D-6: Parameterdatei des Rollwiderstandsmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
f_r	Vorfaktor in Rollwiderstandsgleichung	0.008
v_max	Reifen Maximalgeschwindigkeit	50

Tabelle D-7: Parameterdatei des Längskraftmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
Lon.p_Vx1	Vorfaktor S_{Vx}	0
Lon.p_Vx2	Vorfaktor S_{Vx}	0
Lon.lambda_Vx	Skalierungsfaktor S_{Vx}	1
Lon.p_Hx1	Vorfaktor S_{Hx}	0
Lon.p_Hx2	Vorfaktor S_{Hx}	0
Lon.lambda_Hx	Skalierungsfaktor S_{Hx}	1
Lon.p_Kx1	Vorfaktor K_x	36.411
Lon.p_Kx2	Vorfaktor K_x	0.12615
Lon.p_Kx3	Vorfaktor K_x	0.51289
Lon.lambda_Kx	Skalierungsfaktor K_x	1
Lon.p_Dx1	Vorfaktor D_x	1.1703
Lon.p_Dx2	Vorfaktor D_x	-0.081328
Lon.p_Dx3	Vorfaktor D_x	0
Lon.lambda_muex	Skalierungsfaktor D_x	1

Lon.lambda_gammax	Skalierungsfaktor D_x	1
Lon.p_Ex1	Vorfaktor E_x	0.53409
Lon.p_Ex2	Vorfaktor E_x	-0.019956
Lon.p_Ex3	Vorfaktor E_x	0.18089
Lon.p_Ex4	Vorfaktor E_x	2.9951e-07
Lon.lambda_Ex	Skalierungsfaktor E_x	1
Lon.p_Cx1	Vorfaktor Cx	1.6055
Lon.lambda_Cx	Skalierungsfaktor Cx	1
Lon.p_Dxphi1	Vorfaktor Dx,φ	0.4
Lon.p_Dxphi2	Vorfaktor Dx,φ	0
Lon.p_Dxphi3	Vorfaktor Dx,φ	0
Lon.egphi1	Vorfaktor εγ,φ	0
Lon.egphi2	Vorfaktor εγ,φ	0

Tabelle D-8: Parameterdatei des Rückstellmomentmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
L_0	Latschlänge	0.08
br	Halbe Latschbreite	0.07
mue_y0	Reibkoeffizient Straße/Reifen in y-Richtung	1
c_M_alpha0	Drehmomentschräglaufsteifigkeit bei F_z0	1600
C_z	Pacejka-Parameter Rückstellmoment	2.3
E_z	Pacejka-Parameter Rückstellmoment	-2
b_3	Faktor Rückstellmoment	0.25
b_4	Faktor Rückstellmoment	10
b_5	Faktor Rückstellmoment	1
b_6	Faktor Rückstellmoment	0.3
b_7	Faktor Rückstellmoment	0.1
b_9	Faktor Rückstellmoment	0
b_10	Faktor Rückstellmoment	0
b_11	Faktor Rückstellmoment	4

Tabelle D-9: Parameterdatei des Bohrmomentmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
Bohr.b1	Vorfaktor F_z	-31.263
Bohr.b2	Vorfaktor F_z	6.245
Bohr.b3	Vorfaktor c_delta	-7.867

Bohr.b4	Vorfaktor c_delta	1.774
Bohr.b5	Exponent M_z	2
Bohr.l_rel	Relaxationslänge	0.5

Tabelle D-10: Parameterdatei des transienten Reifenmodells

Parameterdateiname	Beschreibung	Wert
v_grenz	Grenzgeschwindigkeit für Stillstandsmodell	1
kx_grenz	Faktor longitudinale Deformation Stillstandsmodell	0
ky_grenz	Faktor seitliche Deformation Stillstandsmodell	2000
v_grenz_damp_y	Däpmfpungsfaktor Stillstandsmodell	1
c_x	longitudinale Karkassensteifigkeit	200000
c_kappa	Reifenschlupfsteifigkeit	100000
c_y	laterale Karkassensteifigkeit	200000
c_alpha	Schräglaufsteifigkeit	70000
c_gamma	Sturzsteifigkeit Reifen	11667

Literaturverzeichnis

Adamski, D.: Simulation in der Fahrwerktechnik (2014)
Adamski, Dirk: Simulation in der Fahrwerktechnik, ATZ / MTZ-fachbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014

Bohn, C.; Unbehauen, H.: Identifikation dynamischer Systeme (2016)
Bohn, Christian; Unbehauen, Heinz: Identifikation dynamischer Systeme, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016

Breuer, B.; Bill, K. H.: Bremsenhandbuch (2017)
Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.) Bremsenhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017

Burckhardt, M.: Radschlupf-Regelsysteme (1993)
Burckhardt, Manfred: Radschlupf-Regelsysteme, in: Burckhardt, Manfred; Reimpell, Jörnsen (Hrsg.): Fahrwerktechnik, Vogel-Fachbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Auflage, Vogel, Würzburg, 1993

Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model (2006)
Chen, M.; Rincon-Mora, G. A.: Accurate Electrical Battery Model Capable of Predicting Runtime and I–V Performance, in: IEEE Transactions on Energy Conversion (2), Jahrgang 21, S. 504–511, 2006

Degenstein, T.: Diss., Kraftmessung in Scheibenbremsen (2007)
Degenstein, Thomas: Kraftmessung in Scheibenbremsen, Dissertation Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2007

Demetriades, G. D. et al.: A Real-Time Thermal Model of a Permanent-Magnet Synchronous Motor (2010)
Demetriades, Georgios D.; La Parra, Hector Z. de; Andersson, Erik; Olsson, Hakan: A Real-Time Thermal Model of a Permanent-Magnet Synchronous Motor, in: IEEE Transactions on Power Electronics (2), Jahrgang 25, S. 463–474, 2010

Eckstein, L.: UNICARagil news (2019)
Eckstein, Lutz: UNICARagil news, UNICARagil news, Aachen, 2019

Einsle, S.: Diss., Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens (2010)
Einsle, Stefan: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern, Dissertation Technische Universiteit Dresden, Dresden, 2010

Espíndola-López, E. et al.: Torque Ripple Minimization in PMSM (2016)
Espíndola-López, Eduardo; Gómez-Espinosa, Alfonso; Carrillo-Serrano, Roberto; Jáuregui-Correa, Juan: Fourier Series Learning Control for Torque Ripple Minimization in Permanent Magnet Synchronous Motors, in: Applied Sciences (9), Jahrgang 6, 2016

Feigel, H.-J.: Eine neue Generation integrierter Bremssysteme (2012)
Feigel, Hans-Järg: MK C1 - Eine neue Generation integrierter Bremssysteme, in: Breuer, Bert (Hrsg.): XXXI. Internationales [My]-Symposium - Bremsen-Fachtagung, Fortschrittberichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik Nr. 759, VDI-Verl., Düsseldorf, 2012

Feigel, H.-J. et al.: Integrierte Bremssysteme (2017)
Feigel, Hans-Jörg; Zimmermann, Jochen; van Zanten, Anton; Leiber, Heinz; Leiber, Thomas; Köglsperger, Christian; Unterfrauner, Valentin: Integrierte Bremssysteme, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017

Feldhusen, J. et al.: Vorgehen bei einzelnen Schritten des Produktentstehungsprozesses (2013)
Feldhusen, Jörg; Grote, Karl-Heinrich; Nagarajah, Arun; Pahl, Gerhard; Beitz†, Wolfgang; Wartzack, Sandro: Vorgehen bei einzelnen Schritten des Produktentstehungsprozesses, in: Feldhusen, Jörg; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.): Pahl/Beitz Konstruktionslehre, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013

FZD MPV-Wiki: Correvit S-350
FZD MPV-Wiki: Correvit S-350; https://www.wiki.fzd.maschinenbau.tu-darmstadt.de/mpvwiki/doku.php?id=messtechnik:correvit_s-350, Zugriff 10.03.2020

FZD MPV-Wiki: Radpositionssensor (Wheel Position Sensor)
FZD MPV-Wiki: Radpositionssensor (Wheel Position Sensor); https://www.wiki.fzd.maschinenbau.tu-darmstadt.de/mpvwiki/doku.php?id=messtechnik:wps, Zugriff 10.03.2020

Germann, S.: Modellbildung und modellgestützte Regelung der Fahrzeuglängsdynamik (1997)
Germann, Stefan: Modellbildung und modellgestützte Regelung der Fahrzeuglängsdynamik, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Jahrgang 309, VDI-Verl., Düsseldorf, 1997

Google Maps: Satelliten Bild des Flugplatzes (2020)
Google Maps: Satelliten Bild des Flugplatzes; https://www.google.de/maps/@49.8564646,8.5937797,263m/data=!3m1!1e3, 2020, Zugriff 10.03.2020

Goth, M.: E-Mail: UNICARagil Traktionsbatterien (2019)
Goth, Marcus: E-Mail: UNICARagil Traktionsbatterien, 2019

Haberfellner, R. et al.: Systems Engineering (2019)
Haberfellner, Reinhard; Weck, Olivier de; Fricke, Ernst: Systems Engineering, 1. Auflage, 2019

Harrer, M.; Pfeffer, P.: Grundlegendes zum Lenkvorgang (2013)
Harrer, Manfred; Pfeffer, Peter: Grundlegendes zum Lenkvorgang, in: Pfeffer, Peter; Harrer, Manfred (Hrsg.): Lenkungshandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2013

Heißing, B. et al.: Fahrdynamik (2011)
Heißing, Bernd; Ersoy, Metin; Gies, Stefan: Fahrdynamik, in: Heißing, Bernd; Ersoy, Metin; Gies, Stefan (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2011

Hofmann, P.: Hybridfahrzeuge (2014)
Hofmann, Peter (Hrsg.) Hybridfahrzeuge, Springer Vienna, Vienna, 2014

Hofmann, P.: Hybridkomponenten (2014)
Hofmann, Peter: Hybridkomponenten, in: Hofmann, Peter (Hrsg.): Hybridfahrzeuge, Springer Vienna, Vienna, 2014

Hofmann, P.: Motivation zum Bau von Hybridantriebssystemen (2014)
Hofmann, Peter: Motivation zum Bau von Hybridantriebssystemen, in: Hofmann, Peter (Hrsg.): Hybridfahrzeuge, Springer Vienna, Vienna, 2014

Homolla, T.: Mündliche Mitteilung 25.02.2020
Homolla, Tobias: Mündliche Mitteilung 25.02.2020

Homolla, T.: Masterthesis, Konzeptentwicklung für eine 3 DoF Fahrdynamikregelung (2018)
Homolla, Tobias: Konzeptentwicklung für eine 3 DoF Fahrdynamikregelung, Masterthesis TU Darmstadt, Darmstadt, 2018

Homolla, T.: Konzept FTR UNICARagil (2019)
Homolla, Tobias: Konzept für die Fahrdynamik- und Trajektorienregelung im Projekt UNICARagil, Darmstadt, 2019

Homolla, T. et al.: Telefonkonferenz: SKC-Datei (2019)
Homolla, Tobias; Wojcik, David; Struth, Michael: Telefonkonferenz: SKC-Datei, Darmstadt, 2019

Huinink, H. et al.: Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse (2017)
Huinink, Heinrich; Volk, Heiner; Becke, Manfred: Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017

Hüsemann, T.: Fahrdynamik (2007)
Hüsemann, Thomas: Fahrdynamik, in: Heißing, Bernd; Ersoy, Metin (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, Vieweg, Wiesbaden, 2007

Huynh, P.-L.: Zellcharakterisierung und Modellierung (2016)
Huynh, Phan-Lam: Zellcharakterisierung und Modellierung, in: Huynh, Phan-Lam (Hrsg.): Beitrag zur Bewertung des Gesundheitszustands von Traktionsbatterien in Elektrofahrzeugen, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2016

Institut für Technische Thermodynamik TU Darmstadt: Formelsammlung Wärme- und Stoffübertragung (2013)
Institut für Technische Thermodynamik TU Darmstadt: Formelsammlung des Moduls Wärme- und Stoffübertragung, Darmstadt, 2013

IPG Automotive GmbH: Reference Manual (2019)
IPG Automotive GmbH: Reference Manual Version 8.0.1 - CarMaker, Karlsruhe, 2019

IPG Automotive GmbH: Users's Guide (2019)
IPG Automotive GmbH: Users's Guide Version 8.0.1 - CarMaker, Karlsruhe, 2019

Isermann, R.: Fahrdynamik-Regelung (2006)
Isermann, Rolf (Hrsg.) Fahrdynamik-Regelung, Vieweg, Wiesbaden, 2006

Ismail, N. H. et al.: Simplified Heat Generation Model Lithium ion battery (2013)
Ismail, Nur H. F.; Toha, Siti F.; Azubir, Nor A. M.; Md Ishak, Nizam H.; Hassan, Mohd K.; KSM Ibrahim, Babul S.: Simplified Heat Generation Model for Lithium ion battery used in Electric Vehicle, in: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Jahrgang 53, S. 12014, 2013

ISO: 11270 (2014)
ISO: Intelligent transport systems — Lane keeping assistance systems (LKAS) — Performance requirements and test procedures, 2014

Keil, P.; Jossen, A.: Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen (2012)
Keil, Peter; Jossen, Andreas: Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen, in: 19. DESIGN & ELEKTRONIK-Entwicklerforum, Batterien & Ladekonzepte, München, 2012

Kim, Y.-H.: Datenblatt der Zelle Lithium Ion INR18650M36T 12.50Wh (2018)
Kim, Yong-Hoon: Datenblatt der Zelle Lithium Ion INR18650M36T 12.50Wh; http://www.nkon.nl/sk/k/m36.pdf, 2018, Zugriff 10.03.2020

Krausz, M.: Diss., Abschätzung der Ergebnisqualität von Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen (2016)
Krausz, Mark: Methode zur Abschätzung der Ergebnisqualität von modularen Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen, Dissertation Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, Research, 2016

Lageder, F.: Entwicklung von Harmonic Drive® Getriebe (2013)
Lageder, Franz: Entwicklung von Harmonic Drive® Getriebe für Raumfahrtantriebe, Bonn, 2013

Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung (2009)
Leister, Günter: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung, Praxis, 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2009

Lin, C. et al.: Lithium-ion battery electro-thermal model (2013 - 2013)
Lin, Chengtao; Cui, Can; Xu, Xiaotian: Lithium-ion battery electro-thermal model and its application in the numerical simulation of short circuit experiment, in: 2013 World Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), Barcelona, Spain, IEEE, 17.11.2013 - 20.11.2013

Lück, D.: Masterthesis, Simulation des Antriebssystems (2013)
Lück, Daniel: Simulation des Antriebssystems auf Basis von Elektromotoren in mobilen Anwendungen, Masterthesis
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Hamburg, 2013

Martin, H.: E2 Instationäre Wärmeleitung in ruhenden Körpern (2013)
Martin, Holger: E2 Instationäre Wärmeleitung in ruhenden Körpern, in: VDI-Wärmeatlas, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013

Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge (2007)
Matschinsky, Wolfgang: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2007

Maurer, M. et al.: Autonomes Fahren (2015)
Maurer, Markus; Gerdes, J. C.; Lenz, Barbara; Winner, Hermann (Hrsg.) Autonomes Fahren, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2015

Maurer, M.: Einleitung (2015)
Maurer, Markus: Einleitung, in: Maurer, Markus et al. (Hrsg.): Autonomes Fahren, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2015

Mayer, M.: Diss., Wirkungsgradoptimierte Regelung Permanentmagnet-Synchronmaschinen (2010)
Mayer, Michael: Wirkungsgradoptimierte Regelung hoch ausgenutzter Permanentmagnet-Synchronmaschinen im Antriebsstrang von Automobilen, Dissertation Universität Paderborn, Paderborn, 2010

Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge (2014)
Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge, VDI-Buch, 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014

Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Reifen (2014)
Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Reifen, in: Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning (Hrsg.): Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014

Mundl, R. et al.: Bestandteile Reifen und Räder (2017)
Mundl, Reinhard; Wies, Burkhard; Recker, Carla; Becherer, Thomas; Ersoy, Metin; Schick, Bernhard: Bestandteile Reifen und Räder, in: Ersoy, Metin; Gies, Stefan (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017

Ott, M.: Diss., Kompensation produktionsbedingter Abweichungen im elektrischen Antrieb (2019)
Ott, Markus: Identifikation und Kompensation produktionsbedingter Abweichungen im elektrischen Antrieb von Elektro- und Hybridfahrzeugen, Dissertation Universität Paderborn, Paderborn, 2019

Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics (2012)
Pacejka, H. B.; Besselink, Igo: Tire and vehicle dynamics, 3. Auflage, Elsevier/BH, Amsterdam, Boston, 2012

Pickenhahn, J.; Straub, T.: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen (2017)
Pickenhahn, Josef; Straub, Thomas: Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen, in: Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017

Projektbeteiligte: Lastenheft 3.0 (2019)
Projektbeteiligte: Lastenheft 3.0, 2019

Projektbeteiligte: UNICARagil Architekturtool (2020)
Projektbeteiligte: UNICARagil Architekturtool; https://architektur.unicaragil.embedded.rwth-aachen.de/index.php?action=show_view&view_id=1, 2020, Zugriff 26.02.2020

Rabe, M. et al.: Verifikation und Validierung für die Simulation (2008)
Rabe, Markus; Spiekermann, Sven; Wenzel, Sigrid: Verifikation und Validierung für die Simulation in Produktion und Logistik, VDI-Buch, Springer, Berlin, Heidelberg, 2008

Roth, P. E.: Final Report to NASAJSC (2005)
Roth, Peter E.: Final Report to NASAJSC, Albuquerque, 2005

Scholz, L.: Masterthesis, Modellierung und Simulation von Elektromotoren (2013)
Scholz, Lucas: Modellierung und Simulation von Elektromotoren einer Antreibseinheit für eine selbstfahrende Fahrsimulatorplattform, Masterthesis
Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2013

Schorn, M.: Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens (2006)
Schorn, Matthias: Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens, in: Isermann, Rolf (Hrsg.): Fahrdynamik-Regelung, Vieweg, Wiesbaden, 2006

Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2018)
Schramm, Dieter; Hiller, Manfred; Bardini, Roberto: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Jahrgang 21, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2018

Schröder, D.: Elektrische Antriebe – Grundlagen (2017)
Schröder, Dierk (Hrsg.) Elektrische Antriebe – Grundlagen, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2017

Schröder, D.: Leistungselektronische Schaltungen (2017)
Schröder, Dierk: Leistungselektronische Schaltungen, in: Schröder, Dierk (Hrsg.): Elektrische Antriebe – Grundlagen, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2017

Schröder, D.: Synchronmaschine (2017)
Schröder, Dierk: Synchronmaschine, in: Schröder, Dierk (Hrsg.): Elektrische Antriebe – Grundlagen, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2017

Seipel, G.: Diss., Analyse der Entstehung und Intensität von Reifenspuren (2013)
Seipel, Gunther: Analyse der Einflussgrößen auf die Entstehung und Intensität von Reifenspuren, Dissertation Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2013

Semmler, S.: Bremsregelungen für mechatronische Bremsen (2006)
Semmler, Sascha: Bremsregelungen für mechatronische Bremsen, in: Isermann, Rolf (Hrsg.): Fahrdynamik-Regelung, Vieweg, Wiesbaden, 2006

Steier, J.: Masterthesis, Erweiterung der Bewegungsregelung eines Fahrsimulators (2016)
Steier, Jan: Erweiterung der Bewegungsregelung eines selbstfahrenden Fahrsimulators, Masterthesis
TU Darmstadt, Darmstadt, 2016

Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 08.01.2020
Struth, Michael: E-Mail: Dynamikmodule 08.01.2020

Struth, M.: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020
Struth, Michael: E-Mail: Dynamikmodule 18.02.2020

Struth, M.: Mündliche Mitteilung: Prüfstandversuche 17.12.2019
Struth, Michael: Mündliche Mitteilung: Prüfstandversuche 17.12.2019

Thanheiser, A. B.: Diss., Energetische Modellierung elektrischer Fahrzeugantriebe (2013)
Thanheiser, Andreas B.: Energetische Modellierung und Echtzeitsimulation von elektrischen Fahrzeugantrieben, Dissertation Technische Universität München, München, 2013

Tichi, B. J.: Masterthesis, Entwicklung eines Konzepts für eine Messdienstleistung (2018)
Tichi, Benedikt J.: Entwicklung eines Konzepts für eine Messdienstleistung zur Parametrierung und Validierung von Fahrdynamik-Simulationsmodellen, Masterthesis
TU Darmstadt, Darmstadt, 2018

Ullrich, C. et al.: D6 Stoffwerte von Feststoffen (2013)
Ullrich, Christian; Bodmer, Thomas; Hübner, Christof; Kempa, Paul B.; Tsotsas, Evangelos; Eschner, Axel; Kasparek, Günther; Ochs, Fabian; Spitzner, Martin H.: D6 Stoffwerte von Feststoffen, in: VDI-Wärmeatlas, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013

van der Jagt, P.: Diss., The road to virtual vehicle prototyping (2000)
van der Jagt, Pim: The road to virtual vehicle prototyping : new CAE-models for accelerated vehi-

cle dynamics development, Dissertation Technische Universiteit Eindhoven, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2000

VDI-EKV: VDI 2206 (2004)
VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb: VDI-Richtlinie
2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004

VDI-Wärmeatlas (2013) VDI-Wärmeatlas, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013

Vignesh, B. R. et al.: Thermal modeling of lithium ion batteries (2018 - 2018)
Vignesh, Balaji R.; Grandjean, Thomas; McGordon, Andrew; Greenwood, David: Thermal modeling of lithium ion batteries for temperature rise predictions in hybrid vehicle application, in: 2018 Thirteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), Monte-Carlo, IEEE, 10.04.2018 - 12.04.2018

Wagner, W. et al.: D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden (2013)
Wagner, Wolfgang; Kretzschmar, Hans-Joachim; Span, Roland: D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden, in: VDI-Wärmeatlas, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013

Wang, Q. et al.: Thermal runaway of lithium ion battery (2012)
Wang, Qingsong; Ping, Ping; Zhao, Xuejuan; Chu, Guanquan; Sun, Jinhua; Chen, Chunhua: Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery, in: Journal of Power Sources, Jahrgang 208, S. 210–224, 2012

Wang (Schaeffler), J.: E-Mail: UNICARagil Ansprechpartner Dynamikmodule 18.11.2019
Wang (Schaeffler), Jin: E-Mail: UNICARagil Ansprechpartner Dynamikmodule 18.11.2019

Winkle, T.: Sicherheitspotenzial automatisierter Fahrzeuge (2015)
Winkle, Thomas: Sicherheitspotenzial automatisierter Fahrzeuge: Erkenntnisse aus der Unfallforschung, in: Maurer, Markus et al. (Hrsg.): Autonomes Fahren, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2015

Winner, H.: Skript Fahrdynamik (2019)
Winner, Hermann: Vorlesungsskript Fahrdynamik und Fahrkomfort Wintersemester 2019/2020, 2019

Wojcik, D.: E-Mail: KnC Data 08.01.2020
Wojcik, David: E-Mail: KnC Data Converter Doku, Wahl generalisierte Koordinate skc/Lenkungsmodell 08.01.2020

Woopen, T. et al.: Aachener Kolloquium (2018)
Woopen, Timo; Lampe, Bastian; Böddeker, Torben; Kampmann, Alexandru; Alrifaee, Bassam; Stolte, Torben; Jatzkowski, Inga; et al.: 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018, Aachen, 2018

Yong Oh, S.: Diss., Modellierung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehrkörpersystem (2017)
Yong Oh, Seung: Modellierung und Entwicklung eines Flurförderzeugreifenmodells als Mehrkörpersystem, Dissertation Technische Universität München, München, 2017

Zöller, C.: Masterthesis, Implementierung eines Modells des Bandagenreifens (2015)
Zöller, Chris: Implementierung eines Fahrdynamiksimulations-tauglichen Modells des Bandagenreifens des WMDS sowie Identifikation der relevanten Parameter, Masterthesis
TU Darmstadt, Darmstadt, 2015